

Válvulas

Selección, uso y mantenimiento

621.646

G 811v

Válvulas

Selección, uso y mantenimiento

Richard W. Greene

y

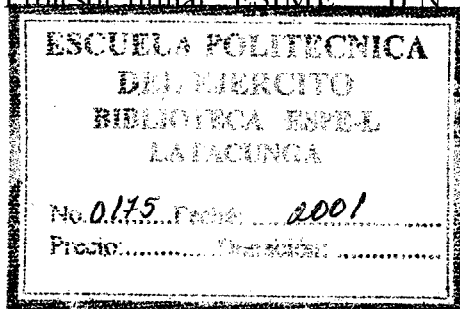
Cuerpo de redactores de Chemical Engineering Magazine

Traducción

Francisco G. Noriega
C.P. y Perito traductor

Revisión técnica:

José Hernán Pérez Castellanos
Ingeniero Industrial
Escuela Militar de Ingenieros
Profesor titular ESIME * IPN



McGRAW-HILL

MÉXICO • BUENOS AIRES • CARACAS • GUATEMALA • LISBOA • MADRID • NUEVA YORK
PANAMÁ • SAN JUAN • SANTAFÉ DE BOGOTÁ • SANTIAGO • SÃO PAULO
AUCKLAND • HAMBURGO • LONDRES • MILÁN • MONTREAL • NUEVA DELHI • PARÍS
SAN FRANCISCO • SINGAPUR • ST. LOUIS • SIDNEY • TOKIO • TORONTO

	<i>Discos de ruptura</i>	
	Discos de ruptura para gases y líquidos	139
	Discos de ruptura para baja presión de reventamiento	141
Sección III	Válvulas de control	147
	<i>Generalidades</i>	
	Válvulas de control en plantas de proceso	149
	Válvulas de control	159
	Selección de válvulas de control de flujo de líquidos	164
	Instalación, mantenimiento y detección de fallas en válvulas de control	177
	Válvulas de control en sistemas optimizados	181
	Válvula de control versus bomba de velocidad variable	189
	Mejoramiento del funcionamiento de las válvulas de control en la tubería	194
	<i>Control del ruido</i>	
	Ruido de las válvulas de control: causas y corrección	200
	Válvulas de control especiales que reducen el ruido y la vibración	208
	<i>Dimensionamiento y estimación</i>	
	Programa para el dimensionamiento de válvulas de control para gas y vapores	216
	Programa para el dimensionamiento de válvulas de control para líquidos	222
	Predicción del flujo en válvulas de control	230
	Estimación de la caída de presión en las válvulas de control de líquidos	238
Sección IV	Válvulas de operación manual y automática	245
	Selección de válvulas manuales para plantas de proceso	247
	Válvulas de operación manual	262
	Actuadores mecánicos para válvulas	270
Índice		277

Introducción

Las válvulas, incluso los dispositivos para desahogo (alivio) de presión, son una de las partes básicas en una planta en la industria de procesos químicos. En este volumen aparece una serie de consejos prácticos relacionados con las válvulas.

Este libro se preparó para todos los que tienen alguna relación con las válvulas, sean diseñadores, ingenieros de proyecto, ingenieros de proceso o las personas encargadas de su mantenimiento.

Con tantos estilos y opciones disponibles, ¿Cómo se puede hacer la elección atinada cuando se especifica una válvula? ¿Cómo se determina el tamaño de las válvulas de desahogo? ¿Cuándo se debe seleccionar una válvula de accionamiento manual? Y, en tal caso, ¿de qué tipo? Las respuestas a éstas y cientos de otras preguntas prácticas se encuentran en este libro. Se incluyen desde los aspectos básicos del funcionamiento hasta la operación y mantenimiento de las válvulas.

Los artículos que aparecen en este libro se seleccionaron entre los publicados por la revista *Chemical Engineering* en casi una década. Se incluyen artículos clásicos acerca de la selección de válvulas y los programas más recientes de calculadoras programables y de computadoras para el dimensionamiento de las válvulas de control. Los artículos se seleccionaron por su amplio interés. Cualquiera que sea el tipo de planta de proceso en que usted trabaje, encontrará respuestas a sus preguntas en relación con las válvulas. El libro está dividido en cuatro secciones:

Sección I. Aspectos básicos de las válvulas, incluso su selección. Esta sección tiene tres partes. La primera parte trata dicha selección; asimismo aspectos básicos del funcionamiento de válvulas; especificación de válvulas para plantas nuevas y selección de

válvulas de alto rendimiento. La segunda parte abarca la instalación, operación y mantenimiento e incluye las formas de reacondicionar válvulas viejas. La tercera parte se relaciona con otros tipos de válvulas e incluye artículos respecto a válvulas de mariposa, válvulas de retención modificadas y válvulas para cierre de tuberías.

Sección II. Dispositivos para desahogo (alivio) de presión. Es una información muy completa para la selección de válvulas de desahogo (alivio) y discos de ruptura. Se presenta información para el diseño, selección y prevención del mal funcionamiento de los dispositivos para desahogo de presión. Se incluyen procedimientos para determinar el tamaño de los discos de ruptura para gases y líquidos y también para bajas presiones de reventamiento.

Sección III. Válvulas de control. Se comentan tres temas importantes: selección general, control del ruido, dimensionamiento y estimación de costos. Se da información básica de las válvulas de control, incluso su empleo y selección. Entre los temas se encuentran artículos acerca del uso de válvulas de control en vez de bombas de velocidad variable y para mejorar el funcionamiento en la tubería. En el rubro de control de ruido se comentan las causas y se ofrecen métodos para corregir este problema. Se incluye información acerca de válvulas especiales de control que disminuyen el ruido y la vibración. Se describen programas con calculadoras programables o con computadoras para dimensionar y estimar los costos de estas válvulas para líquidos y gases. También se incluyen métodos para predecir el flujo en estas válvulas.

Sección IV. Válvulas de operación manual y automática. ¿Cuándo se debe utilizar una válvula de operación manual y cuándo se debe emplear un actuador? En esta sección se contestan esta y otras preguntas. Se dice cómo seleccionar una válvula de operación manual y se describe el funcionamiento de los actuadores.

Hay sugerencias prácticas para válvulas de compuerta, globo, mariposa, neumáticas y muchas otras que se suelen encontrar en las plantas. Son sugerencias para el ingeniero novato o para la persona con gran experiencia que se enfrenta a un problema difícil. Este libro le facilitará su trabajo sin que importe si se ocupa de diseñar válvulas o de darles mantenimiento.

Sección I

Aspectos básicos de las válvulas, incluso su selección

Selección

Selección y especificación de válvulas para plantas nuevas
Selección de válvulas para la IPQ (industria de procesos químicos)
Selección de válvulas de alto rendimiento
Selección de válvulas

Instalación, operación y mantenimiento

Instalación, operación y mantenimiento de válvulas
El reacondicionamiento deja como “nuevas” las válvulas viejas

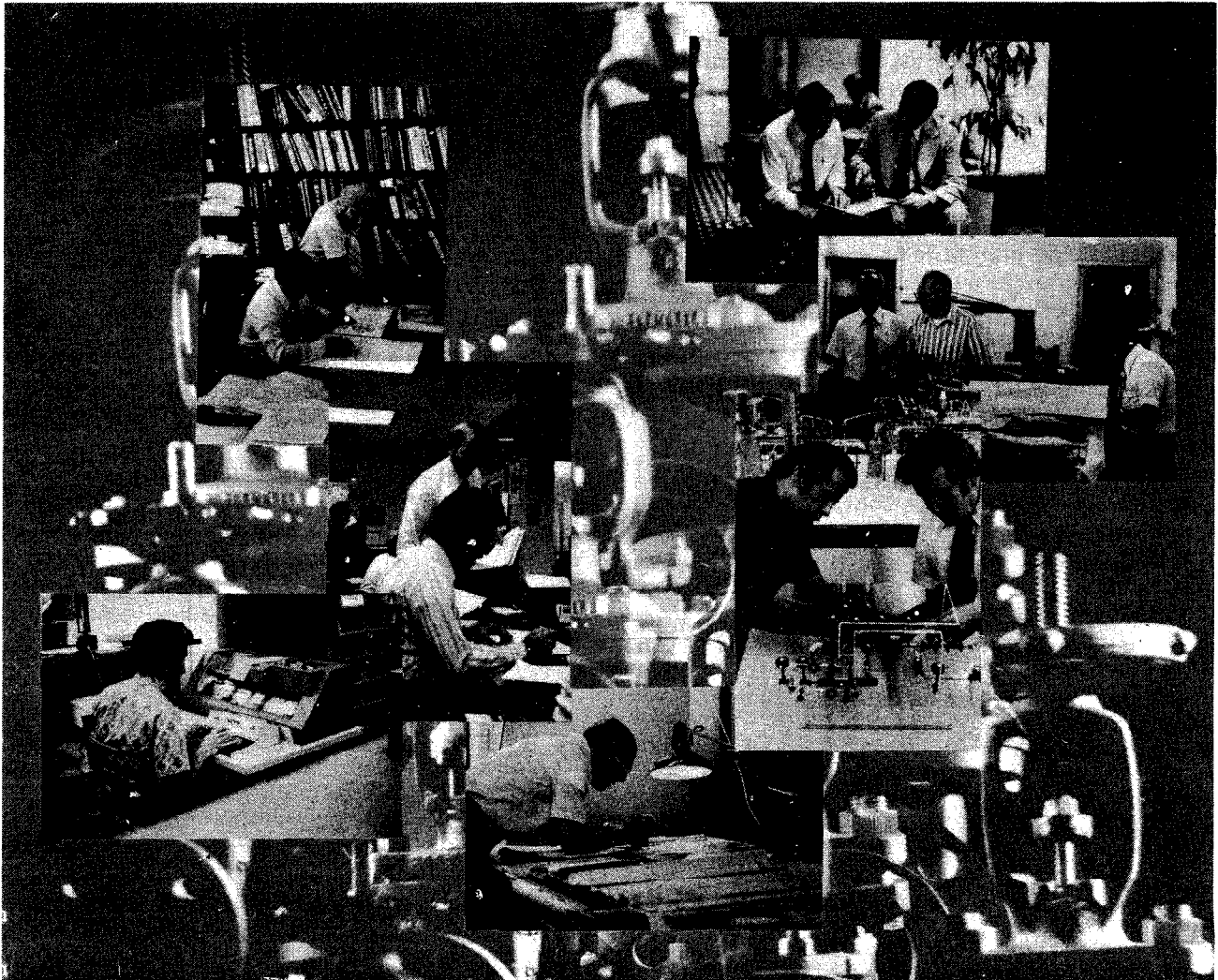
Otros tipos de válvulas

Válvulas de mariposa para fluidos de proceso
Forma de evitar mezclas de fluidos con una válvula de retención modificada
Selección y aplicación de válvulas para cierre de tuberías

Selección y especificación de válvulas para plantas nuevas

Las válvulas constituyen del 20 al 30% del costo de la tubería de una planta, según sea el proceso; el costo de un tipo y tamaño dados de válvulas puede variar en 100% según sea su construcción. Por tanto, la selección de válvulas es de suma importancia en los aspectos económicos, así como en la operación de plantas de proceso. Veamos cómo una empresa de diseño para ingeniería decide un tipo de válvula, el costo en comparación con las características de la construcción, los materiales de construcción, etc., para un diseño de planta que sea competitivo y libre de problemas.

Arkadie Pikulik, Scientific Design Co.



Fotos: Susan R. Horowitz

13 de septiembre de 1976

Las empresas de ingeniería seleccionan y especifican válvulas por medio de los esfuerzos coordinados de sus divisiones de procesos, proyectos y diseño para ingeniería.

Los ingenieros de proceso son quienes asumen la responsabilidad de establecer los parámetros de diseño del proceso como son la temperatura, presión, flujo, procedimientos para arranque y paro, etc. El ingeniero de proyectos y su grupo son los encargados del comportamiento del diseño mecánico. La división de diseño se ocupa del diseño y especificaciones detallados para toda la planta.

Por ello, en nuestra empresa, la división de procesos especifica los materiales básicos de construcción requeridos para los fluidos del proceso; la división de proyectos determina la necesidad y ubicación de las válvulas así como el tipo de válvula que se utilizará; la división de diseño prepara las especificaciones de las válvulas para satisfacer los requisitos de la división de proyectos.

Estas especificaciones de válvulas, por lo general, se incluyen en las especificaciones del material para las tuberías, que se preparan de acuerdo al proceso y servicios que se manejan en una planta y se tienen en cuenta las presiones y temperaturas máximas de operación, los materiales de construcción, las tolerancias para corrosión y cualesquiera otros factores que influyan en la selección del material de construcción.

Las especificaciones del material de los tubos incluyen todos los datos para el diseño, como conexiones y accesorios, bridas, tubos y válvulas que se utilizarán para un servicio dado. Por ejemplo, una especificación del material para tubería en que se requiere un acero al carbono adecuado para agua a temperatura ambiente y a 150 lb de presión, también incluirá una relación de las válvulas apropiadas (Tabla I).

Para el ingeniero que no cuenta con los servicios de un contratista de ingeniería ni de un grupo de ingeniería en su empresa para que hagan las especificaciones del material para tuberías el procedimiento es el mismo, excepto que el ingeniero será quien llevará todo el peso de la decisión en cuanto a las válvulas aceptables. Como ayuda para la selección de válvulas, ese ingeniero debe preparar una lista de clasificación de válvulas en la cual aparezca, como mínimo, la siguiente información (Tabla II):

- Tipo de válvulas, tamaños, fabricantes y número de modelo de los fabricantes.

- Capacidades de presión y temperatura de las válvulas.

- Materiales de construcción.

- Material para empaquetaduras y juntas.

- Material de las guarniciones de la válvula, que incluyen el vástago, anillo de asiento y disco.

- Servicio recomendado por el fabricante.

Cuando se introduzcan nuevos modelos de válvulas, se debe actualizar esta lista.

Si el ingeniero encuentra que la preparación y actualización de una lista de clasificación de válvulas que abarque a todos los fabricantes requiere mucho tiempo, se podría limitar la lista a sólo unos cuantos fabricantes de cada tipo de válvula, siempre y cuando esta limitación no le impida al ingeniero obtener cotizaciones de competencia de otros fabricantes, una vez establecidas las especificaciones básicas de las válvulas.

Las válvulas se emplean, por lo general, para dos funciones básicas: cierre y estrangulación. Las válvulas utilizadas para aislar equipo, instrumentos y componentes de la tubería (coladores, trampas de vapor, filtros en la tubería, etc.) cuando se necesita mantenimiento se llaman válvulas de bloqueo o de cierre. Además, las válvulas de bloqueo se utilizan en los múltiples para desviar las corrientes a diversos lugares según se desee. En esencia, cualquier válvula que no está ni abierta del todo ni cerrada del todo durante el funcionamiento de la planta, se puede considerar como válvula de bloqueo. Estas válvulas suelen ser del tamaño de la tubería y tienen un orificio más o menos del tamaño del diámetro interior del tubo.

Para calcular la caída de presión en una válvula de bloqueo, el procedimiento usual es utilizar una longitud equivalente de tubo, según lo especifique el fabricante. Normalmente, no se efectúan cálculos de la caída de presión en las válvulas individuales, porque los datos de los fabricantes han estado en uso durante muchos años (Tabla III).

Las válvulas de operación manual cuya finalidad es regular el flujo, la presión o ambos, se denominan válvulas de estrangulación. La selección del tamaño de una válvula de estrangulación dependerá del coeficiente C_v de flujo en la válvula. La capacidad se determina con pruebas de flujo para una caída dada de presión a lo largo del cuerpo de la válvula y se puede obtener con los fabricantes de este tipo de válvulas. El ingeniero, después de calcular el coeficiente de válvula requerido para el servicio indicado mediante el uso de la ecuación $Q = C_v (\Delta P/G)^{1/2}$, puede hacer la selección de la válvula del tamaño necesario con el uso de las especificaciones de C_v del fabricante. (Q = gasto, C_v = coeficiente de flujo; ΔP = caída de presión entre la entrada y la salida de la válvula, G = densidad relativa del fluido).

Selección de válvulas

Es difícil imaginarse una planta de productos químicos, refinería de petróleo, planta de procesamiento de alimentos, unidad de fabricación de fármacos, planta lechera, etc., sin válvulas.

Conforme avanza la tecnología y aumenta la capacidad de las plantas, han aumentado el tamaño y el costo de las válvulas y cada vez es más importante el máximo cuidado en su selección.

La selección de las válvulas incluye muchos factores y es preferible tener como referencia un sistema que facilite la selección. Se deben tener en cuenta, como mínimo, las siguientes características básicas: tipo de válvula, materiales de construcción, capacidades de presión y temperatura, material de empaquetaduras y juntas, costo y disponibilidad.

Tabla I Especificaciones de materiales para tuberías y lista de válvulas aplicables

Servicio: Agua para enfriamiento, servicios e incendio a nivel del piso

Brida primaria: Hierro fundido, 125 lb, cara completa y acero al carbono, 150 lb, cara completa

Presiones y temperaturas: ANSI B.16.1-167, hasta 150°F máximo

Tolerancia para corrosión: 0.05 in mínima

Concepto	Tamaño, in	Cédula o capacidad	Descripción	Especificación del material
Tubo	½ - 1 ½	Céd. 80	Sin costura, acero al carbono	ASTM A106, Gr. B ASTM A53, Gr. B
	2 - 6	Céd. 40	Sin costura, acero al carbono	
	8 - 12	Céd. 20	Soldado por resistencia eléctrica, acero al carbono	ASTM A134; Placa, ASTM A283, Gr., C.
	14 - 34	Céd. 10	Soldado por resistencia eléctrica, acero al carbono	
	26 - 36	¼ in	Soldado por fusión eléctrica, acero al carbono. Espesor de pared ¼ in	
Bridas				
Tubería	½ - 1 ½	150 lb	Roscada, acero al carbono, cara completa	ASTM A105
	2 - 24	150 lb	Cuello para soldar, acero al carbono, cara completa	
	26 - 36	*	Deslizable, acero al carbono, cara completa	
Reductor	½ - 1 ½	150 lb	Roscada, acero al carbono, cara completa	
	2 - 24	150 lb	Deslizable, acero al carbono, cara completa	
Orificio	1 ½ - 36	300 lb	Cuello para soldar, acero al carbono, cara completa	
Accesorios				
Roscos	½ - 1 ½	300 lb	Reborde, hierro maleable	ASTM A197
	½ - 1 ½	300 lb	Unión, hierro maleable, asiento latón	ASTM A105
	½ - 1 ½	3 000 lb	Coples, acero al carbono	
	½ - 1 ½		Tapones macizos cabeza rebordeada y bujes de cabeza hexagonal, acero al carbono	ASTM A234, Gr. WPB
Soldados a tope	2 - 6	Céd. 40	Sin costura, acero al carbono	
	8 - 12	Céd. 20		Igual que el tubo
	14 - 24	Estándar	Sin costura o soldado, acero al carbono	
	26 - 36	Pared ¼ in	Codos angulares	
	18 - 36	Igual que el tubo		
Conexiones de ramales	½ - 1 ½		Tes rectas o reductoras	
	2		Tamaño completo: Tes, reductoras: soldadura de boquilla	
	3 - 36		Completas y reductoras; soldadura de boquilla	
Uniones de tubo	½ - 1 ½		Coples (acoplamiento)	
	2 - 36		Soldadura a tope	
Juntas	Todos	G-20	Asbesto (amianto) cara completa	
Sujetadores	Todos		Espárragos (birlos) de acero de aleación	ASTM A193, Gr., B7
	Todos		Tuercas hexagonales de acero al carbono	ASTM A194, Gr., 2

Válvulas	Tamaño, in	Tipo	Número de válvula estándar	Norma dimen- sional
Extremos roscados	½ - 1 ½	Compuerta	VC600A†	††
		Globo	VC610A	
		Retención	VC620A	
Extremos con brida	1	Compuerta	VC105A	††
	1 ½	Compuerta	VB105B	
	1 - 1 ½	Retención	VC125A	
	2	Compuerta	VB105B	
	2 - 8	Globo	VB115A	
	2	Retención	VB125A	
Placa plana	3 - 6	Mariposa	VB155A	††
	8 - 24	Mariposa	VB155AG	
	26 - 36	Mariposa	VB155BG	
	3 - 36	Retención	VB135A	

* En tamaños de 26 in y mayores, las bridas deben ser de 175 lb en las boquillas y de 150 lb en las válvulas

† Estos números de válvulas se dan como ejemplo y se utilizan en combinación con la tabla II

†† Las normas dimensionales se establecen para necesidades específicas de diseño. Por ello no se indica ninguna.

Tabla II Lista de clasificación de válvulas

Válvulas de compuerta de hierro fundido (brida de 125 lb, de cara completa)

Todas las válvulas son de cuña maciza, bonete atornillado, rosca externa y yugo, componentes de bronce, brida con acabado estándar y operada por volante, salvo indicación en contrario

Válvula No.	Empaque-tadura	Gama de tamaño, in	Variaciones u observaciones	Fabricante usual
VB 105A	Asbesto	1½ – 48		Crane 465½
VB 105AG	Asbesto	8 – 48	Engrane	Crane 465½
VB 105B	Asbesto	1½ – 4	Bonete de abrazadera	Crane 487½
VB 105C	Asbesto	1 – 4	Bonete de abrazadera, rosca interna, vástago elevable	Crane 490½
VB 105D	Asbesto	2 – 48	Vástago no elevable	Crane 461
VB 105E	Asbesto	4 – 14	Rosca interna, vástago no elevable, norma U.L. 175 lb. Poste indicador	Fairbanks 0433
VB 105F	Asbesto	4 – 14	Rosca interna, vástago no elevable. Disco doble, asiento paralelo, con drenaje automático y poste indicador	American Darling 52 (modificada)
VB 105G	Asbesto	2 – 12	Rosca interna, vástago no elevable, poste indicador	Crane 461
VB 105H	Asbesto	2½ – 14	Disco doble, asiento paralelo, aprobada por U.L.	Kennedy 68
VB 105K	Asbesto	2 – 36	Disco doble, rosca interna, vástago no elevable. Norma American Water Works Assn. (AWWA). Sin volante. Tiene tuerca de 2 in por lado estándar AWWA	Kennedy 561X
VB 105L	Asbesto	4 – 12	175 lb, montada en bronce. Disco doble, asientos paralelos reemplazables, brida de poste indicador. Aprobada por UA y FM, con poste indicador	Kennedy 701X

Tipo de válvula

El tipo de válvula dependerá de la función que debe efectuar, sea de cierre (bloqueo), estrangulación o para impedir el flujo inverso. Estas funciones se deben determinar después de un estudio cuidadoso de las necesidades de la unidad y del sistema para los cuales se destina la válvula.

Dado que hay diversos tipos de válvulas disponibles para cada función, también es necesario determinar las condiciones del servicio en que se emplearán las válvulas. Es de importancia primordial conocer las características químicas y físicas de los fluidos que se manejan. En resumen, se debe prestar atención a:

Función de la válvula

■ Válvulas de cierre, que también se llaman válvulas de bloqueo.

■ Válvulas de estrangulación.

■ Válvulas de retención.

Tipo de servicio

■ Líquidos.

■ Gases.

■ Líquidos con gases.

■ Líquidos con sólidos.

■ Gases con sólidos.

■ Vapores generados instantáneamente por la reducción en la presión del sistema.

■ Con corrosión o sin corrosión.

■ Con erosión o sin erosión.

Una vez determinadas la función y el tipo de servicio, se puede seleccionar el tipo de válvula según su construcción con el uso de la lista para clasificación de válvulas antes descrita.

En esa lista, las funciones generales de la válvula son sólo guías del uso más adecuado o más común de determinado tipo de construcción. A menudo hay más de un tipo de construcción apto para una función específica.

Las características principales y los usos más comunes de los diversos tipos de válvulas para servicio de bloqueo o cierre son:

Válvulas de compuerta: Resistencia mínima al fluido de la tubería. Se utiliza totalmente abierta o cerrada. Accionamiento poco frecuente.

Válvulas de macho: Cierre hermético. Deben estar abiertas o cerradas del todo.

Válvulas de bola: No hay obstrucción al flujo. Se utilizan para líquidos viscosos y pastas aguadas. Cierre positivo. Se utiliza totalmente abierta o cerrada.

Válvulas de mariposa: Su uso principal es para cierre y estrangulación de grandes volúmenes de gases y líquidos a baja presión. Su diseño de disco abierto, rectilíneo, evita cualquier acumulación de sólidos; la caída de presión es muy pequeña.

Tabla III Longitud equivalente en diámetros de tubo de diversas válvulas

Tipo de válvula y condiciones de operación				Longitud equivalente en diámetros de tubo, L/D	
Válvulas de globo	Vástago perpendicular a los tubos	Asiento plano, cónico o tipo macho sin obstrucción	Apert. total	340	
		Con disco de aleta o guiado con pasador	Apert. total	450	
	Modelo en Y	Asiento plano, cónico o tipo macho sin obstrucción	Apert. total	175	
		Con vástago a 60° de la tubería Con vástago a 45° de la tubería	Apert. total	145	
Válvulas en ángulo		Asiento plano, cónico o tipo macho sin obstrucción	Apert. total	145	
		Con disco de aleta o guiado con pasador	Apert. total	200	
Válvulas de compuerta	Cuña, disco Disco doble o disco de macho		Apert. total	13	
			¾ Apert.	35	
			½ Apert.	160	
			¼ Apert.	900	
Válvulas para oleoductos; válvulas de bola y macho	Pulpa de papel		Apert. total	17	
			¾ Apert.	50	
			½ Apert.	260	
			¼ Apert.	1 200	
Válvulas de retención	Convencional de bisagra Bisagra rectilínea Globo elevable o corte: vástago perpendicular al tubo o en Y Elevación o tope en ángulo	0.5 †	Apert. total	135	
		0.5 †	Apert. total	50	
		2.0 †	Apert. total	Igual que globo	
		2.0 †	Apert. total	Igual que ángulo	
		2.5 vertical y 0.25 horizontal †	Apert. total	150	
Válvulas de pie con coladera	Bola en la tubería	Con disco elevable con vástago	0.3 †	Apert. total	420
		Con disco con bisagra de cuero	0.4 †	Apert. total	75
Válvulas de mariposa (8 in y más grandes)			Apert. total	40	

* La longitud equivalente exacta es igual a la longitud entre las caras de brida o extremos soldados.

† Caída mínima calculada de presión (psi) en la válvula para producir flujo suficiente para elevar del todo el disco.

Las características principales y los usos más comunes para diversos tipos de válvulas para servicio de estrangulación son:

Válvulas de globo: Son para uso poco frecuente. Cierre positivo. El asiento suele estar paralelo con el sentido del flujo; produce resistencia y caída de presión considerables.

Válvulas de aguja: Estas válvulas son, básicamente, válvulas de globo que tienen un macho cónico similar a una aguja, que ajusta con precisión en su asiento. Se puede tener estrangulación exacta de volúmenes pequeños porque el orificio formado entre el macho cónico y el asiento cónico se puede variar a intervalos pequeños y precisos.

Válvulas en Y: Las válvulas en Y son válvulas de globo que permiten el paso rectilíneo y sin obstrucción igual que las válvulas de compuerta. La ventaja es una menor caída de presión en esta válvula que en la de globo convencional.

Válvulas de ángulo: Son, en esencia, iguales que las válvulas de globo. La diferencia principal es que el flujo del fluido en la válvula de ángulo hace un giro de 90°.

Válvulas de mariposa: Su uso principal es para cierre y estrangulación de grandes volúmenes de gases y líquidos a baja presión (desde 150 psig hasta el vacío). Su diseño

de disco abierto, rectilíneo evita acumulación de sólidos no adherentes y produce poca caída de presión.

Las válvulas que no permiten el flujo inverso (de retención) actúan en forma automática ante los cambios de presión para evitar que se invierta el flujo.

Hay disponible una selección especial de tipos de válvulas para manejar pastas aguadas gruesas o finas. Los tipos más comunes son en ángulo, fondo plano, macho, bola y diafragma y válvulas de opresión o compresión. Están diseñadas para mínima resistencia al flujo y, con frecuencia, están revestidas con aleaciones especiales para darles resistencia a la corrosión o a la erosión.

Materiales de construcción

El ingeniero, después de establecer la función y de seleccionar el tipo de válvula, debe tener en cuenta los materiales de construcción adecuados para el servicio a que se destinará la válvula. Todas las partes de la válvula que están en contacto con el fluido deben tener la resistencia necesaria a la corrosión.

Para seleccionar materiales de construcción resistentes a la corrosión, el ingeniero debe utilizar como guía



los materiales recomendados por los fabricantes para los diversos tipos de servicios así como los datos publicados. Si esa información parece ser inadecuada, habrá que obtener datos de la corrosión mediante pruebas de laboratorio. En general, salvo que se trate de un proceso totalmente nuevo, no habrá problema para determinar los materiales de construcción con base en la información existente.

Sin embargo, los datos publicados no se deben considerar como definitivos para los materiales incluidos, porque otras condiciones en el servicio real pueden influir en la rapidez de la corrosión y se deben tener en cuenta. Por ejemplo, la presencia de sales disueltas, de contaminantes del proceso y de diferentes compuestos del proceso, aeración de los líquidos, altas velocidades de los fluidos, la presencia de abrasivos, la ocurrencia de cavitación o de vaporización instantánea, variaciones en las temperaturas y concentraciones, etc. El efecto de estos factores no se puede determinar por completo, excepto cuando se cuenta con datos de una unidad o sistema idénticos. Por tanto, aunque los datos publicados de corrosión resultarán válidos en muchos casos, sólo se podrá tener una certidumbre completa con la experiencia.

Cuando no hay experiencia anterior ni datos aplicables en forma directa, el ingeniero se debe basar en un examen y análisis lógicos de los datos acerca de las mismas composiciones y condiciones para los fluidos. Esto implica cierto riesgo, que se debe ponderar en contra del costo adicional del empleo de un material más confiable. Si el costo de la válvula es importante y el servicio tiene requisitos críticos, entonces se debe efectuar un programa de pruebas de materiales con o sin la ayuda del fabricante.

Capacidades de presión y temperatura

Una vez determinadas las presiones y temperaturas máximas de operación, el ingeniero podrá establecer la capacidad de presión requerida por la válvula. A este respecto, el ingeniero debe comparar su selección con las listas de los fabricantes respecto a las capacidades de presión y temperatura con el fin de asegurarse que se ajustan a ella.

Como una guía para la selección del material de la válvula tomando como base la presión, en la tabla IV se presentan las capacidades de presión de gran número de materiales disponibles para válvulas con rosca, con extremo de enchufe soldado y con bridas. Estas capacidades están basadas en las normas ANSI. Para materiales que no aparezcan en la tabla, se deben consultar las normas ANSI o la literatura del fabricante para el tipo de servicio.

Material de empaquetaduras y juntas

La selección del material adecuado para empaquetaduras y juntas es tan importante como la de los materiales de la válvula para el servicio a que se destinan. La selección de una empaquetadura inadecuada puede permitir fugas en la válvula y requerir un paro del sistema para reemplazarla. Además, si el fluido que se escapa es

tóxico o inflamable, puede ocurrir una grave situación, con posibles lesiones al personal y daños a la planta. En la tabla V se enumeran ejemplos de las empaquetaduras para diversas aplicaciones y sus correspondientes límites de temperatura.

Los riesgos y los costosos paros son inexcusables y son fáciles de evitar. Al seleccionar el material de empaquetaduras de válvulas, el ingeniero debe consultar la literatura de los fabricantes de empaquetaduras y válvulas y las publicaciones técnicas, para comprobar que el material seleccionado sea compatible con los fluidos que se manejan.

Asimismo, la forma física de la empaquetadura debe ser compatible con las características mecánicas de la válvula. Ciertos materiales de empaquetaduras requieren una elevada compresión, pero hay válvulas que son muy débiles o muy ásperas y no se puede aplicar una gran compresión. Además, las elevadas compresiones requeridas por ciertas válvulas pueden hacer que algunas empaquetaduras fluyan en frío. Ciertas empaquetaduras incompatibles pueden producir desgaste del vástago.

Costo y disponibilidad

Muchas veces se encontrará más de un tipo de válvula para un trabajo específico. Cuando todos los factores, como materiales de construcción, rendimiento, capacidad para presión y temperatura y disponibilidad son iguales, se debe seleccionar la válvula de menor precio.

Cuando el ingeniero ha determinado el mejor tipo de válvula para el servicio, debe tener en cuenta el costo y la disponibilidad. Sería ilógico ordenar una válvula que no van a entregar a tiempo o que no tiene un costo razonable. Hay que obtener datos de disponibilidad y costo de los distribuidores o de los fabricantes. También hay que tener en cuenta si habrá variación en el precio en el momento de la entrega. El precio de cada válvula también puede depender de la cantidad que se ordene en un momento dado. Los fabricantes de válvulas suelen otorgar descuentos; por ello, cuanto mayor sea el número de válvulas pedidas, menor será su costo unitario.

Sin embargo, a veces no se puede obtener ese menor costo unitario por el efecto que pueda tener un pedido grande en la capacidad del fabricante para poder entregarlo a tiempo. La única forma de conocer el costo y disponibilidad de cualquier tipo específico de válvula, es cuando se tienen las cotizaciones de diversos distribuidores o fabricantes.

Evaluación

Cuando ya se conocen la función, tipo, materiales de construcción, empaquetaduras y requisitos y características de las válvulas adecuadas, se pueden solicitar cotizaciones a los distribuidores y fabricantes y evaluarlas después de recibirlas. Se hace una lista comparativa de los datos críticos, como nombre del fabricante, costo, tiempo de entrega, número del modelo, materiales de construcción y de empaquetadura. La experiencia indica que habrá una gran variación en el costo, tiempo de entrega y calidad. Como es obvio, las válvulas de máxi-

Tabla IV Válvulas disponibles en el mercado para industrias de procesos químicos
(El tamaño de la válvula corresponde al diámetro nominal del tubo en pulgadas)

Válvulas de compuerta											
Capacidad de presión, psi											
Material	125	150	175	200	250	300	400	600	900	1 500	2 500
Acero inoxidable	—	1/2 - 24	—	1/4 - 2	—	1/2 - 24	—	1/2 - 24	—	—	—
Hierro fundido	2 - 48	1/2 - 4	2 1/2 - 14	—	2 - 16	—	—	—	—	—	—
Hierro dúctil	—	2 - 24	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Bronce	1/4 - 3	1/8 - 3	—	1/8 - 3	—	1/8 - 3	1/8 - 3	—	—	—	—
Acero fundido	—	2 - 48	—	—	—	2 - 30	4 - 16	1/2 - 24	3 - 24	1 - 24	2 1/2 - 24
Acero forjado	—	—	—	—	—	1/2 - 3	—	1/2 - 2	—	—	—

Válvulas de globo											
Materiales	125	150	200	250	300	400	600	900	1 500	2 500	4 500
Acero inoxidable	—	1/2 - 24	1/4 - 2	—	1/2 - 24	—	1/4 - 24	—	1/4 - 3	1/4 - 2	—
Hierro fundido	2 - 10	—	—	2 - 8	—	—	—	—	—	—	—
Hierro dúctil	—	2 - 24	—	—	2 - 6	—	—	—	—	—	—
Bronce	1/8 - 3	1/8 - 6	1/4 - 3	—	1/4 - 3	1/4 - 3	—	—	—	—	—
Acero fundido	—	2 - 14	—	—	2 - 16	4 - 12	2 - 18	3 - 24	1 - 18	2 1/2 - 24	—
Acero forjado	—	—	—	—	1/2 - 2	—	1/4 - 2	—	1/4 - 4	1/2 - 4	1/2 - 4

Válvulas en ángulo											
Material	125	150	200	250	300	400	600	900	1 500	2 500	
Acero inoxidable	—	1/2 - 6	1/4 - 2	—	1/2 - 2	—	—	—	1/4 - 3	1/4 - 2	
Hierro fundido	2 - 10	—	—	2 - 8	—	—	—	—	—	—	
Hierro dúctil	—	2 - 24	—	—	2 - 6	—	—	—	—	—	
Bronce	1/8 - 3	1/8 - 6	1/4 - 3	—	1/4 - 3	1/4 - 3	—	—	—	—	
Acero fundido	—	2 - 14	—	—	2 - 16	4 - 12	2 - 8	3 - 8	1 - 18	2 1/2 - 24	

Válvulas de macho (lubricadas)											
Material	125	150	250	300	400	600	900	1 500	2 500		
Acero inoxidable	—	1 - 4	—	1/2 - 4	—	—	—	—	—		
Hierro fundido	1/2 - 16	—	1/2 - 24	—	—	—	—	—	—		
Acero fundido	—	1 - 36	—	1/2 - 24	4 - 26	1/2 - 26	2 - 20	1/2 - 16	1/2 - 16		

Válvulas de bola											
Material	125	150	200	300	400	600	900	1 000	1 500	2 500	
Acero inoxidable	—	1/2 - 14	—	1/2 - 14	—	1/4 - 3	—	1 - 2 1/2	1/2 - 2	1 - 1 1/4	
Hierro dúctil	—	1/2 - 12	—	—	—	1 - 2 1/2	—	—	—	—	
Bronce	1/4 - 2	1/4 - 14	1/2 - 14	—	1/4 - 3	1/4 - 3/4	—	—	—	—	
Acero fundido	—	1/2 - 16	—	1/2 - 16	—	1 1/2 - 8	1/2 - 1	—	1/2 - 2	—	
Acero forjado	—	—	—	—	—	1/4 - 2	—	—	1/4 - 2	—	

ma calidad son más costosas, pero el tiempo de entrega y los costos no tienen un patrón definido.

Aunque las válvulas de máxima calidad satisfarán los requisitos, no hay una forma segura de establecer la calidad mínima necesaria. El ingeniero tendrá que buscar válvulas menos costosas que, aunque no sean de igual calidad que otras, de todos modos resulten aceptables. Una lista bien preparada para comparación de ofertas ayudará a tomar esas decisiones y la experiencia le dará mayor confianza. Sin embargo, la experiencia no es razón para eliminar o abreviar la comparación de las cotizaciones.

Cuando se han determinado la primera y segunda recomendaciones con la comparación, hay que dar un paso adicional cuya importancia debemos recalcar. En especial en el caso de válvulas grandes, de materiales poco

comunes o con servicio crítico, el ingeniero debe analizar a fondo los detalles de la válvula seleccionada para tener la seguridad de que es la idónea para su función.

Por ejemplo, se puede haber escogido una válvula de compuerta para controlar una corriente importante del proceso. En una emergencia, es indispensable cerrar esta válvula de compuerta con la mayor rapidez posible. Por tanto, un examen de los detalles de las válvulas seleccionadas puede indicar que el número de vueltas requeridas para cerrar es importante y puede ocasionar que se rechace la válvula que estaba como primera elección.

Asimismo, si esta comparación final de los requisitos de la válvula seleccionada indica que no es la adecuada para la aplicación, hay que volver a hacer las especificaciones y solicitar nuevas cotizaciones.

Tabla IV Válvulas disponibles en el mercado para industrias de procesos químicos (Cont.)
(El tamaño de la válvula corresponde al diámetro nominal del tubo en pulgadas)

Válvulas de retención, de bisagra												
Capacidad de presión, psi												
Material	125	150	175	200	250	300	400	600	900	1 500		
Acero inoxidable	—	½ – 24	—	¼ – 24	—	½ – 24	—	½ – 24	—	—		
Hierro fundido	2 – 24	—	2½ – 12	—	2 – 12	—	—	—	—	—		
Hierro dúctil	—	2 – 16	—	—	—	2 – 12	—	—	—	—		
Bronce	⅛ – 3	¼ – 4	—	¼ – 3	—	¼ – 3	¼ – 3	—	—	—		
Acero fundido	—	2 – 24	—	—	—	2 – 20	4 – 16	½ – 16	3 – 10	1½ – 14		
Válvulas de retención, disco/inclinable												
Material	125	150	250	300	600	900	1 500	2 500	4 500			
Hierro fundido	2 – 72	—	2 – 48	—	—	—	—	—	—			
Acero fundido	—	2 – 72	—	2 – 36	2 – 30	3 – 24	2 – 24	3 – 24	6 – 10			
Válvulas de retención, horizontales												
Material	125	150	200	300	600	900	1 500	2 500				
Acero inoxidable	—	—	—	—	¼ – 2	—	—	—				
Hierro fundido	2 – 6	½ – 2	—	—	—	—	—	—				
Bronce	⅛ – 3	⅛ – 2	¼ – 2	¼ – 2	—	—	—	—				
Acero fundido	—	—	—	3 – 12	2½ – 19	2½ – 24	2½ – 24	2½ – 24				
Válvulas de mariposa				Válvulas de diafragma								
Presión, psi				Capacidad de presión, psi								
Material	125	150	300	Material	125	150	175	200	300	400	600	
Acero inoxidable	3 – 16	3 – 16	3 – 16	Acero inoxidable	—	2½ – 4	1½ – 2	½ – 1¼	—	—	—	
Hierro fundido	2 – 24	—	—	Hierro fundido	5 – 6	2½ – 4	1½ – 2	½ – 1¼	—	—	—	
Hierro dúctil	2 – 24	—	—	Hierro dúctil	—	2½ – 4	—	—	1½ – 2	—	½ – 1¼	
Acero fundido	3 – 30	3 – 16	—	Bronce	5 – 6	2½ – 4	—	1½ – 2	½ – 1¼	—	—	
				Acero fundido	—	2½ – 4	1½ – 2	½ – 1¼	—	—	—	
Válvulas de macho (no lubricadas)				Válvulas diversas								
Material	150	300		Tipo válvula	Material	150	300	600	900	1 500	2 500	4 500
Acero inoxidable	¼ – 12	¼ – 12		Fondo plano	Acero inoxidable	½ – 10	1 – 10	—	—	—	—	—
Hierro dúctil	¼ – 12	¼ – 12		En Y	Acero inoxidable	½ – 2	½ – 6	½ – 10	—	—	—	—
Hierro fundido	¼ – 12	¼ – 12		Aguja	Acero inoxidable	—	—	—	—	¼ – 2	¼ – 2	¼ – 1½
				Aguja	Bronce	—	⅛ – ¾	—	—	—	—	—
				Aguja	Acero forjado	—	—	—	—	¼ – 2	¼ – 2	¼ – 1½
				Retención	Acero fundido	—	3 – 12	2½ – 18	2½ – 24	2 – 24	2½ – 24	—
				Purga	Acero forjado	—	1½ – 2½	1½ – 2½	1½ – 2½	1½ – 2½	—	—

Normas de la industria

Hemos mencionado “calidad” respecto a la evaluación de las cotizaciones. Es necesario definirla con más precisión. La calidad, en este contexto, está basada en las normas de la industria.

La industria manufacturera de válvulas es antigua y se encuentra tanto en Estados Unidos como en muchos otros países. El perfeccionamiento de la mayor parte de las válvulas en uso actual tuvo lugar hace décadas y, al igual que muchos otros productos manufacturados, se han establecido normas para asegurar la uniformidad entre los diversos fabricantes (Tabla VI).

Para especificar válvulas, se acostumbra mencionar que deben cumplir con los requisitos de materiales, diseño, manufactura, pruebas e inspección de una norma determinada. Esto asegura cierta calidad dentro de la uniformidad establecida por la industria. Sin embargo, es posible obtener una calidad mejor que la incluida en la norma.

Se pueden utilizar piezas forjadas en vez de fundidas y los componentes pueden ser más fuertes. Además, la mano de obra puede ser mucho mejor que la requerida por las normas. La calidad se relaciona con las características que deben ofrecer los fabricantes y todos deben cumplir con las normas mínimas.

Tabla V Materiales de empaque para válvulas en servicio en diversos procesos

Material de empaque	Presentación	Se utiliza para	Temperatura
Flexible, metálico	Envoltura espiral. Listones delgados de hoja de <i>babbitt</i> blando	Vástago de válvula	Hasta 450 °F
Empaquetaduras metálicas flexibles (aluminio)	Envoltura espiral. Listones delgados de hoja de aluminio anodizado flojas en torno a núcleo pequeño de asbesto puro y seco	Válvulas para aceite caliente, válvulas para difenilo	Hasta 1 000 °F
Empaquetaduras metálicas flexibles (cobre)	Hoja de cobre recocido floja en torno a un núcleo pequeño de asbesto puro y seco	Válvulas para aceite caliente, válvulas para difenilo	Hasta 1 000 °F
Asbesto puro de fibra larga y grafito lubricante fino (no metálico)	Grafito y aglutinante para asbesto de fibras largas	Gran elasticidad	Hasta 750 °F
Hilo de asbesto trenzado cerrado; camisa superior reforzada con alambre de Inconel; núcleo de asbesto de fibras largas	Carretes, anillos troquelados	Válvulas para alta temperatura	Hasta 1 200 °F
Hilo de asbesto puro con inserto de alambre de Inconel en torno a un núcleo elástico de asbesto impregnado con grafito	Carretes, anillos troquelados	Vástagos de válvula para aire, vapor, aceite mineral	Temperatura de estopero hasta 1 200 °F
Asbesto canadiense de fibras largas torcidas	Carretes, anillos troquelados	Válvulas para vapor a alta y baja presión	Hasta 500 °F
Asbesto, grafito y aglutinante a prueba de aceite	Carretes, anillos troquelados	Válvulas de cierre	
TFE macizo, trenzado	Bobina, carrete, anillo	Eje de válvula para servicio muy corrosivo	
Asbesto trenzado con impregnación completa con TFE	Bobina, carrete, anillo	Vástagos de válvula en servicio con productos químicos o disolventes suaves	— 100 °F a 600 °F
Asbesto trenzado con inserto de alambre de alta calidad sobre un núcleo flojo de grafito y asbesto	Bobinas, carretes	Vástagos de válvula para vapor, aire, aceite mineral	Hasta 1 200 °F
Asbesto trenzado con inserto de alambre de alta calidad sobre un núcleo flojo de grafito	Bobinas, carretes	Vástago de acero inoxidable de válvulas para aire, vapor, agua	Hasta 1200 °F
Hilo de asbesto canadiense de fibras largas trenzado, con cada cabo impregnado con lubricante resistente al calor	Bobinas, carretes	Válvulas para vapor, aire, gases y productos químicos suaves	Hasta 550 °F
Hilo de asbesto canadiense de fibras largas, cada cabo tratado con aglutinante sintético a prueba de aceite e impregnado con grafito seco	Bobinas, carretes	Válvulas para refinерías	Hasta 750 °F
Asbesto blanco con trenzado y sobretrenzado con inserto de alambre impregnado con lubricante resistente al calor	Bobinas, carretes	Vástagos de válvulas para vapor, aire, gas, ácido cresílico	Hasta 750 °F
Hilo de asbesto blanco trenzado con suspensoide de TFE	Bobinas, carretes	Vástagos de válvulas	— 100 °F a 600 °F
Trenzado de hilo multifilamento de TFE blanqueado	Bobinas, carretes	Vástagos de válvulas para líquidos muy corrosivos	— 12 °F a 500 °F
Hilo multifilamento de TFE trenzado impregnado con suspensoide de TFE	Bobinas, carretes	Vástagos de válvulas para productos químicos, disolventes, gases corrosivos	— 120 °F a 600 °F
Camisa de asbesto trenzada sobre núcleo plástico de asbesto, grafito y elastómeros	Bobinas, carretes	Vástagos de válvulas para vapor supercalentado, gases calientes	Hasta 850 °F

Tabla VI Normas y capacidades para válvulas y tubería**Normas ANSI**

- B16.1 — Bridas y accesorios con brida para tubo de hierro fundido (25, 125, 250 y 200 lb)
- B16.5 — Bridas para tubos de acero, válvulas y accesorios con bridas (150, 300, 400, 600, 900, 1 500 y 2 500 lb)
- B16.10 — Dimensiones de cara a cara y de extremo a extremo de válvulas de material ferroso
- B16.11 — Accesorios de acero forjado (Soldadura de enchufe y roscados)
- B21 — Juntas no metálicas para bridas de tubo
- B31.3 — Tubería para refinerías de petróleo

Expedidas por:

American National Standards Institute
1430 Broadway
New York, N.Y. 10018

Especificaciones API

- 598 — Inspección y pruebas de válvulas
- 600 — Válvulas de compuerta, de acero
- 602 — Válvulas de compuerta de acero al carbono, de diseño compacto para uso en refinerías.
- 603 — Válvulas de compuerta resistente a la corrosión, pared delgada de 150 lb para uso en refinerías.
- 604 — Válvulas de compuerta y macho con brida, de hierro nodular, para uso en refinerías.

Expedidas por:

American Petroleum Institute
1801 K Street N.W.
Washington, DC, 20006

Especificaciones ASTM

- E23 — Pruebas de impacto de materiales metálicos con barra ranurada.
- E165 — Inspección con líquido penetrante.

Expedidas por:

American Society for Testing and Materials
1916 Race Street
Philadelphia, PA 19103

Normas MSS

- SP25 — Sistema estándar de marcas para válvulas, accesorios, bridas y uniones.
- SP42 — Válvulas, bridas y accesorios con bridas fundidas, resistentes a la corrosión MSS 150 lb
- SP53 — Norma de calidad para fundiciones de acero para válvulas, bridas, accesorios y otros componentes de tuberías.
- SP54 — Norma de calidad radiográfica para fundiciones de acero para válvulas, bridas, accesorios y otros componentes de tuberías
- SP55 — Norma de calidad para fundiciones de acero para válvulas, bridas, accesorios y otros componentes de tuberías
- SP61 — Pruebas hidrostáticas de válvulas de acero
- SP67 — Válvulas de mariposa
- SP72 — Válvulas de bola con extremos con brida o soldados a tope para servicio general

Expedidas por:

Manufacturers Standardization Society of the Valve and Fittings Industry
1815 N Ft. Myer Drive
Arlington, VA 22209

Procuración (compra) de las válvulas

Los procedimientos varían de una empresa a otra pero siempre hay funciones esenciales para el abasto; para ilustrarlos, se describen los métodos utilizados en la compañía en que trabaja el autor de este artículo.

El grupo de ingeniería de procesos inicia las actividades de diseño de la planta con la emisión de hojas de flujo del proceso que indican los materiales de construcción y los instrumentos críticos para el proceso y los servicios (aire, agua, vapor, etc). Una vez expedidos estos datos, las actividades se concentran en los ingenieros de proyecto que preparan un Índice de Servicio de Tuberías en el que se describen en detalle las tuberías y válvulas que se utilizarán en la nueva planta.

Todas las corrientes de fluidos para proceso y servicios se listan por separado en este índice de acuerdo con sus presiones y temperaturas máximas y mínimas de operación, materiales de construcción, tolerancias para corrosión y materiales de empaquetaduras y juntas. Cuando los ingenieros de proceso examinan y aprueban este índice, se envía al grupo de materiales de tubería, que prepara las especificaciones de éstos.

Las especificaciones, en su mayor parte, son clasificaciones estandarizadas de servicios generales para cumplir con los datos del proceso. En la tabla I aparece una especificación estándar de "Agua para enfriamiento, servicios e incendio, sobre la rasante". El resultado es un índice completo de servicio de tuberías más un juego de especificaciones de materiales para tubería de acuerdo con el trabajo de diseño e ingeniería del proyecto.

Después de que los ingenieros de proceso y proyecto examinan y aprueban las especificaciones y el índice, se combinan con documentos similares preparados por otros grupos de ingeniería y se encuadernan en un volumen llamado Base de diseño del proyecto, que se presenta al cliente. Cuando éste lo aprueba, los procedimientos y normas incluidos son obligatorios para ambas partes y definen tanto el trabajo que se va a efectuar como los materiales que se emplearán para diseñar y construir la planta.

Los ingenieros de proyecto, ahora preparan y expiden diagramas de flujo de tubería e instrumentos (llamados también diagramas de flujo de ingeniería). En ellos se indica en forma esquemática toda la tubería, válvulas e instrumentos para los sistemas de proceso y servicios. En este momento, ya se puede saber cuántas válvulas se necesitan y estimar (con los diagramas) la cantidad de tubería, accesorios, válvulas, etc., para calcular el costo de capital de la planta o solicitar cotizaciones a los distribuidores o fabricantes.

El grupo de diseño de tuberías prepara una maqueta de la planta. Cada vez se usan más las maquetas porque son fáciles de estudiar y modificar. Como opción, se pueden utilizar planos de vista en planta y en elevación que son mucho más difíciles para la revisión o la modificación por los ingenieros de proceso y de proyecto.

Mientras tanto, un grupo de especialistas ha preparado los planos para colocación del equipo en la planta. Para el diseño de la tubería es importante tener planos de disposición (arreglo) que muestren las elevaciones y ubica-

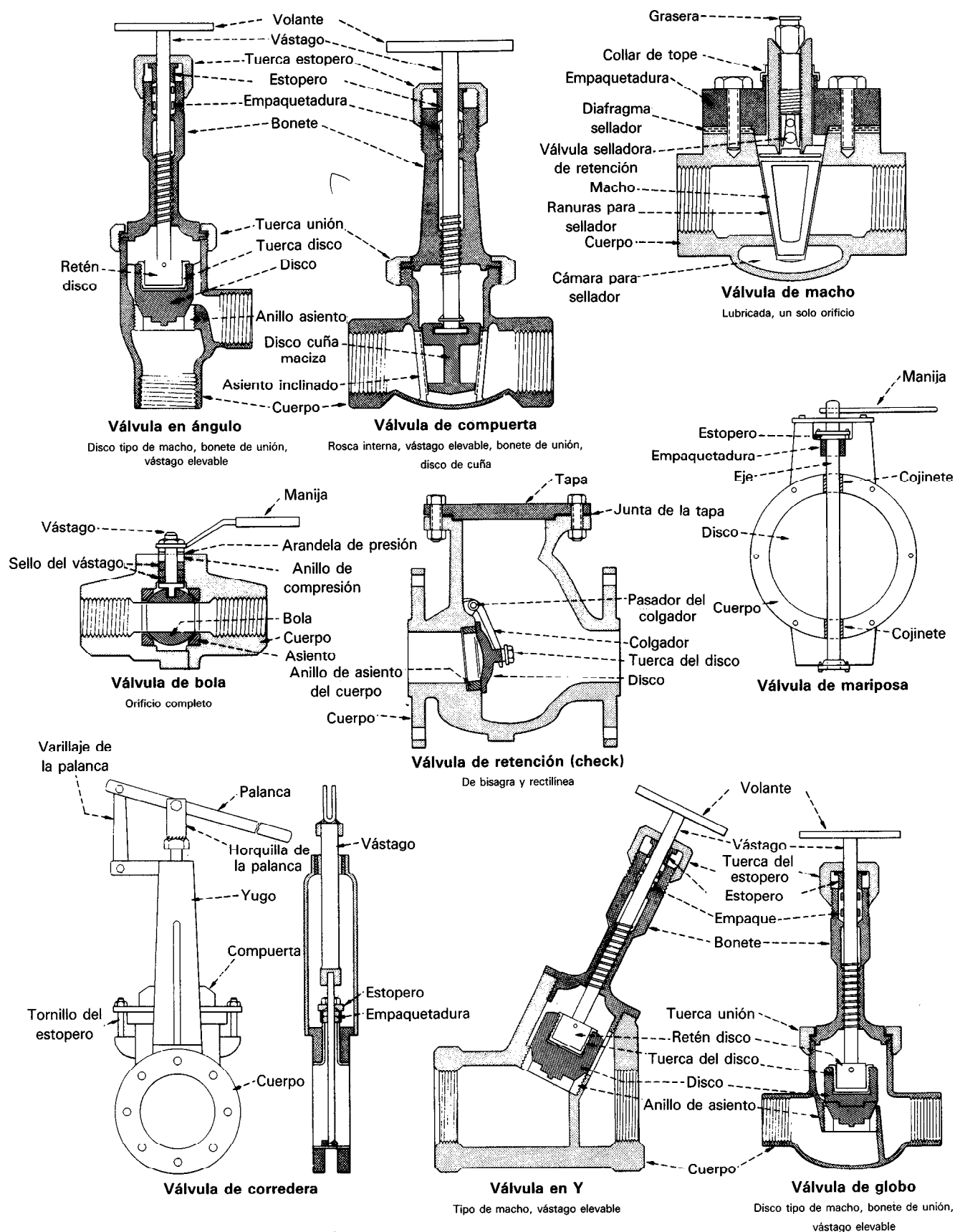


Fig. 1 Componentes de los diversos tipos de válvulas utilizadas en la industria de procesos químicos

ciones de las partes principales del equipo al comienzo y final de los tramos de tubería.

Conforme avanza la maqueta de tubería y queda concluida para ciertas secciones de la planta, se hacen planos isométricos para todas las tuberías de 1 ½ in o más; cada plano lleva una lista detallada de materiales. Las listas se resumen cada cierto tiempo para actualizar las cifras totales, que expide el grupo de tubería.

Esta información, junto con la especificación de material para tuberías, constituye el paquete que utiliza el grupo de compras (abasto) para solicitar cotizaciones a proveedores y fabricantes. Cuando se han solicitado características especiales o si la válvula es crítica, los miembros del grupo de diseño de tubería participan en la evaluación de las cotizaciones.

Cuando está lista la evaluación de cotizaciones se envía al grupo de proyecto para aprobación por el gerente de proyecto; si se aprueba, se coloca la orden de compra con el proveedor.

Inspección

Debido a la estandarización de la industria, no se someten las válvulas a las mismas inspecciones de equipo, tal como intercambiadores de calor, recipientes de presión, bombas, etc. Durante muchos años, los fabricantes de válvulas han demostrado que pueden controlar la calidad estándar de los productos que hacen en sus plantas.

Las válvulas estándar son idénticas hasta el grado que lo permite la fabricación en serie. A veces, un proveedor puede enviar una válvula con extremos incorrectos o con bridas con otro acabado, pero son las excepciones.

En el caso de las válvulas que son de fabricación especial, se deben efectuar inspecciones en todas las etapas de diseño y fabricación de las válvulas. Las que se destinan a un servicio crítico, como altas presiones y temperaturas, etc., se deben inspeccionar.

Fundamentos de la construcción de las válvulas

Hemos descrito la selección de válvulas estándar para servicios normales. Se ha dicho que las normas son respaldadas por las existencias para aplicaciones rutinarias de ingeniería. Sin embargo, las industrias de procesos químicos están creando con rapidez procesos cada vez más complejos; en la actualidad manejan en equipo para gran escala, compuestos y mezclas químicas que hace muy poco tiempo estaban restringidos al laboratorio debido a su excesiva reactividad. Asimismo, se requiere manejar estos compuestos y mezclas muy reactivos a temperaturas y presiones elevadas en las plantas químicas.

Válvulas no estándar

¿Qué consejo le podemos dar al ingeniero químico que debe proporcionar válvulas para un servicio en el que cualesquiera de los materiales estándar para construcción resultan insatisfactorios?

Después de enfrentarnos a este problema una y otra vez durante más de 25 años, podemos dar algunos lineamientos generales, pero no reglas firmes en este aspecto.

■ Los fabricantes de válvulas de prestigio, en su gran mayoría, son muy conservadores. Son renuentes a utilizar materiales con los que tienen poca o ninguna experiencia. No obstante, hay que escoger a un fabricante de prestigio para producir estas válvulas.

■ El ingeniero de procesos químicos que conoce las ramificaciones del flujo en donde se emplearán válvulas y sabe los datos de corrosión tomados en él, debe regresar a lo fundamental e informarse de todos los aspectos de ingeniería mecánica que intervienen en el diseño de una válvula, a fin de prever todos los problemas que pudieran surgir y, quizá, participar en su resolución. Por ejemplo, las válvulas requieren diferente dureza entre la parte móvil y la parte estacionaria (de preferencia, el asiento debe ser más duro que el globo, compuerta o agu-

ja). Salvo que los datos de corrosión de un material incluyan su comportamiento según las diferentes durezas, esos datos tendrán escaso valor para el fabricante de válvulas.

■ Se deben examinar con cuidado las capacidades de presión y temperatura del fabricante para válvulas construidas con materiales no estándar, para aseverar que las especificaciones van de acuerdo con las presiones y temperaturas máximas en el servicio a que se destinan.

■ Es necesario ponerse en contacto con el experto del fabricante de válvulas, con el ingeniero que conoce el diseño de válvulas y los adelantos en su diseño y construcción. Como opción, se debe contratar a esos expertos como consultores.

■ Los fabricantes de bombas y compresores que han utilizado los nuevos materiales propuestos en el diseño de su equipo, son una valiosa fuente de información, en particular cuando se trata de diseñar sellos anulares ("O" rings), sellos normales y juntas compatibles.

■ Cuando se utilizan los materiales estándar para construcción (acero al carbono, acero inoxidable, latón, etc.,) las fuerzas hidráulicas dentro de la válvula rara vez alteran el servicio; sin embargo, el material no estándar propuesto puede estar propenso a fallas por abrasión o vibración y es necesario investigar a fondo las fuerzas hidráulicas dentro de la válvula.

■ El costo de las válvulas que requieren materiales no estándar se puede reducir con un revestimiento interno de la válvula. En estos casos, los materiales metálicos que se protegen en las válvulas no serían resistentes a la corrosión por los fluidos que circulan. Por ello se debe tener un cuidado particular. Cualquier falla en el revestimiento o en los sellos que permita que los fluidos hagan contacto con el metal, siempre ocasionará falla de la válvula. Muchas veces no se puede aplicar un revestimiento perfecto sobre las complicadas formas internas de

Válvulas de titanio

Las válvulas de compuerta hechas con titanio no se considerarían estándar en la actualidad. Las válvulas de bola hasta 6 in son la elección más común para una válvula hecha toda de titanio (con camisa) con base en su precio y disponibilidad. Aunque las válvulas de compuerta grandes hechas con titanio han estado en uso durante más de una década sus fabricantes, son muy pocos por comparación con los que hacen válvulas de acero al carbono o de acero inoxidable.

En fechas recientes, hemos estado en varias plantas de proceso que requerían un número considerable de válvulas de titanio. Al hablar con los fabricantes encontramos que recomendaban diferentes tratamientos para aumentar la dureza de los anillos de asiento de titanio. Pero ninguno tenía suficiente experiencia para asegurar que sus procedimientos fueran confiables y reproducibles, porque su control de calidad se dejaba a las fundiciones, en donde rara vez se encargan de los detalles de diseño.

La industria de las válvulas es muy competente para vigilarse ella misma en cuanto a la fabricación de válvulas estándar. Pero para las válvulas no estándar, no existen criterios. El comprador es quien debe colaborar con el fabricante para, primero, definir los problemas o las opiniones contradictorias y, después, trabajar con el fabricante para encontrar soluciones. No se debe suponer que estas responsabilidades son exclusivas del fabricante.

En el caso específico de las válvulas de titanio, nos sentimos inclinados a aceptar el procedimiento para endurecimiento de uno de los fabricantes. Sin embargo, las pláticas adicionales con el fabricante revelaron que al endurecer el titanio, cambiaba en un pequeño porcentaje la concentración relativa de uno de los componentes químicos del metal.

Se había seleccionado originalmente el titanio como material para construcción debido a su resistencia a la corrosión. Nadie podía decir con certeza qué efecto (si lo había) podía tener un cambio en la composición química del metal sobre su resistividad. Debido al servicio crítico de las válvulas de titanio y a su elevado costo, el comprador (*Scientific Design*) ordenó pruebas de laboratorio para establecer los datos necesarios de corrosión.

Este tipo de cooperación entre el comprador y el fabricante es esencial cuando se requieren un material o un tipo de válvula que no son estándar.

las válvulas; además, los revestimientos no siempre son impenetrables a la difusión de algunos fluidos en la corriente del proceso. Por otra parte, los revestimientos se pueden desprender del metal base cuando hay condiciones severas de fuerza hidráulica, mecánica e inversión de temperatura. Las válvulas revestidas suelen tener sellos anulares ("O" rings) para separar las secciones revestidas y las no revestidas. Es importante que los sellos estén en lugar donde se pueda detectar su falla antes de que ocurra una grave corrosión.

Tipos de construcción

Estas reglas para la especificación de válvulas no estándar se han aplicado a menudo en el pasado para crear las válvulas que ahora ya son estándar. Las oficinas de ingeniería y los departamentos de ingeniería o de mantenimiento de las empresas tienen pocos problemas para usar válvulas estándar, porque el alcance de su trabajo permite hacer muchas instalaciones idénticas o similares.

Sin embargo, un ingeniero que se enfrenta a la selección de válvulas para un proceso exclusivo o una ampliación de la planta no tiene tantas facilidades. Se encuentra que, al no haber personas experimentadas en su organización, está ante el dilema de utilizar válvulas totalmente nuevas o válvulas estándar.

La recomendación para ellos es volver a mencionar la regla para los ingenieros de procesos químicos: aprender los fundamentos de la construcción de válvulas. Como una ayuda, a continuación aparecen descripciones más detalladas de las siguientes válvulas: compuerta, globo, mariposa, macho, bola, aguja, ángulo, de compresión, de corredera, drenaje tipo de ariete, en Y, para tanques de fondo plano, de retención y especiales. En la página 13 se ilustra la construcción de los diferentes tipos de válvulas.

Válvulas de compuerta

La válvula de compuerta supera en número a los otros tipos de válvulas en servicios en donde se requieren circulación ininterrumpida y poca caída de presión. Las válvulas de compuerta no se recomiendan para servicios de estrangulación, porque la compuerta y el sello tienden a sufrir erosión rápida cuando restringen la circulación y producen turbulencia con la compuerta parcialmente abierta.

Cuando la válvula está abierta del todo, se eleva por completo la compuerta fuera del conducto del flujo, por lo cual el fluido pasa en línea recta por un conducto que suele tener el mismo diámetro que la tubería.

Las características principales del servicio de las válvulas de compuerta incluyen: cierre completo sin estrangulación, operación poco frecuente y mínima resistencia a la circulación.

Los principales elementos estructurales de la válvula de compuerta, como se ilustra en la página 13, son: volante, vástago, bonete, compuerta, asientos y cuerpo. Estas válvulas están disponibles con vástagos de los siguientes tipos:

- Vástago no elevable, con rosca interna, tiene ventajas cuando hay poca altura.

- Vástago elevable con rosca externa que requiere más espacio libre, pero impide que la rosca esté en contacto con los fluidos del proceso.

- Vástago elevable con rosca interna, que expone la rosca del vástago a los líquidos del proceso; por tanto, no se debe usar con líquidos corrosivos.

Están disponibles, en general, los siguientes tipos de bonetes para válvulas de compuerta:

- Bonetes con rosca interna o externa para válvulas pequeñas y servicio a baja presión.

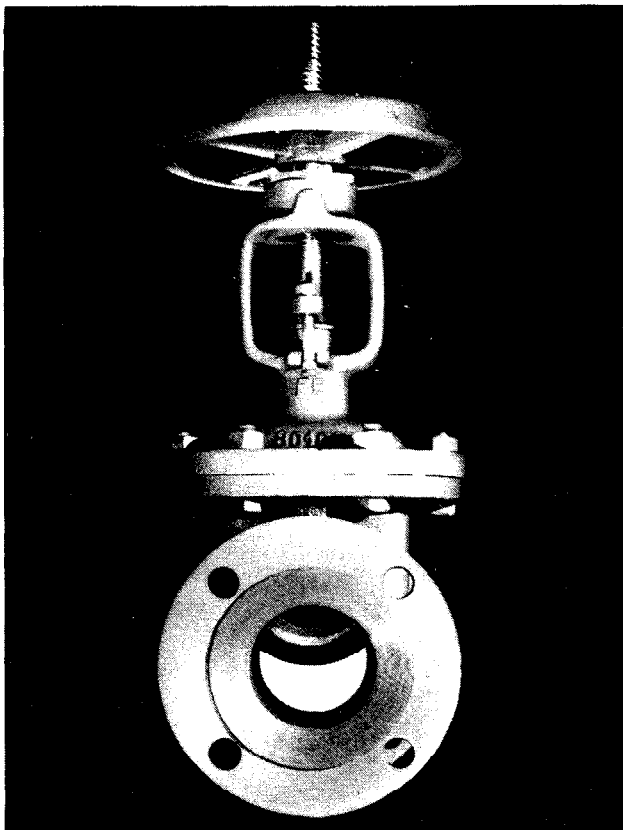


Fig. 2 La válvula de compuerta permite flujo rectilíneo

- Bonetes con unión para válvulas pequeñas donde se necesita mantenimiento frecuente.

- Bonetes con brida y atornillados para válvulas grandes y servicio a presión y temperatura altas.

- Bonetes con abrazadera en válvulas para presión moderada, donde se necesita limpieza frecuente.

- Bonetes sellados de presión para servicio con altas presiones y temperaturas.

- Bonetes con sello de pestaña para altas presiones y temperaturas.

- Bonetes con cierre de obturador para presión y temperatura altas.

Los siguientes elementos de control de fluido suelen estar disponibles para las válvulas de compuerta.

- Disco macizo o de una sola cuña con asientos de válvula cónicos, para petróleo, gas, aire, pastas aguadas y líquidos pesados.

- Cuñas flexibles (el disco sólo es macizo en el centro y ambas superficies de asentamiento son flexibles) para temperaturas y presiones fluctuantes.

- Disco de cuña dividido (un diseño de bola y asiento en el cual dos discos espalda con espalda se pueden ajustar a ambas superficies de asiento, con lo cual cada disco se mueve con independencia para tener buen sellado) para gases no condensables, líquidos a temperaturas normales y fluidos corrosivos, todos a baja presión.

- Disco doble (discos paralelos) que funciona paralelamente a los asientos del cuerpo; los discos se separan con expansores o cuñas para empujarlos contra la superficie de asiento. Son para gases no condensables.

Válvulas veteranas

A principios de la década de 1960, el gerente de proyecto de una empresa de ingeniería estadounidense fijó su residencia en Omuta, una pequeña población en Kyushu, la isla más meridional del Japón, en donde la empresa participaba en la construcción de una planta de proceso que habían diseñado y proyectado.

Todas las inmediaciones se destinaban al cultivo de arroz, trigo, té y naranjas, en las laderas de las montañas. Tanto las terrazas como los terrenos planos en las faldas de los montes tenían riego y toda la zona tenía una cuadrícula de zanjas y acueductos para riego para conducir y distribuir el agua recolectada en las montañas.

Desde la parte posterior de su casa, el gerente residente se sorprendió al ver una serie de postes delgados, rectos, equiespaciados, que se extendían sobre los campos. Conforme pasó el tiempo, vio que un trabajador japonés se aproximaba a los postes cada cierto tiempo y parecía que los inspeccionaba y que los limpiaba con una brocha o los pintaba.

Nuestro gerente se decidió a caminar por los campos para un examen más cercano y descubrió que los postes, varillas de acero roscadas, eran los vástagos de válvulas de compuerta que regulaban el agua en los canales de riego.

Más tarde nuestro hombre se topó por casualidad con el japonés encargado del mantenimiento, habló con él, y supo que los canales de riego se habían abierto en 1904 y tenían válvulas de corredera de madera que fueron sustituidas por válvulas de hierro fundido en 1924. El encargado del mantenimiento era de la tercera generación que trabajaba en el servicio del sistema y limpiaba con cepillo las válvulas y engrasaba los vástagos en forma periódica. Este hombre no recordaba un sola válvula que hubiera necesitado reemplazo o reparación.

Los asientos de las válvulas de compuerta pueden ser integrales con el cuerpo o ser de construcción anular. Para servicio a alta temperatura, los anillos del asiento se colocan a presión en su lugar y se sueldan para sellarlos en el cuerpo de la válvula.

Las fugas por las válvulas de compuerta pueden ocurrir en ambos extremos en donde se conectan a la tubería (cuando la válvula está abierta), en la unión entre el bonete y el cuerpo, en el vástago, y corriente abajo de la compuerta cuando la válvula está cerrada. Se pueden proveer sellos para evitar las fugas al exterior o corriente abajo cuando está cerrada la válvula. Estos sellos pueden ser de metal a metal, metal en contacto con un material elástico, o metal en contacto con un inserto elástico colocado en el cara del metal.

El prensaestopas o estopero es el método más común para sellar el vástago; tiene una brida en el collarín para oprimir la empaquetadura y evitar fugas. Además, los vástagos se pueden sellar con la inyección lateral de grasa hacia un anillo de cierre hidráulico. La empaqueta-

dura o los sellos anulares del vástago se pueden cambiar cuando se requiera. Los materiales de sello pueden ser grafito-asbesto y asbesto (amianto) impregnado con TFE.

Válvulas de globo

Las válvulas de globo se utilizan para cortar o regular el flujo del líquido y este último es su uso principal. El cambio de sentido del flujo (dos vueltas en ángulo recto) en la válvula ocasiona turbulencia y caída de presión. Esta turbulencia produce menor duración del asiento.

Las principales características de los servicios de las válvulas de globo incluyen operación frecuente, estrangulación al grado deseado de cualquier flujo, cierre positivo para gases y aire, y alta resistencia y caída tolerable de presión en la línea.

Los principales componentes usuales de una válvula de globo son: volante, vástago, bonete, asientos, disco y cuerpo.

Por lo general, están disponibles vástagos de los siguientes tipos:

- Vástago elevable con rosca interna; no se debe utilizar en tuberías que manejan material corrosivo porque las roscas del vástago sólo tienen protección parcial.

- Vástago elevable con rosca externa.

- Vástago deslizante para apertura y cierre rápidos. Hay disponibles los siguientes tipos de bonetes:

- Bonetes de rosca interna y externa, para válvulas pequeñas, cuando existen bajas temperaturas y presiones.

- Bonete de unión para válvulas pequeñas, cuando se requiere desarmarlas con frecuencia.

- Bonete con brida, atornillado para válvulas grandes y presiones o temperaturas altas. La junta del bonete sella la unión entre el cuerpo y el bonete.

- Bonete sellado a presión para servicio a temperaturas y presiones.

- Bonete sellado a presión para servicio a altas temperaturas y presiones.

Las válvulas de globo están disponibles con los siguientes elementos de control de fluido:

- Disco de composición. Tiene una cara plana que se oprime contra una superficie metálica anular, de asiento plano. Este disco, aunque no se recomienda para vapor, gasolina y otros líquidos, produce un corte positivo para gases y aire.

- Disco metálico. Hay contacto lineal entre una superficie de asentamiento troncocónico o esférico y un asiento cónico. No se recomienda para servicio de estrangulación pero produce corte positivo para los líquidos. Este tipo de válvula es deseable cuando se pueden acumular depósitos en los asientos.

- Disco del tipo de macho. Tiene contacto más amplio con el asiento debido a su configuración alargada, troncocónica, que permite que este disco se pueda emplear en servicios de estrangulación, pero tiene mínima resistencia a la erosión y a la corrosión.

Los asientos de las válvulas de globo pueden ser fundidos integrales o anillos de asiento reemplazables que se fijan con tornillos o en alguna otra forma. Los puntos de fuga de las válvulas de globo son los mismos que en las válvulas de compuerta. La principal diferencia entre las dos es la prevención corriente abajo del elemento de control. En válvulas de globo de operación manual cuyo elemento de control es un disco o macho que acopla con un anillo metálico de asiento, el disco puede ser todo de metal o de un material elástico. Cuando la presión no es muy alta, es preferible un asiento elástico, porque significa oprimir una superficie metálica contra una de elastómero. Si se atrapa una partícula entre esas superficies, no hay tanto peligro de romper el sello. En la empaquetadura del vástago, se emplea asbesto impregnado con TFC de alta duración en válvulas para temperaturas hasta de 450°F o menos. Para válvulas con capacidad para más de 450°F, se utilizan asbestos y grafito con un aglutinante.

Las válvulas de globo se construyen con una amplia variedad de materiales: bronce, hierro, hierro fundido, acero forjado, acero fundido, acero inoxidable, latón y aleaciones resistentes a la corrosión. Los extremos del cuerpo de la válvula, que pueden ser con brida, soldados o con rosca suelen medir desde 1/8 hasta 30 in.

Válvulas de mariposa

Las válvulas de mariposa son uno de los tipos más antiguos que se conocen. Son sencillas, ligeras y de bajo costo. El costo de mantenimiento también es bajo porque tienen un mínimo de piezas móviles. El uso principal de las válvulas de mariposa es para servicio de corte y de estrangulación cuando se manejan grandes volúmenes de gases y líquidos a presiones relativamente bajas.

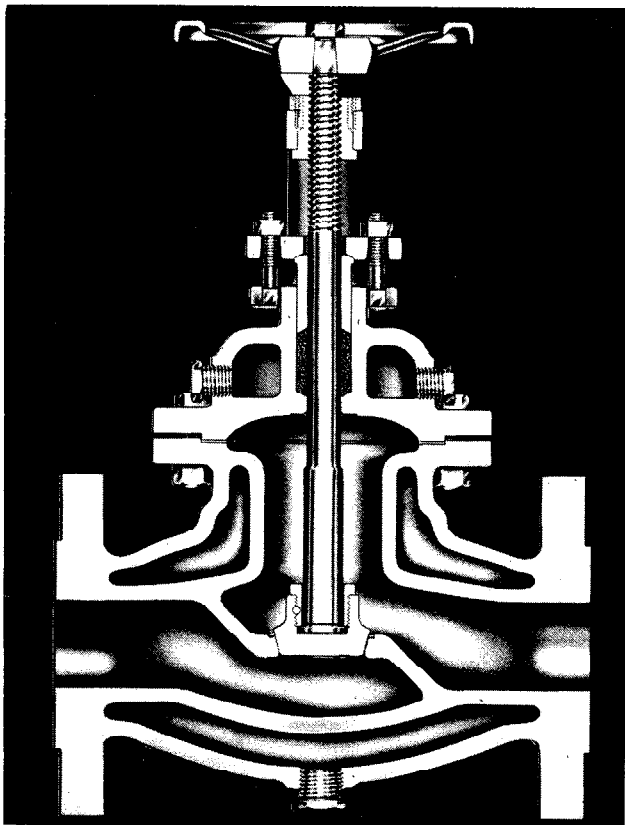


Fig. 3 La válvula de globo es para control de flujo

ELA POLITE

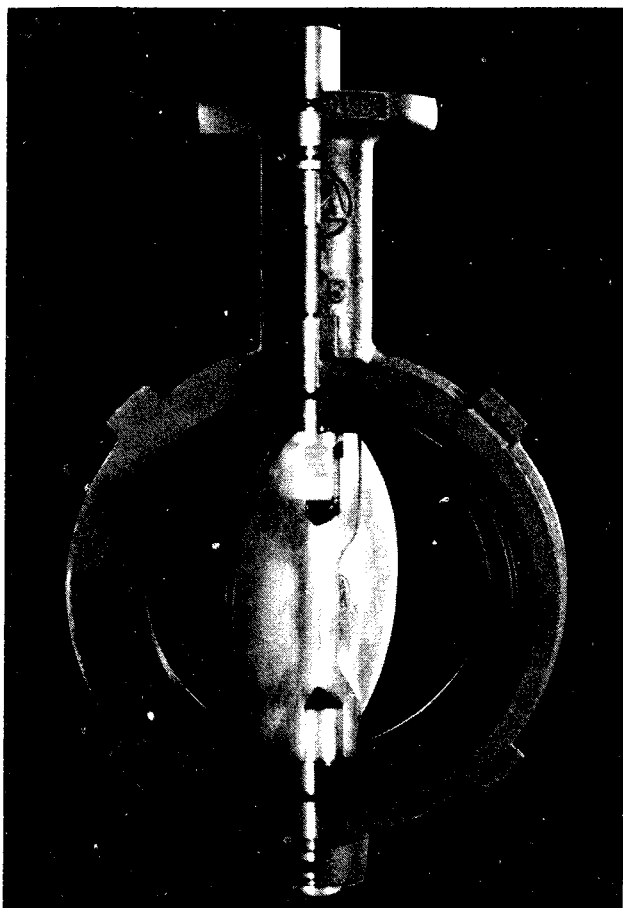


Fig. 4 La válvula de mariposa es sencilla y ligera

El diseño abierto de flujo rectilíneo evita la acumulación de sólidos y produce baja caída de presión. Su operación es fácil y rápida con una manija. Es posible moverla desde la apertura total hasta el cierre total con gran rapidez. La regulación del flujo se efectúa con un disco de válvula que sella contra un asiento.

Las principales características de los servicios de las válvulas de mariposa incluyen apertura total, cierre total o estrangulación, operación frecuente, cierre positivo para gases o líquidos y baja caída de presión.

Los principales elementos estructurales de la válvula de mariposa son el eje (flecha), el disco de control de flujo y el cuerpo. Hay tres tipos principales de cuerpo:

- Tipo de disco plano (tipo de oreja). Esta válvula sólo está sujeta entre dos bridas de tubo con tornillos que unen las bridas y pasan por agujeros en el cuerpo de la válvula.

- Tipo con brida. Esta brida tiene extremos con brida que se unen con las bridas de los tubos.

- Tipo de rosca. Esta válvula se atornilla directamente en el tubo.

El flujo por la válvula de mariposa se controla con un disco que tiene más o menos el mismo diámetro que los tubos que conecta. Un eje, o sea, el vástago, pasa a través de este disco; está apoyado en ambos extremos en el cuerpo y se sujeta al disco con tornillos o pasadores o me-

dante el brochado del extremo superior de la cavidad del disco para formar un vástago cuadrado. Al girar 90° el vástago, el disco abre o cierra la válvula. Para la estrangulación se mueve el disco a una posición intermedia, en la cual se mantiene por medio de un seguro o cierre.

Para obtener la ubicación correcta, el vástago está fijo en ambos extremos mediante bujes (casquillos) que deben estar sellados para evitar cualquier contacto con fluidos corrosivos. Por lo general, los sellos consisten en un estopero con sellos anulares.

De acuerdo con sus características de sellos y de ser a prueba de fugas, las válvulas de mariposa se dividen en dos grupos principales:

En el primer grupo, el asiento contra el cual cierra el disco es metálico, lo cual hace la válvula adecuada para manejo de semisólidos, porque el material abrasivo no puede ocasionar ningún daño en estos asientos.

En el segundo grupo se utilizan sellos anulares elásticos alrededor de los discos para tener un cierre a prueba de fugas. En este tipo de válvula, los materiales para los asientos son buna-N, Viton, caucho (hule) natural, TRE, Hypalon, etc. Estas válvulas de mariposa de cierre hermético tienen limitaciones en la temperatura debido al material del asiento y de los sellos.

Las válvulas de mariposa se fabrican con muy diversos metales. Para los discos hay también diversos revestimientos, como TRE, buna-N, Kynar, Neopreno e Hypalon en tamaños que van desde 2 hasta 15 ft.

Válvulas de macho

El uso principal de las válvulas de macho, igual que las válvulas de compuerta, es en servicio de corte y sin estrangulación. Dado que el flujo por la válvula es suave e ininterrumpido, hay poca turbulencia dentro de ella y, por tanto, la caída de presión es baja. Las ventajas principales de las válvulas de macho son acción rápida, operación sencilla, espacio mínimo para instalación y cierre hermético cuando tienen macho cónico.

Hay dos tipos principales de válvulas de macho: lubricados para evitar las fugas entre la superficie del macho y el asiento en el cuerpo y reducir la fricción durante la rotación, y los no lubricados en que el macho tiene un revestimiento que elimina la necesidad de la lubricación.

Los principales servicios de las válvulas de macho incluyen apertura o cierre total sin estrangulación; tienen mínima resistencia al flujo; son para operación frecuente y tienen poca caída de presión. Los componentes básicos son el cuerpo, el macho y la tapa.

Las dos categorías principales de las válvulas de macho son circulación rectilínea y orificios múltiples. El macho de *circulación rectilínea* es cónico o cilíndrico y los orificios son de diferentes diseños, como sigue:

- Orificio redondo completo. Tiene una abertura para toda la cavidad en el macho y el cuerpo.

- Orificio rectangular. Tiene orificios de tamaño completo, por lo general rectangulares y con una apertura mínima del 70% del tamaño de la tubería.

- Orificio de venturi. Tiene aberturas redondas o rectangulares con superficie reducida y con flujo de venturi en el cuerpo.

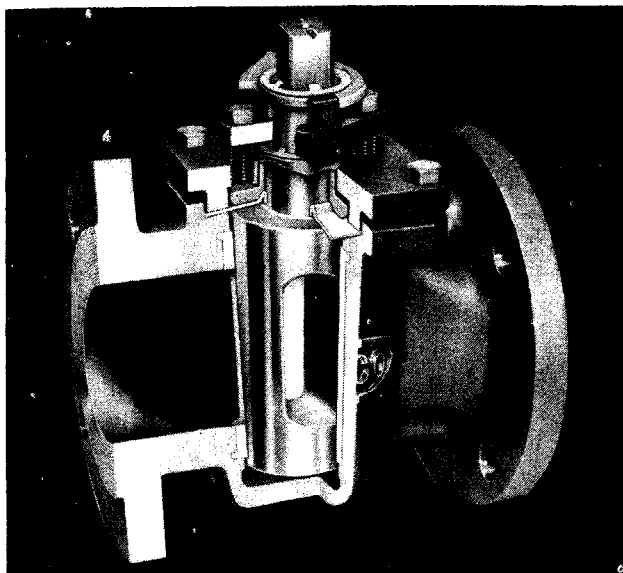


Fig. 5 La válvula de macho es de acción rápida y cierre hermético

■ Orificio de rombo. La abertura del macho es en forma de rombo.

En el tipo con lubricación, se inyecta lubricante a presión para evitar las fugas de líquidos entre la cara del macho y el cuerpo. Además, se reduce la fricción al girar el macho.

El macho tiene ranuras que permiten que el lubricante forme un sello. La presión del lubricante eleva el macho y facilita la operación.

La ventaja de las válvulas con macho lubricado es la operación rápida. Tienen una gama limitada de temperatura según sea el lubricante utilizado.

Las válvulas con macho no lubricado están disponibles en los tipos 1) elevable y 2) con camisa de elastómero o revestimiento para el macho. Para operar la válvula elevable se levanta en forma mecánica el macho para facilitar la rotación. La camisa o revestimiento de elastómero (TFE) se aplica como revestimiento o por inmersión en el cuerpo rodeando por completo el macho. El TFE es duradero e inerte excepto para unos cuantos productos químicos, tiene bajo coeficiente de fricción y es autolubrificante.

Las ventajas principales de las válvulas con macho no lubricado son el cierre hermético, operación rápida, ausencia de problemas de lubricación y amplia gama de temperaturas.

Hay dos tipos principales de tapas que corresponden a los bonetes de las válvulas de compuerta y de globo.

■ Tapa roscada para tamaños pequeños y servicios a bajas presiones y temperaturas, en los cuales no hay choques ni vibraciones.

■ Tapa con brida atornillada para tamaños grandes y servicios a altas temperaturas y presiones.

Las válvulas de macho se fabrican con muy diversos materiales como hierro fundido, hierro dúctil, acero inoxidable, bronce, níquel, latón, PVC y aleaciones resistentes a la corrosión. Sus tamaños van desde $\frac{1}{4}$ hasta 30 in.

Estas válvulas tienen extremos de rosca, con brida y soldados.

Orificios múltiples. Las válvulas de macho se prestan con facilidad para la construcción de orificios múltiples, en cuyo caso los orificios están dispuestos de modo que cuando se gira el macho de una posición a otra, los canales que antes estaban conectados quedarán cortados del todo antes de que empiecen a abrir los siguientes canales o conductos. El uso de las válvulas de macho con orificios múltiples simplifica mucho la tubería. Se puede utilizar una sola de estas válvulas en lugar de dos, tres o cuatro válvulas rectilíneas. Las válvulas de orificios múltiples sólo cierran en contra de la presión en el sentido positivo, pues la presión dentro de la válvula empuja al macho contra el orificio. Estas válvulas no cortan las presiones diferenciales cuando la presión en la tubería es en sentido negativo. La corriente a presión tratará de entrar a la válvula. Todas las demás características son las mismas que con macho rectilíneo.

Válvulas de bola

Las válvulas de bola, básicamente, son válvulas de macho modificadas. Aunque se han utilizado desde hace mucho tiempo, su empleo estaba limitado debido al asentamiento de metal contra metal, que no permitía un cierre a prueba de burbujas. Los adelantos en los plásticos han permitido sustituir los asientos metálicos con los de plastómeros y elastómeros modernos.

La bola tiene un orificio que se une con el cuerpo en la posición abierta. Estas válvulas se utilizan en forma principal para servicio de corte y no son satisfactorias para estrangulación. Son rápidas para operarlas, de mantenimiento fácil, no requieren lubricación, producen cierre hermético con baja torsión y su caída de presión es función del tamaño del orificio.

La válvula de bola está limitada a las temperaturas y presiones que permite el material del asiento. Cuando está cerrada, se atrapa algo de líquido entre el asiento y el orificio de la bola, lo cual es indeseable en muchos casos.

Estas válvulas no están limitadas a un fluido en particular. Se pueden emplear para vapor, agua, aceite, gas, aire, fluidos corrosivos, pastas aguadas y materiales pulverizados secos.

Los principales componentes de estas válvulas son el cuerpo, el asiento y la bola.

Hay dos tipos principales de cuerpos para válvulas de bola: entrada superior y cuerpo dividido. En el de entrada superior, la bola y los asientos se instalan por la parte superior. En el de cuerpo dividido, la bola y asientos se instalan desde los extremos.

Las bolas tienen orificios completos, de venturi y de superficie reducida. El orificio completo es igual al diámetro interior de la tubería. El orificio de venturi tiene superficies reducidas y hay flujo de venturi dentro del cuerpo. El orificio reducido es de menor diámetro que la tubería.

Los materiales más comunes para los asientos de las válvulas de bola son TFE, Nylon, buna-N y Neopreno, aunque su uso está limitado por las temperaturas. Se han producido asientos de grafito para temperaturas hasta de 1 000°F.

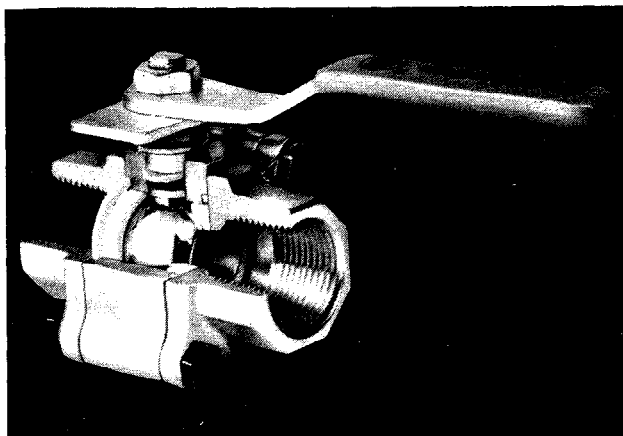


Fig. 6 La válvula de bola tiene cierre hermético con baja torsión

El vástago de la válvula de bola no está, por lo general, sujeto a la bola. Se suele hacer una ranura en la bola y se conforma el extremo del vástago para que ajuste en la ranura y permita girar la bola. El vástago se sella con sellos anulares o con empaquetaduras convencionales de material TFE, o material relleno con o impregnado con TRE que se fija en su lugar con un anillo de compresión.

Las válvulas de bola se fabrican con una serie de materiales: hierro fundido, hierro dúctil, bronce, aluminio, acero al carbono, acero inoxidable, latón, titanio, circonio (escrito a veces zirconio), tántalo y muchas aleaciones resistentes a la corrosión, y también son plásticos. Los tamaños comunes son de $\frac{1}{4}$ hasta 36 in.

Los extremos del cuerpo suelen ser con soldadura de enchufe, con brida o roscados. También hay la posibilidad de cambiar los extremos con ciertos materiales de construcción.

Las válvulas de bola, igual que las de macho, pueden ser de orificios múltiples y se pueden utilizar en lugar de dos o tres válvulas rectilíneas, lo cual simplifica la tubería y reduce los costos.

Válvulas de aguja

Las válvulas de aguja son, básicamente, válvulas de globo que tienen machos cónicos similares a agujas que ajustan con precisión en sus asientos. Al abrirlas, el vástago gira y se mueve hacia fuera. Se puede lograr estrangulación exacta de volúmenes pequeños debido al orificio variable que se forma entre el macho cónico y su asiento también cónico. Por lo general, se utilizan como válvulas para instrumentos o en sistemas hidráulicos, aunque no para altas temperaturas.

Los materiales de construcción suelen ser bronce, acero inoxidable, latón y otras aleaciones. Los extremos suelen ser roscados y sus tamaños van de $\frac{1}{8}$ a 1 in. Por lo general no se usan materiales de construcción de bajo precio debido a que el maquinado con tolerancias muy precisas hace que la mano de obra influya mucho en el costo.

Válvulas en ángulo

Las válvulas en ángulo son, básicamente, válvulas de globo que tienen conexiones de entrada y de salida en ángulo recto. Su empleo principal es para servicio de estrangulación y presentan menos resistencia al flujo que las de globo. Al abrirlas, el vástago gira y se mueve hacia afuera.

Los componentes de la válvula de ángulo son los mismos para el vástago, disco y anillos de asiento que en las de globo. El eje del vástago está alineado con uno de los extremos.

La forma en ángulo recto del cuerpo elimina el uso de un codo porque el flujo en el lado de entrada está en ángulo recto con la del lado de salida. Los materiales de construcción y tamaños son más o menos los mismos que para las válvulas de globo: bronce, hierro fundido, hierro, acero forjado, Monel, acero fundido, acero inoxidable, PVC, polipropileno, Penton y grafito impermeable.

Válvulas de compresión

Las válvulas de compresión son las más sencillas y baratas de todas. Se pueden utilizar para servicio de corte o de estrangulación, que puede variar del 10% al 95% de su capacidad especificada de flujo. Las características principales de las válvulas de compresión son servicio de corte y de estrangulación, con bajo costo de mantenimiento, poca caída de presión para temperaturas moderadas y para paso de pastas aguadas.

Dado que el líquido está aislado de las piezas metálicas mediante tubos de caucho o de plástico, se pueden controlar muy bien los líquidos corrosivos. Su principio de funcionamiento es oprimir un tubo flexible con un mecanismo de compresión. Dado que la caída de presión en estas válvulas es pequeña, son adecuadas para pastas aguadas y líquidos que contienen gran cantidad de materia en suspensión.

Aunque se dice que algunas válvulas de compresión son buenas para servicio al vacío intenso, no se recomienda la válvula normal de compresión, porque se puede colapsar el tubo flexible.

Los componentes principales de la válvula de compresión son el cuerpo y un mecanismo opresor. El cuerpo es un manguito o camisa moldeado, por ejemplo, de caucho. La camisa flexible tiene extremos de brida y de abrazadera para acoplarlos con el tubo. Los cuerpos moldeados tienen limitaciones de temperatura y presión. El mecanismo de compresión se puede accionar con un volante, una rueda de cadena o con un actuador hidráulico o eléctrico.

Estas válvulas se fabrican con una amplia gama de materiales que incluyen caucho, Hypalon, Neopreno, uretano, caucho de butilo o de siliconas, buna-S y Viton A.

Válvulas de corredera

Las válvulas de corredera que, por lo general, se utilizan para controlar líquidos y gases a baja presión, no se destinan a servicios en donde se requiere un cierre hermético. Debido a que su cavidad no tiene restricciones,

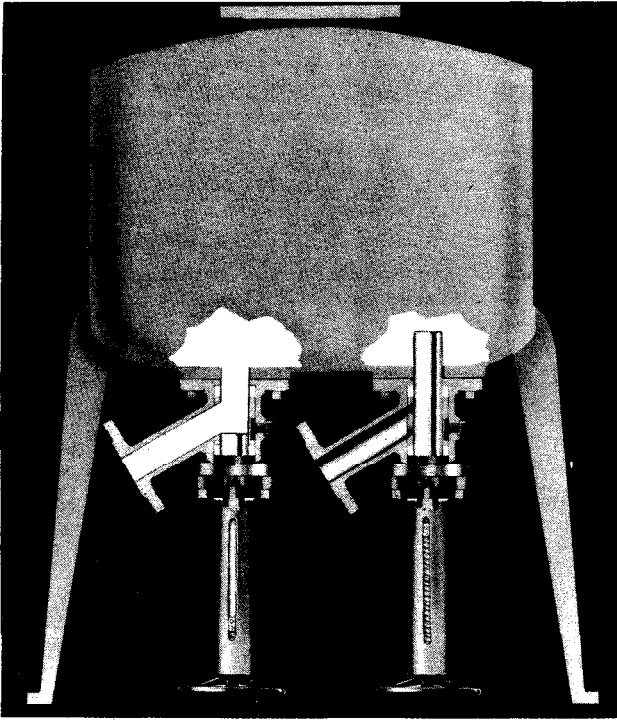


Fig. 7 La válvula de drenaje tipo ariete evita la acumulación de sólidos

se pueden emplear en servicios en que los líquidos o gases que pasan por la válvula tienen alto contenido de sólidos, pulpa de papel o materiales granulados de libre fluidez.

El elemento de control de flujo consiste en uno o dos discos que se deslizan entre asientos paralelos en el cuerpo, sin usar ningún mecanismo expansor de discos. Cuando están cerrados, la presión del fluido contra la superficie de corriente abajo del disco lo empuja contra el asiento del cuerpo para formar una unión hermética entre la superficie de corriente abajo del disco y su asiento. Cuando está abierta, hay muy poca obstrucción al flujo porque el disco está separado por completo y la caída de presión es mínima. Los materiales de construcción de estas válvulas incluyen aleaciones con bajo cromo, acero y acero inoxidable. Los tamaños son desde 2 hasta 75 in.

Válvulas para tanques de fondo plano

Las válvulas para fondo plano se utilizan para vaciar tanques y otros recipientes. Hay dos tipos principales, ambos con sello y disco similares a las válvulas de globo. El disco de un tipo se eleva dentro del tanque; el del otro tipo baja en la válvula. Los componentes principales son el disco, vástago y cuerpo.

La disposición del disco y asiento es similar al asentamiento de metal contra metal de la válvula de globo, sin que importe si el disco se aleja de su asiento hacia el tanque o penetra en la válvula. El vástago es de rosca externa, para elevación o descenso, vástago equipado con un estopero y empaquetadura para evitar fugas. El bonete está atornillado.

Cuando la boquilla del tanque tiene brida y es más grande que la válvula, se pueden utilizar adaptadores para ajustar la válvula en la boquilla.

Válvula de drenaje tipo ariete

Otro tipo de válvula para fondos planos es la de drenaje del tipo de ariete o pistón, en la cual el ariete penetra en el tanque cuando está cerrada y evita la acumulación de materiales que podrían obstruir la salida del tanque o recipiente. Cuando la válvula está abierta, se mueve el pistón dentro del bonete y el líquido que hay en el fondo del tanque tiene una trayectoria sin obstrucciones.

El ariete, cuando se mueve otra vez hacia arriba dentro del tanque empuja cualquier material que podría ocasionar obstrucción. Debido a las tolerancias tan precisas entre el ariete y las piezas circundantes, es posible utilizar esta válvula en servicios a temperaturas muy bajas.

Las piezas principales de la válvula son el ariete o pistón, el vástago y el cuerpo. El ariete se mantiene hermético con dos anillos elásticos de empaquetadura a través de los cuales se mueve. El vástago de esta válvula suele ser de rosca externa, elevable en tamaños pequeños y de rosca externa, no elevable en los tamaños grandes. La construcción del cuerpo es similar a la de la válvula para fondo de tanque plano. Ambos tipos de válvulas se pueden hacer con cualquier metal fundido y suelen tener extremos de brida. Los tamaños son entre 1 y 6 in.

Válvulas de diafragma

Las válvulas de diafragma se utilizan en servicios para corte y estrangulación y desempeñan una serie de servicios importantes para el control de líquidos. En las válvulas de diafragma, éste aísla el líquido que se maneja, del mecanismo de operación. Los líquidos no pueden tener contacto con las piezas de trabajo en donde ocasionarían corrosión y fallas en servicio.

Cuando se abre la válvula, se eleva el diafragma fuera de la trayectoria de flujo y el líquido tiene un flujo suave y sin obstrucciones. Cuando se cierra la válvula, el diafragma asienta con rigidez contra un vertedero o zona circular en el fondo de la válvula.

Las aplicaciones principales de las válvulas de diafragma son para bajas presiones y con pastas aguadas que obstruirían o corroerían las piezas funcionales de la mayor parte de otros tipos de válvulas.

Estas válvulas no requieren empaquetadura en el vástago. Su duración (vida esperada) depende de las presiones, temperaturas y la frecuencia de las aperturas y cierres.

Los componentes principales son el cuerpo, el bonete y el diafragma flexible. Los dos tipos generales de cuerpos son el rectilíneo y el de vertedero o Saunders.

La válvula rectilínea tiene los mismos diámetro interior y conformación que la tubería. Para operar este tipo de válvulas, se requieren carreras más largas. Esto limita el uso de la válvula porque hay pocos plásticos que puedan soportar las carreras largas.

La válvula de vertedero o Saunders es preferible para estrangulación y también produce cierre hermético. Esta válvula funcionará con una carrera más corta y esto permite el empleo de materiales más duros, como el Teflón, para el diafragma.

En otro tipo se utilizan un macho y diafragma moldados en una sola unidad. En la posición abierta, hay flujo rectilíneo; cuando está cerrada, el macho asienta en el fondo del cuerpo de la válvula; tienen un protector para el diafragma conectado con el macho y la parte superior del conducto de flujo.

Los vástagos de las válvulas de diafragma no son giratorios; los diafragmas sólo se mueven hacia arriba o abajo con ayuda de un pistón de compresión el cual, a su vez, se mueve con un brazo de palanca o un vástago giratorio. Por lo general, no se utiliza empaquetadura, con lo que se reduce el mantenimiento. Sin embargo, para productos químicos y peligrosos se utiliza un bonete con empaquetadura de Teflón u otro material.

Estas válvulas se fabrican con muy diversos materiales como hierro fundido, hierro dúctil, acero fundido, acero inoxidable y aleaciones resistentes a la corrosión. Los revestimientos pueden ser de un material REP-Teflón virgen que puede funcionar hasta a 400°F y no es contaminante.

Los extremos de la válvula pueden ser roscados, con brida, soldados a tope, con soldadura de enchufe o con roscas macho higiénicas. Los tamaños normales son entre 1/8 y 24 in.

Válvulas en Y

Las válvulas en Y, que son una modificación de las válvulas de globo, tienen el conducto rectilíneo de una válvula de compuerta. El orificio para el asiento está a un ángulo de unos 45° con el sentido de flujo. Por tanto, se obtiene una trayectoria más lisa, similar a la de la válvula de compuerta y hay menor caída de presión que en la válvula de globo convencional; además, tiene buena capacidad para estrangulación.

Los componentes de la válvula en Y son vástago, disco y anillo de asiento, como en las válvulas de globo. Los materiales con que se fabrican y sus tamaños son más o menos los mismos que en las de globo. Cualquier especificación de válvula de globo se puede satisfacer con la válvula en Y.

Válvulas de retención (*check*)

Las válvulas de retención (*check*) son integrales y se destinan a impedir la inversión del flujo en una tubería. La presión del fluido circulante abre la válvula; el peso del mecanismo de retención y cualquier inversión en el flujo la cierran. Los discos y componentes móviles relativos a los mismos pueden estar en movimiento constante si la fuerza de la velocidad no es suficiente para mantenerlas en su posición estable de apertura total.

Hay diferentes tipos de válvulas de retención y su selección depende de la temperatura, caída de presión que producen y la limpieza del fluido.

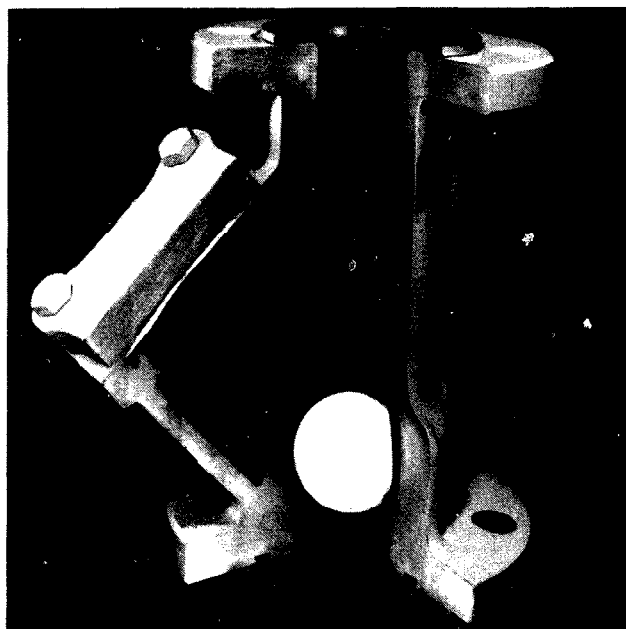


Fig. 8 En la válvula de retención de bola se distribuye el desgaste en toda la bola

La válvula de retención de bisagra (columpio) abre con la presión en la tubería pues el flujo en sentido normal hará que el disco oscile y se separe del asiento. Se cierra cuando se reduce la presión y llega a cero; en este caso, el disco queda sujeto contra el anillo de asiento por su propio peso o por pesos externos conectados a un eje que pasa a través del cuerpo.

La válvula de retención de bisagra se utiliza con bajas velocidades de fluido con inversiones de flujo poco frecuentes; en algunos sistemas se utilizan en combinación con válvulas de compuerta. Las principales características de estas válvulas de retención son mínima resistencia al flujo, servicios de baja velocidad y con cambios de dirección poco frecuentes.

Los componentes principales de estas válvulas son el cuerpo, disco, pasador oscilante y tapa. Hay dos tipos principales de cuerpos: en Y y rectilíneos.

Las válvulas en Y tienen una abertura alineada con el asiento, que está integrada al cuerpo; esto permite rectificar por esmerilado las válvulas que asientan metal contra metal.

Las válvulas rectilíneas tienen un disco embisagrado en la parte superior, con lo cual la superficie de asentamiento está a un pequeño ángulo, lo cual permite que el disco oscile y se abra con presiones más bajas. Los anillos del asiento se pueden reemplazar.

Los discos que se emplean en estas válvulas son metálicos o de composición. Los metálicos están disponibles en configuración para flujo en Y y rectilíneo. Los discos de composición son preferibles para líquidos que contienen partículas extrañas. Son de funcionamiento más silencioso y pueden formar asiento hermético aunque haya partículas en la tubería. Para bajas presiones, se logra un cierre positivo con discos de composición.

Las tapas son: roscada, que es la más económica y sencilla, y la atornillada con una junta entre la tapa y el cuerpo.

Cuando se necesita una reacción más rápida a la inversión del flujo, algunas válvulas de retención se pueden equipar con palanca y pesos externos. Esto producirá cierre rápido del disco y reducirá las posibilidades de borbotos y choques. Se ajustan la palanca y los pesos de modo que el disco se abra con la mínima presión o no se abra hasta que la presión llegue a un valor deseado.

Las válvulas de retención de bisagra se fabrican con una amplia gama de materiales: bronce, hierro, hierro fundido, acero forjado, Monel, acero fundido y acero inoxidable. Los extremos pueden ser de rosca, con brida o soldados.

Estas válvulas se pueden instalar en una tubería horizontal o en una vertical con flujo ascendente.

La válvula de retención de disco inclinable es similar a la de bisagra. Hay baja resistencia al flujo debido a su diseño rectilíneo. Estas válvulas consisten en una cubierta cilíndrica que tiene un disco pivotado (inclinable o giratorio). El disco se separa con facilidad del asiento para abrir la válvula. Los topes para el disco, integrados al cuerpo sirven para colocar éste y obtener un flujo óptimo cuando está abierto. Cuando se reduce el flujo, el disco empieza a cerrar porque se inclina a un ángulo creciente con la trayectoria de flujo. Esta válvula de retención tiene poca caída de presión a baja velocidad y mayor caída de presión a alta velocidad.

Los componentes principales de la válvula de disco inclinado son el disco, el eje (varilla) de pivoteo y el cuerpo.

La unión pivotante del disco se encuentra justo encima del centro y está descentrada del plano del cuerpo. Este diseño disminuye el recorrido del disco y reduce la fuerza de cierre, cosa que reduce al mínimo el golpeteo. Cuando se esperan flujos inversos a alta presión, se pueden equipar las válvulas con un amortiguador de cierre (*dashpot*) en el disco para controlar el cierre.

Estas válvulas están disponibles con sello de anillo blando o de metal con metal. Las válvulas grandes tienen también un sello insertado.

Las válvulas de disco inclinable se fabrican con diferentes materiales como acero al carbono, hierro fundido, acero inoxidable, aluminio, bronce y aleaciones resistentes a la corrosión. Los extremos pueden ser de brida. Estas válvulas se pueden instalar en una tubería horizontal o en una vertical con flujo ascendente.

Válvulas horizontales de retención

En las válvulas horizontales de retención, se eleva un disco o bola dentro de sus guías desde su asiento por la presión de la circulación ascendente. Cuando se detiene o se invierte el flujo, el disco vuelve a asentar por gravedad. En algunas válvulas se utilizan resortes para tener un cierre más positivo.

En general, las válvulas horizontales de retención requieren caídas de presión más o menos grandes. Su construcción interna es similar a la de las válvulas de globo. Sus características de servicio incluyen cambios frecuentes de dirección, mayor resistencia al flujo y prevención de flujo inverso. Se utilizan con válvulas de globo y en ángulo.

Alguien a quien se debe conocer

Una empresa estadounidense estaba encargada de comprar equipo y materiales en España para una planta que se construiría. Aunque los fabricantes de válvulas fueran de España presentaron cotizaciones, los pedidos sólo se otorgaron a empresas españolas sobre la estricta base de precio, a pesar de las dudas respecto a las fechas de entrega y la calidad. Esto hizo que los fabricantes extranjeros pensaran que habían recibido un trato injusto.

Esto se agravó, conforme pasó el tiempo, porque se vio que las entregas de las válvulas grandes, en particular las de acero inoxidable, se iban a retrasar. Se cancelaron estas válvulas de dos pedidos ya hechos y se colocaron nuevos pedidos con fabricantes de fuera de España, con la condición de que se debería cumplir con las fechas de entrega de sus cotizaciones originales, actitud que no es precisamente para ganarse amigos.

La situación llegó a su punto crítico cuando la construcción había avanzado ya entre 80 y 85%. Hubo que rechazar dos entregas de válvulas españolas porque las piezas de fundición no eran aceptables y estaban en juego alrededor de 200 válvulas. A pesar de muchas llamadas telefónicas no se logró tener la certeza de que se podrían encontrar las válvulas de repuesto.

Cuando la situación parecía más seria, el representante del fabricante que más había protestado porque le rechazaron su oferta, reaccionó en forma favorable. Entregó personalmente un primer lote de válvulas en la residencia del ingeniero de proyecto en Madrid, a la 1:30 de la mañana. Con ayuda del portero y del representante, el gerente las cargó en la cajuela de su automóvil y salió a las 4 de la mañana hacia el sitio de la construcción.

En el curso de las dos semanas siguientes, el representante siguió entregando válvulas en la obra, provenientes de todos los lugares imaginables. Se dedicó por completo a este pedido y no paró hasta que entregó las 200 y pico de válvulas. La empresa de ingeniería esperaba un considerable aumento en el precio debido a esta clase de servicio, pero para su sorpresa el precio fue exactamente el mismo que en la cotización original.

Los componentes principales son el disco, tapa, cuerpo, asiento y guía.

En estas válvulas se utilizan dos tipos principales de discos: disco de composición y disco metálico que se puede esmerilar. El disco de composición se presta para cierre hermético y está provisto de un sujetador para mantener la alineación. Los discos esmerilables tienen guías para alineación; suelen ser de metal, casi siempre acero. Hay tres tipos de cuerpos: horizontal, en ángulo y vertical. El diseño de estas válvulas es muy similar a las de globo, incluso las configuraciones del asiento y el disco. Se emplean tres tipos diferentes de tapas: roscada, que se suele utilizar cuando se trabaja con presiones bajas, con unión,

que se prefiere cuando hay que desarmar la válvula con frecuencia y tapa sujeta con tornillos que se utiliza en las válvulas con brida.

Estas válvulas se fabrican con bronce, hierro, hierro fundido, acero forjado, Monel, acero inoxidable y muchos materiales de plástico. Los extremos pueden ser roscados o con brida.

Se pueden instalar en una tubería horizontal o en una vertical con circulación ascendente.

Válvulas de retención de bola

En estas válvulas, en lugar del disco guiado se utiliza una bola o balón de libre rotación, para distribuir el desgaste con mayor uniformidad en toda la superficie. Están limitadas a tamaños pequeños y para servicio con materiales viscosos o que producen depósitos.

Válvulas de retención de pistón

Son muy similares a las horizontales de retención y están equipadas con un amortiguador que consta de un pistón y un cilindro que producen acción amortiguadora durante el funcionamiento. Las características de flujo y la instalación son las mismas que para las válvulas horizontales de retención.

Válvulas de retención de mariposa

Los asientos de estas válvulas son muy similares a los de las válvulas de mariposa y muchas veces se utilizan en combinación con ellas. Sus características principales de servicio son mínima resistencia al flujo, cambios frecuentes de dirección y para uso en tuberías equipadas con válvulas de mariposa. Las válvulas de retención se pue-

Tabla VII Ejemplos de cómo influyen en los precios las especificaciones de diversos tipos de válvulas

Válvulas de bola (entrada superior)				1 Válvulas de macho (entrada inferior)			
Especificación	1	2	3	Especificación	1	2	3
Tamaño, in	6	6	4	Tamaño	4	4	4
Capacidad, psi	300	300	150	Presión, psi	400	200	200
Material del cuerpo	Acero al carbono	Acero inoxidable	Hierro dúctil	Material cuerpo	Semiacero	Semiacero	Semiacero
Extremos	Brida	Soldados a tope	Brida	Extremos	Roscados	Brida	Brida
Guarniciones	Acero inoxidable Tipo 316	Monel	Aleación 20	Macho	Lubricado	Lubricado	Lubricado
Bola	ASTM A-216	ASTM-351	ASTM A-216	Orificio	Rectangular	Redondo	Romboidal
Anillo asiento	TFE reforzado	Carbón-grafito	TFE	Junta	TFE	TFE	TFE
Sello anular	Viton A	Viton A	Viton A	Precio, Dls.	320	435	226
Precio, Dls.	2 107	2 805	621				
Válvulas de retención de bisagra				Válvulas de diafragma			
Especificación	1	2	2	Especificación	1	2	3
Tamaño, in	10	10	10	Tamaño, in	3	3	3
Capacidad, psi	150	150	150	Material diafragma	Polietileno	Viton	TFE macizo
Material del cuerpo	Acero fundido	Acero fundido	Acero inoxidable	Material cuerpo	Acero inox.	Acero fundido	Hierro dúctil
Extremos	Brida	Soldado a tope	Brida	Extremos	Roscados	Brida	Brida
Tapa	Atornillada	Atornillada	Atornillada	Vástago	Extendido	Externo con brida	Deslizable
Guarniciones	Monel	18% Cr, 8% Ni, 2.5% Mo	Acero inoxidable	Precio, Dls.	355	496	274
Precio, Dls.	2 949	2 677	3 971				
Válvulas de compuerta							
Especificación	1	2	3				
Tamaño, in	2	2	2				
Capacidad, psi	150	150	150				
Material del cuerpo	Acero fundido	Acero forjado al carbono	Acero inoxidable				
Extremos	Roscados y soldado de enchufe	Brida	Brida				
Bonete	Atornillado	Atornillado, acero al carbono	Atornillado, acero inoxidable				
Vástago	Rosca externa y yugo	Rosca externa y yugo	Rosca externa y yugo				
Guarniciones	Exelloy	Monel	Acero inoxidable				
Empaque	Hilo asbesto puro, inserto de alambre Inconel en núcleo de asbesto elástico	Hilo asbesto puro, inserto de alambre Inconel en núcleo de asbesto elástico	Asbesto azul				
Precio, Dls.	305	310	268				

den instalar horizontal o verticalmente con flujo ascendente o descendente.

Válvulas especiales

Casi todas las instalaciones de tubería requieren válvulas especiales destinadas a un solo tipo de servicio. Dos de estas válvulas son: válvula de globo y ángulo para retención de vapor y válvula de purga; su uso principal es en servicios de vapor.

Válvula de globo y ángulo para retención de vapor. Combinan la función de una válvula de cierre y de retención porque producen corte positivo y evitan el flujo inverso. Estas válvulas tienen un disco flotante que se eleva con la fuerza del vapor a presión generado por la caldera. Su aplicación principal es en plantas termoelectricas en servicios de vapor y agua de alimentación e incluye evitar el flujo inverso de vapor desde el cabezal principal para vapor, ayudar a poner una caldera en servicio después de apagarla, ayudar a sacar del servicio a una caldera cuando se interrumpe la combustión y actuar como válvula básica de seguridad porque evita el flujo inverso de vapor desde el cabezal.

Hay dos tipos de cuerpos: rectilíneo y en ángulo, este último con la entrada y la salida en ángulo recto entre sí, porque permite instalarla en donde normalmente se utilizaría un codo.

En ambos tipos de cuerpos se utiliza un vástago para fijar el disco en su posición de asiento. Éste debe ser resistente a la temperatura, de cara dura y con acabado de precisión para permitir un asentamiento hermético del disco. El asiento no está completamente fijo; por tanto, si se interrumpe la circulación el asiento actuará como válvula de retención para el flujo inverso.

Los materiales de construcción de estas válvulas de corte y retención son acero al carbono, acero inoxidable, acero forjado, acero fundido y acero de aleación. Los extremos pueden ser de soldadura de enchufe, soldadura a tope o roscados. Los tamaños varían desde 1/4 hasta 24 in.

Válvulas de purga. Son válvulas de globo modificadas y su uso principal es en servicio de vapor a alta presión para purgar la caldera cada cierto tiempo a fin de mantener una concentración satisfactoria.

Las válvulas de purga se utilizan con frecuencia en combinación de válvula rectilínea y de ángulo, pero también se pueden utilizar dos válvulas similares o algún otro tipo de válvula. Esta disposición asegura la caída correcta de presión en las válvulas para evitar la estrangulación. Se utiliza una válvula para purga y la otra para sellamiento.

Las válvulas se instalan espalda con espalda o “encontradas” y sin espaciador, de modo que resisten deformaciones severas y cambios violentos de temperatura en el disco. Los anillos de guía y los asientos deben ser de cara dura. Por lo general, el anillo de asiento se suelda sobre asientos integrales de Stellite. El vástago tiene guías de precisión y un saliente largo encima de la empaquetadura para proteger la parte roscada. Los discos con cara de Stellite tienen poco juego para facilitar la alineación o el sellado hermético. La empaquetadura es especial para servicio de purga.

Cuando se utilizan dos válvulas en serie, deben abrir con rapidez y del todo para aumentar la duración de sus piezas móviles. Las válvulas nunca deben permitir la purga cuando están parcialmente abiertas. Se fabrican con extremos de brida y soldados. Los tamaños suelen ser de 1 a 2 1/4 in.

Cálculos de costo de las válvulas

El ingeniero tiene dos razones para pensar en los costos de las válvulas antes del análisis de las cotizaciones. La primera es que las diferencias de costo entre los diversos tipos de válvulas deben intervenir en la elección de los tipos para cada servicio. La segunda es que el costo de las válvulas se refleja en las estimaciones del costo total de capital requerido para los presupuestos y control de gastos del proyecto.

Costos por tipo y construcción. Dado que es necesario especificar las válvulas para los diversos servicios de la planta mucho antes de que se determine el número de válvulas o se soliciten cotizaciones, no suele ser factible tener datos exactos de costos. Por tanto, las elecciones entre válvulas de globo o en ángulo, de bonetes atornillados o de unión o de disco metálico o disco tipo macho, se hacen con frecuencia meses antes de que los proveedores hayan tenido oportunidad de cotizar. Para hacer estas elecciones, el ingeniero debe comparar los precios de los diferentes tipos de un solo fabricante. De lo contrario, las variaciones en precio entre los fabricantes pueden hacer confusa la elección.

En la tabla VII se comparan los efectos de algunas características de construcción de los tipos más comunes de

válvulas. Sin embargo, para hacer la especificación correcta, se requiere un amplio análisis de los precios de lista de sus fabricantes.

Estimación del costo de las válvulas. Las empresas de ingeniería acostumbran estimar las válvulas junto con las tuberías con una distribución de costos similar a la indicada en la tabla VIII para una planta de óxido de etileno. Por tanto, a menudo se desconocen las cantidades invertidas en válvulas y los proveedores tienen dificultades para conocer sus mercados potenciales.

Sin embargo, hemos encontrado que conforme aumenta la capacidad de las plantas de proceso, el valor de las válvulas en la inversión total aumenta con más rapidez que otros artículos pedidos en grandes cantidades o sueltos. Es de creciente importancia estimar las válvulas por separado, igual que se hace con las bombas y los intercambiadores de calor, en especial con las válvulas especiales.

En las tablas VIII y IX se presenta una guía para las estimaciones. Los costos presentados en la tabla X para el total de la tubería (19.0% a 20.9%) se dividen primero en materiales y mano de obra. Luego, estos costos de materiales se dividen entre las válvulas y los tubos y so-

Tabla VIII Desglose de costos de capital para plantas de óxido de etileno

Para plantas que operan con una capacidad de diseño de:

	50%	100%	200%
Concepto	%*	%*	%*
Hornos de gas	1.6	1.3	1.1
Compresores y ventiladores	13.93	14.3	14.5
Convertidores y torres	18.32	21.5	22.3
Intercambiadores de calor	7.26	8.8	9.7
Tanques y tolvas	0.82	0.7	0.55
Bombas	2.6	3.1	3.4
Equipo de separación y secado	0.07	0.09	0.11
Torre de enfriamiento	0.31	0.35	0.38
Cimentación	2.2	2.1	1.96
Tubería (incluso válvulas)	19.0	19.8	20.9
Construcción, acero estructural y protección contra incendio	4.53	3.58	4.1
Instrumentos	6.71	5.8	3.2
Aislamiento	1.9	2.0	2.1
Sistema eléctrico	1.3	1.16	1.0
Erección del equipo	2.25	2.52	2.7
Pintura	0.7	0.7	0.6
Supervisión de construcción	3.6	3.2	2.6
Costos totales de ingeniería	12.9	9.0	8.8
	100.0	100.0	100.0

* Distribución de los diversos costos de capital, expresados como porcentaje del costo total de capital en la planta completa.

portes. Con ello, sabemos que se puede esperar que las válvulas para una planta de óxido de etileno varíen entre 4.5% y 6.1% del costo de la tubería. Estas válvulas se subdividen, además, en tamaños de 3 in y mayores contra las de 2 1/4 in y menores, hechas con acero al carbono y acero inoxidable.

Es muy probable que a un ingeniero le interese calcular las válvulas que no sean para plantas de óxido de etileno. Es difícil obtener datos exactos para otros procesos, pero en la tabla X aparecen los costos de válvulas como porcentaje del costo total de la tubería para una serie de plantas, que van desde plantas para café instantáneo hasta refinerías de petróleo básicas. Estos datos deben ser de utilidad.

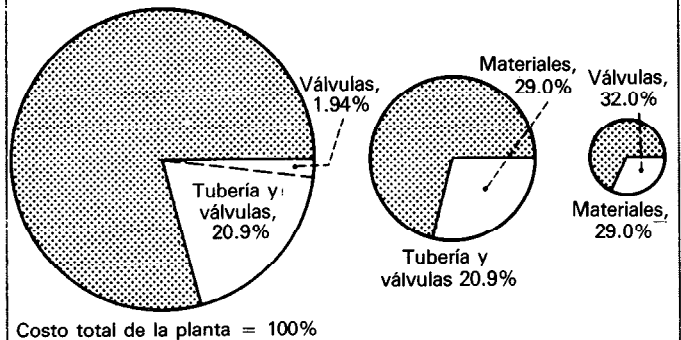
Agradecimientos

Los siguientes fabricantes suministraron literatura que se utilizó en este artículo. Cooper Stainless & Alloy Valves, Houston, Tex.; Creane Co., Nueva York, N.Y.; Fabri-Valve, Portland, Ore.; Posi-Seal International, North Stomington, Conn.; Rockwell International, Flow Control Div., Pittsburgh, Pa.; Smith Valve Corp., Worcester, Mass.; Velan Valve Corp., Pittsburgh, Pa.; Walworth Co., Valley Forge, Pa.; Whitex Co., Cleveland, O.; Yarway Corp., Blue Bell, Pa.

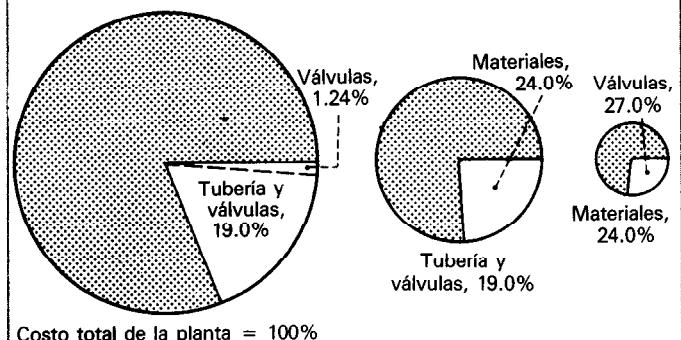
Los siguientes fabricantes suministraron información para este artículo. ACF Industries, W-K-M Valve Div., Houston, Tex.; Andale Co., Lansdale, Pa.; Combination Pump Valve Co., Philadelphia, Pa.; Corchester Controls, Distributor Products Div., West Boylston, Mass.; Dover Corp., OPW Div., Cincinnati, O.; Dow Chemical USA, Midland, Mich.; Durion Co., Inc., Dayton, O.; Fisher Controls Co., Marshalltown, La.; Garlock Inc., Plastics Div., Camden, H.J.; Hills-McCanna Co., Carpentersville, Ill.; Jamesbury Corp., Worcester, Mass.; Jordan Valve Div., Richards Industries, Inc., Cincinnati, O.; Kamyr Inc.,

Tabla IX Distribución de costos de tubería y válvulas en plantas de óxido de etileno

Distribución máxima de costos de la planta:



Distribución mínima de costos de la planta:



	Máximo, %	Mínimo, %
Costo de tubería de tabla VIII (como porcentaje del costo total de capital de la planta completa)	20.9	19.0
Materiales en la cuenta de tubería (Desglose de costos de tubería en materiales y mano de obra. Cuando los materiales son 29.0%, la mano de obra es 71%; cuando los materiales son 24%, la mano de obra es 76%)	29.0	24.0
Costo de válvulas en la cuenta de materiales (Desglose de costo de materiales en válvulas, tubos y soportes. Cuando las válvulas representan 32%, el tubo y soportes son 68%; cuando las válvulas representan 27% el tubo y soportes son 73.0%)	32.0	27.0
Costo de válvulas en la cuenta de tubería (Como porcentaje del costo total de la planta completa)	1.94	1.24
Costo de válvulas por tamaño y materiales de construcción		
	Acero al carbono	Acero inoxidable
2 1/4 in o menos	26.0%	12.5%
3 in o más	42.9%	18.6%

Tabla X Costo de válvulas para plantas de proceso típicas

Planta	Capacidad	Costo válvulas, %*
Anhídrido maleico +	60 × 10 ⁶ lb/año	32.3
Óxido de propileno +	446 × 10 ⁶ lb/año	26.1
Óxido de propileno +	1 000 × 10 ⁶ lb/año	28.84
Ácido tereftálico	500 × 10 ⁶ lb/año	30.9
Óxido de etileno	90 × 10 ⁶ lb/año	29.58
Refinería de petróleo +	100 000 bbl/d	29.46
Antibióticos	15.5 × 10 ⁶ unidad /año	27.1
Fertilizantes	1 100 ton/d	24.3
Cloruro de polivinilo	— . —	20.7
Cervecería	6 × 10 ⁶ bbl/año	19.3
Café instantáneo	8 × 10 ⁶ lb/año	18.7

*Costo de válvulas como porcentaje del costo total de tubería.
Véase tabla IX

+ Desde los cimientos

Glens Falls, N.Y., Masoneilan International, Inc., Norwood, Mass.; Mosser Industries, Inc., Allentown, Pa.; Ogontz Controls Co., Willow Grove, Pa.; The William Powell Co., Cincinnati, O.; Resistoflex, Corp.; Roseland, N.J.; Stockham Valves and Fittings, Birmingham, Ala.; Strahman Valves, Inc., Florham Park, N.J.; TRW Mission Manufacturing Co., Houston Tex.; Tuflin Div., Xomox Corp., Cincinnati, O.

El autor



Arkadie Pikulik es ejecutivo de ventas de Scientific Design Company, Inc., Two Park Avenue, Nueva York, N.Y., 10016, en donde ha trabajado durante 22 años en diversos puestos que incluyen supervisión de plantas piloto, ingeniería de procesos, ingeniero de proyectos, gerente de proyectos, director de proyectos, gerente de construcción y supervisor de arranque de plantas. Tiene licenciatura en química de Brooklyn Polytechnic Institute.

Los siguientes miembros de Scientific Design Co. han participado en la redacción de este artículo:

Bryan Flint (detalles de especificaciones), Manfield Gans (orientación conceptual), Arthur J. Hermes (datos de costos de capital), Hagop Isnar (investigación de datos y ayuda en la redacción), M. George Tashjan (revisión crítica) y Walter Van Pelt (datos de precios).



Selección de válvulas para la IPQ

Las plantas en la industria de procesos químicos (IPQ) constan principalmente de recipientes, bombas, tuberías y válvulas. Cada tipo estándar de válvula tiene características que la hacen idónea para una aplicación particular. He aquí la información que necesita para saber dónde poner qué válvula.

John T. Wier, Hudson Engineering Corp.

Las válvulas y tubería constituyen la inversión más importante entre los diversos componentes de una planta para procesamiento de hidrocarburos. Representan alrededor del 22% del desembolso total de capital en materiales y equipo. Muchos componentes que reciben considerable atención representan una inversión mucho menor; por ejemplo, las bombas, 4%; los compresores, 4.5%; los impulsores 6.5% y los hornos y calderas 4%. Después de las válvulas y la tubería, la siguiente inversión en importancia es en recipientes, con alrededor de 15.4%⁽¹⁾.

Selección de válvulas

Un diseñador debe tener en cuenta muchas cosas al seleccionar una válvula. Aunque el grado de importancia asignado a cada una puede variar, se otorga la máxima prioridad, en general, a las funciones de la válvula. ¿Va a ser la válvula sólo para bloqueo (cierres y paso), para regulación (estrangulación) o desvío, es para evitar el flujo inverso o quizá una combinación de todo esto? Las funciones de las válvulas, más que cualquier otra cosa son las que limitan la elección. Para los fines de este artículo, las funciones de las válvulas se agrupan en cuatro categorías:*

1. Servicio de corte y paso:
 - Válvulas de compuerta
 - Válvulas de macho
 - Válvulas de bola

*Esta clasificación es para usos generales y no incluye diseños especiales de tipos que pueden tener aplicación fuera de las categorías en que se enumeran. En el resto de este artículo se comentarán los diferentes tipos de válvulas de operación manual y automatizada.

2. Servicio de estrangulación:

- Válvulas de globo
- Válvulas de mariposa
- Válvulas de diafragma
- Válvulas de compresión

3. Prevención de flujo inverso

- Válvulas de retención (*check*)

4. Diversos

- Las válvulas de control, las válvulas de solenoide, etc. (Se suelen considerar como parte de los instrumentos y no se describirán en este artículo).

En la industria de procesos químicos se emplean válvulas para gran variedad de flujos, desde sólidos granulados hasta desechos industriales. En general, las características más importantes a considerar son: viscosidad, corrosividad y abrasividad; sin embargo, un diseñador también debe tener en cuenta los parámetros del proceso, es decir, cualesquiera condiciones anormales, predecibles, a corto plazo. Hay que reconocer otras circunstancias especiales, como el manejo de más de un fluido con la misma válvula o las posibles altas presiones que puedan ocurrir por un fluido atrapado en el cuerpo de la válvula al cerrarla y que se vaporiza al ser calentado.

La caída de presión en las válvulas puede explicar una parte considerable de las pérdidas totales por fricción en un sistema. La mejor selección de válvulas es la que producirá mínima caída de presión y satisfará otros requisitos. En la actualidad, el alto costo de los energéticos ha dado más importancia a minimizar la caída de presión que hace muchos años.

Las condiciones de operación, o sea, la presión y temperatura coincidentes a que debe trabajar la válvula, a menudo limitan la selección. Quizá se deban excluir las

válvulas que tienen sellos de material sintético o materiales de construcción no metálicos, debido a las altas temperaturas del proceso. A la inversa, las bajas temperaturas de operación limitan a menudo la elección de válvulas a las fabricadas con aleaciones.

Los materiales de construcción deben ser compatibles con todos los demás factores que intervienen en la selección. Los cuerpos, revestimientos y guarniciones de válvulas están disponibles en una amplia variedad de materiales para prestar casi cualquier servicio. Con frecuencia, es necesario tener en cuenta el material del cuerpo por separado de las guarniciones (es decir, las partes internas que tienen contacto con el líquido) a fin de optimizar el diseño de la válvula desde un punto de vista económico.

Las válvulas hechas en su totalidad con resinas termoplásticas y las válvulas metálicas con las piezas, que tienen contacto con el fluido, revestidas con plástico se han vuelto muy comunes en servicios corrosivos.

El hierro dúctil, por comparación con el hierro gris, soporta presiones y temperaturas más altas y tiene excelente resistencia a los choques. Dado que el hierro dúctil es menos costoso y tiene mayor resistencia a la corrosión que algunos aceros, ha servido para sustituir éste en muchos casos.

A veces, los materiales de construcción tienen estrecha relación con ciertos tamaños. Las válvulas para agua, aceite o petróleo, gas, aire, etc., se suelen fabricar con latón o bronce en los tamaños pequeños, mientras que en tamaños de 4 in y mayores, se suelen utilizar cuerpos de hierro y de acero.

VÁLVULAS DE COMPUERTA

En la categoría para cierre y paso, la válvula de compuerta supera a todas en porcentaje de unidades en operación, pero aún así tiene limitaciones. Estas válvulas no se prestan a un control preciso del flujo porque ocurre un porcentaje anormal de cambio de flujo cuando está casi cerrada y a alta velocidad. Tampoco se destina para servicio de estrangulación porque la compuerta y el asiento se erosionan con rapidez en cualquier posición que no sea la de apertura o cierre totales. Cuando se abre lige-

1. Compuerta de cuña

a) Cuña maciza



b) Cuña dividida



2. Compuerta de doble disco



Fig. 1 Mecanismos de control de circulación en las válvulas de compuerta

ramente la válvula en un servicio de estrangulación, el disco y el asiento quedan sometidos a esfuerzos que causarían deformación y erosión que, a fin de cuentas impedirán un cierre hermético.

Cuando están abiertas del todo, la mayor parte de las válvulas de compuerta permiten flujo lineal en un conducto que tiene el mismo diámetro que la tubería. Aunque hay variaciones, la válvula de compuerta, por lo general, produce menor caída de presión en el sistema que cualquier otro tipo de válvula.

Mecanismos de control de flujo

Hay diversas razones por las que las válvulas de compuerta superan en número a las demás, pero quizá la más importante son las muchas variantes en que se fabrican para aplicaciones especializadas. Estas válvulas se pueden clasificar, en general, por el tipo de elemento de control de flujo utilizado. Una de estas clasificaciones de la Norma API 600-1973 tiene dos divisiones importantes, como se ilustra en la figura 1.

La válvula de compuerta más común es la de cuña maciza, lisa con asiento inclinado. Dado que las temperaturas y presiones de operación han aumentado con el paso de los años, el desgaste de la cuña contra el asiento inclinado se ha vuelto un problema. Una solución es la cuña flexible que puede funcionar con asientos desalineados y minimiza el desgaste de la superficie de sellamiento. Esta cuña es en forma de "H" y su configuración le da la elasticidad.

En el tipo de cuña dividida (disco doble) de bola y cuenca, los dos discos están en contacto entre sí mediante una

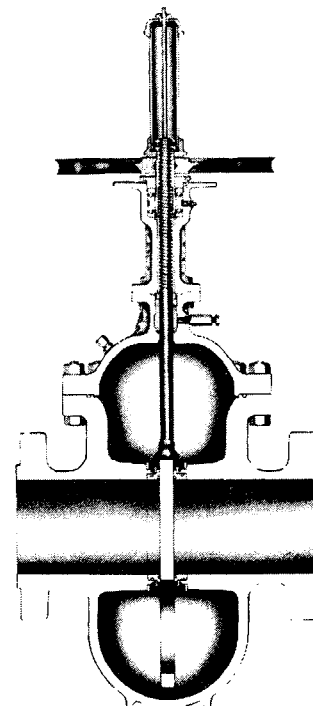


Fig. 2 Válvula de compuerta para tuberías de petróleo de circulación con conducto pleno

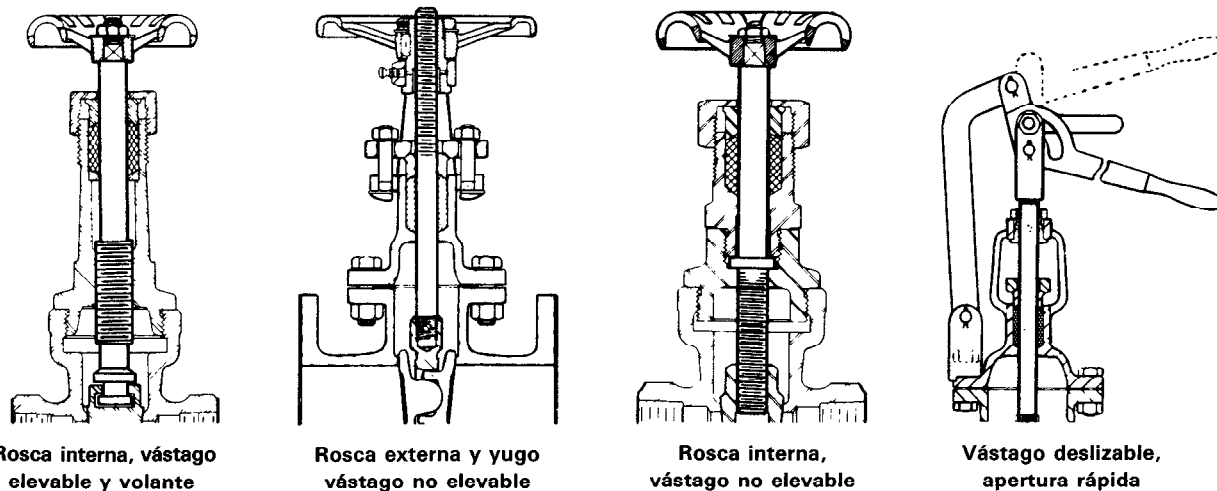


Fig. 3 Variaciones en el mecanismo del vástago en las válvulas de compuerta

unión de bola y cuenca. Dado que los discos pueden girar con independencia, se adaptan a los cambios en los ángulos de los asientos y tienen buen sellamiento y más duración. La válvula de cuña dividida se utiliza más en servicios corrosivos de baja presión y tiene asientos integrales.

La válvula de compuerta de disco doble tiene dos discos que están empujados contra asientos paralelos en el punto de cierre mediante un expansor mecánico. Esto produce sellado hermético sin ayuda de la presión del líquido y compensa en forma automática la desalineación angular de los asientos. Además mantiene un cierre hermético durante la contracción longitudinal del cuerpo de la válvula cuando se enfría.

En las tuberías para líquidos o gases se utiliza un tipo de válvulas de compuerta que permiten la limpieza del interior de la tubería. Por tanto, el diámetro interior de la válvula debe dejar pasar los rascadores o las esferas separadoras de los productos y debe ser igual o mayor que el de la tubería. Estas válvulas se denominan de conducto rectilíneo con orificio total (Fig. 2).

Movimiento de los elementos de control de flujo

Una parte importante en el diseño de todas las válvulas es para el mecanismo de movimiento del elemento de control de flujo. En las válvulas de compuerta se utiliza un vástago que se extiende desde el elemento, o sea, la compuerta hasta el exterior de la válvula (Fig. 3). Se utiliza una serie de técnicas para hacer que el vástago mueva la compuerta para abrir y cerrar la trayectoria de flujo. Las válvulas con vástago elevable tienen la ventaja de una fácil indicación visual de la cantidad de apertura. En la construcción de rosca externa y yugo, la cuerda del vástago no hace contacto con el medio circulante y se recomienda en aplicaciones a altas temperaturas o en líquidos corrosivos. Las válvulas para servicio en ambiente corrosivo incluyen servicio marino o en plataformas de perforación fuera de la costa y a menudo son del tipo con rosca interna para proteger la cuerda con el vástago.

Las válvulas de compuerta grandes requieren un número excesivo de vueltas del volante para abrirlas o cerrarlas. Hay disponibles trenes de engranes que disminuyen la torsión requerida para mover la compuerta; pero si se requiere operación rápida, la única solución aceptable es un actuador.

Métodos de sellamiento

En las válvulas de compuerta se requiere sellamiento en cuatro lugares. Tres de ellos son para evitar fugas al exterior y el cuarto es para restringir el escurrimiento del fluido, por lo general corriente abajo, cuando está cerrada la válvula.

Los sellos contra fugas al exterior están en las conexiones de extremo, en la unión entre el bonete y el cuerpo y alrededor del vástago. Los sellos para las conexiones de extremo son idénticos a los utilizados para otros accesorios de la tubería y se suelen incluir en las especificaciones de la tubería. La unión entre el bonete y el cuerpo es parte del diseño de la válvula y debe ser adecuada para las condiciones del proceso (Fig. 4). A menudo, el bonete está construido para facilitar el acceso a los componentes internos desmontables y suele alojar el sello del vástago. En las válvulas para vapor a presiones y temperaturas altas suelen ser del tipo de bonete con sello de presión. Se utiliza la presión interna en la tubería para que la unión entre el bonete y el cuerpo sea hermética; una vez lograda, no se requiere ajuste. El sellamiento del vástago es más difícil que los otros dos sellos porque existe una superficie móvil. La mayor parte de las válvulas de compuerta tienen un ajustador externo del empaque del vástago y, a menudo, el sello del vástago se puede volver a empacar cuando está sometido a presión por medio del apriete de la cuña contra el bonete cuando la válvula está abierta por completo.

El sello para evitar el escurrimiento del fluido corriente abajo cuando está cerrada la válvula, depende del cierre hermético de la cuña contra un asiento. En la selección del tipo de cuña y asiento se deben tener en cuenta los cambios en la presión y la temperatura. Esos cambios

pueden ocasionar que la tubería aplique esfuerzos y ocurra deformación o desalineación de las superficies de sellamiento.

Hay dos tipos básicos de sellamiento en las válvulas de compuerta: contacto de metal con metal y de metal en contacto con un metal que tiene un inserto de material elástico. El sello de metal con metal produce la máxima resistencia mecánica, pero tiene la desventaja de posibles pegaduras y desgaste. Las cuñas y asientos de muchas válvulas de compuerta se acaban con maquinado de precisión y después se pulimentan para dar un ajuste preciso. Es difícil mantener este ajuste hermético y cuando se pone la válvula en servicio se deben esperar algunas fugas después de unos cuantos ciclos de funcionamiento. La mayoría de los fabricantes de válvulas de compuerta con sello de metal con metal utilizan materiales de construcción de diferente dureza para la cuña y el asiento a fin de minimizar las pegaduras y el desgaste.

Un sello de metal con metal en el que una de las superficies tiene un inserto elástico produce sellamiento primario elástico y sellamiento secundario de metal con metal. Esta construcción sólo se utiliza con temperaturas y presiones que no perjudiquen el inserto elástico. Muchos usuarios han tenido buenos resultados con válvulas que tienen sello primario elástico y sello secundario de metal con metal en los lados de corriente arriba y abajo del elemento en aplicaciones con doble corte y purga. Estas válvulas se utilizan en donde el escurrimiento por cualquier sello produciría contaminación del producto y se utilizan junto con una válvula de purga entre los asientos. Cuando se cierra la válvula principal, se abre la válvula de purga y se detecta de inmediato cualquier fuga.

Requisitos de espacio y pesos

La válvula de compuerta ofrece mayor variedad de mecanismos para mover la compuerta. También tiene la desventaja de que es pesada y requiere mucho espacio para instalarla. Si se selecciona una válvula de rosca externa y yugo con vástago elevable, el trabajo del diseñador exige que determine la dimensión desde la línea de centro de

la válvula hasta la parte superior del vástago con la válvula abierta. A veces, hay que seleccionar otro tipo de válvula para disminuir el espacio requerido. Dado que las válvulas de compuerta son sensibles a las cargas impuestas por la tubería, se deben incluir soportes adecuados en los tubos.

VÁLVULAS DE MACHO

La válvula de macho, que es un perfeccionamiento del grifo sencillo, es la más antigua de todas. Se han encontrado en las ruinas de Pompeya válvulas de macho de bronce, casi intactas, que se supone se utilizaron en los acueductos en el año 79 de nuestra era. Las válvulas de macho, igual que las de compuerta modernas, se destinan para servicio de paso y cierre; algunos usuarios han utilizado válvulas de macho en servicio con estrangulación pequeña, durante muchos años, con buenos resultados.

Los componentes básicos de estas válvulas son el cuerpo, el macho y la tapa. El macho es cónico o cilíndrico y tiene un conducto por el cual circula el líquido. En la posición abierta, la cavidad en el macho conecta los extremos de entrada y salida de la válvula y permite flujo lineal.

Las válvulas de macho están disponibles con abertura redonda, normal, de venturi y de recorrido corto (Fig. 5). La válvula con abertura redonda tiene una abertura a todo el diámetro en el macho y en el cuerpo. La válvula normal también tiene orificios con asiento de área total que suelen ser rectangulares.

La válvula de venturi tiene orificios redondos o rectangulares con una zona reducida y un cuerpo que se asemeja a un venturi. La válvula de recorrido corto tiene orificios del asiento de apertura total o reducida que suelen ser rectangulares y que tienen las mismas dimensiones entre cara y cara que las válvulas de compuerta de los mismos tamaño y capacidad de presión.

Una característica importante de la válvula de macho es su fácil adaptación al tipo de orificios múltiples (Fig. 6). Las válvulas de macho de tres y de cuatro vías

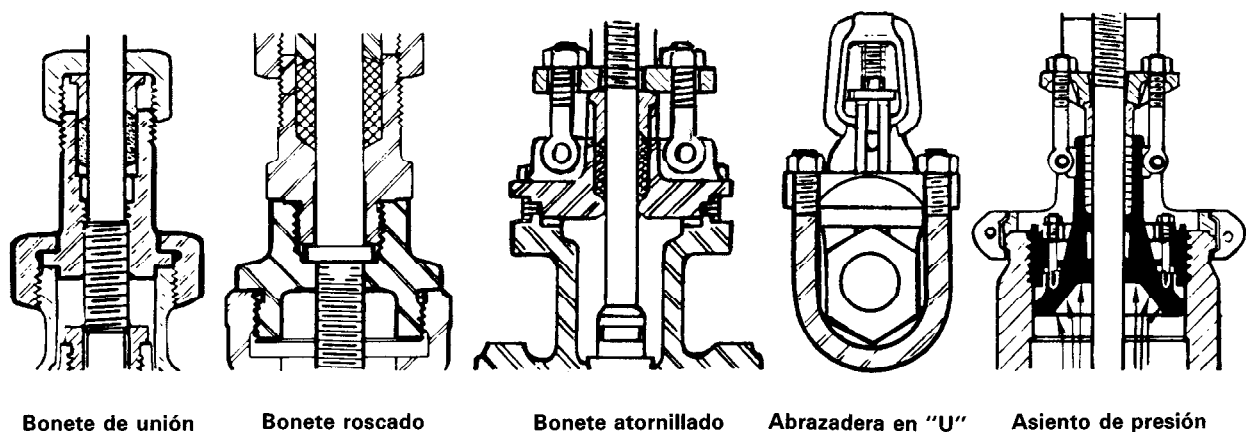


Fig. 4 Variaciones en el bonete en diversos tipos de válvulas de compuerta

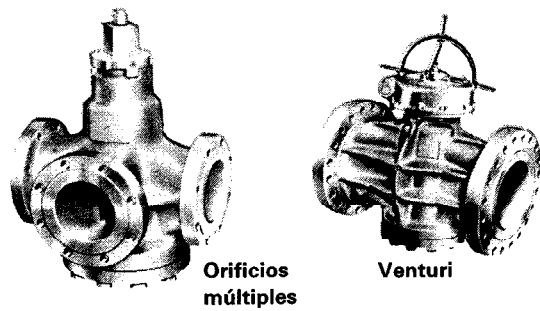


Fig. 5 Válvulas de macho de orificios múltiples y de Venturi

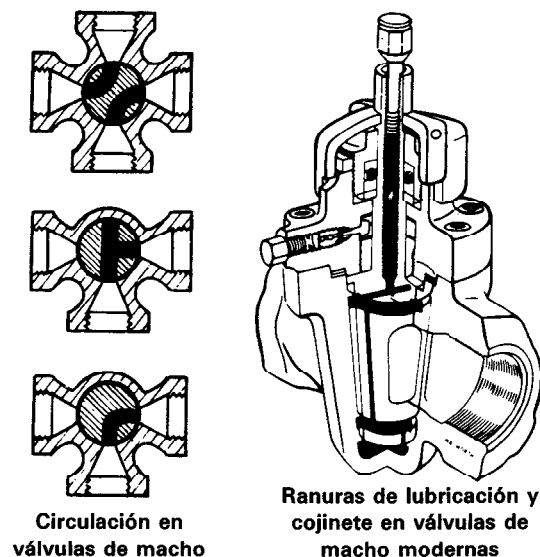


Fig. 6 Circulación en válvulas de macho de orificios múltiples

tienen mucho uso en la industria de procesos químicos. Ofrecen considerables economías porque la válvula puede funcionar en muchas instalaciones para reducir o simplificar la cantidad de tubería. Se puede utilizar la válvula de orificios múltiples en lugar de varias válvulas de orificio sencillo, con lo cual se reduce el número de conexiones y accesorios.

Las válvulas de macho con orificio completo producen caídas de presión comparables con las de las válvulas de compuerta abiertas del todo, pero los machos de superficie reducida tienen grandes variaciones en las pérdidas por fricción. Los diseñadores deben tener cuidado de no pasar por alto las caídas de presión en los machos de orificio reducido, en particular las de orificios múltiples.

Movimiento de los elementos de control de circulación

En las válvulas de un solo orificio el macho gira 90° desde la posición de apertura total a la de cierre total y se la denomina, a veces, válvula de un cuarto de vuelta. Las válvulas con orificios múltiples pueden girar hasta 270° , según el número y la disposición de los orificios.

En los tamaños pequeños, se hace girar el macho por medio de un operador de palanca conectada en el exterior del vástago. La palanca es, casi siempre, en forma de L, pero puede ser en forma de T, cuando se requiere accionarla con cadenas desde abajo. En las válvulas de orificio sencillo los topes suelen ser parte integral de la tapa y es fácil determinar en forma visual la posición del orificio. La palanca está perpendicular con la tubería cuando se cierra la válvula y queda paralela con ella cuando se abre la válvula.

La torsión de operación aumenta según el tamaño y la presión en la tubería y en las válvulas de operación manual se emplean cajas de engranes cuando la palanca es impráctica. La mayoría de los usuarios tienen sus propias especificaciones para los operadores; en caso contrario, se debe consultar con el fabricante.

Métodos para sellamiento

Los puntos que requieren sellos en una válvula de macho son los mismos que en una de compuerta y los que evitan fugas hacia el exterior funcionan con los mismos principios. Algunos sellos pueden ser del tipo de sello anular ("O" ring) o mediante la inyección de una empaquetadura líquida en una ranura anular o con sistemas especiales. Los sellos para evitar el escurrimiento corriente abajo son exclusivos de las válvulas de macho.

Hay dos tipos generales de válvulas de macho: lubricadas (Fig. 7) y sin lubricar (Fig. 8). En el tipo lubricado se inyecta lubricante a presión entre la cara del macho y el asiento en el cuerpo para evitar fugas. Con la lubricación se aprovecha la ley de Pascal que dice "una presión unitaria aplicada a un fluido contenido en un recipiente cerrado se transmite de modo uniforme a todas las zonas de las superficies que confinan el fluido sin

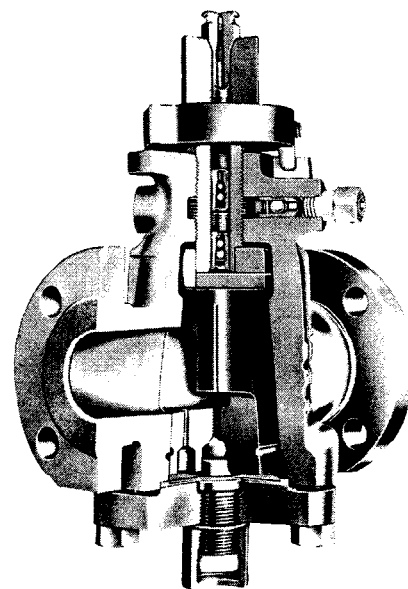


Fig. 7 Válvula de macho lubricada; tapa inferior atornillada

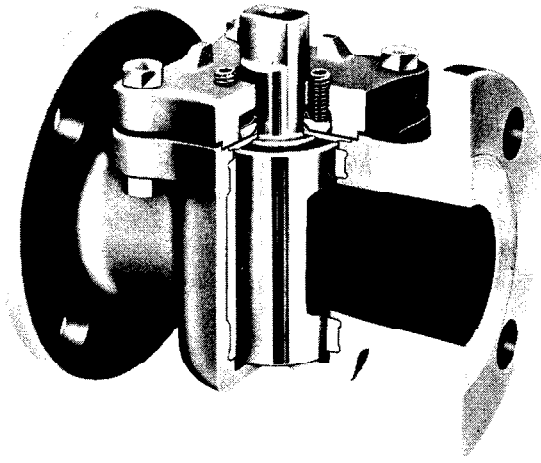


Fig. 8 Válvula de macho no lubricada, con camisa

reducción en la fuerza, con lo cual multiplican la fuerza muchas veces, según sea el área del interior del recipiente". Debido a la multiplicación de la fuerza, el lubricante sirve también para separar el macho de su asiento y reducir el esfuerzo inicial de rotación, así como para reducir la fricción y el desgaste entre estas superficies durante la rotación. Después de un tiempo largo de no funcionar, la facilidad de "bombear" al macho fuera de su asiento es muy útil para reducir la torsión inicial. La válvula de macho lubricado sólo cierra en el lado de corriente abajo, pero es quizá el sello más exento de fugas de que se dispone, si está bien lubricada.

En un tipo de válvula no lubricada se utilizan sellos primarios elásticos contra uno o ambos asientos. Mediante una acción de excéntrica se logran la dilatación y contracción perpendiculares de los segmentos de sello. Se ha provisto una placa inferior de acceso que permite el servicio a la válvula conectada en la tubería con sólo mover piezas pequeñas. Hay un modelo que se utiliza mucho para aplicaciones con doble cierre y purga y hay tomas para purga del cuerpo entre los asientos.

La válvula no lubricada puede ser del tipo de elevación, de excéntrica o puede tener una camisa o un revestimiento de elastómero para el macho que elimina la necesidad de lubricar entre el macho y el asiento. La válvula de macho con camisa (Fig. 8) tiene mucha aplicación en las industrias de procesos químicos para manejar fluidos corrosivos. Una camisa hecha con un plástico de fluorocarbono (TFE) rodea por completo el macho y está fija en su lugar por el cuerpo metálico. Con esto se tiene un sello primario continuo entre la camisa y el macho en todo momento, tanto al girar el macho como cuando está abierto o cerrado. La camisa de TFE es muy durable e inerte, excepto para algunos fluidos de uso muy raro. También tiene un bajo coeficiente de fricción y tiende a ser de autolubricación. La válvula también tiene un diafragma y un disco de empuje de TFE que eliminan por completo el contacto de metal con metal.

Requisitos de espacio y peso

La válvula de macho es muy compacta y requiere un mínimo de espacio. Por ello, pesa menos que las válvulas de compuerta o de globo.

VÁLVULAS DE BOLA

Mecanismos de control de circulación

Aunque las válvulas de bola se han utilizado desde hace mucho tiempo, sólo han tenido aceptación grande en la industria de procesos químicos en los últimos 15 años. Esto se ha debido a los adelantos en la tecnología de los elastómeros y plásticos y al perfeccionamiento de máquinas herramientas que pueden producir las bolas en serie. Los primeros diseños tenían asientos de metal con metal y no eran a prueba de burbujas. Las burdas empaquetaduras y asientos metálicos de las válvulas antiguas se han sustituido con materiales como polímeros fluorados y Nylon y las bolas de producción actual son mucho mejores que las antiguas.

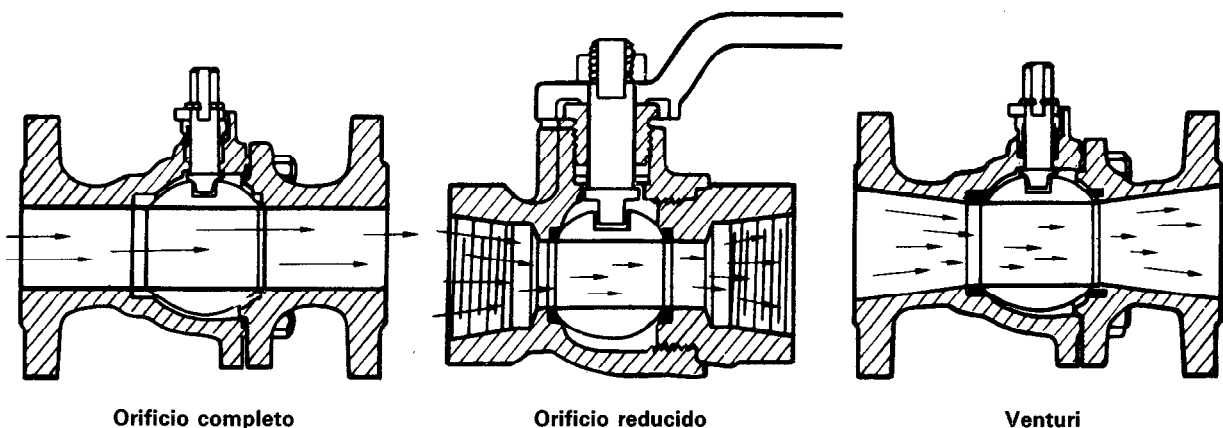


Fig. 9 Válvulas de bola: orificio completo, reducido y de Venturi

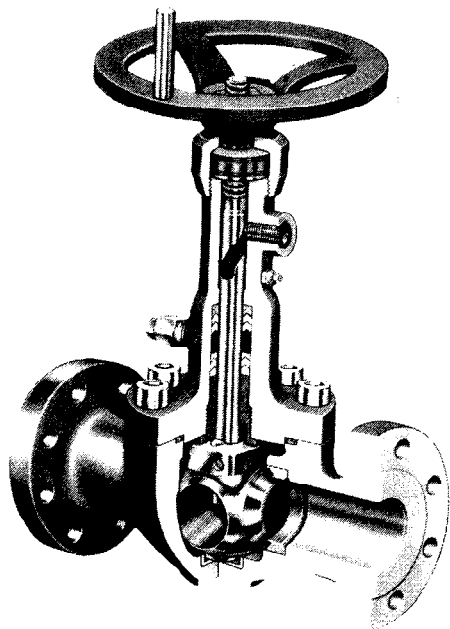


Fig. 10 La válvula de bola de vástago elevable tiene un operador exclusivo

La válvula de bola básica es una adaptación de la válvula de macho. Tiene una bola con un orificio en un eje geométrico para conectar las partes de entrada y de salida del cuerpo. En la posición abierta, el flujo es rectilíneo y para cerrarla, se gira la bola 90° . Las válvulas de bola son de tipos de venturi, orificio reducido y orificio completo (Fig. 9). La caída de presión es función del orificio que se utilice; en el tipo de orificio completo es casi la misma que en una válvula de compuerta de los mismos tamaño y capacidad de presión. Las válvulas de bola, igual que las de macho, se pueden obtener en el tipo de orificios múltiples, lo cual permite ahorros en el costo de válvulas y tubería.

Movimiento del elemento de control de circulación

En general, los sistemas para mover la bola son similares a los de las válvulas de macho. En los tipos antiguos había fijación entre el vástago y la bola que no impedía, por acción mecánica, el escape de vapor a presión por la tapa y aún hoy es aconsejable verificar este aspecto. Esta válvula, igual que la de macho, también es de un cuarto de vuelta. Los tamaños pequeños se hacen girar con una palanca; en los grandes se utiliza una unidad de engranes. Los tamaños que requieren engranes son más variables que en las válvulas de macho; hay que consultar con el fabricante.

Un estilo de válvula de bola tiene un sistema exclusivo para la rotación de la bola (Fig. 10). El vástago atraviesa por una empaquetadura, tiene una ranura espiral y se conecta a rosca, en forma similar a la válvula de compuerta. La parte roscada se impulsa hacia arriba o abajo con un yugo que se hace girar con un volante. Una guía para el vástago en el bonete de la válvula acopla con la

ranura en espiral y, cuando se sube o se baja el vástago, el movimiento se convierte en rotación de la bola. Por ello, esta válvula se llama de bola con vástago elevable e incluye un indicador de cierre para indicar la posición de la válvula entre apertura y cierre totales. La ranura espiral en el vástago está destinada para empujar por acción mecánica a la bola contra su asiento cuando está cerrada, mediante una acción de excéntrica y al mismo tiempo eliminar la fricción entre la bola y su asiento durante los ciclos de apertura y cierre.

Métodos para sellamiento

En las válvulas de bola se emplean sellos contra fugas al exterior que pueden ser desde sellos anulares hasta empaquetaduras convencionales en el vástago. El sellamiento para las conexiones de extremo debe ir de acuerdo con las especificaciones de tubería y los sellos son idénticos a los utilizados para conectar tubos y accesorios.

Las válvulas son de cuerpos de entrada superior, cuerpo dividido con entrada de extremo y soldado. Además, se clasifican como de bola flotante o montada en muñón. En la válvula de bola flotante, la presión en la tubería empuja a la bola flotante contra su asiento en el lado de corriente abajo. Conforme aumenta la presión en la tubería también aumenta la eficacia del sello; sin embargo, las bajas presiones diferenciales ocasionan problemas. Para tener sellamiento con bajas presiones diferenciales, a menudo se hace una compresión previa de los asientos de plástico durante el ensamble. La torsión de operación aumenta de acuerdo con el tamaño y con la presión diferencial; por tanto, el tamaño y la gama de presiones están limitados.

Para las bolas de montaje en muñones, la posición de la bola se fija con guías superior e inferior con cojinetes

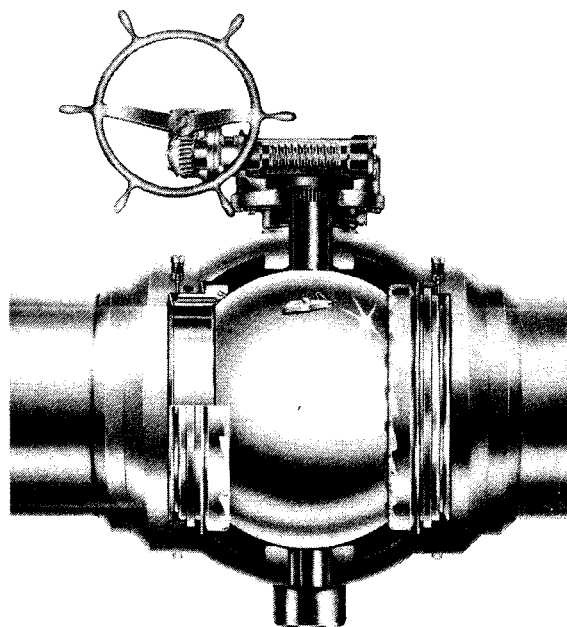


Fig. 11 Válvula de bola montada en muñón con asientos giratorios

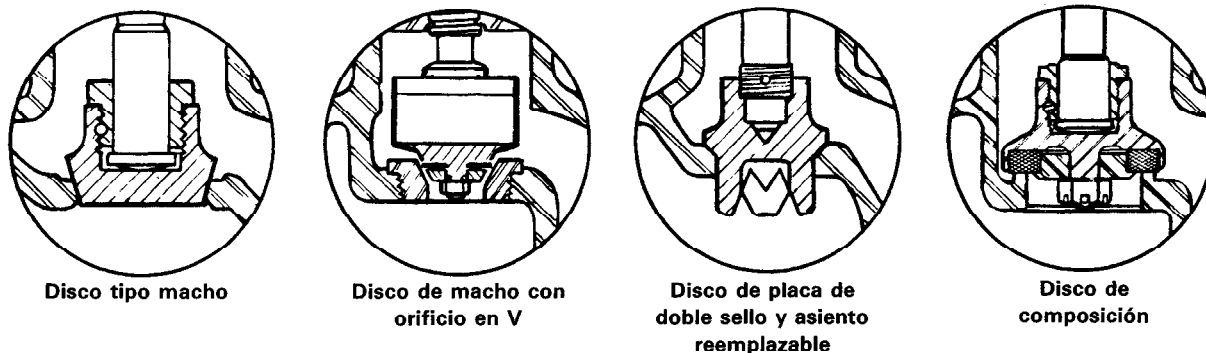


Fig. 12 Discos de diversos tipos para válvulas de globo

y la presión en la tubería mueve a los asientos contra la bola. Cada asiento se mueve en forma independiente y la mayor parte de los tipos están bajo carga de resorte para cerrar con bajas presiones diferenciales (Fig. 11). Los asientos pueden girar libres o se hacen girar con cierta fuerza cada vez que se acciona la válvula para distribuir el desgaste de los asientos. Las válvulas con bola montada en muñones se seleccionan con mucha frecuencia para aplicaciones de doble cierre y purga y tienen la válvula de purga entre los asientos.

En las válvulas de bola flotante o montada en muñones, los anillos de asiento pueden requerir sellamiento contra el cuerpo para evitar fugas y escurrimientos. En los tipos de entrada superior, se necesitan sellos entre el cuerpo y el bonete o tapa de la válvula. En las de cuerpo dividido con entrada lateral, se necesitan sellos entre cada parte del cuerpo y la correlativa.

Las válvulas de bola son de funcionamiento rápido, de 90° para apertura y cierre, son de fácil mantenimiento, no requieren lubricación y producen cierre hermético a una torsión baja. Sus aplicaciones son limitadas debido a las propiedades de resistencia de los materiales de los asientos y sellos a la presión y la temperatura. Aunque la lubricación no es esencial, algunas válvulas tienen conductos internos y graseras para lubricación. Cuando el cierre hermético es indispensable y es imposible el mantenimiento periódico de las válvulas, la lubricación les da la capacidad de cierre hermético en caso de emergencia.

Requisitos de espacio y peso

Las válvulas de bola son compactas y pesan bastante menos que las de compuerta; por ello se utilizan en espacios muy reducidos. Son las válvulas estándar en la mayor parte de las plataformas petroleras fuera de la costa y cada vez se emplean más en las refinerías de petróleo y en las plantas de procesos químicos.

VÁLVULAS DE GLOBO

Mecanismo de control de flujo

La categoría de válvulas de globo abarca gran número de tipos que incluyen los de operación manual y auto-

matizada para control. La característica común es su construcción interna, que consiste en un disco o macho que se mueve dentro del cuerpo de la válvula y acopla con un asiento para el cierre (Fig. 12). Estas válvulas se utilizan, normalmente, para aplicaciones con estrangulación y suelen tener una trayectoria tortuosa para circulación y a menudo un cambio de 90° en el sentido de la circulación. La mayor parte son unidireccionales y una flecha fundida en el cuerpo indica el flujo que suele ocurrir debajo del disco o macho. La caída de presión suele ser grande en las válvulas de globo y, para minimizar la caída, muchos fabricantes ofrecen válvulas en Y y en ángulo.

Movimiento del elemento de control de circulación

Los sistemas para mover el elemento de las válvulas de globo son, en esencia, los mismos que en las válvulas de compuerta (Fig. 13).

Métodos para sellamiento

Los problemas de sellamiento o cierre y sus resoluciones en las válvulas de globo son semejantes a los de las válvulas de compuerta, excepto el sello para restringir el escurrimiento corriente abajo.

Las válvulas de globo de operación manual tienen un disco o un macho que acoplan con un anillo de asiento metálico. El disco puede ser todo de metal o tener un inserto elástico. El sellamiento elástico se hace al oprimir una superficie metálica contra una de caucho (hule) o plástico. Cuando el servicio no es severo o la presión no es alta, este tipo de sello produce un cierre hermético y es deseable en particular para líquidos que contienen partículas de sólidos. Cuando se atrapa una partícula entre las superficies de sellamiento, se la comprime contra la superficie blanda y no interfiere con el cierre. El sello clásico no es tan adecuado como el de metal con metal cuando se necesita estrangulación.

Requisitos de espacio y peso

Las válvulas de globo necesitan igual espacio y pesan casi lo mismo que las de compuerta. Aunque no son tan sensibles como las de compuerta a las cargas impuestas

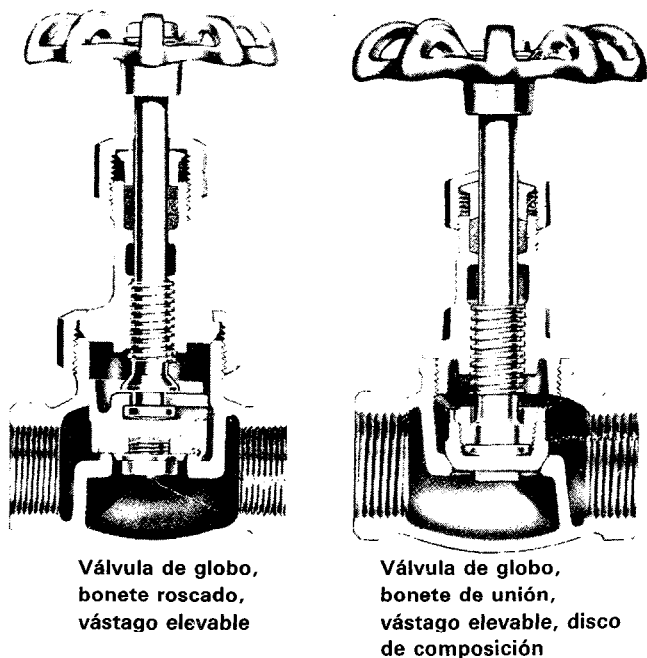


Fig. 13 Válvulas de globo con bonetes roscados y de unión

por la tubería, las de globo siempre deben tener soporte adecuado.

VÁLVULAS DE MARIPOSA

El principio del diseño de las válvulas de mariposa es el mismo que el de una puerta o registro de control del tiro en una chimenea. El disco tiene casi el mismo diámetro que la tubería. Las válvulas de mariposa son del tipo de oscilación total o con asientos para el cierre. En la válvula de cierre, se hace girar el disco contra un asiento que suele tener un sello de elastómero. Las válvulas para baja presión suelen tener revestimiento completo con caucho o material similar; cuando cierran, el disco comprime el revestimiento en los 360°. Muchos ingenieros opinan que cuando el sellamiento del disco contra el revestimiento está en línea directa con el vapor, es muy difícil mantener el sellamiento en la zona del vástago. En otras palabras, si el sellamiento del disco está alineado con un saliente en la línea de centro del vástago, habrá problemas con el sellamiento del disco. Por ello, algunos fabricantes hacen que el sello del disco esté descentrado, des del saliente en la línea de centro del vástago.

Los cuerpos de las válvulas de mariposa de tamaño pequeño son de extremos roscados y se atornillan a la tubería. Las válvulas de tamaño más grande están destinadas para instalación entre un par de bridas y se clasifican como tipo de disco y tipo de orejas. En la válvula de disco o de "oblea" los tornillos abarcan el cuerpo. El tipo de orejas es para facilitar el servicio en lugares de difícil acceso; el cuerpo tiene orejas que suelen estar taladradas y machueladas. Los tornillos se pueden instalar desde cualquier lado y la válvula se puede dejar en la tubería cuando se desconecta la tubería en un lado (Fig. 14).

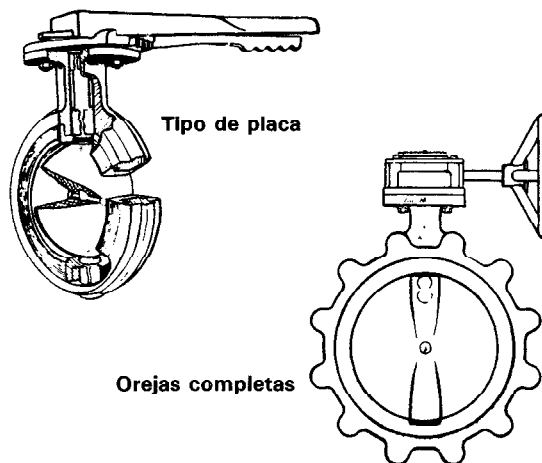


Fig. 14 Válvulas de mariposa en tipos de placa y orejas

Las válvulas de mariposa son adecuadas para servicio de paso y cierre o de estrangulación y tienen bajas pérdidas por fricción del líquido. Son adecuadas en especial para grandes volúmenes de gases o líquidos a presiones bajas. Son una buena selección para pastas aguadas o líquidos con muchos sólidos en suspensión y no permiten la acumulación de sedimentos. Son de acción rápida, porque 1/4 de vuelta del vástago moverá al disco de la posición de apertura a la de cierre total. Las válvulas con revestimiento están limitadas a presiones no mayores de 150 psi y todas ellas tienen limitaciones para temperaturas debido al material del asiento y el sello. Las válvulas que tienen sellos de elastómero están disponibles para una serie de presiones, incluso las de ANSI 600-16. Están disponibles válvulas para altas temperaturas con asientos de metal con metal, pero no son de cierre hermético.

VÁLVULAS DE DIAFRAGMA

Hay muchos tipos de cuerpos para las válvulas de diafragma y recaen en dos clasificaciones: de sumidero (o según la patente a favor de Saunders, Fig. 15) y de circulación rectilínea. La válvula Saunders es la que más se utiliza porque ofrece cierre hermético y una carrera corta que permite el uso de materiales más duros y menos flexibles, como el Teflón para el diafragma. El tipo de circulación rectilínea tiene uso limitado porque hay pocos elastómeros (y muchos menos plásticos) de suficiente flexibilidad para soportar la carrera larga que se necesita.

Las válvulas de diafragma no requieren empaquetadura en el vástago, porque el diafragma aísla los mecanismos de actuación de los flujos. La válvula consta de un cuerpo, bonete y diafragma flexible. El vástago está conectado con un opresor que, a su vez, está conectado con el diafragma.

Cuando se abre la válvula, se mueve el diafragma fuera del conducto de flujo y, cuando está cerrada, el diafragma produce un asentamiento hermético contra una zona de sumidero o contorneada en el fondo del cuerpo.

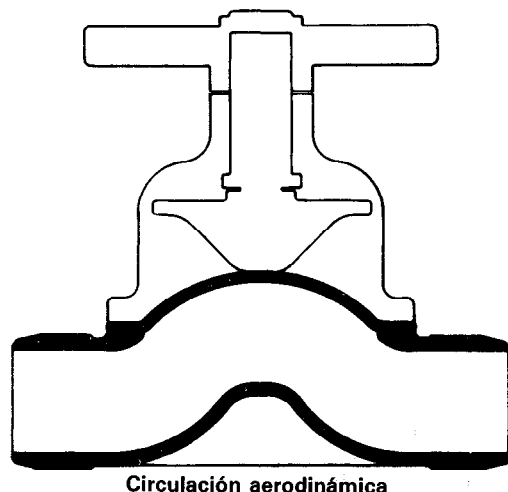


Fig. 15 Válvula de diafragma tipo sumidero (patente de Saunders)

La caída de presión en la válvula del tipo de sumidero es más o menos igual a la de una válvula de globo y, al igual que ésta, la de diafragma se utiliza a menudo en servicio de estrangulación.

La válvula de diafragma es adecuada para productos viscosos, pastas aguadas o líquidos corrosivos. Muchas soluciones o pastas aguadas que obstruirían, corroerían o formarían gomas en otras válvulas, pasan sin problema por las de diafragma. En aplicaciones sumamente corrosivas, el cuerpo de la válvula de diafragma está revestido con elastómeros, plásticos o vidrio. En las plantas de energía nuclear, se utilizan mucho los cuerpos de acero inoxidable.

VÁLVULAS DE RETENCIÓN

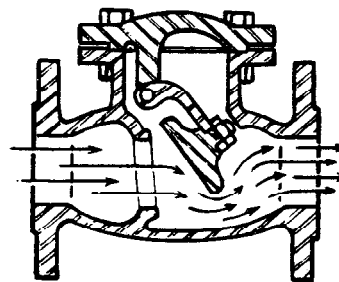
Las válvulas de retención (*check*) impiden el flujo inverso en las tuberías. Son de funcionamiento automático y se mantienen abiertas por la presión del fluido que circula. El cierre se logra mediante el peso del mecanismo de retención o por la contrapresión cuando se invierte el flujo.

Las válvulas de retención están disponibles en los tipos de bisagra, disco inclinable, elevación (disco, pistón o bola) o de cierre y retención para vapor (Fig. 16).

La válvula convencional de bisagra tiene una placa o "chapaleta" embisagrada en la parte superior, que produce muy poca caída de presión. La placa puede ser un disco de material compuesto cuando el líquido contiene partículas de sólidos, el ruido es indeseable o si se requiere un cierre hermético. Para reducir las presiones de golpe, de ariete o de choque, se instalan una palanca y un peso externos que producen un cierre más rápido, pero aumentarán la caída de presión.

Las válvulas de disco oscilante mantienen una baja resistencia a la circulación por su diseño rectilíneo. El punto de pivoteo se selecciona para distribuir la presión y tener cierre rápido cuando se invierte el flujo y se considera como que no cierra de golpe. Cuando es deseable que

Tipo bisagra



Tipo elevación

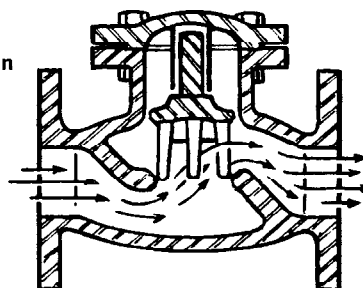


Fig. 16 Válvulas de retención de bisagra y de elevación

el cierre sea más lento, se puede utilizar un amortiguador externo. La placa flota cuando hay pleno flujo y empieza a cerrar por inclinación a un ángulo creciente con la trayectoria de paso cuando se reduce el flujo. El disco inclinable produce menos caída de presión a bajas velocidades y más caída a alta velocidad que una válvula equivalente de bisagra.

En los tipos más recientes de válvulas ya no se utilizan tanto los cuerpos con brida y ahora tienen cuerpos de placa u "oblea" para instalación entre bridas de tubo. Estos cuerpos están disponibles con placas sencillas montadas excéntricas que producen efecto de disco inclinable o con dos placas embisagradas en el centro. Este último tipo suele tener resortes para ayudar al cierre rápido y minimizar los choques al cerrar. La caída de presión en cualquiera de los tipos de válvulas con cuerpo de placa suele ser más grande en los tamaños pequeños que en los de bisagra y menor en los más grandes. Las válvulas con cuerpo de placa o con brida se deben instalar en tuberías horizontales o verticales con flujo ascendente, pero nunca con flujo descendente.

El disco o bola en una válvula de retención de elevación sube dentro de guías en su asiento, por la presión ascendente. Cuando se invierte el flujo, el disco o bola vuelven a caer a su asiento por el flujo inverso y por gravedad. La válvula de retención de pistón es un disco con un amortiguador constituido por un pistón y un cilindro que amortiguan cuando ocurre la inversión de flujo. Esta válvula es adecuada para servicios en donde ocurren frecuentes inversiones de flujo y es, quizá, la única que se ha utilizado con éxito en aplicaciones en donde alterna el flujo. La caída de presión es mayor que en cualquiera de los otros tipos.

Las válvulas de cierre y retención suelen ser de globo o en ángulo y un vástago que se utiliza para tener un asen-

tamiento hermético o restringir la elevación del disco. El vástago no está conectado con el disco y no se puede utilizar para abrir la válvula. Este tipo de válvula se utiliza en tuberías de vapor desde calderas más que en cualquier otra aplicación.

Las válvulas de pie son válvulas de retención especiales y se utilizan en la parte inferior del tubo de succión en una bomba horizontal. Mantienen el cebado en la bomba y suelen incorporar coladeras (pichanchas) para impedir la entrada de cuerpos extraños.

Referencias

1. Hydrocarbon Processing Market Data, 1967, Gulf Pub. Co., p. 8 y p. 11.
2. De un trabajo presentado por Robert B. McKee, Sun Oil Co., en una sesión de grupo durante la 29a. Annual Petroleum Mechanical Engineering Conf., Sept. 1974.

3. Basada en un discurso de L. E. Upp de Daniel Industries, Houston, Tex., en una sesión de grupo durante la 29a. Annual Petroleum Mechanical Engineering Conf., Sept 1974.

El autor



John T. Wier es gerente de servicios de ingeniería en Hudson Engineering Corp., Box 36100, Houston TX 77036, en donde está a cargo de recipientes de presión, servicios de ingeniería de diseño y dibujo y departamento de selección de materiales. Tiene título de ingeniero mecánico de Texas A and M University; es miembro del Comité de Códigos de Tuberías para Refinerías de Petróleo ANSI B31.3 y es perito ingeniero registrado en el estado de Texas.

Selección de válvulas de alto rendimiento

En las últimas dos décadas, las válvulas de alto rendimiento han sido el resultado de los adelantos en los materiales de construcción combinados con diseños mejorados de cuerpos, asientos y sellos. Se presentan sugerencias para selección y determinación del tamaño.

Donald W. Bean, Jamesbury Corp.

En este artículo se describen las válvulas de alto rendimiento, o sean, las de diseño avanzado, fabricadas con componentes seleccionados con sumo cuidado. Por supuesto, todavía hay demanda en la industria de procesos químicos (IPQ) de "válvulas normales para servicio normal". Empero, las crecientes complejidad y tamaño de las nuevas plantas exigen válvulas que sean, hasta el máximo posible, a prueba de fallas en condiciones extremas de operación. La necesidad primaria de los usuarios y la meta de los fabricantes es la durabilidad durante largos periodos con poco o ningún mantenimiento.

A veces existe la tentación de decir que los fabricantes de válvulas previeron la necesidad de componentes nuevos y mejorados en la IPQ, conforme ha ido creciendo en tamaño y complejidad. En realidad, ocurrió lo contrario. Los fabricantes se vieron obligados a aprender a comunicarse con los usuarios. Esto significó no sólo un cambio básico en las actitudes y modo de pensar por parte de los administradores, sino también una reestructuración de las actividades de ingeniería, ventas y mercadotecnia.

Por ejemplo, el vendedor de válvulas de la actualidad es la antítesis del tipo de vendedor que sólo sabía cotizar precios y fechas de entrega. Debe conocer a fondo los procesos de sus clientes y darles información del rendimiento de las válvulas utilizadas en una aplicación específica. También necesita conocer los casos de fallas de los productos y los de otros fabricantes y debe recomendar la aplicación correcta para que no se repitan las fallas.

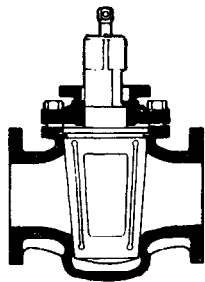
SELECCIÓN DE VÁLVULAS

La selección de válvulas implica muchas decisiones que van más allá de una simple elección de cierto tipo o estilo. Los usuarios han aprendido que el criterio más importante es el rendimiento del sistema. Buscan productividad, rendimiento, calidad y seguridad óptimas de la planta y la seguridad de un mínimo absoluto de tiempo perdido. También deben tener en cuenta las limitaciones impuestas por algunos reglamentos para protección del ambiente.

Hasta no hace mucho tiempo, la selección de válvulas era un proceso de tanteo efectuado de acuerdo con algunos aspectos básicos: las válvulas de compuerta y de macho son adecuadas para servicio de paso y de corte, las de globo son las mejores para estrangulación y las de mariposa son útiles para graduar el flujo si las presiones son bajas. En la actualidad, cualquiera de estas válvulas puede ser la adecuada para un trabajo particular gracias principalmente a los adelantos en materiales de construcción.

Se pueden tomar algunas decisiones para la selección con la consulta de las hojas de datos de los fabricantes. Si la aplicación tiene limitaciones en cuanto a peso, espacio disponible, torsión para operación, caída de presión u otros factores mecánicos, estos datos aparecen en las hojas de especificaciones. Sin embargo, la decisión más importante será elegir los materiales para el cuerpo, las guarniciones y los asientos. Por supuesto, el tamaño de

Características de los principales tipos de válvulas utilizadas en la industria de procesos químicos



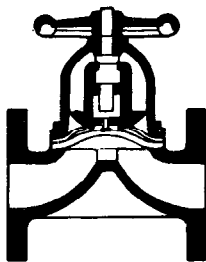
Válvulas de macho

En el mecanismo de un reloj de agua egipcio hecho antes del año 2000 a.C. se utilizó una válvula de macho. Su diseño sencillo y sin complicaciones se ha conservado todo ese tiempo, debido quizá a que todavía es de apertura y cierre rápidos y operación con 1/4 de vuelta, a un costo mínimo. Las limitaciones básicas de las válvulas de macho son los problemas con la torsión y los asentamientos. En las válvulas antiguas se utilizaban sellos de metal con metal, sin lubricación, pero había problemas por las pegaduras y el desgaste. Aún así se emplean machos de este tipo en los tamaños pequeños. Los tipos mucho más modernos vienen en tamaños hasta de 34 in y con capacidad hasta para 10 000 psi de presión.

Hay disponibles dos tipos estándar de válvulas de macho. Uno, es el lubricado que resuelve los problemas de la fricción. Pero su uso está limitado por la compatibilidad química de la grasa y la atención constante a la lubricación. Las válvulas revestidas con un elastómero, como el tetrafluoroetileno (TFE), cada día se utilizan más, aunque requieren altas torsiones. En algunos machos revestidos con elastómero se utiliza un resorte para empujarlo hacia abajo, pero su uso está limitado por la compatibilidad del material del resorte.

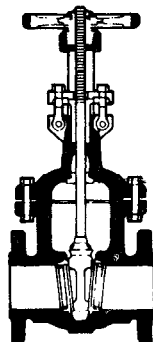
Válvulas de diafragma

Estas válvulas, que son adecuadas en particular para manejo de pastas aguadas son básicamente para paso y corte, porque tienen características deficientes para estrangulación con bajo volumen de circulación. Su ventaja principal es que consisten en un



cuerpo, un bonete y un diafragma flexible y se ha eliminado el sello del vástago, pero su principal desventaja es el material del diafragma. Cuanto más inerte sea el material, como el TFE, menos flexible es; cuanto más flexible sea el material, como el caucho, menor será su compatibilidad química.

Estas válvulas tienen otras dos desventajas inherentes, pero menos serias. Requieren vueltas múltiples y la de tipo más común (sumidero) puede tener fugas si se acumula material detrás del diafragma o si el sumidero se desgasta por erosión.



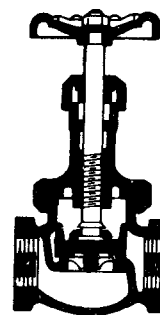
Válvulas de compuerta

La ventaja más importante de las válvulas de compuerta es que presentan poca restricción al flujo cuando están abiertas del todo. Sin embargo, por los efectos del flujo dinámico contra la cuña que no tiene soporte, estas válvulas no son eficaces para estrangulación. El traqueteo inducido por la velocidad del medio circulante más los ciclos frecuentes a la presión de la tubería, producen arrastre en el lado de corriente abajo que, combinado con la erosión, ocasiona desgaste del asiento y fugas.

Con apertura total y en el manejo de pastas aguadas, se acumulan los

sólidos en la cavidad del asiento e impiden el cierre total. Además, hay que cambiar con frecuencia las empaquetaduras porque son de vueltas múltiples y puede haber desgaste serio en el vástago. Otro factor que influye en los altos costos de mantenimiento es el reacondicionamiento periódico de los asientos.

Hay disponibles algunos diseños modificados para eliminar algunas de esas limitaciones. El más común es la compuerta de cuña dividida en la cual el sello es un disco dividido. El sellamiento depende de la torsión aplicada en el volante o la manija, en vez de que sea en la presión corriente arriba.



Válvulas de globo

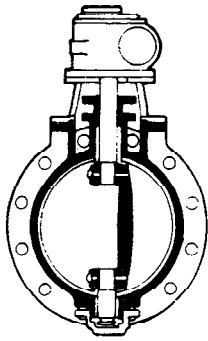
El uso principal de la válvula de globo es para estrangulación porque puede producir una caída repetible de presión en una amplia gama de presiones y temperaturas. Sin embargo, tiene baja capacidad y duración limitada del asiento debido a la turbulencia.

Su mantenimiento es costoso porque el sellamiento es de metal con metal, aunque ya hay asientos de materiales elastoméricos. Estas limitaciones explican por qué son inadecuadas para servicio con pastas aguadas.

Válvulas de mariposa

Estas válvulas, junto con las de bola, han compartido gran proporción de los esfuerzos de investigación y desarrollo para el empleo de nuevos materiales de construcción, en particular elastómeros y plastómeros para cuerpos, asientos y sellos. Este esfuerzo ha permitido lograr una nueva línea de

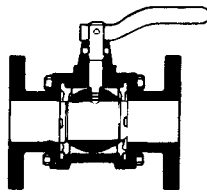
Características de los principales tipos de válvulas (cont.)



válvulas. Las válvulas de mariposa son sencillas, pequeñas, de poco peso y de bajo costo. Su circulación rectilínea minimiza la acumulación de sedimentos y produce poca caída de presión. Otra ventaja es que son de 1/4 de vuelta. Los tipos más recientes son para manejo de grandes volúmenes de líquidos, gases o pastas aguadas y están disponibles en tamaños desde 2 in hasta más de 2 ft.

Algunos tipos tienen asientos duros con sellos anulares alrededor del disco; otros, pueden tener asiento blando y disco descentrado. El diseño se determina por los requisitos de servicio que pueden incluir temperaturas de 1 000°F a -32°F, cierre hermético a 1×10^{-5} Torr y presiones, en aplicaciones especiales, hasta de 1 500 psi. Subsisten algunos problemas de sellado y torsión y es difícil estrangular con una válvula de mariposa entre las po-

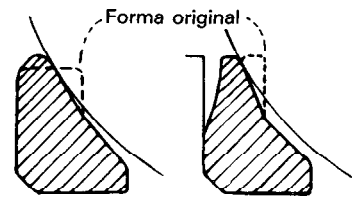
siciones de 60° de apertura y apertura total.



Válvulas de bola

La válvula de bola tiene ventajas inherentes de baja torsión de operación, buenas características de estrangulación y capacidad para alto volumen de flujo. Este diseño adquirió importancia para las válvulas de alto rendimiento cuando la tecnología de plásticos y elastómeros ofreció materiales confiables y repetibles para los asientos y sellos. Por ejemplo, el TFE tiene las propiedades químicas y mecánicas convenientes para trabajar en una amplia gama de temperaturas, presiones y propiedades de los fluidos.

En el siguiente boceto se ilustra un sello estructural de una válvula de bola. El asiento y pestaña del lado derecho se puede comparar con una sección de viga en la cual la ceja delgada en voladizo está sujeta por la estructura más fuerte del anillo externo. Dado que el TFE es elastómero, la flexión de esta estructura anular produ-



ce un efecto de resorte que mantiene la forma original del asiento cuando está sometido a esfuerzo. El concepto del voladizo, aplicado a la válvula de bola, explica por qué cuando se aplica presión a la estructura, se flexiona y retorna. Además, la acción de resorte compensa automáticamente el desgaste, y la forma de la pestaña, que hace contacto lineal entre la bola y el asiento, permite mínima torsión para la operación. La pestaña también actúa como rascador para limpiar la superficie de la bola cada vez que se acciona la válvula.

Aunque el diseño en voladizo produce mucha fuerza de sellamiento en el lado de corriente abajo, también hay fuerzas menores corriente arriba que, en la práctica, producen un doble sello. Con bajas presiones y con vacío, esto es una gran ventaja. Las limitaciones de estas válvulas suelen estar en la resistencia estructural de los materiales poliméricos para los asientos. Nunca se debe exceder de las capacidades para los asientos sin la aprobación del fabricante.

las válvulas y de los operadores son también parte del proceso de la selección.

El fluido que pasa por una válvula puede dañar el cuerpo y las guarniciones por erosión o por corrosión. La corrosión química por halógenos puede ser muy severa; los cloruros, por ejemplo, atacan y penetran en la película protectora del acero inoxidable. La mayoría de los fabricantes publican guías para la corrosión como ayuda en la selección de materiales.

También pueden ocurrir tres clases menos comunes de corrosión. La primera es la corrosión galvánica que puede ser seria cuando dos materiales desiguales están muy separados en la serie galvánica y está presente un electrolito fuerte.

La corrosión intergranular ocurre en los límites de los granos de los aceros inoxidables austeníticos (todos los aceros inoxidables de la Serie 300 son austeníticos), cuando se calientan en la gama de 850°F a 1 650°F. En esta gama de temperatura, a la cual se llega con frecuencia durante el proceso de recocido, se precipita carburo de cromo en los límites entre los granos y hace que estas zonas sean susceptibles al ataque corrosivo. Los aceros inoxidables se pueden desensibilizar por calentamiento

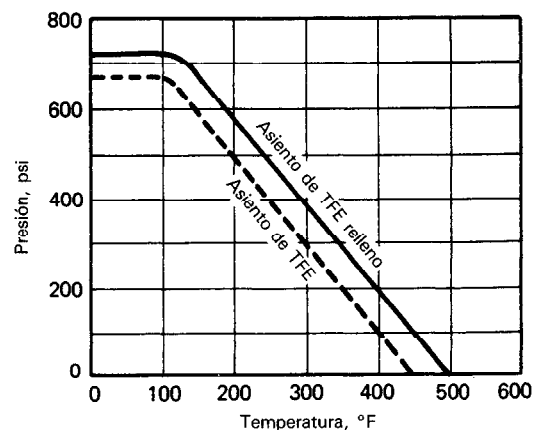


Fig. 1 Las gráficas de capacidad de los asientos simplifican la selección de materiales

a 1 800°F o más seguido por enfriamiento rápido por inmersión para evitar que se precipiten los carburos. La reducción del contenido de carbono de los aceros inoxi-

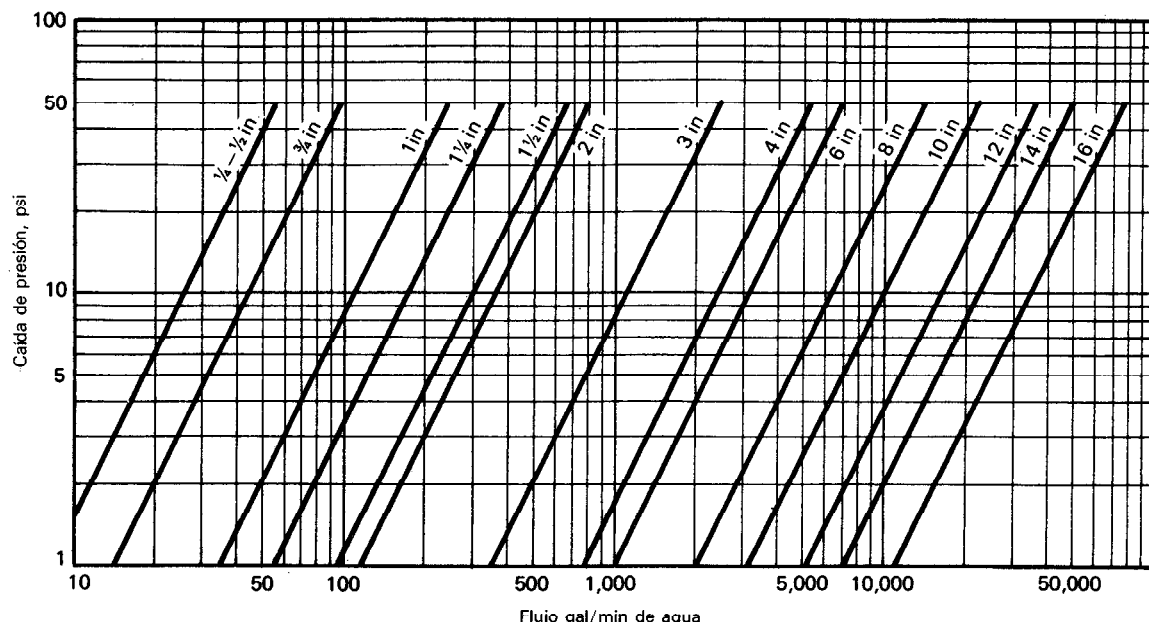


Fig. 2 Gráfica típica para determinación del tamaño de las válvulas

dables permite soldarlos sin riesgo de precipitación de carburos.

Otra clase de corrosión, las grietas por corrosión con esfuerzo ocurre, a veces, como resultado de esfuerzos residuales internos o de esfuerzos externos en el sistema de tubería. El recocido eliminará los esfuerzos producidos por la formación en frío o el enfriamiento por inmersión. Un buen diseño y una buena tubería son los únicos “antídotos” para tuberías que no están bien alineadas o soportadas o para sistemas sujetos a flexión, vibraciones y dilatación y contracción excesivas. Estos esfuerzos aplicados, igual que los esfuerzos residuales producen zonas muy susceptibles a las sales de halógenos.

El material del asiento debe ser elástico y con suficiente resistencia para cerrar repetidas veces en contra de presión y temperatura específicas para el cierre y se debe tener en cuenta la naturaleza química y la abrasividad del medio circulante. Las gráficas estándar para especificación de asientos (Fig. 1) simplifican mucho la selección de ellos e incluyen notas acerca de los efectos químicos o abrasivos de diversos fluidos. Una nota típica podría decir: “Los asientos especiales de Nylon no se pueden utilizar en servicio de oxígeno.”

Sugerencias para determinar el tamaño de las válvulas

La determinación del tamaño de las válvulas tiene relación con la caída de presión a un volumen de flujo establecido. La experiencia con las válvulas de cierre ha demostrado que la caída de presión no debe ser muy grande. Una válvula de cierre de menor tamaño significa que el sistema, o bien requerirá una bomba mayor de lo necesario para tener el volumen requerido o, si ya se ha diseñado el sistema, no tendrá la capacidad de volumen

requerida. Por otra parte, el empleo de una válvula de cierre de tamaño mayor que el necesario no produce más daño que el de un costo de capital más alto.

Lo anterior no se aplica a las válvulas de control. Es esencial que estas válvulas no sean de tamaño menor o mayor que el requerido. Las de tamaño menor producirán circulación insuficiente en el sistema. El tamaño mayor puede dar origen a una característica que no permite la apertura ni la facilidad de control deseadas o se puede dañar la válvula si se la hace funcionar muy cerca de la posición cerrada.

Al determinar el tamaño de una válvula de control, se deben tener en cuenta la posición del elemento de la válvula con el gasto mínimo esperado. Por ningún motivo se debe hacer funcionar una válvula con menos de 10% de apertura. Una regla empírica es que una válvula de control debe aceptar del 30% al 50% de la caída total de presión en el sistema con máximo gasto; es indeseable que las válvulas de control acepten menos del 10% de la caída total de presión con máximo flujo.

El diseñador del sistema debe ponderar el tamaño de la tubería y la velocidad contra el costo de energía de la caída de presión. La velocidad de flujo, que está relacionada con la erosión y con la viscosidad del líquido, suele ser entre 5 y 15 ft/seg. La caída importante en la presión para determinar el tamaño es la que ocurre cuando la válvula está abierta o, en el caso de estrangulación, en las posiciones de uso mínimo, máximo y normal. Una vez determinada la caída de presión, se calcula la constante o factor de circulación (C_v) de la válvula.

En la práctica, la constante de la válvula se determina mediante pruebas con una válvula abierta que tenga una caída preseleccionada de presión en ella. Los valores obtenidos en esta forma se utilizan para preparar gráficas (Fig. 2) que se pueden obtener con la mayoría de los fabricantes.

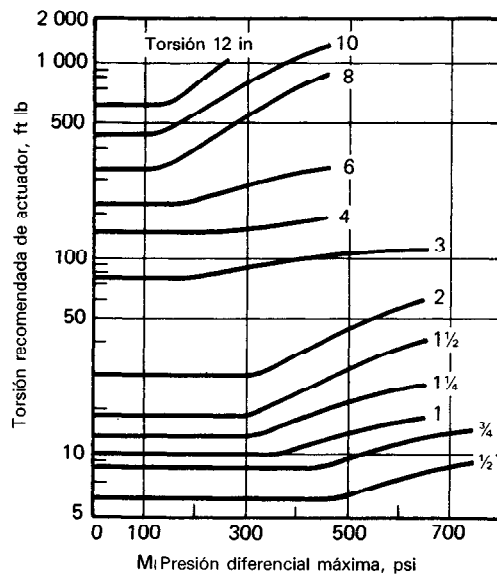


Fig. 3 Torsión del actuador a diversas presiones

Incluso los expertos se muestran cautelosos y no se atienen por completo a los cálculos para determinar las constantes de las válvulas, pues no sólo se requieren fórmulas diferentes para servicio con líquidos, gases y vapor sino que en cada caso se deben aplicar factores especiales de corrección. La cavitación, por ejemplo, limita la confianza que se puede tener en las fórmulas de determinación del tamaño para líquidos. Siempre que la presión en la tubería cae a menos de la presión de vapor del líquido que circula en ella, se produce vaporización instantánea. Si después la presión regresa a un valor mayor que el de la presión de vapor, ocurre la cavitación que se nota como un ruido de tintineo o "cascabeleo" y aumenta en intensidad hasta llegar a ser golpeteo constante. En este momento, no habrá circulación adicional en la válvula por mucho que se aumente la presión en la entrada. Hay varias técnicas matemáticas para predecir la cavitación, así como reglas empíricas que se describen en la literatura de los fabricantes para la determinación del tamaño de las válvulas.

El tamaño de los actuadores se ha vuelto de creciente importancia conforme la automatización sustituye a la operación manual. La determinación del tamaño de los actuadores consiste en hacer concordar la torsión de operación en las válvulas con vástago no elevable con la salida de torsión del actuador. Hay varios factores que intervienen en la torsión de operación de las válvulas y el principal es el coeficiente de fricción de los materiales de sellamiento, la frecuencia de los ciclos y la naturaleza del fluido. Otros factores son la presión en la tubería, el

diseño de la válvula y la relativa tersura de las superficies de sellamiento.

La torsión de salida del actuador depende de su diseño y varía según sea la aplicación de potencia. Los actuadores neumáticos de doble acción varían en forma directa de acuerdo con la presión del aire de entrada, que se entre 40 y 150 psi. Los actuadores eléctricos están especificados para un poco menos que el voltaje nominal; las variaciones entre la torsión y el voltaje nominal no son importantes. La figura 3 es una gráfica que muestra las torsiones recomendadas para los actuadores.

Costos y garantías

En su esfuerzo por marchar conjuntamente con la demanda, los fabricantes han incrementado mucho su personal para investigación y desarrollo, las pruebas del 100% ya son de rutina y el costo de una sola prueba especial puede ser de 10 000 dólares. Pero la producción en volumen incluso de válvulas especiales ha hecho que estos costos sean razonables. La tendencia es hacia el diseño de válvulas modulares para obtener máxima flexibilidad en el inventario del fabricante y el usuario. Además, se han perfeccionado nuevos asientos de fácil reemplazo por el personal de mantenimiento. Todas estas innovaciones han ayudado a reducir los costos.

La mayoría de los fabricantes imparten cursos periódicos y seminarios de capacitación para sus clientes. La certificación es otro servicio; una válvula certificada se somete a pruebas y se garantiza su rendimiento de acuerdo con especificaciones predeterminadas. En muchas aplicaciones críticas, los clientes consideran que esta seguridad adicional bien vale su costo.

Para las válvulas no certificadas de producción normal que puedan tener mal funcionamiento o fallas se acostumbra otorgar una garantía implícita. Al fabricante no sólo le interesa reemplazar una válvula sin poner dificultades, sino también asegurarse de que esa clase de falla no ocurra dos veces.

El autor



Donald W. Bean es gerente corporativo de producto de Jamesbury Corp., Worcester, MA 01605. Ha trabajado con la compañía desde hace 15 años en diversos puestos en ingeniería, ventas técnicas y manufactura. El señor Bean tiene la licenciatura en ciencias químicas del Worcester Polytechnic Institute.

Selección de válvulas

El primer paso en la selección de válvulas es entender la capacidad de los diversos tipos. Se describen el diseño y funcionamiento de las válvulas de globo, compuerta, mariposa, macho, bola, retención, aguja y de desahogo (alivio) de presión.

August Brodgesell, Crawford & Russell, Inc.

Las válvulas sirven para oponer una restricción al flujo de fluidos y, por tanto, siempre hay una caída de presión relacionada con el flujo en una válvula. La reducción en la presión ocurre por las pérdidas de energía por fricción en el fluido de proceso. Dado que la válvula actúa como absorbedor de energía en relación con el proceso, debe ser adecuada no sólo desde el punto de vista de contener al fluido en condiciones estáticas de presión, temperatura, corrosividad, etc., sino también en las condiciones dinámicas de velocidad, caída de presión, erosión, etc.

El tipo de servicio junto con las condiciones de funcionamiento determinarán el tipo requerido de válvula. En general, algunos diseños de válvulas son más adecuados para servicio de paso y cierre y, otros, están destinados a estrangulación.

Válvulas de globo

La designación de válvulas de globo abarca gran número de tipos, que incluyen los de operación manual y automatizada. La característica común de estas válvulas es su construcción interna que incluye un disco o macho, que tiene movimiento alternado dentro del cuerpo y que acopla con el asiento al cerrarla (Fig. 1).

Las válvulas de globo de operación manual tienen un disco o un macho que acopla con un anillo de asiento metálico. El disco puede ser todo de metal o tener un inserto elástico. Los discos metálicos tienen una superficie de asentamiento cónica o esférica que hace contacto lineal con el asiento cónico. Los discos con inserto elástico tienen superficie de sellamiento plana y el asiento tiene una superficie similar. Los insertos producen cierre hermético,

pero no se prestan para estrangulación. Los discos metálicos con superficies endurecidas pueden producir cierta acción de limpieza al cerrar. Se debe usar con cuidado el bronce como material para los asientos porque se daña con facilidad con los cuerpos extraños.

Los asientos pueden ser integrales con el cuerpo o atornillados y reemplazables. Debido a que la trayectoria de flujo en una válvula de globo convencional es muy problemática, tienen una caída de presión bastante grande. La válvula con cuerpo en Y (Fig. 2) es similar a la convencional, excepto que asienta en ángulo con relación a

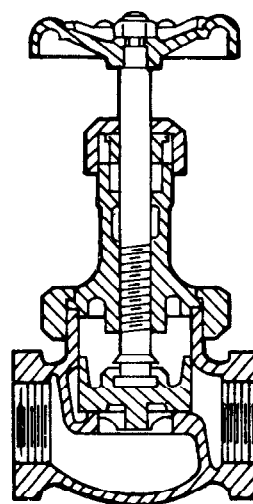


Fig. 1 Válvula de globo con asiento metálico

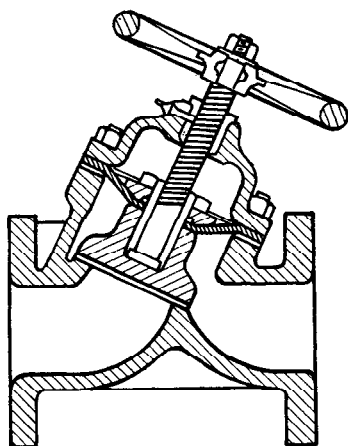


Fig. 2 Válvula de globo con cuerpo en Y y bonete con sello de diafragma

la línea de centro de la válvula. La trayectoria de circulación está contorneada y produce menos caída de presión que la válvula normal de globo.

Válvulas de control con cuerpo de globo

Las válvulas de globo destinadas para control automático son algo distintas de las de operación manual. El movimiento lineal del vástago lo produce directamente el actuador en lugar de que sea con las rosas del vástago. Se pueden utilizar machos con asiento sencillo o doble para dar las características deseadas de flujo con respecto a la elevación. El asiento y el macho suelen ser de acero inoxidable y pueden tener revestimiento duro para servicios con gran caída de presión o los que produzcan erosión. Por lo general, las caídas de presión mayores de 150 psi aconsejan pensar en componentes endurecidos. (Véase el artículo siguiente para mayor información de las características de las válvulas de control.)

Una válvula con asiento sencillo y guía superior tiene un macho de pequeña masa, lo cual significa que la frecuencia resonante es alta y, por ello, es menos sensible a la vibración que las válvulas con machos grandes. La válvula de un solo asiento tiene un cierre más hermético que la de asiento doble, pero tiene menor capacidad de flujo. Se recomienda pulimentar el macho y el asiento para tener más hermeticidad. El macho está desequilibrado (desbalanceado) por lo que se requiere actuador de alta capacidad, en particular en válvulas grandes o las que tienen mucha caída de presión.

Se prefieren las válvulas con flujo debajo del macho para estabilidad dinámica. Las guías superior e inferior ofrecen la ventaja de que se puede invertir la válvula y que tenga una brida inferior para limpieza. Cuando se invierte el cuerpo también se invierte la acción de la válvula, o sea, que cierra hacia arriba en vez de hacia abajo.

Como se mencionó, la válvula de globo de doble asiento tiene algo más de capacidad que una del mismo tamaño con asiento sencillo. El macho está parcialmente equi-

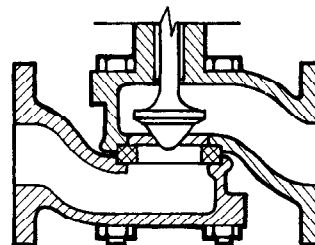


Fig. 3 La válvula de cuerpo dividido facilita el servicio y el cambio de asientos

brado porque las presiones estáticas en las partes superior e inferior del macho se cancelan entre sí y se requiere menos fuerza en el actuador. Sin embargo, las válvulas de asiento doble tienen más escurrimiento que las de asiento sencillo y no producen el cierre hermético de estas últimas.

Los tipos de válvulas descritos hasta ahora no resuelven el problema del reemplazo de los anillos de asiento. El anillo atornillado es muy fuerte, pero puede crear problemas reemplazarlo, en especial después de un servicio prolongado. La válvula de jaula ofrece una buena solución. El anillo de asiento está sujeto entre el cuerpo y el bonete y se puede sacar con facilidad después de desarmar la válvula. En otros diseños alternos se sujeta el asiento entre el cuerpo y la brida inferior, lo cual permite quitar el bonete con la válvula instalada.

La válvula de cuerpo dividido (Fig. 3) tiene guarniciones de cambio rápido y otras ventajas porque el cuerpo es de dos piezas. La válvula es adaptable para deslizarla en las bridas, lo cual puede ser un ahorro en el precio cuando es de aleaciones costosas. Además, un cuerpo podrá trabajar a diferentes presiones mediante la adición de las bridas adecuadas. Además, la mitad inferior del cuerpo se puede colocar a 90° de la mitad superior si lo requiere la configuración de la tubería.

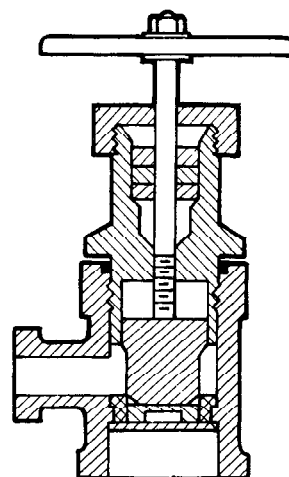


Fig. 4 La válvula en ángulo es una configuración especial del cuerpo de globo

Válvulas en ángulo

Estas válvulas son una configuración especial del cuerpo de globo. El cuerpo tiene las conexiones de entrada y salida de ángulos rectos, con el eje del vástago alineado con una de las conexiones. Por lo general, se utilizan válvulas de operación manual para una configuración especial de la tubería o para permitir el drenaje del cuerpo. Sin embargo, en algunas situaciones, como las erosi-

vas y en servicio con hidrocarburos que producen carbón, se aconseja el uso de las válvulas en ángulo.

En la figura 4 se ilustra una válvula en ángulo típica. Se verá la trayectoria de flujo que permite el paso irrestricto del líquido y el drenaje en el lado de corriente abajo. Estas válvulas tienen menor caída de presión que las de globo equivalentes.

Las válvulas de control con cuerpo en ángulo se han utilizado en servicios con gran caída de presión y flujo

Guía para selección de válvulas

Tipo	Gama de tamaño, in	Capacidad presión, psi	Capacidad temperatura, °F	Materiales de construcción	Servicio
Globo	1/2 a 30	Hasta 2 500	Hasta 1 000	Bronce, hierro, acero, acero inoxidable, aleaciones especiales.	Estrangulación y cierre con líquidos limpios.
Ángulo	1/8 a 10	Hasta 2 500	Hasta 1 000	Bronce, hierro, acero, acero inoxidable, aleaciones especiales.	Estrangulación y cierre para líquidos limpios, material viscoso o pastas aguadas.
Compuerta	1/2 a 48 (mayores en ángulos tipos)	Hasta 2 500	Hasta 1 800	Bronce, hierro, acero, acero inoxidable, aleaciones especiales.	Cierre (estrangulación limitada), líquidos limpios y pastas aguadas.
Mariposa	2 hasta 2 ft o más	Hasta 2 000 (caída limitada de presión)	Hasta 2 000 (temperaturas más bajas si tiene camisas o asientos blandos)	Materiales para fundir o maquinar. Las camisas pueden ser de plástico, caucho o cerámica.	Estrangulación (cierre sólo con asientos o tipos especiales), líquidos limpios y pastas aguadas.
Macho	Hasta 30	Hasta 5 000	Hasta 600	Hierro, acero, acero inoxidable y diversas aleaciones. Disponibles con camisa completa de caucho o plástico.	Cierre (estrangulación en algunos tipos)
Bola	1/8 a 42	Hasta 10 000	Criogénica hasta 1 000	Hierro, acero, latón, bronce, acero inoxidable; plástico y aleaciones especiales para aplicaciones nucleares. Camisa completa de plástico.	Estrangulación y cierre; líquidos limpios, materiales viscosos y pastas aguadas.
Desahogo	1/2 hasta 6 (entrada)	Hasta 10 000	Criogénica hasta 1 000	Hierro, bronce, acero, acero inoxidable, acero al níquel y aleaciones especiales.	Limitación de presión
Aguja	1/8 a 1	Hasta 10 000	Criogénica hasta 500	Bronce, hierro, acero, acero inoxidable.	Estrangulación suave y cierre con líquidos limpios.
Retención	1/8 a 24	Hasta 10 000	Hasta 1 200	Bronce, hierro, acero, acero inoxidable, aleaciones especiales.	Evitar circulación inversa (los tipos especiales evitan exceso de circulación).

sobre el asiento. Sin embargo, esta disposición produce una considerable carga de reducción de presión en la tubería de corriente abajo. Además, el macho tiende a ser inestable cuando funciona cerca del asiento. Por estas razones, las válvulas en ángulo no se utilizan mucho en servicio general con reducción de presión. Además, estas válvulas, en especial los diseños de circulación por barrido, tienen gran recuperación de presión, por lo cual es fácil la cavitación en servicio con líquidos. La construcción de cuerpo dividido permite fácil acceso a los componentes internos para servicio.

Válvulas de compuerta

Las válvulas de compuerta consisten en un disco que tiene movimiento alternado en el cuerpo. Por lo general, se utilizan para servicio de cierre y no de estrangulación. Se puede lograr estrangulación cerca del asiento de la válvula, pero el disco se erosiona con rapidez cuando la válvula está parcialmente abierta. Cuando estas válvulas están abiertas del todo tienen una caída de presión equivalente a la de una sección de tubo.

Estas válvulas están disponibles con vástago elevable o no elevable. El vástago elevable requiere mayor altura en la instalación, pero las roscas no están expuestas al fluido del proceso. En las de vástago no elevable, es difícil determinar el grado de apertura.

El disco de cuña sencilla suele ser macizo y con asientos cónicos de la válvula y se ilustra en la figura 5. Hay disponibles discos flexibles para compensar la desalineación y los cambios dimensionales por la temperatura. En este caso, el disco sólo es macizo en el centro, lo que permite cierto movimiento de las caras entre sí.

En las válvulas con doble disco, las dos superficies de asiento tienen movimiento relativo entre sí. Esto produce buen cierre aunque los asientos estén desalineados o tengan ángulos diferentes. En un tipo, los discos están sujetos con una articulación esférica o rótula que les per-

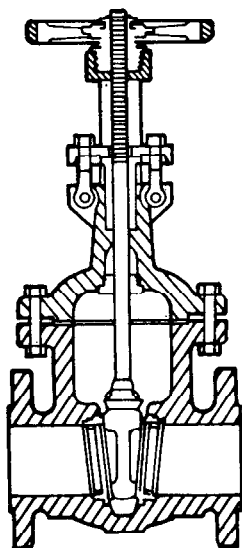


Fig. 5 Válvula de compuerta con bonete atornillado y vástago elevable

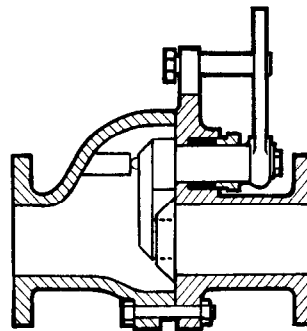


Fig. 6 Válvula de compuerta con disco deslizable para pastas aguadas

mite el movimiento cuando acoplan contra asientos cónicos. En los diseños de doble disco y asientos paralelos se utilizan expansores o cuñas para empujar a los discos contra el asiento. El desgaste del asiento es mínimo, porque el disco hace contacto con el asiento sin movimiento deslizante.

Otro diseño, que tiene insertos blandos en los discos y conexiones para drenaje o respiración (venteo) en el cuerpo produce cierre hermético y permite utilizar la válvula en aplicaciones de doble cierre y purga. Sin embargo, están limitadas a temperaturas de menos de 600°F.

La válvula de compuerta de la figura 6 está destinada a servicio con pastas aguadas. El disco se coloca sobre el orificio de la válvula con un brazo de palanca. Este movimiento hace que se desprenda cualquier material que obstruya la trayectoria en el disco a la vez que se limpia y raspa el asiento para tener cierre hermético.

Las válvulas de compuerta deslizable se utilizan en servicio de líquidos limpios o de pastas aguadas a baja presión. La compuerta es de disco sencillo o doble y se mueve en un cuerpo de placa u oblea. El cierre no se logra por acción de acuñaamiento, sino más bien por la presión del fluido del proceso que empuja a la compuerta contra el asiento de corriente abajo. El asiento puede tener un inserto blando para un mejor cierre. Estas válvulas se fabrican en tamaños grandes hasta de más de 2 ft de diámetro; sin embargo, su capacidad de presión es un tanto baja. Las ventajas principales de este tipo son peso reducido, poca caída de presión y economía.

La válvula de compuerta del tipo de conducto consiste en un solo disco de caras paralelas y anillos de asiento que están al ras con el conducto para flujo. La trayectoria es una sección recta de tubo que impide la acumulación o sedimentación de sólidos y, por ello, es adecuada para servicios con pasta aguada o con coque. El cierre se obtiene por la presión de corriente arriba que mantiene al disco contra el asiento, que puede ser de metal con metal o con sello de grasa.

Válvulas de mariposa

Las válvulas de mariposa son, quizá, uno de los tipos más antiguos que todavía están en uso. Sin embargo, en los tipos actuales se ha ampliado su aplicación a servicios con gran caída de presión y requisitos de cierre her-

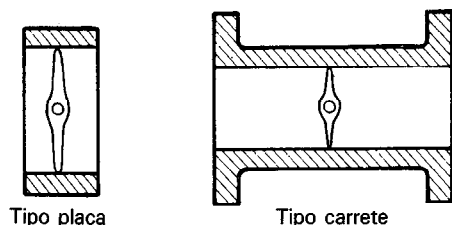


Fig. 7 Las válvulas de mariposa tienen dos diseños básicos para el cuerpo

mético. Su peso reducido y bajo costo las hacen muy populares. En el tipo de circulación rectilínea se tienen las ventajas de alta capacidad y autolimpieza en el manejo de pastas aguadas.

En esencia, la válvula consiste en un disco (llamado también aspa, chapaleta u hoja), un eje y un cuerpo con empaquetadura y cojinetes para sellamiento y soporte. Los dos cuerpos disponibles son el de anillo macizo o de placa u oblea y el de carrete ilustrado en la figura 7. El cuerpo de anillo macizo se atornilla entre las bridas de tubo y requiere poco espacio. El eje es una varilla continua que soporta el disco. El espesor del eje y del disco se determinan según la caída máxima de presión requerida.

El diseño del disco es de máxima importancia. Los tipos circulares cierran con el disco paralelo al diámetro del cuerpo. Los discos tipo elíptico cierran entre 10° y 15° fuera del diámetro del cuerpo. Este diseño es más costoso pero produce cierre hermético. Los discos circulares pueden girar 360° y se requiere cierta holgura entre el disco y el cuerpo; la rotación se limita con topes externos.

El espesor del disco y el eje, que limita la zona para circulación, se determina con la caída de presión y la torsión requerida para operar la válvula; cuanto más alta sea la caída de presión mayor es la torsión requerida. Las válvulas con poca caída de presión y baja torsión (llamadas a veces ligeras) tienen disco y eje delgados para máxima capacidad de flujo. Las válvulas "gruesas" son para caídas grandes de presión y tienen disco reforzado y eje más grueso para manejar la alta torsión requerida. El efecto neto es una reducción en la zona de flujo y en la capacidad con la válvula abierta del todo.

Cierre hermético

Se han hecho diversas modificaciones para corregir los puntos débiles básicos de la válvula de mariposa de oscilación. Una de ellas es en la válvula con asientos en ángulo, que ofrece una superficie de asiento que reduce mucho el escurrimiento porque se ha eliminado la holgura entre el disco del tipo de giro total y el cuerpo. Un revestimiento elástico en el asiento mejora la hermeticidad del cierre.

El sello de anillo en T es otro medio de asegurar cierre hermético a prueba de burbujas. Se aplica aire a presión a un anillo elástico en el cuerpo de la válvula cuando se cierra el disco. La presión del aire empuja al anillo para

hacer contacto con el disco, y lograr un cierre hermético. El anillo en T sólo toca con el disco cuando está cerrado por completo. El sello se puede hacer casi con cualquier elastómero comercial compatible con el proceso.

El sellamiento con anillos de pistón produce cierre hermético a temperaturas más altas que las de límite de las camisas o anillos elásticos. Estos anillos, que funcionan en forma similar a los de pistón en un motor de combustión interna, eliminan las fugas alrededor de la circunferencia del disco mediante el contacto con el cuerpo de la válvula.

Para aplicaciones en donde el accionamiento requerido excede la capacidad de la mariposa convencional, se pueden utilizar válvulas de discos múltiples; el disco externo grande permanece cerrado mientras que el disco interno está abierto por completo.

Válvulas de macho

Estas válvulas consisten en un cilindro o macho introducido en una cavidad correlativa en el cuerpo de la válvula y se utilizaron desde hace muchos siglos para servicio con agua. En la actualidad el macho es de uso común para paso y cierre y se utilizan algunas variantes en muchos tipos de servicios, tanto de cierre como de estrangulación.

El tipo más utilizado de esta válvula es el que tiene macho cónico o paralelo. Los orificios transversales en el macho se alinean contra aberturas similares en el cuerpo. Basta $1/4$ de vuelta para apertura o cierre total. Cuando la válvula está abierta del todo no presenta obstrucciones a la circulación, con lo que la caída de presión es mínima.

Las válvulas de macho lubricadas se utilizan mucho en la industria petrolera. Se aplica el lubricante a presión con una pistola por medio de una válvula de retención y los conductos en el macho hasta la superficie de asentamiento, lo cual ayuda a tener cierre hermético con asientos metálicos e inhibe la corrosión. Cuando no se puede permitir la contaminación de los productos se utilizan válvulas sin lubricación (Fig. 8). El macho gira den-

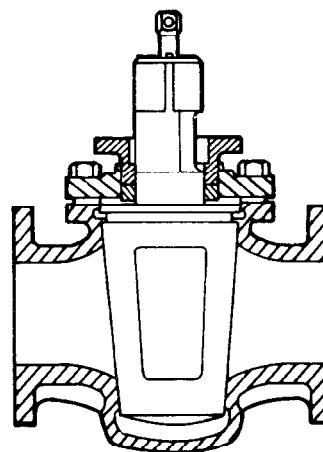


Fig. 8 La válvula de macho no lubricada evita la contaminación de los productos

tro de una camisa de Teflón que impide las pegaduras y también actúa como sello.

Además de las válvulas de un solo orificio antes citadas, también las hay de orificios múltiples, para desviación o mezclado del material circulante.

Las válvulas con orificio en V se utilizan en servicio con pasta aguada o pulpa, en las industrias química y del papel. Las aberturas en el cuerpo y el macho tienen forma de V con lo cual la zona para circulación tiene forma de rombo. Al cerrar, la acción cortante entre el macho y el asiento limpia la superficie de asentamiento. Esto y la trayectoria de libre paso permiten utilizar esta válvula con pastas aguadas fibrosas. Su capacidad y el control preciso de la estrangulación cerca de la posición cerrada se mencionan como ventajas de este diseño. La holgura entre el asiento y el orificio permanece constante en toda la gama de estrangulación y el orificio en V no cambia de forma.

Al contrario de la válvula de orificio en V, la de macho excéntrico no mantiene holgura constante entre el macho y el asiento. En la posición de apertura total el macho se retrae dentro del cuerpo. Para cerrar, el macho se mueve sobre el asiento y queda acuñado contra la superficie. Se pueden proveer diversas camisas resistentes a la corrosión que permiten más aplicaciones sin un aumento excesivo en el costo. Sin embargo, los sólidos duros pueden dañar la camisa.

El tipo de segmento esférico, excéntrico, está destinado principalmente para control automático de procesos en aplicaciones similares a las válvulas de globo. El macho es un segmento esférico y cierra sin fricción debido a su montaje excéntrico en relación con el vástago. El movimiento del vástago hace girar el segmento excéntrico y al mismo tiempo lo mueve hacia delante en el asiento.

La característica de la válvula es casi lineal, pero se puede lograr una característica de iguales porcentajes mediante un ubicador (posicionador) y una excéntrica. El cuerpo se atornilla entre bridas de tubo. Las ventajas incluyen poco peso, alta capacidad y baja fuerza para operarla. Además, se simplifican los cambios en la capacidad porque sólo hay que cambiar el anillo de asiento para tener una zona más pequeña para circulación.

Válvulas de bola

La válvula de bola convencional tiene un macho esférico que controla la circulación del líquido. Los dos tipos básicos son la válvula de bola giratoria y la de elevación o de bola enjaulada. Estas válvulas no sólo producen cierre hermético sino también buenas características de flujo semejantes a las de porcentaje igual. Por ello, a menudo se utiliza como válvula combinada de estrangulación y cierre. Debido a la baja fricción, se sabe de válvulas de bola que han abierto en forma gradual después de estar expuestas largo tiempo a vibraciones.

El cuerpo más común es el de dos vías. El macho esférico tiene un conducto que alinea con los orificios en el cuerpo cuando está en la posición abierta. La válvula se cierra con 1/4 de vuelta. Para tener cierre hermético, se utilizan anillos de asiento elásticos; el material común pa-

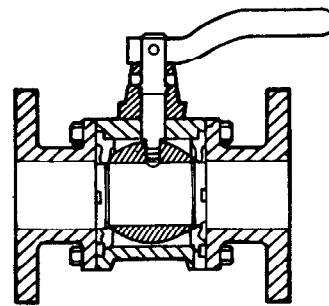


Fig. 9 Válvula de bola de orificio completo con protección contra incendio

ra los asientos es el TFE debido a su bajo punto de fricción y elasticidad.

El TFE se puede utilizar hasta para unos 350°F. Para temperaturas más altas, se debe consultar al fabricante.

Los asientos de las válvulas de bola son de libre rotación o se los puede hacer girar cada vez que se acciona la válvula para distribuir el desgaste. Para facilitar el reemplazo y limpieza del asiento, hay algunos de tipo de cartucho que se pueden reemplazar sin alterar las conexiones con la tubería. Como opción, el cuerpo puede ser de dos o tres secciones desarmables, para tener acceso a los componentes internos.

En la figura 9 se ilustra una válvula de bola del diseño sin falla en caso de incendio. La superficie secundaria de asentamiento formada la pestaña de metal provee un sello en caso de que el sello blando se destruya por el calor externo. Esta característica es indispensable cuando se manejan materiales tóxicos o muy peligrosos.

Las válvulas de bola no requieren lubricación y funcionan con un mínimo de torsión. Casi siempre la bola es flotante y el sellamiento se logra con la presión de corriente arriba que empuja la bola contra el anillo de asiento. El vástago tiene extremo cuadrado que acopla en un agujero en la bola. Como opción, la bola se sujeta con guías superiores e inferiores con cojinetes de bolas y los asientos están bajo carga de resorte. Dado que el macho es susceptible de desgaste, se recomienda un tipo en el cual se separe la bola del asiento antes de la rotación, cuando se requieren cierre hermético y larga duración. En esta forma, se pueden manejar fluidos abrasivos.

Las válvulas de bola pueden tener machos de tres o de cuatro vías y en algunas instalaciones representan un ahorro considerable de accesorios, válvulas y espacio porque una sola de estas válvulas puede sustituir a dos o tres válvulas de flujo rectilíneo. Esta disposición también reduce los costos de mantenimiento.

Válvulas de bola y de jaula

Estas válvulas consisten en un cuerpo con orificio de venturi y anillos de asiento, una bola para efectuar el cierre y una jaula con un vástago para mover la bola con relación al orificio. En la posición cerrada, la bola asienta contra el orificio de salida y se sostiene por el empuje de la jaula y la presión corriente arriba en la tubería.

Cuando se abre la válvula, dos de las cuatro superficies inclinadas de la jaula levantan la bola del asiento y la hacen girar sobre el borde del anillo de asiento. La apertura adicional hace que la bola ruede sobre las dos superficies inclinadas hacia el centro de la jaula, en donde descansa en las cuatro superficies. La bola permanece en esta posición mientras está abierta la válvula y se sostiene por el conocido efecto Bernoulli de los fluidos en flujo.

La jaula está proyectada para producir obstrucción mínima cuando está abierta y puede elevar la bola completamente fuera de la trayectoria de flujo. La abertura en el asiento de válvula tiene forma de media luna que se agranda conforme la jaula levanta la bola. El flujo es casi lineal y permite la estrangulación en una amplia gama.

La hermeticidad de la válvula se mantiene durante largo tiempo porque la acción giratoria de la bola produce una nueva superficie de asentamiento después de cada rotación. No se utiliza el anillo de asiento de corriente arriba y el cuerpo se puede invertir para utilizar el anillo de sección cuadrada si se gasta el otro. Las fuerzas de apertura y cierre son mucho menores que para una válvula de globo comparable; sin embargo, el recorrido de la válvula es, cuando menos, igual al diámetro de la garganta, porque hay que elevar la bola fuera de la trayectoria de flujo.

El orificio de venturi de la válvula reduce la turbulencia y ofrece algunas ventajas al manejar líquidos que puedan producir cavitación o vaporización instantánea. Si hay cavitación, ocurrirá en el lado de salida más allá del anillo de asiento, en donde se pueden utilizar con eficacia superficies de alta dureza o camisas reemplazables. La descarga en expansión de la válvula retiene con eficacia los líquidos de vaporización instantánea.

En las válvulas de bola caracterizadas o modificadas sólo se utiliza una parte del macho. La diferencia entre las diversas marcas es en la forma del borde delantero de la bola. Están disponibles en configuraciones parabólica, de muesca en V y de muesca en U que tienen casi las mismas características de circulación. Se pueden utilizar en servicio con pastas aguadas y fibrosas y con líquidos limpios. En la posición de apertura total, se gira el segmento esférico hacia la parte superior del cuerpo, fuera de la trayectoria de flujo. Para estrangulación, se gira el segmento hacia la trayectoria. Conforme gira la bola y se desliza contra la superficie del asiento, hay un efecto de acuñamiento y de corte que tiende a limpiar el asiento.

Se pueden obtener anillos de asiento elásticos o metálicos, incluso con diferentes acabados de alta dureza para las piezas sujetas a erosión. Los cuerpos de válvula se colocan entre bridas de tubo. Cuando el sello y el anillo de retén están sujetos por la brida de tubo, se puede dañar el sello con el apretamiento incorrecto de los tornillos de la brida. La deformación de la bola asimétrica bajo carga puede permitir fugas por el sello del eje o deformarlo. La capacidad de presión es menor que en las válvulas de bola convencional. En cuanto a sus ventajas, tienen una amplia gama de estrangulación, poco peso, buen cierre y adaptabilidad, porque un cuerpo de válvula puede servir para diversas capacidades de presión.

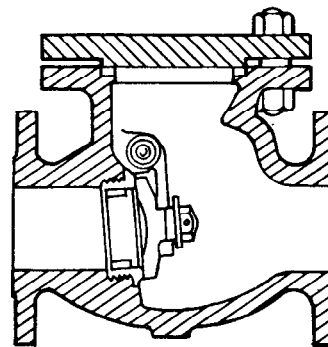


Fig. 10 La válvula de retención de bisagra impide la inversión de la circulación

Válvulas de retención

Las válvulas de retención son integrales y de acción automática para impedir la inversión del flujo. La selección de un tipo particular depende de la temperatura y presión de funcionamiento, de la limpieza del líquido del proceso, caída de presión disponible y, en grado menor, de las limitaciones por la configuración de la tubería.

La válvula de retención de bisagra consiste en un disco embisagrado colocado sobre un orificio de válvula (Fig. 10). Cuando no hay flujo, el disco se mantiene contra el asiento por gravedad o con pesos montados en palancas externas. El flujo en el sentido normal (de izquierda a derecha en la Fig. 10) hará que el disco gire y se aleje del asiento. Cuando se invierte el flujo, se empuja el disco contra el asiento y lo retiene la presión diferencial. Esta válvula funciona por gravedad, cosa que se debe tener en cuenta para instalarla. Por lo general, la válvula se instala en posición horizontal, pero también se puede instalar en tuberías verticales con flujo ascendente.

Las válvulas de bisagra se utilizan para bajas velocidades de líquidos con inversiones poco frecuentes. Si tienen una cancelación manual, se pueden emplear en el lado de descarga de las válvulas de desahogo de presión. Cuando se conectan varias válvulas de desahogo en un cabezal común, la válvula de retención impedirá la circulación inversa mientras se hace el mantenimiento de una válvula de desahogo o de seguridad.

La válvula de bisagra con disco dividido es una variante de la antes descrita. El cuerpo es un anillo macizo para atornillarlo en bridas de tubo. Las dos mitades del disco están embisagradas con un pasador y tienen un resorte para mantenerlas cerradas cuando no hay flujo. Esta válvula no funciona por gravedad, lo cual permite más flexibilidad en la instalación. Es adecuada para instalaciones con inversiones frecuentes de la circulación porque, al contrario de la válvula de bisagra, no cierra de golpe ni ocasiona choques de presión.

Las válvulas de retención por elevación, por lo general con cuerpo de globo, funcionan por gravedad y son para instalación horizontal o vertical, pero no son intercambiables. Con flujo normal, un pistón que está retenido con guías en la válvula se levanta con la circulación. Con flujo inverso, se empuja al pistón contra el asiento

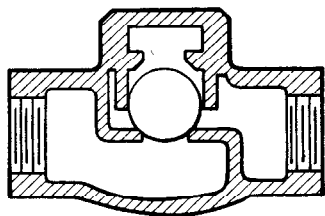


Fig. 11 Las válvulas de retención de bola no suelen tener problemas de servicio

para cortarla. Algunas válvulas de retención por elevación tienen resortes para asegurar un asentamiento positivo. En cualquier caso, estas válvulas requieren caídas de presión bastante elevadas. Se utilizan en servicios con alta presión y en tuberías más pequeñas que las válvulas de bisagra.

En otra variante de las válvulas de retención por elevación está disponible un cuerpo de placa que se atornilla en bridas de tubo. El disco, bajo carga de resorte, tiene bujes (casquillos) de guía y se puede instalar en cualquier posición. Las válvulas de elevación son mejores que las de bisagra en servicios en donde hay frecuentes inversiones, porque el pistón está amortiguado para evitar el golpe de ariete.

La válvula de retención de bola es similar a la de pistón, excepto que se utiliza una bola de rotación libre para distribuir el desgaste en toda su superficie. La válvula con cuerpo de globo (Fig. 11) se puede instalar en posición horizontal, mientras que la de flujo rectilíneo se puede instalar verticalmente. Las válvulas de bola están limitadas a tamaños pequeños, de 6 in o menos y se prefieren para servicios con materiales viscosos o que forman carbón, pues su funcionamiento está casi exento de problemas.

Las válvulas de retención para exceso de flujo se instalan en la tubería y actúan en forma automática para evitar altos volúmenes de flujo en avance. El disco de la válvula se mantiene abierto con un resorte. Cuando hay altos volúmenes, que podrían ocurrir al romperse un tubo, la fuerza del líquido es suficiente para vencer el resorte y dejar que cierre la válvula. Un orificio de purga en el disco permite que se igualen las presiones de corriente arriba y corriente abajo, a fin de que pueda abrir la válvula.

Esta válvula de retención se utiliza en tanques de almacenamiento de líquidos a alta presión para evitar derrames accidentales. Cuando se instala un disco de ruptura debajo de una válvula de desahogo de presión, se utiliza la válvula de retención de exceso de flujo para mantener presión atmosférica entre el disco y la válvula de desahogo.

También hay disponibles válvulas de retención de flujo rectilíneo en tamaños pequeños, para servicio con líquidos limpios, presiones hasta de 10 000 psi y temperaturas hasta de 300°F. Tienen un resorte en el elemento para poder instalarlas en cualquier posición. El asiento de metal con metal tiene un sello elástico para tener cierre hermético sin burbujas.

Válvulas de desahogo (alivio) de presión

Se requiere el desahogo o descarga de la presión siempre que la presión de diseño de un sistema excede la que puede controlar. La válvula de desahogo de presión, debido a su sencillez y funcionamiento automático, es quizá la más confiable para producir el cierre cuando ocurre una sobrepresión. La presión de diseño del sistema que se va a proteger con la válvula de desahogo determinará la presión de graduación de ésta. Para detalles adicionales para la determinación de la presión de ajuste, se debe consultar el código ASME correspondiente.

A fin de evitar ambigüedades se necesitan varias definiciones:

■ **Válvula de desahogo:** Es una válvula automática para desahogo que funciona con la presión estática en el lado de corriente arriba. La válvula se abre en proporción al aumento en relación con la presión de apertura y su empleo principal es en servicio con líquidos.

■ **Válvula de seguridad:** Es para desahogo automático de la presión y la acciona la presión estática en el lado de corriente arriba. La válvula se abre o “dispara” con gran rapidez y se utiliza principalmente en servicios de vapor de agua y gases o vapores.

■ **Válvula de desahogo de seguridad:** Es automática y se puede utilizar como válvula de desahogo o de seguridad.

■ **Válvula de desahogo (alivio) de presión:** Un nombre genérico para válvulas de seguridad o de desahogo de presión.

■ **Válvula de seguridad convencional:** Una válvula de seguridad en que el bonete tiene descarga a la atmósfera o al lado de corriente abajo. La contrapresión influye en la presión de graduación, presión de cierre y capacidad de la válvula.

■ **Válvula de desahogo equilibrada:** Esta válvula tiene el bonete con descarga a la atmósfera. Los efectos de la contrapresión en su funcionamiento son mínimos.

■ **Purga:** La diferencia entre la presión de graduación y la de cierre de una válvula de seguridad, expresada como porcentaje de la presión de graduación o en psi.

La función de la válvula de seguridad es detectar un aumento de presión y proveer una trayectoria para la salida del material que hay en el sistema. El aumento en la presión se detecta con un sistema de equilibrio de fuerzas que consisten en que la presión del proceso actúa en una superficie determinada en contra de un resorte o un peso. Las válvulas de seguridad accionadas por pesos o contrapesos ya no se utilizan en las plantas de proceso, salvo cuando son para apertura a presiones muy bajas.

La válvula de seguridad directa con carga de resorte suele tener cuerpo en ángulo. La conexión de entrada es la requerida para la presión y temperatura de corriente arriba; la conexión de salida y el bonete están diseñados para presiones más bajas. El lado de salida es más grande que el de entrada para permitir la dilatación del medio circulante. El orificio de entrada aloja al disco y asiento de válvula, que puede ser un buje, una semibocanilla o una bocanilla entera como la mostrada en la figura 12.

El disco casi siempre está bajo carga de resorte y el vástago le transmite la fuerza. Las válvulas para proceso sue-

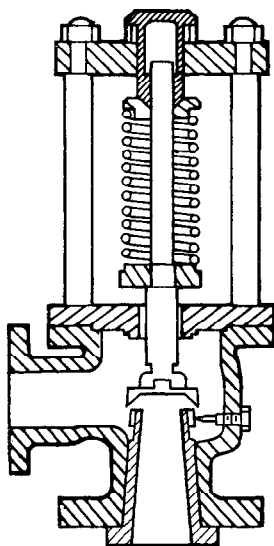


Fig. 12 Válvula de desahogo de seguridad con boquilla completa convencional

len tener guías superiores mientras que la guía inferior con disco es común en las válvulas de desahogo de calderas y líquido. El buje se utiliza en las válvulas con guía inferior y en la semiboquilla en las de hierro fundido. Estos asientos se sujetan con roscas en el cuerpo. Las boquillas completas, utilizadas en las válvulas de acero incluyen el asiento, orificio y cara de brida en una sola unidad. Hay un anillo ajustable en la boquilla y una pestaña de flexión en el disco.

La boquilla converge en el orificio para dar gran velocidad en ese punto. El anillo de la boquilla constituye un orificio secundario, cuya calibración determina la presión a la cual vuelve a cerrar la válvula. La pestaña de flexión en el disco recupera parte de la energía cinética a la presión estática, lo cual da por resultado la acción de "disparo" de la válvula de desahogo de seguridad. Las válvulas de desahogo no tienen la pestaña y se abren en proporción a la presión excesiva. Dado que se requiere cierta fuerza para la apertura total de la válvula, las válvulas de seguridad llegan a toda su capacidad de 3% por arriba de la presión graduada; pero las de desahogo no llegan a su plena capacidad hasta un 25% más que la presión graduada.

La presión de graduación o calibración de la válvula de desahogo se determina con el resorte y su tornillo de compresión a la carga correcta. Los resortes están agrupados por tamaños y capacidades de modo que las espirales permitan el recorrido total de la válvula; la carga del tornillo no debe exceder la fuerza del medio circulante cuando la válvula está abierta del todo.

Las presiones de graduación se pueden aumentar hasta en un 10% del ajuste en la fábrica. El resorte está alojado en el bonete de la válvula cuando no se debe permitir que el fluido escape a la atmósfera. Las válvulas para vapor suelen tener un yugo en lugar del bonete y el resorte está descubierto.

La contrapresión en la salida de la válvula de desahogo puede aumentar o disminuir la presión de graduación según sea el diseño de la válvula. Si la contrapresión es constante, hay que compensar sus efectos. Sin embargo, dado que el efecto de la contrapresión es de acuerdo con el diseño de la válvula, no se debe intentar compensarla con el aumento o reducción de la carga del resorte sin antes consultar con el fabricante.

Válvulas equilibradas (balanceadas)

Las válvulas de desahogo de presión del tipo de pistón con disco con respiración y fuelle minimizan el efecto de la contrapresión. En la válvula de desahogo convencional, la contrapresión aumenta o reduce la carga del resorte. Las válvulas equilibradas cancelan la fuerza de la contrapresión que actúa en el disco. También se utilizan en servicios en donde puede ocurrir vaporización instantánea para minimizar el efecto de la formación de vapores en el funcionamiento de la válvula.

Cuando hay variaciones pequeñas en la contrapresión, se puede utilizar la válvula de desahogo de presión convencional sin efectos perjudiciales. Dado que la contrapresión influye en la alzada de la válvula convencional, las variaciones grandes en la contrapresión reducirán la capacidad. Por esta razón nunca se deben emplear las válvulas convencionales cuando se espera que la contrapresión varíe más de un 10% de la presión graduada.

La válvula operada por piloto también es de equilibrio de fuerzas, pero son reducidas para tener un control más preciso del punto de graduación. El ajuste se hace en la válvula piloto, que deja escapar o admite la presión del proceso a la parte superior del pistón o disco de la válvula. Dado que no se requieren altas velocidades en la boquilla para el disparo, estas válvulas tienen más capacidad con el mismo tamaño de cuerpo que las válvulas con carga directa de resorte. La purga se puede graduar a sólo 1%. Sin embargo, las válvulas de seguridad con piloto no han tenido mucha aceptación pues incluyen muchas piezas móviles con tolerancias pequeñas.

Consideraciones especiales

Las válvulas en servicio con polímeros y otros materiales viscosos o que producen carbonización, necesitan protección contra las obstrucciones. Por lo general se montan discos de ruptura debajo de la válvula de desahogo y al ras con el interior del recipiente de presión; se gradúan a la misma presión que la válvula y el tubo entre la válvula y el disco de ruptura descarga a la atmósfera mediante una válvula de retención de exceso de circulación. También hay válvulas con asiento al ras en que éste penetra en la boquilla del recipiente, con lo que no hay cavidades ciegas entre el asiento de la válvula y el recipiente de presión. Para los fluidos con puntos de congelación muy altos, están disponibles válvulas con camisas de vapor.

Los tubos entre el equipo y la válvula de desahogo de presión deben ser de la medida correcta porque, como la válvula de desahogo de presión responde a la presión estática, la caída posterior de presión en el tubo puede

cerrar la válvula. En estas condiciones es posible que la válvula se mueva entre las posiciones abierta y cerrada y ocurran daños en el asiento. Se acostumbra limitar la presión en el tubo de entrada a 3% de la presión de graduación. El movimiento también lo puede ocasionar una válvula de tamaño muy grande, porque se requiere una parte considerable del flujo total para mantenerla abierta. Las válvulas operadas por piloto son menos susceptibles al traqueteo que las convencionales.

Se utiliza un sistema de sujeción para mantener cerrada la válvula de desahogo de presión durante las pruebas de presión del equipo; el más común es un tornillo que se coloca a través de la tapa contra el vástago. Se utilizan palancas para la apertura manual de la válvula, ya sea para probar el funcionamiento o para limpiar el asiento. También están disponibles indicadores locales o remotos del funcionamiento de la válvula o de fallas del fuelle o de la válvula piloto.

Válvulas de aguja

Las válvulas de aguja permiten estrangulación exacta de volúmenes pequeños. Por ello son de tamaño pequeño y de muy diversos tipos para aplicaciones especiales.

La válvula consiste en un macho o aguja cónico o conformado que tiene movimiento alterno en el cuerpo. La estrangulación se produce porque el orificio anular formado por el macho y el asiento varía según la posición del macho. El cuerpo y bonete para servicio en procesos son de globo.

Las válvulas de aguja se pueden utilizar para controlar el paso de aire o líquidos hidráulicos para accionamiento. Las válvulas combinadas de retención y aguja permiten circulación controlada en un sentido o circulación libre en un sentido y controlada en el opuesto. El control de velocidad con un operador de cilindro neumático es muy común. Se pueden proveer ajustadores del vástago del tipo micrométrico con un cierre para graduación precisa de la circulación. Las válvulas de aguja también se utilizan en los tubos para instrumentos a fin de reducir las pulsaciones de presión.

El autor

August Brodgesell es un ingeniero *senior* de instrumentos en Crawford & Russell, Inc., Stamford, CT 06904, en donde trabaja desde 1966. Antes estuvo en M. W. Kellogg Co., durante 10 años. El señor Brodgesell es ingeniero electricista graduado en Brooklyn Polytechnic Institute y es miembro de Instrument Society of America.

Instalación, operación y mantenimiento de válvulas

Después de seleccionar una válvula para cierta aplicación particular, no ha concluido la labor del ingeniero. Hay que analizar los requisitos del servicio para tener instalación, operación y mantenimiento correctos.

Harold C. Templeton, Ingeniero consultor

La operación de cualquier planta de proceso depende del funcionamiento satisfactorio de los muchos tipos de válvulas instaladas en el sistema de tuberías. Los tipos de válvulas que se comentarán incluyen las de cierre, es decir, las que están normalmente abiertas o cerradas del todo, las válvulas del tipo de globo para control de estrangulación y servicio de cierre y las válvulas de retención automáticas.

Las válvulas de cierre y las de tipo de globo suelen ser de accionamiento manual y su uso es poco frecuente. Hay un número creciente provisto de operadores de control remoto que requieren menos personal.

INSTALACIÓN

Las válvulas con extremos de brida son las que más se utilizan en la mayor parte de las tuberías de proceso. En los sistemas en que se requieren instalación firme y protección contra escurrimientos se emplean válvulas de extremos soldados. Los tamaños para tubos pequeños suelen tener extremos roscados, según sea el material del tubo y la válvula y el fluido que se va a manejar. En la figura 1 se ilustran las caras típicas de contacto con las bridas.

Los extremos con brida tienen dimensiones y capacidades de presión estándar para diversos materiales de construcción. Los diámetros de la brida, los círculos y agujeros para tornillos y los diámetros de las caras realzadas están incluidas en diversas normas del American National Standards Institute (ANSI) y de Manufacturer's Standardization Society of the Valve and Fitting Industry (MSS). Las clases para presiones idénticas o similares con diferentes materiales, tienen las mismas dimensiones.

Cuando se instalan bridas de acero de cara realzada en bridas de hierro fundido, bronce o acero inoxidable, se debe tener cuidado especial para no doblar o romper el material de menor resistencia. Además, si se unen bridas de acero de cara realzada con bridas de cara plana de otros materiales, se recomienda desmontar la cara real-

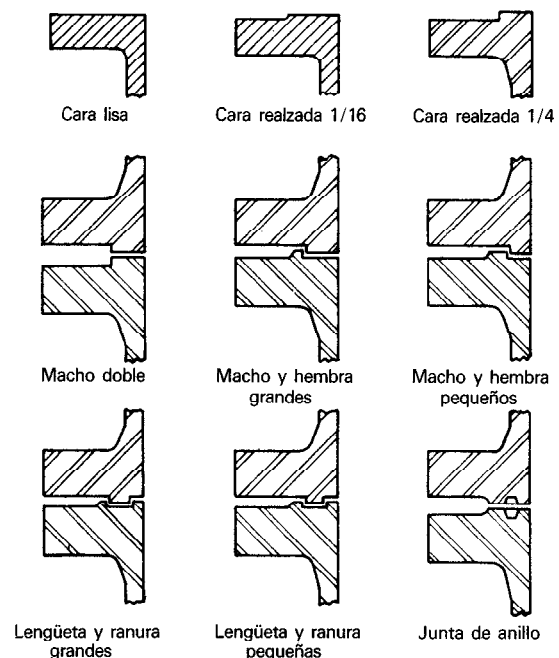


Fig. 1 Caras de contacto de bridas estándar

Tabla 1 Normas para válvulas y bridas

MSS SP 6	Acabados de caras de contacto de bridas de extremo de válvulas y accesorios ferrosos
MSS SP 37	Válvulas de compuerta de bronce 125 lb MSS
MSS SP 42	Válvulas con brida fundidas, resistentes a la corrosión 150 lb MSS
MSS SP 46	Instalación de bridas de acero de cara realzada en bridas de hierro fundido, latón, bronce o acero inoxidable
MSS SP 65	Bridas y espárragos para alta presión en la industria química para uso con juntas lenticulares
ANSI B 16.1	Bridas para tubo y accesorios con brida de hierro fundido
ANSI B 16.5	Bridas para tubo y accesorios con brida de acero
ANSI B 16.10	Dimensiones de cara a cara y de extremo a extremo de válvulas ferrosas
ANSI B 16.11	Conexiones de acero de soldadura en enchufe
ANSI B 16.20	Juntas para unión de anillo y ranuras para bridas para tubo de acero
ANSI B 16.21	Juntas no metálicas para bridas de tubo
ANSI B 16.24	Bridas y conexiones con brida de latón o bronce
ANSI B 16.25	Extremos de soldadura a tope

zada y utilizar una junta de ese tamaño en la unión. Si hay que utilizar la brida de acero de cara realzada, se recomiendan tornillos de baja resistencia para evitar daños al material más débil. La norma MSS SP 46 "Instalación de bridas de acero con cara realzada en bridas de hierro fundido, latón bronce o acero inoxidable", incluye las recomendaciones para esos casos.

Juntas

Las juntas para las bridas entre válvulas y tubos son de tres categorías: blandas, semimetálicas y metálicas, y con muchas subdivisiones.

Las juntas blandas son las hechas con elastómeros, las de hojas de asbesto (amianto) comprimidas, que tienen por lo general aglutinante de caucho sintético para darles resistencia a la corrosión y mejorar el sellamiento y las de materiales de hidrocarburos fluorados, como el PTFE, con o sin relleno. Las juntas blandas de empleo más frecuente en servicio con productos químicos son las de hojas de asbesto comprimido y de PTFE.

Las juntas semimetálicas incluyen las de camisa metálica rellenas con asbesto, de las cuales hay muchos tipos, las de metal corrugado y metal perfilado con asbesto pegado con adhesivo en las ranuras concéntricas y las de tipo devanado en espiral con hoja de asbesto, papel o PTFE entre los devanados.

Las juntas metálicas son de diversos diseños estandarizados. La junta anular es la más común aunque la junta lenticular cada vez tiene más aplicaciones en servicio para alta presión. Hay muchos tipos no estandarizados, como las de metal corrugado, metal plano liso, metal perfilado con ranuras en V concéntricas y otras variantes.¹ Estas juntas que no son estándar no se utilizan mucho para bridas de tuberías.

La temperatura máxima de servicio en la mayor parte de las juntas elastoméricas no excede de 200°C. Las de PTFE están limitadas a 500°F, pues a más temperatura empiezan a desintegrarse; se recomienda que trabajen con temperaturas inferiores, por lo general unos 400°F, para evitar que fluya en frío.

Las hojas de asbesto comprimidas tienen la limitación del aglutinante y la temperatura máxima para su empleo es de 800°F. Hay que comprobar los límites específicos de una junta determinada con el fabricante. Cuando estas juntas tienen refuerzo de malla metálica se pueden usar a temperaturas un poco más altas, pero 1 000°F es el límite absoluto.

Las juntas blandas requieren bridas con acabado ranurado de suficiente aspereza para evitar el arrastre. Esto es de particular importancia con materiales de PTFE que pueden fluir en frío.

Propiedades de las juntas semimetálicas

Las juntas semimetálicas tienen limitaciones según el tipo de metal y de asbesto. Si el asbesto está "emparedado", puede producir un sellamiento satisfactorio aunque ya se haya pulverizado y no tenga resistencia a la tracción. Se utilizan acero inoxidable o aleaciones a base de níquel en la mayor parte de las juntas semimetálicas para temperaturas superiores a los 1 000°F.

Estas juntas requieren diferentes acabados de superficie según sea su tipo específico. Las juntas de asbesto con camisa de metal que se necesita para asentar contra la brida y las juntas con núcleo metálico con asbesto en una parte de la superficie sellan con gran facilidad en superficies lisas.

Las juntas de devanado en espiral se pueden utilizar en superficies de diferentes acabados.² Para servicio general, un acabado de 125 a 200 RMS suele ser adecuado. En servicios peligrosos o con fluidos difíciles de retener, el acabado de superficie no debe tener una aspereza mayor de 125 RMS. En aplicaciones para vacío, el acabado no debe ser mayor de 80 RMS.

La carga de los tornillos en las juntas devanadas en espiral debe concordar con las características de compresión de la junta. Se debe consultar al fabricante la combinación adecuada de tornillos y junta. En la mayor parte de los casos se recomiendan los anillos de compresión para no comprimir las juntas en exceso.

Las juntas metálicas requieren acabados lisos para tener sellamiento y la aspereza máxima aceptable suele ser de 62 RMS. Estas juntas y algunas semimetálicas sellan por la deformación del metal para conformarlo con la superficie de la brida, porque la tersura es esencial. La junta debe ser más blanda que la brida para obtener flujo del metal sin deformar la brida. Muchas veces no se puede obtener una diferencia en dureza cuando se tienen bridas de acero inoxidable austenítico y juntas de la misma aleación; por ello, esta combinación rara vez se utiliza excepto en uniones anulares y bridas lenticulares.

Se prefieren los acabados de estrías o surcos concéntricos para todos los tipos de juntas. En ningún caso debe haber marcas de herramientas que se extiendan en sentido radial en la superficie de asentamiento de la junta.

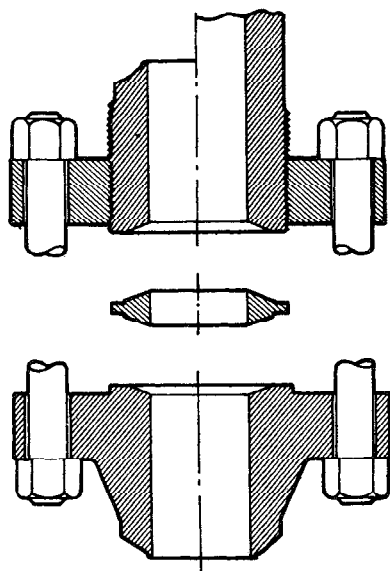


Fig. 2 Las juntas de unión de anillo producen sellamiento positivo

Juntas anulares

Las juntas anulares y lenticulares son las metálicas de empleo más común en bridas de tubos (Fig. 2). Las caras de las juntas anulares son fáciles de instalar y apretar; tienen la ventaja de un sellamiento positivo y mantienen su integridad durante un incendio. Si la junta no asienta en el borde interno habrá una cavidad o bolsa en donde se puede retener el líquido de la tubería.

Las uniones con junta anular tienen la ventaja de que no hay cavidades que atrapen el líquido de la tubería. Se hacen con tanta facilidad como con las bridas planas o de cara realzada. Se requiere poca flexibilidad en la tubería para instalar o desmontar una brida con unión lenticular, pero se necesita mucha elasticidad para desmontar una brida con junta anular.

En las conexiones con brida los tornillos se deben apretar a la torsión adecuada para el material y la clase de presión. Hay publicaciones en donde se indica la torsión para bridas y accesorios.³ Esto es muy importante con tornillos de baja resistencia para que no queden esforzados en exceso al formar la unión, pues pueden ocurrir fugas cuando se desesfuerzan los tornillos.

Los tornillos se deben apretar en el orden indicado en la figura 3. Las llaves de torsión son las más adecuadas, aunque se pueden utilizar atornilladores neumáticos calibrados. Hay que lubricar los tornillos y tuercas para tener reproducibilidad de la torsión.

Las conexiones o extremos roscados son los de menor costo y las puede hacer un operario no especializado; sin embargo, tienen muchas desventajas. Es difícil sellar las fugas y las roscas están sujetas a corrosión, por lo cual si se corroen será casi imposible desarmarlas. Los materiales que se raspan con facilidad, como los aceros inoxidables austeníticos, son muy difíciles de apretar. La cinta

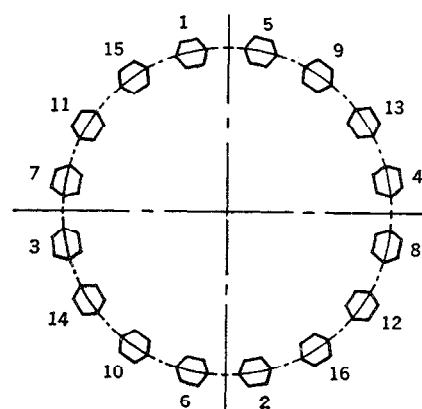
de PTFE envuelta en la rosca macho es muy útil para hacer uniones roscadas herméticas.

Las fugas por las uniones roscadas pueden permitir el ataque rápido de los tubos y válvulas. Un ejemplo es el manejo de ácido sulfúrico concentrado con tubos o válvulas de acero al carbono. El ácido que se fuga se diluirá por la hidratación atmosférica y atacará con rapidez el exterior del componente. En tales casos, puede ser necesaria la soldadura de sello en las uniones.

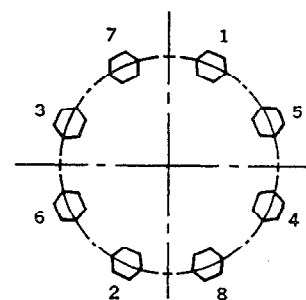
Sistemas soldados

Los sistemas de tuberías soldados ofrecen la máxima seguridad de hermeticidad en las uniones. Los extremos soldados de enchufe se utilizan para tamaños hasta de 2 in de diámetro y los soldados a tope para tamaños más grandes. En algunos casos se utiliza soldadura a tope en los tamaños pequeños para evitar la cavidad que hay en la conexión de soldadura de enchufe.

Las conexiones de extremo de enchufe son más fáciles que las soldaduras a tope y requieren menos pericia. Al instalar conexiones de enchufe soldadas, no se debe asentar el tubo a fondo en el enchufe antes de soldar, pues producirá esfuerzos muy altos cuando el metal de la soldadura se contraiga y tire del tubo hacia el enchufe. Si no se deja un espacio pequeño al soldar válvulas de com-



Válvulas grandes



Válvulas pequeñas

Fig. 3 Orden para apretar tornillos de bridas

puerta se deformarán los asientos y no producirán sellamiento correcto.

Las válvulas de acero y acero inoxidable con extremos soldados a tope se maquinan a las normas ANSI B 16.5, ANSI B 16.25 y ANSI B 16.10. Con insertos consumibles se necesitan preparativos especiales para soldar los extremos y no se incluyen en B 16.5.

Se debe tener cuidado de no dañar los asientos de válvula con las salpicaduras de soldadura. Los asientos metálicos se deben cerrar durante la soldadura y ponerles alguna protección en la superficie del disco, si hay la posibilidad de que les llegue la salpicadura de soldadura. La válvula se debe mantener lo más fría que sea posible para evitar la deformación del asiento en el cuerpo. Esto es importante en las válvulas con enchufe soldado extremo con extremo. En las válvulas de bola con piezas internas de PTFE puede ser necesario desmontar los asientos para no dañarlos con el calor de la soldadura.

Otros tipos de conexiones de extremo, como las de cubo y de compresión no se utilizan mucho en válvulas para procesos. Se deben solicitar recomendaciones al fabricante si se quiere utilizarlas.

Precauciones durante la instalación

El manejo es de suma importancia, en especial para válvulas grandes que requieren el uso de un polipasto. Las válvulas no se deben levantar por el volante, brazos del yugo o mecanismo de operación. Se deben colocar eslingas debajo del cuerpo en forma que impidan que se invierta. Las válvulas pequeñas que se pueden levantar con la mano no tienen problemas para el manejo.

Cuando se reciben las válvulas es preferible dejarlas en su empaque original, salvo que se vayan a guardar bajo techo. Los protectores de las bridas no se deben quitar sino hasta el momento de instalarlas y, después de quitarlos, se debe inspeccionar si el interior de la válvula está limpio y hay que quitar los cuerpos extraños. Por lo general, las válvulas se deben almacenar con los discos cerrados.

Hay que accionar las válvulas un ciclo completo de cierre, apertura y cierre para probar su funcionamiento. Las válvulas de retención se suelen embarcar con algún tope interno para proteger al disco y al asiento contra daños mecánicos. Hay que quitar el tope antes de instalar la válvula en la tubería.

El espacio entre las bridas de la tubería se debe establecer de modo que se puedan instalar las válvulas sin combar los tubos. Las válvulas no se destinan a uso como elementos de tensión o compresión para aproximar o separar tuberías mal instaladas.

Una vez que la válvula esté conectada, hay que comprobar que los tornillos del bonete estén apretados. Las tuercas se pueden aflojar durante el embarque y las juntas pueden estar poco comprimidas o escurrirse y permitir fugas entre el cuerpo y el bonete. Se debe comprobar el apretamiento de los tornillos del prensaestopas. Si el vástago y el buje son del tipo lubricado, hay que lubricar las roscas del vástago y el buje del yugo (tuerca del vástago) que queden visibles. Hay que probar otra vez la

válvula después de acabar de instalarla con un ciclo de cierre apertura y cierre totales.

OPERACIÓN

Las válvulas de compuerta para procesos suelen tener compuertas de cuña con un ángulo incluso de 10° entre los asientos. El cierre se logra al mover una cuña cónica o un par de discos entre los asientos (Fig. 4). En una variante se utiliza una cuña flexible que puede permitir ajustes muy pequeños para coincidir con el ángulo entre los asientos. La compuerta con asientos paralelos mecánicos requiere una cuña para mover los discos contra los asientos; este diseño rara vez se utiliza en tuberías de procesos.

El sellamiento con la cuña maciza depende del maquinado y acoplamiento precisos de la cuña con las superficies correlativas. Para obtener un sello continuo en el servicio, el ángulo del asiento se debe mantener sin cambio sin que ocurran daños mecánicos o por corrosión en el disco y asiento.

El sellamiento hermético en las válvulas de compuerta de disco doble requiere asientos planos y al ángulo correcto. Mientras los discos y los asientos se mantengan planos, los cambios en el ángulo de los asientos por los esfuerzos en la tubería no alterarán el sellamiento. Si el diseño permite que los discos giren cuando se acciona la válvula, el desgaste se distribuirá en toda la superficie del disco.

Por lo general, las válvulas resistentes a la corrosión se fabrican con asientos integrales y se utiliza la misma aleación del mismo grado de dureza para el asiento y el cuerpo. Hay válvulas con anillos de asiento reemplazables que, muchas veces, son de una aleación más resistente a la corrosión que el cuerpo y el bonete. La costumbre para válvulas de acero es mantener una diferencia en dureza de más de 50 Brinell entre el disco y el asiento para reducir las posibilidades de rayaduras y desgaste. Las válvulas de hierro fundido del tipo llamado "todo hierro" suelen tener asientos integrales.

La estrangulación con una válvula de compuerta es un método poco aconsejable y sólo se debe tratar de hacerlo en caso de emergencia. Las características de estrangulación de las válvulas de compuerta son muy deficientes y ocurrirá severa vibración del disco si la caída de pre-

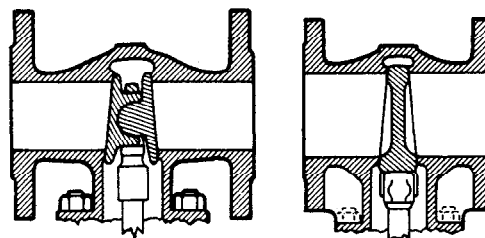


Fig. 4 Tipos de sellamiento en las válvulas de compuerta de cuña maciza (izquierda) y de disco doble



sión a través de los asientos es muy grande. Además, las guías pueden ser inadecuadas para evitar que el disco choque contra el asiento, lo cual puede ocasionar serios daños en el disco y el asiento. Una estrangulación muy fuerte puede ocasionar remolinos que dañarán los asientos y discos.

Las válvulas de compuerta se utilizan para servicio con líquidos limpios, es decir, los que contienen poco o ningún material sólido. Para utilizar las válvulas en servicio con pastas aguadas, se debe instalar una conexión para purga en el cuerpo entre los asientos. En esta forma, el material acumulado se puede arrastrar o eliminar con aire a presión antes de que cierre la válvula. Cuando los sólidos se han acumulado en el cuerpo sin válvula de purga, al cerrar la válvula hasta el punto en que el disco casi toca los sólidos acumulados se puede ocasionar suficiente turbulencia como para arrastrar los sólidos. Se pueden requerir varios ciclos de cierre parcial para eliminar suficientes sólidos y poder cerrar la válvula.

Funcionamiento de las válvulas de globo

Las válvulas de globo tienen tres tipos básicos de cuerpo: en ángulo recto, en Y y en ángulo (Fig. 5). Los tres tipos funcionan con la elevación y descenso de un disco que está en el extremo de un vástago para abrir o cerrar la válvula o controlar el flujo dentro de ciertos límites. La válvula de disco reemplazable tiene un inserto plano de un material como el PTFE. Esta válvula tiene características deficientes para estrangulación y su empleo principal es para cierre hermético, tanto con líquidos limpios como con pastas aguadas que rayarían el asiento y el disco de una válvula con asiento metálico.

La mayor parte de estas válvulas se fabrican con un disco giratorio y vástago elevable. El ángulo, incluso del asiento, suele ser de 30° y el disco tiene un ángulo un poco menor para tener buen contacto entre ellos. El sistema de disco giratorio es satisfactorio si la caída de presión en el asiento está dentro de límites razonables. La caída excesiva puede ocasionar vibración y desgaste del pie del vástago, el disco y la conexión giratoria y la falla total en un momento dado.

En algunos casos, una vibración severa ha ocasionado la falla por fatiga del vástago justo debajo de la parte inferior del estopero. Si se requiere una caída grande de presión se debe colocar una placa de orificios corriente arriba de la válvula. La caída máxima de presión que puede soportar una válvula de globo convencional no debe exceder de 100 a 150 psig.

Se puede obtener un control más preciso de la estrangulación con un disco de orificio en V. Este tipo de válvula tiene vástago que no gira y disco oscilante. Un indicador de posición señala la ubicación del disco en relación con el asiento. Con este diseño se pueden permitir caídas de presión mayores que con el disco giratorio u oscilante.

Compuerta o globo

En general, se espera que las válvulas de globo tengan menor escurrimiento que las de compuerta. Un tipo especial de disco, con inserto de PTFE, sella con facilidad con torsión muy baja contra el volante, incluso con presiones muy altas. Este tipo también es adecuado para empleo a temperaturas criogénicas. Las válvulas con asiento de PTFE están limitadas a temperaturas máximas de servicio de 500°F, aunque es aconsejable no exceder de 400°F.

Las válvulas de compuerta y de globo tienen una característica común: la fuerza del disco contra el asiento se puede controlar desde el exterior con el operador. Esto es muy deseable porque es posible accionar una válvula para obtener sellamiento cuando las superficies de asiento están dañadas, corroídas u obstruidas. Un operario experto puede cerrar por completo las válvulas que tienen estos problemas.

La característica de una fuerza de asentamiento variable desde el exterior puede ocasionar problemas cuando hay personas sin experiencia encargadas del manejo de las válvulas. La solución es el adiestramiento para el manejo correcto de las válvulas. No es posible construir una válvula que no se pueda dañar por el descuido del operario.

Las válvulas de compuerta y globo metálicas no tienen límites para la presión que pueden manejar o cor-

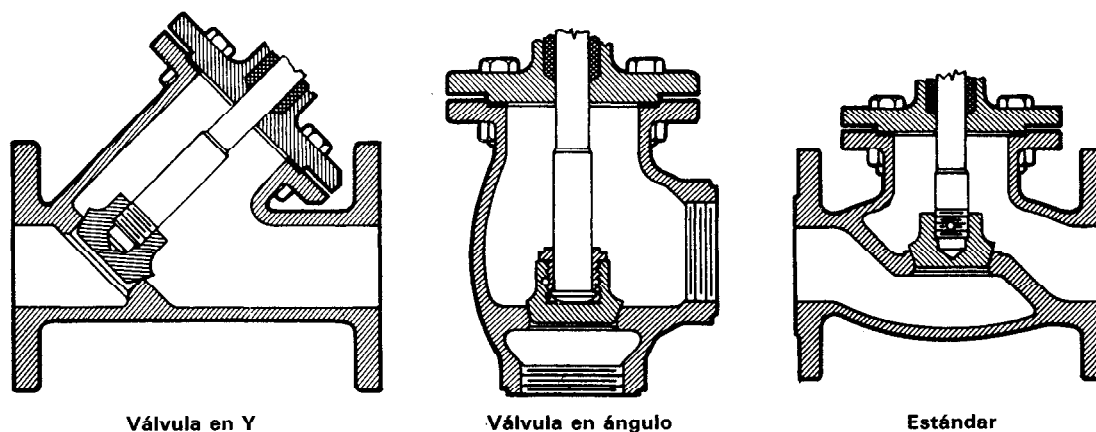


Fig. 5 Los tres tipos de válvulas de globo tienen asientos similares

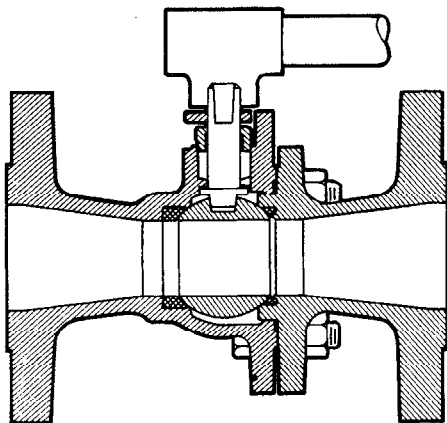


Fig. 6 Válvula de bola con cuerpo dividido

tar. Están disponibles para todas las capacidades de presión según sea el material de que están construidas. Las limitaciones a las temperaturas máximas permisibles se establecen en los diversos códigos y dependen en gran parte del material de la empaquetadura. La mayor parte de las otras válvulas tienen presión o temperatura máximas muy restringidas debido a los materiales para el sellamiento en el asiento.

Válvulas de bola

Hay dos categorías amplias de válvulas de bola con base en el diseño del cuerpo: entrada superior y entrada por el extremo. Casi todas son de entrada por el extremo y están disponibles en muchos tipos. En el diseño de cuerpo dividido, que puede tener conexiones con brida o roscadas, se sujeta la bola para que selle entre las dos piezas (Fig. 6). En otro tipo se utiliza un cuerpo de una pieza con un retén roscado en un extremo para sujetar los asientos y la bola. Hay una configuración alterna, el cuerpo de tres piezas que están roscadas o atornilladas entre sí.

En las válvulas de bola de entrada superior los asientos están en ángulo, algo similar al ángulo del asiento de la compuerta de cuña, y tienen un resorte para empujar la bola contra los asientos para producir el cierre.

Los sellos para los asientos hechos con PTFE, con o sin relleno, se utilizan en la mayor parte de las válvulas de bola en que la temperatura máxima no excede de 400°F. Las presiones que pueden controlar los asientos son menores que en una válvula de compuerta o globo comparable. La capacidad reducida para presiones y temperaturas ocurre en tamaños de 2.5 in o más grandes y con temperaturas superiores a 200-250°F. Hay mucha variación en los asientos y no existen criterios adecuados para la evaluación excepto las pruebas, que no siempre son concluyentes.

Las válvulas de bola son más eficaces cuando están abiertas o cerradas del todo porque los asientos se pueden dañar con la estrangulación. Son más adecuadas para líquidos limpios porque un material sólido puede dañar los asientos y acumularse detrás de la bola. No se deben manejar fluidos que se puedan sedimentar o poli-

merizar dentro de una cavidad en que se estanquen, como la cavidad alrededor de la bola.

Al armar la válvula se comprimen los asientos contra la bola. Hay diversos tipos de ellos, como los de pestaña con resorte, un asiento de torsión u otros para sellar sin compresión excesiva del asiento y para mantener el sellamiento en toda la duración de la válvula. El PTFE, con o sin relleno, fluiría en frío con la carga por lo cual después de cierto tiempo retendría poca o ninguna de la compresión inicial al armar. Cuando se llega a ese punto, la válvula sólo cerrará si hay suficiente presión en la tubería para empujar la bola contra el asiento de corriente abajo.

Las válvulas de bola sólo requieren 1/4 de vuelta para abrir o cerrar. El cierre de la válvula puede ocasionar un serio golpe de ariete y se debe tener en cuenta al proyectar los soportes de la tubería. Los sellos del vástago son más sencillos que en las válvulas de compuerta o de globo y el estopero es mucho más corto.

Válvulas de macho

Las válvulas de macho son de dos tipos: lubricadas y no lubricadas. En las lubricadas se utiliza el lubricante para producir el cierre y su buen funcionamiento requiere un programa de lubricación periódica. Las condiciones de operación, en general, están limitadas a las temperaturas y líquidos de procesos para los cuales existe un lubricante apropiado.

El problema más serio con las válvulas de macho es accionarlas después de que han estado en la misma posición un tiempo largo sin moverlas. En algunos tipos se utiliza un sistema de elevación para levantar el macho antes de hacerlo girar. Este tipo se puede utilizar sin lubricación y se ha encontrado satisfactorio para altas temperaturas con considerable acumulación de depósitos duros.

Las válvulas de macho no lubricadas tienen una camisa, por lo general, de un elastómero que sirve a la vez como sello y para eliminar la fricción. La camisa se fija en el cuerpo en diferentes formas y se comprime el macho contra la camisa para producir el cierre. Sus temperaturas de trabajo son iguales que en las válvulas de bola.

La operación de estas válvulas es con 1/4 de vuelta, salvo que tengan operador por engranes. Es fácil instalar un actuador de control remoto aunque las torsiones de operación son muy altas, sobre todo en el tipo no lubricado.

Las válvulas de macho son uno de los tipos ideales para manejar corrientes con alto contenido de sólidos, incluso pastas aguadas muy espesas. Las válvulas lubricadas se pueden utilizar para estrangulación aunque puede ocurrir abrasión si hay sólidos en el material que circula. Las válvulas no lubricadas no suelen ser aptas para estrangulación, salvo con caídas pequeñas de presión, por el peligro de contracción y aplastamiento de la camisa.

Válvulas de mariposa y diafragma

Por lo general, las válvulas de mariposa se fabrican con una camisa completa, sello de asiento y superficies de

asiento para la junta en la brida hechas con elastómero. Las limitaciones para el servicio dependen de las propiedades de los diversos materiales utilizados para la camisa. Las válvulas con camisas de PTFE requieren ciertos cambios en el diseño por las propiedades mecánicas y falta de elasticidad de este material. Los límites de temperatura de las válvulas de mariposa con camisa de PTFE son más o menos los mismos que para las válvulas de bola.

Las válvulas de mariposa son para bajas presiones, por lo general, en la clasificación para 150 psi y el cuerpo suele ser de placa o de orejas. El control remoto es muy fácil mediante un cilindro neumático de doble acción.

Hay disponibles válvulas de mariposa totalmente metálicas con distintos sistemas de sellos. Se utilizan para temperaturas muy altas o muy bajas. El cierre hermético es difícil, pero son de funcionamiento confiable incluso con fluctuaciones en la temperatura.

Las válvulas de mariposa se pueden emplear para estrangulación y en una serie de servicios, desde el manejo de líquidos limpios hasta corrientes de proceso que lleven muchos sólidos.

Las válvulas de diafragma tienen un diafragma impermeable, flexible para cortar la circulación. Están disponibles en tipo de sumidero alto y bajo (Fig. 7). El sumidero alto produce menor flexión del diafragma pero ocasiona más caída de presión.

Las válvulas de diafragma se pueden utilizar para estrangulación y en manejo de materiales con muchos sólidos y con líquidos limpios. No tiene cavidades que retengan los sólidos, lo cual es una ventaja interesante en algunas plantas de procesos químicos y para la industria alimentaria.

El material del diafragma limita sus condiciones de servicio. La presión debe ser baja (no mayor de 150 psig) porque el diafragma no puede resistir grandes fuerzas. La rotura del diafragma puede ocasionar un serio problema y grandes daños cuando se manejan productos químicos corrosivos.

Tipos de válvulas de retención

Las válvulas de retención tienen dos configuraciones básicas: de bisagra y de pistón u horizontales (Fig. 8). Las válvulas de disco oscilante son similares a las de bisagra pero tienen sus propias características. Las válvulas horizontales, que pueden ser de pistón, también incluyen las válvulas de bola y cualquiera de ellas puede tener disco o bola bajo carga de resorte.

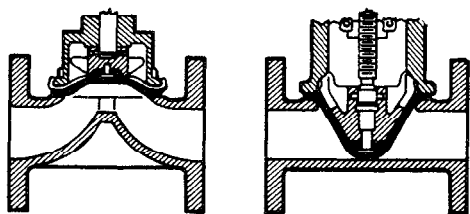


Fig. 7 La válvula de diafragma de vertedor alto (izquierda) tiene mayor caída de presión que la de flujo rectilíneo

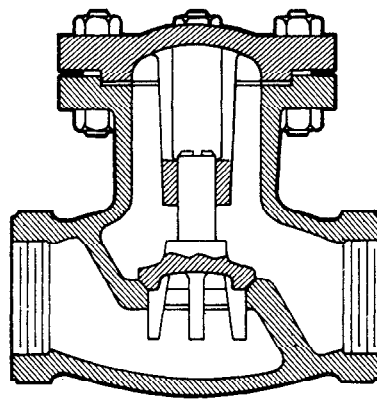


Fig. 8 La válvula de retención horizontal evita el flujo inverso

Por lo general, las válvulas de retención sólo se instalan con la finalidad de impedir el flujo inverso. No suelen tener un cierre confiable con poco escurrimiento para controlar el flujo inverso de gran volumen. En la mayor parte de los casos, la válvula de retención tiene la ayuda de una válvula de cierre para el control positivo del escurrimiento.

Las válvulas de retención de bisagra son sólo para instalación en posición horizontal o en tuberías verticales con flujo ascendente. La caída de presión es bastante alta cuando se instalan en tuberías verticales. En algunas válvulas de bisagra se instala un amortiguador de cierre para evitar el golpe del disco contra el asiento. La construcción normal es con un disco metálico, aunque está disponible un disco reemplazable, similar al de las válvulas de globo, para ciertas capacidades de presión. Para mejorar el sellamiento en el asiento se suele utilizar un inserto elástico.

Las válvulas del tipo horizontal, incluso las de bola, tienen mayor caída de presión que las de bisagra, pero su sellamiento es algo mejor que en las de bisagra. Se emplea un resorte que mejora el cierre, pero en muchos servicios los resortes están sujetos al ataque por materiales corrosivos. Las válvulas bajo carga de resorte se pueden utilizar con cualquier orientación; las que no tienen resorte sólo se pueden instalar horizontales con la tapa hacia arriba.

Estoperos

El sellamiento del vástago de la válvula requiere un estopero y empaquetadura de acuerdo con la construcción de la válvula. Se utilizan dos tipos: estopero convencional y sellos anulares ("O" ring).

Las válvulas en que el vástago sube y baja, aunque no gire, necesitan estopero. Pueden ser sencillos (Fig. 9) o dobles con anillo de cierre hidráulico. Los estoperos sencillos se utilizan en válvulas con capacidad hasta 150 psi de presión y en las de menos de 2 in de diámetro. Los estoperos dobles pueden tener la zona del anillo machueada y con tapones a una conexión para que salga el líquido.

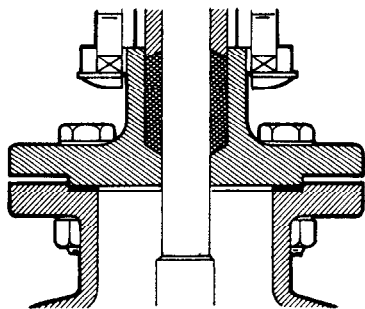


Fig. 9 Estopero sencillo para vástago de válvula

Los estoperos convencionales pueden recibir una serie de materiales de empaquetadura. Los más comunes son diversos tipos de asbesto trenzado combinado con lubricantes. En algunas empaquetaduras se emplea un inserto de alambre para disminuir su tendencia al aplastamiento y fluidez en frío. A veces se utiliza un inhibidor para evitar la corrosión con los lubricantes de grafito.

Las empaquetaduras de PTFE también se utilizan mucho, en configuración de *cheurones* o anillos en V moldeados. El tipo *cheurón* sella sin apretar demasiado los tornillos del estopero, lo cual facilita el accionamiento de la válvula. También hay disponibles empaquetaduras de PTFE trenzado.

Las válvulas de $\frac{1}{4}$ de vuelta que tienen sellos de asiento de PTFE suelen tener un estopero para cerrar la empaquetadura. El estopero no es tan profundo como en las válvulas de compuerta o de globo. Son adecuadas para muchos servicios porque el sellamiento es mucho más fácil cuando sólo hay movimiento rotatorio.

Los estoperos convencionales se pueden usar para toda la gama de temperaturas de funcionamiento, y se logra un buen sellamiento, aunque el estopero debe estar muy apretado para servicio con alta presión. Las rayaduras del vástago no siempre permiten fugas, pero se deben tomar todas las medidas necesarias para evitarlas.

Sellamiento con sellos anulares

Los sellos anulares ("O" rings) de elastómero producen buen sellamiento pero no son adecuados cuando hay movimiento deslizante a lo largo del estopero. El PTFE no es satisfactorio como sello dinámico, ni siquiera con las válvulas de $\frac{1}{4}$ de vuelta por su tendencia a fluir en frío. Los sellos anulares rara vez se utilizan para altas presiones y temperaturas por las limitaciones de su material.

Las válvulas con sello de fuelle tienen un fuelle metálico que produce una barrera entre el disco y la unión entre el cuerpo y el bonete. Se ilustra una en la figura 10. El fuelle es más eficaz que el estopero convencional u otro tipo similar de empaquetadura. Suelen tener también un estopero convencional y a menudo tienen un detector de fugas para avisar en caso de falla.

El fuelle es el punto débil del sistema y su duración puede ser muy variable. Las presiones máximas están limitadas por la construcción del fuelle y el tamaño de la válvula y suelen ser menores a 500 psig. A falta de cual-

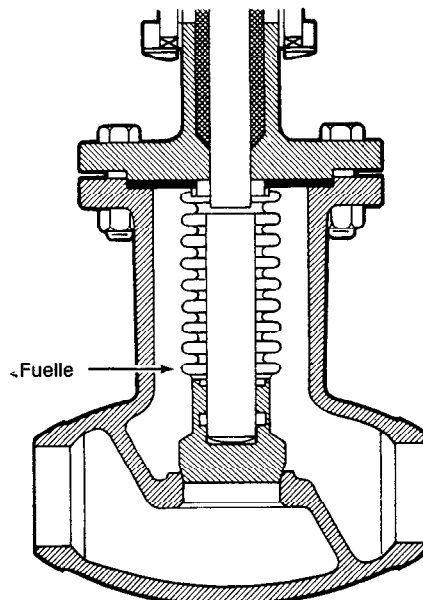


Fig. 10 El fuelle es el sello más positivo para aislar fluidos del proceso

quier otro método para proveer un sello equivalente, se debe usar el fuelle, pero hay que reconocer sus limitaciones.

MANTENIMIENTO

El mantenimiento de las válvulas en servicio suele estar limitado a apretar los tornillos de la unión entre el bonete y el cuerpo y los del estopero, aunque en caso de emergencia se pueden instalar nuevos anillos de empaquetadura. El reemplazo de ésta en una válvula que está en servicio siempre es peligroso y sólo se debe intentar después de que el asiento posterior está asentado en forma hermética contra el bonete; estos asientos sólo se utilizan en las válvulas de compuerta y de globo.

El mantenimiento extenso de las válvulas de una tubería, aunque esté fuera de servicio, sólo se hace en circunstancias inusitadas. El grado de reparaciones con las válvulas instaladas está limitado por su diseño. Es mucho más conveniente desmontar una válvula con bridas e instalar una de repuesto, que intentar repararla instalada, aunque el diseño de la válvula permita hacer ciertas reparaciones sin desmontarla. A veces, a las válvulas grandes se les puede dar servicio cuando están instaladas, pues puede ser difícil desmontarlas para llevarlas al taller.

Las válvulas que se pueden reparar sin desmontarlas, para corregir problemas con el asentamiento e instalar nuevos discos o sellos de asiento, son las de compuerta, globo, retención, macho, bola de entrada superior y diafragma. Hay que desmontar la mayor parte de las válvulas de bola y de mariposa para tener acceso a los sellos de la bola y de los asientos.

La rectificación de los asientos de las válvulas de compuerta y de retención de bisagra requiere el uso de una máquina especial que se monta en la brida del cuerpo

y corta una nueva superficie de asiento. Debido a la necesidad de que el asiento esté plano y su ángulo coincida en forma precisa con el del disco, este procedimiento es de resultados dudosos en las válvulas de compuerta de cuña maciza. Si se corta más de una cantidad mínima en los asientos, se necesita un disco nuevo para tener cierre correcto. Los asientos en las válvulas de globo y de retención por elevación se pueden rectificar por el lado del bonete con buenos resultados.

Para reacondicionar las válvulas con sellos de PTFE, se instalan sellos nuevos y también bola o macho nuevos si están gastados o corroidos. Pero esto no dará resultado si el cuerpo también está corroido en la zona del asiento o la camisa. El diafragma de las válvulas de diafragma, por lo general, se puede reemplazar sin desmontarlas de la tubería.

Ventajas de la reparación en el taller

El desmontaje de las válvulas de la tubería para repararlas tiene algunas ventajas. Muchas veces la pérdida de tiempo será menor si se tienen disponibles las válvulas para repuesto. La calidad de las reparaciones será mejor y la inspección más precisa porque se tendrá acceso a todas las superficies. Además, se puede probar la hermeticidad del asentamiento, lo cual es difícil si la válvula está instalada.

El mantenimiento de las válvulas de compuerta metálica, globo y retención consiste en la rectificación de los asientos y discos. Los discos de las válvulas de acero se pueden reacondicionar mediante el relleno de las superficies de los asientos con metal de soldadura o con revestimiento de cara dura. El buje del yugo se debe reemplazar si está gastado e instalar empaquetaduras y juntas nuevas. Es preferible reemplazar los tornillos y tuercas, porque la inspección puede costar más que las piezas nuevas. También se pueden instalar nuevos anillos de asiento, pero en este caso la reparación ya no resultará muy económica.

La reparación de válvulas de acero inoxidable es muy similar a la de las de acero al carbono o de baja aleación. Una excepción es que se debe evitar la soldadura del acero inoxidable, porque el metal quedará sensible al ataque por productos corrosivos. Si es indispensable soldar, las piezas se deben recocer en solución y enfriar por inmersión para mantener la resistencia a la corrosión. Si las piezas están hechas con acero inoxidable de bajo contenido de carbono o estabilizadas con columbio o titanio, la soldadura con electrodos de bajo carbono o estabilizados producirá un depósito de soldadura exento de sensibilización.

La reparación de las válvulas de bola incluye instalar nuevos sellos de asiento, bola y vástago nuevos si es necesario así como empaquetaduras, juntas, tornillos y tuercas nuevos. Por lo general, se requiere muy poca rectificación de los componentes de las válvulas de bola.

Las válvulas de macho lubricadas se pueden reparar con relleno con soldadura y rectificación del cuerpo o del macho. Sin embargo, no es fácil encontrar el equipo de precisión para rectificar estas piezas y es dudoso que la reparación resulte económica, sobre todo en válvulas pequeñas.

En las válvulas de macho no lubricadas se requiere reemplazar la camisa de PTFE, la empaquetadura, juntas y, quizá, el macho. Las condiciones del cuerpo debajo de la camisa no siempre son muy importantes y en muchos casos, no se rectifica la cavidad del cuerpo.

Para reparar las válvulas de mariposa se reemplazan el vástago, el disco y la camisa que suelen ser la razón para reparar. No siempre se necesitan discos nuevos, pero sí hay que cambiar todos los sellos anulares o empaquetaduras junto con el vástago y los bujes del vástago si están gastados.

En resumen

Es preferible hacer las reparaciones de las válvulas desmontadas de la tubería, aunque el reemplazo de piezas de PTFE y algunas metálicas con la válvula instalada da resultados satisfactorios en algunos tipos.

La rectificación en las válvulas de globo, compuerta y retención metálicas requiere equipo y personal especializados. En muchas plantas no se justifican estas operaciones y es preferible encargar el trabajo a un taller especializado o al fabricante.

La instalación de sellos de asiento, piezas metálicas nuevas, camisas y otras piezas se puede hacer en la misma planta o encomendarla a un taller especializado.

La reparación de una válvula se considera económica si se puede reacondicionar a un costo no mayor al 65 % del precio de reposición. Los costos de reparación, en promedio, son del 50 % del costo de reposición; sin embargo, muchas válvulas no se reparan pues el costo es mayor a los citados. Por lo general, una válvula no se puede reparar si no se puede aprovechar el cuerpo, porque el costo de reparación excederá del valor recuperable.

Referencias

1. "Johns-Manville Metallic Gaskets", Johns-Manville Sales Corp., 270 Madison Avenue, Nueva York, NY 10016.
2. "Flexitallic Spiral-Wound Gaskets - Design Criteria", Bulletin 171, 1971, First Edition, Flexitallic Gasket Co., Inc., Camden, NJ 08101.
3. "Strength Guide", Technical Bulletin 103, H. M. Harper Co., Morton Grove, Illinois.

El autor

Harold C. Templeton es ingeniero consultor en metalurgia, con domicilio en 1110 Boulevard, Westfield, NJ 07090. Adquirió su experiencia con las válvulas cuando trabajaba como metalurgista jefe en Aloyco, Inc., y especialista en selección y aplicación de válvulas. Antes, el señor Templeton fue metalurgista jefe de Lebanon Steel Foundry y metalurgista en la división de calderas de Babcock & Wilcox. Se graduó en metalurgia en Colorado School of Mines y es ingeniero profesional registrado en Nueva Jersey.

El reacondicionamiento deja como “nuevas” las válvulas viejas

Un buen taller de reacondicionamiento puede hacer que las válvulas usadas vuelvan a quedar como nuevas, quizá a la mitad del costo de reposición. Se presentan datos de lo que hacen esos talleres y algunas sugerencias de lo que se debe tener en cuenta al seleccionarlo.

Michael P. Nicholas, MCC Reconditioning

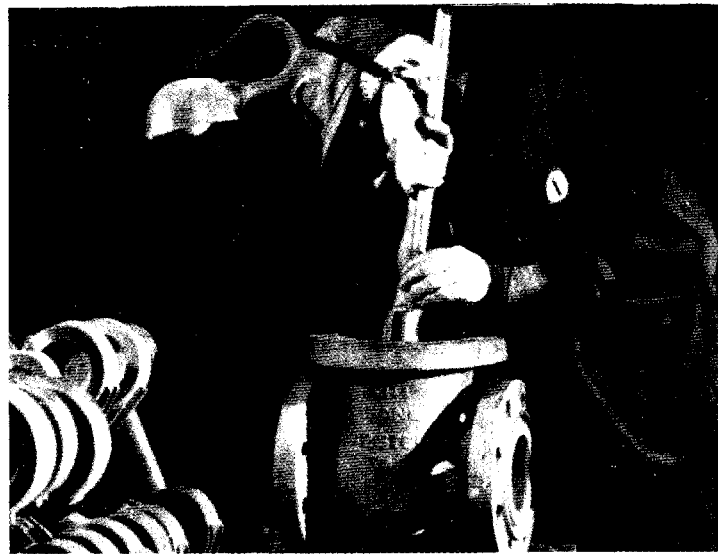
Un método atractivo para ahorrar dinero y energías es reacondicionar las válvulas usadas para dejarlas como “nuevas”. Cada vez son más las empresas que se han percatado de que las válvulas pueden tener varias “vidas”. Con el reacondicionamiento o reemplazo de las piezas gastadas, un taller de reacondicionamiento de válvulas puede hacer que vuelva al servicio una válvula que en otra forma se habría desechado, en unos cuantos días o semanas, a una fracción del costo de una nueva.

La razón principal para reacondicionar válvulas es ahorrar dinero. No sólo se evita la compra de una válvula nueva y más costosa, sino también las modificaciones a la tubería que se podrían necesitar para instalar una válvula de otro diseño. Además, el tiempo para reacondicionar una válvula es de pocas semanas, en lugar de los meses para la entrega de válvulas nuevas. Los tiempos de entrega de válvulas nuevas han aumentado porque la industria de la fundición en Estados Unidos tiene problemas para satisfacer la demanda.

El reacondicionamiento también le da al usuario gran adaptabilidad; porque el taller puede modificar la configuración, convertir las guarniciones, instalar derivaciones, convertir del tipo con brida al de extremos soldados y efectuar gran variedad de operaciones que ayudan a reducir el gasto de comprar válvulas especiales.

¿Qué incluye el trabajo?

El reacondicionamiento de válvulas implica mucho más que la simple limpieza y volver a pintar; es un proceso mediante el cual se reconstruyen las válvulas para lograr características de funcionamiento iguales a las de una válvula



nueva. Esto se logra mediante la prueba de las válvulas reacondicionadas con las especificaciones para válvulas nuevas.

El procedimiento típico para reacondicionamiento es:

1. Desarmar la válvula y limpiar los componentes con productos químicos o con chorro de arena.
2. Inspeccionar con cuidado los componentes. Se toma la decisión de reparar o reemplazar las piezas gastadas.
3. Soldar para rellenar superficies gastadas o maquinarse para producir superficies nuevas. Se tienen en alma-

cén piezas semiacabadas y refacciones (piezas de repuesto) para producir piezas nuevas terminadas.

4. Armar la válvula con empaquetaduras nuevas y, si se requiere, con tornillos nuevos.

5. Probar la válvula reacondicionada de acuerdo con las especificaciones para válvulas nuevas.

Muchos reacondicionadores de válvulas otorgan una garantía sobre su trabajo por el mismo tiempo que para una válvula nueva.

Además del proceso básico de reacondicionamiento, en algunos talleres ofrecen un programa de mantenimiento total que incluye almacenar las válvulas usadas del cliente, llevar un control del inventario y almacenar válvulas reacondicionadas de tipos de uso más común, sin cargo.

Costo del reacondicionamiento

El costo típico del reacondicionamiento es 50% menor que el precio de una válvula nueva. Los cargos específicos varían en función del desgaste de la válvula, si se necesitan aleaciones especiales, el número de piezas de repuesto necesarias y las modificaciones deseadas por el cliente. Los factores clave para analizar los costos de reacondicionamiento son: la estructura de precios del taller de reacondicionamiento y el porcentaje de válvulas inútiles, o sea, las que no se pueden reparar.

Los cargos por reacondicionamiento pueden tener alguna de las siguientes estructuras:

- Tiempo y material (TyM).
- Cargo básico más piezas de repuesto (refacciones)
- Cargo básico con las piezas estándar incluidas

Con el método de TyM los cargos se basan en las horas de mano de obra y en los materiales utilizados. Aunque esto parece atractivo, es muy difícil prever el costo, comprobar que la factura esté correcta y comparar los precios. Además, TyM no ofrece ningún incentivo para hacer con rapidez el trabajo en el taller, pues cuanto más tiempo se tarda en reparar la válvula, más se cobrará.

El plan de cargo básico más piezas de repuesto también puede ser engañoso. El cargo básico parece ser un porcentaje muy bajo del precio de una válvula nueva,

pero las piezas de repuesto se cobran a precios muy caros. Este método equivaldría a ofrecer un automóvil a un precio económico y luego cobrar los asientos y los frenos como extras.

El cargo básico con piezas incluidas es el que más beneficia al cliente. No sólo permite prever el costo y la comparación de los precios, sino que también hace que el reacondicionador trabaje con máxima eficiencia.

El porcentaje de válvulas inútiles es otro factor pues se relaciona con el número de válvulas enviadas a reparación que no llevan arreglo. Un reacondicionador que cobra menos pero no aprovecha tantas válvulas, puede resultar muy caro (véase el cuadro).

Se verá en el cuadro que el taller B es 20% más barato que el taller A pero, en conjunto, el taller B le cuesta en realidad al cliente 40% más que el taller A.

Tiempos de entrega

Los tiempos de entrega de válvulas estándar, de tamaños comunes, son de dos a cuatro semanas. Las válvulas grandes (8 in o más) pueden requerir cuatro a seis semanas y las muy grandes (por ejemplo, las de compuerta de 36 in) de cuatro a ocho semanas. Sin embargo, muchos reacondicionadores ofrecen servicio para caso de emergencia y pueden devolver las válvulas en cuestión de días, si se les autoriza tiempo extra. Puede ocurrir que un reacondicionador entregue una válvula grande reparada en menos tiempo del requerido para recibir una válvula nueva. Algunos tienen en existencia válvulas pequeñas reparadas para entregarlas a cambio de las válvulas usadas.

En algunas zonas, puede ser necesario embarcar las válvulas al reacondicionador; en las ciudades grandes los talleres recogen y entregan a domicilio. Además, los fabricantes suelen tener talleres autorizados en todas las poblaciones importantes, lo cual elimina las demoras ocasionadas por el embarque.

Evaluación de un taller de reacondicionamiento

Para evaluar un taller de reacondicionamiento de válvulas se deben tener en cuenta los siguientes factores:

¿Cuál es la actividad principal del taller? ¿Es un taller mecánico que además repara válvulas o es exclusivo para válvulas? Un aspecto crítico en la elección de un fabricante de válvulas es su capacidad para responder en caso de emergencia o de paro de la planta. Un taller exclusivo para válvulas maneja estas situaciones de emergencia en forma constante y sabe las repercusiones de una demora en devolver la válvula. Un taller mecánico quizá no esté dispuesto a interrumpir un trabajo para reparar una válvula.

¿Compran y venden válvulas reacondicionadas? Si el taller se dedica sólo a reparaciones, no les interesa decir que una válvula no tiene arreglo para tratar de venderle una nueva o reacondicionada. Busque un taller del que sepa le devolverá sus válvulas ya reparadas.

¿Qué estructura de precios tienen? Si el taller tiene listas de precios por tamaño y capacidad de presión, es mucho más

Los costos reales del reacondicionamiento de válvulas

10 válvulas usadas; costo de una válvula nueva = Dls. 100

Taller A	Taller B
Cobra 25.00 dólares por reacondicionamiento por válvula	Cobra 20.00 dólares por reacondicionamiento por válvula
Reconstruyen cada válvula con soldadura y maquinado e instalan piezas nuevas	Aprovechan piezas de otras válvulas; no sueldan ni maquinan
Recuperan 10 de 10 válvulas	Recuperan 7 de cada 10 válvulas
Costo: 150.00 dólares	Costo: 140.00 dólares
Costo total: 250.00 dólares	El cliente compra 3 válvulas nuevas
	Costo: 300.00 dólares
	Costo total: 400.00 dólares

Nota: Costos en 1978.

fácil determinar el costo de reparación. La cotización de "tiempo y materiales" sólo es necesaria para tipos muy especiales de válvulas, pero hay que tener cuidado con un taller que sólo trabaja en esa forma. Con ese método es difícil prever los costos y determinar si los cargos por mano de obra y material están "inflados" en la factura. Quizá el usuario no quiera utilizar un taller que parece tener precios muy altos y se irá a uno de TyM, sólo para toparse con que pagará mucho más sin saberlo.

Además, determine cómo manejan los cargos por flete (en su caso), por piezas de repuesto y piezas especiales. Los talleres autorizados por los fabricantes, en algunos casos, pueden comprar las piezas de repuesto a menor precio que otros talleres.

Personal: Tenga en cuenta los antecedentes del jefe de taller y los operarios. ¿Cuánta experiencia tienen en reacondicionamiento de válvulas? ¿Serán capaces de ayudarlo en una emergencia en el momento en que los necesite, o sea, serán capaces de ir a su planta a las 3 de la mañana?

Organización del taller: ¿Está bien organizado el taller? ¿Marcan los componentes de las válvulas de cada cliente?

Especificaciones para control de calidad: Comente las especificaciones de control de calidad con el jefe de taller o gerente de servicio. ¿Cuáles son las normas para aceptar o rechazar las piezas? ¿Tienen normas para pruebas de acuerdo con las especificaciones de la industria? En po-

cas palabras, ¿cómo puede asegurarle ese taller que la válvula reacondicionada estará igual que nueva?

Resumen

El reacondicionamiento de válvulas ofrece la oportunidad de lograr ahorros importantes porque se aprovechan artículos costosos. Hay muchos buenos talleres especializados en válvulas que quizá puedan ofrecerle un programa de mantenimiento adecuado a su necesidad.

Vale la pena dedicar un poco de tiempo a evaluar los talleres existentes. Por desgracia, algunos hacen trabajos que dejan mucho qué desear y otros tienen precios fuera de toda razón. El reacondicionamiento de válvulas ha adelantado hasta el punto de que existe tecnología para restaurar válvulas y dejarlas con las mismas características que las nuevas. Determine que el reacondicionador con quien trata es uno de los muchos que se preocupan por la seguridad, rendimiento y confiabilidad.

El autor

Michael P. Nicolas es el Vicepresidente y Gerente General de MCC Reconditioning, 1900 Dempster St., Evanston, IL 60204, parte de Mark Control Corp., a cargo de sus seis talleres de reacondicionamiento en el país. Estudió ingeniería mecánica y aeroespacial en Illinois Institute of Technology y tiene la maestría en ingeniería de sistemas de esa institución. Es miembro de American Society of Mechanical Engineers y del American Petroleum Institute.

Válvulas de mariposa para fluidos de proceso

Las válvulas de mariposa tienen características combinadas para control de circulación y cierre de estrangulación. Su diseño compacto, la amplia disponibilidad de elastómeros y los materiales de alto contenido de aleación permiten utilizarlas con muchos fluidos de proceso.

Brad E. Bertrem, Norris Division, Dover Corp.

Las válvulas de mariposa se utilizan en las industrias de procesos químicos para el manejo de líquidos, gases y sólidos.

Aunque las válvulas de mariposa son excelentes válvulas de control, su uso más común es para cierre. Producen cierre hermético a prueba de goteo en casi cualquier aplicación en un proceso, incluso vapor, aire, gases, líquidos, pastas aguadas y sólidos.

El funcionamiento básico de una válvula de mariposa es sencillo pues sólo requiere una rotación de 90° del disco para abrirla por completo. La sencillez del funcionamiento ha aumentado mucho el empleo de estas válvulas con control automatizado remoto o local.

Debido a sus características de flujo rectilíneo con aperturas entre 20° y 70°, son adaptables en particular para aplicaciones de control (Fig. 1). Además, son válvulas de control muy eficientes por comparación con las válvulas de control del tipo de globo. La velocidad de la corriente en flujo no se pierde, porque el fluido circula en forma aerodinámica alrededor del disco. El flujo en los asientos restringidos de las válvulas de globo y alrededor del macho ocasiona grandes caídas de presión.

La calidad del control que se obtenga con una válvula depende de la relación entre la caída de presión en ella y la del sistema total. En consecuencia, la válvula de mariposa es ideal para aplicaciones de control en donde se necesita mínima pérdida de presión.

Las válvulas de control de mariposa pueden estar equipadas con sistemas de "falla sin peligro" (Fig. 2) para que, en caso de falla, el disco abra o cierre en forma automática. Pueden ser resortes, tanques de aire o sistemas mecánicos que funcionan después de que ocurre la pér-

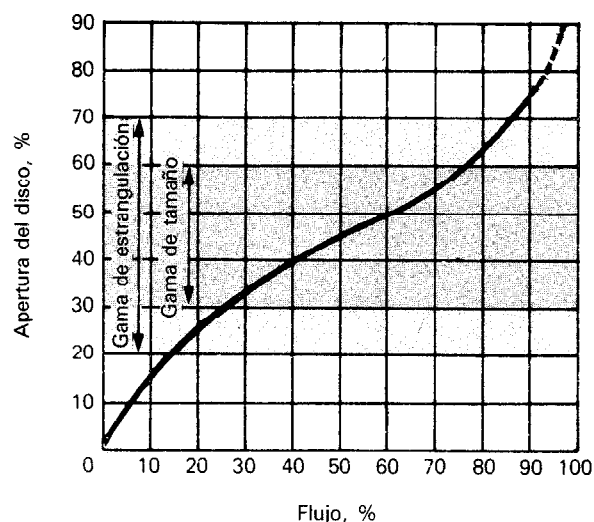


Fig. 1 Las válvulas de mariposa para control de estrangulación tienen características lineales en más del 70% de la gama de flujo

didada de potencia en el operador motorizado de la válvula. Se pueden instalar dispositivos de alarma para indicar la falla o para detener las bombas para mayor seguridad.

Límites de presión y temperatura

La función primaria de la mayor parte de las válvulas de mariposa es producir un cierre positivo. Los elastómeros permiten al diseñador de válvulas lograr mayor resistencia a los fluidos del proceso. Se han logrado mu-

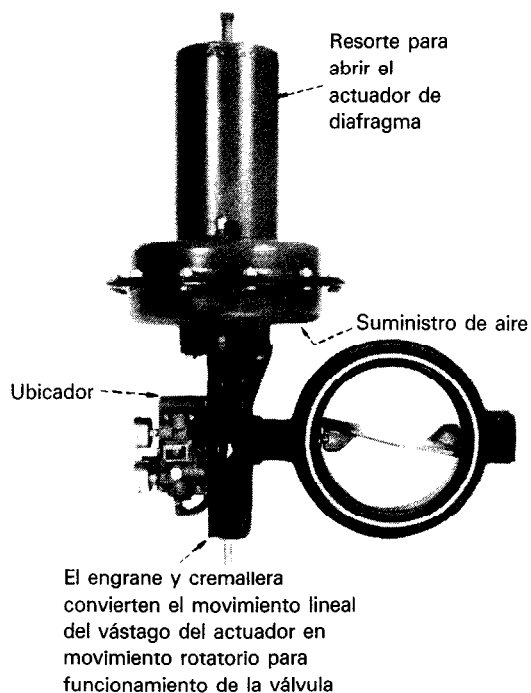


Fig. 2 Actuador de diafragma de falla sin peligro, con ubicador

chos adelantos en la composición y moldeo de elastómeros y ya hay válvulas de mariposa con funcionamiento confiable que cierran a 720 psi.

Las válvulas de mariposa son más ligeras de peso que las de compuerta, macho o bola, lo cual es una ventaja para la instalación, pues se pueden manejar sin grúas en tamaños hasta de 10 in. Para los sistemas de tubería en que se utilizan se pueden emplear perchas (suspensores) y soportes de tubos más ligeros.

Debido a la mínima cantidad de materiales de las válvulas de mariposa son económicas tanto en costo original como en mantenimiento. Esta ventaja se acrecienta cuando se utilizan materiales de máxima calidad como titanio, Hastelloy, Teflón o Viton para las guarniciones. Casi todas estas válvulas tienen construcción de "fondo seco" que impide que los líquidos del proceso lleguen hasta el cuerpo. Esto minimiza la cantidad de materiales de máxima calidad requeridos para manejar productos corrosivos. Otros tipos de válvulas requieren cuerpos y guarniciones de alto contenido de aleación para que sean compatibles con las corrientes del proceso. La válvula de mariposa puede tener cuerpo de acero al carbono o de hierro dúctil y sólo las partes internas húmedas se hacen con material de aleación.

En el control de flujo, las ventajas de las válvulas de mariposa incluyen la facilidad de mantenimiento sin necesidad de herramientas o equipo especiales y sin necesidad de paros de la planta. Las del tipo de placa u oblea son muy fáciles de instalar; todo lo que se requiere es poner parte de los tornillos en la parte inferior de las bridas e introducir la válvula entre las bridas hasta que descansen en la "cuna" formada por los tornillos. Después se aprietan los tornillos hasta que los sellos de extremo estén bien sujetos y haya contacto de metal con metal. En

la mayor parte de las válvulas de mariposa no se requieren juntas para los sellos de extremos.

Si se hace la selección adecuada con respecto a los metales y elastómeros, se tendrá un servicio sin burbujas, con un mínimo de mantenimiento durante mucho tiempo. El movimiento del disco a través del asiento actúa como rascador para efectuar la limpieza de los asientos, lo que sucede sobre todo cuando la válvula de mariposa se instala con los ejes en posición horizontal. Casi todas ellas tienen lubricación permanente.

Si las válvulas son de los metales y elastómeros adecuados, pueden funcionar con temperaturas desde -65°F hasta 450°F . Las guarniciones permitirán el paso de cualquier material que pueda circular por una tubería, dentro de sus limitaciones de temperatura y presión.

Las guarniciones son críticas

Las diversas temperaturas y presiones de los materiales requieren la configuración y guarniciones para ese servicio. Se debe tener en cuenta lo siguiente al seleccionar válvulas de mariposa:

- Tamaño de la tubería
- Tipo de fluido que manejará la válvula
- Viscosidad y densidad relativa del fluido
- Temperaturas mínima, máxima y promedio
- Presiones mínima, máxima y normal en la tubería
- Volúmenes de flujo mínimo, máximo y normal
- Caída de presión con circulación máxima y mínima
- Tipo de brida. Holgura para el disco
- Condiciones para el cierre
- ¿Estará sometida a libre descarga?

La válvula incorrecta ocasionará problemas

Las válvulas deben ser compatibles con otro equipo, como bombas, coladores, etc. Una válvula adecuada pero con guarniciones incorrectas se dañará muy pronto. Es importante evaluar el trabajo que hará y la elección de accesorios.

Las válvulas de disco giratorio u oscilante con asiento de metal con metal se utilizan principalmente en servicio de estrangulación y están diseñadas para tener mínimo escurrimiento cuando están cerradas. Esto se hace para minimizar la torcedura del caucho y eliminar la torsión para asentamiento, a fin de tener mejor control de estrangulación cuando se utilizan actuadores. Dado que la válvula de mariposa tiene características casi lineales con apertura entre 20° y 70° , un actuador lineal poco costoso producirá el control deseado.

Las válvulas de contacto de metal con metal o de giro completo se suelen utilizar en aplicaciones en donde se esperan grandes velocidades y mucha variación en el flujo o en la caída de presión (Fig. 3a). El ingeniero de procesos selecciona las válvulas del tamaño necesario con el empleo de los valores del coeficiente de flujo publicados por los fabricantes. Véase la curva de coeficiente de flujo en la figura 1, la cual indica que la válvula de mariposa es de porcentaje igual con apertura entre 20° y 60°



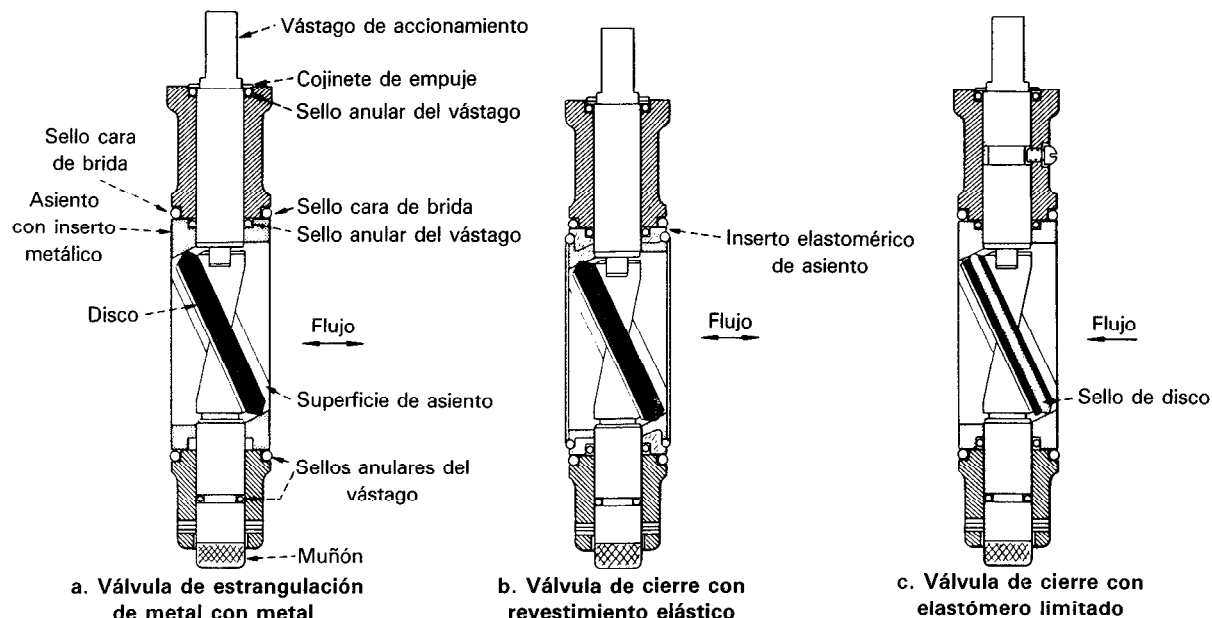


Fig. 3 Los materiales del asiento y del sello establecen las aplicaciones de las válvulas de mariposa en los procesos

Se acostumbra que el tamaño de la válvula sea para flujo mínimo cuando está abierta más o menos 20° y el flujo máximo con 60° de apertura. Dentro de estos límites se obtiene excelente linealidad para control de estrangulación. La válvula de mariposa es más eficiente que las de otros tipos porque no se pierde la velocidad de llegada del líquido. Por ello son ideales en sistemas en donde se requiere mínima pérdida de presión. Este factor se debe tener en cuenta al utilizar una válvula de control del tipo de mariposa, igual que para todos los demás tipos de válvulas. Los accesorios de la tubería adyacentes

a las válvulas influyen en las características de rendimiento y se deben tener en consideración sus efectos al seleccionar válvulas para control de precisión.

Las válvulas con revestimiento o camisa de elastómero (Fig. 3b) son las que más se utilizan. Están disponibles en tres configuraciones básicas: *a*) disco de centrado vertical, *b*) disco desplazado en sentido vertical y *c*) disco en ángulo (Fig. 4). Las válvulas con disco de centrado vertical tienen menor duración debido a la fricción y asentamiento por compresión que ocurren en el asiento en la zona de la protuberancia para el dis-

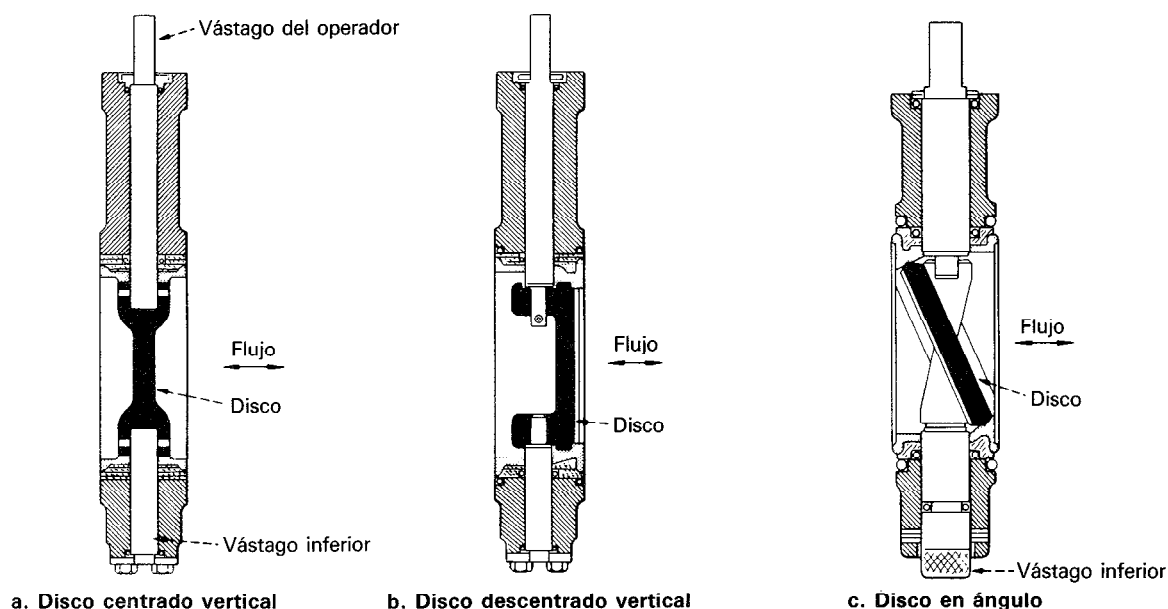


Fig. 4 Las válvulas de mariposa con revestimiento de elastómero para fluidos de proceso tienen tres configuraciones básicas

co. Los discos desplazados en sentido vertical eliminan este problema pero tienen orificios de menor diámetro, que reducen la eficiencia. Las válvulas de disco en ángulo eliminan esos dos problemas.

La válvula con revestimiento elástico tiene la ventaja básica de que aíslan el fluido del proceso del cuerpo de la válvula. La camisa o asiento elástico se moldea con diversos tipos de elastómeros para que sea compatible con casi cualquier fluido de proceso. La válvula de mariposa con camisa es de cierre positivo. El sellamiento se obtiene al hacer penetrar el disco metálico en el asiento de elastómero hasta que se produce una presión unitaria en el elastómero mayor que la presión de diseño de la válvula. Dado que el disco gira para asentar o separarse del elastómero es de autolimpieza y requiere poca o ninguna lubricación. La mayor parte de las válvulas con revestimiento elástico están equipadas con asientos reemplazables que tienen un anillo duro de apoyo para impedir que se contraiga el asiento; también facilita el desmontaje e instalación del asiento.

La válvula con sellamiento de elastómero limitado (Fig. 3c) también es de cierre positivo. Tiene ventajas en relación con la válvula de revestimiento elástico porque minimiza la cantidad de elastómero requerida para el asiento. Estas válvulas tienen mayor gama de temperaturas (-65°F a 450°F) y pueden soportar presiones más altas.

Conexiones de extremo para válvulas de mariposa

La válvula con cuerpo de placa u oblea está disponible en configuraciones de puenteo, orejas, brida sencilla y brida doble (Fig. 5). La más común es la de tipo de puenteo por la facilidad de deslizar el cuerpo entre las bridas sobre una "cuna" de tornillos; tiene un solo juego de tornillos y no necesita alineación especial. El tipo de orejas también es deslizable, pero hay que alinearlo y colocar los tornillos por un lado y otro, y apretarlos a una torsión uniforme.

La válvula de placa, estrecha, de cara con cara es la de mayor uso en las plantas de proceso porque ofrece muchas ventajas cuando se diseña un sistema de tubería, entre ellas: ahorros de espacio, ligereza de peso, suspensores y soportes más delgados, confiabilidad y la variedad de tipos de guarniciones y de válvulas.

Aplicaciones de las válvulas de mariposa

Estas válvulas se han utilizado en la industria de procesos químicos durante muchos años en sistemas de distribución de agua, torres de enfriamiento y tuberías para aire, como válvulas de aislamiento o admisión de bombas y en tuberías para espuma y agua en los sistemas de extinción de incendios.

Su gran rendimiento y una selección amplia de las guarniciones han motivado su empleo en aplicaciones más exigentes; ahora se utilizan en la regulación de alimentación de gas para procesos y para entrada y salida de condensadores. Con guarniciones especiales, se pueden utilizar para manejo de desechos y aguas negras, control de combustión de desechos y en digestores y centrífugas de procesos. Sus aplicaciones con productos corrosivos incluyen nitrato de amonio, soluciones salinas, soluciones cáusticas calientes y vapor.

Además, trabajan bien en servicio en procesos secos como polímeros y resinas pulverizados, válvulas de descarga de tolvas y secadoras, en tuberías para transporte neumático y en sistemas de recuperación de polvos.

En la industria de la pulpa y el papel, se emplean en las tuberías para pulpa, control de licor negro y blanco, agua cruda, amoníaco, sosa cáustica, ácido nítrico usado, pasta blanqueada, lavada y en tuberías para vacío. Para manejar esos materiales, se utilizan a menudo las válvulas hechas con Illium, con guarniciones de Nitronic 50, inoxidable y de titanio y con sellos de Viton, Teflón o Hypalon.

También se emplean con frecuencia en sistemas de ventilación y de control de contaminación de las plantas, debido a la facilidad para su control remoto.

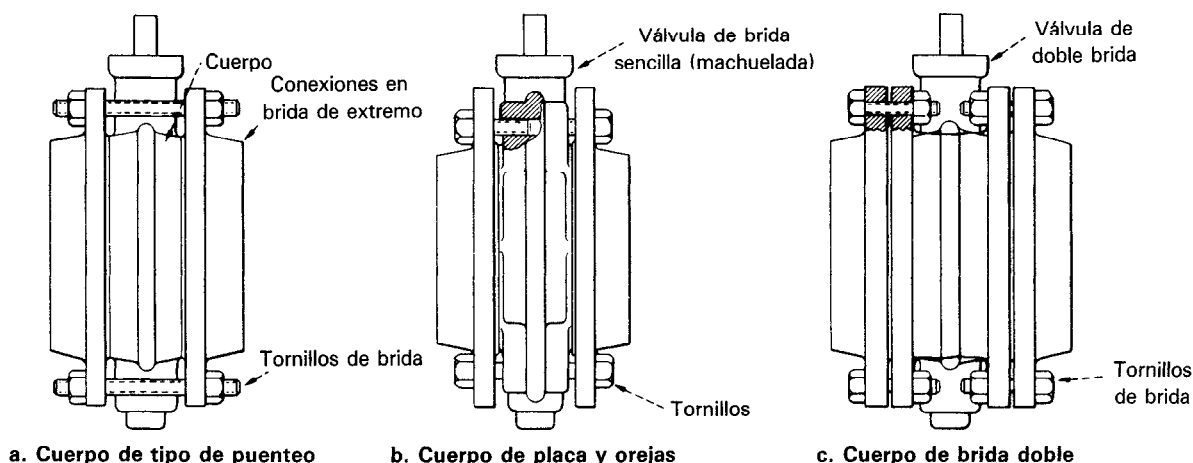


Fig. 5 Los tipos de cuerpo y de conexiones de extremo de las válvulas típicas, según la aplicación

La válvula de mariposa tiene la ventaja de combinar las funciones de la válvula de cierre y de control de estrangulación. Esto puede requerir un ubicador (posicionador) para mantener el control correcto, pero se pueden combinar las dos funciones en una sola válvula. Además, la válvula de disco sencillo que gira en el cuerpo es de fácil accionamiento manual o automático. Es muy común el empleo de operadores con engranes, palancas, impulsiones con motor eléctrico, operadores con cilindros neumáticos o hidráulicos o de diafragma para control local o remoto.

El autor



Brad. E. Bertrem es vicepresidente de operaciones con válvulas de mariposa en Norris Division, Dover Corp., P.O. Box 1739, Tulsa, OK 74101. Ingresó a Norris en 1956 y ha estado encargado de las ventas, ingeniería y fabricación de válvulas de mariposa y se le designó para su puesto actual el 1º de enero de 1976. El señor Bertrem es ingeniero mecánico titulado en la University of Tulsa. Ha participado en el establecimiento de normas para esas válvulas en los comités del American Petroleum Institute, ASME, Oklahoma Soc. of Professional Engineers, ASTM y MSS.

Forma de evitar mezclas de fluidos con una válvula de retención modificada

Un componente de sacrificio se disuelve en el líquido indeseado, cierra la válvula de retención (check) y corta el flujo. En donde pueden ocurrir mezclas, esta válvula brinda un margen de seguridad adicional.

Kenneth F. Cherry, Samborn, Steketee, Otis and Evans, Inc.

Una válvula de retención con componente de sacrificio (VRCS o SCCV por sus siglas en inglés) deja pasar uno o más líquidos, pero corta el paso a uno indeseado. El concepto es muy sencillo. Una válvula de retención, instalada al revés en un tubo se mantiene abierta con un alambre o una placa de sacrificio que se disuelve con rapidez en el líquido indeseado. Cuando ocurre una mezcla de líquidos, se disuelve el componente de sacrificio, permite que se cierre la válvula de retención y se impida la contaminación corriente abajo.

Aunque esta válvula todavía no está en el mercado, muchas válvulas de retención se pueden convertir a VRCS. En la figura 1 se ilustra una válvula de bisagra modificada y se verá el sentido inverso del flujo. Se quitó el pistón amortiguador y se instaló un broche de resorte con dos agujeros taladrados, debajo de la junta. Se taladraron dos agujeros en el disco y se colocó un tramo de alambre entre el broche y el disco. Una pequeña tensión en el alambre mantiene la válvula abierta del todo. En la figura 2 se ilustran válvulas de retención de tipo horizontal y de corredera convertidas al tipo con componente de sacrificio.

Selección del material

El ingeniero debe seleccionar un material de sacrificio que se disuelva en el líquido indeseado, pero no en el líquido normal. Por ejemplo, si en la terminal de descarga de una planta se manejan hidróxido de sodio y ácido sulfúrico al 50% y se necesita protección para el tanque del hidróxido, la selección atinada es una válvula VRCS con alambre de cobre; éste se disuelve en el ácido pero no altera el flujo normal del hidróxido, que es cáustico.

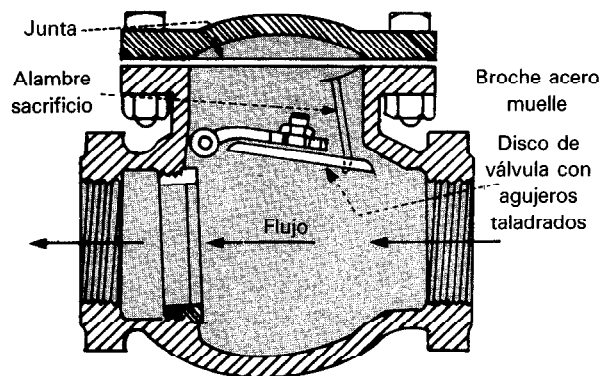


Fig. 1 Válvula de retención horizontal convertida a VRCS

El calibre del material de sacrificio depende de la aplicación. En este ejemplo, el cobre se debe disolver y la VRCS debe cerrar antes de que el ácido llegue al tanque del hidróxido de sodio. Si el tanque está 50 ft corriente abajo de la VRCS y se sabe que la velocidad de circulación es de 5 ft/s, el alambre de cobre de sacrificio se debe disolver en 10 s o menos. Con un factor de seguridad del 100%, un tiempo de disolución de 5 s impedirá que el ácido llegue a ese tanque.

Un alambre de cobre calibre 24 AWG tiene una resistencia de ruptura de unas 10 lbs, o sea, más que la fuerza dinámica de cierre de la válvula. Si se sumergen muestras del alambre, primero en hidróxido de sodio y, después, en ácido sulfúrico al 50%, se puede determinar un tiempo promedio de disolución. Si el alambre se di-

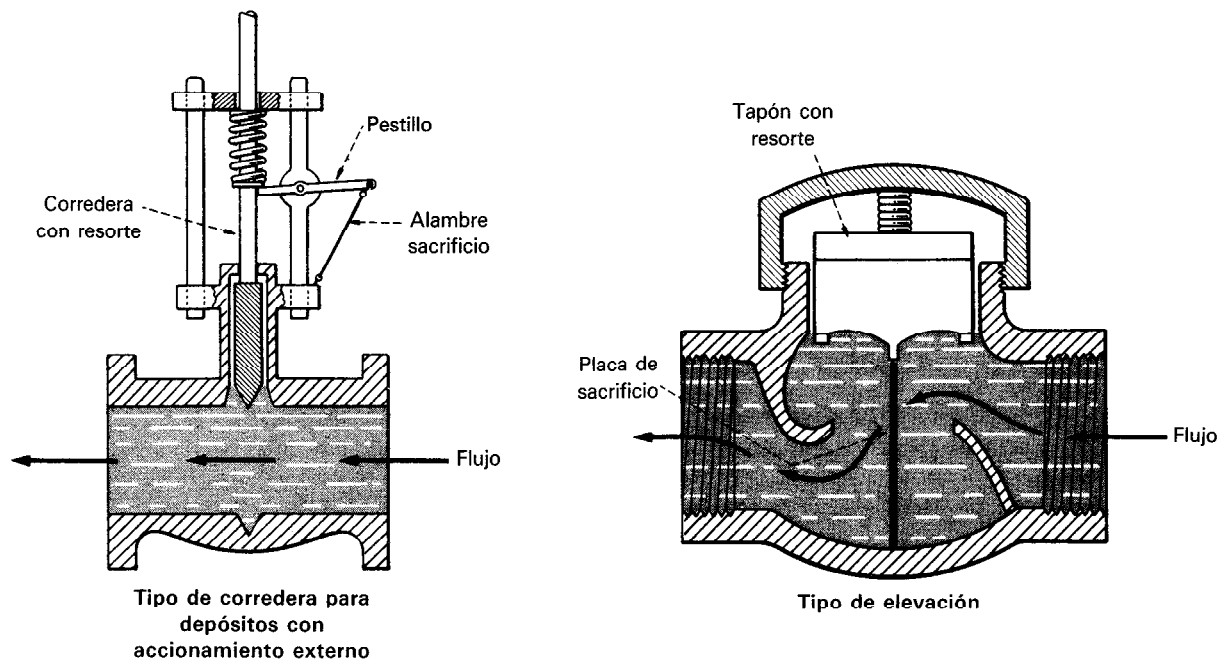


Fig. 2 Válvulas de retención de corredera y elevación convertidas a VRCS

suelve en 5 s o menos, es aceptable el de calibre 24. Cuando el tiempo de disolución es mucho menor del requerido, el ingeniero puede aceptar un factor de seguridad más alto, con mayores posibilidades de cierre en falso o probar con alambre más grueso.

Debido a que las reacciones químicas son más lentas a baja temperatura, la prueba de inmersión se debe hacer a la temperatura más baja esperada en la tubería. Este

procedimiento conservador asegurará que el factor de seguridad de la VRCS será suficiente para otros aspectos inciertos aunque el líquido esté frío.

Las válvulas dan más seguridad

Hay otros métodos para evitar mezclas de líquidos: sondas de conductividad, sondas de iones específicos, sensores (detectores) ópticos y otros transductores que pueden cerrar una válvula de solenoide en una fracción de segundo. Además, los bien comprobados métodos de buena administración y adiestramiento se pueden usar con éxito muchas veces. Sin embargo, la VRCS puede dar un margen adicional de seguridad cuando las personas cometen errores y fallan los complejos sistemas electrónicos.

Por ejemplo, se podría utilizar una VRCS como auxiliar en una represa de control de avenidas en donde el operario podría olvidarse de cerrar la válvula de descarga después de un aguacero. Un fabricante de poliuretano con una tubería común de llenado para las resinas y los catalizadores podría utilizar una VRCS con elemento de estireno para proteger el tanque de resina. En una planta de galvanoplastia, una VRCS con elemento de zinc impediría el paso del ácido al tanque de cianuro.

Estudio de peligro de mezclas

En cualquier planta, un estudio de las tuberías para carga y transferencia de líquidos podría descubrir problemas potenciales debidos a las mezclas. Por ejemplo, en la figura 3 se muestra un andén de descarga para manejo de combustóleo para una caldera y ácido sulfúrico diluido para tratamiento de desechos. Aunque ambas entradas tienen un rótulo y marcas de color, la mugre o la

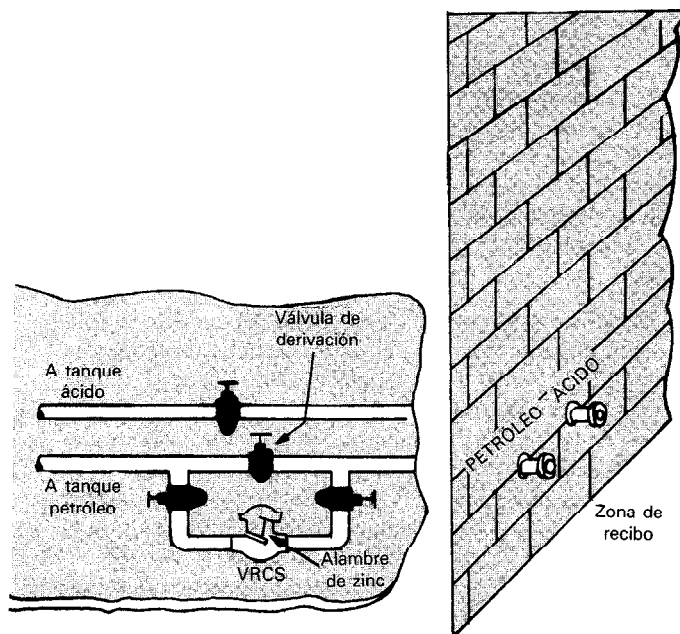


Fig. 3 VRCS horizontal con elemento de zinc que cerrará si entra ácido a la tubería para proteger el tanque de petróleo

nieve pueden taparlos. Por ello, como la persona encargada de la descarga podría mezclar los líquidos por error, se requiere algún tipo de dispositivo de seguridad.

En este sistema, si se bombean cientos de galones de ácido al tanque de combustóleo, se dañarían el tanque y la caldera y quizá habría que parar la planta para repararla. El ingeniero de planta calcula que el posible costo de esa mezcla sería de 40 000 dólares. Dado que el ácido diluido se utiliza en el tratamiento de desechos, si llega a encontrar al tanque sólo dañaría el combustóleo, con un costo de menos de 1 000 dólares.

Para impedir la entrada del ácido al tanque del petróleo, se modifica una válvula de retención horizontal y se instala en posición inversa en el tubo para petróleo. Se utiliza como componente de sacrificio una tira de aleación de zinc, cuyo tiempo de reacción se probó en el ácido diluido. El costo total de 400 dólares se justifica con facilidad, porque una mezcla de líquidos costaría 100 ve-

ces más. Debido a que el petróleo en el tanque de ácido causaría pocos daños, sería menos fácil justificar una VRCS en el tubo para ácido.

En cualquier instalación, la VRCS se debe inspeccionar a intervalos periódicos e instalarle nuevo componente de sacrificio para asegurar una respuesta rápida. Incluso con un diseño óptimo, la VRCS sólo dará un excelente servicio si se emplea en la forma correcta y se le da el mantenimiento necesario.

El autor

Kenneth F. Cherry es Gerente del Depto. de Diseño Ambiental en Samborn, Steketee, Otins and Evans, Inc., 1001 Madison Avenue, Toledo, OH 43624. Es ingeniero químico, licenciado en economía de la U. de Toledo y con maestría en economía de Dallas State U. Antes trabajó con la EPA de Ohio y es ingeniero registrado e higienista industrial certificado. Participa en Air Pollution Control Assn., American Soc. for Metal y American Industrial Hygiene Assn. Tiene muchas patentes en Estados Unidos y es miembro de la Patent Bar.

Selección y aplicación de válvulas para cierre de tuberías

Cuando es necesario cerrar tuberías a menudo y con absoluta certeza, la válvula especial para cierre es rápida y económica.

Henry E. Farley, Fluid Control Div., FMC Corp

Considérese lo siguiente: se tiene una tubería que transporta un material con potencial destructor (gas, sólido o líquido) que se debe cerrar o cortar y dejarla completamente libre de escurrimiento. El cierre físico real de la tubería no es difícil. La dificultad radica en tener la seguridad de que hay cierre *positivo* de la tubería. En una situación en que sería posible un daño muy grave, la válvula para cierre de tuberías (oleoductos o gasoductos) es la solución lógica.

La válvula normal, por su propia naturaleza, no puede asegurar un cierre positivo. Desde el punto de vista estructural no hay ninguna prueba visual concluyente de que la válvula ha cerrado por completo porque pueden haber ocurrido rotura, fatiga y otros factores que ocasionan una falla y, a su vez, permitirían fugas.

En las válvulas para cierre de tuberías se utilizan los mismos principios básicos que en los métodos anteriores, los cuales se describirán más adelante, pero tienen un funcionamiento más rápido, limpio y fácil. Hay tres diseños básicos: uno tiene bridas individuales en el cuerpo sujetas con tornillos grandes, el segundo tiene una cámara cerrada, ranurada para la placa de espejo y el tercero es con el sistema de compuerta. Están disponibles en muy diversos tipos, tamaños y metales especiales.

Cuando se puede permitir un escurrimiento mínimo y no hay condiciones peligrosas, se pueden utilizar válvulas sencillas para cierre de tubería. El escurrimiento, en este caso, significa la salida de los residuos de la tubería. Cuando no se pueden permitir movimiento ni dilatación de la tubería durante el cierre y en lugares en donde no debe haber escurrimiento, se necesita un diseño más complejo. El escurrimiento es consecuencia normal del

funcionamiento de la mayor parte de los cierres de tuberías.

Métodos tradicionales para cierre

Se ha utilizado una serie de métodos mecánicos, sin uso de válvulas, para tener cierre positivo de las tuberías. Entre ellos se cuentan una placa maciza entre las bridas, brida y carrete ciegos o lisos y válvula doble de cierre y purga en que se utiliza una válvula para drenaje. Cada uno de estos métodos tiene una o más desventajas para muchas aplicaciones (Tabla I). Todos son costosos y requieren mucho tiempo. Para resolver las desventajas de esos métodos se ha creado una serie de válvulas especiales para cierre de tuberías.

Con la tabla I se puede llegar a las siguientes conclusiones:

Válvula estándar: es costosa; no hay seguridad intrínseca de cierre positivo; puede tener escurrimiento. *Placa maciza entre las bridas:* es poco costosa, pero requiere mucha mano de obra y tiempo para accionarla. *Bridas ciegas:* requieren mucha mano de obra y tiempo, son engorrosas y pesadas. *Doble cierre y purga:* no hay seguridad intrínseca de cierre absoluto, puede escurrir. *Válvula de cierre de tubería:* positiva, segura, indicación visible de su posición, económica cuando se tiene en cuenta el costo total.

Algunos fabricantes han creado dispositivos y válvulas para cierre de tuberías en tamaños desde 1/2 hasta 64 in y con capacidad de presión de más de 3 000 psi.

Para entender el problema del cierre de tuberías, hay que conocer la técnica. Por ello se prefieren las válvulas de cierre en vez de otros métodos más engorrosos y de mayor costo. Veamos algunos de esos métodos.

Tabla I Comparación de las técnicas más comunes para cierre de tuberías

Técnica para cierre	Protección			Economía			Comentarios
	A prueba de fugas	Cierre absoluto	Prueba visible de apertura o cierre	Cinco minutos o menos para operar (típico)	Sólo requiere un operario	No necesita herramientas para operar	
Válvulas de cierre de 3 y 5 tornillos	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Los tipos más comunes de estas válvulas
Válvulas de cierre de compuerta deslizante	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Pueden tener operador motorizado o volante manual
Válvulas de cierre de cuña visible	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	No se derraman residuos del tubo y no hay que mover el tubo para cerrar
Placa maciza entre bridas	Sí	Sí	Quizá	No	No	No	Requiere tres operarios, 5 o 6 veces más tiempo que el empleo de válvula de cierre
Brida ciega y "carrete"	Sí	Sí	Quizá	No	No	No	Más tiempo y problemas que la placa maciza, por el tamaño y peso del "carrete"
Corte y purga	No	No	Quizá	Quizá	Sí	Sí	Costosas. La purga obstruida puede dar indicación de cierre
Válvulas estándar	No	No	No	Sí	Sí	Sí	El diseño de la válvula no asegura cierre absoluto ni indicación visible infalible de apertura o de cierre

Placa maciza entre las bridas: Requiere sacar algunos de los tornillos y tuercas de las bridas y separar las bridas para colocar la placa, volver a colocar y apretar los tornillos y tuercas para fijar la placa. Se requieren dos o más operarios y herramientas para cerrar un tubo en esta forma y una cantidad igual de tiempo para quitar la placa y volver a atornillar las bridas para abrir la tubería (Fig. 1).

Bridas ciegas: Hay que sacar todos los tornillos en las dos bridas y un "carrete" o sección de tubo y la instalación de la brida ciega. Se necesitan de dos a cuatro operarios y herramientas y se requieren de 30 a 45 minutos (Fig. 2).

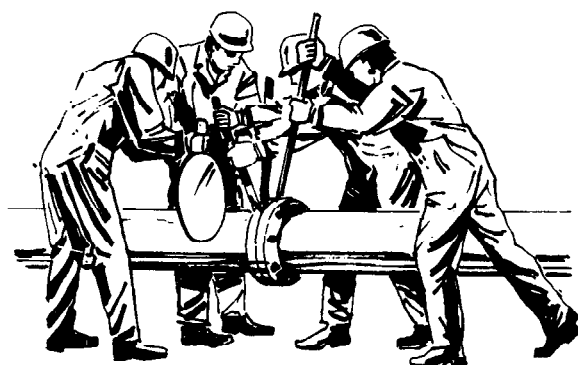


Fig. 1 Instalación de una placa maciza entre bridas

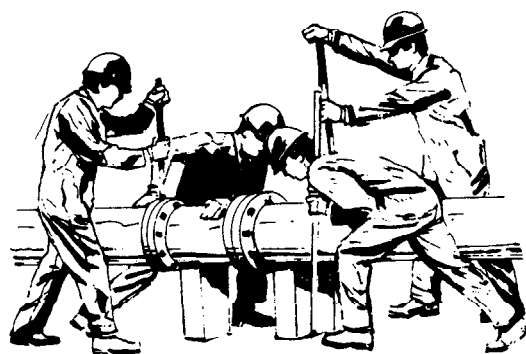


Fig. 2 Desmontaje de una sección o "carrete" de tubo para instalar bridas ciegas

Doble cierre y purga: Este método, que consta de un "carrete" con válvula de purga instalado entre dos válvulas, a menudo se considera como un cierre. Pero no es 100% positivo porque no se puede ver dentro de las válvulas para comprobar que no hay escurrimiento ni se puede ver si las válvulas de purga están cerradas u obstruidas y no funcionan (Fig. 3).

Placa entre las bridas o cierre de 3 tornillos para el tubo: Es el caso real de un usuario que instaló válvulas para cierre de la tubería.

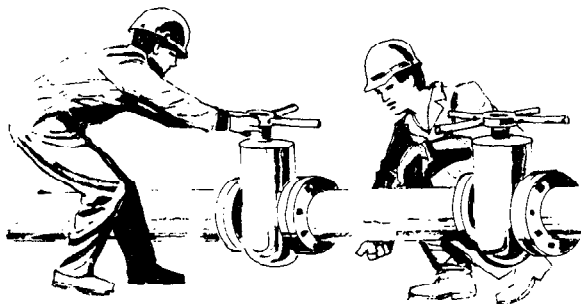
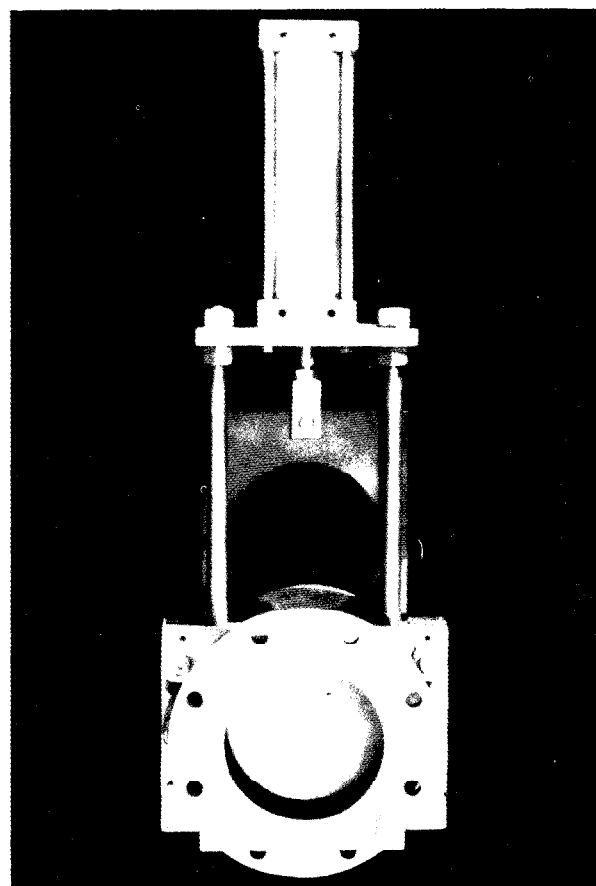
Una tubería de 10 in se debe cerrar una vez al día. Antes, colocar una placa maciza entre las bridas para el cierre necesitaba dos a cuatro operarios y herramientas

Tabla II Datos básicos de válvulas de cierre de tuberías

Concepto	Notas
Presión de trabajo	Gama 150 a 1 500 psi; 600 psi máximas estándar. Para presiones más altas, son especiales.
Tamaño de tubería	½ a 64 in. Las estándar suelen ser de ½ a 20 in
Velocidad de operación	0.5 a 5 mín o más. Depende del tipo de válvula y tamaño de la tubería
Rigidez de tubería	Muchas requieren algún movimiento para operar
Compatibilidad de tamaño	Algunas son de la misma longitud que las válvulas estándar
Materiales especiales	Amplia selección para cuerpo y sellos
Conexiones de extremo	Disponibles las soldadas a tope o de brida. Las de enchufe soldado y deslizables son especiales
Sin derrame	Hay que vaciarlas periódicamente
Control remoto	El único tipo disponible es el de compuerta deslizable
Cierre con presión	Posible con compuerta deslizable (50 psi máx.)
Corte y cierre	Hay disponibles válvulas especiales de cierre o una combinación de válvulas estándar

especiales para aflojar los 12 tornillos de la brida, sacar seis de ellos y separar las bridas para colocar la placa. Después había que instalar y apretar todos los tornillos. El tiempo promedio por operación era de 30 a 45 min. Se instaló una válvula de cierre con tres tornillos (Fig. 4). Un solo operario puede operar la válvula sin herramientas especiales, con sólo una palanca, y el tiempo total requerido para una apertura o cierre es de 5 min. Si se multiplican esos ahorros de tiempo durante un año, se verá que la válvula de cierre de tubería se ha pagado por sí sola con creces por comparación con los métodos mecánicos.

La válvula de cierre de tubería básica y de mayor utilización es la de 3 tornillos. En lugar de sacar varios tornillos de brida con herramientas, se aflojan los tres tornillos, una vuelta cada uno, con una palanca, lo cual

**Fig. 3 Sistema de tubería con doble cierre y purga****Fig. 4 Válvula de cierre de tubería de tres tornillos****Fig. 5 Válvula de cierre de tubería de compuerta deslizable**

puede hacer un solo operario. Se vuelve a colocar la placa de espejo y se aprietan los tres tornillos. Cuando está visible el agujero en la placa de espejo, es obvio que la parte maciza está cerrando la tubería; si está visible la parte maciza, la tubería está abierta. Los tornillos de la válvula son lo bastante grandes para cumplir con los requisitos de presión de bridas que tienen muchos más tornillos. Los tornillos de la válvula son intercambiables y el mantenimiento de rutina está limitado a lubricar las roscas de cuando en cuando.

La válvula de cierre con compuerta deslizable (Fig. 5) está diseñada para control remoto o para cualquier aplicación en que se debe cerrar con toda rapidez y en forma segura. Con accionamiento manual o con operador, no se perjudica por la desalineación o los esfuerzos en la tubería. Esta válvula se puede operar con una presión hasta de 50 psi en la tubería y se pueden utilizar actuadores neumáticos, eléctricos, hidráulicos o manuales. No hay que aflojar ni apretar tornillos ni accesorios para cerrar o abrir la tubería. En las posiciones abierta o cerrada, la compuerta asienta contra un asiento anular para no permitir fugas, pero cuando se abre o cierra la válvula y hay producto en la tubería, habrá cierto escurrimiento. Estas válvulas se pueden utilizar en tuberías horizontales o verticales.

Se fabrican algunas válvulas de cierre de tubería para aplicaciones especiales; entre las que se cuenta la válvula de cierre de cuña visible (Fig. 6) que permite circulación con orificio pleno o cierre positivo contra un asiento en un cuerpo cerrado en tres cuartas partes. No hay escurrimiento de residuos de la tubería cuando se cambian las cuñas ni hay que mover los tubos cuando se cambian los espejos; éstos tienen forma de cuña y se elevan con un volante o un operador de engranes con accionador neumático, eléctrico o con llave de impacto. Cuando se eleva el espejo lo suficiente para librar el cuerpo, se suelta el pestillo de seguridad y se puede girar el espejo a la posición deseada. Después se baja la cuña contra su asiento, para formar un sello de metal con metal, auxiliado con anillos de sello.

La válvula de corte y cierre automático es una combinación de una o dos válvulas de mariposa y una válvula de cierre de tubería con compuerta deslizable. Se opera con un cilindro neumático y permite control remoto con secuencia automática.

La válvula de cierre contra derrames tiene cubos telescópicos entre sí con empaquetadura interna entre ellos, este tipo tiene una cámara cerrada para el espejo, a fin de evitar escurrimiento del líquido de la tubería mientras se invierte el espejo.

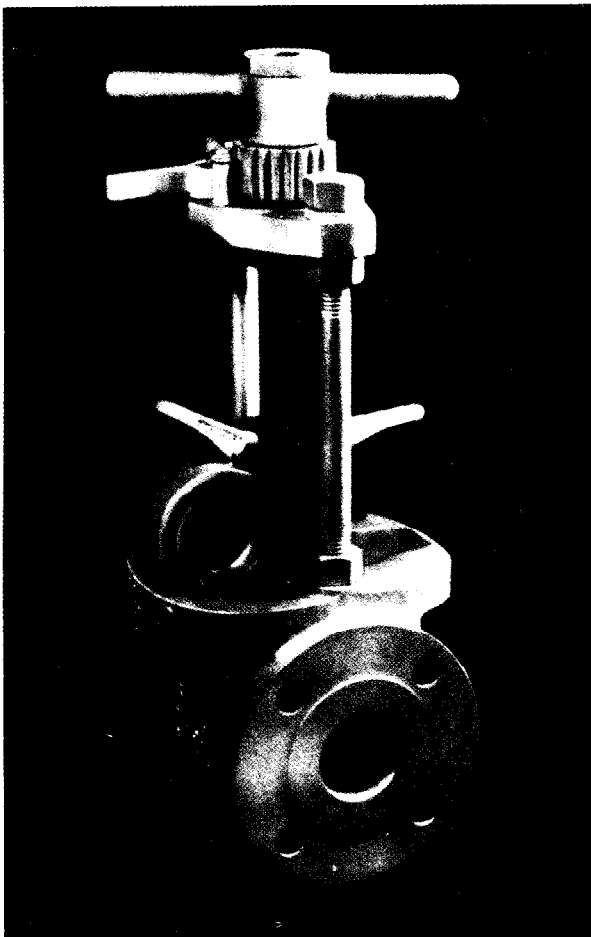


Fig. 6 Válvula de cierre con cuña visible

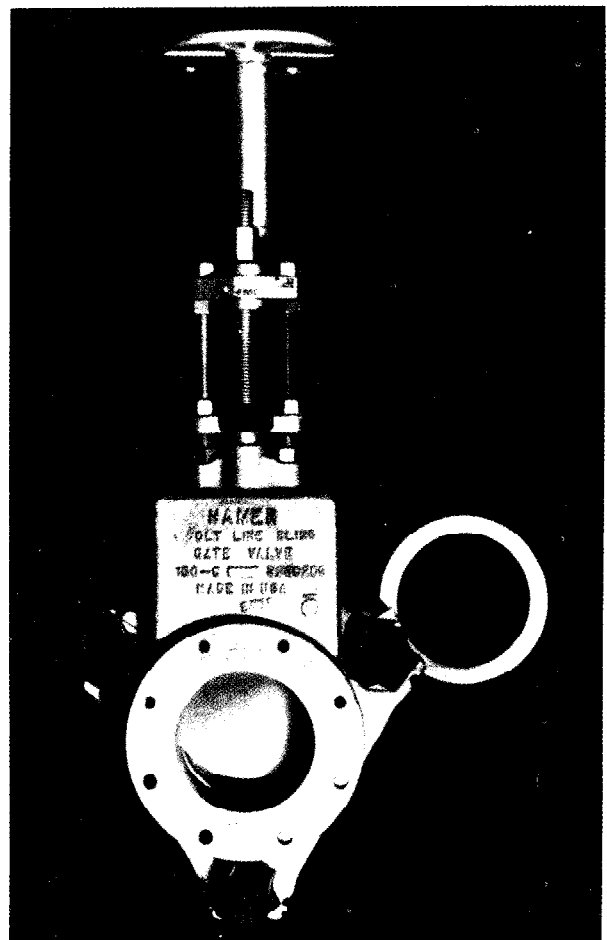


Fig. 7 Válvula de cierre con doble corte

La válvula de cierre de tubería con compuerta es una combinación de la válvula de cierre de 3 tornillos con una o dos válvulas de compuerta del tipo de cuña. Esto permite al operario cerrar la tubería por completo en forma segura y positiva.

En las válvulas de cierre de corte sencillo o doble se combinan la placa de espejo de la válvula de 3 tornillos y el funcionamiento independiente de compuerta de cuña en una unidad compacta. Los modelos de cierre sencillo cierran la tubería en contra de la presión en un sentido; los modelos de doble cierre cortan la presión en ambos lados (Fig. 7).

En muchos casos, la economía es el factor decisivo para el uso de las válvulas de cierre de tuberías o los métodos antiguos, que requieren más tiempo. Cuando el cierre es poco frecuente, el método antiguo puede ser menos costoso, pero cuando se requiere cierre frecuente y positivo, la válvula es la mejor elección. Cuando hay la posibilidad de que se escapen líquidos o gases inflamables o tóxicos por una válvula o cuando hay que tener seguridad absoluta contra la contaminación de los productos por mezclado, es esencial el cierre de la tubería; además, no se debe olvidar el aspecto económico cuando los escurremientos puedan ocasionar la pérdida de productos costosos o daños ambientales.

Resumen

El costo de utilizar procedimientos inadecuados para cierre de tuberías puede ser muy alto en materia de tiem-

po perdido, daños e incluso pérdida de vidas. Las válvulas de cierre de tuberías no son demasiado caras. Por ejemplo, una válvula normal de globo de 6 in costará alrededor de 986 dólares en comparación con 465 dólares de una de tres tornillos para 150 psi. Esta diferencia aumenta de acuerdo con el tamaño, lo cual favorece el uso de las válvulas de cierre.

En último análisis, la frecuencia requerida de operación puede ser el factor clave para la selección. En un sistema en el que rara vez se necesita el cierre, nunca se amortizará el costo de la válvula. A la inversa, si se necesita cierre rápido y frecuente, quizá se recupere la inversión en poco tiempo.

El autor



Henry S. Farley es gerente de ingeniería de Fluid Control Div., FMC Corp., P.O. Box 19465-TR, Houston, TX 77024, encargado de ingeniería de mejoras, ingeniería del producto y aseguramiento de calidad. Tiene título de ingeniero mecánico de University of Houston, es miembro de ASME, de Instrument Soc. of America y American Water Works Assn., así como ingeniero profesional en Texas.

Sección II

Dispositivos para desahogo (alivio) de presión

Generalidades

Dispositivos para desahogo de presión
Sistemas para desahogo de presión

Válvulas de desahogo

Válvulas de desahogo de presión para plantas de procesos
Control de la reducción de presión
Dimensionamiento de válvulas de desahogo
Mal funcionamiento de las válvulas de seguridad
Sensibilidad de las válvulas de desahogo según la longitud de las tuberías de entrada y salida

Discos de ruptura

Discos de ruptura para gases y líquidos
Discos de ruptura para baja presión de reventamiento

Dispositivos para desahogo (alivio) de presión

Aunque los códigos son explícitos en cuanto al tamaño y diseño mecánico de los dispositivos de desahogo, el ingeniero debe decidir cuáles son los dispositivos para un servicio específico. He aquí algunos consejos basados en la experiencia, para seleccionar este equipo para procesos.

Floyd E. Anderson, Fluor Engineers and Constructors, Inc.

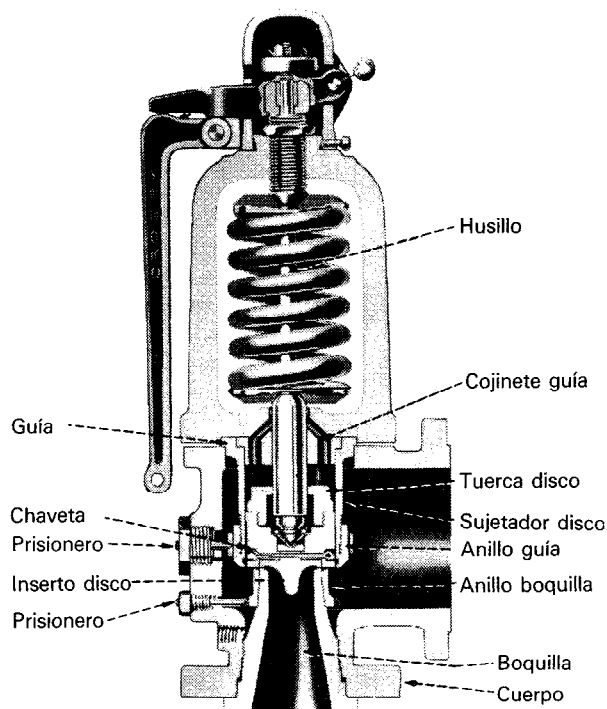
Las plantas de proceso tienen mucho equipo que se puede dañar con los cambios bruscos en la presión.

Por fortuna, en muchos códigos se han incluido los procedimientos para enfrentarse a los cambios bruscos en la presión, y estos códigos representan prácticas de ingeniería. El del American Petroleum Institute API RP 520, "práctica recomendada para el diseño e instalación de sistemas de desahogo de presión en refinerías", Parte I, diseño, es adecuado para determinar las cargas que se deben desahogar y aunque se aplica en particular a las refinerías de petróleo, también es pertinente para todos los tipos de plantas de proceso. En forma similar las cargas de desahogo en las calderas y supercalentadores, basadas en la combustión forzada máxima de un hogar se describen en el Apéndice A-12 y en la sección PG-67 del Código ASME, Sección I. Calderas. Las conversiones de capacidad para estas cargas se pueden hacer de acuerdo con la parte UA-280, apéndice J, Sección VIII, Div. 1 del código SME. El diseño general de los dispositivos de seguridad para todos los recipientes de presión se describe en las partes UG-125 a UG-134 de la Sección VIII, Div. 1.

Sin embargo, el ingeniero se encuentra aún con el problema de seleccionar un dispositivo de desahogo para una situación específica; hay disponibles diversos tipos de ellos. Aunque ninguno es adecuado para todos los servicios, cada uno es idóneo para una aplicación particular.

En las partes UG-125 a 134 se presentan las bases sobre las cuales se diseña la mayor parte de estos dispositivos comerciales. Los dispositivos se dividen en dos grupos generales: 1) válvulas y 2) discos de ruptura. Las válvulas están bajo carga de resorte, salvo que operen con un

piloto del tipo de falla sin peligro (Fig. 6), y si se utilizan para vapor o aire tienen una palanca para abrir la válvula si la presión del recipiente no es mayor del 75% de



Crosby Valve & Gage Co.

Fig. 1 La válvula de seguridad es para calderas y vapor

la presión de desahogo. Los asientos o los discos no se deben hacer con hierro fundido. Si el diseño permite que se acumule líquido en el lado de descarga del disco, la válvula debe tener un drenaje.

Además, las válvulas se subdividen en a) válvulas de seguridad y b) válvulas de desahogo. Una válvula de seguridad es: "Un dispositivo automático para desahogo de presión accionado por la presión estática corriente arriba de la válvula y que se caracteriza por su acción de disparo para plena apertura. Se utiliza en servicios con gas o vapores." Una válvula de desahogo es: "Un dispositivo automático para desahogo de la presión accionado por la presión estática corriente arriba de la válvula y que tiene apertura adicional con el aumento en la presión en relación con la de funcionamiento. Su servicio principal es con líquidos."

Los discos de ruptura se pueden utilizar en lugar de las válvulas de seguridad como protección contra la corrosión y para evitar fugas. Por tanto, el disco de ruptura se puede instalar entre un recipiente y una válvula bajo carga de resorte, siempre y cuando se tenga un manómetro, libre respiración o un indicador de ruptura o fugas. Cuando se utilizan estos discos, deben tener una conexión al menos tan grande como la zona de desahogo del disco de la válvula; deben tener una presión real de reventamiento garantizada con una aproximación de 5% a la presión de desahogo y la abertura en el disco; después de la ruptura, deben ser suficientes para manejar la capacidad de la válvula, sin interferencia.

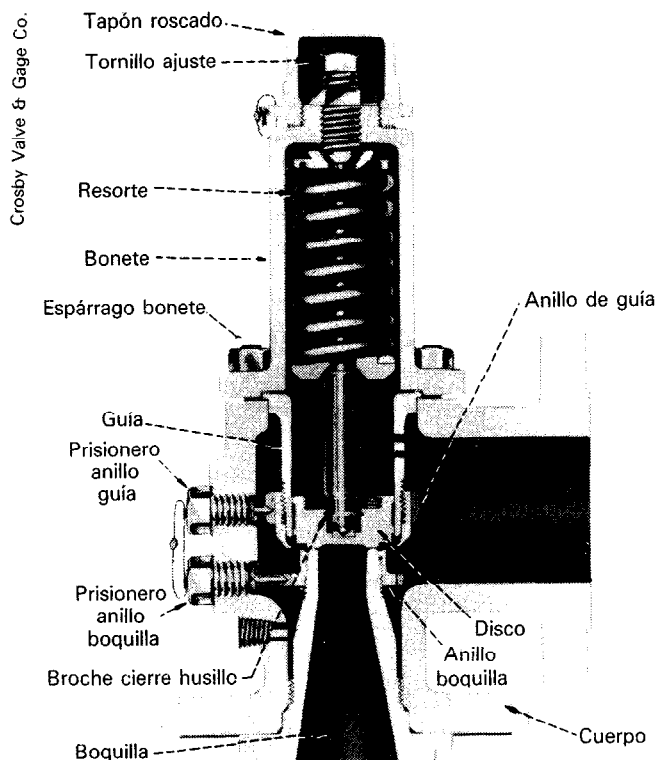


Fig. 2 Válvula de desahogo de seguridad de boquilla completa

Válvulas de seguridad

En la industria, el término válvula de seguridad se aplica en general a las utilizadas en servicio para vapor de calderas y suele tener las siguientes características: conexiones de entrada con brida o extremos soldados, boquilla completa o semiboquilla, resorte descubierto y palanca de elevación (Fig. 1). Las válvulas de seguridad utilizadas para vapor supercalentado de más de 450°F deben tener cuerpos, bonetes y husillos de acero al carbono o de mejor calidad y los resortes deben estar totalmente al descubierto.

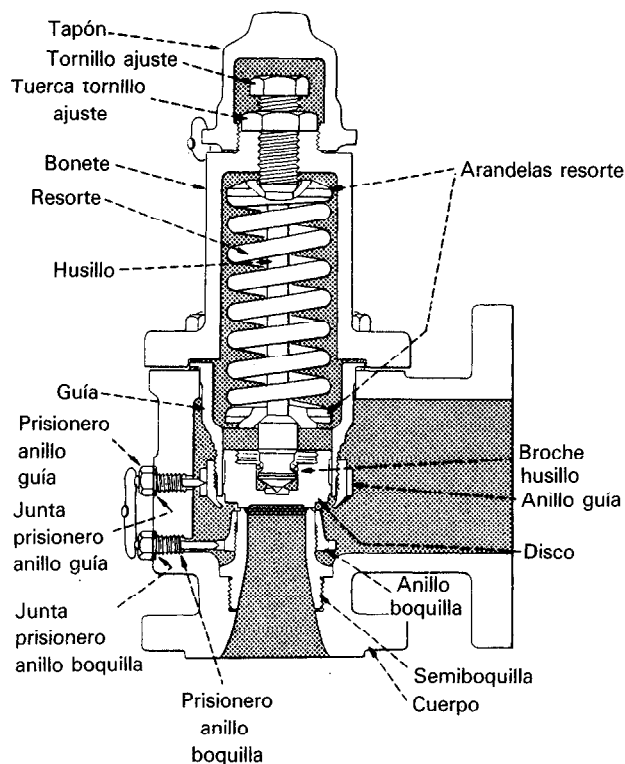


Fig. 3 Válvula de desahogo de seguridad de semiboquilla

Las válvulas de boquilla completa (Fig. 2) tienen conexiones con brida de cara realzada o de unión de anillo. La base de la boquilla forma la cara realzada de la brida. Sólo la boquilla y el disco están en contacto con el fluido cuando está cerrada la válvula. Las boquillas y discos suelen ser de acero inoxidable o de aleación, según sea la temperatura de servicio. Las válvulas de semiboquilla (Fig. 3) tienen conexiones de extremo soldado o de brida con cara realzada o plana; la boquilla es parte de la brida.

La válvula de cara plana se utiliza muy poco en las plantas modernas porque el cuerpo de hierro fundido no cumple con la mayor parte de las especificaciones para tubería.

resortes de acero inoxidable. Están disponibles diversos revestimientos resistentes a la corrosión.

Válvulas de desahogo de seguridad

La ASME define las válvulas de desahogo de seguridad como: "Un dispositivo de desahogo automático, accionado por presión, adecuado para uso como válvula de seguridad o válvula de desahogo, según la aplicación." Por tanto, esta válvula puede tener todas las características de ambos tipos, excepto que siempre tiene bonete cerrado (Fig. 3). Se puede utilizar en servicio para vapor o calderas, pero debe llevar el sello de certificación de ASME para las calderas. Estas válvulas son obligatorias en calderas de alta temperatura, pero no se pueden utilizar con supercalentador, para el cual se requiere válvula de seguridad.

La aplicación más grande de las válvulas de desahogo de seguridad es en los recipientes de presión sin fuego, según el Código ASME. También se utilizan en la descarga de bombas y compresores de desplazamiento positivo para la dilatación térmica de líquidos o gases y para servicio general con vapor o aire; en éste, es obligatoria la palanca de elevación.

La válvula de desahogo, igual que la de seguridad, no se debe emplear en servicio con polímeros salvo que la entrada esté aislada del líquido por un disco de ruptura. Si se utiliza en servicio que produzca carbonización, se debe utilizar una purga de vapor en la entrada. Las válvulas de desahogo de seguridad con boquilla completa están disponibles con un fuelle para aislar el disco de una contrapresión variable o creciente.

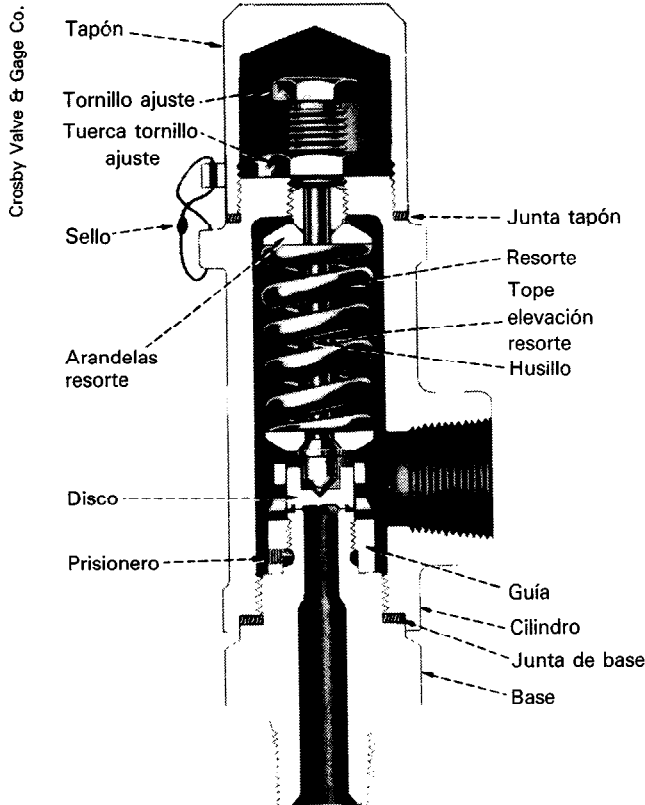


Fig. 4 La válvula de desahogo es para tubos de descarga de bombas

Válvulas de desahogo

El término válvula de desahogo se aplica a cualquier tipo de dispositivo para este fin, excepto discos de ruptura. En términos estrictos, se debe aplicar a una válvula diseñada para servicio con líquidos; casi todas estas válvulas son pequeñas y tienen rosca de tubo (NPT) en las conexiones. Se les llama de boquilla en la base (Fig. 4) y esto significa que la boquilla de entrada no es una pieza aparte sino sólo un agujero taladrado en la base del cuerpo.

Todas estas válvulas tienen bonetes cerrados. Un tipo, que es una válvula combinada reguladora y desahogo de presión se utiliza en sistemas de aceite lubricante para bombas y compresores. Las válvulas pequeñas, hechas de bronce, algunas con asientos elásticos, se emplean para la dilatación térmica del agua de enfriamiento en los intercambiadores de calor de casco y tubos.

Las válvulas de desahogo se utilizan en la descarga de las bombas de desplazamiento positivo para la dilatación térmica del líquido en tuberías que se pueden obstruir o que están expuestas a la radiación solar u otras fuentes de calor. Estas válvulas no suelen ser adecuadas para servicio con polímeros porque éstos tienden a sedimentarse y a obstruir o pegar la válvula.

Los materiales para los resortes de las válvulas de bonete cerrado suelen ser acero al carbono para servicio a menos de 450 °F. Para una temperatura mayor, se necesitan resortes con aleación de tungsteno y también hay

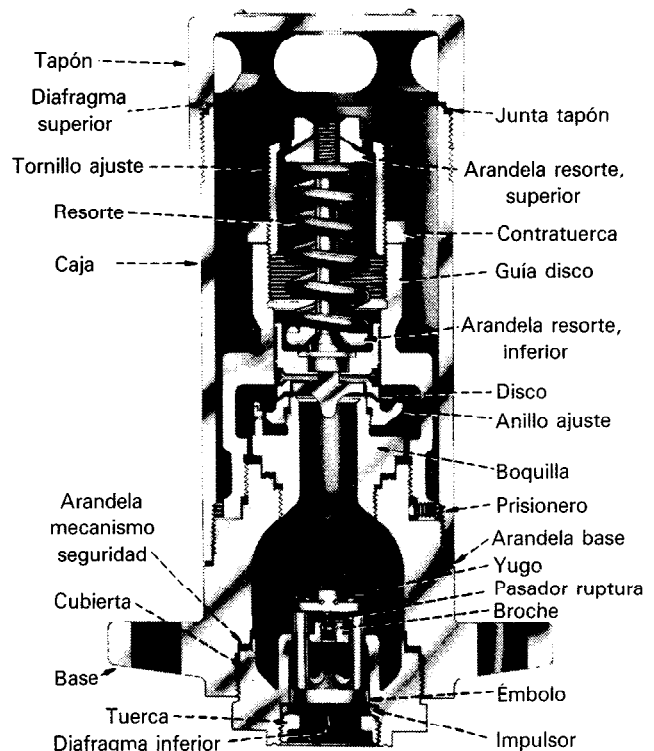


Fig. 5 La válvula para servicio con cloro evita la corrosión

Características generales, ventajas, desventajas y usos típicos de los dispositivos de desahogo de presión

Tipo	General	Ventajas	Desventajas	Servicio recomendado
Válvula de seguridad (Fig. 1)	Disponible con semiboquilla o boquilla completa. Tiene resorte descubierto y palanca de elevación.	Bonete abierto aísla al resorte de la temperatura del proceso. Vuelve a cerrar después de descargar.	Sólo para vapor de agua. No las hay con fuelle equilibrado; pero no descarga en sistemas cerrados	Calderas y servicio general con vapor ASME
Válvula de desahogo de boquilla completa (Fig. 2)	La boquilla es la cara realzada de la brida. Se emplea con líquidos y vapores. Tiene bonete cerrado.	Cuerpo de válvula aislado del fluido de proceso cuando no está descargando. Disponible con fuelle equilibrado. Vuelve a cerrar después de descargar.	Sólo para conexiones de cara realzada. No es buena para polímeros. Presión máxima de entrada alrededor de 10 000 psig.	Recipientes de presión sin fuego ASME. Descarga de bombas y compresores. Calderas.
Válvula de desahogo de seguridad de semiboquilla (Fig. 3)	Para líquidos y vapores. La boquilla es un inserto roscado en la base. Las conexiones pueden ser de brida, extremo soldado o roscadas.	Más barata que la de boquilla completa. Disponible con cara plana para instalar en bridas de hierro fundido. Disponible con extremos soldados.	No es buena para polímeros. Presión máxima de entrada unas 1 500 psig. No las hay con fuelle equilibrado.	Recipientes de presión sin fuego ASME. Descarga de bombas y compresores. Calderas.
Válvula de desahogo con boquilla en la base (Fig. 4)	Boquilla formada con la base de la válvula. Tienen conexiones roscadas, pero también con brida o extremos soldados. Abre por completo con 25% de sobrepresión. Tiene bonete cerrado.	Disponible en tamaños pequeños. Bajo costo. Vuelve a cerrar después de descargar. Adecuada para materiales tóxicos.	No es buena para polímeros. Presión máxima en la entrada 2 000 psig. No las hay con fuelle. No es adecuada para calderas.	Descarga de bombas. Desahogo térmico de tubos, intercambiadores de calor y calentadores de agua.
Válvula de desahogo para servicio con cloro (Fig. 5)	Interior protegido con dos diafragmas. Un diafragma aísla la válvula del líquido de proceso; el otro no permite la salida a la atmósfera.	Se puede emplear en servicios muy corrosivos. El diafragma de entrada se desgarrará después de que se rompe el pasador de ruptura. El disco vuelve a asentar después de descargar.	No la hay de tipo equilibrado. Presión máxima de entrada alrededor de 375 psig.	Servicio con cloro y otros productos tóxicos y corrosivos. Carros tanque y depósitos.
Válvula de desahogo de seguridad operada por piloto (Fig. 6)	Consiste en dos válvulas. La válvula piloto controla a la principal.	Puede soportar alta presión de entrada. Se puede graduar para descargar cerca de la presión de operación. Puede tener operación remota para descarga manual.	No es buena para temperaturas de más de 350 °F. No se recomienda para líquidos sucios, pastas aguadas y polímeros.	Recipientes de presión sin fuego ASME, en especial servicio con gas a alta presión. Para compresores de gases y alternativos.
Disco de ruptura (Fig. 7)	Consiste en un disco rompible sujeto entre las bridas de otros sujetadores. Dos tipos principales: preabombado y combadura inversa.	No hay piezas móviles que se peguen u obstruyan. Bueno para pastas aguadas, polímeros, materiales tóxicos. No hay fugas. Puede manejar capacidades grandes. Sirve para altas presiones. Respuesta rápida y puede descargar explosiones o detonaciones.	Sujetos a fatiga por esfuerzo. Se descarga toda la presión del sistema cuando se rompe el disco y hay que detener la unidad.	Recipientes de presión sin fuego ASME. Dispositivo primario de desahogo para pastas aguadas o polímeros o en serie con válvulas de desahogo para los anteriores. Se debe usar en serie con válvulas de desahogo para sustancias tóxicas. Servicios a alta presión, explosiones internas, detonaciones.
Respiradero de tanque (Fig. 8)	Suele ser de doble función, combinada para presión y vacío. En general, son de paleta con pesos.	Se puede graduar para cerrar a la presión de operación. Muy sensible. Se gradúan en onzas por in ² o fracción.	Sólo para servicio de baja presión. Los materiales de construcción pueden ser problema si se emplea en servicio con productos químicos.	Tanques de petróleo AP RP 2000 sobre el suelo. Sirve para cualquier tanque de almacenamiento a presión atmosférica.
Válvula de desahogo tipo atmosférico (Fig. 9)	Dos tipos básicos: paleta con pesos y orificios múltiples. Es para servicio con vapor a baja presión.	Gran capacidad de desahogo a bajo costo.	Su tipo tan especial limita sus aplicaciones a servicio con vapor a baja presión.	Condensadores de superficie en la salida de turbinas de vapor con condensación. Suele ser para servicio con vapor a baja presión en el que hay que descargar grandes cantidades.

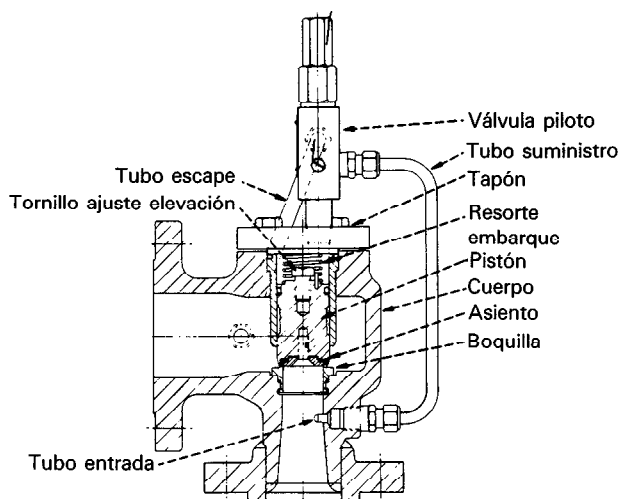


Fig. 6 Válvula de desahogo de seguridad con piloto

La válvula de fuelle del tipo de presión equilibrada tiene cuando menos dos ventajas en relación con las válvulas no equilibradas; permite una presión graduada constante aunque deba descargar en un sistema en el cual varía la presión y permite la descarga a un sistema en el cual la contrapresión variable o creciente puede exceder del límite de 10% que se requiere en las válvulas convencionales.

Las válvulas de presión equilibrada se han utilizado con contrapresión variable hasta del 80% de la presión graduada; sin embargo, se debe hacer una corrección de capacidad siempre que la contrapresión exceda de alrededor de 15% en una válvula en servicio con líquido o del 20% en una en servicio con vapores. Las gráficas (Fig. 10) presentan factores típicos de corrección de capacidad para válvulas de fuelle, pero se debe consultar al fabricante a ese respecto para aplicaciones específicas.

Válvulas operadas por piloto

Las válvulas operadas por piloto son de desahogo de seguridad y no se deben utilizar con pastas aguadas o polímeros porque pueden obstruir el piloto (Fig. 6); son excelentes para servicio con gas a alta presión a temperaturas menores de 300°F y no se deben emplear a temperaturas más altas, porque los sellos anulares tienen una temperatura limitada a unos 350°F.

Estas válvulas consisten en dos componentes: el principal y el piloto. La válvula principal tiene un pistón con superficie transversal más grande en el lado de descarga (superior) que en el lado de entrada. La válvula piloto bajo carga de resorte, que se abre a la presión para desahogo, aplica la fuerza de un gas o un líquido a la misma presión que la del proceso. Por tanto, este pistón tiene la misma presión en las partes superior e inferior y la superficie más grande en la parte superior produce mayor fuerza para empujar al pistón hacia abajo contra su asiento. Entonces, la válvula asienta con más fuerza conforme aumenta la presión de funcionamiento; la válvula se

puede graduar a presiones muy ligeramente más altas que la de operación y no oscilará.

Las válvulas operadas por piloto tienen, cuando menos, otras tres ventajas:

1. Si la tubería lo permite, se pueden operar a control remoto para la purga manual del sistema.

2. Si se monta la válvula piloto cerca del recipiente protegido, la válvula principal puede estar a una distancia considerable y no se moverá porque la válvula piloto no está expuesta a los efectos de las pérdidas por fricción en la tubería.

3. Las válvulas con piloto pueden soportar contrapresiones muy altas, hasta del 90% de la presión graduada si tienen bridas de salida modificadas, lo cual las hace ideales para la protección de compresores alternativos de etapas múltiples.

Discos de ruptura

Un disco de ruptura consiste en un sujetador y un disco metálico destinado a romperse o fracturarse a la presión de desahogo. Los discos se pueden utilizar para proteger recipientes con presiones de diseño muy altas que exceden mucho la capacidad de las válvulas de desahogo. Además, son los indicados para grandes capacidades y toda la cabeza de un recipiente se puede construir en forma de disco de ruptura.

Hay dos tipos básicos: el preabombado, que es el convencional y el de combadura inversa (Fig. 7). Una desventaja del tipo preabombado o preabolsado es que requiere una presión de graduación alrededor de 1.5 veces mayor que la de operación, debido a su susceptibili-

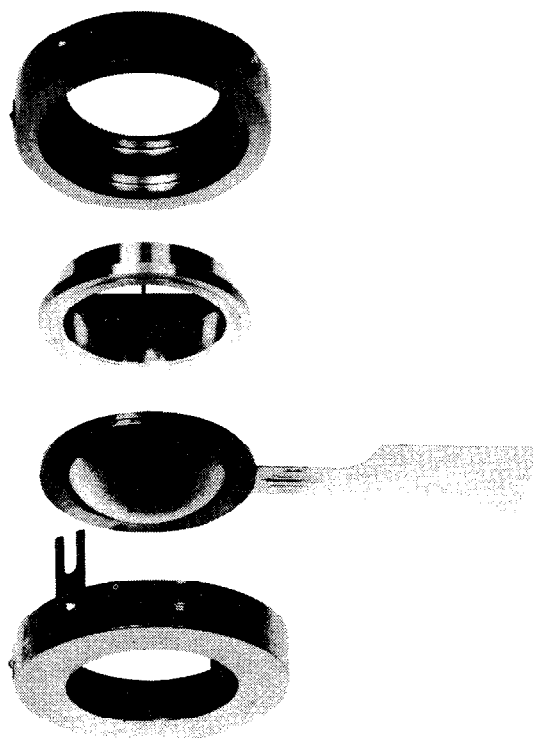


Fig. 7 El disco de ruptura descarga las explosiones

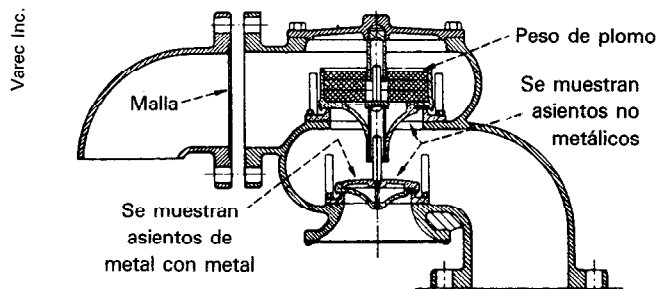


Fig. 8 - Respiradero para tanques de almacenamiento atmosférico

dad a la fatiga por esfuerzo. Esto significa que el recipiente protegido se debe proyectar para una presión más alta. Además, la presión de disparo del tipo preabombado puede ser crítica.

Por contraste, el tipo de combadura inversa se puede graduar a no más de 1.1 veces la presión de funcionamiento. Su precisión lo hace adecuado para proteger la entrada a las válvulas de desahogo en servicio con líquidos sucios o con polímeros.

La mayor desventaja de los discos de ruptura es que no pueden volver a asentar. La ruptura hace que se pierda la presión en el sistema protegido y hay que parar la unidad de proceso para reemplazar el disco. Por tanto, no resultan seguros para fluidos tóxicos y se debe pensar en utilizar válvulas de desahogo en serie después de un disco de ruptura para esos fluidos.

Respiración de los tanques

Los tanques de almacenamiento a presión atmosférica se pueden proteger con válvulas destinadas a descargar con presiones positiva o negativa muy bajas. Estas válvulas típicas son las combinadas para desahogo de presión y vacío que suelen tener paletas con pesos de plomo (Fig. 8). La graduación de presión se debe establecer al valor seguro de la presión de diseño del tanque para que la válvula descargue por completo esa presión. Se debe consultar al fabricante para determinar la graduación. La graduación típica puede ser 1 in de agua para vacío y de +0.25 psig para presión positiva, en un tanque diseñado para 2 in de agua de vacío y 0.5 psig. El código aplicable es el API 2000, "Respiración de tanques de almacenamiento a presión atmosférica y baja".

Las válvulas de desahogo con piloto también se pueden utilizar para proteger tanques de almacenamiento a baja presión, pues llegan a su capacidad nominal a la presión graduada. Por tanto, se pueden ajustar más cerca de la presión de diseño que las del tipo de paleta.

Válvulas de desahogo tipo atmosférico

Los condensadores de superficie utilizados con turbinas de condensación de vapor funcionan con vacío. La pérdida del agua de enfriamiento para el condensador no le permite condensar el vapor. Por tanto, surge la necesidad inmediata de dar respiración a gran cantidad de vapor, para lo que existen válvulas de desahogo de gran

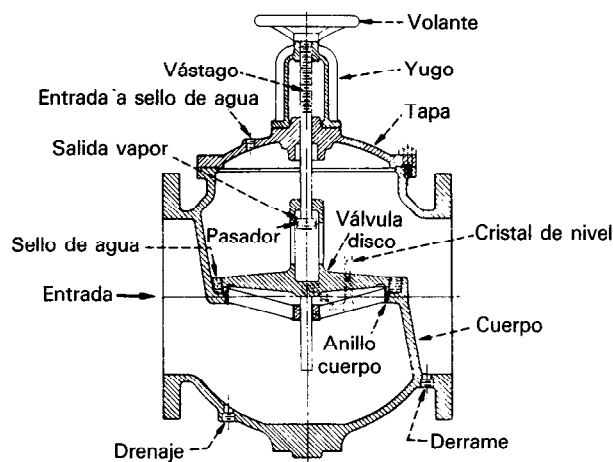


Fig. 9 Desahogo a la atmósfera de condensadores de superficie

capacidad, de las cuales hay dos tipos: paleta con pesos (Fig. 9) y de orificios múltiples. Se gradúan para desahogar a presión atmosférica o un poco más alta.

El tamaño de estas válvulas se puede determinar de acuerdo con las normas del Heat Exchange Institute: "Condensadores de chorro barométricos y para baja presión", en la figura B 14, página 17.

Aplicaciones especiales

Las bombas reciprocantes producen impulsos de presión que tienden a elevar el disco de una válvula de desahogo y ocasionar fugas. Por ello, las válvulas en este servicio se deben graduar, cuando menos, a 25 % más que la presión de funcionamiento.

Las válvulas de desahogo de seguridad en compresores reciprocantes (alternativos) se deben graduar, a cuando menos, 15 % más que la presión de funcionamiento. Las válvulas con piloto se pueden graduar más bajas.

Definiciones

Sobrepresión: Los dispositivos para desahogo de presión no llegan a su plena capacidad a la presión graduada para apertura. Por ejemplo, una válvula de desahogo en servicio con líquido no abre por completo hasta que la presión en la entrada es 25 % más alta que la presión graduada. Este aumento se llama sobrepresión.

Acumulación: El código ASME para calderas y recipientes de presión permite que la presión máxima de desahogo exceda la presión de diseño del recipiente hasta ciertos límites especificados. Este margen se llama acumulación y se expresa como porcentaje de la presión de diseño del recipiente. Los valores típicos de acumulación permisible son:

■ Calderas (ASME)	6 %
■ Recipientes de presión sin fuego (ASME)	10 %
■ Recipientes de presión expuestos al fuego (ASME)	20 %

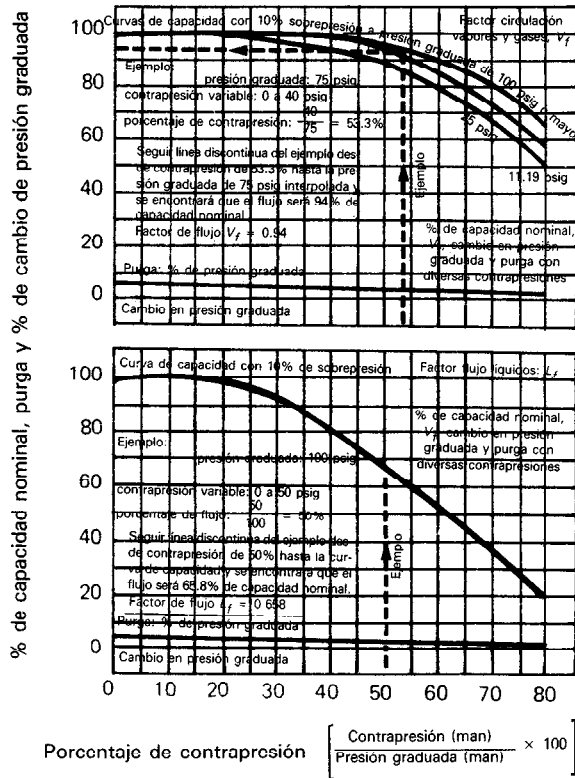


Fig. 10 Características de rendimiento de válvulas de fuelle de presión equilibrada

- Tuberías de presión y de descarga de bombas 25%
- Tanques de almacenamiento a presión atmosférica 0%

Purga es la diferencia entre la presión graduada y la de nuevo asentamiento automático de una válvula de desahogo, expresada como porcentaje de la presión graduada y suele ser de 4% menos que la presión graduada.

Reglas y razonamientos

Los sistemas de desahogo, además de cumplir con los códigos respectivos, deben seguir los principios surgidos por sentido común y experiencia. Con frecuencia, una válvula de desahogo debe proteger equipo sometido a sobrepresiones por una serie de causas sin relación entre sí; por ejemplo, una columna de fraccionamiento podría estar sometida a sobrepresión por un incendio externo, descarga obstruida, falta de reflujo; falla de la electricidad, del agua de enfriamiento o de los instrumentos. El tamaño de la válvula de desahogo se debe determinar para cada una de esas condiciones y su tamaño debe ser bastante para manejar la máxima capacidad.

Para determinar las cargas de desahogo no se deben suponer dos riesgos; por ejemplo, no se supone que dos eventos separados y sin relación entre sí puedan ocurrir en forma simultánea, como una falla de la corriente y una descarga bloqueada.

No hay que omitir el equipo para emergencia que normalmente no funciona ni los mecanismos de paro y cierre.

Cabe suponer que una válvula de control que está abierta al ocurrir una alteración seguirá funcionando salvo que la causa de la alteración haya ocasionado la falla de la válvula.

Siempre que pueda estar presente un combustible, es necesario proteger un recipiente de presión con una válvula de desahogo de seguridad lo bastante grande para manejar los vapores generados por un incendio externo. Se puede también aislarlo si el recipiente es resistente al fuego y está instalado de modo que no lo puedan dañar el fuego o los aparatos para apagar el fuego.

Ecuaciones para determinar el tamaño de las válvulas

Aunque en los cálculos para el diseño se deben utilizar los códigos aplicables, las siguientes ecuaciones adaptadas de API RP 520 se pueden emplear para determinar el tamaño de las válvulas. Las ecuaciones utilizadas por los fabricantes pueden tener ligeras variaciones, pero son aceptables; las reglas de cálculo especiales que regalan algunos fabricantes tienen suficiente exactitud para la mayor parte de los problemas de determinación del tamaño.

Servicio con líquidos

$$A = \frac{gpm \sqrt{G}}{27.2 K_p K_w K_v \sqrt{p - p_b}}$$

en donde:

A = superficie efectiva de descarga de la boquilla, in²

gpm = volumen de flujo, gal/min

K_p = factor de corrección de capacidad debido a sobrepresión, = 1.00 para 25% de sobrepresión, sin dimensiones

K_w = factor de corrección debido a la viscosidad = 1.0, sobrepresión en válvulas de fuelle = 1.0 para válvulas convencionales, sin dimensiones

K_v = factor de corrección debido a la viscosidad = 1.0 en donde el número de Reynolds de la boquilla es mayor de 60 000 o la viscosidad a la temperatura de desahogo es menor de 200 SSU, sin dimensiones

p = presión graduada de válvula de desahogo, psig

p_b = contrapresión, psig

G = densidad relativa del líquido a la temperatura de flujo, sin dimensiones

Servicio con vapores: (gases)

$$A = \frac{W \sqrt{TZ}}{CKP_1 k_b \sqrt{M}}$$

en donde:

A = superficie efectiva de descarga (superficie de boquilla en válvulas con boquilla completa) in²

W = flujo por la válvula, lb/h



- T = temperatura del vapor de entrada, °R
 Z = factor de compresibilidad del gas, sin dimensiones
 C = relación entre los calores específicos (presión constante y volumen constante) en condiciones estándar
 K = coeficiente del fabricante para descarga (alrededor de 0.97) sin dimensiones
 P_1 = presión corriente arriba, psia
 K_b = factor de corrección de capacidad para contrapresión (consultar especificaciones del fabricante) sin dimensiones
 M = peso molecular del gas

Servicio con vapor de agua:

$$A = \frac{W}{50P_1K_{sh}}$$

en donde:

- A = superficie efectiva de descarga, in²
 W = volumen de flujo, lb/h
 P_1 = presión corriente arriba más acumulaciones permisibles, psia
 K_{sh} = factor de corrección para supercalentamiento en el vapor, = 1.0 para vapor saturado, sin dimensiones

No se pueden aplicar fórmulas generales para determinar el tamaño a discos de ruptura, válvulas de desahogo atmosféricas o equipo para respiración de tanques, por lo cual se debe solicitar la información correspondiente al fabricante.

Instalación

La tubería de entrada a las válvulas de desahogo, válvulas de seguridad y válvulas de desahogo de seguridad deben tener una superficie cuando menos igual a la de la conexión de entrada de la válvula. Las válvulas de seguridad de las calderas se deben montar en boquillas conectadas directamente a la caldera, sin tubos intermedios. Pero las válvulas de desahogo y las de desahogo de seguridad que protegen recipientes pueden tener su entrada conectada con un cabezal común de tubos. La superficie transversal del cabezal de entrada debe ser, cuando menos, igual a las superficies combinadas de las conexiones de entrada a las válvulas. Dado que la válvula está

diseñada para volver a asentarse con una purga de 4% o siempre que la presión en la entrada cae a menos de 4% en relación con la graduada, el tamaño de la tubería de entrada, a menudo, debe ser mayor que el de las conexiones de entrada.

Esto significa que la tubería de entrada debe ser lo bastante grande como para asegurar que la pérdida por fricción sea inferior al 3% de la presión graduada para evitar movimiento de válvula, pues éste reduce mucho la capacidad de la válvula y puede ocasionar un peligroso exceso de presión en el recipiente protegido.

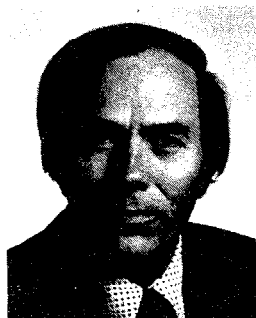
La tubería de salida de la válvula debe ser, cuando menos, igual al tamaño de la conexión de salida. El sistema de tubería de descarga se debe diseñar de modo que la contrapresión no suba hasta el punto en que disminuya la capacidad de la válvula para proteger el recipiente. Además, no se debe permitir que la contrapresión del sistema aumente hasta el punto en que podría impedir la apertura de las válvulas de baja presión que descargan en el mismo sistema.

Las válvulas de desahogo de presión y su vástago se deben montar verticales y en una forma en que no se acumule líquido en el lado de descarga de la válvula.

Aspectos legales

Algunos códigos, como el Código ASME para calderas y recipientes de presión han sido elevados al rango de ley en muchos estados y municipios en Estados Unidos. La OSHA ha adoptado ese código ASME y la Norma API 200, "Respiración de tanques atmosféricos y de baja presión". Es probable que se incluyan otros códigos más, aunque es posible que todo el equipo para desahogo de presión quede incluido en las disposiciones de la OSHA en cuanto a "riesgo reconocible".

El autor



Floyd E. Anderson es Ingeniero Senior de Instrumentos en Flour Engineers and Contractor, P.O. Box 4051, Anaheim, CA 92803, donde ha trabajado en el Departamento de Ingeniería de instrumentos desde que ingresó en 1959. En los últimos años ha fungido como ingeniero de instrumentos avanzados en proyectos que incluyen el diseño y construcción de nuevas plantas de proceso. Antes se había encargado del diseño de diversos sistemas de desahogo de presión así como ingeniería en diversas refinerías de petróleo y plantas químicas y petroquímicas.

Sistema de desahogo de presión

Conforme las unidades de proceso se vuelven más complejas y tienen más energía almacenada, el diseño de dispositivos de desahogo seguros, económicos y confiables e instalaciones para eliminación se vuelve más importante que nunca.

Marx Isaacs, Flour Corp.

Los sistemas de desahogo de presión protegen al personal y al equipo contra un funcionamiento anormal de un proceso. Algunas condiciones que pueden ocasionar presiones excesivas son:

- Exposición al fuego u otras fuentes externas de calor.
- Calentamiento o enfriamiento del líquido retenido entre las válvulas o alguna otra sección cerrada del sistema que produce una dilatación hidráulica.
- Falla mecánica de los dispositivos normales de seguridad, mal funcionamiento del equipo de control u operación manual incorrecta que produce llenado en exceso del equipo.
- Producción de más vapores de los que puede manejar el sistema, después de una alteración en el funcionamiento.
- Generación inesperada de vapores como resultado de desequilibrio del calor en el proceso.
- Reacción química con generación de calor y producción de gas (vapores) en exceso de la capacidad del sistema.

En la tabla I se enumeran los objetivos que se alcanzan con los sistemas de desahogo, para evitar presiones excesivas en la planta.

DISPOSITIVOS PARA DETECCIÓN Y DESAHOGO DE PRESIÓN

Los sistemas para desahogo de presión abarcan desde una sola válvula de desahogo o un disco de ruptura y la tubería en un solo recipiente hasta los más complejos sis-

temas de tubería que incluyen muchas válvulas de desahogo conectadas en múltiple en un cabezal común.

Válvulas de seguridad y desahogo

En la conocida válvula de desahogo bajo carga de resorte, la apertura aumenta en forma gradual cuando la presión aumenta a más del valor graduado. La válvula de seguridad "dispara" y abre del todo con sólo una ligera sobrepresión y permanece abierta hasta que la presión baja a un valor definido y, después, cierra por completo. Sin embargo, esta acción sólo ocurre cuando se maneja un fluido compresible.

En las industrias de procesos químicos, en donde es común el empleo de válvulas de desahogo, las que se utilizan en la práctica son de desahogo de seguridad que sirven como válvulas de desahogo con los líquidos y de

Tabla I Objetivos de los sistemas de desahogo de presión

-
- Cumplimiento con reglamentos locales, estatales y nacionales incluso protección ambiental.
 - Proteger al personal contra los peligros de sobrepresión en el equipo.
 - Minimizar las pérdidas materiales durante y después de una alteración en la operación que haya ocasionado sobrepresión durante un tiempo corto.
 - Reducir la pérdida de tiempo debida a sobrepresión en la planta.
 - Evitar daños al equipo y edificios.
 - Evitar daños a construcciones colindantes.
 - Reducir primas de seguros sobre la inversión de capital.
-

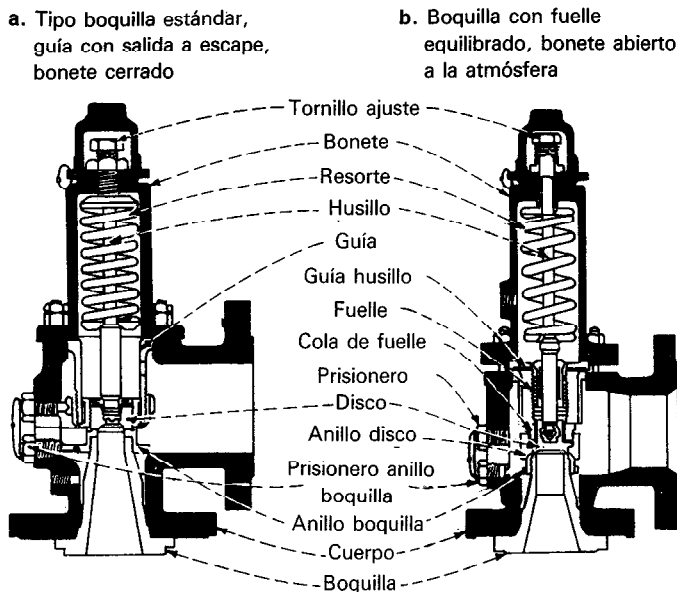


Fig. 1 Nomenclatura de válvulas de desahogo de seguridad típicas

seguridad con gases y vapores. En este artículo, el término válvula de desahogo de seguridad incluye las válvulas de seguridad.

En la figura 1 se ilustra una válvula de seguridad convencional y aparece la nomenclatura de sus piezas. En esta válvula, la presión graduada tiene la influencia de la contrapresión, o sea, la presión en el lado de descarga de la válvula. Por ello, al dar respiración al espacio que está encima del disco hacia la tubería de descarga, produce un aumento en la presión graduada cuando sube la contrapresión. Si la presión graduada se descarga a la atmósfera, se reducirá. Con una contrapresión constante, la carga del resorte se puede ajustar para compensar y, con ello, producir la presión graduada deseada. Pero si la válvula descarga en un cabezal, es fácil encontrar contrapresiones variables y la solución no está en la graduación del resorte.

Para enfrentarse a esta situación, se construyó la válvula de desahogo de seguridad con fuelle equilibrado (Fig. 1b). Las dimensiones del fuelle son tales, que la zona abierta a la atmósfera es igual a la zona efectiva del disco que está expuesta a la presión del proceso. En teoría, con esto se elimina cualquier efecto de la contrapresión sobre el valor graduado, pero en realidad, sólo es cierto en algunos casos. Las tolerancias de fabricación de la zona efectiva del fuelle pueden ocasionar algunas desviaciones; sin embargo, se puede tolerar un aumento en la contrapresión de hasta 30% a 40% de la presión graduada, según sea el fabricante de la válvula, sin reducir la capacidad. En la válvula de desahogo de seguridad estándar, la presión graduada se aumenta en proporción con el incremento en la contrapresión.

En la figura 2 se ilustran las fuerzas de desequilibrio contra el disco de una válvula de seguridad convencional. En la figura 2a, la guía del disco no está obstruida y el bonete está obstruido en el respiradero a la atmósfe-

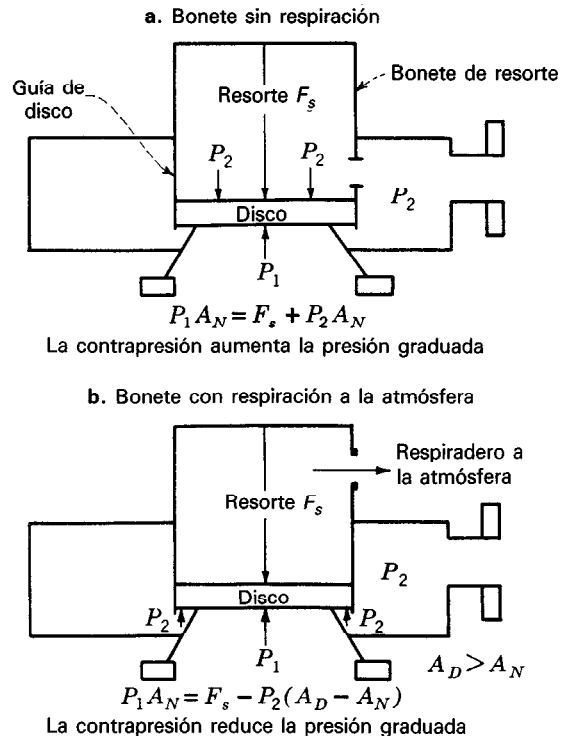


Fig. 2 Fuerzas sobre el disco de válvula de desahogo convencional

ra. En la figura 2b la guía del disco está obstruida y el bonete está abierto a la atmósfera. Las fuerzas contra el disco de una válvula con fuelle equilibrado que funciona dentro de la gama de presión de diseño se ilustran en la figura 3.

La válvula de desahogo de seguridad operada por piloto (Fig. 4) funciona cerca de su valor de graduación. La presión del proceso aplica una carga por un orificio a un pistón diferencial en la válvula principal. La válvula de piloto bajo carga de resorte se abre cuando se llega a la presión graduada; con esto se descarga la presión en-

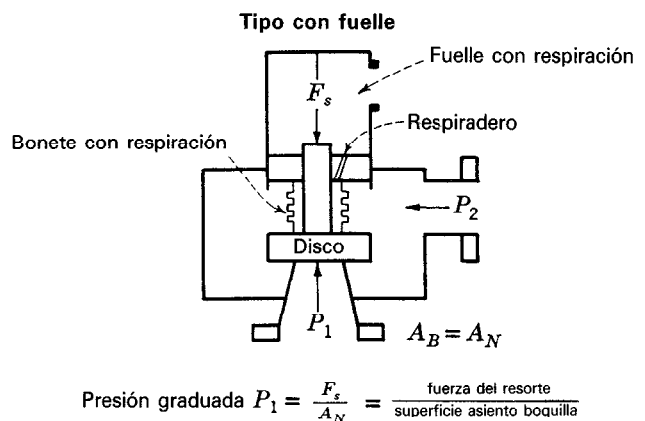


Fig. 3 Fuerzas en el disco de válvula de fuelle equilibrado

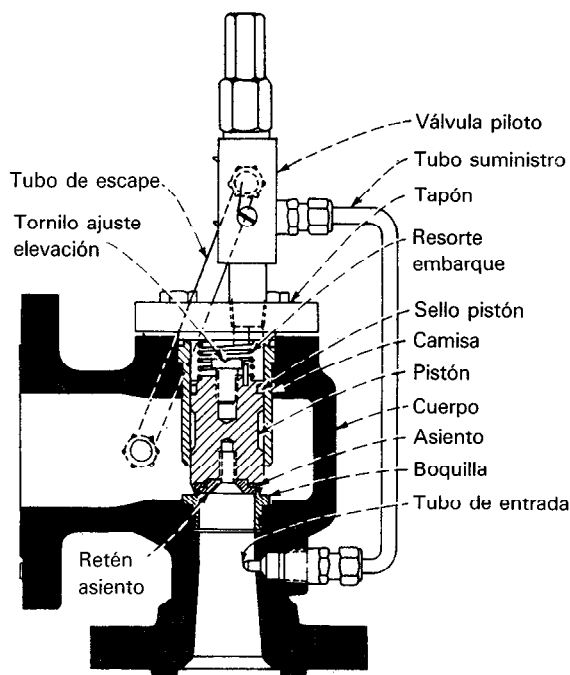


Fig. 4 Válvula de desahogo de seguridad operada por piloto

cima del pistón de la válvula principal, que puede abrir por completo. Cuando se llega a la presión de purga del sistema, se cierra la válvula piloto y toda la presión del sistema se desvía de inmediato hacia el bonete de la válvula principal; el pistón baja de inmediato para cerrar la válvula principal.

Cuando una válvula operada por piloto está sometida a contrapresión, el pistón se puede elevar y permitir flujo inverso, salvo que se tenga algún mecanismo para impedirlo. El flujo inverso puede ocurrir cuando hay cierto número de válvulas conectadas a un cabezal común de descarga y quizá una o más de ellas descargan mientras otra está fuera de servicio. La posibilidad de flujo inver-

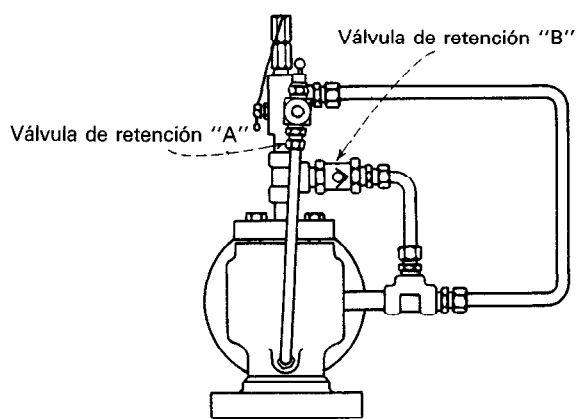


Fig. 5 Las válvulas de retención impiden el flujo inverso

so en estas válvulas se puede eliminar con el empleo de válvulas de retención (Fig. 5).

Con este sistema se introduce una contrapresión más alta que la presión de entrada a la válvula y al bonete mediante la válvula de retención "B" para aplicarle carga al pistón. La válvula de retención "A" impide que la contrapresión llegue al tubo de suministro, al piloto y a la entrada a la válvula principal. En funcionamiento normal, la válvula de retención "B" evita que la presión en el bonete de la válvula principal escape hacia la tubería de descarga.

Materiales de construcción

En las válvulas de seguridad bajo carga de resorte en servicio en un proceso, se utilizan cuerpos de acero fundido y guarniciones de acero inoxidable. Para aplicaciones especiales, también se fabrican válvulas con cuerpos de Monel, Hastelloy, acero de aleación o acero inoxidable con guarniciones para las condiciones de trabajo. Para temperaturas de entrada menores de 450 °F se suelen utilizar resortes de acero al carbono; para temperaturas más altas se necesitan resortes de aleación de tungsteno. Estos resortes están niquelados o aluminizados para resistir la corrosión. Otras aleaciones utilizadas para los resortes son Hastelloy, acero inoxidable e Inconel. Las válvulas con cuerpos de acero inoxidable o de acero-níquel al 3.5%, con guarniciones y resortes de acero inoxidable, se utilizan en aplicaciones con bajas temperaturas.

En la mayor parte de las válvulas bajo carga de resorte se utilizan asientos metálicos planos. Cuando es difícil evitar los escurrimientos, un asiento del tipo con sellos anulares puede ser más adecuado en aplicaciones susceptibles a vibraciones o pulsaciones, para funcionar cerca del punto de graduación y para líquidos que contienen partículas de sólidos. Según sea la composición del sello anular, la temperatura máxima para descarga es entre 200 y 450°F.

Tamaños de orificios

Las válvulas de desahogo de seguridad con boquilla completa tienen orificios de tamaños estándar. La Norma API 520 está destinada a facilitar el intercambio de las válvulas de desahogo hechas de acero, con bridas.⁹ Sin embargo, aunque las bridas de entrada sean de acuerdo con ANSI B 16.5, las presiones graduadas máximas indicadas para estas válvulas son mucho menores que las que permite la capacidad de las bridas. En la tabla II se presentan presiones representativas para un modelo de válvula, sólo para vapor y con cuerpo de hierro fundido, para una gama de presiones y diversos.

Discos de ruptura

Los discos de ruptura para proteger contra sobrepresiones se pueden utilizar por sí solos o en combinación con una válvula de desahogo. Los discos se hacen con diversos metales y están disponibles con un revestimiento en uno o ambos lados para darles resistencia a la corrosión. El solo disco de ruptura tiene empleo limitado

Tabla II Capacidades representativas de una válvula de desahogo

PRESIÓN GRADUADA PSIG	Designación del orificio															
	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	Q	R	T		
10	141	252	395	646	1010	1653	2362	3666	4626	5577	8197	14190	20560	33410		
20	202	360	564	922	1442	2361	3373	5235	6606	7964	11710	20270	29360	47710		
30	262	468	733	1199	1874	3068	4384	6804	8586	10350	15210	26340	38160			
40	323	575	902	1475	2306	3776	5396	8373	10570	12740	18720	32420	45800			
50	383	683	1070	1752	2738	4484	6407	9942	12550	15130	22230	38900	55600			
60	444	791	1239	2028	3170	5192	7418	11510	14530	17510	25700	44000	63500			
70	504	899	1408	2305	3602	5899	8429	13080	16510	19900	29000	50000	71500			
80	565	1007	1577	2581	4034	6607	9440	14650	18490	22290	32800	58000	82500			
90	625	1114	1746	2858	4466	7315	10450	16220	20470	24670	36500	64500	92500			
100	686	1222	1915	3134	4898	8023	11460	17790	22450	27000	40500	71500	102500			
110	746	1330	2084	3411	5330	8730	12470	19360	24430	29300	43800	77000	111000			
120	807	1438	2253	3687	5762	9438	13490	20920	26410	31600	47200	82500	119500			
130	867	1546	2421	3964	6194	10150	14500	22490	28300	33800	50500	88500	128500			
140	928	1653	2590	4240	6626	10850	15510	24060	30200	36000	52500	92500	133500			
150	988	1761	2759	4517	7058	11560	16520	25630	32000	38000	55000	96500	138500			
160	1049	1869	2928	4793	7490	12270	17530	27200	33800	40000	58000	100500	143500			
170	1109	1977	3097	5070	7922	12980	18540	28700	35800	42000	60000	104500	148500			
180	1170	2085	3265	5346	8353	13690	19550	30200	37800	44000	63000	108500	153500			
190	1230	2192	3434	5623	8785	14390	20560	31700	39300	46000	66000	112500	158500			
200	1291	2300	3603	5899	9217	15100										
210	1351	2408	3772	6176	9649											
220	1411	2516	3941	6455	10081											

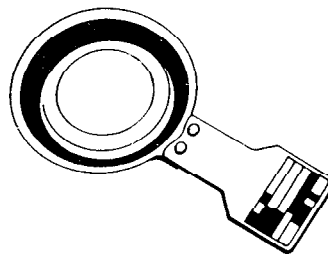
* Capacidad de la boquilla en lb/h para 10% de sobrepresión para vapor de agua de acuerdo con el Código ASME para recipientes de presión sin fuego

porque se puede perder todo el contenido de un sistema de proceso cuando se rompe el disco. Sin embargo, cuando se instala en paralelo con una válvula de desahogo, se tiene capacidad adicional para condiciones de operación extremas.

Se fabrican muchos tipos de discos de ruptura; el preabombado (Fig. 6a) ha logrado gran aceptación. En la figura 6b se ilustra un disco de ruptura de tres componentes que consiste en un soporte al vacío, disco de ruptura y anillo de retén. La presión de ruptura varía en forma directa con el espesor del directo y en relación inversa con el diámetro.

Los materiales de construcción más comunes son: aluminio, Monel, Inconel y acero inoxidable austenítico. Pero también se hacen a veces con cobre, plata, oro, platino, tantalito y titanio, y se requieren hojas, tiras y láminas me-

a. Preabombado



b. De tres componentes



Fig. 6 Los discos de ruptura protegen los sistemas del proceso

tálicas de recocido blando. La gran variedad de requisitos hace que los fabricantes los hagan con espesores de metal entre alrededor de 0.002 a 0.060 in.

Tabla III Discos de ruptura y presiones de reventamiento típicos

		Tamaño, in															
		1/2	3/4	1	1½	2	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	24
Disco		Presión de reventamiento, psig a 70°F															
Aluminio, temp. máx. 50°F	Min.	65	45	34	23	15	10	8	7	5	4	3	3	3	3	3	3
	Máx.	1500	1000	1000	1000	750	500	400	300	225	175	150	150	150	125	125	100
Aluminio, forro plomo un lado, temp. máx. 250°F	Min.	89	61	46	31	18	14	11	9	7	6	5	5	4			
	Máx.	1500	1000	700	500	350	250	200	150	100	90	80	70	60			
Aluminio forro vinilo un lado*	Min.	65	45	34	23	20	14	11	8	5	5	4	4	4	4	4	4
	Máx.	1500	1000	1000	1000	750	500	400	300	225	175	150	150	150	125	125	100
Cobre, temp. máx. 250°F	Min.	235	155	125	73	40	32	33	28								
	Máx.	4500	3000	2000	1500	1000	800	600	500								
Plata, temp. máx. 250°F	Min.	245	175	125	85	55	35	25	20	17							
	Máx.	6000	3500	3500	3500	2500	2000	1500	1000	500							
Níquel, temp. máx. 750°F	Min.	340	260	190	125	75	46	38	33	24	20	20	150	235	210	190	145
	Máx.	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720
Monel, temp. máx. 800°F	Min.	460	320	250	175	105	80	54	43	37	30	385	330	285	255	230	190
	Máx.	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720
Inconel, temp. máx. 1000°F	Min.	760	440	410	290	180	130	100	75	40	32	27	23	20	18	16	220
	Máx.	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720
Acero inoxidable tipo 321, temp. máx. 600°F	Min.	850	600	485	365	195	135	105	85	65	50	50	48	44	38	30	80
	Máx.	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720

* El anillo de retén debe soportar el sello de plástico

Normalmente, los discos de ruptura están disponibles en tamaños de 1/2 a 24 in de diámetro. Algunos fabricantes los tienen en tamaño de 1/8 a 44 in. En la tabla III aparecen datos de discos de ruptura representativos.

Un disco de 1/2 in puede tener una presión mínima de ruptura entre 65 y 850 psig, según el metal con que esté hecho. Un disco de 24 in se puede romper a apenas entre 3 y 35 psi. Para los tamaños pequeños se pueden obtener presiones de ruptura de 6 000 psig, pero es raro que los discos grandes tengan presiones de ruptura mayores de 700 psig.

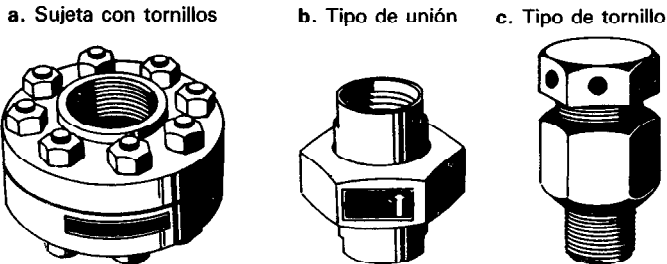


Fig. 7 Bridas para instalar discos de ruptura

Las bridas para sujetar el disco e instalarlo en un sistema a presión son de muchos tipos. Las más comunes son: tipo atornillado (Fig. 7a), las de tipo de unión (Fig. 7b) y las de tipo de tornillo (Fig. 7c). Estas bridas se instalan en un sistema con soldadura o con conexiones rosca. Además, la del tipo sujeto con tornillos está disponible en una configuración que permite atornillarla en bridas existentes en el sistema y se utiliza en todos los tamaños, desde 1/2 hasta 24 in, con muchas capacidades de presión. La del tipo de unión está limitada a tamaños hasta de 2 in; la de tornillo hasta 1 in.

Los discos de ruptura colocados corriente arriba de las válvulas de desahogo protegen contra fugas en sistemas que manejan materiales muy tóxicos o muy costosos. Esa instalación ofrece protección adicional en un sistema en que se manejan materiales que es posible ocasionen ensuciamiento o corrosión de una válvula de desahogo, hasta el grado de que deje de funcionar. Se requiere un respiradero que, por lo general, es una válvula de exceso de circulación, entre la válvula de desahogo y el disco de ruptura. La válvula de exceso de circulación tiene también un manómetro para indicar si se ha roto el disco.

En algunos casos, el disco de ruptura se utiliza corriente abajo de la válvula de desahogo en condiciones en que no resulta práctica la instalación corriente arriba o cuando hay que proteger contra la corrosión los mecanismos de válvulas conectadas con un cabezal. Con esta disposición, hay que utilizar una válvula en la cual la contrapresión no influya en el valor graduado o un respiradero, entre la válvula de desahogo y el disco de ruptura.

Los discos de ruptura, además de tener mejor resistencia a la corrosión, ofrecen las siguientes ventajas en relación con las válvulas de desahogo de seguridad: no hay escurrimiento hasta el momento en que se rompen, son adecuados para servicio con pastas aguadas, ofrecen mejor control de explosiones y detonaciones y las altas viscosidades no influyen mucho.

EQUIPO PARA TRANSFERENCIA Y ELIMINACIÓN

La tubería para el sistema de transferencia y eliminación en los sistemas para desahogo de presión necesitan tanto cuidado en el diseño mecánico como la tubería para el manejo de los fluidos del proceso. En realidad, el diseño de la tubería de descarga de las válvulas de seguridad o de desahogo suele ser más complejo que el de la tubería para el proceso en sí. Esto es posible que ocurra porque la tubería para desahogo está sujeta a una amplia gama de temperaturas, presiones, choques y corrosividad por los fluidos de la tubería en cualquier segmento en el proceso. Asimismo, el sistema de eliminación debe ser adecuado para manejar cualquier fluido.

Las deformaciones térmicas ocasionadas por la entrada de fluido caliente o frío ocasionan los principales esfuerzos en la tubería de descarga de un sistema de eliminación. La temperatura en algunos sistemas de desahogo de equipo de refinerías pueden ser desde menos de 0°F hasta centenares de grados Fahrenheit. El diseño del sistema de tubería de desahogo para tener adaptabilidad en esas condiciones es más complicado que el de la tubería de proceso. En este último, las variaciones en la temperatura son pequeñas por arriba o por abajo de la normal de funcionamiento y no suelen ser ocasionales ni sin control como en el sistema de desahogo.

Por lo general, se puede prever la expansión a fin de mantener grados permisibles de deformación en toda la gama de temperatura del sistema de desahogo. Para ello se utilizan uniones o cierta configuración de la tubería o uniones de expansión con elasticidad con frío y calor.

Es de gran importancia tener en cuenta los esfuerzos en la tubería de acero al carbono que podrían ocurrir si se enfría a menos de la temperatura de transición. Esto puede ocurrir por la entrada de fluidos fríos o por la autorrefrigeración cuando los líquidos de bajo punto de ebullición sufren una reducción en la presión. Las especificaciones de materiales, esfuerzos permisibles y requisitos de las pruebas de impacto para tubos de acero al carbono que estarán sometidos a temperaturas hasta de -50°F, aparecen en ANSI B 31.3 "Tubería para Refinerías de Petróleo", publicada por ASME. Como precaución adicional, se ha encontrado que el desesforzado de sistemas de tuberías soldadas es ventajoso para reducir la posibilidad de fracturas por fragilización del acero al carbono.

En sistemas de procesos en donde puede haber temperaturas hasta de -50°F, los tubos de desahogo se construyen con materiales que permanecen dúctiles a la temperatura más baja esperada. Al seleccionar ese material, es posible obtener cierta ventaja con el calor absorbido del ambiente, siempre y cuando se utilice el coeficiente de transferencia correcto. Además, se debe tener en cuenta el efecto de la acumulación de hielo, que es aislante, en las tuberías que están a la intemperie.

Es posible que las válvulas de desahogo de seguridad estén sometidas a esfuerzos térmicos y mecánicos, lo cual se debe tener muy en cuenta al diseñar la tubería de descarga. Estos esfuerzos pueden ocasionar mal funcionamiento o fugas por las válvulas. Los anclajes y soportes

adecuados y la flexibilidad en la tubería de descarga son importantes para evitar esfuerzos en estas válvulas ocasionados por la tubería.

Los soportes de las tuberías de descarga tan sólo en la salida de la válvula de desahogo, en vez de usar soportes separados, producen esfuerzos mecánicos en la tubería de entrada y en las válvulas de desahogo de seguridad correlativas. Se producen esfuerzos mecánicos similares por la alineación forzada de la tubería de descarga. Las primeras deformaciones suficientes para ocasionar la falla mecánica suelen ocurrir en la tubería de entrada. Sin embargo, el mal funcionamiento y las fugas las pueden ocasionar los momentos y esfuerzos variables de menor intensidad. Las fuerzas de reacción que se producen cuando descarga una válvula de desahogo de seguridad, también pueden ocasionar esfuerzos en la tubería de eliminación. Consúltase en la norma API RP 520, Parte II, Párrafo 2.4, la fórmula para calcular las cargas reactivas ocasionadas por el funcionamiento de las válvulas de desahogo.⁷

Las cargas de choque también se deben tener en cuenta como posibles causantes de esfuerzos en la tubería de desahogo. Dos de las causas de las cargas de choque son 1) el impacto de masas de líquido en el punto en donde se invierte o cambia de sentido la circulación y 2) la descarga súbita de un fluido compresible a un sistema con tubería multidireccional.

Eliminación de la descarga

Por seguridad, las descargas de líquidos y gases inflamables de las refinerías se deben llevar a un sitio conveniente para eliminarlas. Las mezclas en las que predominan los vapores condensables y los líquidos se pueden enviar, en un sistema cerrado, a un lavador con agua para eliminar la fracción condensable. Los vapores no condensables que salen del lavador se descargan en una forma práctica y que no produzca daños, por ejemplo, a la atmósfera con una chimenea o, para mayor seguridad, hacia un sistema cerrado que los lleve directamente a un foso de combustión o a un quemador elevado. La elección del método para eliminación se basa en la disponibilidad del espacio, condiciones locales, reglamentos contra la contaminación y la economía. Una medida de seguridad sumamente importante es la neutralización química de vapores tóxicos o su conversión por combustión en materiales menos tóxicos.

Tambores de expulsión y sellos

Se debe proveer un tambor de expulsión junto a cada unidad o grupo de unidades de proceso si existe la posibilidad de descarga de líquido hacia los quemadores verticales. Se recomienda muy especialmente tener instalaciones para la transferencia automática del líquido acumulado, a través de un enfriador si es necesario, a un almacenamiento de desechos u otro medio para eliminación. Para satisfacer la gran variedad de posibles condiciones, cada instalación tiene requisitos individuales específicos en su diseño. Por ejemplo, 1) se puede requerir aspersión de agua para el control de temperatura

de los vapores calientes, 2) puede ser necesario calentar los hidrocarburos ligeros para contrarrestar el efecto refrigerante de la vaporización y 3) se puede necesitar, en climas muy fríos, protección contra la congelación del agua o la solidificación de hidrocarburos pesados.

Además de un tambor de expulsión en los límites de la batería de equipo, se debe proveer un sello de "pote" contiguo a la base del quemador vertical para atrapar el líquido condensado. El quemador debe estar en ángulo para que el líquido retorne al tambor de expulsión.

Los sellos de la tubería están destinados para ser llenados con un líquido por lo general agua, y colocarlos para evitar retroceso de llama hacia el quemador vertical. Consisten en un bucle o trampa en la base del quemador o en la conexión de entrada al mismo. Cuando hay poco flujo, los sellos de tubo pueden ocasionar pulsaciones en el flujo de gas al quemador. Además, se puede expulsar el sello de líquido por la parte superior del quemador cuando hay descargas anormales de gases. Los sellos de tubo suelen ser más baratos que los tambores de expulsión. El sello de tubo más sencillo es adecuado cuando la condensación con acumulación de hidrocarburos en el sello no constituye un problema; de lo contrario, se necesita un sello de tubo más complejo, con un sistema continuo para "desnatar" y eliminar los hidrocarburos condensados.

TAMAÑO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

La cantidad y tipo de fluido que se va a descargar en una unidad de tiempo y la presión diferencial en la válvula determinan el tamaño de ella. La selección del tipo (estándar o equilibrada) depende de la presión máxima acumulada en el cabezal de desahogo en comparación con la contrapresión permisible. El método usual cuando se manejan gas, vapores o vapor de agua es calcular los requisitos de capacidad de las válvulas a la presión máxima permisible de trabajo del recipiente y para llegar a la plena capacidad con una presión 3% a 10% superior a la de diseño, según sea el código aplicable. La sobrepresión se llama también acumulación y se basa en el porcentaje de aumento de presión desde el momento en que empieza a abrir la válvula hasta que está abierta por completo.

Las válvulas para desahogo de líquidos llegan a su capacidad nominal con no más de 25% de sobrepresión. Es difícil calcular la zona de restricción de circulación por las posibles variaciones en la configuración del disco. Los coeficientes de descarga también varían de acuerdo con el diseño.

Para calcular el tamaño de una válvula para gas a una presión más alta o más baja que la de calibración, se debe recordar que la ley de los gases perfectos no se aplica para determinar el volumen de flujo, por la diferencia en la zona para flujo con una presión más alta o más baja corriente arriba.

Al ocurrir la descarga en las válvulas de seguridad y de desahogo de seguridad, el flujo en la garganta de la boquilla llega a un valor constante correspondiente a la

presión de flujo crítico para una presión de flujo dada corriente arriba. Por tanto, el flujo en condiciones adiabáticas es directamente proporcional a la presión absoluta.

Los cálculos para determinar el tamaño de las válvulas de desahogo y discos de ruptura aparecen en la parte 2 de la referencia bibliográfica 3. Para algunas válvulas del tipo de boquilla, se aplican las siguientes fórmulas:

Para vapor de agua:

$$A = \frac{W}{51.45 K_D P K_{SH}}$$

en donde A es la superficie de la boquilla, in^2 , W es la capacidad de flujo lb/h ; K_D es el coeficiente real de descarga de las válvulas para calderas (Código ASME, Sección I) y para todas las válvulas certificadas a partir de 1963 para recipientes de presión sin fuego; P es la presión graduada, $\text{psig} \times 1.03 +$ la presión atmosférica para calderas (Código ASME, Sección I) o presión graduada, $\text{psig} \times 1.10 +$ la presión atmosférica para recipientes de presión sin fuego (Código ASME, Sección VIII), excepto cuando hay exposición al fuego, en donde P es la presión graduada $\times 1.20 +$ la presión atmosférica, y K_{SH} es el factor de corrección para supercalentamiento.

Para gases o vapores:

$$A = \frac{W}{K_D C P} \left(\frac{T Z}{M} \right)^{1/2}$$

en donde A , W , K_D y P tienen las mismas definiciones que en la ecuación anterior, T es la temperatura de descarga, $^{\circ}\text{R}$; Z es el factor de compresibilidad en condiciones de descarga; M es el peso molecular y C es una constante para el gas o el vapor que es función de las relaciones entre los calores específicos.

$$C = 520 \left[k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)(k-1)} \right]^{1/2}$$

En el Apéndice J del Código ASME¹ aparece una tabla de valores numéricos de C para diversas relaciones entre los calores.

Si no se conoce la relación k entre los calores específicos a presión y volumen constantes, se puede utilizar para C un valor conservador de 315.

El Código ASME no incluye fórmulas para el desahogo de líquidos, pero se suele aceptar una relación derivada de la fórmula general para circulación:

$$A = \frac{Q}{27.2 K_p K_v} \left(\frac{S}{\Delta P} \right)^{1/2}$$

en donde A es la superficie de la boquilla, in^2 , Q es la capacidad, gpm ; K_p es un factor de presión igual a 1.0% para acumulación de 25% o de 0.6 para 10% de acumulación, K_v es el factor de viscosidad, S es la densidad relativa a la temperatura de circulación, y ΔP es la presión diferencial en la válvula, psi .

Tamaño de los discos de ruptura

Cuando la tubería de entrada es corta y la descarga es directa a la atmósfera, los discos de ruptura se pueden considerar como orificios con bordes agudos para calcular sus tamaños:

$$\text{Para líquidos: } A = \frac{Q}{29.1} \left(\frac{S}{\Delta P} \right)^{1/2}$$

$$\text{Para gases: } A = \frac{W}{35.2 P} \left(\frac{M}{T} \right)^{1/2}$$

en las cuales los símbolos son los mismos que en las ecuaciones anteriores.

Cuando las tuberías de entrada o descarga tienen una longitud apreciable, se debe calcular la caída de presión (o flujo) en el sistema. Para ello, se puede suponer que el disco equivale a 50 diámetros de tubo recto.

Tubería de descarga, tambores de expulsión y sellos

Las consideraciones básicas para determinar los tamaños de las tuberías en el cabezal principal y laterales de descarga son:

- Capacidad máxima requerida para descarga de vapores.
- Contrapresión máxima permisible en los cabezales.
- Tipo de válvula de desahogo de seguridad que se utilizará.
- Códigos aplicables.
- Principios de ingeniería requeridos.

Después de establecer estos conceptos, la determinación del tamaño de las tuberías consiste en el cálculo del flujo de fluidos.

La capacidad máxima requerida para descarga de vapores está basada en la válvula o grupo de ellas que se puede necesitar en forma simultánea para descargar la máxima cantidad de vapores producida por una situación anormal en el proceso. La contrapresión máxima permisible en los cabezales se establece de acuerdo con la presión mínima de diseño de un recipiente en el sistema o se basa en el tipo de válvulas de desahogo que se utilizarán o en los códigos aplicables. Además, en un sistema de descarga con múltiples, el cabezal se debe diseñar de modo que limite la contrapresión alrededor del 25% de la presión en la válvula con graduación más baja. En la referencia bibliográfica 8 se dan los detalles de los cálculos para el tamaño de las tuberías.

El tamaño de los tambores de expulsión se suele determinar por el método de prueba y error o al tanteo. El primer paso es determinar el tamaño de tambor requerido para separar los líquidos arrastrados. Se debe tener en cuenta el tiempo de permanencia del gas o vapor en el recipiente, pues las partículas de líquido se separan cuando ese tiempo es igual o mayor al requerido para recorrer la distancia vertical disponible a la velocidad de desprendimiento de las partículas de líquido. Además, la velocidad del gas debe ser lo bastante baja como para

permitir que se desprendan las partículas de líquido. La altura vertical disponible se calcula como la distancia desde la superficie del líquido acumulado. El tiempo de permanencia del gas debe ser tal que no se permita que lleguen porciones grandes de líquido al quemador; dado que éste puede manejar gotitas, la velocidad vertical permisible en el tambor se debe basar en la requerida para la separación de gotitas de 150 micras o más de diámetro.

El segundo paso para calcular el tamaño de un tambor de expulsión es el efecto del líquido almacenado. Las corrientes que pasan por el tambor se seleccionan de acuerdo con su composición y con las políticas para operación de la planta. El tiempo recomendado para retención de líquido es de 10 a 30 min.

La selección del tamaño del tambor y de su colocación vertical u horizontal se basan en aspectos económicos. A menudo, un tambor horizontal es más económico cuando se necesita un gran volumen para almacenamiento de líquido y la velocidad de los vapores es alta.

El cálculo del tamaño del tambor de sello como primer paso, requiere determinar la contrapresión máxima permisible en el cabezal de respiración. Éste, a su vez, establece la distancia máxima en que se sumerge el tubo de entrada. La relación entre la superficie seccional del tubo de entrada y la zona libre del recipiente para flujo de gas encima de la superficie del líquido debe ser, en todo momento, cuando menos de 1 a 3, para evitar borbotos en el flujo de gas al quemador. En la referencia 8 aparecen los cálculos del tamaño para tambores de expulsión y sus sellos.

DISEÑO DEL SISTEMA DE DESAHOGO

Entre los factores más importantes para el diseño de un sistema de desahogo se cuentan:

- Códigos aplicables: locales, estatales y federales y Código ASME para calderas y recipientes de presión, Sección VIII.
- Capacidad de descarga de cada válvula cuando ocurren presiones anormalmente altas.
- Características de funcionamiento de las válvulas de desahogo.
- Sobrepresiones de diseño del equipo de proceso que requiere protección contra ellas.
- Propiedades químicas y físicas de los vapores y gases que se descargarán del sistema.

El Código ASME especifica las prácticas seguras para diseño, construcción, inspección y reparación de recipientes de presión sin fuego y sus requisitos son:

- Todos los recipientes de presión sin fuego que no sean generadores de vapor se deben proteger mediante dispositivos de desahogo de presión capaces de evitar presiones en el recipiente superiores al 10% de la presión permisible de trabajo, excepto cuando la presión excesiva es el resultado de un fuego u otra fuente inesperada de calor. En este caso, los dispositivos de desahogo de presión deben evitar sobrepresiones mayores a un 20% de la presión máxima permisible de trabajo, con todos los dispositivos de desahogo en funcionamiento.

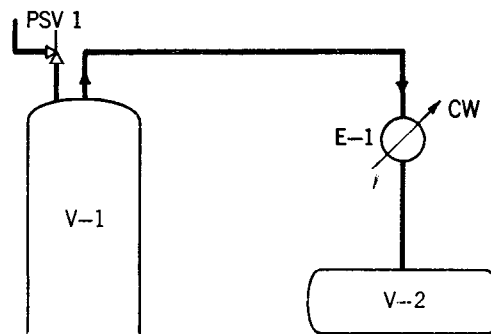


Fig. 8 Componentes interconectados tratados como una unidad

- El tamaño del tubo de salida debe ser tal que cualquier presión existente o que se esté produciendo en la tubería de descarga no reduzca la capacidad de los dispositivos de desahogo a menos de los requisitos para la prevención adecuada de la contrapresión.

El incendio es el peligro latente más grave en las refinerías de petróleo y las plantas de procesos químicos. Cuando el equipo cerrado que contiene líquidos está expuesto a un incendio, puede estar sometido a presiones superiores a su punto de ruptura, si no tiene un desahogo adecuado. Los intercambiadores de calor, columnas de fraccionamiento, recipientes para almacenamiento y recipientes para operación pueden quedar expuestos a un incendio.

El equipo interconectado con un sistema de tubería que no incluye válvulas para aislamiento de cada unidad se puede considerar como una sola unidad para instalar una o más válvulas de desahogo, pero la presión graduada debe ser la mínima presión de diseño de cualquier componente. En la figura 8 se ilustran los tres componentes interconectados protegidos con una sola válvula de desahogo PSV-1. Cuando los componentes se pueden aislar con válvulas (Fig. 9) se necesita una válvula de desahogo en cada uno. La PSV-1 está destinada a desahogar la unidad consistente en V-1 y E-1, y PSV-2 sólo para desahogar V-2.

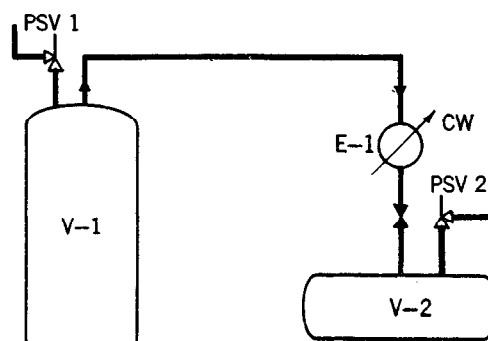


Fig. 9 Las unidades bloqueadas requieren válvulas de desahogo separadas

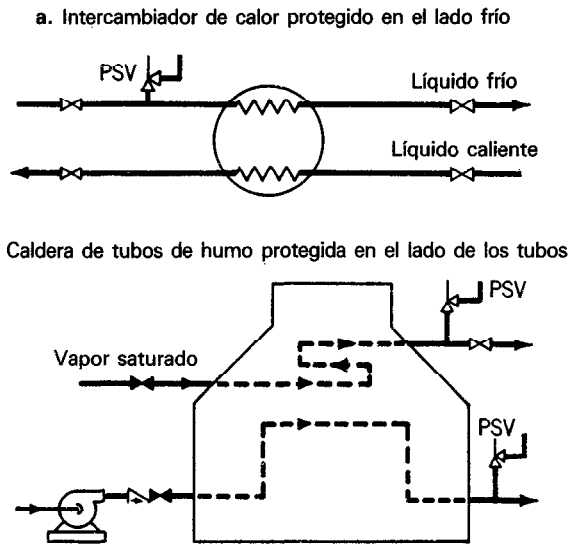


Fig. 10 Las tuberías para líquido bloqueadas necesitan desahogo de presión

Entradas y salidas cerradas

Las secciones cerradas o bloqueadas de tubos llenos con líquido frío expuestas al sol se deben proteger con válvulas de desahogo. En otra forma, se pueden romper los tubos por la dilatación del líquido atrapado.

Se requiere una válvula de desahogo en el lado frío de un intercambiador de calor si la instalación permite bloquear el lado frío lleno con líquido mientras circula un líquido caliente por el lado caliente (Fig. 10a). Si no hay desahogo de presión, el líquido bloqueado en el lado frío se puede calentar lo suficiente para dilatarse y romper el cuerpo o casco.

Si se puede bloquear el líquido que circula en los serpentines de un calentador con fuego, se debe tener desahogo de presión para evitar la sobrepresión en caso de que se aplique calor mientras está atrapado el líquido en los serpentines. En la figura 10b, al cerrar las válvulas de corte en la tubería de alimentación de líquido se cierran los serpentines. Esto también se puede hacer con el cierre de la válvula de salida y con la válvula de retención para impedir el flujo inverso. La válvula de desahogo debe estar en el lado de salida del serpentín para que haya flujo en él y evitar la formación de carbón si hay un bloqueo.

También se necesita una válvula de desahogo en el serpentín de vapor supercalentado de la caldera de la figura 10b, por la posibilidad de encenderla con las válvulas cerradas en los serpentines para vapor.

Los compresores y bombas reciprocantes, las bombas de engranes, el lado de descarga de vapor de las turbinas y las columnas de fraccionamiento son susceptibles a la sobrepresión ocasionada por salidas bloqueadas o pérdida del medio de condensación. En las figuras 11a y 11b se ilustran colocaciones de válvulas de desahogo con las cuales el fluido bloqueado puede descargar por el lado de succión.

Dado que el lado de descarga de vapor de una turbina está proyectado para una presión mucho más baja que el lado de entrada, la válvula de desahogo (Fig. 11c) se coloca en el lado de una turbina que impulsa una bomba. Si se llega a bloquear la salida del vapor sin tener un desahogo, la presión en el lado de escape subiría hasta ser igual a la de entrada; pero si no se utiliza la válvula de corte de la descarga, no se necesita la válvula de desahogo, siempre y cuando el sistema de corriente abajo tenga protección adecuada.

En la columna de fraccionamiento se puede producir la sobrepresión cuando se bloquea el flujo de vapores en la parte superior y continúa la aplicación de calor en la columna. En el caso de la figura 12, podría ocurrir so-

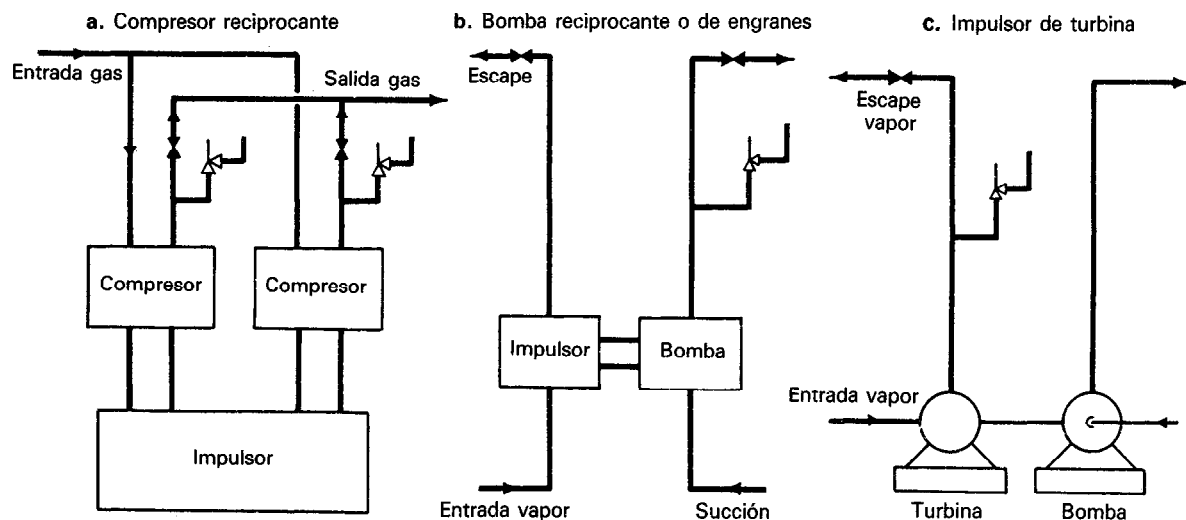


Fig. 11 Los compresores, bombas y turbinas están sujetos a sobrepresión y necesitan válvulas de desahogo

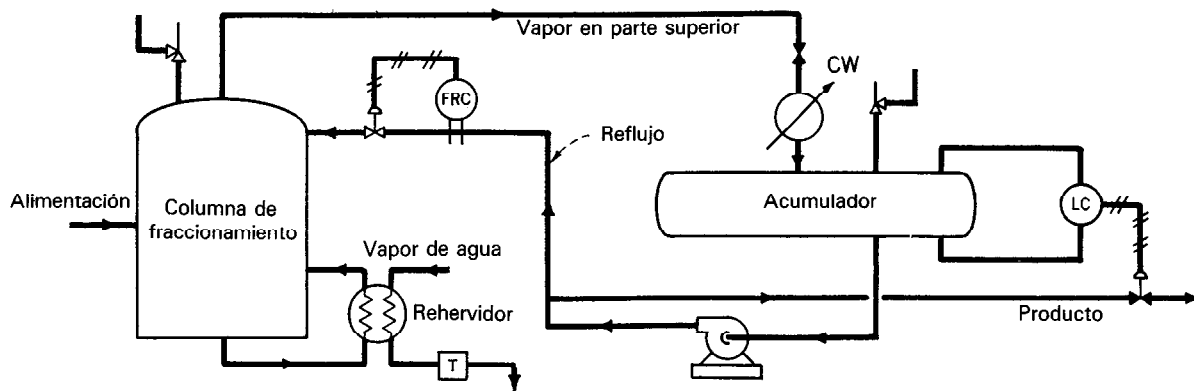


Fig. 12 La columna de fraccionamiento puede tener sobrepresión por bloqueo, pérdida de agua, falla de equipo o instrumentos

brepresión si hay cierre accidental de la válvula de corte en la tubería superior para vapores y continúa el calor para el rehervidor. Por ello se necesita válvula de desahogo en la columna para un funcionamiento seguro.

Con referencia de nuevo a la figura 12, la sobrepresión en la columna también puede ocurrir por pérdida del reflujo, que puede ser por una falla de la bomba o un instrumento o la pérdida de agua de enfriamiento. Si no hay reflujo se sobrecalienta la columna porque no hay agua para enfriamiento.

Otra causa importante de sobrepresión es la falla de un instrumento o la pérdida de aire para uno o todos los instrumentos de una unidad. La pegadura de una válvula de control en la posición abierta o cerrada es un tipo de falla que se debe tener en cuenta. Con referencia

a la figura 13a, si la presión máxima de diseño de la columna fuera de 60 psi y se emplease vapor para destilación a 150 psi, ocurriría la contrapresión si la válvula de control de flujo estuviera pegada en la posición de apertura total; pero esto no ocurriría si el condensador superior estuviera proyectado para condensar la cantidad total de vapor que pasa por la válvula de control. La sobrepresión también puede ocurrir si se cierra la válvula de corte entre el condensador y el acumulador por la acumulación de un exceso de vapor a 150 psi.

En la unidad de absorción ilustrada en la figura 13b, el petróleo rico que sale del absorbedor a 450 psig, pasa por una válvula de control de nivel a 200 psig hasta el desetanizador, que está diseñado para una presión máxima de 250 psi. Si la válvula de control se pega en la posición abierta, habría exceso de presión en el desetanizador, pues esa válvula es la única "división" entre las dos columnas. Por tanto, la válvula de desahogo es indispensable para funcionamiento seguro.

Otras causas de sobrepresión

Se debe tener en cuenta la posibilidad de errores humanos en la operación al diseñar sistemas de desahogo de presión. Por ejemplo, un operador podría cerrar por accidente las válvulas de corte en el lado frío del intercambiador de calor (Fig. 10a) y abrir las del lado caliente. También podría cerrar las válvulas de corte (Fig. 10) en el serpentín de vapor que contiene agua sin que se interrumpa la combustión en la caldera. En el caso de las figuras 11a y 12 podría cerrar a mano las válvulas de descarga del compresor y la bomba. Estos son unos cuantos ejemplos de cómo la operación incorrecta puede producir sobrepresión en un sistema de proceso.

Las fallas de equipo más comunes que ocasionan sobrepresión son las que ocurren en el sistema de agua de enfriamiento de la planta, bombas de reflujo de columnas de fraccionación y tubos de intercambiadores de calor. Las bombas pueden tener desperfectos mecánicos o pérdida de potencia. Dado que los tubos de los intercambiadores se agrietan a veces, se debe tener en cuenta el efecto de un fluido a alta presión sobre el lado de baja presión. Si la alta presión se localiza en el lado de los tu-

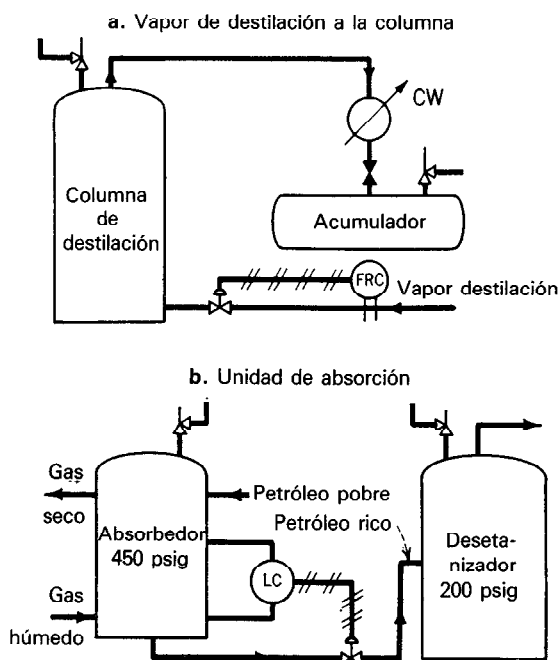


Fig. 13 La falla de válvulas de control ocasiona sobrepresión

bos y se agrieta uno de ellos, puede ocurrir una sobrepresión en el lado del cuerpo y sus tubos o el equipo relacionado. Se debe tener igual cuidado con la alta presión en el lado del cuerpo o casco.

La transmisión de ondas de presión hacia un lado y otro en un tubo lleno con líquido produce lo que se llama golpe de ariete y lo puede ocasionar el cierre rápido de una bomba o de una válvula en la tubería para líquido. La presión que se produce puede en ocasiones producir ruptura de la tubería o del equipo.

En el equipo que no está diseñado para sobrepresión se debe tener protección contra el vacío o presión negativa si hay la posibilidad de que se produzca. Muchas veces se han contraído o aplastado los recipientes porque la presión en un interior es menor que la presión atmosférica. Algunas causas de que haya vacío parcial o total en un equipo son:

- Extraer más líquido del que entra al recipiente.
- Sacar el líquido de un recipiente sin ventilación, es decir, al sacar el agua después de una prueba hidrostática.
- Introducir líquido frío en un recipiente muy pronto después de haberlo limpiado con vapor.

PROTECCIÓN CONTRA EXPLOSIONES

Agua en aceite caliente

No existen métodos generalmente aceptados para calcular los requisitos de desahogo para el caso en que el agua entre en contacto con aceite o petróleo calientes, aunque se ha reconocido que es una fuente potencial de sobrepresión. Si se conoce la cantidad de agua, lo cual ocurre raras veces, y se puede calcular el calor disponible en el vapor de proceso, se puede proyectar la válvula de desahogo como si fuera una válvula para vapor. Pero todavía sería dudoso si esa válvula podría abrir con suficiente rapidez para descargar la conversión casi instantánea del líquido en vapor (alrededor de 1 a 1 400 veces a presión atmosférica) que ocurre en estas condiciones. Esto se aplica a la vaporización instantánea de hidrocarburos ligeros por el petróleo caliente, aunque la relación por volumen entre vapor y líquido pueda ser mucho menor que en la vaporización del agua.

Aunque no se suele proveer ningún dispositivo de desahogo para esta contingencia, el cuidado en el diseño y operación del proceso puede reducir mucho o eliminar casi por completo la posibilidad de una explosión por esa causa. Algunas de las precauciones que se pueden tomar son doubles válvulas de corte y purga en las conexiones para agua, trampas para vapor y condensado y evitar cavidades en donde se acumule el agua.

Explosión interna

Es muy difícil o imposible formular reglas generales para determinar con exactitud el tamaño de los dispositivos de desahogo o descarga de explosiones internas. No hay ningún método de determinación que tenga aceptación general debido a los factores termodinámicos que

intervienen, a la incertidumbre para determinar los regímenes de aumento de temperatura o de presión y la carencia de base para determinar la mezcla gaseosa que está presente. Se conviene en general que se deben utilizar discos de ruptura en vez de válvulas de desahogo para protección contra explosiones internas, principalmente porque los discos reaccionan con mayor rapidez que las válvulas ante un aumento instantáneo en la presión. Asimismo, los límites de presión señalados por los códigos para recipientes no siempre son aplicables en condiciones de un aumento muy rápido en la presión.

Las explosiones internas ocasionan aumento en la presión en los recipientes como consecuencia de:

- La presión y el contenido del recipiente inmediatamente antes de la explosión.
- Presión de reventamiento del disco de ruptura a la temperatura de operación.
- Superficie del disco de ruptura en relación con el volumen del recipiente.
- Duración y sentido de la onda de presión explosiva.

En las pruebas controladas de presión, se ha comprobado que la presión potencial máxima de una explosión de mezclas típicas de aire e hidrocarburos a temperatura ambiente es alrededor de ocho veces mayor que la presión en el recipiente, justo antes de la explosión. Además, la presión máxima puede ser mucho mayor y no está limitada por la capacidad nominal del disco de ruptura.

Dado que no hay métodos de diseño generalmente aceptados para la protección contra explosiones internas, el diseñador es el responsable de seleccionar, a su juicio, el medio más eficaz para protección. Se sugieren los dos métodos siguientes:

- Diseñar el recipiente para que soporte las explosiones internas con la adición de un factor de seguridad a la presión normal de operación. Sin embargo, el factor de seguridad requerido puede hacer impráctico este método.
- Con base en el volumen contenido en el recipiente, se puede determinar el tamaño del disco de ruptura con un método arbitrario. Para proteger contra una explosión de aire e hidrocarburos en una refinería de petróleo se considera adecuada una superficie de 2 ft² por cada 100 ft³ de volumen de vapores. No se puede hacer una recomendación oficial hasta que se hagan más investigaciones de las explosiones internas.

Reacciones químicas

Se necesitan amplios conocimientos de la cinética y de la velocidad de las reacciones para calcular la rapidez de desahogo de presión que se necesita para una reacción química en un sistema cerrado. Las consideraciones en cuanto a las reacciones químicas que puedan ser semejantes a una explosión son similares a las antes mencionadas.

Las reacciones exotérmicas son especialmente peligrosas por:

- La aceleración de la velocidad de reacción cuando aumenta la temperatura acompañada de un elevado régimen de liberación de energía.

• Se liberan grandes volúmenes de no condensables, en muchos casos cuando la temperatura ha aumentado en exceso y se inician las reacciones de descomposición.

Es posible que el desahogo normal de la sobrepresión resulte inadecuado en estas condiciones. Para evitar posibles reacciones descontroladas, se debe proporcionar un desahogo rápido de la presión.

Si se pudiera diseñar un sistema de desahogo de presión absolutamente confiable, se podrían evitar sobrepresiones destructoras con la adición de suficiente fluido volátil para absorber el exceso de calor de la reacción, con lo cual se enfriaría el sistema a una temperatura segura; con ello se podría calcular la sobrepresión y proveer capacidad para desahogo, aunque sea grande. La refrigeración interna por la vaporización del líquido evitaría sobrepresiones más serias que podrían dar por resultado una reacción química sin control.

Sistemas supresores de explosiones

Cuando se diseña un sistema de protección contra explosión o incendio junto con la planta de procesamiento y almacenamiento de un material particular, es necesario determinar mediante pruebas las características explosivas y reactivas de este material en forma de polvo, vapor o gas. Se sabe en la práctica que las explosiones no son instantáneas. Para cualquier material combustible, hay una demora mensurable de milisegundos ante la ignición y el aumento de la presión hasta valores explosivos. En la mayor parte de los casos, esa demora se puede aprovechar con ventaja para reprimir una explosión que ya ha empezado, con la aplicación de las siguientes técnicas de supresión:

- Descarga de un supresor para extinguir la explosión antes de que haya un aumento considerable en la presión.
- La apertura de respiradores de desahogo con una carga explosiva suficiente y con tiempo para descargar la presión creciente. A menudo se utilizan supresores en combinación con los respiraderos para apagar los incendios subsecuentes.
- La inclusión de supresores corriente abajo de la zona peligrosa para evitar explosiones en cadena o la diseminación del fuego.
- Aislamiento de una sección determinada de la planta para evitar que se extiendan las explosiones y los posibles incendios.
- Inclusión de relevadores de paro inmediato del proceso cuando ocurre una explosión.

En la figura 14 aparece un diagrama de un sistema de protección contra explosiones.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSFERENCIA Y ELIMINACIÓN

Antes de diseñar la sección de eliminación en un sistema de desahogo de presión se debe hacer un análisis detallado de todas las posibles condiciones en las que se descargarán los fluidos desde los dispositivos de desahogo del sistema, a fin de determinar la carga máxima pa-

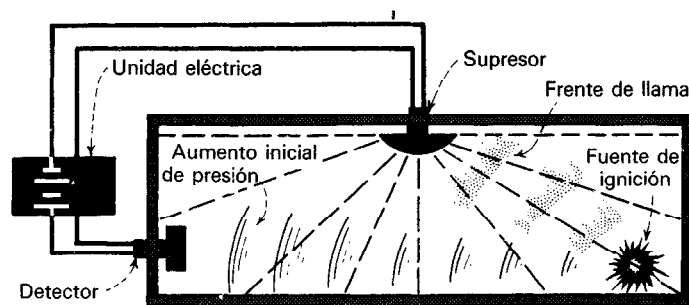


Fig. 14 El detector capta el aumento inicial de presión

ra cualquier emergencia, o sea, el total de las cargas de los aparatos individuales que descargan en condiciones de emergencia.

La carga máxima es la que exige la mayor pérdida de carga en todo el sistema. No es por necesidad el máximo número de libras por hora que debe descargar el sistema. Por ejemplo, un vapor que tenga peso molecular de 12 y un volumen de 100 000 lb/h a 300°F, produce mayor pérdida de carga o presión y más esfuerzo en el sistema de desahogo que un sistema en que circulan 150 000 lb/h de un vapor a 100°F con peso molecular de 44.

La sobrepresión, que requiere un desahogo de emergencia, ocurre por un acontecimiento específico. Dado que es muy improbable que ocurran dos o más eventos no relacionados, rara vez se utilizan como base para calcular la carga máxima del sistema. El tamaño de las tuberías desde cada válvula de desahogo se calcula para máximo flujo, pero las secciones de un cabezal principal o secundario deben ser del tamaño adecuado para un máximo específico.

Además de la descarga de las válvulas de desahogo de presión, el sistema de eliminación pueden recibir una carga adicional de los sistemas de reducción de presión de los vapores, que son instalaciones auxiliares para la reducción rápida de la presión en el equipo mediante la descarga de vapores. Los cabezales en que se encuentran las válvulas de desahogo reciben a menudo corrientes de reducción de presión; la carga de ellas se debe sumar a las de cada válvula de desahogo para calcular la carga máxima en un sistema de eliminación.

Sistemas con una sola válvula

El sistema con una sola válvula que descarga a la atmósfera es el más sencillo de los métodos para desahogo y eliminación. Para evitar la contrapresión se emplea una tubería de corriente abajo que sea lo más corta posible. Este tipo de sistema de descarga se instala a menudo en lugares elevados como la parte superior de las torres, aunque suele ser indeseable y, si se utiliza, está limitado a gases ligeros.

El sistema de descarga cerrada con una sola válvula es algo más complejo. El tubo de descarga se tiende hasta una chimenea de respiración, un quemador vertical u otro medio de descarga en el cual no estén conectados ningún tubo de descarga de una válvula de desahogo o

de un sistema reductor de presión. Los fluidos a temperatura o presiones anormales, así como los gases o vapores tóxicos o corrosivos, se descargan a menudo con sistemas de este tipo.

Sistemas con válvulas múltiples

El sistema de desahogo con descarga cerrada y válvulas múltiples es el que más se utiliza. Después de haber calculado el tamaño de la tubería con base en las cargas individuales, los volúmenes máximos en condiciones de emergencia, la contrapresión y temperatura permisibles en la descarga, el tendido de las tuberías es la siguiente consideración en orden de importancia. La posible ubicación de los cabezales principales se puede determinar con una observación. En lugar de combinar todas las corrientes de descarga en un cabezal grande que sirva para toda una unidad de operación, puede ser más económico, en determinadas circunstancias, dividir la protección con dos cabezales, uno para cada mitad de la zona. Esas decisiones se deben basar en el costo de los tubos, soportes y materiales relativos. La selección final de un método para eliminación también puede depender de la facilidad de mantenimiento.

Con frecuencia se utiliza un sistema de cabezales múltiples en un sistema de válvulas múltiples para el servicio de una sola unidad, por razones de seguridad o economía. La necesidad de este sistema surge cuando es ventajoso aislar corrientes de desahogo o de reducción de presión determinadas, debido a:

- Presencia de materiales corrosivos.
- Diferencias considerables en las presiones de operación del equipo en el cual se emplea el sistema.
- Corrientes de descarga que es posible sometan a la tubería a temperaturas demasiado altas o bajas.

Los cabezales secundarios de material resistente a la corrosión se pueden utilizar para descargar circulaciones de corrosivos, en lugar de construir un solo cabezal común para todas las corrientes de descarga con una aleación costosa; o bien, cuando la corriente corrosiva se maneja sólo con cabezales secundarios, puede ser todavía más económico hacerlos con acero al carbono y sustituirlos cada cierto tiempo. En algunos casos, los cabezales secundarios para descargas corrosivas están conectados con un sistema de neutralización antes de que descarguen en los quemadores elevados.

El funcionamiento se lleva a cabo a presiones muy diferentes en muchas unidades de proceso. A menudo, un solo cabezal pequeño, separado, es suficiente para manejar las descargas de las válvulas en equipo de alta presión. Esto se puede hacer si se aprovecha la contrapresión permisible sin restringir la capacidad de los dispositivos de desahogo.

Los equipos de alta presión, a veces, se pueden conectar con un sistema que sirve a un equipo de baja presión, mediante el aumento del tamaño del cabezal, si es posible. Sin embargo, se debe tener protección para una

contrapresión excesiva en los componentes para baja presión que se prevé descarguen en forma simultánea. En este caso, se requieren válvulas de desahogo de presión del tipo desequilibrado en el equipo de baja presión. A veces, puede ser más económico proveer cabezales separados y válvulas de desahogo equilibradas que aumentar el tamaño de un cabezal común.

Si se esperan temperaturas extremas, los cabezales separados pueden resultar más económicos que el aumento del tamaño de un solo cabezal, para permitir la expansión de las corrientes calientes. Las aleaciones para temperaturas muy bajas también aumentan el costo de agrandar un cabezal común.

Los procedimientos para instalación de válvulas de desahogo de presión para gases, vapores y líquidos aparecen en la referencia 7. Además, los datos para diseño e instalación del sistema de desahogo y de reducción de presión aparecen en la referencia 8 (anexo a API RP 520^{6, 7}).

Agradecimientos

El autor agradece a E. Lochte, K. Owen y C. Teague, de Instrument Engineering Dept., de Houston Division de Fluor, su ayuda en el suministro del material de referencia para este artículo y sus sugerencias para el contenido.

Referencias

1. "ASME Boiler and Pressure Vessel Code," Unfired Pressure Vessels, Section VIII, American Soc. of Mechanical Engineers, New York, 1965.
2. Conison, J., Designing Vapor Relief Systems, *ISA (Instr. Soc. Am.) J.*, June 1964, p. 51.
3. Rearick, J. S., How to Design Pressure Relief Systems, *Hydrocarbon Process.*, Part 1, Aug. 1969, p. 104; Part 2, Sept. 1969, p. 161.
4. Jenett, E., Design Considerations for Pressure-Relieving Systems, *Chem Eng.*, July 8, 1963, p. 125.
5. Jenett, E., Components of Pressure-Relieving Systems, *Chem. Eng.*, Aug. 19, 1963, p. 151.
6. "Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure-Relieving Systems in Refineries," Part I—Design, API RP 520, 3rd ed., American Petroleum Institute, New York, 1967.
7. "Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure-Relieving Systems in Refineries," Part II—Installation, API RP 520, 2nd ed., American Petroleum Institute, New York, 1963.
8. "Guide for Pressure Relief and Depressuring Systems," API RP 521, 1st ed., American Petroleum Institute, New York, 1969.
9. "Flanged Steel Safety Relief Valves for Use in Petroleum Refining," API RP 526, American Petroleum Institute, New York, 1963.



El autor

Marx Isaacs es ingeniero de procesos y redactor técnico en Fluor Corp., Houston Div., 4620 N. Braeswood, Houston, TX 77035. Después de recibir su título de ingeniero químico en Tulane University, trabajó en Shell Oil Co., primero como químico y después como tecnólogo. Antes de ingresar a Fluor fue durante tres años el redactor técnico de *Corrosion*, una publicación de investigaciones de National Assn. of Corrosion Engineers.

Válvulas de desahogo de presión para plantas y procesos

La descarga de las sobrepresiones en los sistemas de procesos depende de si se trata de un gas, un vapor o una fase líquida. Los criterios de diseño para válvulas de desahogo, sistemas de fluido y tubería de descarga permitirán capacidades adecuadas para cumplir con los diversos códigos.

Robert Kern, Hoffman - La Roche Inc.

Las válvulas de desahogo de presión evitan la sobrepresión indeseada en el equipo y tuberías de procesos. Estas válvulas funcionan automáticamente a una presión predeterminada para descargar el fluido y reducir la sobrepresión.

En este artículo se describirán las características de funcionamiento y la determinación del tamaño de las válvulas de desahogo y su interrelación con el diseño del sistema y la tubería. Para definiciones detalladas del tipo de dispositivos para protección contra sobrepresiones, valores de presiones y capacidad requerida de desahogo, se pueden consultar las referencias 1, 2 y 3. También es esencial conocer los requisitos de los códigos ASME para calderas y recipientes de presión⁴ y los métodos recomendados por el API.³

Válvulas de desahogo comerciales

La válvula de desahogo de presión, por lo general, consta de un cuerpo en ángulo que tiene la brida de entrada en la parte inferior y una brida de salida en un lado (Fig. 1). La brida de entrada está diseñada para la presión y temperatura de entrada nominales. La brida de salida, más grande, por lo general tiene menor capacidad de presión. En las válvulas de desahogo de procesos, hay una boquilla cónica alojada en la brida de entrada y el extremo de diámetro menor sirve como asiento de válvulas para un disco bajo carga de resorte. Estas válvulas se pueden utilizar para servicios con líquidos y vapores (Fig. 1h).

La carga de resorte contra el disco contrarresta la presión de entrada. Para evitar las fugas o escurrimiento por

el asiento de la válvula en el funcionamiento normal con líquidos y vapores, el resorte se gradúa 10% por arriba de la presión normal de funcionamiento. Esta presión graduada, P_s , se puede ajustar con un tornillo que está encima del resorte. Para impedir modificaciones no autorizadas en la presión, el tornillo tiene un tapón roscado. Cuando se desea una graduación alterna del resorte, el ajuste no debe variar en más de $\pm 10\%$ del ajuste de fábrica hasta 250 psi ni de $\pm 5\%$ a más de 250 psi.

El resorte puede estar alojado en un bonete. Se utiliza bonete cerrado cuando el fluido descargado debe quedar confinado en el cuerpo de válvula y la tubería de descarga. El bonete es del tamaño de acuerdo con la capacidad de presión de salida de la válvula. En las válvulas del tipo de yugo el resorte está descubierto y se suelen utilizar para servicios con vapor de agua y aire. De acuerdo con el Código ASME,⁴ las válvulas de seguridad para vapor de agua deben tener palancas para prueba (Fig. 1c).

El disco que tiene aspas debajo estará guiado en el orificio de entrada, es decir, con guía inferior. Cuando se utiliza vástago, el disco se guiará en una camisa en el bonete o yugo, es decir, tendrá guía superior. Las válvulas de desahogo para líquido a veces tienen guías inferiores (Fig. 1d). Las válvulas de desahogo para procesos y calderas suelen tener guía superior (Fig. 1b).

Se utilizan las siguientes definiciones de las válvulas de desahogo de presión:

- Válvula de desahogo: para servicio con líquidos.
- Válvula de seguridad: servicio con vapor de agua, gas y vapores.
- Válvula de desahogo de seguridad: para líquidos o vapores.

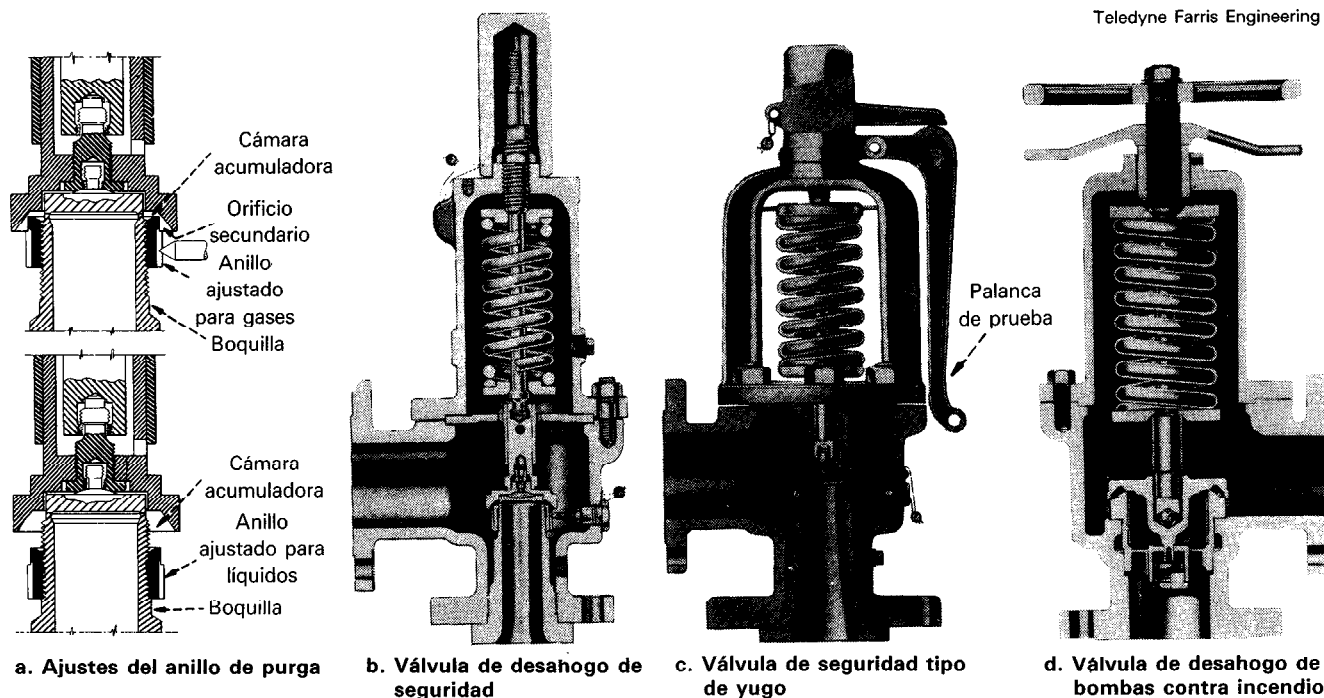


Fig. 1 Detalles de construcción de válvulas típicas de desahogo de presión para las industrias de procesos químicos

Las válvulas de desahogo para líquidos empiezan a abrir cuando la presión interna llega al valor de la presión graduada y tendrá un aumento gradual hasta que sea de 10 a 33% mayor que la graduada, según el tipo de servicio. La válvula llega a su plena capacidad con una sobrepresión de 25%. La presión de desahogo se define como la presión graduada más la sobrepresión. En las figuras 2 y 3 se presentan las relaciones entre las presiones y las definiciones para válvulas de desahogo convencionales y con fuelle equilibrado.

En el servicio con vapor de agua, aire, gas y vapores, la válvula de seguridad se abre cuando la presión llega al valor de la presión graduada. La presión continuará en aumento, por lo general hasta 3% a 33% por arriba de la presión graduada. Después de la descarga llamada también purga, el disco vuelve a asentar a más o menos 4% por abajo de la presión graduada.

En las válvulas para gas y vapores, la presión estática abre el disco y lo mantiene abierto una fuerza dinámica. Esta fuerza la produce la velocidad creciente del fluido en la boquilla cónica debajo del disco y en la parte inferior acampanada del disco, llamada cámara acumuladora de presión (Fig. 1a). La cámara acumuladora desvía el flujo del fluido. La velocidad, la masa del gas y la desviación son proporcionales a la fuerza que mantiene abierto el disco de la válvula.

Para mantener abierto el asiento del disco de la válvula se necesita un flujo entre 25 y 30% de la capacidad máxima de la válvula. Un flujo menor ocasionaría apertura y cierre frecuentes, es decir, traqueteo en la válvula.

En las válvulas de desahogo de seguridad, un anillo ajustable de purga sobresale en la cámara acumuladora (Fig. 1a). Cuando el anillo está en su posición alta, el disparo de la válvula es más rápido y la purga dura más

Notación

A	Superficie requerida en el orificio de válvula, in ²
k	Exponente adiabática (relación térmica específica, c_p/c_v)
M	Peso molecular
P	Presión absoluta de desahogo ($P_s + P_o + 14.7$), psia
P_b	Contrapresión en el lado de descarga, psi
P_d	Presión diferencial graduada ($P_o - P_b$), psi
P_o	Sobrepresión, psi
P_s	Presión de graduación de válvula, psi
Q	Volumen de circulación en la válvula, gpm
ρ	Densidad de fluido a temperatura de flujo, lb/ft ³
S	Densidad relativa de líquido a temperatura de flujo
T	Temperatura absoluta, °R
W	Peso de volumen de flujo en la válvula, lb/h
z	Factor de compresibilidad de gases

Factores para corrección de capacidad

C	Constante de flujo de gases o vapores (Tabla II)
K	Coefficiente de descarga de válvula
K_b	Factor de corrección de flujo de gases o vapores para contrapresión constante (Tabla I)
K_p	Factor de corrección de capacidad de líquido para sobrepresiones menores de 25% (Fig. 4a)
K_{sh}	Factor de corrección para vapor supercalentado (Tabla III)
K_u	Factor de corrección para viscosidad del líquido
K_v	Factor de corrección para gases o vapor para contrapresión variable, sólo válvulas de fuelle equilibrado (Fig. 7)
K_w	Factor de flujo de líquido para contrapresión variable, sólo válvulas de fuelle equilibrado (Fig. 4b)

Subíndices

l	Líquido
s	Vapor de agua
v	Vapores

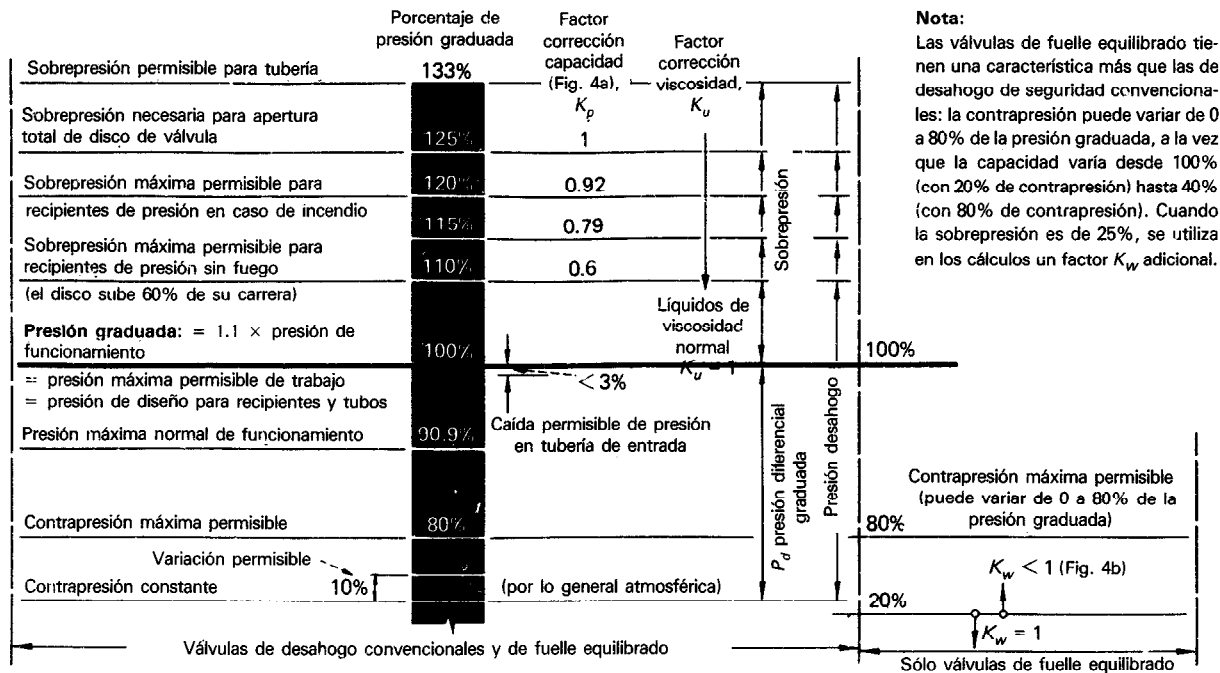


Fig. 2 Servicio con líquidos: valores relativos de presión de válvulas de desahogo en relación con la presión de graduación

tiempo que cuando está en su posición baja. En el servicio con líquidos, el anillo de purga no debe entorpecer el funcionamiento de la válvula. Por ello, el anillo de purga siempre está en la posición más baja (Fig. 1a).

Válvulas y dispositivos especiales para desahogo

La válvula de centinela es pequeña y del tipo de disparo y avisa al operador de un aumento excesivo en la presión. La válvula de desahogo con diafragma se utiliza para materiales corrosivos. En tamaños menores de 1 in, la válvula de desahogo suele tener conexiones de rosca y las de tamaño pequeño protegen contra el aumento de la presión por la dilatación térmica del líquido.

La válvula de desahogo operada por piloto se utiliza cuando la presión graduada es muy cercana a la presión normal de funcionamiento. Este tipo de válvula permite especificar una presión más baja de diseño en servicios de alta presión y reducirá el costo de materiales y fabricación.

El disco de ruptura consta de una placa cóncava, delgada, sujeta entre bridas.⁷ El espesor y la resistencia de la placa se proyectan de modo que se rompa a una presión predeterminada exacta. Los discos producen un sello hermético para líquidos y gases tóxicos, corrosivos o inflamables y son económicos. Se pueden utilizar corriente arriba de una válvula de desahogo convencional, pero se deben tener siempre discos para repuesto. Para funcionamiento continuo, se debe hacer una instalación en paralelo con válvulas de aislamiento que deben estar abiertas durante el funcionamiento.

Determinación del tamaño de válvulas de desahogo para servicio con líquidos

Para determinar el tamaño, se calcula el orificio requerido (A , in²) y se selecciona el del tamaño mayor inmediato en los catálogos de los fabricantes. A continuación aparece un resumen de las fórmulas para determinar el tamaño de las válvulas para servicio con líquidos:

Tubería: La derivación de una fórmula para el tamaño se basa en la ecuación de Bernoulli (véase nota al pie de la página 105). Una expresión básica que incluye el coeficiente de flujo es:

$$A = \frac{Q\sqrt{S}}{27.2\sqrt{P_d}} \quad (1)$$

en donde A = orificio requerido en la válvula, in²; Q = volumen de flujo a la temperatura de trabajo, gpm; S = densidad específica a la temperatura de trabajo. P_d es la presión diferencial graduada, psi, la cual es la presión para graduación de la válvula (P_s , psi) menos la contrapresión (P_b , psi) en el lado de salida o $P_d = P_s - P_b$. Para válvulas de desahogo que descargan a la atmósfera, $P_d = P_s$.

Una válvula de desahogo para servicio con líquidos está abierta del todo cuando la presión llega a 1.25 P_s , o sea, 25% de sobrepresión. La ecuación (1) es para calcular las válvulas de desahogo para la sobrepresión en la tubería. Los códigos permiten una sobrepresión de 33% para la tubería.

Líquidos viscosos: Cuando la viscosidad es menor de 2 000 SUS (Segundos universales Saybolt) se aplica una corrección por viscosidad en la ecuación (1). Es conse-

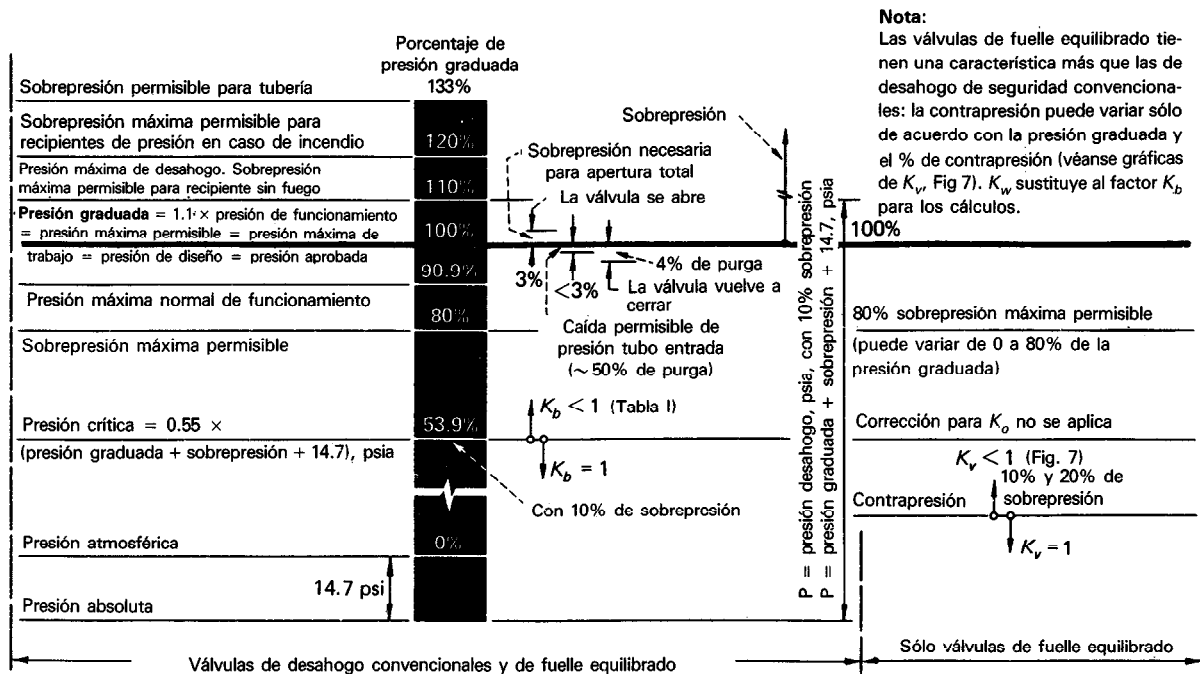


Fig. 3 Servicio con gases y vapores: valores relativos de presión para válvulas de seguridad en relación con la presión de graduación

jable suponer 25% de sobrepresión además de la corrección por viscosidad. La ecuación (1) para determinar el tamaño se convierte ahora en

$$A = \frac{Q \sqrt{S}}{27.2 \sqrt{P_d K_u}} \quad (2)$$

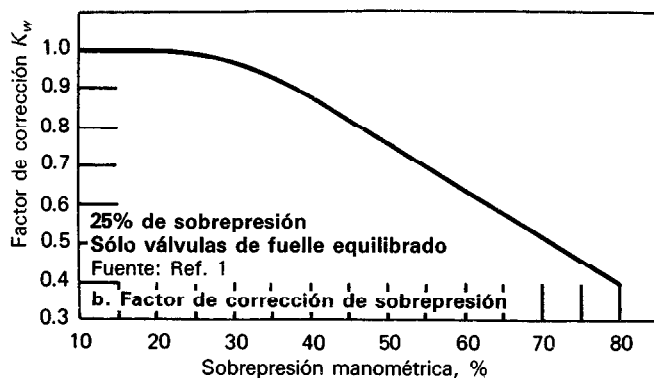
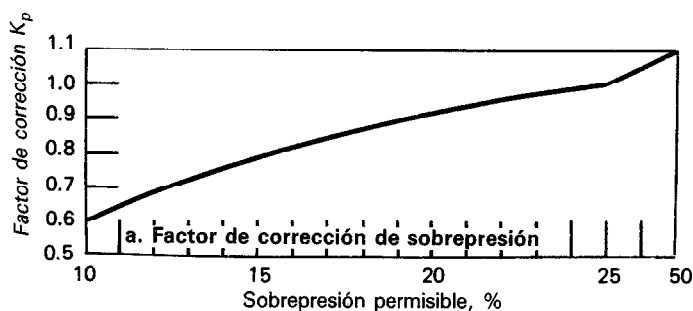


Fig. 4 Factores de corrección para determinar tamaño de válvulas de desahogo en servicio con líquidos

Los factores de corrección de la viscosidad, K_u , con diversos números de Reynolds*, N_{Re} , son:

N_{Re}	K_u	N_{Re}	K_u
5 000	0.98	100	0.59
3 000	0.97	50	0.41
2 000	0.96	40	0.35
1 500	0.95	30	0.28
1 000	0.91	20	0.19
500	0.89	10	0.11

En muchos casos, el uso de tubería para vapor o cuerpo de válvula con camisa para vapor evitarán viscosidades muy altas o la solidificación del material en el cuerpo de la válvula.

Recipientes de presión: Los códigos para recipientes de presión no permiten una sobrepresión de 25% cuando hay

Tabla I Factor para determinar tamaño con contrapresión constante para válvulas convencionales, servicio con vapores o gas

Contrapresión absoluta, %	Factor K_b para contrapresión constante
55	1.0
60	0.995
65	0.975
70	0.945
75	0.9
80	0.845

Fuente: Referencia 1.

*Para calcular el número de Reynolds y las conversiones para viscosidad, véanse la figura 4 y Merritt, *Manual del Ingeniero Civil* Sección 21 (Libros McGraw-Hill de México).

desahogo con la válvula. En consecuencia, se requiere un factor, K_p , para corrección de capacidad en la ecuación (1) para sobrepresiones menores del 25 %. La fórmula para determinar el tamaño con número de Reynolds mayor de 2 000 y viscosidades de más de 2 000 SUS es:

$$A = \frac{Q \sqrt{S}}{27.2 \sqrt{P_d} K_p} \quad (3)$$

Los factores de corrección de capacidad para presiones que no sean del 25 % son:

Sobrepresión %	K_p	Posición del disco % de apertura
33	1.03 (use $K_p = 1$)	100
25	1	100
20	0.92	92
15	0.79	79
10	0.6	60

No se recomiendan correcciones para menos de 10 % de sobrepresión. En el raro caso de tener que desahogar un líquido viscoso, se multiplica el lado derecho de la ecuación (3) por $(1/K_v)$.

La sobrepresión máxima permisible para recipientes de presión en caso de incendio es de 20 % ($1.2P_i$), y para recipientes sin fuego es de 10 % ($1.1P_i$). Para otras sobrepresiones, véase la figura 4. En la figura 2 se indican los valores relativos de presión y un resumen de los factores de corrección para válvulas de desahogo de líquidos.

Líquidos saturados: Cuando un líquido saturado pasa por una restricción y se reduce la presión, ocurre una vaporización instantánea adiabática justamente después de la abertura de la válvula. Hasta para velocidades sónicas, la recomendación para determinar el tamaño⁶ es: calcúlese la sección transversal requerida con las cantidades del vapor instantáneo, A_v ; con la cantidad restante de líquido saturado, calcúlese la sección transversal A_l para el líquido. La suma de la superficie requerida en el orificio de la válvula de desahogo:

$$A = A_l + A_v$$

en donde A_l se puede calcular con la ecuación (3) y A_v con la ecuación (6) para válvulas de desahogo de seguridad convencionales. Para calcular las superficies para una válvula del tipo de fuelle equilibrado, se utilizan la ecuación (4) y la ecuación (9).

De acuerdo con las publicaciones existentes, este método hace que la válvula sea de tamaño mayor al necesario. Para evitar el traqueteo porque la capacidad de flujo es muy baja, se pueden seleccionar dos válvulas de desahogo que tengan superficies de orificios que sean más o menos entre 1/3 y 2/3 de la superficie calculada, A , y dejar que la presión graduada de la válvula pequeña sea 3 % más alta que la de la grande.

Una comparación entre las válvulas de control y las válvulas de desahogo para determinar el flujo y el tamaño puede ser engañosa. Cuando se abre una válvula de control, aumenta el flujo y se reduce la presión diferencial. Por contraste, cuando se abre una válvula de desahogo aumentan el flujo y la presión diferencial. La presión

diferencial en las válvulas de control suele ser una fracción de la gran caída de presión en las válvulas de desahogo. Además, en el diseño de las válvulas de desahogo se tiene en cuenta un aumento en el volumen en el lado de salida y se provee un cuerpo de válvula y brida de salida más grande que en la entrada.

La tubería después de la descarga de la válvula de desahogo suele tener alguna restricción para aceptar el líquido de vaporización instantánea a los gases en expansión, a fin de evitar velocidades o aumento excesivos en la contrapresión.

Fuelle equilibrado: Supóngase que una válvula de desahogo convencional funciona con una contrapresión entre 10 % y 80 % de la presión graduada. El disco de la válvula está empujado contra su asiento por la carga del resorte más una fuerza igual a la superficie del asiento multiplicada por la contrapresión. Si la contrapresión, varía, aumenta o cambia de tiempo en tiempo, la válvula de desahogo no abrirá a la presión graduada; cosa que no se puede permitir.

Si el resorte de la válvula está aislado de la cámara de salida por un fuelle cuyo diámetro sea igual al del anillo de asiento, la contrapresión no alterará la presión graduada. Esto se ilustra en la figura 5.

Los fuelles equilibrados se utilizan en caso de contrapresiones en aumento, con cambios intermitentes o permanentes. Además, el fuelle se puede utilizar para separar al resorte de un fluido corrosivo que pase por la válvula. Se debe usar una válvula con fuelle equilibrado cuando la variación en la contrapresión excede del 10 % de la presión graduada.

Para determinar el tamaño de una válvula con fuelle equilibrado, se multiplica el lado derecho de la ecuación (3) por un factor, $1/K_w$ de corrección de contrapresión:

$$A = \frac{Q \sqrt{S}}{27.7 \sqrt{P_d} K_p K_w} \quad (4)$$

en donde los valores de K_p se toman de la figura 4a y K_w se puede obtener con la figura 4b al utilizar la gráfica con el porcentaje de contrapresión manométrica, P_{bg} que es:

$$P_{bg} = (P_b/P_s)100 \quad (5)$$

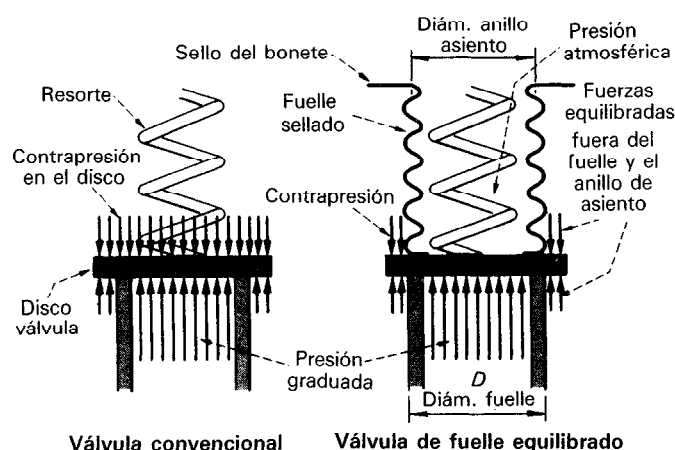


Fig. 5 Acción de la contrapresión en los discos de las válvulas de desahogo convencionales y de fuelle

En la ecuación (5), P_b y P_s se expresan en psig. Para líquidos viscosos, se multiplica el lado derecho de la ecuación (4) por $1/K_v$.

Determinación de tamaño de válvulas para servicio con gases y vapores

El funcionamiento de las válvulas de desahogo para líquidos y para vapores es diferente. Para desahogo de líquidos se necesita una sobrepresión de 25 % para la apertura total de la válvula. En servicio con vapores, la válvula dispara con una sobrepresión de 3 % o menos. En consecuencia, no se necesita corrección por sobrepresión en las válvulas para vapores.

La fórmula para determinar el tamaño para el desahogo de vapores, gases y aire es

$$A = \frac{W \sqrt{Tz}}{CKK_b P \sqrt{M}} \quad (6)$$

en donde A es la superficie requerida en el orificio de la válvula en in^2 , W es el volumen de flujo lb/h ; z es el factor de compresibilidad que corresponde a la presión absoluta de desahogo, P en psia, y temperatura absoluta de circulación T en $^{\circ}\text{R}$. (Nota: $P = P_s + P_o + 14.7$ y $T = ^{\circ}\text{F} + 160$). M es el peso molecular promedio del vapor o el gas, K es el coeficiente de descarga de la válvula determinado por el fabricante, por ejemplo, $K = 0.975^1$.

Los valores recomendados por ASME⁴ para presión graduada más la sobrepresión son:

$$\begin{aligned} P_s + P_o &= 1.1P_s \text{ para recipientes de presión sin fuego} \\ P_s + P_o &= 1.2P_s \text{ para recipientes en caso de incendio} \\ P_s + P_o &= 1.33P_s \text{ para tubería} \end{aligned}$$

Además, en la ecuación (6) K_b es el factor para determinar el tamaño con contrapresión constante, que es función del porcentaje de contrapresión absoluta, P_{ba} :

$$P_{ba} = [P_b / (P_s + P_o + 14.7)] 100 \quad (7)$$

en donde P_b es la contrapresión, psia; P_s es la presión graduada y P_o es la sobrepresión, ambas en psig. Los valores de K_b se dan en la tabla I, $K_b = 1$ cuando la contrapresión es menor que la presión absoluta para descarga $P_b < 0.55 (P_s + P_o + 14.7)$.

La constante C para circulación de gases o vapores es función de la exponente adiabática $k = c_p/c_v$:

$$C = 520 \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \quad (8)$$

Los valores correspondientes de k y C calculados con la ecuación (8) se presentan en la tabla II. Si no se conoce k , la suposición de $k = 1$ dará un resultado conservador y $C = 315$. En la figura 3 se indican los valores relativos de presión para las válvulas de seguridad, con el resumen de los factores de corrección.

Tabla II Constantes para flujo de gases o vapores

Calor específico, k	Constante, C	Calor específico k	Calor específico, k	Constante, C	Calor específico k
1.00	315	1.26	343	1.52	366
1.02	318	1.28	345	1.54	368
1.04	320	1.30	347	1.56	369
1.06	322	1.32	349	1.58	371
1.08	324	1.34	351	1.60	372
1.10	327	1.36	352	1.62	374
1.12	329	1.38	354	1.64	376
1.14	331	1.40	356	1.66	377
1.16	333	1.42	358	1.68	379
1.18	335	1.44	359	1.70	380
1.20	337	1.46	361	2.00	400
1.22	339	1.48	363	2.20	412
1.24	341	1.50	364		

Fuente: Referencia 1.

Ejemplo: Determinése el tamaño de una válvula de seguridad que descarga a la atmósfera ($P_b = 14.7$ psia). Se aplican los siguientes datos de circulación: $W = 26\,748$ lb/h ; presión graduada $P_s = 400$ psig; temperatura del gas = 100°F ; peso molecular = 18.7; factor de compresibilidad, $z = 0.9$ y $k = 1.3$.

Con $k = 1.3$ se encuentra que $C = 347$, según la tabla II. Dado que la contrapresión es menor al 55 % de la presión absoluta de descarga, entonces $K_b = 1$. Para calcular la superficie A requerida en el orificio de válvula, se sustituye en la ecuación (6).

$$A = \frac{26,748 \sqrt{560(0.9)}}{347(0.975)(1)(454.7) \sqrt{18.7}} = 0.9 \text{ in}^2.$$

Con los catálogos de los fabricantes se selecciona una válvula de seguridad que tenga la superficie de orificio más cercana y más grande que el valor calculado. En la

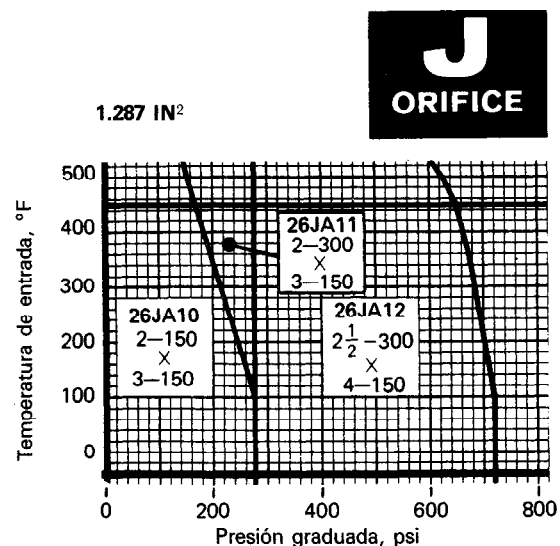


Fig. 6 Sección de una gráfica típica para selección en el catálogo de un fabricante

figura 6 se reproduce una sección de una página de un catálogo típico.¹ Entonces, para una presión graduada de 400 psig y temperatura de entrada de 100°F, la válvula seleccionada tendrá un diámetro de 2-1/2 in, brida de entrada de 300 lb, diámetro de 4 in, brida de salida de 150 lb y una superficie de orificio de 1.287 in.² Por supuesto, si se necesita una superficie diferente de orificio, se debe utilizar la tabla requerida.

En este ejemplo, la diferencia entre la superficie calculada del orificio (0.9 in²) y la superficie disponible (1.287 in²) es muy grande. Como opción, se pueden seleccionar dos válvulas de seguridad: una con superficie de orificio de 0.307 in², y la otra de 0.785 in². Esto da una superficie disponible de orificio de 1.092 in², que está mucho más próxima al valor calculado. La válvula pequeña se puede graduar para disparar a una presión 3% más alta que la grande.

Válvulas con fuelle equilibrado: La contrapresión altera la capacidad nominal de una válvula. En consecuencia, se necesita una corrección. El factor de corrección, K_v , para gases y vapores es igual a la capacidad de la válvula con contrapresión, dividida entre la capacidad nominal sin contrapresión. K_v se puede obtener con las gráficas de la figura 7 y el empleo del porcentaje de la contrapresión manométrica, P_{bg} calculado con la ecuación (5).

La fórmula para calcular el tamaño de las válvulas de fuelle equilibrado con contrapresión constante o variable en servicio con gases y vapores es la de la ecuación (6), excepto que se sustituye a K_b por K_v :

$$A = \frac{W \sqrt{T_z}}{CKK_v P \sqrt{M}} \quad (9)$$

Un ejemplo de la contrapresión variable es cuando una válvula de seguridad descarga en un sistema de proceso de baja presión.

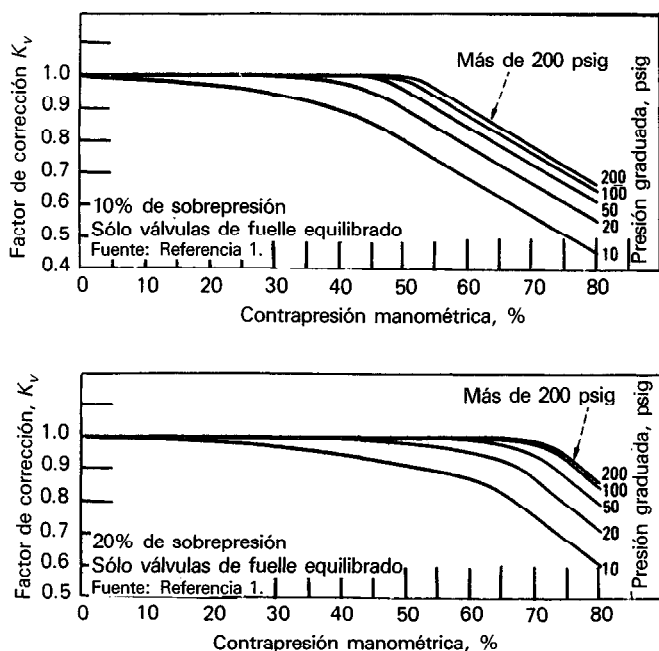


Fig. 7 Factores de determinación de tamaño para la contrapresión en válvulas de desahogo para vapores o gases

Vapor saturado y supercalentado

Dado que se conoce el peso molecular del vapor y su densidad y punto de saturación son función de la temperatura y la presión, se puede simplificar la ecuación (6) para modificarla con un factor de corrección para vapor supercalentado. La fórmula para determinar el tamaño de las válvulas de desahogo o seguridad para vapor es:

$$A = \frac{W_s}{51.5 K P K_b K_{sh}} \quad (10)$$

en donde W_s = volumen de flujo de vapor, lb/h; K = 0.975; P = $(P_s + P_o + 14.7)$ = presión de desahogo, psia. Los valores de K_b se dan en la tabla I. K_b = 1 cuando la contrapresión es menor del 55% de la presión absoluta de descarga. K_{sh} = 1 para vapor saturado. En la tabla III se dan los valores de corrección para vapor supercalentado.

El Código ASME para Calderas⁴ sólo permite 3% de sobrepresión (es decir, $P_s + P_o = 1.03P_s$) excepto para generadores de vapor de un tamaño superior a 500 ft² y equipados con dos válvulas de seguridad. La segunda válvula de seguridad se puede graduar a 3% más que la primera y puede descargar a una presión 6% más alta que la primera. Dicho Código incluye todos los detalles.

Tubería para válvulas de desahogo

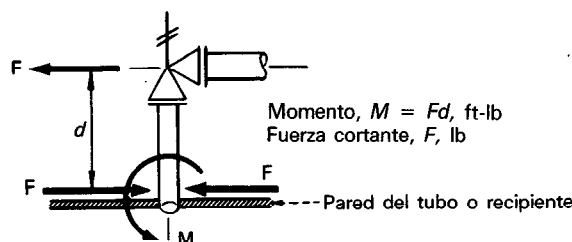
Una válvula de desahogo de seguridad (VD) debe abrir y funcionar en sus condiciones de diseño como tamaño, selección, especificaciones y su colocación en el equipo y la tubería conectada al mismo.

La válvula de desahogo o de seguridad se suele instalar con el vástago vertical, la boquilla de entrada hacia arriba y la boquilla de salida horizontal. Si se conecta una VD en una boquilla o tubo horizontales, debe tener un codo de curvatura larga antes de su boquilla de entrada. En los recipientes horizontales, la VD se conecta en la parte superior; en los verticales, una conexión lateral debe ser radial.

Tubería de entrada y salida: El tamaño mínimo del tubo de entrada a la VD debe ser igual que el diámetro en la entrada de ella. La resistencia a la circulación del tubo de entrada no debe ser mayor de 2 a 3% de la presión graduada (50% de purga). La resistencia excesiva en ese tubo también puede ocasionar traqueteo; las tuberías de entrada deben ser cortas, sencillas y no tener obstrucciones. Las válvulas de desahogo que necesitan mantenimiento frecuente, como las utilizadas con materiales viscosos o corrosivos, deben tener válvulas de desahogo con válvulas de cierre para reserva. La válvula de cierre debe tener abertura igual al tamaño de la tubería y debe estar fija en la posición de apertura total. El código para recipientes de presión sin fuego incluye un procedimiento muy estricto para el cierre de la válvula. Las válvulas de cierre pueden estar interconectadas, para que cuando se cierra una se abra la otra. Para fluidos corrosivos, la VD se puede proteger con un fuelle equilibrado o bien, con un disco de ruptura antes de la entrada.

Cuando se abre una VD, se aplica un empuje de reventamiento F_r en la línea de centro del tubo de salida

en sentido opuesto a la salida. Esto ocasiona un momento de flexión M y una fuerza cortante en el lugar en que la boquilla de la válvula de desahogo se conecta con el recipiente como se muestra en la siguiente ilustración:



La fuerza F impone un momento de flexión y cortante en la pared del recipiente o del tubo. El momento de flexión aumenta en proporción con la dimensión d , y para minimizarlo la VD debe estar lo más cerca que sea posible del recipiente o tubo. Si la dimensión d tiene una longitud considerable, puede ser necesario reforzar la pared del recipiente o tener soportes para la válvula de desahogo.

Una tubería soportará un momento de flexión si la salida de la VD está paralela con ella. Con una salida perpendicular, el momento de flexión tiende a torcer la tubería.

Por lo general, si el tubo de entrada a la VD es de 3 in o mayor y tiene la configuración más pequeña, se deben investigar los esfuerzos, carga y soportes para el tubo. En muchos casos, la VD debe soportar fuertes cargas térmicas y mecánicas durante la descarga de material caliente, además de la presión interna y las posibles vibraciones. La carga muerta o la carga por expansión en la tubería no se deben agregar al inevitable esfuerzo en la VD durante la descarga.

Descarga abierta de la válvula de desahogo

La posición de una válvula de desahogo depende de su servicio y de la función de descarga. Cuando una VD para líquido tiene descarga abierta, se puede colocar en el espacio para líquido de un recipiente. La salida se dirige hacia abajo y suele estar conectada por tubos sin bucles ni bolsas con un drenaje. Las VD para gases y vapores con descarga abierta se suelen colocar en un punto alto del espacio para vapores en un recipiente o tubería. La descarga se dirige hacia arriba y termina unos 10 ft encima de la rasante o una plataforma. Para evitar la acumulación de lluvia, nieve o condensado en el tubo de descarga, se puede proveer una sección inclinada hacia abajo o un "sombbrero". Un agujero para "lloro" en el punto más bajo de la tubería dejará salir el condensado de ella. No se puede permitir una carga estática de líquido en la tubería de descarga porque aumentará la presión en el exterior del disco de la válvula.

Cuando existe la posibilidad de que se inflamen los gases descargados, se debe instalar una conexión para vapor de agua para evitar la inflamación en el punto más bajo de la descarga de la VD. La válvula para paso del vapor debe ser accesible desde una distancia segura y el tubo de descarga de la VD no debe tener bolsas o cavidades.

Tabla III Factores para determinar tamaño para vapor supercalentado

Presión gradua- da, psig	Temp. satura- ción, °F	Temperatura total, °F								
		320	400	500	600	700	800	900	1,000	
10	240	1.0	0.96	0.91	0.87	0.83	0.80	0.77	0.74	
20	259	1.0	0.98	0.92	0.88	0.84	0.81	0.78	0.75	
40	287	1.0	0.99	0.93	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	
60	308	—	0.99	0.94	0.90	0.86	0.82	0.79	0.76	
80	324	—	0.99	0.95	0.90	0.86	0.82	0.79	0.77	
100	338	—	0.99	0.96	0.90	0.87	0.82	0.80	0.77	
120	350	—	0.99	0.97	0.92	0.87	0.83	0.80	0.77	
140	361	—	0.99	0.97	0.92	0.87	0.83	0.80	0.77	
160	370	—	1.0	0.97	0.92	0.87	0.83	0.80	0.77	
180	379	—	1.0	0.97	0.92	0.87	0.83	0.80	0.77	
200	388	—	1.0	0.98	0.92	0.87	0.83	0.80	0.77	
220	396	—	1.0	0.98	0.92	0.87	0.83	0.80	0.77	
240	403	—	1.0	0.98	0.93	0.87	0.84	0.80	0.77	
260	409	—	—	0.99	0.93	0.88	0.84	0.80	0.77	
280	416	—	—	0.99	0.94	0.88	0.84	0.80	0.77	
300	422	—	—	0.99	0.94	0.89	0.84	0.81	0.78	
350	433	—	—	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0.78	
400	448	—	—	0.99	0.95	0.89	0.85	0.81	0.78	
500	470	—	—	0.99	0.95	0.89	0.85	0.81	0.78	
600	489	—	—	1.0	0.97	0.90	0.85	0.81	0.78	
800	520	—	—	1.0	0.97	0.90	0.85	0.81	0.78	
1,000	546	—	—	—	0.98	0.90	0.85	0.81	0.78	

Fuente: Referencia 1.

Las válvulas de seguridad y los respiraderos en un edificio suelen descargar a la atmósfera por medio de una caja de respiración. El canal de recolección de condensado en la caja se suele enviar a un drenaje en la rasante.

Para líquidos subenfriados, el diámetro del tubo de salida puede ser igual que el de la salida de la VD. Cuando circula un líquido saturado, se suele necesitar un aumento de un tamaño de diámetro de tubo. Los vapores y los gases se expanden después de pasar por el asiento de la válvula. En este caso, las velocidades de fluido en el tubo de descarga deben ser muy inferiores a la velocidad sónica, si es que se puede lograr con un aumento en el tamaño del tubo. Las velocidades cercanas o mayores que las del sonido en el extremo del tubo de descarga requieren el empleo de un silenciador, pero el silenciador o un tubo largo para descarga puede aumentar la contrapresión. La caída total de presión en la tubería de descarga debe ser menor del 10% de la presión graduada.

Las tuberías de descarga abierta implican muchos riesgos. El líquido, vapores o gases descargados se pueden inflamar y producir lesiones, incendio o explosión. La condensación de los vapores puede ser corrosiva para las estructuras y equipo circundantes. Los gases tóxicos contaminan la atmósfera, un líquido puede tener evaporación instantánea en una superficie grande. Los malos olores y el ruido pueden crear problemas.

Sistemas con descarga cerrada

Para evitar peligros o cuando se esperan grandes cantidades de descarga o si se trata de recuperar el líquido

o el gas, por lo general se utiliza un sistema con descarga cerrada.

Un sistema cerrado consiste en los tubos individuales desde la brida de descarga de la válvula de desahogo de seguridad hasta el cabezal recolector, en cuya parte superior se conectan los tubos. Toda la tubería, desde la salida de la válvula de desahogo hasta su punto de terminación en el cabezal debe ser de drenaje automático. Cuando es inevitable una bolsa en un punto bajo de la tubería de descarga, se puede proveer un colector de líquido con cristales de nivel, controles y bomba.

La cantidad o combinación de sistemas pueden tener la influencia de: preferencia del usuario, economía, sistemas generales de desahogo en una planta de procesos químicos y la capacidad de reserva en los cabezales existentes para desahogo. Las razones para la posible separación entre los sistemas de desahogo, además de la muy clara de tener sistemas separados para líquidos y vapores son:

- Temperaturas de los fluidos. Puede haber diferencias en los materiales de construcción, especificaciones, soportes y eliminación para el manejo de fluidos calientes o fríos.

- Material de la tubería. En algunos sistemas, debido a las temperaturas y a la corrosión, se necesitan tuberías de aleación. Puede ser más económico tener sistemas separados, en los cuales se puedan utilizar tubos de acero al carbono.

- Viscosidades. La descarga de las válvulas de desahogo para materiales de viscosidad normal o alta se pueden separar. Esas válvulas y las tuberías para materiales muy viscosos necesitan más mantenimiento que para material con viscosidad normal: quizá tubos adicionales para vapor, aberturas para limpieza en la tubería, conexiones para limpieza a vapor, válvulas de desahogo y de cierre para repuesto.

- Sistemas para gases condensables. Necesitan descargas para el líquido y tuberías en pendiente, que no se requieren para gases no condensables. Sin embargo, se puede diseñar un sistema común con los requisitos del sistema para condensables.

- Alta presión. Cuando se espera descarga frecuente a alta presión, es ventajoso separarla de otras descargas a baja presión en un sistema cerrado.

Cuando el volumen de flujo en las tuberías es variable e intermitente, se debe utilizar un cabezal cerrado de tamaño adecuado para las válvulas de desahogo. Se debe preparar un diagrama del flujo en los sistemas de descarga con todos los tubos de la VD indicados en su posición real. Un cabezal recolector de líquidos puede servir como tubería por gravedad. Para tuberías de gas, el requisito es que una válvula de desahogo no debe producir contrapresión excesiva en el cabezal.

Si se suponen descargas simultáneas desde válvulas de seguridad grandes o desde válvulas agrupadas o muy cercanas entre sí y se seleccionan pérdidas unitarias de fracción de psi, se puede hacer la selección inicial del tamaño de la tubería. Jenett⁵ ha descrito los procedimientos para calcular el tamaño y las contrapresiones en las tuberías de respiración.

Todas las válvulas de desahogo para servicio con vapores y líquidos deben estar colocadas más arriba del cabezal recolector y tener tubos para drenaje automático y se tendrá fácil acceso a ellas desde una plataforma.

Un cabezal para descarga cerrada puede terminar en un tambor de purga para baja o alta presión, un tambor o foso de enfriamiento, en un quemador sin humo, drenaje del proceso o tuberías o equipo de baja presión del proceso.

Referencias

1. Safety and Relief Valves, Farris Engineering Corp., No. FE336, Palisades Park, N.J.
2. Weber, C. G., Safety Relief Valve Sizing, Farris Engineering Corp., Palisades Park, N.J.
3. Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure Relieving Systems in Refineries, Part I: Design; Part II: Installation, API RP-520, American Petroleum Institute, Wash., D.C., 1960.
4. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section I: Fired Pressure Vessels, Piping, Valves and Fittings, pp. 31-40; Safety Valves and Safety Relief Valves, pp. 40-44; Section VIII: Unfired Pressure Vessels, Pressure Relief Devices, pp. 49-55, American Soc. of Mechanical Engineers, New York, 1965.
5. Jenett, E., Design Considerations for Pressure-Relieving Systems, *Chem. Eng.*, July 8, 1963; Components of Pressure-Relieving Systems, *Chem. Eng.*, Aug. 19, 1963; How To Calculate Back Pressure in Vent Lines, *Chem. Eng.*, Sept. 2, 1963.
6. Driskell, L. R., Piping of Pressure-Relieving Devices, *Petrol. Refiner*, July 1960.
7. Safety With Rupture Discs, Continental Disc Corp., Riverside, Mo.
8. Anderson, F. E., Pressure relieving devices, *Chem. Eng.*, May 24, 1976.
9. Kern, R., *Chem. Eng.*, Jan. 6, 1975, p. 116, Eq. (6).
10. Kern, R., *Chem. Eng.*, Dec. 23, 1974, p. 62.

Control de la reducción de presiones altas

El diseño de válvulas y tuberías para reducción o abatimiento de presión es un viejo problema que se ha vuelto más serio conforme empiezan a funcionar más y más plantas de conversión de carbón a alta presión. El autor describe las técnicas aceptadas para contrarrestar los efectos destructores y consecuencias de la reducción de presión.

Les Driskell, Chemical Plants Div., Dravo, Corp.

La reducción de la presión de un fluido en condiciones controladas puede resultar muy dificultosa. Con los gases, puede haber problemas por el ruido y las temperaturas muy bajas. Cuando se manejan vapores (a veces hasta los gases) se pueden precipitar gotitas dentro de la válvula que pueden llegar a dañar las superficies contra las cuales chocan. La reducción de la presión de un líquido puede ir acompañada por vaporización instantánea, cavitación, ruido y posibles daños a las válvulas y la tubería; y si el líquido es corrosivo o abrasivo, el problema puede ser tan severo que requerirá cambios en las gráficas de flujo del proceso.

Gas limpio y seco

Un gas limpio y seco es el fluido más fácil de manejar. El problema del ruido a alta velocidad, que es la principal dificultad en ese servicio, se puede controlar con el empleo de válvulas de control especiales y dispositivos auxiliares disponibles con los fabricantes de válvulas. Desde hace años se ha trabajado activamente en el aspecto de la reducción del ruido aerodinámico. El *tratamiento en la fuente* con el empleo de válvulas silenciosas especiales, evita o atenúa la potencia acústica en la fuente y el *tratamiento en la trayectoria* atenúa el ruido a lo largo de su trayectoria de transmisión desde la fuente hasta el oído. Se puede utilizar uno o ambos métodos, según sean sus costos.¹

Autorrefrigeración

La expansión del gas durante la reducción de la presión puede ocasionar temperaturas muy bajas por auto-

refrigeración.² Por ejemplo, si se expande dióxido de carbono que esté a 20 °F y 300 psig a la presión atmosférica por medio de una válvula, la temperatura del gas corriente abajo será de -60°F (Fig. 1). Debido a que la mayor parte de los aceros se vuelven quebradizos a esas temperaturas, es necesario especificar con cuidado el ma-

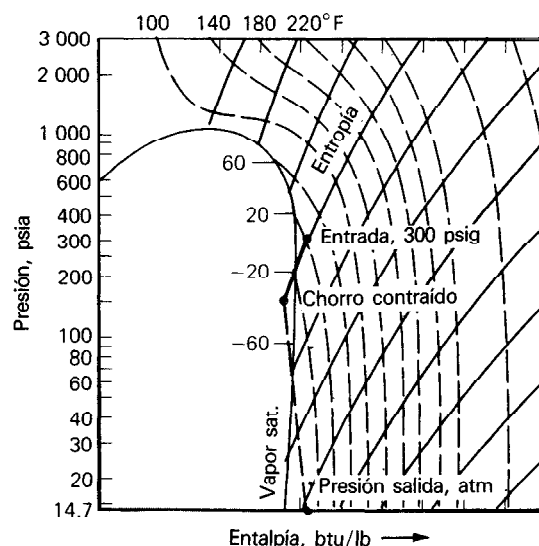


Fig. 1 Las curvas de presión y entalpía indican que cuando se reduce el CO₂ de 300 psig y 20 °F a la presión atmosférica, la temperatura baja a -60 °F. La duración del subenfriamiento es insuficiente para ocasionar formación de gotitas

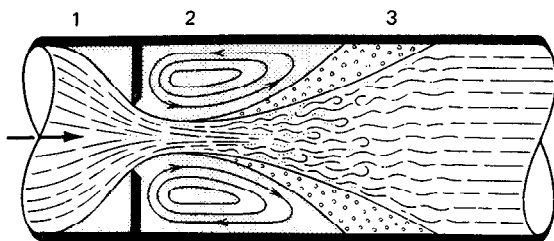


Fig. 2 El líquido a alta velocidad que pasa por la restricción induce una sección de baja presión en el chorro contraído. Hay presiones todavía más bajas en los vórtices creados en la capa límite del chorro

terial para el cuerpo de la válvula y los tubos de corriente abajo para tener en cuenta esas temperaturas.

Cuando un gas circula por una válvula de estrangulación, todo el proceso termodinámico es isoentálpico, pero desde la entrada hasta el chorro contraído (*vena contracta*), que es el punto de mínima sección transversal de la corriente, el proceso es casi por completo isentrópico.² Por esta razón, la temperatura en el chorro contraído puede ser bastante menor que en la salida de las válvulas, según sean las propiedades termodinámicas del fluido. El etileno e incluso el vapor supercalentado pueden tener una condensación brusca dentro de la válvula y crear gotitas de líquido de alta velocidad. Los materiales de construcción de la válvula se deben seleccionar para soportar la acción erosiva por la fricción de esa corriente y se deben tomar medidas para abatir el ruido adicional que puede ocurrir.

Formación de sólidos

La autorrefrigeración puede hacer que se formen sólidos en forma de hielo o hidratos durante la reducción de

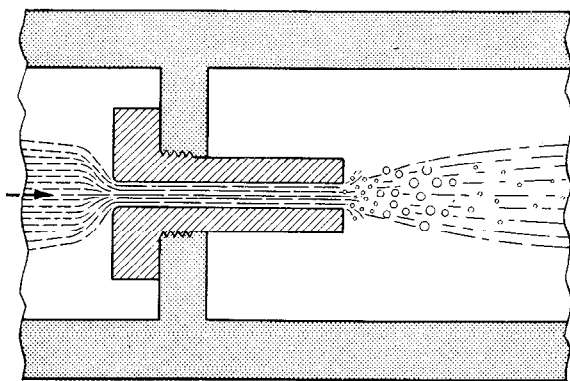


Fig. 3 El estrangulador se hace con material duro y debido a su forma minimiza los choques perjudiciales. La cavitación o la vaporización se extinguen en un charco de fluido corriente abajo

la presión, si hay agua presente. Si casi toda la caída de presión ocurre a través de un solo orificio, entonces no hay tiempo suficiente de retención para que crezcan los cristales; pero si hay una pérdida considerable de presión en la tubería de corriente arriba o si la trayectoria de flujo en la válvula tiene más de una restricción en serie, se puede formar y acumular el hielo en la válvula. En servicios de purga, en el que se descarga todo el volumen de corriente arriba, se puede esperar la formación de hielo. Los hidratos, que son una combinación química de agua y gas, se pueden formar a una temperatura mucho más alta que el punto de congelación del agua. Por ello, la tendencia a la formación de hidratos en esos servicios es mucho mayor que la de formación de hielo.

Las mezclas secas, o sean, corrientes de gas que arrastran partículas de sólidos, son otra complicación en el problema de la reducción de presión por su efecto de "chorro de arena" en los componentes de la válvula. Esta forma de abrasión se puede reducir con guarniciones o revestimientos de cara dura mucho más duros que las partículas. Ya hay diseños especiales de válvulas que son "aerodinámicos" para reducir o impedir el choque directo contra el asiento y otros componentes importantes de las guarniciones.

Líquido de vaporización instantánea

La reducción de presión de un líquido también se complica por un cambio en su estado físico. Si la presión de vapor del líquido corriente arriba es mayor que la presión del sistema corriente abajo, se vaporizará una parte del líquido; esto puede producir un flujo en fase mixta, a alta velocidad en la tubería de corriente abajo, que ocasiona ruido y erosión. Si el líquido está limpio, o sea, casi sin partículas de sólidos, la reducción en la velocidad en la tubería puede aminorar el problema. Para bajar la velocidad en el cuerpo de la válvula se puede emplear un cuerpo de tamaño más grande, es decir, guarniciones más pequeñas. Una buena elección es la válvula de cuerpo en ángulo, en la cual el flujo tiende a cerrar el macho. Este tipo ofrece una trayectoria sin obstrucciones corriente abajo y se minimiza la erosión causada por el choque.

La tubería de corriente abajo es otra cuestión. El aumento del diámetro de los tubos para reducir la velocidad de flujo, quizá no sea suficiente para contrarrestar la erosión; de todos modos puede ocurrir el paso de "trozos" de líquido que podrían ocasionar daños en el sistema de tubería por el impacto de ese líquido en las paredes del tubo siempre que hay un cambio en la dirección. Si es posible, la válvula de cuerpo en ángulo debe descargar en un recipiente que sirva de depósito de líquido; esta configuración disipa la energía y el impulso del líquido en el depósito en vez de la tubería.

Los hidrocarburos no producen una vaporización tan violenta como el agua, en parte porque su densidad y su tensión de superficie son menores que las del agua. En consecuencia, los "trozos" de líquido condensado en las tuberías para hidrocarburos que se vaporizan son más ligeros, más débiles y menos destructores que los que haya en las tuberías para agua.

Líquidos que producen cavitación

Un líquido que produce cavitación ocasiona más problemas que uno que se vaporiza. No hay material que pueda soportar los efectos de la cavitación a largo plazo, pero el aspecto más importante es que rara vez se reconocen las condiciones para que haya cavitación. Considérese la aplicación tan común de una bomba centrífuga vertical en el estanque de una torre de enfriamiento. Debido a la pronunciada curva de carga que hay con esta bomba, se suele controlar la presión con la derivación de una parte del flujo para que retorne al estanque. En este servicio habrá una fuerte cavitación en las siguientes condiciones, en el supuesto de que la temperatura del agua sea de 80 °F y que las válvulas estén completamente abiertas.

Tipo de válvula	Presión corriente arriba mayor de
Globo, con macho en V	57 psig
Globo, con macho configurado	26 psig
Bola estándar	5 psig

El problema de la cavitación es desconcertante. No se puede predecir con certeza las condiciones en las cuales un líquido específico en una válvula específica empezará a producir cavitación. Y lo que es más importante, es que no podemos predecir las condiciones en que se puede esperar comiencen los daños mecánicos, porque algunas válvulas no resientan daños con cavitación ligera. Si las burbujas de vapores en una corriente con cavitación se contraen antes de llegar a una superficie maciza, no producirán daños en la válvula o la tubería.

Reducción de presión de pastas aguadas

Si el líquido a presión es una pasta aguada, el diseñador tiene menos opciones que con líquido limpio. Si el líquido es corrosivo y las partículas sólidas son abrasivas, hay grandes limitaciones en el diseño.

Para entender mejor el fenómeno de la reducción de presión de pastas aguadas se describirá lo que ocurre cuando un líquido pasa por un orificio de estrangulación a velocidad creciente (Fig. 2). Cuando el líquido avanza del punto 1 al punto 2, convergen las líneas de circulación y se acelera el líquido. El aumento en la velocidad hasta llegar al punto 2 ocasiona una reducción en la presión de acuerdo con la ecuación de Bernoulli. En el borde del orificio y más allá del mismo, se forma una zona de separación por la discontinuidad del chorro y la capa límite. Las gradientes de alta velocidad en esta zona crean vórtices pequeños pero intensos que producen presiones todavía más bajas en sus centros.

Conforme aumenta la velocidad de la corriente, la presión en los vórtices cae a menos de la presión de vapor del líquido y se empiezan a formar cavidades de vapores en los sitios de nucleación. Se cree que estos sitios consisten en núcleos submicroscópicos de gases libres sin disolver que se encuentran en los espacios entre las partículas extrañas suspendidas en el líquido.

Las burbujas de vapor se mueven corriente abajo hacia el punto 3. Al mismo tiempo, la desaceleración del chorro que se va ensanchando y la caída de presión en los vórtices aumentan la presión local hasta el grado en el cual las burbujas se vuelven inestables y se contraen, con lo cual concluye el ciclo de cavitación.

La forma inusual en que se contraen las burbujas resulta muy dañina para los materiales de válvulas y tubos. Cuando se contrae una burbuja, se aplana su forma esférica y tiene una implosión repentina que forma un toroide y expulsa un chorro de alta velocidad que concentra la energía del líquido en una zona muy pequeña.³ Se ha determinado que, con ello, se pueden producir presiones mayores a 1 millón de psi. Si la implosión ocurre contra una barrera maciza, la contracción de las burbujas picará y puede destruir la superficie.

Si se mantiene constante la presión corriente arriba, la reducción en la presión corriente abajo ocasionará que las burbujas se hagan más grandes y ocurra recuperación de presión con la contracción simultánea de las burbujas más lejos corriente abajo. La presencia de burbujas grandes de vapor en la corriente aumenta la velocidad en esta zona de corriente abajo y produce abrasión, corrosión o ambas si el líquido contiene partículas suspendidas o es corrosivo. Cuando la presión corriente abajo es menor que la presión de vapor del líquido de entrada, no se condensan las burbujas y aparecen las condiciones denominadas vaporización instantánea; cuando ocurre, los daños a la tubería se deben a las altas velocidades que se pueden alcanzar si no se aumenta mucho la sección transversal del tubo para manejar el volumen de la mezcla de líquido y vapores.

La cavitación, además de dañar las superficies metálicas produce ruido y vibración considerables; la vibración puede ser tan severa que pondrá en peligro el sistema de tubería.

La cavitación se puede evitar con la reducción o la eliminación de la recuperación de presión corriente abajo del orificio de la válvula. Para este fin, hay válvulas que tienen trayectorias múltiples, paralelas para flujo y con muchos cambios de dirección. Su empleo con pastas aguadas es limitado, porque los conductos estrechos son susceptibles de obstruirse con los sólidos y porque las vueltas pronunciadas en el canal aumentan la abrasión.

Otras formas de reducir la recuperación de presión incluyen el empleo de dos válvulas estándar en serie o una válvula de etapas múltiples que tengan una serie de orificios de estrangulación.

Si se pueden tolerar el ruido y la vibración, se puede permitir que ocurra una cavitación controlada para que las burbujas no se contraigan contra una superficie que se pueda dañar. El aparato más sencillo en que se utiliza esta técnica es un estrangulador para campos petroleros (Fig. 3). El estrangulador es un orificio de tamaño fijo, de material duro con entrada redonda y un conducto recto y largo. La vaporización no tiene lugar hasta que la corriente acabe de pasar por la salida y empiece su expansión. Un charco de líquido corriente abajo del estrangulador absorbe la energía del chorro, reduce la velocidad y permite que las burbujas se contraigan sin producir daños.

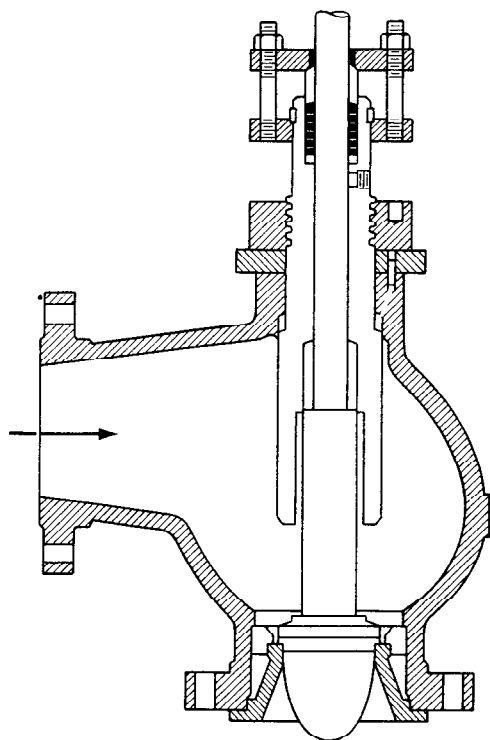


Fig. 4 Válvula de reducción para servicio moderado, el cuerpo ampliado reduce la velocidad; si se coloca un orificio en la salida se reducen los daños en el cuerpo por la corriente de descarga; el asiento especial de dos piezas se dilata en sentido radial (ITT Conoflow)

En la figura 4 se ilustra un ejemplo de una válvula estranguladora que se ha utilizado con pastas aguadas con caídas moderadas de presión (400 psi). Sus características son: *a)* un cuerpo ampliado que reduce la velocidad de entrada; *b)* una descarga por orificio en la salida que “apunta” el líquido que produce cavitación hacia un charco de líquido corriente abajo; *c)* un asiento de dos piezas que se deforma por el fuerte ángulo de asentamiento del macho para producir un cierre más eficaz y evitar la estrangulación cuando se cierra la válvula.

En la figura 5 se ilustra otra válvula de estrangulación para reducción de presión de pastas aguadas y el orificio es muy semejante al de la válvula de la figura 4. Por lo general, el orificio y el macho se hacen con material cerámico duro, como alúmina, que resiste la abrasión y la corrosión. Las características de esta válvula incluyen *a)* una entrada con curvatura larga para minimizar el desgaste debido al choque de partículas abrasivas; *b)* un orificio con entrada redonda y una sección recta y larga para estrangulación que demora el comienzo de la vaporización; *c)* una salida con orificio con rebajo que forma una cámara amortiguadora que protege la punta contra el bombardeo con partículas a alta velocidad ocasionado por la vaporización explosiva de la corriente de salida, y *d)* una descarga que se puede dirigir por ejemplo, hacia un tanque o sección ampliada de tubo, de gran volumen, para disipar la energía de la corriente.

Lineamientos generales para válvulas de reducción de presión

Las válvulas que se van a utilizar en servicio de reducción o abatimiento de altas presiones se deben proyectar con cuidado respecto a las guías y la estabilidad dinámica del macho. En la práctica, se requiere un actuador potente y rígido. Además, se debe tener mucho cuidado para seleccionar materiales que minimicen el efecto de la corrosión en las piezas de la válvula que se encuentran en la trayectoria de alta velocidad de la corriente.

En la tabla I se indica que la cavitación se controla mejor con válvulas de laberinto que tienen poca o ninguna recuperación de presión; eliminan la cavitación por completo y evitan el ruido y la vibración que produce. Si se maneja una pasta aguada, es poco probable que los conductos estrechos de estas válvulas dejen pasar las partículas en suspensión salvo que sean muy pequeñas. Por ello, hay que utilizar el método alterno indicado en la tabla: instalar un estrangulador que salga a un volumen en donde se pierda la energía y resolver el problema del ruido por otros medios, como el tratamiento en la trayectoria.

Hay otros dos problemas que se deben resolver: la reducción del conducto de circulación y el cierre. Cuando el macho se aproxima al asiento, se produce una zona

Tabla I Riesgos que pueden ocurrir en servicios con diferentes gases y las medidas para evitar o reducir daños por la reducción de presión del líquido

Problema especial o característica de diseño	Servicio con gas			Servicio con líquidos				
	Clean, dry	Wet	Con sólidos	Abrasivos	Vaporización	Cavitación	Abrasivos y vaporización	Abrasivos y cavitación
Ruido	X	X	X			X		X
Autorrefrigeración	X	X	X					
Condensación	X	X						
Hielo o hidratos		X						
Guarnición dura; no hay choque				X			X	X
Laberinto					X			
Estrangulador recto con charco para disipar energía						X*		X
Salida agrandada				X		X		

*Diseño alterno

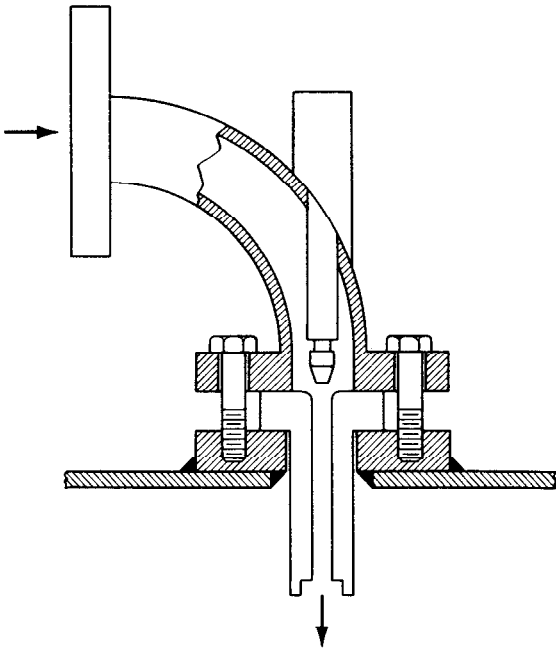


Fig. 5 La válvula de reducción para pasta aguada: entrada de curvatura larga que evita vueltas fuertes; el orificio largo demora la vaporización hasta que la pasta sale de la válvula; el orificio de salida con rebajo forma una cámara amortiguadora en la punta (ITT Hammel Dahl)

local de alta velocidad y las superficies del macho y el orificio quedan sujetas a los estragos de la cavitación y la erosión. Cuanto más se acerca el macho al asiento, más serio se vuelve el problema. Si el asiento tiene fugas con la válvula cerrada por completo, sufrirá daños severos; por ello es importante diseñar los sistemas del proceso para evitar el funcionamiento con volúmenes de circulación menores que los límites prácticos de una válvula determinada de control. Si el asiento no permite un cierre hermético, se debe instalar una válvula auxiliar de corte en serie con la válvula de estrangulación; la auxiliar debe ser de cierre automático cuando la apertura de la válvula de control llega a su límite inferior.

Cambios en el proceso para facilitar la reducción

Si se hace un buen diseño del sistema de proceso, puede ser posible simplificar el problema de la reducción si se elimina la necesidad de cierre parcial en la válvula de estrangulación. En la figura 6 se ilustra un proceso simplificado en el cual una bomba de alimentación impulsada por turbina es el componente que se modula. La turbina se regula según la demanda del sistema. La reducción de la alta presión se efectúa con dos estranguladores fijos accionados por válvulas de cierre. Si estos dos estranguladores tienen diferentes capacidades, se cuenta con tres volúmenes de flujo en la operación. En forma similar, para n estranguladores está disponible un total

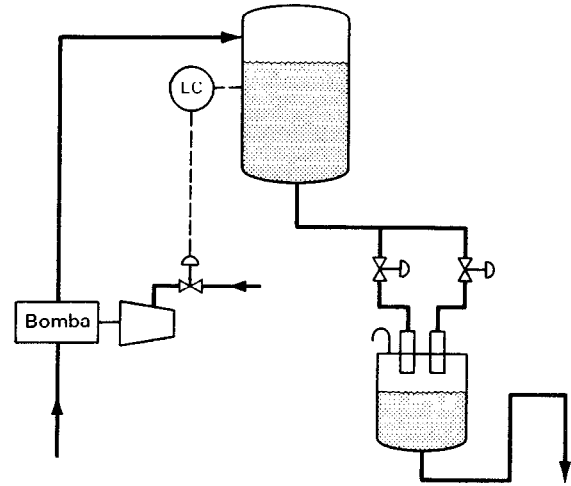


Fig. 6 Un nuevo diseño en que se ha alterado el proceso para no estrangular una pasta abrasiva. Se utilizan estranguladores fijos para establecer el volumen y hay modulación de la corriente de alimentación

de $2^n - 1$ volúmenes. En este servicio el desgaste es inevitable y se emplea un estrangulador fijo porque tiene la máxima duración; aun así los costos de reposición en este sistema son mucho menores que para una válvula especial de reducción de presión.

Técnicas para los cálculos

Al ingeniero de diseño le interesan las técnicas para predecir los volúmenes de flujo en las válvulas u orificios para reducción de presión y para calcular el tamaño del orificio. En el caso de gases que circulan con fuertes caídas de presión, ya hay una técnica establecida y los coeficientes C_v y x_T (cuadro 1), determinados por experimentos se pueden obtener con los fabricantes de válvulas.

La reducción de presión de los líquidos es un problema diferente. La alta velocidad usual hace que ocurra vaporización en una forma que todavía no se ha entendido a fondo y es difícil predecir su efecto en el flujo. Casi todos los datos de los experimentos están basados en el empleo de agua pura y no existen datos útiles para mezclas de fluidos. En la norma ISA³ aparece un método para líquidos puros, aunque tiene aplicaciones muy escasas, en especial si el líquido no es agua.

El volumen de flujo en cualquier restricción se mide con el tamaño y velocidad de la corriente en el chorro contraído. Cuando no hay cambio de estado, existe una relación fija entre la caída total de presión y la caída de presión en el chorro contraído. La velocidad en el chorro contraído se puede inferir con la caída total de presión debido a esta recuperación fija de presión. El factor C_v para la determinación por experimentos del tamaño incluye factores para la superficie eficaz del orificio y la recuperación de presión.

Cuadro 1 *Ejemplo: Reducción de presión de gas*

Una instalación requiere una válvula de bola para reducir la presión de nitrógeno gaseoso en las siguientes condiciones de flujo w (volumen de flujo) = 64 500 lb/h; P_1 (presión corriente arriba) = 1 000 psia; P_2 (presión corriente abajo) = atmosférica; T_1 (temperatura corriente arriba) = 940 °F; k (relación de calores específicos) = 1.40 y γ (densidad) = 1.87 lb/ft³.

Solución

La ecuación de ISA⁴ para flujo de gas es:

$$w = 63.3 C_v Y \sqrt{x P_1 \gamma_1}$$

en donde x es la relación de caída de presión (caída de presión dividida entre P_1), Y es el factor de expansión y C_v es el coeficiente de válvula. Según sea el tipo de válvula, x tiene un valor eficaz máximo, por arriba del cual hay estrangulación. Este límite se aplica cuando $x \geq F_k x_T$, en donde $F_k = k/1.40$ es una propiedad termodinámica del gas y x_T es la relación de límite de caída de presión para aire en una válvula particular, determinada mediante pruebas físicas. Cuando hay estrangulación, Y llega a su límite interior de 0.667.

La válvula de bola en cuestión tiene un valor nominal (apertura total) para x_T de 0.15 según el catálogo del fabricante.

En estas circunstancias, $F_k = k/1.40 = 1.0$ y hay flujo estrangulado a $x \geq F_k x_T$ o $(1.0)(0.15) = 0.15$. En realidad, $x = (1\ 000 - 14.7)/1\ 000 = 0.985$ y hay estrangulación. Al sustituir en la ecuación ISA ahora se puede resolver C_v .

$$C_v = \frac{64\ 500}{(63.3)(0.667) \sqrt{(0.15)(1\ 000)(1.87)}} = 91$$

El catálogo menciona una válvula de 2 in con C_v de 120, que es adecuado.

Cuando ocurre vaporización en el chorro contraído ya no se aplica la relación de recuperación de presión y la caída de presión en el chorro contraído no se puede inferir con la caída total de presión, por lo que se debe encontrar otro medio para predecirla. El factor F_L de recuperación de presión se puede determinar con pruebas y aparece en las publicaciones de los fabricantes. Con este factor se convierte el factor C_v de determinación de tamaño para emplearlo con la caída de presión $P_1 - P_{vc}$, en lugar de $P_1 - P_2$, en donde P_{vc} es la presión en el chorro contraído. Aunque esta ecuación se considera confiable, hay ciertas dificultades para predecir P_{vc} .

En el cuadro 2 se describe un método muy utilizado para predecir el flujo de agua con estrangulación, con base en las normas ISA.⁵ Si el líquido no es acuoso, se enfrenta el problema de predecir la presión mínima efectiva en la vena contracta, sin poder aprovechar datos útiles de experimentos.

La corriente de proceso cuya presión se va a reducir es, a menudo, de fases múltiples, gas y sólido, líquido y sólido o líquido y gas. Es posible predecir el patrón de flujo de esa corriente si no cambia su composición con la estrangulación. El flujo de pastas aguadas se puede calcular en la misma forma que la de un líquido puro, con ajustes para la densidad real. Los parámetros para corrientes de gas que llevan líquidos o sólidos suspendidos se pueden determinar con los métodos descritos en las referencias 1 y 2, en donde el factor Y de expansión se aplica sólo a la fracción de gas. Debido a los cambios en la composición y en la densidad no hay una técnica precisa para predecir el flujo de un líquido con su propio vapor por una válvula de control.

La tecnología actual no permite hacer cálculos para predecir el comienzo y la severidad de la cavitación con cierta seguridad. Hay gran cantidad de datos disponibles del servicio con agua fría específicos de válvulas, pero ni con ellos se puede predecir cuándo empezarán los daños. Con la mayor parte de otros líquidos la cavitación empezaría con condiciones menos severas aunque, por otra parte, es posible que el punto de comienzo o umbral de los daños sea mucho más alto.

Cuadro 2 *Ejemplo: Reducción de presión de líquidos*

La ecuación aplicable a la reducción de presión de líquidos, en el supuesto de que la vaporización ocasionará estrangulación, es:

$$w = 63.3 F_L C_v \sqrt{\gamma(P_1 - P_{vc})}$$

en donde C_v y F_L son constantes determinadas por experimentos por el fabricante; w es el volumen de flujo en lb/h; P_1 es la presión corriente arriba en psia; γ es la densidad en lb/ft³.

Si el líquido es agua pura, se puede calcular P_{vc} con la presión de vapor (P_v) con la siguiente ecuación derivada de la norma ISA

$$P_{vc} \simeq 0.96 P_v - 0.005 P_v^{1.5}$$

La presión efectiva en el chorro contraído siempre es menor que la presión de vapor. Esto implica que el líquido está supercalentado o es metaestable en esta condición.

Considérese una válvula en ángulo que según el catálogo del fabricante tiene C_v nominal de 23.7 y F_b de 0.87. Se calculará cuánta agua a 320 °F puede pasar por la válvula cuando se reduce la presión de 600 a 45 psia. La tabla para vapor indica que $P_v = 90$ psia; por tanto:

$$P_{vc} \simeq 0.96(90) - 0.005(90)^{1.5} = 82$$

Al sustituir estos valores en la ecuación anterior:

$$w = 63.3(0.87)(23.7) \sqrt{56.66(600-82)} = 224\ 000 \text{ lb/h}$$

Algunos fabricantes publican un número índice de cavitación para sus diversos tipos de válvulas. Este número se llama K_c y denota la relación $(P_1 - P_2 / P_1 - P_v)$ con la cual la válvula empezará a estrangular con agua fría. La relación K_c suele ser mucho mayor que la relación que ocasiona la cavitación "crítica" que se define como el punto en el cual la intensidad del ruido tiene un aumento pronunciado y a más del cual es posible que ocurran daños mecánicos. Los valores típicos de K_c son:

Mariposa de 60°	0.3
Bola	0.22
Globo (macho liso)	0.53-0.70
Globo (macho en V)	0.80

Aunque estas relaciones son una indicación razonable del comienzo de la estrangulación, no se debe utilizar para predecir los daños. Por ejemplo, la cavitación crítica en una válvula de mariposa de 60° empezará con una relación de 0.17.

La experiencia ha demostrado que existen algunos factores importantes para el control de daños causados por la cavitación.

Posición de la válvula: A veces es posible encontrar un punto en la corriente en donde la presión corriente abajo es más alta o en donde la temperatura y la presión de vapor son más bajas; con una combinación atinada de estas variables se puede suprimir la vaporización. Si no, quizá se pueda cambiar el sistema para hacer que la corriente se vaporice en vez de producir cavitación. (*Precaución:* Si hay posibilidad de vaporización, hay que evitar el empleo de válvulas de etapas o pasos múltiples con orificios en serie, porque entonces puede ocurrir la cavitación en un orificio entre dos etapas.)

Selección de la válvula: Hay que seleccionar una válvula con baja recuperación de presión, como una de globo con orificio en V o utilizar dos válvulas en serie para reducir la caída de presión en la última. Una válvula especial po-

dría servir para este trabajo, pero es la solución más costosa.

Inyección de aire: Se puede inyectar aire u otro gas adecuado en la corriente en el chorro reducido de la válvula. Funciona bien, en especial con válvulas de mariposa y de bola, porque se puede llegar al chorro contraído mediante agujeros taladrados en el sitio preciso. El gas actúa como amortiguador para evitar la contracción violenta de las burbujas de la cavitación. Si la presión del vapor es menor que la atmosférica no se requiere aire comprimido, pues habrá succión automática del aire ambiente.

Referencias

1. Hutcheson, J. W., ed., "ISA Handbook of Control Valves," Second edition, Pittsburgh, Pa., 1976, pp. 221-266.
2. Driskell, L., Control Valve Sizing with ISA Formulas, *Instrumentation Technology*, July 1974, pp. 33-48.
3. Ivany, R. D., Hammitt, F. G., and Mitchell, T. M., Cavitation Bubble Collapse Observations in a Venturi, *Transactions of ASME, Journal of Basic Engineering*, Sept. 1966, pp. 649-657.
4. Control Valve Sizing Equations for Compressible Fluids, ISA Standard S39.3, 1973.
5. Control Valve Sizing Equations for Incompressible Fluids, ISA Standard S39.1, 1972.

El autor



Les Driskell es ingeniero consultor especialista en sistemas y válvulas de control de procesos, con domicilio en 455 Greenburst Drive, Pittsburgh, PA 15243. Ha ocupado puestos de supervisión en Drave Corp., E.I. du Pont de Nemours y Joseph E. Searam, E. Sons. Es Fellow de Instruments Soc. of America e ingeniero profesional registrado en Pennsylvania. Efectuó estudios de posgrado de instrumentación industrial en University of Louisville y ha impartido clases de instrumentación en Purdue University Extension Program. Es

presidente del Comité de Normas para válvulas de control de ISA y ha escrito cuatro libros acerca de este tema.

Dimensionamiento de válvulas de desahogo

La sobrepresión en los recipientes de un proceso puede ocurrir por muchas causas. El análisis de las causas indica cómo encontrar el volumen requerido de desahogo de fluidos a fin de calcular la superficie correcta de orificio de la válvula de desahogo de seguridad.

Asu Mukerji, Catalytic, Inc.

Las válvulas de desahogo se utilizan mucho en la industria de procesos químicos (IPQ) para proteger a los recipientes de presión contra las sobrepresiones.

La sobrepresión la puede ocasionar un incendio, el llenado excesivo del recipiente, apertura accidental de válvulas, demasiada aplicación de calor, reacciones exotérmicas, enfriamiento inadecuado, falla mecánica de las válvulas, etc. Cualquiera que fuere la razón es esencial que la válvula de desahogo tenga el tamaño adecuado para evitar accidentes y proteger el recipiente.

Al mismo tiempo, si la válvula de desahogo es demasiado grande, aumentarán los costos porque se necesitan boquillas más grandes para los recipientes así como válvulas y tubos de mayor tamaño; por ello, es necesario el análisis individual de cada aplicación de válvulas de desahogo.

En este artículo se describirán los siguientes aspectos relacionados con las válvulas de desahogo.

1. Procedimientos para determinar los parámetros, para determinar el tamaño de la válvula de desahogo que se utilizarán en la ecuación para la descarga de vapores.

2. Un método para determinar la superficie de desahogo para líquidos volátiles que se vaporizan en la válvula de desahogo.

3. Un análisis de la determinación del tamaño de válvulas de desahogo para una columna de destilación usual que está bajo control del equilibrio o "balance" de materiales.

La expresión de uso normal para determinar la superficie de desahogo para descarga de vapores cuando no hay contrapresión, es

$$A = \frac{W}{CK'P} \sqrt{\frac{TZ}{M}} \quad (1)$$

en donde: A = superficie de descarga de la válvula, in²; P = presión acumulada (sobrepresión) corriente arriba, psia; T = temperatura absoluta de los vapores de entrada, °R; Z = factor de compresibilidad; M = peso molecular; C = coeficiente de expansión; K' = coeficiente de descarga de la boquilla y W = circulación por la válvula, lb/h.

Determinación de P

P es la presión graduada de la válvula de desahogo más la sobrepresión. Esta presión suele ser la presión máxima permisible de trabajo (PMPT) del recipiente protegido. Sin embargo, la presión graduada puede ser menor que PMPT.

La sobrepresión varía según los requisitos de los códigos, las condiciones de operación y la experiencia del operador en instalaciones similares. En general, las sobrepresiones acumuladas se expresan como porcentaje de la presión graduada, como sigue:

Condición	Sobrepresión*
Normal (sin fuego)	
Válvula sencilla	10 %
Válvula múltiple	16 %
Con incendio	20 %
Calderas de vapor	3 %
Líquidos de vaporización instantánea	10 a 25 %

*Porcentaje de la presión graduada

Determinación de T

T es la temperatura para desahogo que corresponde a la sobrepresión para desahogo.

■ Un solo componente

En este caso, T representa el punto de ebullición del componente que corresponde a la sobrepresión para desahogo. Cuando se conoce P , se puede obtener T con la curva de presión de vapor y temperatura de ese componente.

■ Componentes múltiples

1. *Mezcla homogénea ideal*: Las mezclas ideales van de acuerdo con la ley de Dalton y la ley de Raoult. Según la ley de Dalton, la presión total es una mezcla gaseosa (vapores) es la suma de las presiones parciales de los componentes de la mezcla:

$$P = \sum_{i=1}^n P_i \quad (2)$$

La mezcla de vapores se forma con el líquido con el cual estará en equilibrio. Para establecer la temperatura, T , será necesario conocer la composición de equilibrio de la fase líquida. La ley de Raoult relaciona la presión parcial, P_i , de los componentes con la de la composición de equilibrio de la fase líquida:

$$P_i = x_i P_i^o$$

en donde x_i = concentración molar del componente i en la fase líquida y P_i^o = presión de vapor del componente i a la temperatura T . Por tanto:

$$P = \sum_{i=1}^n x_i P_i^o = x_1 P_1^o + x_2 P_2^o + \dots + x_n P_n^o \quad (3)$$

Para calcular la temperatura T de desahogo, supóngase una temperatura y obténgase la presión de vapor de cada componente de la mezcla. A la temperatura supuesta, se multiplica cada fracción molar de la fase líquida de cada componente por su presión de vapor y se suman. Si la suma es igual a la sobrepresión para desahogo, entonces la temperatura supuesta representa la de desahogo. Si no, se repite el procedimiento hasta que haya concordancia.

2. *Mezcla no ideal en fase líquida*: Para mezclas de hidrocarburos que no son ideales en la fase líquida y son ideales en la fase de vapor, no se aplica la ley de Raoult. En estos casos sólo se aplica la ley de Dalton con la siguiente relación:

$$\sum_{i=1}^n K_i x_i = 1.0 \quad (4)$$

en donde K_i es la relación de vaporización en equilibrio del componente i en la mezcla. K_i es función de la temperatura y la presión total del sistema y su valor se determina con experimentos de laboratorio.

Supóngase una temperatura para obtener K para cada componente. A la temperatura supuesta y la sobrepresión para desahogo, se multiplica el valor K del componente por su fracción molar en la fase líquida (en equilibrio) y se suman. Si la suma es 1.0, la temperatura supuesta representa el punto de burbujeo de la mezcla

Requisitos del código y normas para diseño

De acuerdo con el Código ASME,⁸ todos los recipientes de presión, con presión de diseño mayor de 15 psig, se deben proteger contra la sobrepresión con un dispositivo para desahogo de presión.

Las Normas API 520 y 521⁵ incluyen lineamientos para establecer los regímenes de desahogo para diversas causas de contrapresión. También dan un procedimiento definido para calcular el régimen de desahogo para el caso de incendio, así como expresiones para calcular las superficies para desahogo de vapores y líquidos.

En este artículo se cumple con los requisitos del Código ASME y se amplían los lineamientos de API a fin de ilustrar los procedimientos para el cálculo de las superficies de desahogo.

y la temperatura de desahogo. Si no es igual a 1.0, se repite el procedimiento hasta obtener la concordancia.

3. *Mezcla inmisible de hidrocarburo de un solo componente y agua*: La presión de desahogo se relaciona con:

$$P = P_{HC}^o + P_{WV}^o \quad (5)$$

en donde P_{HC}^o = presión de vapor del hidrocarburo y P_{WV}^o = presión de vapor del agua.

Supóngase una temperatura y obténgase la presión de vapor del hidrocarburo y el agua. A esa temperatura, se suman las dos presiones de vapor. Si la suma es igual a la sobrepresión P_1 para desahogo, la temperatura supuesta representa la temperatura de desahogo. Si no, se repite el procedimiento hasta obtener la concordancia.

4. *Mezcla inmisible de hidrocarburo de componentes múltiples y agua*: Para tener fase líquida ideal se aplica lo siguiente:

$$P = P_{HM}^o + P_W^o$$

$$P = \sum_{i=1}^n P_i^o x_i + P_W^o \quad (6)$$

en donde P_{HM}^o = presión de la mezcla de hidrocarburos, P_W^o = presión del agua, P_i^o = igual presión del componente i en la mezcla de hidrocarburos y x_i = fracción molar del componente i .

Supóngase una temperatura y obténgase la presión de vapor de cada componente en la fase de hidrocarburos y la presión de vapor del agua. Se multiplica la presión de vapor de cada componente por su fracción molar. Se suman las presiones de vapor de todos los componentes a la del agua. Si la suma es acumulada a la sobrepresión para desahogo, la temperatura supuesta es la de desahogo. Si no, se repite el procedimiento hasta obtener la concordancia.

Cuando la fase líquida no es ideal, se aplica la siguiente relación:

$$P_H = P - P_W^o \quad (7)$$

en donde P_H es la presión parcial de la mezcla de hidrocarburos.

Supóngase una temperatura y obténgase la presión de vapor del agua a esa temperatura. Se resta esa presión

de la sobrepresión de desahogo para obtener la presión parcial de la mezcla de hidrocarburos. Se obtienen los valores de K para cada componente a la temperatura y P_H supuestas. Se multiplica el valor de K de cada componente por su fracción molar en la fase líquida del hidrocarburo y se suman. Si la suma es igual a 1.0, la temperatura supuesta representa la de desahogo. Si no, se repite el procedimiento hasta obtener la concordancia.

Determinación de Z

Z es una función de la presión y temperatura reducidas en los componentes de una mezcla.

1. *Un solo componente:* Obténgase la presión crítica, P_c , y la temperatura crítica, T_c , del componente con los datos publicados para hidrocarburos. Entonces,

$$P_R = P/P_c \quad (8)$$

$$T_R = (T + 460)/(T_c + 460) \quad (9)$$

en donde P_R = presión reducida y T_R = temperatura reducida. En las ecuaciones (8) y (9) las presiones son absolutas, psia, y las temperaturas son absolutas, °R.

Obténgase Z con una tabla de factores de compresibilidad en que se relacione Z con T_R y con P_R .

2. *Mezcla de componentes múltiples (vapores):* Para una mezcla de componentes múltiples, se aplican las siguientes:

$$P_{c(mezcla)} = \sum_{i=1}^n P_{c_i} y_i$$

$$P_{R(mezcla)} = P/P_{c(mezcla)} \quad (10)$$

$$T_{c(mezcla)} = \sum_{i=1}^n T_{c_i} y_i$$

$$T_{R(mezcla)} = \frac{T + 460^\circ}{T_{c(mezcla)} + 460^\circ} \quad (11)$$

En la ecuación (10) P y $P_{c(max)}$ se expresan en psia, y_i representa la fracción molar del componente i en la fase de vapor en equilibrio con su fracción molar x_i en la fase líquida.

Una vez calculadas $P_{R(mezcla)}$ y $T_{R(mezcla)}$ se puede obtener Z con las tablas de compresibilidad.

Determinación de M

El peso molecular para un solo componente se encuentra en las publicaciones existentes. Para una mezcla de componentes múltiples, se puede calcular M_{mezcla} . Si se conoce la composición de la mezcla de vapores en fracciones por peso, entonces:

$$M_{mezcla} = \frac{\sum_{i=1}^n W_i}{\sum_{i=1}^n (W_i/M_i)} = \frac{\text{Peso total de la mezcla}}{\text{Moles totales de la mezcla}} \quad (12)$$

en donde W_i = peso del componente i en la mezcla y M_i = peso molecular del componente i .

Si se conoce la composición de la mezcla en términos de la fracción molar en la fase de vapor, entonces:

$$M_{(mezcla)} = \sum_{i=1}^n y_i M_i \quad (13)$$

Determinación de C

C representa el coeficiente de expansión. Para la mayor parte de las instalaciones, la presión corriente abajo de la válvula de desahogo será 50% menor que la presión absoluta corriente arriba. Esto dará por resultado circulación crítica de vapores en la válvula y la expansión de ellos dentro de la misma. Se aplican las siguientes relaciones:

$$C = 520 \sqrt{n \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}} \quad (14)$$

$$n = \frac{Mc_p}{Mc_p - 1.99} \quad (15)$$

en donde n = coeficiente politrópico y c_p = calor específico a presión constante del vapor o de la mezcla de vapores.

La ecuación (15) sólo es válida para vapores o mezclas de vapores ideales. En la mayor parte de las aplicaciones industriales, la presión de desahogo será considerablemente menor que la presión crítica y es válida la suposición de idealidad.

Para vapores con un solo componente, se puede calcular C con las ecuaciones (14) y (15) si se conocen el peso molecular del componente y su calor específico a presión constante a la temperatura de desahogo.

Para una mezcla de componentes múltiples, se necesita $(Mc_p)_{mezcla}$ para calcular el valor de C :

$$(Mc_p)_{mezcla} = \sum_{i=1}^n M_i c_{p_i} - W_i \quad (16)$$

en donde W_i = fracción por peso del componente i en la mezcla de vapores.

Determinación de K'

El valor del parámetro K' se puede obtener con el fabricante de las válvulas, y para un buen número de válvulas de boquilla es de 0.975.

Determinación de W

El régimen W de desahogo de vapores depende de la causa de la sobrepresión; si se debe a un incendio, W es función de la cantidad de calor producido por el incendio y de la temperatura para desahogo:

$$Q = 21\,000 A^{0.82} F \quad (17)$$

$$W = Q/\lambda \quad (18)$$

en donde Q = régimen de aplicación de calor debido al incendio, btu/h; A = superficie mojada del recipiente, ft²; λ , calor latente de vaporización a la temperatura de desahogo, btu/lb; F = factor del aislamiento (para un recipiente sin aislamiento, $F = 1.0$). La superficie mojada hasta 25ft de altura sobre la rasante (nivel del piso).

Para un sistema de un solo componente, λ es el calor latente de vaporización en el punto de ebullición del líquido a la sobrepresión de desahogo. (Los calores latentes de las sustancias puras se pueden encontrar en las obras publicadas.)

Para una mezcla de componentes múltiples, λ_{mezcla} se puede determinar con

$$\lambda_{mezcla} = \sum_{i=1}^n \lambda_i y_i M_i / M \quad (19)$$

Para determinar el valor de y_i será necesario conocer la fracción molar, x_i , de la fase líquida en equilibrio en el punto de burbujeo que corresponda a la sobrepresión para desahogo.

La superficie mojada es función del diámetro exterior y la longitud del recipiente. En los que funcionan llenos con líquido como tratadores, columnas de absorción y extracción y filtros grandes en la tubería, el tamaño de la superficie mojada del recipiente será la superficie total.

Las columnas de fraccionamiento suelen funcionar con un nivel normal de líquido en el fondo de la columna y un nivel determinado de líquido en cada charola. Es razonable suponer que la superficie mojada se puede basar en el líquido total en el fondo y en las charolas. Los tambores de compensación suelen funcionar cuando están llenos hasta la mitad. Por tanto, se calculará que la superficie mojada es el 50% de la superficie total del recipiente. Para calcular tanques de almacenamiento, la superficie mojada se calcula con el contenido promedio. En todos estos casos sólo se tendrá en cuenta la superficie mojada hasta a 25ft de altura sobre la rasante (nivel del piso).

Ahora se examinarán los métodos para calcular W en condiciones, que no sean incendios, que pueden ocasionar sobrepresión en los recipientes de proceso.

Exceso de presión en recipientes por una bomba

En las plantas petroquímicas y refinerías se manejan líquidos peligrosos a presión. Son muy volátiles y están en forma de vapor a presiones y temperaturas ambiente. Se incluyen líquidos como cloruro de vinilo, butenos, butadieno y butano y se bombean desde los tanques de almacenamiento hasta los recipientes del proceso. Si las salidas del recipiente están obstruidas y se bombea líquido, puede haber sobrepresión en el recipiente.

Ya que el lado de descarga de la válvula de desahogo está a presión atmosférica, el líquido tendrá vaporización instantánea en ella y se tendrá circulación en dos fases. Cuanto más caliente esté el líquido, mayor será la cantidad que se vaporizará cuando circule por la válvula.

Se puede utilizar el siguiente procedimiento de "tanqueo" para determinar la rapidez y superficie de desahogo:

Paso 1: Obtener la sobrepresión P que se va a desahogar con

$$P = 1.1P_D + 14.7$$

en donde P_D = presión de diseño del recipiente.

Paso 2: Establecer la longitud equivalente de tubo y la carga estática con la configuración de la tubería entre la bomba y el recipiente.

Paso 3: Suponer un flujo. Calcular la caída de presión para 100 ft de tubo con la fórmula de Darcy y los nomogramas para el número de Reynolds, factor de fricción, etc., en la referencia 4 y en Merritt, *Manual del Ingeniero Civil* (Libros McGraw-Hill de México).

Paso 4: Calcular la caída total de presión para el equivalente establecido en el paso 2.

Paso 5: Obtener la presión de descarga de la bomba sumando la caída total de presión y la carga estática a la sobrepresión P para desahogo.

Paso 6: Calcular la caída total de presión con el flujo supuesto y la carga estática neta en la succión de la bomba, con la configuración de la tubería entre la succión de la bomba y el tanque de almacenamiento.

Paso 7: Para calcular la presión en la succión de la bomba, se resta la caída de presión calculada en el paso 6, de la presión de vapor y la carga estática.

Paso 8: Restar la presión de succión de la bomba calculada en el paso 7, de la presión de descarga de la misma, calculada en el paso 5. Convertir la diferencia a pies de columna de líquido en circulación.

Paso 9: Obtener la carga dinámica total (CDT o TDH, por sus siglas en inglés) en pies de líquido con el flujo supuesto con la curva de la bomba.

Paso 10: Si la CDT calculada (Paso 8) concuerda con la CDT de la bomba, el flujo supuesto, está correcta. Si no, regresar al paso 3 y repetir el procedimiento hasta obtener concordancia.

Paso 11: Convertir el flujo en gpm a lb/h con el empleo de la densidad relativa del líquido a la temperatura de flujo.

Paso 12: Utilizar la siguiente relación para determinar la vaporización instantánea en la válvula:

$$W_1 = W_2 + W_3 \quad (20)$$

en donde W_1 = volumen de flujo en la entrada a la válvula de desahogo, lb/h; W_2 = volumen de flujo de vapor (volumen de vaporización) en la salida de la válvula de desahogo, lb/h; W_3 = volumen de flujo de líquido en la salida de la válvula de desahogo, lb/h. La ecuación (20) representa el equilibrio material alrededor de la válvula.

$$W_1 c_{p1} (T_I - T_R) = W_2 c_{p2} (T_O - T_R) + W_3 c_{p3} (T_O - T_R) \quad (21)$$

en donde: T_I = temperatura de entrada a la válvula de desahogo, °F; T_R = temperatura de referencia, °F; T_O = temperatura en la salida de la válvula de desahogo (punto de ebullición o burbujeo del líquido a la presión corriente abajo de la válvula de desahogo, °F; c_{p1} = calor específico del líquido con $(T_I + T_R)/2$, btu/(lb)(°F);

c_{p2} = calor específico del vapor con $(T_O + T_R)/2$, btu/(lb)(°F); y c_{p3} = calor específico del líquido en $(T_O + T_R)/2$, btu/(lb)(°F). La ecuación 21 es el equilibrio de entalpía.

Paso 13: Resolver en forma simultánea las ecuaciones (20) y (21) para obtener W_2 y W_3 .

$$A_T = A_V + A_L \quad (22)$$

en donde A_V = superficie para desahogo de vapores, in² y A_L = superficie para desahogo de líquido, in².

Paso 14: Calcular la superficie total para desahogo, A_T , in², con

$$A_V = \frac{W_2}{CK'P} \sqrt{\frac{TZ}{M}}$$

$$A_L = \frac{W_3' \sqrt{G}}{27.2K_p K_w K_v \sqrt{P' - P_B}}$$

en donde los términos en la expresión para A_V son los mismos que para la ecuación (1). En la expresión para A_L , G = densidad relativa del líquido; K_p = factor de corrección de capacidad para sobrepresión ($K_p = 0.6$ para 10% de sobrepresión y $K_p = 1.0$ para 25%); K_w = factor de corrección de capacidad por contrapresión ($K_w = 1.0$ para contrapresión hasta del 15% de la presión graduada); K_v = factor de corrección de capacidad por viscosidad ($K_v = 1.0$ en la mayor parte de las aplicaciones); P' = presión graduada de la válvula de desahogo, psig; P_B = contrapresión, psig y W_3' = volumen de desahogo de líquido, gpm.

Se utiliza la temperatura media aritmética $(T_I + T_O)/2$ para evaluar todos los parámetros en las expresiones para A_V y A_L .

Válvulas de desahogo en columnas de destilación

Las columnas de destilación se utilizan mucho en las plantas de IPQ para separar los componentes de mezclas binarias o de componentes múltiples. Se describirá un análisis de la válvula de desahogo para la columna ilustrada en la figura 1.

Caso I: Válvula de alimentación totalmente abierta

Debido a una falla mecánica, la válvula de alimentación (FCV) funciona con apertura total. El primer paso será establecer si la presión de la bomba de alimentación será adecuada para producir sobrepresión en la columna. Si lo es, se utiliza el procedimiento de tanteos antes descrito para determinar el volumen de alimentación de la columna. Se debe incluir la caída de presión en la válvula cuando está abierta del todo (es la caída de presión con el C_v nominal de la válvula).

Además, se deben determinar por tanteo los volúmenes de flujo del producto en las válvulas LCV-1 y TCV cuando están abiertas por completo.

Si el flujo total en las válvulas para producto es mayor que la alimentación a la columna, entonces las válvulas de suministro de vapor y para los productos de la parte inferior funcionarán con controladores de nivel y de temperatura. La temperatura se mantendrá más o menos

igual que la normal de operación. Por tanto, no habrá sobrepresión en la columna.

Sin embargo, si la bomba de alimentación es de tamaño muy grande, con lo cual el flujo para la columna será mayor que las corrientes en la parte superior y del producto de fondo, aumentará el nivel en el fondo de la columna. La válvula de suministro de vapor abrirá por completo y se mantendrá a su máximo la aplicación de calor. Puede haber sobrepresión en la columna. Para establecer el régimen de desahogo de vapores se aplica el procedimiento descrito en el caso II.

Caso II: Válvula para vapor totalmente abierta

También en este caso, la falla mecánica de la válvula puede hacer que se quede abierta por completo. Para este análisis, hay que hacer las siguientes suposiciones:

1. La temperatura de condensación del vapor en el rehervidor corresponde a la presión de suministro de vapor corriente arriba de la válvula de control LCV-2.

2. Se extrae el condensado de vapor tan pronto se forma. La zona para transferencia de calor en el rehervidor permanece constante.

3. La caída de presión en la columna no cambia.

4. El reflujo para la charola superior está en su punto de burbujeo.

5. La caída de presión entre la parte superior de la columna y el acumulador es insignificante.

6. El aumento de temperatura en el lado de proceso del rehervidor (salida y entrada del rehervidor) es la misma que para el funcionamiento normal de la columna.

7. La alimentación para la columna está en el punto de burbujeo (funcionamiento normal de la columna).

8. Los actuadores de las válvulas para producto y alimentación pueden manejar una presión basada en una columna en la parte superior de la columna que sea igual a la de diseño de la columna.

Para el rehervidor, los regímenes de aplicación de calor después y antes de la falla de la válvula son:

$$Q'_R = \frac{UA[(T'_s - T'_{BI}) - (T'_s - T'_{BO})]}{2.303 \log \left[\frac{(T'_s - T'_{BI})}{(T'_s - T'_{BO})} \right]} \quad (23)$$

$$(T'_{BO} - T'_{BI}) = (T_{BO} - T_{BI}) \quad (24)$$

$$Q_R = \frac{UA[(T_s - T_{BI}) - (T_s - T_{BO})]}{2.303 \log \left[\frac{(T_s - T_{BI})}{(T_s - T_{BO})} \right]} \quad (25)$$

Q'_R y Q_R son los regímenes de aplicación de calor al rehervidor después y antes de la falla de la válvula, en btu/h.

T'_s y T_s son las temperaturas de condensación de vapor en el rehervidor después y antes de la falla de la válvula, en °F.

T'_{BI} es la temperatura de entrada al rehervidor después de la falla de la válvula, °F. Es el punto de burbujeo en la parte inferior de la columna a una presión igual

a 1.1 veces la presión graduada de la válvula de desahogo (psig) + 14.7 + la caída normal de presión en la columna entre su parte superior y su entrada en la parte inferior, psia. T'_{BI} se calculará con el uso de la composición del producto o residuo en el fondo de la columna.

T'_{BO} es la temperatura de salida del rehervidor después de la falla de la válvula, °F.

T_{BI} y T_{BO} son las temperaturas de entrada y salida en el lado del proceso del rehervidor, °F.

U es el coeficiente total de transferencia de calor del rehervidor, btu/(h)(ft²)(°F).

A es la superficie de transferencia de calor del rehervidor, ft².

T_{BI} , T_{BO} , U y A se pueden obtener en las hojas de datos de los intercambiadores de calor.

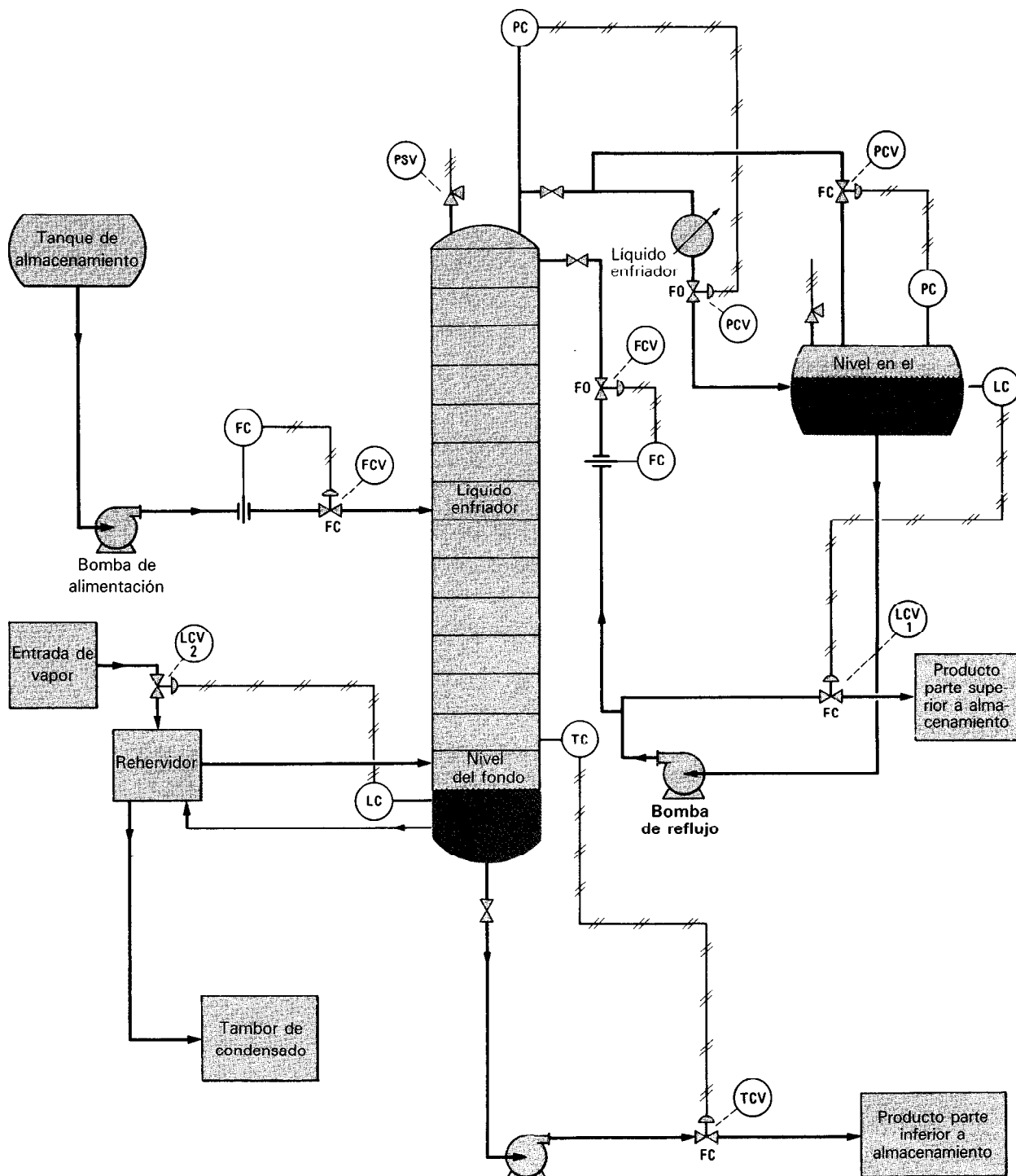


Fig. 1 Análisis de la columna de destilación para determinar el tamaño de las válvulas de desahogo

Cálculense Q_R y Q'_R para el rehervidor con las ecuaciones (23) y (25).

Para un condensador en la parte superior, los regímenes de transferencia o de eliminación de calor se determinan con:

$$Q'_c = \frac{U_1 A_1 (T'_c - T_1) - (T'_c - T'_2)}{2.303 \log \left[\frac{(T'_c - T_1)}{(T'_c - T'_2)} \right]} \quad (26)$$

$$Q_c = \frac{U_1 A_1 (T_c - T_1) - (T_c - T_2)}{2.303 \log \left[\frac{(T_c - T_1)}{(T_c - T_2)} \right]} \quad (27)$$

$$Q'_L = M_L c_{PL} (T'_2 - T_1) = Q'_c \quad (28)$$

Por tanto, al establecer a la ecuación (26) igual a la ecuación (28)

$$\frac{U_1 A_1 (T'_c - T_1) - (T'_c - T'_2)}{2.303 \log \left[\frac{(T'_c - T_1)}{(T'_c - T'_2)} \right]} = M_L c_{PL} (T_2 - T_1) \quad (29)$$

Q'_c y Q_c son los regímenes de transferencia de calor el condensador en la parte superior, después y antes de la falla de la válvula para vapor, btu/h.

T'_c y T_c son los puntos de burbujeo en la charola superior de la columna después y antes de la presión en la válvula para vapor, en °F. T'_c se debe determinar en la composición en la charola superior que corresponda a una presión igual a 1.1 veces la presión graduada de la válvula de desahogo (psig) + 14.7, en psia.

T_1 es la temperatura de entrada del agua de enfriamiento al condensador superior, °F.

T'_2 y T_2 son las temperaturas de salida del agua de enfriamiento del condensador superior, después y antes de la falla de la válvula para vapor, °F.

Q'_L es el régimen de disipación de calor por el agua de enfriamiento después de la válvula de vapor, btu/h.

M_L es el peso del flujo de agua de enfriamiento, lb/h. c_{PL} es el calor específico del agua de enfriamiento con $(T_1 + T'_2)/2$, btu/(lb)(°F).

U_1 es el coeficiente de la transferencia total de calor en el condensador en la parte superior, btu/(h)(ft²)(°F).

A es la superficie de transferencia de calor en el condensador superior, ft².

U_1 , A_1 , M_L , c_{PL} , T_1 y T_2 se pueden obtener con las hojas de datos del condensador superior.

T'_2 se calcula con la ecuación (29). Q'_c y Q_c se calculan con las ecuaciones (26) y (27).

Para la alimentación a la columna, el régimen de aplicación de calor sensible se encuentra con:

$$Q'_F = M_F c_{PF} (T'_{FB} - T_F) \quad (30)$$

Q'_F es el régimen de aplicación de calor sensible a la alimentación, btu/h.

T_{FB} es la temperatura en la charola de alimentación después de la falla de la válvula, °F. T'_{FB} es el punto de

burbujeo del material en la charola de alimentación a 1.1 veces la presión graduada de la válvula de desahogo (psig) más la caída normal de presión entre la parte superior de la columna y la charola de alimentación, psia. La composición de la charola de alimentación se debe utilizar para calcular T'_{FB} .

T'_c es la temperatura de alimentación, °F.

M_F es el peso de la alimentación de la columna, lb/h.

c_{PF} es el calor específico de la alimentación a $(T'_{BF} + T_F)/2$, btu/(lb)(°F).

Q'_F se calcula con la ecuación (30); $(Q'_c - Q_c)$, con las ecuaciones (26) y (27), y $(Q'_R - Q_R)$ con las ecuaciones (23) y (25). La columna no puede estar con sobrepresión si:

$$(Q'_R - Q_R) \leq Q'_F + (Q'_c - Q_c)$$

La columna tendrá sobrepresión si:

$$(Q'_R - Q_R) > Q'_F + (Q'_c - Q_c)$$

El régimen W de desahogo de vapores para esta situación se puede calcular con:

$$W = \frac{(Q'_R - Q_R) - (Q'_c - Q_c) - Q'_F}{\lambda_T} \quad (31)$$

en donde λ_T es calor latente de vaporización a la temperatura T'_c que corresponde a la composición en la charola superior. Para determinar todos los parámetros para el tamaño de la válvula de desahogo, se utilizan la composición en la charola superior y T'_c .

Caso III: Válvulas superior e inferior bloqueadas

Si la bomba de alimentación y la de reflujo pueden funcionar en contra de una presión en la columna que sea igual a 1.1 veces la presión (psig) de graduación de la válvula de desahogo, aumentará el nivel de líquido en el fondo de la columna. Se excederá el punto de graduación o referencia del controlador de nivel en la parte inferior y la válvula para vapor abrirá por completo. El reflujo a la columna se detendrá después de que el acumulador se quede sin líquido.

Para establecer los flujos de alimentación y reflujo a la columna, se utiliza el método de tanteo antes descrito. Se calculan Q'_R y Q'_F como se indica para el caso II. Si $Q'_R > Q'_F$, la columna tendrá sobrepresión. El régimen de desahogo de vapores, W_v , (lb/h) se calcula con:

$$W_v = (Q'_R - Q'_F)/\lambda_T \quad (32)$$

El volumen de desahogo de líquido, W_L , (lb/h) se calcula con:

$$W_L = (M_F + R - W_v) \quad (33)$$

en donde R es la circulación de reflujo, lb/h a la columna de destilación.

Si $W_v > (M_F + R)$, no habrá descarga de líquido. Si el acumulador se queda vacío antes de que la columna se llene por completo con líquido $R = 0$. En la mayor

parte de las aplicaciones, $R = 0$. El que R sea o no igual a cero, se puede evaluar como sigue:

Determine los parámetros de tiempo, t_1 y t_2 .

$$t_1 = \frac{\text{Volumen del espacio para vapores en la columna, gal}}{\text{Circulación de reflujo, gpm}}$$

$$t_2 = \frac{\text{Volumen normal de líquido en el acumulador, gal}}{\text{Circulación de reflujo, gpm}}$$

Si $t_1 > t_2$, entonces R será cero.

Si $Q'_R < Q'_F$, la columna tendrá sobrepresión por el llenado en exceso con líquido. No habrá desahogo de vapores.

Si $t_1 > t_2$, $R = 0$ y el volumen de descarga de líquido se vuelve:

$$W_L = M_F$$

Caso IV: Falla de líquido enfriador en el condensador superior

Dado que la columna está bajo control directo del equilibrio de materiales, el volumen de flujo del producto inferior o de salida será mucho menor que el del producto superior o de entrada. Si hay falla del líquido enfriador para el condensador superior, se perderá la superficie de condensación, bajará el nivel del acumulador y se cerrará la válvula para el producto. Si la bomba para reflujo puede funcionar en contra de la presión aumentada en la columna, continuará el reflujo hasta que se agote el líquido en el acumulador.

Si el flujo del producto inferior con TCV abierta del todo es mayor que el volumen de flujo de alimentación y continúa el reflujo a la columna, la válvula para vapor permanecerá abierta del todo y habrá sobrepresión en la columna. Sin embargo, una vez que se detiene el reflujo, las válvulas para vapor y producto de la columna abrirán y cerrarán de acuerdo con los controladores. La temperatura del producto o residuos de la columna permanecerá alrededor de la temperatura normal de funcionamiento. Por tanto, ya no habrá sobrepresión en la columna.

Sin embargo, si el volumen de alimentación a la columna es mayor que la salida de productos de la parte inferior por la válvula TCV respectiva que está abierta del todo, incluso después de que se detiene el reflujo, la válvula para vapor suministrará calor a la columna y puede haber sobrepresión.

La columna tendrá sobrepresión si $Q'_R > Q'_F$. El volumen de desahogo de vapores, W_v (lb/h) se encuentra con:

$$W_v = (Q'_R - Q'_F) / \lambda_T$$

Y el volumen de desahogo de líquido W_L (lb/h) con

$$W_L = (M_F - W_B - W_v)$$

en donde WB es el volumen de circulación de productos por la válvula TCV. Si $W_v > W_L$, no habrá desahogo de líquidos.

Si $Q'_R < Q'_F$, habrá sobrepresión en la columna por el llenado excesivo con líquido. En este caso no habrá de-

sahogo de vapores y el volumen de desahogo de líquidos se vuelve:

$$W_L = (M_F - W_B)$$

Caso V: Falla del reflujo

Algunos de los siguientes eventos puede ocasionar la falla del reflujo de la columna:

■ La válvula de reflujo FCV no cierra debido a falla mecánica o a la aplicación de todo el aire de suministro a presión a la válvula.

■ Falla de la bomba de reflujo, que puede ser mecánica o por interrupción de la corriente.

■ El acumulador de reflujo se queda sin líquido.

■ La válvula manual en la tubería de reflujo está cerrada.

Cualquiera que sea la razón para la falla del reflujo, pueden surgir las siguientes situaciones y efectos:

La columna no tendrá sobrepresión si $W_B < M_F$.

La columna tendrá sobrepresión y no habrá desahogo de líquido si $W_B < M_F$, $Q'_R > Q'_F$, $W_v > M_L <$

La columna tendrá sobrepresión y habrá desahogo de vapores (W_v) y de líquido $W_B < M_F$, $Q'_R > Q'_F$, $W_v > W_L$.

La columna tendrá sobrepresión debido sólo al llenado excesivo con líquido y no habrá desahogo de vapores si $W_B < M_F$, $Q'_R < Q'_F$.

Caso VI: Falla de aire para instrumentos

Se cerrarán las válvulas de alimentación y para productos. Se cerrará la válvula de suministro de vapor y la válvula de reflujo abrirá por completo. La columna estará con reflujo total y no habrá sobrepresión.

Ejemplo para ilustrar los procedimientos

Calcúlese 1) el volumen de desahogo de un tanque de almacenamiento horizontal, sin aislamiento, expuesto a un incendio y que contiene monómero líquido de cloruro de vinilo, y 2) la superficie requerida para la válvula de desahogo. Las dimensiones del tanque aparecen en la figura 2; la presión de diseño es de 100 psig y la descarga de la válvula de desahogo saldrá por un respiradero a un depósito de gases que funciona a 0.5 psig. El

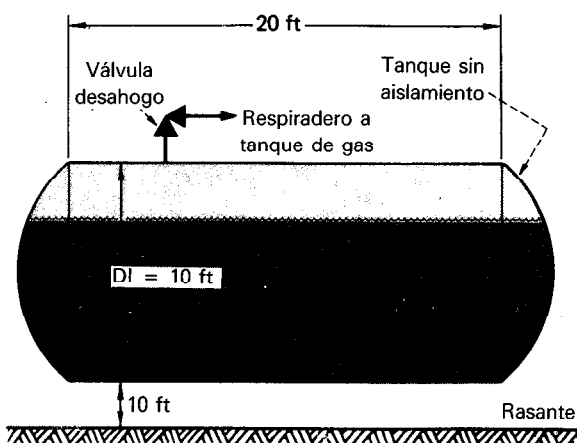


Fig. 2 Diseño y dimensiones del tanque de almacenamiento

contenido promedio del tanque en este ejemplo será del 75 % de su diámetro interior.

Primero, se debe determinar el volumen, W , de desahogo de vapores mediante las ecuaciones (17) y (18). Pero la ecuación (17) requiere la evaluación de la superficie mojada del tanque y del calor latente de vaporización del cloruro de vinilo a la temperatura correspondiente a la presión para desahogo.

La superficie mojada del tanque es igual a la zona mojada de las dos cabezas más la de la sección cilíndrica, o sea,

$$A = \frac{2\pi(yD_1)^2}{4} + \pi D_2 L$$

en donde y = fracción del DI del tanque equivalente al contenido promedio de líquido; D_1 = diámetro de la preforma circular con la cual se hizo la cabeza (D_1 dependerá del tipo de cabeza); D_2 = y multiplicada por el diámetro interior del tanque; L = longitud de tangente a tangente de la sección cilíndrica. Para este ejemplo se supondrá que $D_1 = 11$ ft. Por tanto, la superficie mojada es:

$$A = \frac{2\pi[(0.75)(11)]^2}{4} + \pi(0.75)(10)(20)$$

$$A = 578.15 \text{ ft}^2$$

Encuéntrese el calor latente de vaporización, λ , del cloruro de vinilo a la temperatura de desahogo de acuerdo con las tablas. Para ello, se determina la presión de desahogo después de incluir una sobrepresión del 20 % de la presión de diseño, como sigue:

$$P = 100 + 20 + 14.7 = 134.7 \text{ psia}$$

Con la curva de presión de vapor y temperatura para el cloruro de vinilo, se encuentra que la temperatura de desahogo es de 135°F con $P = 124.7$ psia. A esta temperatura, $\lambda = 116$ btu/lb.

Al combinar las ecuaciones (17) y (18) y simplificar, se obtiene la relación del peso por volumen del desahogo W de vapores:

$$W = 21\,000 A^{0.82} F / \lambda$$

Dado que el tanque no está aislado, $F = 1.0$. Al sustituir los valores numéricos de la ecuación precedente se obtiene:

$$W = 21\,000(578.15)^{0.82}(1.0)/116 = 33\,315 \text{ lb/h}$$

Se utiliza este valor de W en la ecuación (1) para calcular la superficie de orificio de la válvula de desahogo. Ahora, se calculan o establecen los restantes parámetros T , Z , C , K' , P y M para utilizarlos en la ecuación (1).

Para calcular el coeficiente de expansión, C , de la ecuación (14) hay que encontrar n en la ecuación (15) para $M = 62.5$ (peso molecular del cloruro de vinilo) y $c_p = 0.22$, o sea,

$$n = \frac{62.5(0.22)}{62.5(0.22) - 1.99} = 1.17$$

Ahora, se sustituye el valor de n en la ecuación (14) para calcular el coeficiente de expansión C , que es

$$C = 520 \sqrt{1.17 \left(\frac{2}{1.17 + 1} \right)^{\frac{1.17+1}{1.17-1}}} = 334.17$$

Las propiedades críticas del cloruro de vinilo son: $P_c = 809$ psia y $T_c = 313.7^\circ\text{F}$. Para determinar Z , factor de compresibilidad, hay que encontrar la presión P_R reducida y la temperatura T_R reducida para las condiciones de este ejemplo. En este caso,

$$P_R = P/P_c = 134.7/809 = 0.165$$

$$T_R = T/T_c = (135 + 460)/(313.7 + 460) = 0.7690$$

Con una tabla de factores de compresibilidad, se encuentra que Z , a la presión y temperatura reducidas es de 0.860.

Supóngase un coeficiente de descarga de boquilla de $K' = 0.975$.

Al sustituir las diversas variables por los valores numéricos en la ecuación (1) se determina que la superficie requerida del orificio de la válvula de desahogo es:

$$A = \frac{33\,315}{(334.17)(0.975)(134.7) \sqrt{\frac{(595)(0.860)}{62.5}}}$$

$$A = 2.172 \text{ in}^2$$

La superficie del orificio y el tamaño correspondiente de la válvula de desahogo son estándar y los utilizan todos los fabricantes; los catálogos incluyen estas dimensiones. Los ejemplos típicos son:

Designación del orificio	Superficie del orificio, in ²	Tamaño de la válvula in
D	0.110	1 × 2
E	0.196	1 × 2
F	0.307	1½ × 2
G	0.503	1½ × 2½
H	0.785	1½ × 3
J	1.287	2 × 3
K	1.838	3 × 4
L	2.853	3 × 4
M	3.60	4 × 6
N	4.34	4 × 6

Una vez conocida la superficie para desahogo, ya se puede seleccionar la válvula. Cuando la superficie de desahogo es intermedia a dos orificios, se debe seleccionar el que sea más grande que la superficie calculada. Como dicha superficie en este ejemplo queda entre el orificio "K" (1.838 in²) y el orificio "L" (2.853 in²), se debe seleccionar el orificio "L". El tamaño correspondiente de válvula es de 3 in × 4 in.

Referencias

1. Shinskey, F. G., "Distillation Control for Productivity & Energy Conservation," McGraw-Hill, New York, 1977.
2. Kern, D. Q., "Process Heat Transfer," McGraw-Hill, New York, 1950.
3. Smith, B. D., "Design of Equilibrium Stage Processes," McGraw-Hill, New York, 1963.
4. "Flow of Fluids Through Valves, Fittings and Pipe," Technical Paper 410. Crane Co., Chicago, 1974.
5. Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure Relieving Systems in Refineries: Part I—Design, API RP 520, American Petroleum Institute, Washington, D.C.
6. Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure Relieving Systems in Refineries: Part II—Installation, API RP 520, American Petroleum Institute, Washington, D.C.
7. Compressor Handbook, Ingersoll-Rand Co., Woodcliff Lake, N.J.
8. "ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sect. VIII," American Soc. of Mechanical Engineers, New York, 1974.

El autor



maestría en ingeniería química de Drexel University.

Asu Mukerji es ingeniero principal de instrumentos en Catalytic, Inc., 1500 Market St., Philadelphia, PA 19102. Su experiencia de más de 15 años incluye diseño y especificaciones de sistemas de instrumentos neumáticos, electrónicos y computarizados para plantas de procesos químicos, de productos farmacéuticos y refinerías. Antes, trabajó en diseño, ingeniería y aplicaciones de sistemas de control de procesos para calderas generadoras y de procesos. Es ingeniero químico con título de Indian Institute of Technology y tiene la

Mal funcionamiento de las válvulas de seguridad: síntomas, causas y correcciones

Lo que se debe buscar y hacer si las válvulas de desahogo de seguridad tienen fugas, traqueteo o disparo prematuro.

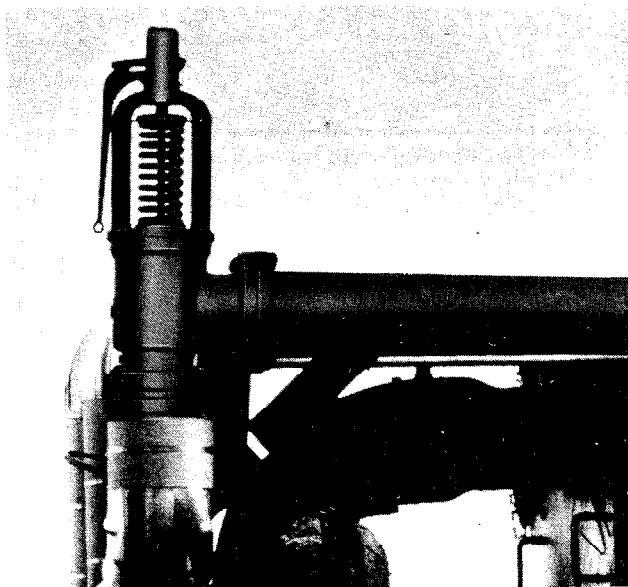
William A. Scully, Teledyne Farris Engineering

La mayor parte de las instalaciones de válvulas de desahogo de seguridad no tienen problemas y, si ocurren, las causas suelen ser diseño o métodos de mantenimiento deficientes. Pero en ocasiones, las causas no saltan a la vista. Considérense estos problemas.

En una instalación nueva de una planta de productos químicos, una válvula de desahogo de seguridad de 8 in tenía fugas. Al desmontarla para probarla, funcionó perfectamente pero volvió a tener fugas al instalarla. La corrección fue agregar soportes en la tubería de salida de la válvula. El peso de la tubería sin soporte había producido la deflexión elástica del cuerpo de fundición de la válvula y se desalinearon el asiento y el disco.

En la torre de una planta petroquímica, una válvula de desahogo de seguridad de 6 in en servicio para vapores tenía traqueteos cuando había pequeñas fallas. No era práctico parar la torre y se dejó continuar el traqueteo. Después de muchas semanas, un ingeniero descubrió que el traqueteo había hundido 4 in los cimientos de la torre. La corrección fue reemplazar esa válvula de 6 in por dos más pequeñas, de 2 in y de 4 in. La válvula de 2 in está graduada para presión baja y es la única que funciona cuando hay pequeñas alteraciones.

Con el paso de los años, los diseñadores de válvulas han acopiado mucha información de los síntomas, causas y correcciones de las fallas comunes como las que se acaban de describir. Para conveniencia, están divididas en tres categorías: fugas o escurrimiento, traqueteo y disparo prematuro. Lo que se debe comprobar es lo siguiente.



Síntoma: Fugas o escurrimiento

1. *Compruébese la presión de funcionamiento.* Una causa de las fugas por las válvulas de desahogo de seguridad es el esfuerzo por maximizar la eficiencia del proceso. Las presiones de funcionamiento pueden aumentar hasta que son casi iguales a la graduación de la válvula o a la presión máxima permisible de funcionamiento del recipiente. Este

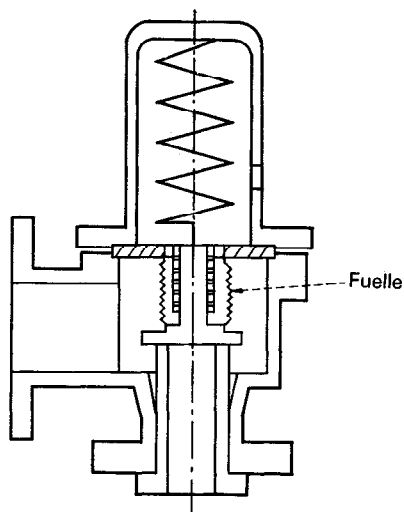


Fig. 1 El fuelle protege las guías de la válvula contra partículas pequeñas

método reduce los costos al no tener que invertir en recipientes para presiones más altas. Pero las fugas por la válvula pueden indicar que la presión "normal" de funcionamiento ya se ha aproximado a la de graduación. Por otra parte, la válvula puede estar graduada muy baja, por error.

En cualquier caso, una corrección de la fuga es seguir las recomendaciones del Código para Recipientes de Presión.*

En el supuesto de que se ha aplicado el Código, otra corrección puede ser reemplazar las válvulas de asiento de metal con metal por otras que tengan sello de presión con sellos anulares.

2. *Verifíquese si hay corrosión o erosión.* En una planta, las fugas ocurrieron por un pequeñísimo cambio en el proceso, en el cual se utilizaba inicialmente cloruro de hidrógeno seco para el cual eran satisfactorias las guarniciones de acero inoxidable. Más tarde, la humedad agregada lo convirtió en ácido clorhídrico (HCl), muy corrosivo, que produjo la corrosión de las guarniciones. La corrección fue emplear una válvula con guarniciones de Monel.

La erosión también puede permitir fugas. La arena en las tuberías para gas a alta presión erosiona los asientos y discos de materiales blandos (como el acero inoxidable) por un efecto de chorro de arena cuando funciona la válvula de desahogo de seguridad. Los asientos de materiales duros, como Stellite, pueden resistir la erosión.

3. *Compruébense tolerancias para disparo.* Cuando la presión de funcionamiento es bastante elevada, un borboteo de presión puede levantar el disco y permitir fugas. Compruebe si la tolerancia para la presión de disparo está en el lado bajo de la gama permitida. † 2 de junio de 1980

*Código ASME para Recipientes de Presión, Sección VIII, Div. 1, Apéndice M, Párrafo M-9, subpárrafo c, dice "Una presión diferencial mínima de 5 psi para presiones graduadas hasta de 70 psi; 10% para presiones graduadas entre 71 y 1 000 psi, 7% para presiones graduadas mayores de 1 000 psi".

† *Op. cit.*, excepto Párrafo UG-128, Subpárrafo 4: "Las tolerancias, en más o menos, de la presión graduada, no excederán de 2 psi para presiones hasta 70 psi y de 3% para presiones mayores de 70 psi".

Una causa común de fugas es la compensación incorrecta de la graduación del resorte para aplicaciones con altas temperaturas, cuando el resorte se gradúa en frío en el banco de pruebas. La corrección consiste en consultar el factor para corrección de temperatura del fabricante y utilizarlo cuando se gradúa la válvula con aire a la temperatura ambiente.

4. *Véase si hay partículas de sólidos entre el asiento y el disco.* En una instalación de bombeo con válvulas de desahogo de seguridad el fluido arrastraba cloruro de polivinilo (PVC) en polvo. Estas partículas eran lo bastante duras cuando quedaban atrapadas entre el asiento y el disco de acero inoxidable para rayar el asiento y permitir fugas. Un disco y asiento más duros no corregirían la fuga, pues seguiría el problema de las partículas de polvo.

Una corrección podría ser emplear un asiento especial de cuña para cortar los depósitos o partículas. También se podría emplear un asiento elástico con sellos anulares.

Cuando las partículas son muy pequeñas, pueden entrar en las guías de ajuste muy preciso y trabarán la válvula en la posición abierta o cerrada. En estos casos, hay que usar válvulas con fuelle para aislar las guías del fluido (véase la Fig. 1).

5. *Véase si hay tubería de salida sin soportes.* Una válvula de desahogo de seguridad de 6, 8 o 10 in puede parecer muy fuerte, pero la tubería de salida sin soportar puede alterar la alineación interna y ocasionar fugas (como se menciona antes). La corrección es obvia: soportar la tubería.

Algunas válvulas con salida sencilla son más susceptibles que otras con salida doble a los efectos de esfuerzos moderados debidos a la tubería de salida.

6. *Compruébese si hay esfuerzos térmicos en la tubería de salida.* Los esfuerzos térmicos pueden alterar también la alineación de los componentes internos de la válvula de desahogo y permitir fugas.

La corrección incluye el uso de soportes flexibles y de bucles o juntas de expansión.

7. *Véase si hay vibración de la tubería o del recipiente protegido.* Cuando la presión de funcionamiento del sistema es casi igual que la de graduación de la válvula, la vibración puede ocasionar fugas y disparo prematuro de la válvula, como se comentará más adelante.

Las correcciones de las fugas son el empleo de los métodos usuales para reducir la vibración de la tubería y el recipiente y aumentar la diferencia entre las presiones de funcionamiento y la graduada. Un asiento con sellos anulares elásticos también puede ayudar.

8. *Compruébese si la válvula está instalada en forma vertical.* Otra causa de fugas es la instalación de la válvula de desahogo fuera de la vertical, quizá por las limitaciones del espacio o la configuración de la tubería.

Los fabricantes de válvulas recomiendan no instalar las válvulas en posición horizontal, sino vertical. El Código ASME dice que las válvulas de seguridad bajo carga de resorte deben estar verticales. Es posible instalar la válvula en posición invertida, salvo que el fabricante diga lo contrario, pero el resorte debe ser el indicado para esa posición.

El montaje fuera de la vertical puede ocasionar acumulación de sedimentos y formación de depósitos por un

drenaje deficiente. El montaje vertical asegura que el vástago o su retén en las válvulas con guía superior estarán centrados en las guías y que el asiento y el disco estarán alineados y paralelos. Si están fuera de la vertical, las guarniciones se pueden mover hacia un lado de las guías. Cuando la válvula cierra otra vez después del disparo, los asientos no producirán cierre hermético por la desalineación y ocurrirán fugas.

9. *Compruébese si está bien armada.* Puede parecer que una válvula está trabada o pegada abierta, cuando en realidad está mal ajustada, para permitir una purga de larga duración. Esto es lo que puede ocurrir si se la arma en forma incorrecta después del mantenimiento o reparación.

Después de haber reacondicionado en el taller de una refinería una válvula de seguridad de 4 in, disparó a las 400 psi correctas, pero se quedó abierta. El anillo ajustable de purga se había colocado en la posición alta en el taller para probarlo en el banco y ahí se quedó. El aumento en la presión provocó el disparo a la presión graduada y que volviera a cerrar o hubiera purga en la gama de funcionamiento, porque la válvula nunca produjo cierre hermético.

Una corrección de esta falla estaría en que los técnicos verificaran la posición y ubicación correctas de todas las piezas ajustables de la válvula al armar y probarla.

Hay que tener mucho cuidado si la válvula tiene una palanca de elevación. Esto da más oportunidades de armar en forma incorrecta lo cual permitirá fugas o, lo que es peor, que no funcione. Cuando hay fugas, la palanca de elevación puede estar manteniendo el disco separado de su asiento debido a la colocación incorrecta de la tuerca para prueba en el vástago.

10. *Compruébese el pulimento correcto de los asientos.* Si se han pulido con pasta abrasiva el asiento y el disco durante el reacondicionamiento y la válvula tiene fugas, la causa puede ser el "asentamiento" incorrecto. La igualdad de la superficie, una textura fina y el pulimento de los asientos metálicos son esenciales para la hermeticidad.

La corrección consiste en "asentar" y pulir las superficies de asiento otra vez, con los métodos y la pasta abrasiva recomendados por el fabricante y comprobar el paralelismo.

Los bloques asentadores se deben limpiar o reemplazar en forma periódica. El vidrio Pyrex es un material bueno y durable para bloques pulidores, compatible con los compuestos abrasivos a base de óxido de aluminio.

11. *Determinese la naturaleza de los fluidos del proceso.* Cuando se trata de fluidos ligeros, difíciles de retener, como el hidrógeno, pueden ocurrir fugas si los asientos son de metal con metal.

La corrección consiste en emplear válvulas con asiento con sellos anulares elásticos para tener hermeticidad, o bien, especificar válvulas con cierre más hermético.

Los asientos con sellos anulares también se recomiendan para servicio en servicio con gases corrosivos o tóxicos.

12. *Verifíquese si hubo errores u omisiones durante las pruebas.* Aunque la válvula haya sido probada en la fábrica antes de embarcarla, se debe probar otra vez antes de

instalarla; nunca se deben instalar tal como se reciben. La vibración o el manejo brusco durante el transporte pueden producir desalineación. Se calcula que de 2 a 3 % de las válvulas que se embarcan se desalinean.

Como corrección y medida preventiva, se debe disparar la válvula de seguridad antes de ponerla en servicio o de que ocurran fugas.

Una causa similar de fugas es un procedimiento incorrecto para prueba; el volumen de aire a presión puede ser insuficiente para levantar el disco de su asiento. Las pruebas hidráulicas incorrectas también pueden producir desalineación. Con un volumen insuficiente, la presión puede inclinar ligeramente el disco y dar una indicación de fuga. La corrección está en la elevación total o el disparo.

La omisión del mantenimiento periódico de las válvulas de seguridad también permitirá fugas. El usuario debe tener un programa de pruebas, cuando menos una vez al año para instalaciones con servicio normal. Si se manejan materiales corrosivos o tóxicos, las pruebas deben ser más frecuentes.

Síntoma: Traqueteo

1. *Compruébese si la válvula es de tamaño muy grande.* Una causa común de traqueteo es el tamaño muy grande de la válvula de desahogo de seguridad. Si el volumen de fluido es menor del 15 % de la capacidad nominal, habrá tendencia al traqueteo.

A la presión de disparo, no habrá suficiente energía en el recipiente para contrarrestar la carga del resorte y levantar por completo el disco de su asiento; esta falta de fuerza elevadora ocasiona "oscilaciones". La corrección es utilizar una válvula del tamaño correcto para las condiciones requeridas de circulación.

2. *Compruébese si hay caída excesiva de presión en la tubería hasta la entrada de la válvula.* Una caída excesiva de presión puede ocasionar traqueteo. Las pérdidas en la entrada son más importantes, en particular cuando el diámetro del orificio es grande por comparación con el tamaño de la tubería de entrada. La caída de presión se puede atribuir a restricciones en el flujo debidas a: dobles y codos, la distancia desde la fuente de presión hasta la válvula y la tubería de entrada o salida de menor diámetro que el de la válvula de desahogo.

En todos estos casos, la caída excesiva de presión ocasiona elevación insuficiente del disco desde su asiento. La corrección es eliminar las deficiencias en la tubería y, si es necesario, cambiar de lugar la válvula.

3. *Compruébese si hay variaciones en la presión.* Las variaciones en la presión pueden actuar en la descarga o en la entrada de la válvula de seguridad y ocasionar traqueteo, lo mismo que la contrapresión variable o las ondas de choque en un cabezal común de descarga.

Cuando con el tamaño correcto de la tubería* no se puede corregir el traqueteo, quizá se logre con una válvula de desahogo de seguridad especial. Por ejemplo, se puede necesitar un tipo con fuelle equilibrado para con-

*Véase Código ASME, Sección VIII, Div. 1. Apéndice M, Párrafo M-7 para mayores detalles.

trolar la contrapresión variable. El fuelle no sólo aísla a las guías y componentes superiores de la válvula, sino también anula los efectos de la contrapresión variable, lo cual permite el disparo de una presión graduada constante.

Como se describió en el ejemplo de la torre petroquímica, las variaciones inevitables en la presión de entrada pueden ocasionar traqueteo. Como se mencionó, la corrección es combinar una válvula pequeña y una grande y graduar la pequeña para que desahogue las pequeñas alteraciones. En cualquier instalación con válvulas múltiples, la presión graduada se debe escalonar entre ellas.

4. *Compruébese si la válvula se utiliza como regulador.* En ocasiones, alguien intenta regular el caudal con una válvula de desahogo con carga de resorte en lugar de hacerlo con un regulador o una válvula de control. La corrección salta a la vista.

Síntoma: Disparo prematuro

1. *No se hagan ajustes internos cuando hay presión debajo del disco de la válvula.* El disparo prematuro puede ocurrir cuando se hacen ajustes internos, como subir o bajar el disco de purga, cuando la presión debajo del disco es casi la presión graduada. Los ajustes se deben hacer cuando no hay presión debajo del disco o, si debe haberla, hay que sujetar con suavidad la válvula para que no dispare.

Cuando se ajusta la carga del resorte para cambiar la presión graduada, hay que impedir que las superficies del asiento y del disco giren entre sí para evitar dañarlos. Para ello, hay que sujetar la parte superior del vástago o el soporte del disco al hacer los cambios. Si se sujeta el soporte del disco, hay que reducir la presión de entrada debajo de él.

2. *Corríjase la temperatura al graduar en frío.* Cuando se gradúa la válvula a la temperatura ambiente pero se utiliza en servicio de alta temperatura, la dilatación del bonete y el cuerpo combinada con la reducción en la carga del resorte, ocasionada por la alta temperatura, hacen que

se reduzca la presión graduada y se tenga disparo prematuro.

La corrección consiste en aplicar siempre el factor de corrección de temperatura indicado por el fabricante.

3. *Véase si la válvula está mal armada.* El disparo prematuro por esta causa se puede corregir como se indica en Fugas, inciso 9.

4. *No se golpee el cuerpo de una válvula de seguridad ni se pongan tapones para detener las fugas.* Cuando la presión está cercana a la del punto de graduación, puede ocasionar disparo prematuro. Lo mismo ocurre con la vibración de la tubería o del recipiente.

La corrección está en no golpear la válvula y utilizar los métodos establecidos para evitar la vibración.

5. *Compruébese si hay manómetros inexactos.* Si el manómetro utilizado para graduar la válvula tiene lectura baja, por daños o desgaste, habrá disparo prematuro. Si tiene lectura alta, la presión puede ser mayor que los límites del recipiente.

Corrección: compruébese la calibración de tiempo en tiempo y de inmediato si se golpea el manómetro.

*Véase Código ASME, Sección VIII, Div. 1. Apéndice M, Párrafo M-7 para mayores detalles.

El autor



William A. Scully es gerente de ventas de Teledyne Farris Engineering, 400 Comercial Ave. Palisade Park, NJ 07650, en donde imparte seminarios y cursos de capacitación sobre válvulas de desahogo de seguridad. En sus 28 años con Teledyne Farris, también ha sido técnico en ventas e ingeniero de ventas en el campo.

Tiene licenciatura en ciencias de Peter's College of Arts & Sciences en Nueva Jersey y es miembro de la Instrument Soc. of America.

Sensibilidad de las válvulas de desahogo según la longitud de las tuberías de entrada y salida

Las pérdidas de presión en la tubería de entrada y salida de una válvula de desahogo pueden hacer que el sistema no cumpla con los códigos. Algunos tipos son más sensibles que otros a los cambios en las longitudes de la tubería. Se incluyen dos gráficas para determinar el cumplimiento con los códigos en una instalación.

Bruce A. Van Boskirk, Velsicol Chemical Corp.

Al diseñar nuevas instalaciones de válvulas de desahogo y examinar las existentes, el ingeniero debe tener en cuenta la pérdida de presión en las tuberías de entrada y salida, porque una pérdida excesiva puede dar por resultado falta de protección e incumplimiento de los códigos. Aunque, por ejemplo, el Código API RP 520 Parte II, del American Petroleum Institute y las publicaciones de los fabricantes especifican la caída máxima de presión permisible y las fórmulas para calcularla, no indican la sensibilidad de una válvula de desahogo determinada por las variaciones en la longitud de la tubería de entrada o salida.

(Para información de antecedentes de válvulas de desahogo de presión y para determinar su tamaño, véanse las referencias 1 y 2.)

Este artículo incluye dos gráficas (Figs. 2 y 3) que se pueden utilizar para la determinación rápida de si la instalación de una válvula de desahogo está o no de acuerdo con los códigos o si es un caso incierto que requiere cálculos más detallados.

Un ingeniero que participa en el diseño preliminar de una planta podría utilizar las gráficas para determinar qué válvulas de desahogo serían insensibles a un cambio en la tubería que podría ocurrir durante la construcción y cuáles son las válvulas con "bandera roja" que dejarían de cumplir con una pequeña alteración en la tubería. Si se incluyeran notas en los planos, se podrían advertir cualesquiera cambios aunque ya no se cuente con el diseñador original. Un ingeniero de planta a quien se encargue examinar una instalación existente podría usar las gráficas para determinar con rapidez los tamaños de

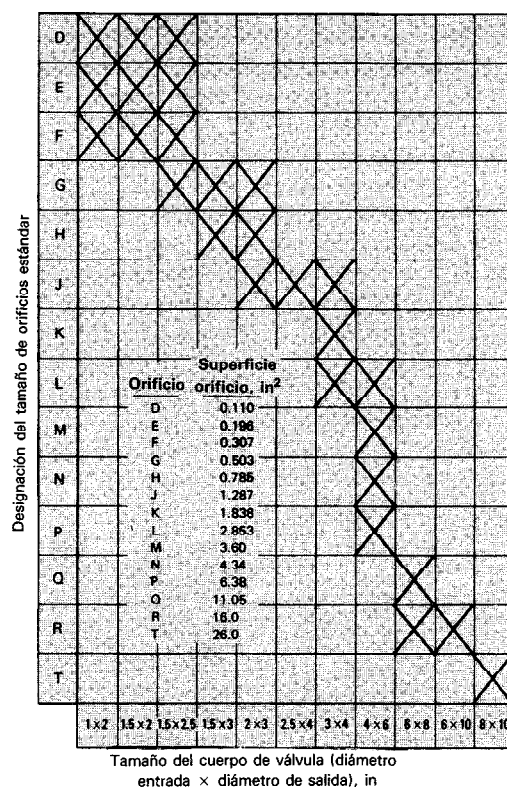


Fig. 1 Combinaciones generalmente disponibles de cuerpo y orificios para válvulas de desahogo

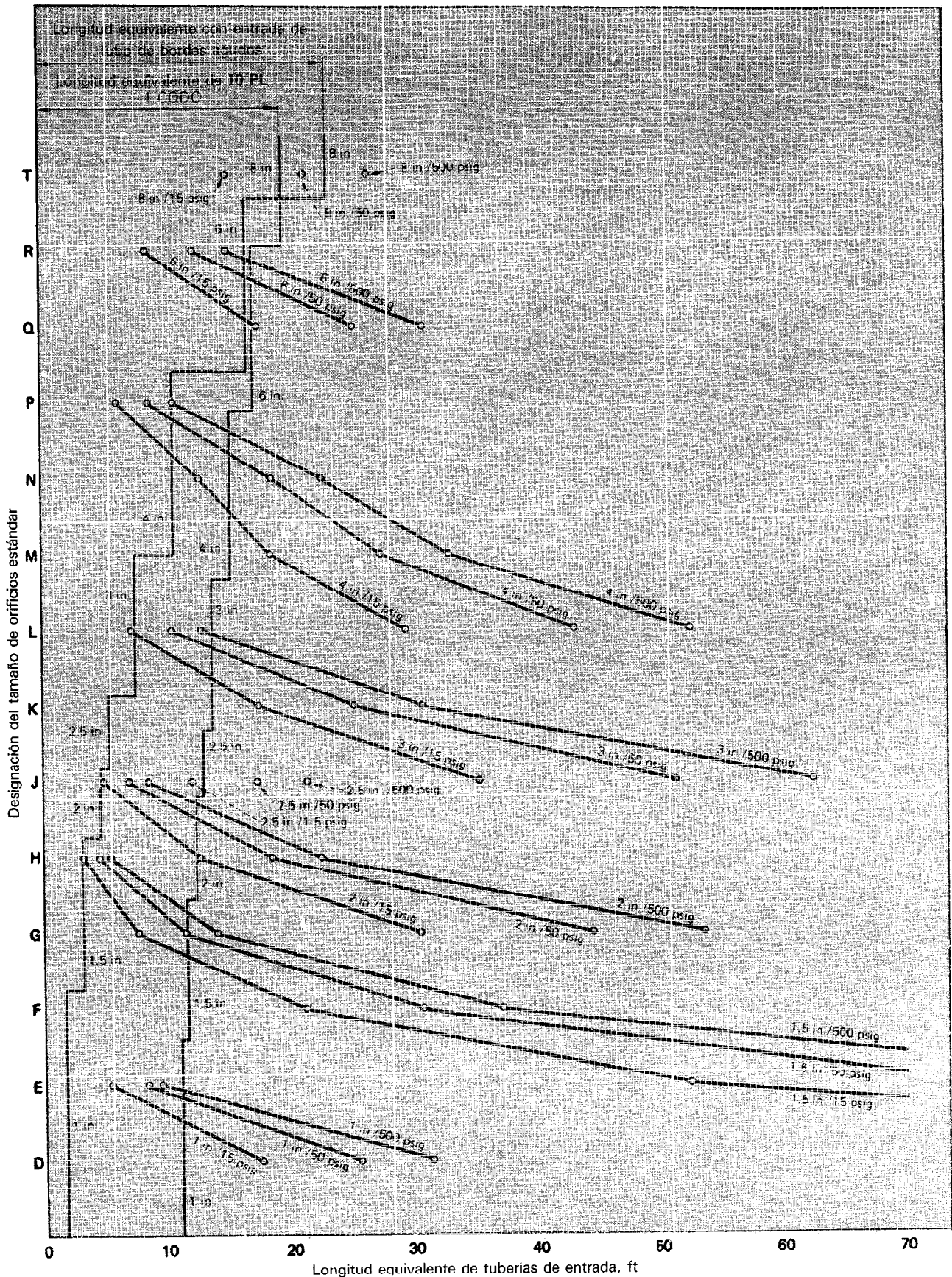


Fig. 2 Longitud equivalente de tubería de entrada permitida por los códigos para válvulas de desahogo convencionales, de fuelle equilibrado y operados con piloto con derivación local

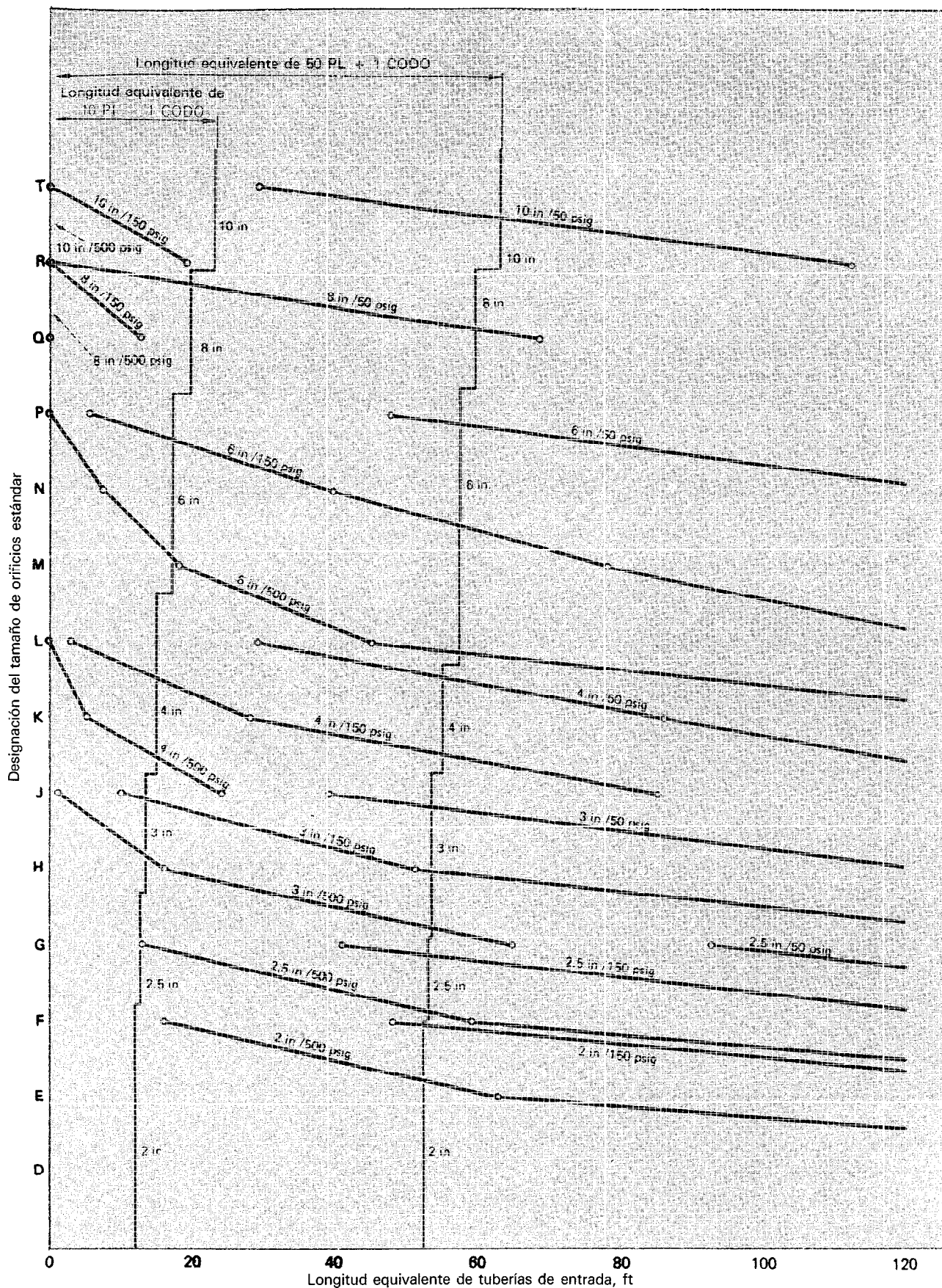


Fig. 3 Longitud equivalente de tuberías de salida permitida por los códigos para válvulas de desahogo convencionales

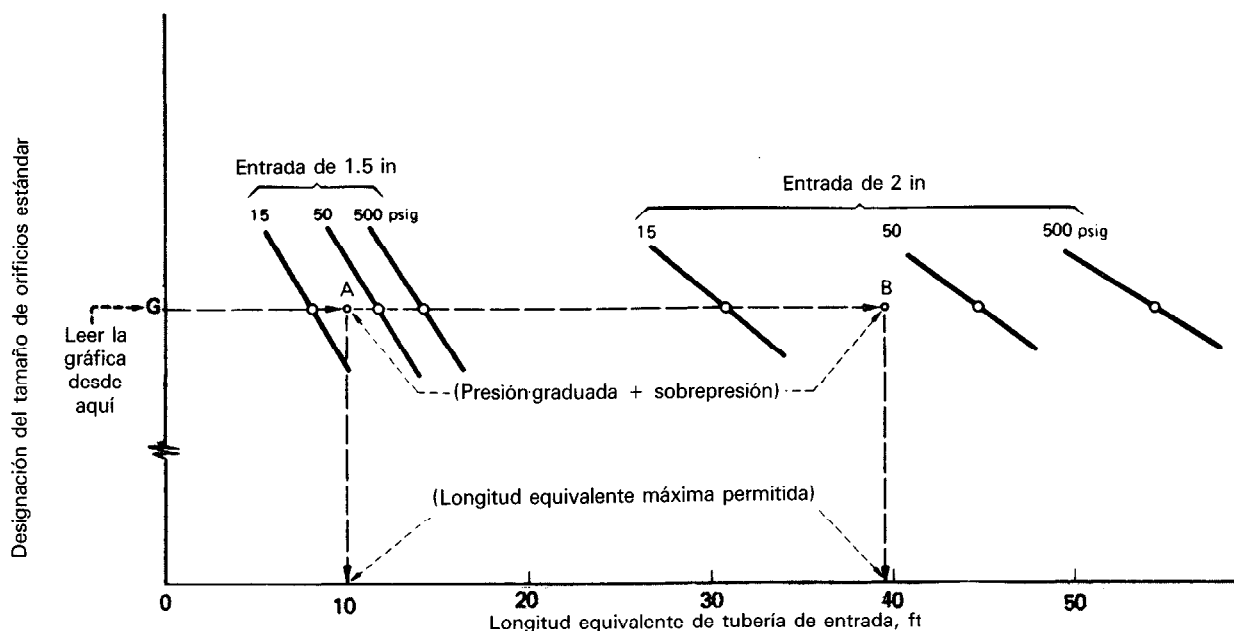


Fig. 4 Longitud máxima de tubería de entrada para orificio G

válvulas y longitudes de tubería para minimizar la cantidad de cálculos requeridos.

La mayor parte de las válvulas de desahogo sólo están disponibles en ciertas combinaciones de cuerpo y orificio (Fig. 1). Los números en el eje horizontal indican los diámetros de la entrada y salida en el cuerpo de válvulas en donde se monta el orificio. Por ejemplo, 1 × 2 indica un cuerpo de válvula con entrada de 1 in y salida de 2 in. Las letras en el eje vertical indican los orificios estándar con las superficies indicadas en la tabla.

Se utilizan los tamaños de la entrada del orificio estándar y la salida de la válvula para especificar una configuración particular de válvula de desahogo. Por ejemplo, 2-G-3 indica una válvula con entrada de 2 in, orificio G (0.503 in²) y salida de 3 in. En donde se ha omitido un número (2-G-) es que no es importante para la descripción.

Empleo de las gráficas de correlación

En las figuras 2 y 3 se indican los equivalentes de longitud de tubería máximos permisibles (entrada y salida) para las válvulas de desahogo disponibles en el comercio de las señaladas en la figura 1. Más adelante se explicará el uso de las gráficas y se ilustrará con un ejemplo.

La figura 2, que se aplica a las tuberías de entrada, está basada en una pérdida máxima de presión en ellas de 3% con respecto a la presión graduada, con máximo flujo por el orificio (según se especifica en API RPO 520, Parte II), con tubo Cédula 40 y comportamiento ideal de los gases. (Las desviaciones de estas condiciones supuestas pueden tener un efecto menor en las longitudes aceptables para la tubería; los valores podrían diferir de los obtenidos con la gráfica hasta 5 a 10%.) La figura 2 se aplica a los tres tipos principales de válvulas de des-

ahogo: convencional, con fuelle equilibrado y operadas con piloto con derivación local. La longitud máxima de equivalente de tubo permitida para cada combinación de cuerpo y orificio de válvula se indica para flujo a presiones de 15, 50 y 500 psig.

La figura 3, para la tubería de salida, está basada en el caso más exigente para la válvula convencional, la cual tiene una pérdida de presión recomendada en la tubería de salida de un 10% de la presión graduada con máximo caudal en el orificio, descarga a presión atmosférica y caídas de presión corregidas para caudales cuya velocidad se aproxima a la del sonido. Las longitudes máximas de equivalente de tubo permitidas se indican para presiones de 50, 150 y 500 psig.

Aunque la figura 3 se preparó para válvulas convencionales, en algunos casos se utiliza para las de fuelle equilibrado o las operadas por piloto. Si la gráfica indica que es satisfactoria una longitud determinada de tubería de salida para una válvula convencional, también será aceptable para válvula de fuelle equilibrado u operada por piloto. Si parece ser que la válvula convencional no cumple con el código o es un caso dudoso en ciertas longitudes de la tubería de salida, entonces hay que calcular las pérdidas de presión a fin de determinar si la misma longitud de tubería para otros tipos de válvulas, haría que no cumplieran con los códigos.

Para utilizar las gráficas, se necesita conocer la letra de designación del tamaño de orificio y la presión de circulación en la válvula (Presión graduada más sobrepresión). Si se trata de una instalación nueva los procedimientos normales para determinar el tamaño, como los de los catálogos de los fabricantes y en las páginas 102 y 118 de esta obra permitirán establecer esos valores. Si se examina un sistema existente, los valores aparecerán en la válvula o cerca de ella.

Un ejemplo

Considérese una válvula de desahogo con orificio G, presión graduada de 35 psig y 10% de sobrepresión. La presión de flujo es de 35 más 10% de 35 o sea 38.5 psig.

En la figura 4, que es una ampliación de una parte de la figura 2 pertinente para este ejemplo, se indican las longitudes máximas permisibles de la tubería de entrada para orificios G con entradas de 1.5 y de 2 in.

Se consulta la gráfica desde la izquierda en la línea correspondiente a un orificio G. Hay que encontrar el punto en donde la presión de circulación cruza esta línea (puede ser necesario interpolar) y bajar en sentido vertical para leer la longitud equivalente permisible en el eje horizontal. Según sean los tamaños de cuerpos de válvula disponibles, puede haber uno, dos o tres valores de longitud permisible.

El orificio G está disponible para tres tamaños de cuerpo: 1.5×2.5 , 1.5×3 y 2×3 . Según la gráfica, las longitudes máximas equivalentes permitidas por los códigos son 10 ft para la entrada de 1.5 in y 39 ft para la de 2 in. Con la figura 3 y en forma similar, se encuentra que las longitudes máximas permisibles para tubería de salida son de unos 100 ft para la salida de 2.5 in y fuera de la gráfica para la de 3 in.

Estos valores se pueden comparar con las especificaciones de diseño de una instalación nueva o las longitudes reales de tubería en una existente.

■ Si la longitud equivalente real o de diseño es mucho menor que la obtenida con la gráfica, la instalación es satisfactoria.

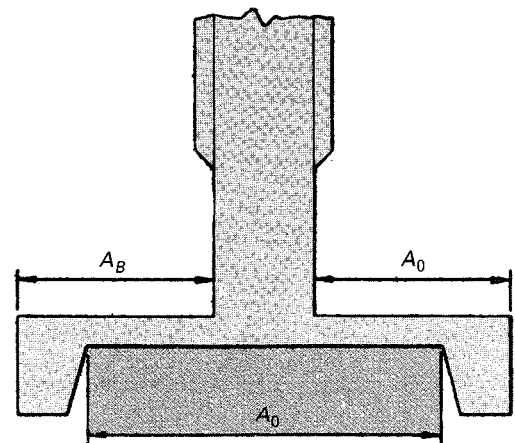
■ Si la longitud equivalente real o de diseño es mucho menor que la obtenida con la gráfica, la instalación no satisfará los requisitos de los códigos y hay que volver a diseñarla.

■ Si el valor real o de diseño tiene una aproximación de 5 a 10% con el valor de la gráfica, hay que calcular la pérdida de presión, porque pueden haber pequeñas diferencias entre la aplicación específica y las suposiciones al preparar las cifras.

Por tanto, el uso primario de las gráficas es para selección, o sea, determinar si la instalación es satisfactoria, si no cumple con los códigos o requiere cálculos adicionales. Por ejemplo, una válvula de desahogo 1.5-E-2 graduada a 50 psig y montada en un "carrete" de tubo de 5 ft, sería satisfactoria (longitud máxima permisible 76 ft), mientras que una válvula 4-P-6 graduada a 50 psig en una tubería de entrada de 45 ft no cumpliría con el código (longitud máxima permisible 8.5 ft). Una válvula 3-L-4 graduada a 50 psig montada en una tubería de entrada de 10 ft requeriría calcular la pérdida de presión para determinar si cumple con el código, porque la longitud equivalente máxima permisible es alrededor de 10.5 ft.

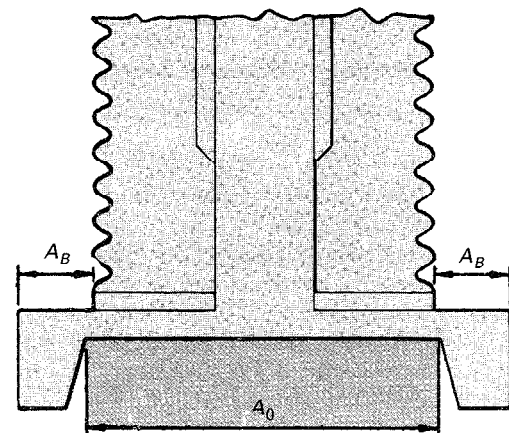
Se puede caer en una trampa

Para relacionar las figuras 2 y 3 con la tubería usual para válvulas de desahogo, se han incluido dos líneas de referencia en cada trazo: las longitudes equivalentes de una entrada con bordes agudos y un tramo de tubo



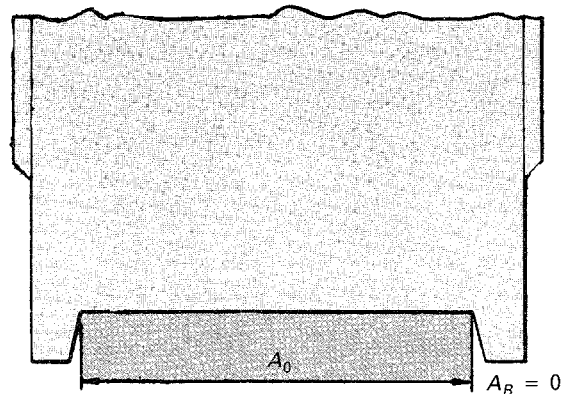
$A_B \approx A_0$: la contrapresión tiene efecto grande en la presión graduada

Convencional



$A_B \ll A_0$ la contrapresión tiene efecto moderado o pequeño en la presión graduada

Fuelle equilibrado



$A_B = 0$: la contrapresión no tiene efecto en la presión graduada

Operada por piloto

A_0 : superficie del disco expuesta a presión de elevación
 A_B = superficie del disco expuesta a contrapresión

Fig. 5 El efecto de la contrapresión en la presión graduada depende del tipo de válvula

de 10 pies de longitud con un codo (10 PL + 1 CODO) en la figura 2; las longitudes equivalentes de 10 pies lineales con un codo y de 50 pies lineales con un codo de (50 PL + 1 CODO) en la figura 5. Estas líneas pueden constituir una trampa en la que puede caer a veces el diseñador de instalaciones de válvulas de desahogo.

La suposición de que una válvula de desahogo montada directamente en una boquilla o cerca de ella resulta satisfactoria, no siempre es correcta y la instalación puede no cumplir con los códigos. Se debe a que los cálculos de pérdida de presión en estas válvulas incluyen la pérdida de presión en la tubería de entrada más la pérdida de presión en la boquilla. Aunque una boquilla de entrada absolutamente redonda tiene poca caída de presión, las entradas con bordes agudos y con tubos que se extienden hacia dentro tienen pérdidas importantes. Algunas combinaciones de cuerpo y orificio, como las que tienen orificio P, R o T, tienen muy poca tolerancia a la pérdida de presión en la tubería de entrada, y si no se usa la boquilla de entrada redonda es fácil que la instalación no cumpla con los códigos.

La finalidad de esas líneas es indicar la sensibilidad relativa de las válvulas de desahogo a lo que parecen ser pequeñas pérdidas de presión. Los puntos que están a la izquierda de la línea de referencia representan instalaciones que no cumplirían. Por ejemplo, con referencia a la figura 2, una válvula 6-R- montada en una entrada con borde agudo no cumpliría, igual que una válvula 1-E- con tubo de entrada de 10 ft y que tenga un codo, y no se puede utilizar ninguna de ellas.

Las líneas de la figura 3 sirven para identificar las válvulas que tienen poca tolerancia a las pérdidas de presión en la tubería de salida y los casos en que no se pueden emplear ciertos diseños de sistemas.

Hay otro aspecto en relación con la figura 2. La parte a la izquierda de la línea para la entrada de tubo con bordes agudos abarca boquillas de configuración interna desconocida. Salvo que se pueda examinar el interior de la boquilla, una suposición segura y conservadora es que es de borde agudo.

Flexibilidad en el diseño de tuberías de salida

Se debe tener en cuenta que los diversos tipos de válvulas de desahogo dan gran flexibilidad para resolver problemas de diseño de tuberías de salida. La respuesta de los tres tipos de válvulas a las condiciones en la entrada es similar, pero es diferente ante la contrapresión en la salida (Fig. 5). La contrapresión, ya sea superpuesta, por la presión existente en la tubería de descarga o acumulada (por la presión producida cuando desahoga la válvula) actuará en la parte superior del disco, aumentará la fuerza del resorte y aumentará la presión graduada.

Las válvulas convencionales son las más sensibles a la contrapresión; dado que A_b , superficie del disco expuesta a la contrapresión es casi igual que A_0 , superficie expuesta a la presión de elevación, la contrapresión influye mucho en la presión graduada de la válvula. Por ello, las válvulas convencionales comunes se destinan para no más de 10% de contrapresión. Las válvulas de fuelle equi-

librado (debido a que A_b es mucho menor que A_0 son menos sensibles a la contrapresión y tendrán funcionamiento satisfactorio hasta con 35 a 55%. Las válvulas operadas por piloto tienen mínima influencia de la contrapresión porque, al no haber A_b , las limitaciones están basadas en la capacidad de la tubería de salida.

Sin embargo, las válvulas operadas por piloto son las más costosas (las convencionales son las más baratas), por lo que no se justifica su selección automática para evitar problemas con la contrapresión. En algunas válvulas convencionales, sobre todo cuando tienen presión graduada alta, el aumento de presión en el cuerpo es suficiente para hacer que no cumplan con los códigos. En estos casos, el diseñador está obligado a utilizar tubo de diámetro más grande, a rediseñar el sistema o a emplear válvula de fuelle balanceado o de piloto, según lo que resulte menos costoso.

Consideraciones adicionales

Selecciónese el orificio más pequeño posible en el cuerpo más grande posible. Algunas válvulas de desahogo (como la 1.5-D- o la 3-J-) permiten tuberías largas de entrada; otras (como la 4-P- o la 8-T-) no cumplirán con el código, si se montan en boquilla de entrada con borde agudo. Las tuberías de salida actúan en forma similar; pero, como se mencionó, el diseñador puede contrarrestarlo con la selección del tipo de válvula y factores de reducción. En general, cualquiera que sea el estilo de la válvula, una -L-6 o una -D-2 siempre permitirán más flexibilidad en la longitud de la tubería de salida que una -R-8 o una -P-6. Se debe a que la mayoría de los cuerpos estándar pueden recibir diversos tamaños de orificios (Fig. 1). Dado que el tamaño del orificio determina el caudal, entonces, para un caudal determinado, cuanto mayor sea el diámetro del tubo, menor será la pérdida de presión. Cuando se instala el orificio más pequeño posible en el cuerpo más grande posible, la combinación permitirá el empleo de tuberías largas de entrada y salida. En el caso opuesto, o sea, el del orificio más grande posible en el cuerpo más pequeño posible, hay poca tolerancia para tuberías largas de entrada y de salida.

Una buena regla empírica es que si el diseñador tiene esa opción, seleccione siempre la válvula con el orificio más pequeño en el cuerpo más grande.

En las tuberías de salida ocurre lo opuesto y el factor importante no es la presión absoluta, sino la caída de presión en la válvula. Cuanto mayor sea la expansión del gas, mayor será la pérdida de presión por pie de tubo. Una válvula que funciona a baja presión puede permitir aumentos en la longitud de la tubería de salida, pero no será así con una que trabaja a alta presión. Con presiones elevadas, el principal efecto en la pérdida de presión en la tubería de descarga es el de estrangulación de la velocidad sónica cuando se expande el gas en la válvula. Cuando se aproxima a la velocidad sónica, la pérdida de presión aumenta con gran rapidez y puede exceder del 10% permitido para la presión graduada en las válvulas convencionales. En la práctica, una válvula de fuelle equilibrado u operada por piloto será mucho más útil a presiones altas, porque pueden trabajar con más contrapresión sin pérdida de capacidad.

Agradecimientos

El autor desea agradecer a Donald M. Papa, Ingeniero Senior de Producto de Anderson, Greenwood and Co., sus comentarios y sugerencias durante la preparación de este artículo.



El autor

Bruce A. Van Boskirk es Ingeniero Senior de Procesos en Velsicol Chemical Corp., Central Engineering, P.O. Box 1444, Nederland, TX 77627. Cuando escribió este artículo era gerente de proyectos en Matrix Engineering, Inc., y sus empleos anteriores fueron en B.F. Goodrich Chemical Div., Michigan Chemical Corp. y Dow Corning Corp. Su experiencia incluye trabajo de ingeniería de procesos y proyectos. Tiene título de ingeniero químico de Ohio State University. Es ingeniero registrado en Texas y Michigan y miembro de AIChE.

Discos de ruptura para gases y líquidos

V. Ganapathy, Bharat Heavy Electricals Ltd., India*

Los discos de ruptura se utilizan con frecuencia en las plantas de proceso para proteger los recipientes contra variaciones en la presión y para separar a las válvulas de seguridad y desahogo de los fluidos del proceso.† Los códigos tienen reglas precisas para la instalación de los discos de ruptura y la mayoría de sus fabricantes garantizarán que su tamaño sea de acuerdo con las capacidades y condiciones de funcionamiento indicadas en la orden de compra o en la especificación.

Sin embargo, el ingeniero necesita, a menudo, conocer los tamaños mucho antes de recibir las cotizaciones de un fabricante, a fin de poder especificar boquillas para recipientes, tubería de la planta, etc. Los nomogramas siguientes serán útiles para calcular ese tamaño y se basan en las siguientes fórmulas convencionales:**

Para gases y vapores:

$$d = (W/146P)^{1/2}(1/Mw)^{1/4}$$

Para líquidos:

$$d = 0.236(Q)^{1/2}(Sp)^{1/4}/P^{1/4}$$

25 de octubre de 1976

*Bharat Heavy Electricals Ltd., Tiruchirapalli, 620014, India.

†Véase Liptak, Bela G., "Instrument Engineers Handbook," Chilton Pub., p. 1006.

**Véase "Dispositivos para desahogo de presión", página 79 y siguientes de este libro.

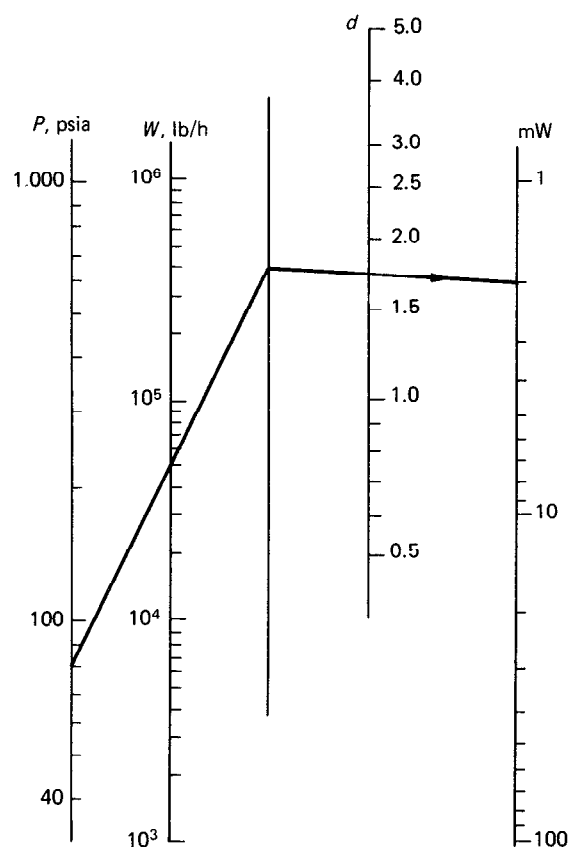


Fig. 1 Para gases y vapores

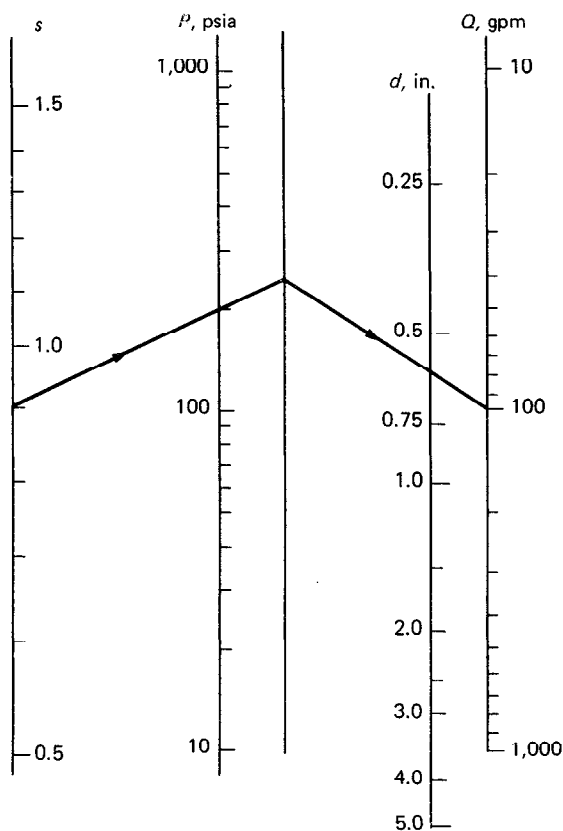


Fig. 2 Para líquidos

en donde: d = diámetro mínimo de disco de ruptura, in
 w = capacidad de desahogo, lb/h
 P = presión de desahogo, psia
 Mw = peso molecular
 Q = capacidad de desahogo, gpm
 Sp = densidad relativa del líquido

Ejemplo: Hay que desahogar a la atmósfera 50 000 lb/h de hidrógeno que está a una presión de 80 psig. ¿Cuál es el diámetro del disco de ruptura requerido? Conéctese $P = 80$ en la figura 1 con $W = 50\ 000$ y alárguese la línea hasta su intersección con la línea de referencia. Conéctese esta intersección con $Mw = 2$ y lea 1.75 in en la escala d .

Ejemplo: 100 gpm de líquido con densidad relativa de 0.9 y 200 psig se deben descargar a la atmósfera. ¿Cuál es el diámetro del disco de ruptura requerido? En la figura 2, conéctese $Sp = 0.9$ con $P = 200$ y extiéndase la línea hasta la intersección en la línea 1. Conéctese esta intersección con $Q = 100$ y léase 0.625 in en la escala.

Discos de ruptura para baja presión de reventamiento*

Los discos de ruptura se utilizan con presiones de apenas 1 psig para proteger al personal y al equipo en una serie de procesos químicos.

Roy J. Zook, Zook Enterprises, Inc.

Los discos de ruptura de baja presión se emplean para proteger contra sobrepresiones en una amplia gama de equipos de presión y de vacío. También evitan la corrosión y obstrucción de las válvulas de desahogo y son un desahogo secundario de apoyo en tanques cerrados en caso de mal funcionamiento de las válvulas o de los respiraderos durante la carga o la descarga, o durante los cambios de presión debidos al calentamiento por el sol y al enfriamiento nocturno.

Por ejemplo, en un proceso de secamiento de polvos en que se elimina el cloruro de metileno disolvente, se utilizan discos de ruptura de 4 in de diámetro, con capacidad nominal de 5 psig, como protección primaria contra la sobrepresión. Otro ejemplo es un disco de 4 in de diámetro, con presión de ruptura de 15 psig, utilizado como protección primaria en la producción de fluido limpiador en seco. El disco está en un recipiente de sello de CCl_4 que se utiliza para desviar el fluido del proceso entre las etapas. El disco actúa también como neutralizador en caso de una purga súbita o reventón y la consecuente descarga del producto, que es muy ácido.

En este artículo, el término baja presión de reventamiento se aplica a presiones en la gama de 1 psig a 30 psig, pero en especial para presiones menores a 20 psig. En la figura 1 se indican las gamas de presión de los dispositivos protectores que incluyen respiraderos de conservación, válvulas de desahogo y discos de ruptura.

1° de marzo de 1976

*Los datos presentados en este artículo se han tomado de los catálogos publicados por los fabricantes de discos de ruptura de metal y gráfico.

Factores que influyen en los discos de ruptura de baja presión

Cuando hay bajas presiones de ruptura, hay seis factores importantes por su efecto en la confiabilidad del disco, según sea el material de construcción. Tres de esos factores se deben a las membranas sumamente delgadas que se necesitan para bajas presiones. Esa delgadez aumenta su sensibilidad a la corrosión, la temperatura y la fatiga; los discos de grafito son la excepción porque no se alteran con la temperatura o la fatiga.

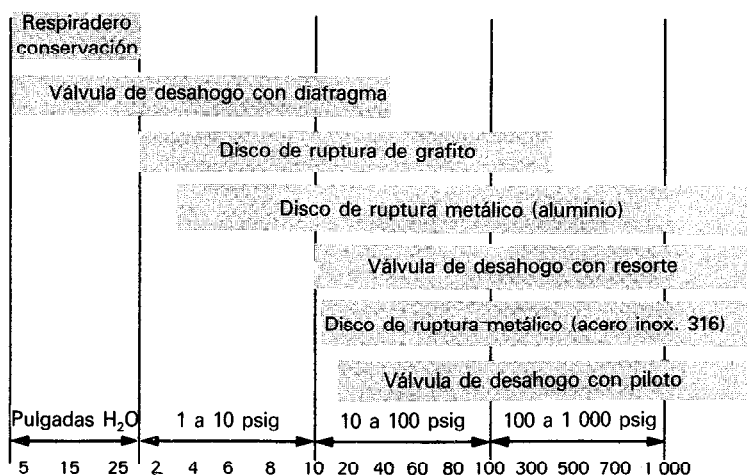


Fig. 1 Gamas típicas de algunos dispositivos protectores

Un cuarto factor que se debe considerar para los aspectos económicos del equipo y del proceso es la relación permisible entre la presión de funcionamiento y la especificación de ruptura (relación P/R) que, excepto para el grafito, se debe ampliar con presiones bajas para contrarrestar los efectos adicionales de la fatiga y el deslizamiento.

La quinta consideración es la exactitud decreciente de todos los discos de ruptura cuanto más baja sea su capacidad de presión. Asimismo, hay que considerar los aspectos económicos del diámetro de la tubería de descarga para bajas presiones, porque la capacidad de ruptura de todos los discos es la inversa del diámetro.

Materiales para discos de ruptura

Hay dos categorías principales de materiales para discos de ruptura de baja presión: grafito y metales, y pueden tener un revestimiento de plástico. En la figura 2 se ilustran los diseños básicos.

Los discos de grafito y los de grafito con revestimiento de fluorocarbonos son adaptables en particular para aplicaciones de baja presión por su resistencia a la corrosión, disponibilidad con baja especificación de ruptura con tolerancias precisas, insensibilidad de la capacidad de ruptura a la temperatura, no se fatiga ni tiene escurrimiento y la facilidad para especificarlo lo más cerca posible de la presión deseada. También ofrece duración indefinida en servicio, pues sólo son susceptibles a la corrosión en los pocos casos en que ocurre.

Si se tiene en cuenta la resistencia a la corrosión, los discos de ruptura macizos y de composición de metal se utilizan mucho para uso a altas temperaturas sin aislamiento, así como para la recuperación parcial del costo si son de metales preciosos. No obstante, si se utilizan discos metálicos, tienen las siguientes características: 1) la capacidad de ruptura varía inversamente con la temperatura; 2) la fatiga y escurrimiento del metal limitan su facilidad de funcionamiento y la duración en servicio; 3) para presiones bajas, las relaciones P/R se deben aumentar más allá del 70% que se suele recomendar;

Tabla I Límites típicos de alta temperatura para los discos

Material de construcción	Temperatura, °C
Acero inoxidable 316, macizo	480
Acero inoxidable 316, compuesto	540
Aluminio, macizo	120
Aluminio, compuesto	425
Grafito, sin revestimiento	170
Grafito, con revestimiento	200
Grafito, con aislamiento	340
Monel, macizo	425
Monel, compuesto	540
Plata, maciza	120
Plata, compuesta	425

Se pueden utilizar a temperaturas más altas si se circula líquido enfriador en el lado de descarga del disco

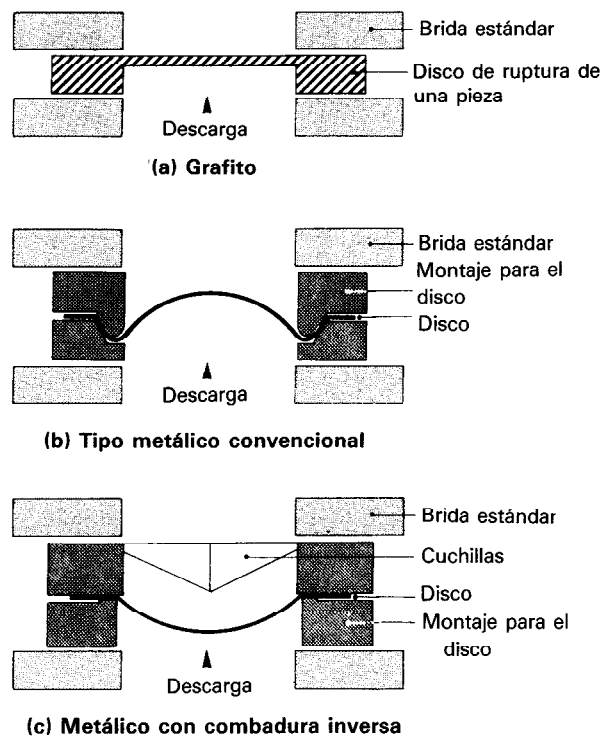


Fig. 2 Tipos básicos de discos de ruptura: a) grafito; b) metal convencional, cóncavo hacia el lado de presión; c) combadura inversa con membrana metálica convexa hacia el lado de presión

4) muchos metales no se pueden surtir para los tamaños deseados de la descarga con bajas presiones de reventamiento.

Revestimientos y películas de plásticos

Los revestimientos suelen ser muy porosos para impedir la corrosión del material base durante un tiempo largo. No se pueden recomendar para resistencia a la corrosión, en particular con bajas presiones, aunque pueden ser adecuados para evitar acumulación de material que podría variar la capacidad nominal de ruptura. Por contraste, los revestimientos de suficiente impermeabilidad en servicios corrosivos alteran la capacidad nominal a bajas presiones y siempre los debe aplicar el fabricante del disco. Para determinar la capacidad de los sistemas con dos materiales, se deben probar como una sola unidad para que el conjunto cumpla con los requisitos de los códigos.

No se acepta ninguna cantidad de corrosión en ningún disco de baja presión, hecho con cualquier material. Desde luego, cuanto más baja sea la capacidad de presión, más delgada debe ser la membrana y más crítica es la resistencia a la corrosión para la confiabilidad del funcionamiento. Cuando el material base no puede satisfacer un requisito de resistencia a la corrosión, los discos metálicos se pueden surtir con diversos revestimientos protectores que incluyen Kel-F, Teflón, vinilo, plomo, plata, oro y platino. Los discos de grafito están disponi-

bles con revestimiento de fluorocarbono como barrera contra la corrosión cuando el material del proceso puede atacar la base de grafito.

Límites de temperatura

Se deben tener en cuenta los límites superior e inferior de temperatura del material del disco, pues esa temperatura y no la del proceso es la que determina si es adecuado. Los límites bajos no deben preocupar. Sin embargo, los discos de grafito y metal, con juntas adecuadas, pueden funcionar entre -200 y -250°C . Para los límites altos, cuando los discos están a cierta distancia de la fuente de calor, el espacio muerto en la tubería de descarga servirá como aislante.

Los discos metálicos sirven para altas temperaturas sin protección. Por ejemplo, se puede utilizar el Monel hasta 540°C . Los discos de grafito se utilizan con un aislante estándar para temperaturas mayores de 200°C y hasta de 340°C . En la tabla I aparece una guía de los límites de temperatura de diversos materiales para discos de ruptura.

En lo que toca a los discos de metal, las altas temperaturas de funcionamiento aumentan la tendencia del metal al escurrimiento, según sea el metal. Como resultado de ello, estos discos se deben especificar para temperaturas precisas de funcionamiento. El grafito no se escurre y es insensible a la temperatura dentro de sus límites de trabajo.

Una segunda consideración en el caso de los discos metálicos es cuando podrían ocurrir variaciones importantes en la temperatura de funcionamiento y con presiones bajas. La capacidad de ruptura de esos discos varía inversamente con la temperatura. Como resultado, un aumento de temperatura no puede, por sí solo, romper un disco metálico para baja presión aunque la presión del proceso no haya llegado a la especificada para el disco. Por ejemplo, un disco de aluminio de 4 in de diámetro especificado para ruptura a 10 psig y 22°C se romperá a 8.1 psig a 120°C , de acuerdo con las curvas publicadas para temperatura y reventamiento. En un servicio sensible a la temperatura, esto puede ser deseable.

Fatiga, escurrimiento y relación P/R

La fatiga y el escurrimiento alteran a la larga la capacidad de ruptura del disco porque reducen la resistencia original a la tracción de los materiales. Para contrarresto y lograr máxima duración, los discos convencionales para servicio normal se recomiendan para usarlos a presiones de funcionamiento que no excedan del 70 % de la presión nominal del disco (relación O/B). Cuando no importa tanto la duración, se pueden tener relaciones P/R hasta del 89 %. Un disco metálico nuevo del tipo de combadura inversa es mucho menos susceptible a los efectos de la fatiga; por ello tiene una relación P/R máxima recomendada de 90 %.

Sin embargo, las membranas delgadas utilizadas para bajas presiones y para temperaturas altas, agravan los efectos de la fatiga y el escurrimiento. Por ello se recomienda un margen más amplio (relación P/R más baja)

Tabla II Tolerancias de tipos de discos de ruptura

Capacidad de ruptura ordenada, psig	Grafito	Combadura inversa	Convencional
Gama de diseño de manufactura, %			
1	Ninguna	NA*	NA*
2	"	"	"
3	"	"	+33, -33
4	"	"	+50, -25
5	"	"	+40, -20
6	"	"	+33, -17
7	"	"	+36, -21
8	"	"	+31, -19
9	"	"	+28, -17
10	"	Ninguna	+25, -15
11	"	"	+27, -18
12	"	"	+25, -17
13	"	"	+23, -15
14	"	"	+21, -14
15	"	"	+20, -13
20	"	"	+20, -10
25	"	"	+20, -12
30	"	"	+17, -10
50	"	"	+12, -8
100	"	"	+9, -5
Tolerancia para ruptura, %			
1	± 75	NA*	NA*
2	± 38	"	"
3	± 25	"	± 25
4	± 19	"	± 25
5	± 15	"	± 25
6	± 13	"	± 20
7	± 11	"	± 20
8	± 9	"	± 20
9	± 8	"	± 15
10	± 8	± 20	± 15
11	± 7	± 18	± 15
12	± 6	± 17	± 15
13	± 6	± 15	± 10
14	± 5	± 14	± 10
15	± 5	± 13	± 10
20	± 5	± 10	± 7
25	± 5	± 8	± 7
30	± 5	± 7	± 5
50	± 5	± 4	± 5
100	± 5	± 2	± 5
Tolerancia máxima para sobrepresión, psig			
1	± 0.75	NA*	NA*
2	± 0.75	"	"
3	± 0.75	"	+1.74, -1.74
4	± 0.75	"	+3.00, -2.00
5	± 0.75	"	+3.25, -2.25
6	± 0.75	"	+3.12, -2.22
7	± 0.75	"	+3.92, -2.87
8	± 0.75	"	+4.08, -3.12
9	± 0.75	"	+3.87, -2.88
10	± 0.75	± 2.00	+4.00, -3.00
11	± 0.75	± 2.00	+4.62, -3.63
12	± 0.75	± 2.00	+4.80, -3.84
13	± 0.75	± 2.00	+4.29, -3.25
14	± 0.75	± 2.00	+4.34, -3.36
15	± 0.75	± 2.00	+4.50, -3.45
20	± 1.00	± 2.00	+5.40, -3.40
25	± 1.25	± 2.00	+6.75, -4.75
30	± 1.50	± 2.00	+6.00, -4.50
50	± 2.50	± 2.00	+8.50, -6.50
100	± 5.00	± 2.00	+14.00, -10.00

*No disponible

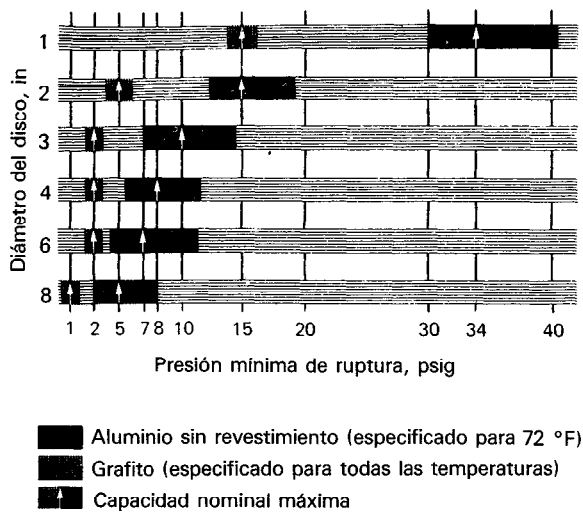


Fig. 3 Exactitud del disco con mínima presión de ruptura

entre la presión de funcionamiento y la de ruptura. Debido a la fatiga y escurrimiento del metal se debe tener un estricto programa de reemplazo de los discos metálicos, en especial cuando se utilizan para baja presión.

La fatiga o el escurrimiento no influyen en el grafito, ya sea con temperaturas altas o especificación nominal baja para ruptura. Estos discos se pueden utilizar con capacidad de presión lo más cercana a la presión de funcionamiento que concuerde con los requisitos de los códigos que limitan la capacidad de ruptura a la presión de diseño del equipo.*

Cuando se va llegando a los límites de reventamiento a baja presión, se reduce la exactitud de todos los materiales de discos como porcentaje de la presión especificada de ruptura. Según sean el material, diseño y fabricante del disco, se puede utilizar una tolerancia de gama de diseño y manufactura (GDM) además de una tolerancia en la especificación para ruptura. Sólo los discos metálicos de combadura inversa y los de grafito son estándar para todas las capacidades sin tolerancia GDM. Cuando no se utiliza la GDM, las especificaciones en la placa de identificación deben ser idénticas a las ordenadas. Esto da más exactitud y mejor control, en especial para bajas presiones.

Cuando se utiliza una GDM, podría ocasionar dos situaciones indeseables debidas a los procedimientos que se emplean para la compra de válvulas.

1. Si se ordena un disco para la presión de diseño del equipo, quizá no cumpla con los códigos que dicen "los discos de ruptura se deben especificar para que revienten a una presión que no exceda de la presión máxima permisible de trabajo del recipiente" (UGD-133d). Por ejemplo, la tolerancia GDM para aluminio es +40% y -20% a 5 psig; de +25% y -15% a 10 psig; +20% y -13% a 15 psig; +20% y -10% a 20 psig.

*Código ASME UG-133d, Div. I, Sección 8.

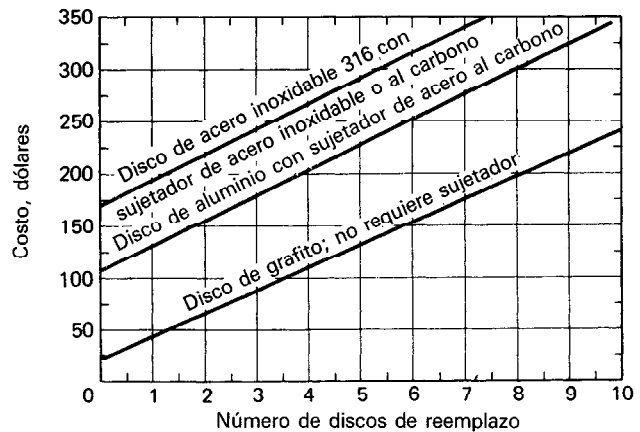


Fig. 4 Comparación de costos de discos de ruptura, en la fecha de publicación, para unidades sencillas para discos de 4 in de diámetro destinados para bridas de 150 lb. Otros diámetros comunes son comparables

Tabla III Capacidades mínimas de ruptura disponibles, psig

Material	Diámetro in							
	2	1.5	2	3	4	6	8	20
Acero inoxidable 316	320	210	120	90	68	51	40	16
Aluminio	34	23	15	10	8	7	5	3
Grafito	15	5	5	3	3	3	1	1
Monel	175	115	67	49	37	28	22	9
Plata	90	58	34	25	19	14	11	—

Cada fabricante puede especificar mínimos más altos

En cada caso es preferible una especificación más alta en la placa de identificación que la nominal ordenada porque la tolerancia GDM es alrededor del doble de grande en el lado alto que en el bajo. Si se ordena un disco para la presión de diseño del equipo y sin instrucciones especiales, hay una posibilidad razonable de que la capacidad de presión sea más que la permitida por el código, en especial a bajas presiones.

2. Hacer el nuevo pedido de discos de baja presión con la capacidad de la placa del disco usado es la segunda forma de recibir una capacidad mayor que la deseada según la placa de identificación. Por ejemplo, si se pide un disco de aluminio para 5 psig, cabe suponer que se empleará la mitad del lado alto de la tolerancia GDM de +40% y -20%. Por ello, el disco vendría con una especificación de fábrica para 6 psig. Si se vuelve a pedir el mismo disco aunque para 6 psig, con la mitad de la tolerancia GDM de +40% para el lado alto, el nuevo disco sería para 7.2 psig. Si se hace unas cuantas veces, podrá haber aplicación incorrecta.

La tolerancia normal de especificación de ruptura también se vuelve menos exacta como porcentaje de la especificación en la placa de identificación conforme se aproximan a los límites de baja presión. En la tabla II se comparan las exactitudes de discos representativos, con porcentajes separados para tolerancias de GDM y de re-

ventamiento. Después, se suman estas dos tolerancias para indicar la tolerancia máxima para sobrepresión en psig con la capacidad del disco ordenado. Por ejemplo, la tolerancia máxima para sobrepresión de un disco para 10 psig, sería de +4, -3 psig para metal macizo convencional, de ± 2 psig para metal con combadura inversa y de ± 0.75 psig para el grafito.

Capacidades mínimas y tolerancias por diámetro

La capacidad mínima para ruptura o reventamiento son función del diámetro en todos los materiales. En la tabla III se muestran algunas de las más bajas capacidades de ruptura, típicas, disponibles con los diámetros estándar. Si el diámetro de la tubería de descarga es muy pequeño para la capacidad baja deseada, entonces se puede seleccionar un material alternativo de ese diámetro o se puede utilizar un disco de diámetro más grande y del material preferido. El grafito ofrece la mínima capacidad posible y el aluminio está en segundo lugar.

Con estas capacidades mínimas, las tolerancias son máximas. Para ilustrarlo, en la figura 3 aparece una comparación de aluminio con el grafito con el supuesto de las tolerancias permisibles para ambos materiales, tomadas de la tabla II.

Conclusiones

Cuando se utilizan discos de ruptura de baja capacidad, se deben tener en cuenta varios factores, según sea

el material seleccionado: 1) tolerancia de GDM; 2) tolerancia en la especificación de ruptura; 3) límites de temperatura del material; 4) efectos de la temperatura en la especificación para ruptura; 5) relación entre la presión de funcionamiento y reventamiento (relación P/R); 6) características de fatiga y escurrimiento del material de construcción; 7) corrosión.

Cuando se van a utilizar metales, hay que estudiar con cuidado los factores antes enumerados. Sin embargo, el grafito sólo está sujeto a: 1) tolerancia en la capacidad de ruptura, 2) límites de temperatura del material y 3) corrosión.

El autor



Roy J. Zook es el presidente de Zook Enterprises, Inc., 8309 Washington St., Chagrin Falls, OH 44020. Cuando se perfeccionó el equipo para procesamiento de grafito impermeable en Union Carbide Corp., participó en el diseño y aplicación. Como fundador y presidente de Falls Industries, Inc., que producen grafito y equipo para su procesamiento, fue parte del grupo que perfeccionó los discos de ruptura de grafito. Ahora se dedica a mejorar las técnicas de fabricación de

discos de ruptura de grafito y nuevos diseños para aplicaciones más amplias. Se graduó como ingeniero mecánico en Ohio State University.

Sección III

Válvulas de control

Generalidades

Válvulas de control en plantas de proceso
Válvulas de control

Selección de válvulas de control de flujo de líquidos
Instalación, mantenimiento y detección de fallas en válvulas de control
Válvulas de control en sistemas optimizados
Válvula de control o bomba de velocidad variable
Mejoramiento del funcionamiento de las válvulas de control en la tubería

Control del ruido

Ruido de las válvulas de control: causas y corrección
Válvulas especiales de control que reducen el ruido y la vibración

Dimensionamiento y estimación

Programa para el dimensionamiento de válvulas de control para gas y vapores
Programa para el dimensionamiento de válvulas de control para líquidos
Predicción del flujo en válvulas de control
Estimación de la caída de presión en las válvulas de control de líquidos

Válvulas de control en plantas de proceso

Para el funcionamiento correcto en cualquier sistema de tuberías, se presentan las relaciones de diseño, fórmulas para determinar el tamaño y procedimientos de instalación para selección y uso de válvulas de control para fluidos.

Las válvulas de control son el regulador básico en cualquier proceso en que se manejen corrientes de fluidos. Por ello, hay que conocer a fondo los diferentes tipos de estas válvulas y sus características de flujo. Esto permite satisfacer las condiciones del proceso y tener la instalación correcta en el sistema para fluidos.

Tipos principales de válvulas de control

En las siguientes descripciones breves sólo se dan las características generales de cada válvula de control. Para información completa de una válvula específica, hay que consultar las publicaciones de los fabricantes.

Un grupo principal de válvulas de control es semejante a la válvula de globo (Fig. 1). Se emplea un actuador en lugar de un volante para mover el vástago y el macho para abrir y cerrar la válvula. El actuador usual es neumático con una cubierta que tiene un diafragma que la divide en dos compartimientos. El diafragma y el vástago conectado con él están en posición equilibrada por un resorte en un lado y el aire a presión en el otro. En control de flujo, la presión del aire cambia como respuesta a una señal proveniente de la medición de la presión diferencial en un orificio u otro aparato detector de flujo.

La válvula de control de un solo orificio (Fig. 1) se utiliza cuando se necesita cierre hermético además del control de flujo. La válvula de control de orificio doble (Fig. 1) tiene dos anillos de asiento y dos machos en un vástago común. Es de mayor capacidad que una con asiento sencillo del mismo tamaño. Con anillos de asiento duros y altas temperaturas la válvula de asiento doble no pro-

duce cierre hermético. Los accesorios (Fig. 2) permiten diversas funciones y condiciones de funcionamiento.

En los últimos años, un segundo grupo de válvulas de control ha logrado gran aceptación. En ellos, el actuador hace girar una mariposa, macho o disco en torno a su eje (Fig. 3). En igualdad de tamaño estas válvulas tienen mayores capacidades y menor resistencia al flujo que las de macho configurado. En general, las válvulas de control con ejes giratorios son adecuados para muchas aplicaciones de control de flujo.

Características de los machos de las válvulas

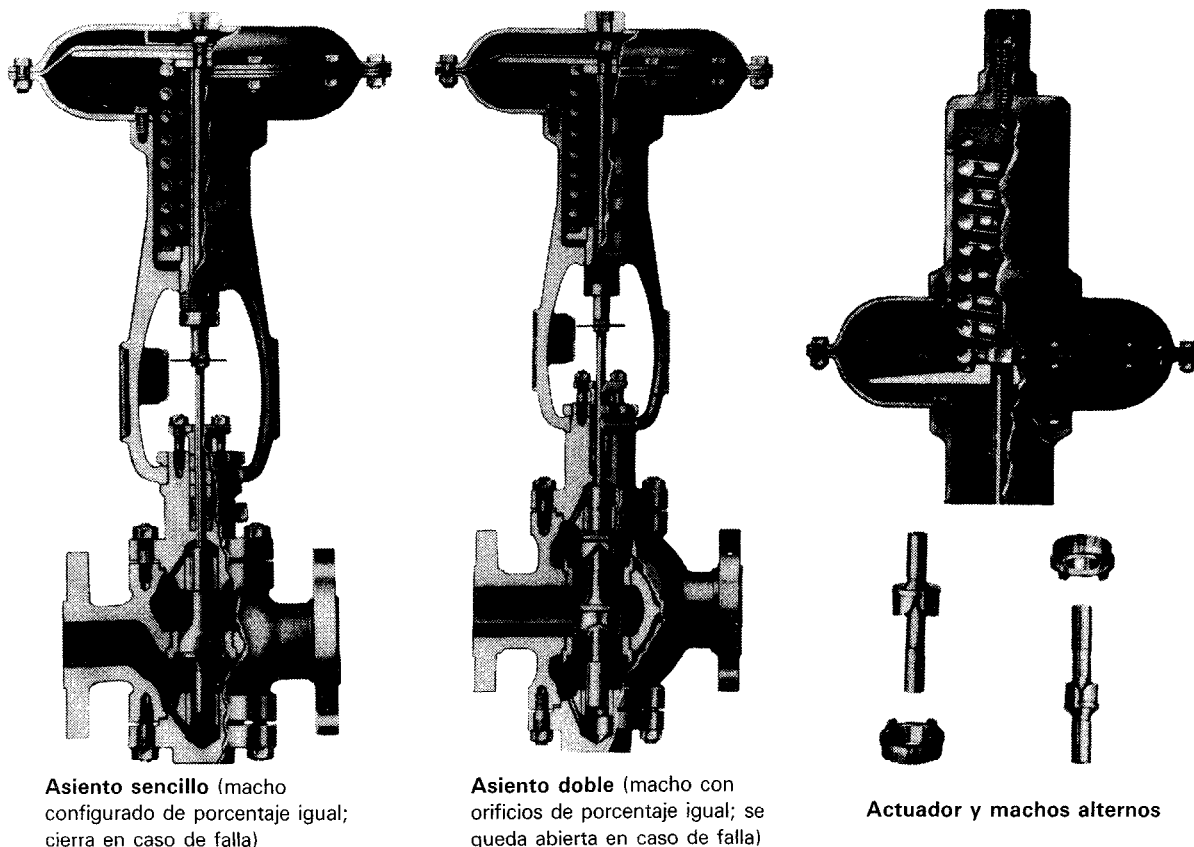
El macho de la válvula puede ser de disco, configurado macizo o con orificios. Las características de control de flujo dependen de la configuración o cavidades en el macho. Los tres tipos básicos de macho y sus características de flujo son:

■ **Apertura rápida:** Para cierre o apertura totales se utilizan machos de disco sencillo (para altas temperaturas) o disco doble (para bajas temperaturas). El macho de disco tiene flujo lineal y movimiento corto del vástago.

■ **Flujo lineal:** Un macho tiene flujo lineal cuando el caudal que pasa por la válvula es proporcional a la elevación.

■ **Porcentaje igual:** Un macho es de porcentaje igual si, en cualquier posición, ocurre el mismo porcentaje de cambio en el caudal con la misma cantidad de movimiento del macho. El porcentaje de cambio está relacionado con el caudal justo antes de mover el macho (Fig. 4).

Las características de la mayor parte de los machos son casi iguales o intermedias a las descritas. Los fabricantes



Asiento sencillo (macho configurado de porcentaje igual; cierra en caso de falla)

Asiento doble (macho con orificios de porcentaje igual; se queda abierta en caso de falla)

Actuador y machos alternos

Fig. 1 Las válvulas de control pueden manejar muchos tipos de fluidos de proceso y funcionan con aire en respuesta a una señal del proceso

suministran diagramas semejantes al de la figura 4 para cada válvula.

Para control del nivel de un líquido se suele especificar un macho de flujo lineal. El de porcentaje igual se utiliza para control de presión o de flujo o sólo cuando se dispone de un pequeño porcentaje de la presión diferencial total o cuando varía mucho la caída de presión en la válvula de control.

La característica de flujo parabólico modificado queda entre las de flujo lineal y la de igual porcentaje. El tipo de macho, por lo general en forma de V, se emplea cuando se puede controlar la mayor parte de la caída de presión del sistema.

Los actuadores (llamados también operadores y “posicionadores”) levantan al vástago y al macho del asiento o mueven al macho en el cilindro del asiento. Las válvulas de mariposa o de bola tienen actuadores de montaje lateral porque el vástago del actuador hace girar el eje de la válvula. El varillaje entre el vástago del actuador y el eje de la válvula puede influir en las características del macho.

La cubierta o cuerpo de la válvula y el yugo del operador son piezas separadas. Por ello, después de instalar una válvula, se puede girar el actuador alrededor del vástago o del eje de la válvula, con relación al cuerpo. Esto permite colocar el actuador en una posición conveniente para tener acceso al mecanismo de la válvula.

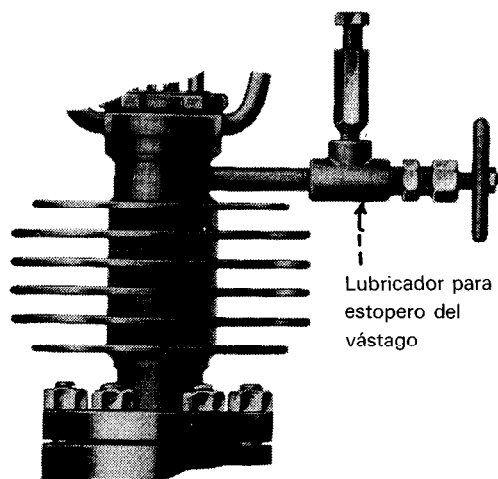
También hay actuadores hidráulicos, mecánicos y de pistón.

Requisitos de seguridad

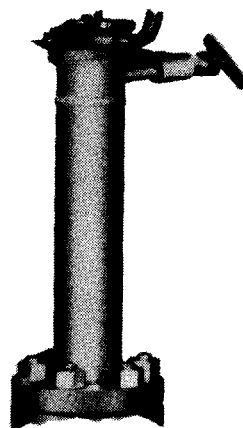
Cuando no hay aire a presión en el actuador neumático, la válvula puede estar cerrada o abierta. Estas posiciones alternadas se logran al invertir el anillo de asiento y el macho o al invertir la posición del resorte del actuador de debajo a encima del diafragma (Fig. 1).

Una preocupación del diseñador es seleccionar válvulas con protección contra fallas, si hay problemas con el aire para instrumentos. En principio, una válvula falla sin peligro si la temperatura y presión del proceso no aumentan una vez que dejó de funcionar la válvula.

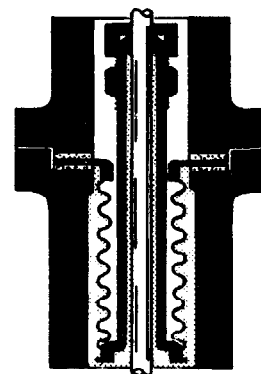
Por ejemplo, las válvulas de control del combustóleo para los quemadores de caldera deben cerrar en caso de falla. Al mismo tiempo, la alimentación a los tubos de la caldera (en la mayor parte de los casos) debe quedar abierta para evitar sobrecalentamiento de los tubos del hogar. La válvula de control de alimentación para columnas de fraccionamiento suelen cerrar en caso de falla. Las de suministro de vapor al rehervidor se cierra. Las válvulas de salida del tambor de reflujo y las de descarga de la bomba de reflujo se deben quedar abiertas. Las válvulas de control en tuberías con flujo mínimo en los tubos de descarga de bombas centrífugas, tubos de



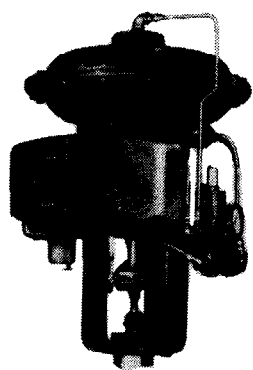
Bonete con aletas
(Para temperaturas mayores de 400°F)



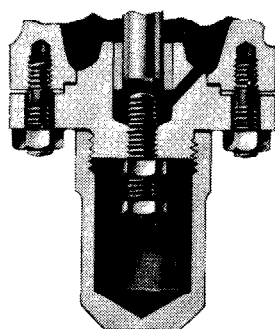
Bonete de extensión
(Para temperaturas criogénicas)



Bonete de fuelle
(Sella entre la válvula y prensaestopas en servicio con productos tóxicos)

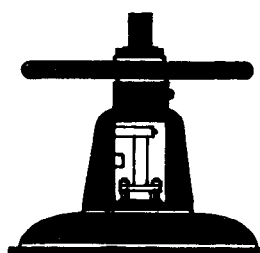


Actuador neumático
(O transmisor)

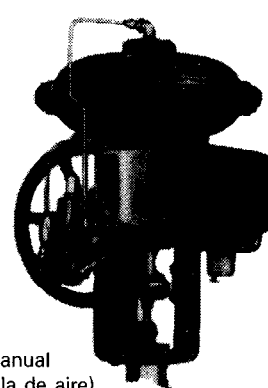


Tope de límite
(Rest movimiento del vástago)

Montado en el cuerpo



Montaje lateral



Volantes
(Para operación manual al arranque o si hay falla de aire)

Fig. 2 Los accesorios aumentan la utilidad de las válvulas de control en situaciones extremosas e inusitadas

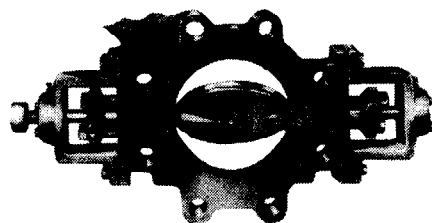
derivación de compresores y tubos de derivación de máquinas alternativas se quedan abiertas en caso de falla.

Los reactores se protegen en condiciones controladas y la válvula de control de alimentación suele cerrar cuando falla. Por lo general, el diseñador de un sistema debe consultar con los ingenieros de proceso, de instrumentos y de equipo para decidir las posiciones de falla sin peligro de las válvulas de control a fin de tener los procedimientos correctos para cierre y corte.

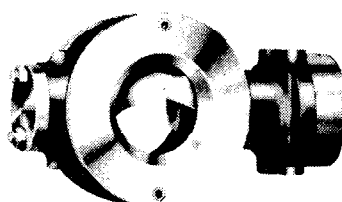
Coeficientes de capacidad de válvulas

El coeficiente, C_v , de flujo en la válvula depende de las dimensiones internas y de la tersura de las superficies de la válvula. Las pruebas de los fabricantes, con agua o aire con una diferencia predeterminada de presión establecen los valores de C_v . Los fabricantes dan la siguiente definición:

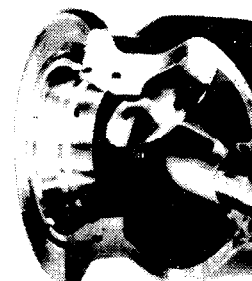
$$C_v = Q(\sqrt{S}/\sqrt{\Delta P})$$



Válvula de mariposa



Válvula de bola



Válvula Camflex

Fig. 3 El actuador rotatorio mueve la mariposa, macho o disco

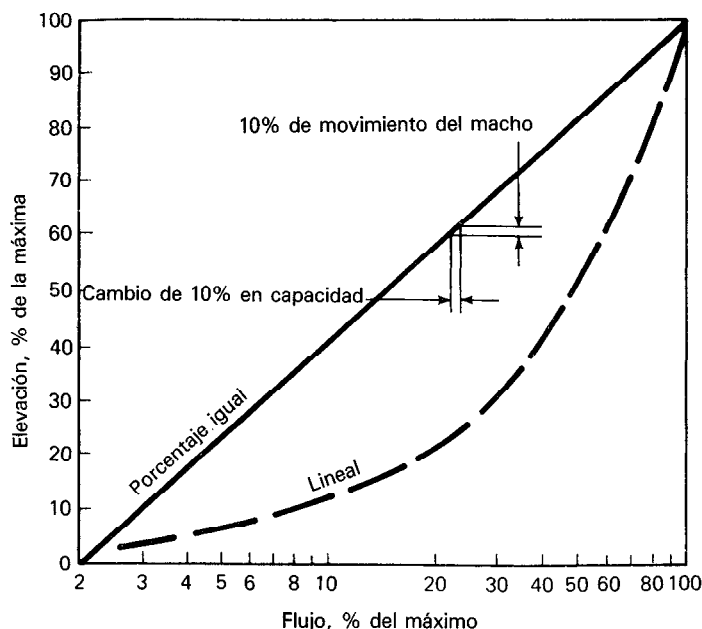


Fig. 4 Características de flujo de machos con orificios o configurados

C_v es un índice de capacidad que señala el caudal de agua a 60 °F, en gpm, que pasarán por la válvula totalmente abierta con una diferencia de presión de 1 psi entre las bridas de entrada y salida. Como está claro, si $S = 1$ y $\Delta P = 1$ psi, entonces, $C_v = Q$.

Los índices de capacidad de las válvulas de mariposa se dan en dos posiciones de estrangulación, además de la de apertura total.

En la tabla I se presentan los coeficientes para válvulas de control con asiento sencillo o doble.

Coficiente C_{vc} calculado de flujo. Al determinar el tamaño de las válvulas de control, se calcula un coeficiente de flujo con un caudal normal en gpm, con

$$C_{vc} = Q(\sqrt{S} \cdot \sqrt{\Delta P})$$

Entonces, se selecciona una válvula cuyo índice de capacidad, C_v , es mayor que C_{vc} . Para un buen intervalo de control, el índice de capacidad debe ser de 1.25 a 2 veces mayor que el coeficiente calculado de flujo, o sea:

$$C_{vc}/C_v = 0.5 \text{ a } 0.8$$

Esta es una gama óptima para machos lineales y configurados para porcentaje. Algunas válvulas tienen una gama óptima más amplia. Todas las válvulas funcionarán por abajo y por arriba de estas relaciones C_{vc}/C_v , pero el macho está más cerca de las posiciones de apertura o de cierre total. En estas condiciones, se pierde la importante ventaja de tener más facilidad en la gama de capacidad de flujo controlable y esto puede limitar las operaciones del proceso.

Las altas velocidades en el orificio de la válvula pueden gastar el macho y el asiento, en especial si la temperatura también es alta o se trata de un fluido abrasivo.

Notación

C_f	Factor de flujo crítico para válvulas del tamaño del tubo
C_{fr}	Factor de flujo crítico para válvulas entre reductores de tubo
C_v	Coficiente de capacidad de válvula de control abierta del todo
C_{vc}	Coficiente calculado para válvula de control
D/d	Relación entre el diámetro mayor y el diámetro menor del tubo
E	Factor de expansión, ρ_{60}/ρ
k	Relaciones de calores específicos
M	Peso molecular
P	Presión absoluta, psia
P'	Presión absoluta, psia
P'	Presión crítica, psia
ΔP	Presión diferencial, psi
P_v	Presión de vapor del líquido a temperatura de flujo, psi
Q	Volumen de flujo, gpm
R	Factor de corrección para válvulas de control entre reductores de tubo
S	Densidad relativa del líquido, ρ/ρ_{60ne}
S_{60}	Densidad relativa del líquido a 60°F
T	Temperatura absoluta, °R
v_s	Velocidad sónica, ft/s
W	Peso por volumen de flujo, lb/h
μ	Viscosidad, centipoises
ρ	Densidad del fluido en condiciones de flujo, lb/ft ³
ρ_{60}	Densidad del fluido a 60°F, lb/ft ³
ρ_{60ne}	Densidad del agua a 60°F, 62.37 lb/ft ³

Subíndices

- 1 Condición corriente arriba
- 2 Condición corriente abajo

Factor, C_f , de flujo crítico. El gradiente de presión en una válvula de control se ilustra en la figura 5. Para los líquidos el flujo se puede considerar subcrítico si la presión de vapor del líquido no es más alta que el punto de mínima presión en la válvula. (La presión de vapor es la presión a la cual se empieza a vaporizar un líquido a su temperatura de flujo. Las tablas de las propiedades termodinámicas de los líquidos indican las correspondientes presiones y temperaturas de líquido saturado.)

Si la presión de vapor está entre las gamas A y B (Fig. 5), ocurrirán vaporización o cavitación en la válvula de control. Si la presión de vapor está cerca de la presión P_2 de corriente abajo, se puede sospechar que hay cavitación; ésta puede producir desgaste rápido del macho y asiento, así como vibración y ruido. Si la presión de vapor se encuentra entre las presiones P_1 de corriente arriba y P_2 de corriente abajo, puede ocurrir vaporización. En este caso habrá flujo de doble fase en la tubería después de la válvula de control. Si la presión de vapor es mayor que la presión P_1 de entrada, la válvula tiene flujo en dos fases y habrá que tener en cuenta la vaporización adicional en la válvula. Para esta condición, el diámetro del tubo de corriente abajo será mayor que el de corriente arriba.

Los criterios para los flujos subcríticos y críticos de los líquidos son:

$$\Delta P < C_f^2(\Delta P_s) \quad (1)$$

$$\Delta P \geq C_f^2(\Delta P_s) \quad (2)$$

$$\text{en donde: } \Delta P_s = P_1 - (0.96 - 0.28 \sqrt{P_1/P_c})P_v \quad (3)$$

y P_c es la presión crítica, psia.

Para sencillez: $\Delta P_s = P_1 - P_v$, siempre y cuando $P_v < 0.5P_1$.

La fórmula para determinar el tamaño con flujo crítico es:

$$C_{vcr} = (Q/C_f)(\sqrt{S}/\sqrt{\Delta P_s}) \quad (4)$$

Se utilizará una versión simplificada de la ecuación (4) más adelante en este artículo.

Un ejemplo de flujo subcrítico es el que ocurre en una válvula de control en la tubería de descarga de una bomba centrífuga. El flujo crítico puede ocurrir en una válvula cuando el líquido corriente arriba está cerca del punto de ebullición.

Para los gases, se supone que hay flujo crítico cuando la velocidad del gas se aproxima a la del sonido o sónica:

$$v_s = 68 \sqrt{k(P'/\rho)}, \text{ ft/s} \quad (5)$$

Se debe evitar la velocidad sónica porque puede ocasionar ruido y vibración.

Los criterios para flujos subcríticos y críticos de los gases son:

$$\Delta P < 0.5C_f^2P_1 \quad (6)$$

$$\Delta P \geq 0.5C_f^2P_1 \quad (7)$$

Tabla I Coeficientes de flujo para válvulas de control

Tamaño, in	Coeficiente de flujo, C_v	
	Asiento sencillo*	Asiento doble*
3/4	—	8
1	9	12
1 1/4	14	18
1 1/2	21	28
2	36	48
2 1/2	54	72
3	75	110
4	124	195
6	270	450
8	480	750
10	750	1 160
12	1 080	1 620
14	1 470	2 000
16	1 920	2 560

*Estos valores se obtuvieron para válvulas de macho Masoneilan serie 10 000 (de igual porcentaje o de orificio en V) con guarnición para plena capacidad, pero también se aplica a las válvulas similares de otros fabricantes².

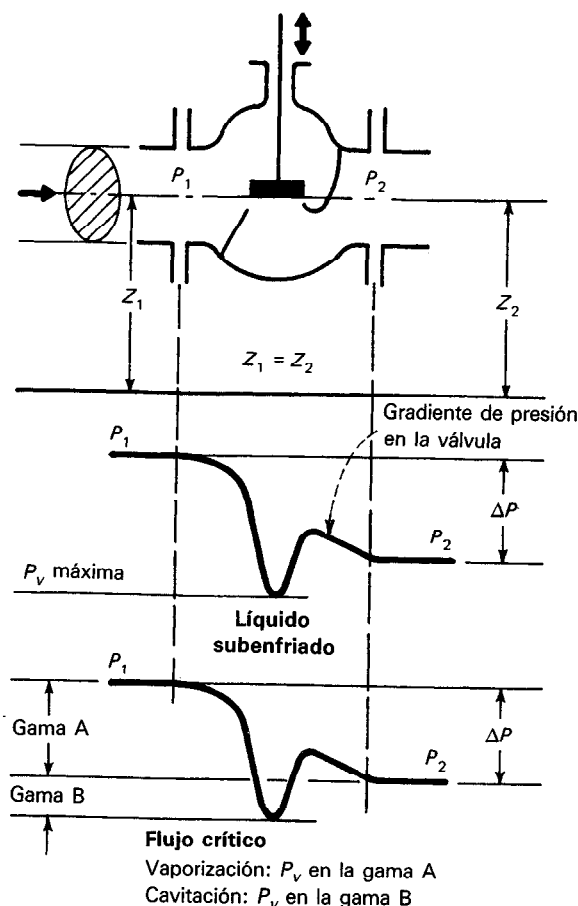


Fig. 5 Presiones durante el paso de líquido en una válvula de control

El flujo crítico se puede evitar con la reducción de la caída de presión en la válvula, con el cambio de lugar de la válvula en la tubería o con la selección de una válvula con valor C_f más alto.

El factor C_f para flujo crítico es un número sin dimensiones que depende del tipo de válvula.⁶ C_f es la relación entre el coeficiente de la válvula de control en condiciones críticas y el coeficiente de flujo publicado por los fabricantes.

Válvula entre reductores de tubo. Se reduce ligeramente la capacidad de flujo en una válvula de control colocada entre reductores de tubo. Con flujo subcrítico, esto se tiene en cuenta con un factor R de corrección. Con flujo crítico, el factor de corrección es C_{fr} , que sustituye a C_f en los cálculos. R y C_{fr} también dependen de la relación entre el tamaño de la tubería y el de la válvula. C_b , C_{fr} y R tienen valores menores de 1. Los valores numéricos para las válvulas de la figura 1 aparecen en la tabla II.

Ahora se hará un resumen de algunas de las fórmulas para determinar el tamaño de válvulas de control en servicio con líquidos y gas en diferentes condiciones de flujo.¹

Servicio con líquidos

Flujo subcrítico. Para un líquido a temperatura mucho menor a la de saturación que circula en la zona turbulenta y que tiene viscosidad cercana a la del agua, y los

tamaños del tubo y la válvula de control son idénticos, el coeficiente calculado para la válvula de control es:

$$C_{vc} = Q\sqrt{S}/\sqrt{\Delta P} \quad (8)$$

en donde la densidad relativa S y el volumen de flujo Q , gpm, se toman a la temperatura de flujo y $\Delta P = P_1 - P_2$.

Para caída mínima de presión con el macho abierto del todo, C_v sustituye a C_{vc} :

$$\Delta P_{(min)} = (Q/C_v)^2 S, \text{ psi} \quad (9)$$

Si lo que interesa es la caída de presión con una posición seleccionada del macho entre $C_{vc}/C_v = 0.5$ a 0.8 , una expresión adecuada es:

$$\Delta P = \left[\frac{Q}{(C_{vc}/C_v)C_v} \right]^2 S, \text{ psi} \quad (10)$$

en donde C_v se toma del catálogo del fabricante y C_{vc}/C_v es la posición seleccionada del macho. (Los métodos de las ecuaciones [9] y [10] también se pueden adaptar para el flujo de vapores.)

El coeficiente calculado de flujo para flujo laminar o viscoso es:

$$C_{vc} = 0.072 \sqrt{(\mu Q/\Delta P)^3} \quad (11)$$

Flujo crítico. Si la válvula y la tubería son del mismo tamaño, el coeficiente simplificado para la válvula de control se vuelve:

$$C_{vc} = (Q/C_v)(\sqrt{S}/\sqrt{P_1 - P_v}) \quad (12)$$

siempre y cuando $P_v \leq 0.5P_1$.

Servicio con gas, vapor de agua y vapores

El coeficiente calculado de la válvula de control para flujo subcrítico será

$$C_{vc} = \frac{W}{11.65 \sqrt{\Delta P(P_1 + P_2)\rho_1}} \quad (13)$$

en donde $\Delta P = P_1 - P_2$ siempre y cuando $\Delta P < 0.5C_f^2 P_1$.

Para flujo crítico cuando $\Delta P \geq 0.5C_f^2 P_1$:

$$C_{vc} = \frac{W}{10.13 C_f P_1 \sqrt{\rho_1}} \quad (14)$$

Si la válvula se encuentra entre reductores de tubo, multiplíquese el lado derecho de las ecuaciones (8), (11) y (13) por $(1/R)$ y las ecuaciones (9) y (10) por $(1/R^2)$. Sustitúyase C_f por C_{fr} en las ecuaciones (12) y (14).

Se pueden pasar por alto estas correcciones si la capacidad de la válvula de control seleccionada con flujo normal da una relación de coeficiente C_{vc}/C_v que quede dentro de 0.5 a 0.8 . La posición de funcionamiento del macho de la válvula quizá no sea idéntica a la calculada, pero esto no cambiará el tamaño de la válvula o el tubo. Además, al determinar el tamaño de válvulas para flujo crítico, hay que comprobar que el macho no funcionará cerca de su asiento.

Flujo en dos fases

Para líquidos bien mezclados y gases inertes en flujo turbulento sin vaporización adicional, se aplica la fórmula siguiente:

$$C_{vc} = \frac{W}{44.8 \sqrt{\Delta P(\rho_1 + \rho_2)}} \quad (15)$$

en donde ρ_1 y ρ_2 son las densidades, corriente arriba y corriente abajo, de las dos fases.

Cuando entra líquido saturado a la válvula (es decir, $P_1 = P_v$) o bien líquido saturado y sus vapores saturados en forma concurrente (es decir, $P_v > P_1$), se puede suponer que habrá vaporización adicional dentro de la válvula. Para esta condición:

$$C_{vc} = \frac{W}{63.3 \sqrt{\Delta P \rho_1}} \quad (16)$$

en donde la máxima $\Delta P = 0.5C_f^2 P_1$.

Ejemplos de los cálculos

Determinese el tamaño de las válvulas de control para manejar un flujo de 113 000 lb/h (348 gpm) de amonía-

Tabla II Factores de corrección para coeficiente de flujo de válvulas de control

Condición	Factor	Asiento sencillo*		Asiento doble*	
		Porcentaje igual	Orif. en V	Porcentaje igual	Orif. en V
Flujo crítico Válvula del tamaño del tubo	C_f	0.98 [†] o 0.85 [‡]	0.98	0.90	0.98
Flujo crítico (Válvula de control entre reductores de tubo)	C_{fr}	0.86	0.94	0.86	0.94
Flujo subcrítico, $D/d = 1.5$	R	0.96			
Flujo subcrítico $D/d = 2$ (Válvula de control entre reductores de tubo)	R	0.94			

*Estos valores se obtuvieron para válvulas de macho Masoneilan serie 10 000 con guarnición para plena capacidad, pero también se aplican a las de otros fabricantes²

+ Factor para iniciar flujo

‡ Factor para cortar flujo

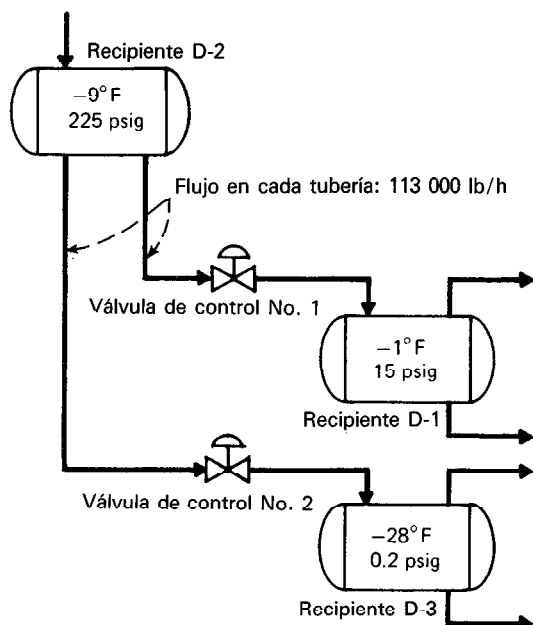


Fig. 6 Relaciones de flujo para determinar el tamaño de válvulas de control

co líquido en cada uno de los dos tubos indicados en forma esquemática en la figura 6. Los tres recipientes están colocados lado con lado, es decir, a la misma elevación. Los datos de las propiedades físicas del amoníaco son: $S_{60} = 0.615$, $E = 0.92$ y $M = 17$. Por tanto, $S = 0.615 \times 0.92 = 0.566$. La presión y la temperatura en cada recipiente y las propiedades termodinámicas correspondientes son:

Recipiente	D-1	D-2	D-3
Temperatura, °F	-1	-9	-28
Presión, psig	15	225	0.2
Contenido de calor, btu/lb	41.8	33.2	12.8
Calor latente, btu/lb	569.6	575.6	589.3

Válvula de control No. 1. Cuando el amoníaco líquido circula del recipiente D-2 al D-1, aumenta su contenido de calor y se subenfria el líquido en la tubería después de la válvula de control. (El tamaño de las tuberías antes y después de la válvula de control puede ser para flujo de líquido.)

Debido a la gran diferencia en presión entre los recipientes D-2 y D-1. Puede haber cavitación en la válvula de control. Entonces, se considera que el líquido tiene flujo crítico y se calcula la presión máxima de vapor en la válvula con $P_v = 0.5P_1$ o sea

$$P_v = 0.5(225 + 14.6) = 119.8 \text{ psia}$$

Se supondrá que una válvula de asiento sencillo que tenga $C_f = 0.98$ (Tabla II) será adecuada si se sustituyen los valores necesarios en la ecuación (12) para encontrar:

$$C_{vc} = (348/0.98)(\sqrt{0.566}/\sqrt{239.6 - 119.8}) = 24.4$$

Con la tabla I se establece que puede ser adecuada una válvula de 2 in, con asiento sencillo y orificio en V, que tenga un coeficiente de flujo de 36. Después, se verifica que la relación $C_{vc}/C_v = 24.4/36 = 0.68$, que queda dentro de la gama deseada de 0.5 a 0.8.

Los tubos de 2 in, antes y después de la válvula, son cortos y cuando manejan 348 gpm tienen una pequeña pérdida de presión. En consecuencia, la resistencia del tubo no tendrá efecto en el tamaño de la válvula de control.

Válvula de control No. 2. Cuando el amoníaco líquido circula del recipiente D-2 al D-3, se reduce su contenido de calor. El calor se disipa en el líquido y cuando éste circula por la válvula habrá vaporización. La caída real de presión es de alrededor de 225 psig, que es mayor que la caída máxima de presión determinada con $\Delta P = 0.5C_f^2P_1$, o sea,

$$\Delta P = 0.5(0.98)^2(239.7) = 115 \text{ psia}$$

Al sustituir los valores correspondientes en la ecuación (16) se obtiene:

$$C_{vc} = \frac{113\,000}{63.3\sqrt{115(35.2)}} = 28.0$$

Se puede seleccionar una válvula de 2-1/2 in de asiento sencillo cuyo C_v sea de 54 (Tabla I). La relación de coeficientes será de $28.0/54 = 0.52$, que es aceptable. (Nota: Se trató de encontrar un valor C_{vc}/C_v bajo, porque se calculó C_{vc} con la densidad del líquido. No es irrazonable utilizar una densidad en dos fases corriente abajo tomada en la salida de la válvula de control. Luego, se calculan la vaporización y la densidad de los vapores con la presión crítica corriente abajo. Se obtendrá un C_{vc} mucho más alto y se puede aceptar una C_{vc}/C_v alta.)

Debido a las temperaturas inferiores a 0°F, se puede especificar un bonete de extensión como accesorio de la válvula (Fig. 2).

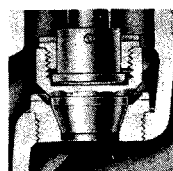
Cuando el líquido circula del recipiente D-2 al D-1, libera $33.2 - 12.8 = 20.4$ btu/lb de calor, o sea, un total de $20.4 (113\,000) = 2.3 \times 10^6$ btu. La cantidad de líquido que se vaporiza con este calor es $2\,300\,000/582.5 = 3\,950$ lb/h. Esto deja un líquido de $113\,000 - 3\,950 = 109\,050$ lb/h. Estos valores se pueden utilizar para calcular la resistencia al flujo en dos fases en el tubo de corriente abajo.

Condiciones de funcionamiento

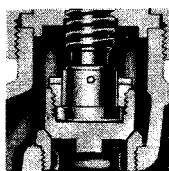
Las válvulas de control suelen ser del mismo o un tamaño menor que el tubo de corriente arriba, pero nunca más grande. Las válvulas de control son de menor diámetro que el tubo cuando hay que absorber grandes diferencias de presión.

Las válvulas de control pueden funcionar en una amplia gama de capacidades y presiones diferenciales. Los volúmenes de flujo y condiciones del proceso suelen estar bien determinados para establecer el tamaño de la tubería y componentes. Al determinar el tamaño de las

Tabla III Coeficientes de flujo para válvulas de estrangulación de accionamiento manual



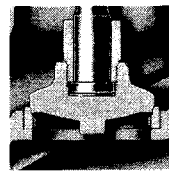
No. 576P



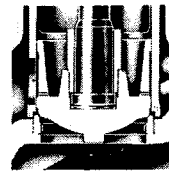
No. 556



No. 1040



No. 1042



No. 1046

Jenkins Bros.

Válvulas de globo de bronce (Roscadas)			Steel Globe Valves (Flanged)		
Tamaño, in	Coeficiente de flujo, C_v para válvulas No. 546P-150 Psi No. 556P-200 Psi No. 576P-300 Psi	Coeficiente de flujo, C_v para válvulas No. 556-200 Psi No. 576-300 Psi	Tamaño, in	Coeficiente de flujo, C_v para válvulas No. 1040-150 Psi	Coeficiente de flujo, C_v para válvulas No. 1042-300 Psi No. 1046-600 Psi
1/4	0.9	1.2	2	46	55
1/2	2	4.2	2 1/2	72	90
3/4	5	8.6	3	105	130
1	10	14.5	4	200	235
1 1/2	24	29.5	6	400	400
2	41	49	8	720	720

válvulas, se deben estudiar las capacidades opcionales, el cambio periódico en la capacidad y las presiones diferenciales relacionadas. El control de capacidad en una gama muy amplia puede requerir dos válvulas en paralelo, una para volumen alto y otra para el pequeño. En casos intermedios o para futuros aumentos en la capacidad puede ser deseable un cuerpo más grande con guardaciones pequeñas.

En la mayor parte de los casos, las presiones diferenciales son parte de la resistencia total del sistema de tubería. Cuando se determina una presión diferencial total, por ejemplo, entre dos recipientes del proceso, la tercera parte de la caída total de presión se puede atribuir a la válvula de control y 2/3 a pérdidas por fricción en la tubería y el equipo. Con presiones diferenciales altas, la mayor parte de la pérdida la absorberá la válvula de control. Cuando hay que minimizar las presiones diferenciales, la válvula debe ser del mismo tamaño que la tubería, como en la alimentación para las turbinas de vapor.

Las válvulas de mariposa funcionan con muy poca caída de presión (unas décimas de psi) y suelen ser adecuadas en tuberías de descarga de compresores y de alimentación de agua de enfriamiento. Sin embargo, cuando hay estrangulación, se reduce mucho el coeficiente de esta válvula; ese coeficiente es de 50% en la posición de 72°, por comparación con la posición de apertura total (90°) y de 33% con 60° de apertura.

Para las bombas centrífugas, se suele conocer la resistencia de los tubos de descarga, incluso la de cualquier equipo en la corriente. Se puede sumar de 25 a 50% de la resistencia de tubo de descarga a la válvula de control.

Con dos válvulas en serie, se duplica la cantidad de resistencia adicional. En una válvula de control instalada en tuberías de descarga largas o en un sistema con alta resistencia y cambios pequeños en el volumen, la caída de presión en la válvula puede ser del 15 al 25% de la resistencia total del sistema.

Una válvula de control (excepto las de mariposa) sólo puede regular el flujo si controla la caída de presión en el sistema. La economía para el uso de válvulas de control requiere menores caídas de presión. Sin embargo, la capacidad y al alcance del control disminuyen con rapidez cuando se trabaja con presiones diferenciales más bajas disponibles.

Los cambios en la densidad relativa o los cálculos inexactos de la densidad tienen poco efecto en la capacidad de la válvula, pues son valores pequeños, o sea, funciones de raíz cuadrada del coeficiente calculado de flujo.

Cuando ocurre flujo crítico en el líquido, hay que determinar con cuidado el tamaño de la tubería después de la válvula de control (y de la válvula de derivación). La vaporización aumenta mucho la resistencia del tubo. Para mantener velocidades razonables cuando ocurre vaporización en la válvula de control, la tubería y la válvula de corte de corriente abajo deben ser más grandes que el tubo de corriente arriba.

En algunos casos de flujo de líquido saturado, se puede evitar la vaporización en la válvula o después de ella si se provee una carga estática de líquido corriente arriba de la válvula. Esto debe aparecer en los planos y diagramas.

Con presiones, temperaturas o presiones diferenciales elevadas, la válvula no debe funcionar cerca de su asien-

to, pues las altas velocidades pueden desgastar el asiento y el macho, lo cual ocasionará control incorrecto del caudal y fugas cuando se cierra la válvula.

Derivación para la válvula de control

Se suele utilizar una derivación (*bypass*) para válvulas menores de 2 in en servicio con materiales tóxicos o de alta viscosidad, para manejo de líquidos que contienen sólidos abrasivos, para alimentación de agua a calderas y en servicio de reducción de presiones altas (más de 100 psi) del vapor de agua.

Para que concuerde con el diseño de la tubería, el coeficiente de flujo de la válvula de derivación debe ser más o menos el mismo que el de la válvula de control. En la tabla III aparecen los coeficientes de válvulas de globo de un fabricante. Debido a los diversos tipos de asiento y macho, estos coeficientes no son iguales en las válvulas de todos los fabricantes.

Al comparar los datos de la tabla III para válvulas de globo con los coeficientes de flujo de las válvulas de control de asiento doble de la tabla I se encuentra que la válvula de derivación y la de control son del mismo tamaño. Para válvulas de control de asiento sencillo, la de globo para derivación puede ser un tamaño más pequeño que aquella. El tamaño de las válvulas de globo para derivación o las de estrangulación de control manual se pueden determinar igual que para las de control si se tienen los coeficientes de flujo.

Posición de la válvula de control

La mejor posición para las válvulas de control es con el vástago vertical hacia arriba. Pueden funcionar en posición angular, horizontal o vertical hacia abajo, pero estas posiciones no son aceptables. Las válvulas grandes en ángulo son la excepción y lo más práctico puede ser la posición horizontal.

Una sola válvula de control sin válvulas de cierre ni de derivación suele bastar para líquidos limpios o cuando se instala equipo en paralelo que tiene válvulas de control con válvulas de cierre en los cabezales de tubo. Cuando se esperan, de cuando en cuando, líquidos sucios o con sólidos, se instala un colador temporal corriente arriba de la válvula de control. Las válvulas sencillas se accionan con volante.

La mayor parte de las especificaciones para tubería requieren que las válvulas de control estén más arriba del piso o la plataforma y en el borde de los pasillos de acceso, excepto las que deben estar en tuberías de drenaje automático, por ejemplo, una válvula de control en una tubería elevada para flujo de pasta aguada por gravedad.

Para el mantenimiento, se requiere espacio libre debajo y encima de la válvula para desmontar el asiento, macho, tapa de actuador, resorte y yugo. En la figura 7 se indican los espacios aproximados. Los fabricantes^{2,4} indican los tamaños de las válvulas.

Si las condiciones de flujo lo permiten, los múltiples para válvulas de control más pequeñas que la tubería,

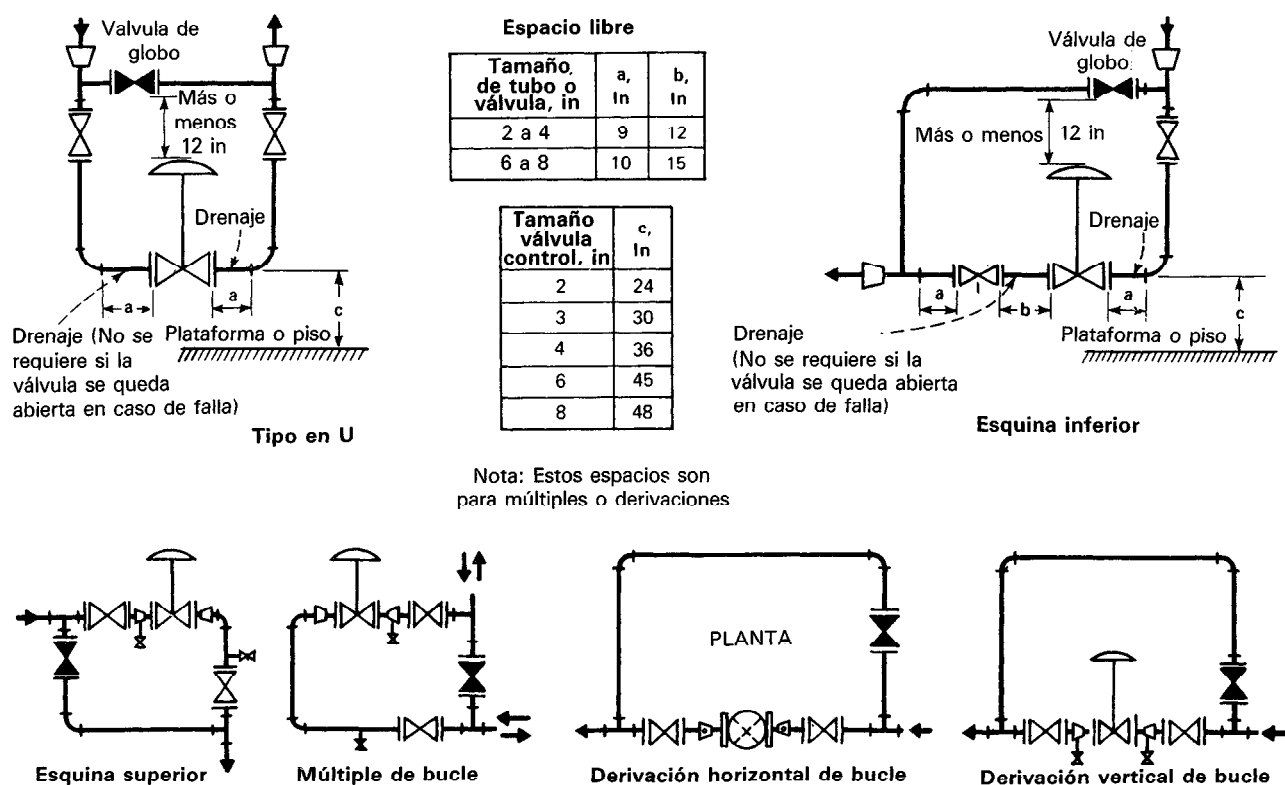


Fig. 7 Los múltiples y derivaciones para instalar válvulas de derivación en la tubería del proceso requieren espacio y drenajes adecuados

resultarán económicos. En la figura 7 se ilustran múltiples estándar.¹⁰ Se utiliza el tipo en U cuando las corrientes de entrada y salida son a una altura mayor que la válvula. El tipo de esquina se emplea cuando el flujo es de un punto alto a un punto bajo, o viceversa. La derivación con esquina de bucle puede tener la válvula de control debajo de la plataforma. Para que los soportes resulten menos costosos, los múltiples deben estar cerca de las columnas estructurales.

Para desahogo de presión y drenaje de un múltiple para válvulas, hay que emplear válvulas o tapones de drenaje en los puntos bajos; se requiere un drenaje si la válvula de control se queda abierta en caso de falla; si se queda cerrada en caso de falla, se necesitan drenajes en cada lado de la válvula. Para flujo de vapor saturado, se aconsejan una o dos trampas para vapor en los puntos bajos de un múltiple que tenga abolsamientos.

La válvula automática de control es parte de los instrumentos. Los detectores de flujo, presión, temperatura y nivel deben estar cerca de la válvula, igual que el transmisor, y se conectan con el alambrado y tubos para instrumentos. Los tubos de aire van desde el transmisor a la cubierta del diafragma y desde el transmisor al cabezal de aire para instrumentos.

Los controladores de nivel tienen vidrios de nivel. El operador debe ver los vidrios desde el múltiple de válvulas cuando accione el volante de la válvula de control o la válvula de globo para derivación.

Referencias

- 1 "Handbook for Control Valve Sizing." Masoneilan International, Inc. Norwood, MA 02062.
- 2 Dimensions—Masoneilan Control Valves and Auxiliary Equipment. Masoneilan International, Inc., Norwood, MA 02062.
- 3 "Valve Sizing." Catalog 10. Fisher Controls Co., Marshalltown, IA 50158.
- 4 Fisher Control Valve Dimensions. Bulletin 1-100, Fisher Controls Co., Marshalltown, IA 50158.
- 5 Boger, H. W., Recent Trends in Sizing Control Valves, 23rd Annual Symposium on Instrumentation for the Process Industries, Texas A&M University. College Station, TX 77843, 1968.
- 6 Baumann, H. D., The Introduction of Critical Flow Factor for Valve Sizing. *ISA (Instr. Soc. Am.) Trans.*, Apr. 1963.
- 7 Baumann, H. D., Effect of Pipe Reducers on Valve Capacity, *Instr. Control Systems*. Dec. 1967.
- 8 Boger, H. W., Sizing Control Valves for Flashing Service, *Instr. Control Systems*, Jan. 1970.
- 9 Boger, H. W., Flow Characteristics for Control Valve Installations, *ISA (Instr. Soc. Am.) J.*, Oct. 1966.
- 10 Hutchison, J. W. (Ed.), "ISA Handbook of Control Valves," Instrument Soc. of America, Pittsburgh, 1971.

Válvulas de control

La válvula de control es un elemento importante en sistemas con líquidos bombeados. Para determinar su tamaño es esencial el conocimiento de las características de flujo, reales y teóricas. El diseño óptimo del sistema requiere estrecha colaboración entre los ingenieros de procesos y de instrumentos.

Orval P. Lovett, Jr., E. I. du Pont de Nemours & Co.

El empleo de las válvulas de control significa que el proceso tiene algún tipo de sistema automático de control. Puede ser por nivel, flujo, temperatura, presión o de otra índole. Suele incluir los componentes típicos de un sistema de control con retroalimentación de bucle cerrado que son sensor (detector), transmisor, controlador, válvula de controlador y el proceso en sí. La selección de la válvula de control requiere el conocimiento de todos estos factores, en especial del proceso.

Una válvula seleccionada como óptima para un sistema con control por nivel, quizá no sea la mejor para un sistema de control de flujo. Además, la mejor válvula para un sistema de control de flujo no lo será en un sistema en que se utiliza un elemento primario distinto para la medición del flujo. En este artículo se describen los diversos componentes de las válvulas de control, en especial si son parte de un sistema total de control.

Las válvulas de control se utilizan en muchas aplicaciones que incluyen control de líquidos, reducción de presión de gases, flujo de vapor a los calefactores, etc. Este artículo se limita a los sistemas con líquidos bombeados y abarca los tipos de cuerpo y actuadores, determinación del tamaño del cuerpo y los componentes internos, asignación de caída de presión a la válvula de control, características de flujo inherentes y con la válvula instalada y materiales de construcción. Se da preferencia al método de sistemas para determinar el tamaño de las bombas, tubos y válvulas de control.

Una válvula de control consiste en dos partes principales: el cuerpo y el actuador (Fig. 1). El líquido en flujo pasa por el cuerpo. La función del actuador es respon-

der a la señal del controlador automático y mover las guarniciones de la válvula para variar el flujo.

El cuerpo de la válvula

El cuerpo de la válvula sirve para el paso del fluido entre el tubo y las conexiones. Por tanto, debe servir co-

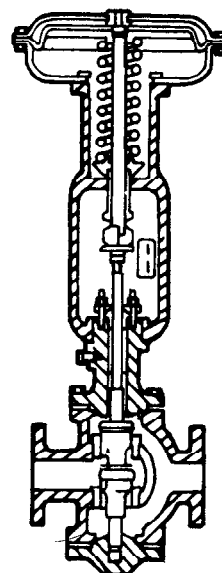


Fig. 1 Válvula de control con actuador de diafragma

mo recipiente de presión y está sometido a las mismas condiciones de temperatura, presión y corrosión que el resto del sistema de tubería.

Hay una gran variedad de estilos de cuerpos de válvulas. Se clasifican, en general como de movimiento lineal y de movimiento rotatorio del vástago. El primero incluye válvulas de globo de asiento sencillo, válvulas de globo de asiento doble, de globo con cuerpo dividido, de 3 vías, cuerpo en ángulo, válvulas de diafragma y sus muchas variantes. Las válvulas con vástago de movimiento rotatorio son las de mariposa, de bola y sus variantes.

Hay muchas configuraciones especiales de cuerpo para aplicación con caudales muy pequeños, temperaturas criogénicas y reducción de ruido. Para referencia se pueden consultar las publicaciones de los fabricantes y los manuales.^{1, 6, 7}

Aunque el cuerpo de la válvula tiene la función primaria de contener el fluido también debe alojar los componentes internos y servir de soporte mecánico para el actuador y los accesorios, etc. Por ello, es importante que el cuerpo se pueda desmontar de la tubería o que sus componentes internos estén accesibles para mantenimiento. Por lo general, el cuerpo tiene conexiones de extremo con bridas y están disponibles especificaciones para las bridas a fin de que concuerden con las de la tubería.

Existen normas para las dimensiones entre cara y cara del cuerpo de válvula. La norma RP4.1 de Instrument Society of America (ISA) se aplica a válvulas hasta de 8 in, mientras que la norma FCI 65-2 de Fluid Controls Institute es para tamaños de 10 hasta 16 in y ambas incluyen capacidades desde 125 hasta 600 lb. Otra norma para las dimensiones entre cara y cara que se utilizan a veces es la norma B16.10 de American National Standards Institute (ANSI), "Dimensiones de cara a cara y extremo a extremo de válvulas de material ferroso". Al instalar válvulas de control se debe conocer la norma aplicable para las dimensiones.

Las válvulas de control también están disponibles con extremos roscados y soldados y algunos fabricantes producen conexiones de extremo sin brida. En este tipo, el extremo de la válvula coincide con la cara realzada de la brida en la tubería para tener una superficie para juntas; la válvula se sujeta entre el par de bridas con tornillos largos, y se logran economías debido a que el cuerpo de la válvula requiere menos material. Sin embargo, las normas para dimensiones entre cara y cara no se aplican en este tipo.

Las válvulas de mariposa son económicas en los tamaños grandes. Se suelen utilizar para pequeñas pérdidas de presión y grandes volúmenes de flujo. Las válvulas de bola y sus muchas variantes también se pueden emplear como control de estrangulación.

Materiales de construcción

Los materiales de construcción son importantes para el cuerpo y las guarniciones de las válvulas de control. Las piezas que hacen contacto con el flujo deben ser compatibles en el aspecto de resistencia a la corrosión. Los cuerpos están disponibles hechos con todos los metales y aleaciones que se puedan "vaciar". También se utili-

zan mucho los plásticos y los revestimientos. Las publicaciones de los fabricantes son excelentes referencias de los materiales de construcción y también hay otras referencias.^{2,10}

La corrosión no es lo único que debe preocupar, porque la cavitación en el cuerpo y las guarniciones puede producir muchos daños. Por lo general ocurre junto con una gran caída de presión, aunque en realidad puede suceder cuando casi se llega a la presión de vapor del fluido dentro del cuerpo. Esto puede tener lugar en el punto de máxima velocidad del fluido cerca del asiento de la válvula. En los sistemas con bombas, en los que se debe evitar la cavitación en las bombas y la caída de presión en la válvula es pequeña, la cavitación no suele ser problema.

Por lo general, las guarniciones o componentes internos de la válvula se hacen con material más resistente a la corrosión y más duro que el del cuerpo. Esto minimiza la cavitación en el asiento, permite construir con tolerancias más precisas para reducir fugas por el asiento y ayuda a guiar el vástago. Véase la referencia 3.

Actuadores de válvula

El actuador de la válvula de control responde a una señal del controlador automático y mueve el elemento de control. El actuador es el amplificador de potencia entre el controlador y la circulación de líquido. Hay dos actuadores neumáticos básicos; en uno se utilizan un resorte y un diafragma, y el otro es de pistón y cilindro. Hay otros tipos y muchas variantes de los actuadores neumáticos.⁴

El actuador de resorte y diafragma suele ser menos costoso que el de pistón y cilindro, en especial cuando no se requiere un ubicador (posicionador) para la válvula; éste es un accesorio con un mecanismo de retroalimentación del movimiento en el recorrido del vástago del actuador, un sistema emisor desde la salida del controlador y una salida de aire al actuador. Hay mucha información acerca de los ubicadores.⁵

Queda fuera del alcance de este artículo la información detallada acerca de los ubicadores. A veces, se necesitan en el caso de tubos o alambres largos de transmisión entre el controlador y la válvula, a fin de reducir la histéresis de la válvula, utilizar excéntricas configuradas para flujo, accionar actuadores con cilindros con presión equilibrada y suministrar una interconexión entre un sistema electrónico de control y las válvulas neumáticas. Hay sistemas alternos para efectuar muchas de estas funciones, pero el ubicador se utiliza con gran frecuencia.

Componentes internos de la válvula

Las funciones de los componentes internos de la válvula incluyen: 1) producir una restricción variable dentro del cuerpo para producir cambios en el flujo del fluido; 2) configurar el flujo con respecto a su trayectoria y 3) producir cierto grado de corte de flujo cuando está cerrada por completo. Por ello, hay muchas más variantes en los componentes internos que en los cuerpos de las válvulas.

Una restricción variable se obtiene en dos formas generales, comparables con la clasificación del cuerpo como de vástago de movimiento lineal o rotatorio. En ambos casos hay una relación entre el movimiento y el flujo que se llama "característica de flujo": es un término general y siempre debe designar ya sea la característica inherente del flujo o la del flujo con la válvula instalada.

La característica inherente del flujo es la producida con una caída constante de presión en la válvula. Las tres características de uso más común son: lineal, porcentaje igual y apertura rápida (Fig. 2). En la referencia 8 aparecen descripciones matemáticas y curvas teóricas.

La característica de flujo con la válvula instalada es la que hay cuando varía la caída de presión en la válvula según lo determinen el flujo y las condiciones relativas en el sistema.⁹ Es el factor que más interesa a los usuarios y para determinarlo se mide la variación en la caída de presión como función de la carrera de la válvula. La configuración física de los sistemas en que se instala la válvula determina esta relación, como se describe en la siguiente sección.

Sistema de bomba y válvula

Un sistema con flujo de líquido por bombeo puede tener muchas configuraciones. El sistema típico de la figura 3 incluye un tanque para succión, bomba, válvula de control, tanque de descarga y tubería de conexión. El tanque de succión está a una presión P_s y tiene una carga de altura Z_1 . La tubería desde el tanque hasta la válvula de control tiene una caída de presión de ΔP_{L1} . La bomba tiene una curva de flujo característica contra la carga. La válvula de control tiene una caída de presión de ΔP_v y

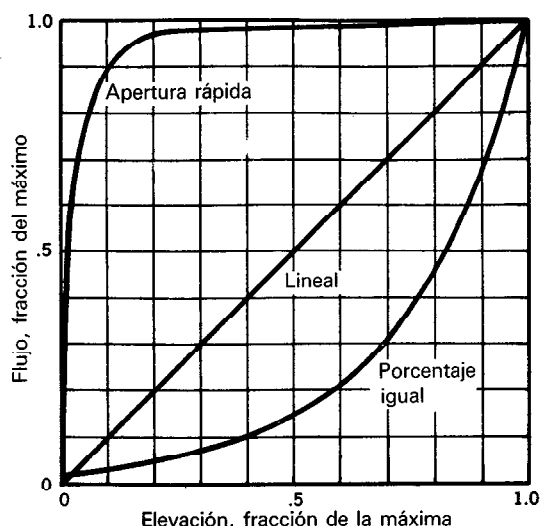


Fig. 2 Tres características inherentes de flujo de las válvulas

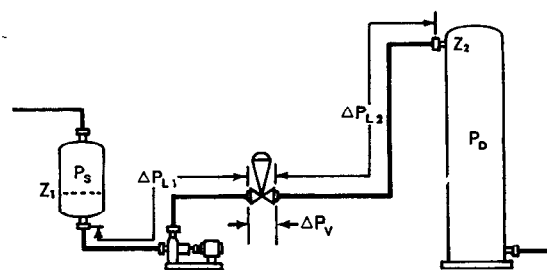


Fig. 3 Sistema típico de flujo de líquidos

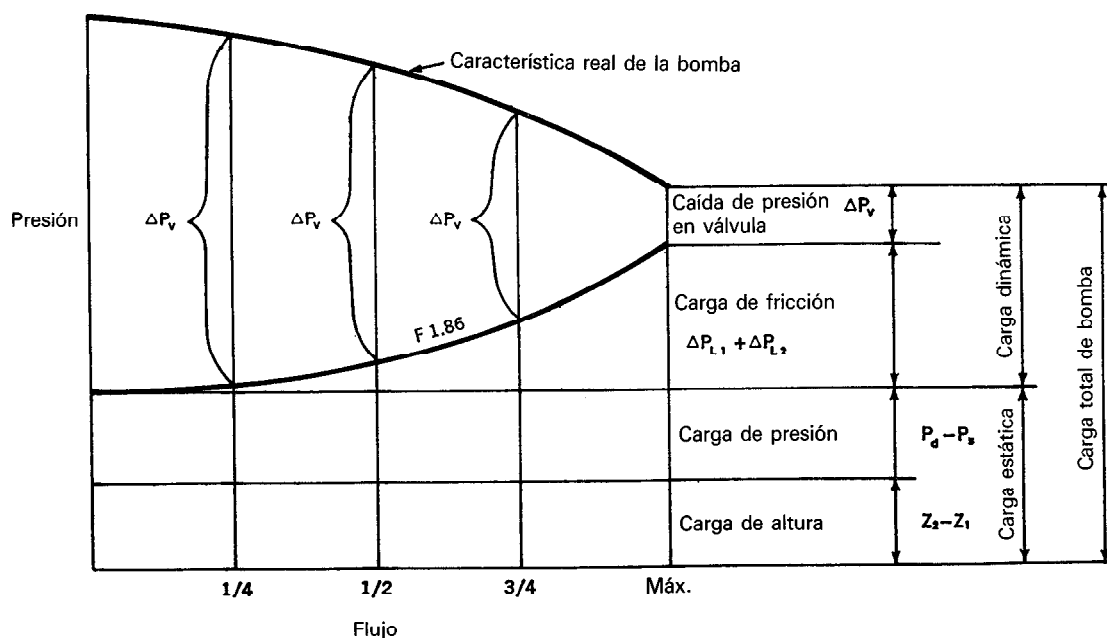


Fig. 4 Relaciones de presión en un sistema con líquido bombeado

la tubería después de la válvula de control tiene una caída de presión de ΔP_{L2} . El tanque de descarga tiene una presión P_D y una carga de altura de Z_2 . Algunos de estos factores varían según el volumen de flujo y otros son fijos e independientes del volumen.

Estas relaciones se ven con un trazo de la presión en contra del flujo (Fig. 4). La carga de altura $Z_2 - Z_1$ es constante y para este proceso se supondrá que la carga de presión $P_o - P_i$ es constante. (Si fuera variable también se podría trazar así.) También se trazan la característica de la bomba y la carga de fricción en la tubería. Después, se obtiene la caída de presión en la válvula de control al respetar la suma de las diversas cargas de presión de la curva de la bomba.

La situación mostrada es un caso típico en el cual la válvula de control es de tamaño para máximo flujo con una caída pequeña de presión. Cuando se cierra el sistema, la válvula debe absorber una caída de presión mucho mayor que la de diseño. La característica de flujo instalada y la inherente son distintas debido a la caída variable de presión en la válvula.

En la figura 4 se ilustra también una relación que se llamará relación P_R de caída de presión en la válvula, que es la relación entre la caída de presión en la válvula y la caída total de presión dinámica.

$$P_R = \Delta P_V / (\Delta P_V + \Delta P_{L1} + \Delta P_{L2})$$

La carga estática no interviene en este caso. La relación de caída de presión en la válvula es muy importante para el diseño de la bomba y la tubería y para determinar el tamaño de la válvula.

Los cálculos de la característica de flujo con la válvula instalada para una válvula con flujo lineal se presentan en la figura 5. En la figura 6 aparecen trazadas la característica de flujo inherente real y teórica en una válvula de porcentaje igual. En cada figura se presentan diversos valores de la relación de caída de presión. Se apre-

ciará que cuanto mayor sea el valor, menor será la deformación. Con el empleo de estas figuras y el cálculo de la relación de caída de presión, se puede ver en seguida la característica de flujo con válvula instalada en este sistema.

En la figura 6 se ilustra otro aspecto real cuando se trata de las características de flujo. Hay una distinción entre las características teóricas y las reales. La característica teórica se puede describir con fórmulas matemáticas. La característica real se obtiene con las pruebas de la válvula en la fábrica. Puede coincidir con el valor teórico con una aproximación de $\pm 5\%$ o puede diferir hasta en 40 a 50%. Los valores de la figura 6 son de un caso específico y no se deben considerar como típicos para todas las válvulas; sirven para mostrar el grado de exactitud que se puede esperar.

Asignación de la caída de presión

Un aspecto de suma importancia en el diseño de sistemas de líquido con bombeo es la asignación de la caída de presión a la válvula de control. Por un lado hay el deseo de tener mínima distorsión en la característica inherente de flujo, lo cual se logra con la máxima caída de presión en la válvula. Sin embargo, cuando se bombea contra una carga mayor de la necesaria aumentan los costos. Por tanto, desde el punto de vista económico es deseable trabajar con el mínimo valor posible.

La caída óptima de presión se puede encontrar con un análisis dinámico de todo el sistema. Si el ingeniero conoce el tipo de control y sus tolerancias, características de la bomba y tuberías, puede medir o calcular las constantes de tiempo y predecir la característica óptima (ganancia) de flujo en la válvula. La experiencia adquirida con sistemas existentes aporta algunas reglas útiles, sin hacer el análisis dinámico.

Este problema casi desaparece en los sistemas en los que no hay reducción de flujo o presión. Con casi cual-

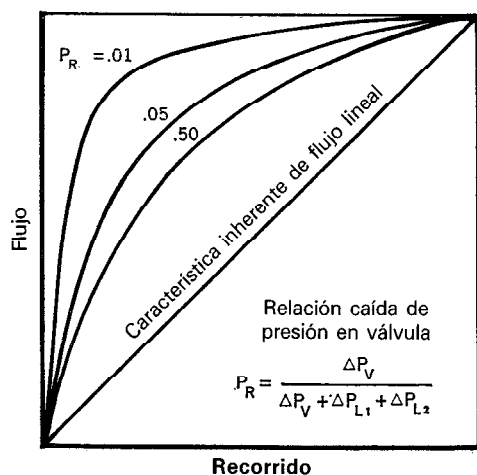


Fig. 5 Características para una válvula lineal instalada

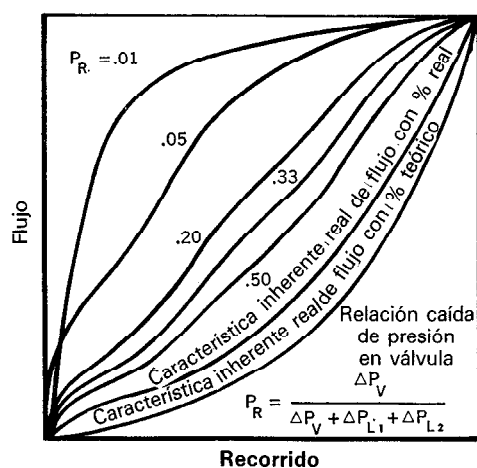


Fig. 6 Características real e inherente de flujo

quier característica uniforme, el cambio en la ganancia de la válvula es pequeño. Además, si la reducción se hace con poca frecuencia, o si por otras razones es posible volver a graduar los controladores, no habrá problema. La nueva graduación permitirá buen control con todos los volúmenes de flujo.

En ambos casos será satisfactoria cualquiera de las características de flujo disponibles y no importaría mucho la variación entre la característica de flujo de la válvula instalada y la teórica. La relación de caída de presión podría ser de apenas 0.05. Las consideraciones prácticas, que incluyen la exactitud en los cálculos de la pérdida de presión en la tubería y la predicción de las curvas de la bomba, son los únicos factores que impiden una P_R de 0.01. El problema sería calcular el tamaño de las válvulas pues un pequeño error podría ocasionar el empleo de una válvula incorrecta.

La situación anterior no es común. Casi siempre es necesario abarcar una amplia gama de volúmenes de flujo (reducción grande) sin que sea posible volver a graduar el controlador. En este caso es cuando se vuelve importante la característica real de flujo con la válvula instalada.

El primer paso es determinar la característica óptima de flujo. Para ilustrarlo, se supondrá que se desea una característica lineal, cosa razonable en muchos sistemas en que hay control de nivel y de presión. En la figura 6 se ve que la curva con $P_R = 20$ tiene linealidad razonable desde 20 hasta 80%, que es la gama de funcionamiento de una válvula con el control del tamaño correcto. Por ello, se debe seleccionar una válvula con el 20% de la caída en el sistema con flujo máximo y que tenga flujo de porcentaje igual.

Tamaño de la válvula de control

Cuando se ha obtenido la asignación de caída de presión a la válvula con la carga disponible en la bomba, se puede determinar el tamaño de la válvula. Los otros factores son el volumen de flujo y la densidad relativa del líquido. El coeficiente C_v de capacidad de la válvula se puede calcular con la ecuación.

$$C_v = \text{GPM} \sqrt{\frac{\text{Sp. gr.}}{\Delta p}}$$

Se aplica en la mayor parte de los cálculos de tamaño para líquidos. Hay factores de corrección para la configuración de la tubería, flujo estrangulado y número de Reynolds. En un sistema con bombas suele haber flujo turbulento y la caída de presión en la válvula será baja; por ello, la configuración de la tubería (efecto de los reductores) es el único concepto importante. Esta corrección también se puede calcular como parte de las pérdidas por fricción en la tubería si se conoce el tamaño aproximado de la válvula o si se vuelven a calcular las pérdidas en la tubería y el tamaño de la válvula, después de un cálculo preliminar. El comité SP39 trabaja todavía en el perfeccionamiento de la ecuación.

Hay que tomar ciertas precauciones al terminar el tamaño. La experiencia indica que cuando el tamaño de la válvula es incorrecto, suele ser porque es muy grande,

lo cual es fácil que ocurra cuando hay incertidumbre de las pérdidas de presión en la tubería y en el equipo. También hay la tendencia a no correr riesgos y calcular más pérdidas en la tubería de las que ocurren en la realidad.

El ingeniero de aplicación de bombas selecciona una carga de la bomba adecuada para las pérdidas en la tubería, carga estática y caída de presión en las válvulas. Quizá agregue un poco más de carga en sus cálculos para seguridad y todavía más carga para que vaya de acuerdo con los impulsores estándar disponibles. El resultado será un exceso de carga. Por fortuna, la válvula de control puede aceptar la caída excesiva de presión, pero con una considerable reducción en su carrera. Esto reduce la capacidad de la válvula y quizá no podrá estrangular la circulación en bajo volumen. Este problema es más serio al arranque cuando casi siempre hay poco volumen de flujo.

La solución es que los calculistas eviten factores de seguridad ocultos al determinar el tamaño. En vez de agregar un factor de seguridad para caída de presión es preferible comprobar el porcentaje de apertura de la válvula en diversas condiciones. Si se selecciona una válvula de porcentaje igual al tamaño para 80% de carrera con el máximo de volumen, puede dejar pasar 2.2 veces el flujo máximo cuando está abierta por completo. Si se aprovecha esa flexibilidad y se determina un tamaño más exacto para las válvulas, se reducirán mucho los costos.

Las bombas, sistemas de tubería, equipo y válvulas de control se deben seleccionar como sistema completo para lograr rendimiento óptimo y mínimo costo total. No se pueden optimizar el tamaño, características de flujo, materiales de construcción y configuración de las guarniciones de una válvula sin tener en cuenta el sistema completo. Los ingenieros de proceso y de instrumentos deben cooperar ampliamente en su labor para el logro de este objetivo.

Referencias

1. "ISA Handbook of Control Valves," J. W. Hutchison (Ed.). Instrument Society of America, Pittsburgh, Pa., Chap. 3.
2. Ibid., Chap. 9
3. Ibid., Chap. 4
4. Ibid., Chap. 7
5. Ibid., Chap. 8
6. "Final Control Elements," Chester S. Beard, Chilton Book Co., Philadelphia.
7. "Instrument Engineers Handbook," Volume II, Chap. I, B.G. Liptak (Ed.), Chilton Book Co., Philadelphia, 1969.
8. ASME Standard 112, "Diaphragm Actuated Control Valve Terminology".
9. Lovett, O. P., "Valve Flow Characteristic," ISA Paper 46.1.63.
10. Engineering Materials Deskbook, *Chem. Eng.*, Oct. 12, 1970.

El autor



Orval P. Lovett, Jr. es supervisor de la sección de instrumentos en la división de diseño del departamento de ingeniería de E. I. du Pont de Nemours, Louvers Bld., Wilmington, DE 19898. Es ingeniero civil graduado en Drexel University y ha trabajado muchos años en Du Pont. Es el presidente del comité SP32 de Normas y Prácticas de ISA y director de la División de Medición y Control de Procesos de ISA. También ha sido presidente de la sección de ISA en Wilmington.

Selección de válvulas de control de flujo de líquidos

En las plantas de procesos químicos se utilizan muchas válvulas de estrangulación motorizadas para controlar flujos desde menos de una gota por minuto hasta miles de gpm, y caídas de presión desde apenas unas cuantas pulgadas de columna de agua hasta miles de psi.

James A. Carey y Donn Hammitt, Fisher Controls Co.

Las aplicaciones de válvulas abarcan una gama casi infinita de diseños diferentes, desde las válvulas de globo con jaula estándar hasta las de gran tamaño, especiales para presiones extremas. La selección de la válvula adecuada parecería ser algo muy complejo, pero la experiencia señala que el proceso de selección sólo requiere aplicar unos cuantos procedimientos sencillos.

Tipos de válvulas

La selección de la válvula adecuada para una aplicación se facilita si primero se estudian los cuatro tipos básicos de válvulas de control de estrangulación: válvulas de globo con jaula, válvulas de bola, válvulas de disco excéntrico y válvulas de mariposa.

Las válvulas de globo han sido de uso casi universal, pero la válvula moderna con jaula (Fig. 1) ha desplazado casi por completo a la de globo con guías superior e inferior y con orificio sencillo o doble. Las válvulas de jaula se destacan por la facilidad para cambiar las guarniciones, que son el macho, jaula y anillo de asiento separado.

La jaula tiene funciones múltiples. Sirve para guiar el macho y retiene el anillo de asiento en el cuerpo; la configuración de las aberturas en la pared de la jaula determina las características de flujo. Por contraste con la válvula con guía superior e inferior, la válvula con jaula tiene funcionamiento más estable, pues tiene fuertes guías para el macho en la zona en donde ocurre máxima caída de presión.

La válvula de jaula puede satisfacer los requisitos de la mayor parte de las aplicaciones porque hay una serie

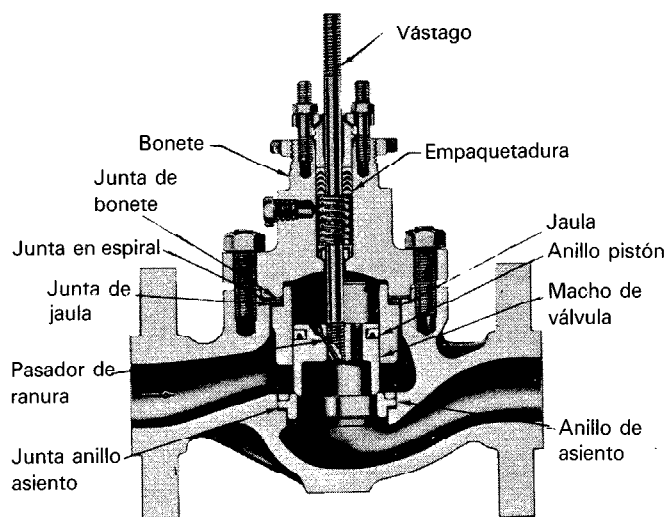


Fig. 1 Válvula de globo con guarnición tipo jaula

de tipos de guarniciones para escoger. Algunas opciones son equilibrado, sin equilibrar, con asientos de elastómero, con restricción o de apertura total. Cualquier configuración de las guarniciones es intercambiable en el mismo cuerpo de válvula con lo cual el usuario reduce sus costos de adquisición y necesita menor existencia de piezas de repuesto (refacciones).

La válvula de globo, disponible en tamaños de hasta 16 in, se fabrica con la mayor parte de las alcaciones que se pueden vaciar, con conexiones de extremo roscadas, con brida o soldadas. Cumple con las normas para di-

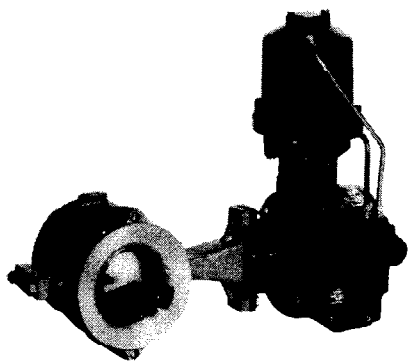


Fig. 2 Válvula de bola configurada para estrangulación

mensiones entre cara y cara y está disponible en capacidades de presión hasta de la Clase ANSI 2500.

Sin embargo, al compararla con otros tipos de válvulas se aprecia que la válvula de globo tiene ciertas limitaciones: 1) limitación del tamaño, por lo general a 16 in; 2) menor capacidad comparada con una válvula con vástago visible de igual tamaño, como las de bola o mariposa y, a veces, 3) mayor costo, en especial en los tamaños grandes.

Aunque la válvula de globo seguirá teniendo muchas aplicaciones, quizá resulte más acertada la elección de válvulas de bola o de mariposa, por su mayor capacidad, construcción más sencilla y compacta, menor peso y un costo más bajo.

Hay diversos tipos de válvulas de bola para estrangulación. Además de la bola completa estándar (con orificio completo o reducido) hay algunas en que se emplea una bola parcial configurada (Fig. 2); fueron diseñadas originalmente para manejo de pasta para papel y ahora se emplean en todas las industrias. En otro diseño, que es una combinación de válvula de bola con válvula de mariposa de alto rendimiento, un disco gira desde la posición cerrada hasta una en la que se descubre el conducto para flujo.

En la mayor parte de las válvulas de bola se emplean sellos de elastómero o plásticos fluorados en la bola y pro-

ducen buen cierre. Los sellos metálicos flexibles se utilizan cada vez más para altas temperaturas y también hay sellos metálicos rígidos. El mayor adelanto en años recientes han sido los sellos hechos con tetrafluoroetileno (TFE), que resisten temperaturas bastante altas y fluidos corrosivos.

Las válvulas de bola se denominan de alta recuperación, lo cual significa que la presión en la salida se recupera hasta un valor cercano al de la presión de entrada, mayor que la recuperación de presión en una válvula de globo; en otras palabras, requieren menor caída de presión para permitir un mayor volumen de flujo. Pero las válvulas de bola tienen límites de caída de presión y de temperatura más bajos que las válvulas de globo.

La válvula de bola Clase ANSI 600 es la que tiene el cuerpo de mayor capacidad disponible en una válvula de bola y es del tipo sin brida que se instala entre las bridas de los tubos. Esto significa que los esfuerzos de tracción de la tubería se transmiten por los tornillos de las bridas y no por el cuerpo de la válvula.

En las aplicaciones en que se pueden utilizar una válvula de globo o una de bola, ésta puede constar quizá la mitad que la de globo.

Otro tipo de válvula con eje rotatorio que cada vez se utiliza más es la de mariposa de alto rendimiento, que tiene un disco con su eje descentrado desde la línea de centros de la válvula (Fig. 3); con ello se tiene movimiento excéntrico del disco cuando abre o cierra la válvula. Una característica importante es que el disco sólo hace contacto con el asiento en unos cuantos grados de rotación durante el cierre de la válvula; esto reduce el desgaste del sello y evita su deformación permanente. Además, como el sello no tiene rozamiento contra el disco cuando la válvula está en posición de estrangulación, hay baja fricción y se requiere menor torsión (par) para su accionamiento. La válvula de mariposa de disco excéntrico, igual que la de bola, tiene asientos de elastómero o de metal.

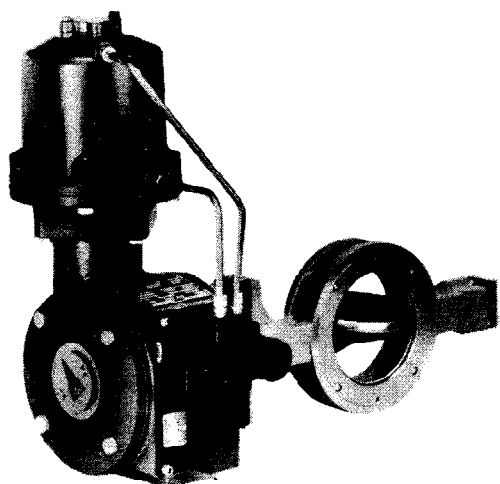


Fig. 3 Válvula de eje rotatorio de alto rendimiento

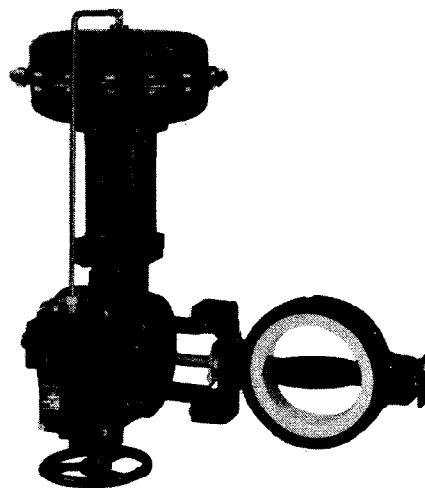


Fig. 4 Válvula de mariposa con revestimiento de fluorocarbono y disco revestido para líquidos corrosivos

Este tipo de válvula está disponible en tamaños hasta de 24 in con capacidad ANSI de 150, 300 o 600 lb. Se instala entre las bridas del tubo y requiere muy poco espacio. El costo relativo de las válvulas de disco excéntrico y de bola varía según el tamaño, pero el costo promedio de la de disco excéntrico es menor. Esta diferencia es más importante en tamaños mayores de 6 in.

El cuarto tipo de válvula de control de estrangulación es la válvula de mariposa estándar (Fig. 4) y es el más económico sobre la base de costo por capacidad de flujo.

Para aplicaciones generales en donde no se requiere poco escurrimiento, se recomiendan las válvulas de mariposa con disco oscilante. Pueden trabajar con presiones altas en la entrada y grandes caídas de presión en una amplia gama de temperaturas. El disco oscilante, con holgura entre la cavidad del cuerpo y el disco, permite dilatación térmica diferente del disco y el cuerpo, sin que el disco se quede pegado en el cuerpo.

Cuando se requiere muy poco escurrimiento, los sellos del tipo de anillo de pistón permiten volúmenes alrededor de $\frac{1}{2}$ que las válvulas con disco oscilante y pueden controlar presiones de entrada más altas en una amplia gama de temperaturas. El anillo de pistón, montado en la circunferencia del disco, permite la dilatación térmica diferencial del disco y el cuerpo.

Las válvulas que tienen asiento de anillo en T hecho con elastómero o revestimiento completo en el cuerpo, producen cierre hermético. Además, en válvulas de mariposa con revestimiento total, éste aísla por completo el cuerpo del líquido de proceso, lo cual permite emplear cuerpos de material menos costoso en servicio con fluidos corrosivos.

Los tamaños y tipos de las válvulas de mariposa abarcan una amplia gama de volúmenes de flujo, presiones de entrada, caídas de presión y requisitos de cierre. Los

tamaños son desde más de 100 in con clasificaciones ANSI de Clase 125 hasta Clase 2500.

En la tabla I aparecen las características principales de los tipos más comunes de válvulas de globo y de eje giratorio.

Consideraciones para la presión

Los cuatro tipos principales de válvulas de control antes descritos abarcan la mayor parte de sus aplicaciones. Para seleccionar una construcción específica entre las disponibles, hay que estudiar primero las condiciones de presión que debe soportar la válvula.

La mayor parte de las válvulas de control comerciales cumplen con los códigos y normas del American National Standards Institute (ANSI), que establecen una clasificación de presión y temperatura para el cuerpo de válvula, basada en el material de construcción. Entonces, el primer paso en la selección es determinar qué tipos de válvulas satisfacen las especificaciones de presión de la instalación. Algunas válvulas no tienen capacidades de presión superiores a ANSI Clase 600; hay algunas que no están disponibles para bajas presiones como las de ANSI Clase 125.

La selección de la configuración más adecuada para un uso determinado depende también de la caída máxima esperada de presión. Aunque un examen de las publicaciones de los fabricantes indicará las capacidades precisas para caída de presión, suele ser más seguro esperar que las válvulas de globo controlarán mayores caídas que las de eje rotatorio. Las válvulas de globo con jaula funcionan bien con caídas de presión hasta de 50 000 psi. Las válvulas de jaula se utilizan cuando no hay ningún otro método satisfactorio para guiar el macho. Hay otras válvulas de globo que tienen buena capacidad para caí-

Tabla I Características pertinentes de válvulas de control comunes

Característica	Válvula de globo				Válvulas de eje rotatorio			
	Guía de jaula	Cuerpo dividido	Sin brida	Guía superior e inferior	Mariposa revestidas	Mariposa alto rendimiento†	Válvula de bola configurada¶	Válvula de bola "flotante"***
Clases de presión ANSI	125 a 2 500	150 a 600	150 a 300	125 a 2 500	125 a 300	150 a 600	125 a 600	125 a 300
Gama usual de tamaño, in	1/2 a 16	1/2 a 8	1/2 a 4	1/2 a 24	2 a 24	2 a 42	1 a 24	1/2 a 12
Gama de temperatura, °F	Criogénica hasta 1 500	-100 a 450	-100 a 450	50 a 800	-20 a 300	Criogénica hasta 1 500	Criogénica hasta 1 000	-50 a 400
Caída de presión, psi	hasta 14 000	300	740	3 000	200	1 440	hasta 1 440	hasta 720
Capacidad relativa a 3 in	100*	75	50	90	250	200	240	350
Costo con relación a 3 in	100*	70	70	110	50	65	80	80
Costo relativo de mantenimiento	Bajo	Moderado	Moderado	Alto	Máximo	Alto	Alto	Alto
Característica de flujo	Cualquiera	Cualquiera	Cualquiera	Cualquiera	Porcentaje igual	Lineal	% igual modificado	% igual modificado
Capacidad de cierre‡	30 a 50:1	30 a 50:1	30 a 50:1	30 a 50:1	100:1	75:1	200 a 300:1	100:1
Aplicación típica	Reducción de vapor; control flujo con ΔP alta; aplicación general	Servicio corrosivo	Servicio corrosivo	Control flujo; aplicación general	Servicio general con ΔP baja; corrosivos, alto volumen	Servicio general; agua; vapor; hidrocarburos; deshidratación de gas natural	Servicio general; pulpa y pastas erosivas; cloro seco; vapor supercalentado	Servicio general; hidrocarburos; agua, vapor saturado
Tendencia a su empleo	Normal	Menor	Menor	Mucho menor	Mayor	Mayor	Mayor	Mayor

Leyendas:

*Los valores están comparados con una válvula de globo con guía de jaula que tiene una base de 100.

‡La capacidad de cierre es la relación entre C_v máximo y C_v mínimo controlable.

†La válvula de mariposa de alto rendimiento tiene disco descentrado, soportado con muñón y apta para gran caída de presión.

¶La válvula de bola configurada tiene bola parcial soportada con muñones.

**La válvula de bola "flotante" tiene bola completa soportada por asientos.

das de presión, aunque algunas son para aplicaciones en donde la caída de presión no excede de 100 psi.

La capacidad para caída de presión de las válvulas de bola, mariposa y otras de eje rotatorio depende en gran parte de: 1) el soporte para el elemento de válvula, 2) tamaño y ubicación de los cojinetes para el eje y 3) diseño del asiento y sello. En consecuencia, las capacidades para caída de presión varían mucho entre las válvulas comunes de eje rotatorio. Por ejemplo, la válvula de bola montada en muñones puede soportar grandes caídas de presión, mientras que algunos tipos de bola flotante están limitados a caídas de 300 a 400 psi o menos. Hay válvulas de mariposa de diseño especial que pueden soportar caídas mayores de 1 000 psi, pero la válvula de mariposa común con revestimiento de caucho funciona por lo general hasta 100 o 200 psi.

El fluido en la selección de la válvula

Según sea el fluido que se vaya a trabajar se hará la selección de la configuración de la válvula. Por ejemplo, las pastas aguadas fibrosas o erosivas son difíciles de manejar y se deben seleccionar válvulas que ofrezcan óptimos control y duración.

Otro ejemplo es el manejo de materiales corrosivos. No siempre se pueden obtener aleaciones con metales raros resistentes a la corrosión hechas por vaciado; por tanto, la solución pueden ser cuerpos con revestimiento de TFE o hechos a partir de barras. Por fortuna, en la mayor parte de las aplicaciones son para líquidos que no son muy corrosivos a temperaturas y presiones razonables. Por ello, los materiales que más se utilizan para los cuerpos de válvulas son el hierro y el acero al carbono fundidos.

Límites de temperatura

La temperatura es otro aspecto importante del funcionamiento. Las válvulas que tienen sellos o superficies de cojinetes de materiales elastoméricos no pueden funcionar con temperaturas mayores de 300 a 400°F. Los límites de temperatura en la tabla II son aquellos dentro de los cuales pueden funcionar los elastómeros. Las fuerzas dinámicas aplicadas a los materiales también se deben tener en cuenta porque, en muchos casos, la resistencia al desgarramiento y otras propiedades físicas se degradan con rapidez cuando aumenta la temperatura.

Tabla II Límites sugeridos de temperatura para componentes elastoméricos de las válvulas

Material	Límites, °F
Caucho (hule) natural	-60 a +160
Neopreno	-40 a +175
Nitrilo	-20 a +200
Poliuretano	-40 a +200
Butilo	-20 a +300
Etileno-propileno	40 a +300
Tetrafluoroetileno (TFE)	0 a +450
Siliconas	-65 a +400

Para el servicio criogénico se necesitan válvulas con masa de enfriamiento lento, distancia corta entre caras para facilitar la instalación y alguna forma de mantener la empaquetadura de la válvula fuera de la zona de la caja fría. El servicio con temperaturas sumamente elevadas requiere configuración, guarniciones y materiales de construcción especiales.

Capacidad para cierre

Además de la temperatura hay otros criterios para determinar la guarnición (o componentes internos) de la válvula. Un aspecto que con frecuencia se descuida al seleccionar una válvula de control económica es el grado al cual debe cerrar la válvula, que puede ser desde una cantidad más o menos pequeña de escurrimiento en la posición cerrada (como en la válvula de mariposa de disco oscilante) hasta fugas de menos de una burbuja por minuto en válvulas de globo con asientos blandos. La norma ANSI B16.104 indica las fugas o escurrimiento en las válvulas de control.

Las especificaciones estrictas para el cierre aumentan el costo de una válvula. Supóngase una válvula de globo de 4 in que funciona con una temperatura de unos 600°F y con una caída de presión de 1 000 psi en la posición cerrada. Si se pueden permitir escurrimientos de 0.5 % o del 0.1 % del volumen máximo, el precio podría ser de unos 1 500 dólares incluido el actuador neumático. Si el grado de fugas se debe restringir a 1 o 2 burbujas por minuto, el precio podría exceder de 3 000 dólares. Se debe conocer el grado de fugas que se puede permitir y especificar la válvula adecuada. De lo contrario, quizá se deba pagar un precio muy elevado por actuadores de gran tamaño o válvulas de construcción especial.

Características del flujo

Aunque se ha dicho mucho de las características de flujo en muchas publicaciones técnicas, sigue siendo uno de los factores que menos se entienden en la selección de las guarniciones de las válvulas. Las tres características más comunes: lineal, porcentaje igual y apertura rápida son inherentes, es decir, determinan la capacidad inherente de una válvula con una caída constante de presión en ella cuando se desplaza el macho.

■ La característica lineal se explica por sí sola; la capacidad de la válvula varía en forma lineal de acuerdo con el recorrido del macho.

■ La característica de apertura rápida es lineal en la primera parte del recorrido y, después, hay muy poca ganancia de capacidad. Esta característica se encuentra en una válvula de disco o vástago en donde la superficie de estrangulación está expuesta al flujo de fluido para modular la capacidad en las primeras etapas del recorrido de la válvula de control.

■ La característica de porcentaje igual hace que la capacidad de flujo aumente el mismo porcentaje por cada distancia igual de la carrera. Por ejemplo, si se suponen aumentos de capacidad de 10 % en la primera 0.1 de in de carrera, aumentará otro 10 % en la siguiente 0.1 de in, y así sucesivamente, hasta que la válvula esté abierta

del todo. Esta característica aparece como línea recta en un trazo semilogarítmico y es exponencial, no lineal.

La caracterización del flujo en la válvula tiene como objetivo principal indicar cómo varía la ganancia en la válvula para compensar los cambios en la ganancia del proceso cuando cambian las cargas. La ganancia de la válvula indica la sensibilidad de su salida (flujo) a los cambios en la entrada (recorrido del elemento). Una válvula de alta ganancia tiene un cambio grande en el flujo con un cambio pequeño en la posición del elemento.

Por tanto, 1) la característica de apertura rápida tiene alta ganancia durante el recorrido inicial del macho y, luego, una ganancia baja en las secciones superiores del recorrido; 2) la característica lineal mantiene una ganancia constante durante todo el recorrido; 3) la característica de porcentaje igual y las características relacionadas parabólicas modificadas son de baja ganancia en las regiones de recorrido pequeño, pero la ganancia tiene un marcado aumento cuando se aumenta el recorrido o carrera del elemento.

Las características de flujo se consideran como inherentes y son las que se observan cuando la caída de presión en la válvula es constante. Sin embargo, el flujo en la válvula no tiene sólo la influencia de la superficie. Las variaciones en la caída de presión en la válvula también ocasionan cambios en el flujo, aunque la superficie en la válvula sea constante. En las pruebas de laboratorio, cuando se mantiene constante la caída de presión se produce un flujo que es sólo función de la carrera de la válvula. En la práctica, la relación que hay entre el flujo y la carrera se denomina característica de flujo con válvula instalada, o sea, la obtenida en servicio cuando la caída de presión varía de acuerdo con el flujo y con otros cambios en el sistema.

La caída de presión en la válvula también influye en la cantidad de cambio en el flujo que ocurre debido al cambio en la carrera. Considérese una válvula lineal en un sistema en donde la caída de presión aumenta según la carga de flujo. Con flujos de poca carga con carreras cortas, la caída también será pequeña. Conforme aumenta la carga de flujo también se incrementa la caída de presión. Cuando se hacen trazos de los puntos de datos de flujo se ve que, aunque la característica inherente de flujo de esta válvula es lineal, la característica con válvula instalada se aproxima más a la de porcentaje igual.

A la inversa, si la caída de presión cambia según el flujo en forma que, cuando aumenta la carga de éste, se reduce la caída de presión en la válvula, entonces la característica de flujo con válvula instalada será más parecida a la característica de apertura rápida. Para establecer la característica con válvula instalada se necesita un análisis dinámico del sistema, de modo que la ganancia de la válvula compense las variaciones en la ganancia en el proceso.

En la tabla III aparecen lineamientos para la selección de la característica adecuada de flujo. El método óptimo para seleccionar una característica es un análisis dinámico del sistema de control. En la bibliografía al final de este capítulo se puede encontrar mayor información sobre este tema.

Si se tiene un buen análisis dinámico del sistema o si hay tiempo para hacerlo, se puede seleccionar la carac-

Tabla III Lineamientos para la selección de característica de flujo.

Factor para controlar	Condiciones encontradas	Usar característica de
Nivel de líquido	Caída de presión aumenta en 2:1 o o más cuando aumenta el flujo ..	Apertura rápida
	Cualquier otra	Lineal
Presión	Líquido	Porcentaje igual
	Fluido compresible: Sistema rápido: bajo volumen corriente abajo (por lo general menos de 10 ft de tubo); la presión aumenta con rapidez ..	Porcentaje igual
	Sistema lento: por lo general más de 100 ft de tubo corriente abajo ...	Lineal
	Si la caída de presión varía más de 5:1 para un sistema rápido o lento	Porcentaje igual
Flujo	Elemento de medición en serie con la válvula	Lineal
	Elemento de medición en una derivación: Medidor lineal	Lineal
	Medidor de raíz cuadrada	Porcentaje igual
	Flujo pequeño; gran variación en la caída de presión en la válvula	Porcentaje igual

terística más adecuada para una función particular de control, sin consultar los lineamientos de la tabla III. Pero sin el análisis dinámico se pueden evitar las dificultades si se aplican las sugerencias anteriores, aunque no se pueda lograr un control óptimo.

La experiencia y el gran número de análisis indican que, en caso de duda, es preferible utilizar la característica de porcentaje igual. Si se utiliza la característica lineal en donde habría sido mejor la de porcentaje igual, muchas veces se tendrá un sistema inestable. Sin embargo, la situación opuesta rara vez ocasiona inestabilidad. Por fortuna, la característica de porcentaje igual es inherente en la mayor parte de las válvulas de bola y de mariposa comunes.

Una teoría que data de finales de la década de 1950 y que ha vuelto a aparecer sostiene que existe una característica "universal" entre la lineal y la de porcentaje igual. El empleo de una característica universal en un sistema de flujo depende de 1) el porcentaje de caída total del sistema indicado para la válvula, 2) la gama de carga, 3) la ganancia en el bucle de control cuando varía la carga y 4) el cambio en la pérdida total en el sistema como función de la carga. Es posible que esta característica sirva para algunas aplicaciones, pero en la mayor parte de los casos no es muy fácil obtener un control tan bueno como el de una característica lineal o de porcentaje igual bien seleccionada.

Capacidad de cierre de válvulas de control

El término capacidad de cierre requiere hacer la distinción como capacidad inherente de cierre y capacidad con la válvula instalada.

La *capacidad inherente* se define como "la relación entre los coeficientes de flujo máximo y mínimo entre los cuales la ganancia de la válvula no excede de la ganancia especificada en alguna relación expresa". Por supuesto, esta definición está sujeta a la limitación de que la capacidad inherente, en ningún caso, debe exceder de 100 dividido entre el porcentaje de fugas o escurrimiento.

Por ejemplo, si una válvula de tipo de orificio doble o equilibrada con fugas de alrededor del 0.5% pudiera estrangular hasta el punto de contacto con el asiento, la capacidad inherente sería de 200. Si la válvula tuviera cierre hermético (cero fugas) y también pudiera estrangular hasta el punto de contacto con el asiento, la capacidad inherente sería infinita. Pero no es posible obtener control preciso hasta el punto de contacto con el asiento por las tolerancias necesarias entre las piezas. (Esto tiene un efecto importante en la capacidad conforme el macho se aproxima al asiento.)

El punto de mínimo flujo controlable suele ocurrir en el punto del flujo por el espacio libre, que se lograría por el espacio libre o tolerancia entre el macho y la jaula de la válvula. Dado que el flujo por el espacio libre puede ser hasta del 2% del flujo total, esto indicaría una capacidad inherente de cierre de 50.

La *capacidad de cierre con la válvula instalada* se define como "la relación entre flujo máximo y mínimo con la cual la válvula instalada producirá un control satisfactorio". Muchas personas opinan que dicha capacidad de cierre con la válvula instalada se puede establecer con la curva de la característica inherente más el conocimiento de la gama de condiciones reales de servicio. Esto ocurre rara vez y, de hecho, sólo se aplica cuando el factor limitador es el escurrimiento.

Los siguientes aspectos ayudarán a efectuar un cálculo con exactitud razonable de la capacidad de cierre con la válvula instalada:

- La ganancia requerida en la válvula, mayor que la gama de flujo que se pretende.
- La característica inherente de flujo de la válvula.
- La relación máxima permisible entre la ganancia real y la requerida.
- Características de fuerza del vástago en la región de baja circulación.
- Rigidez del actuador.

En este momento se verá que hay algunas limitaciones serias cuando se trata de calcular la capacidad de cierre con válvula instalada. Para hacerlo con cierta confianza se requiere mucho tiempo y la consulta de información no está disponible con facilidad. Aunque raras veces se justifica un análisis completo de la capacidad de cierre con válvula instalada, hay algunas reglas que evitarán problemas en este aspecto:

1. Siempre que sea posible, selecciónese la característica de flujo que mejor concuerde con los requisitos del sistema.

2. No debe esperarse que la capacidad con válvula instalada exceda de la calculada con escurrimiento.

3. El accionamiento de una válvula de globo equilibrada con una elevación o alzada menor de 0.050 in requiere que la carga del resorte del actuador (lb por in) sea bastante mayor que la caída de presión (psi) o podrán surgir problemas con un gradiente negativo.

Materiales para empaquetaduras

Salvo que se especifique lo contrario, una válvula de control tiene la empaquetadura estándar del fabricante para la aplicación. A veces, la experiencia del fabricante y su conocimiento de las ventajas y desventajas de los materiales de empaquetadura disponibles hacen que recomiende un diferente al espaciado.

Los materiales básicos para empaquetaduras en uso casi general incluyen asbesto (amianto), grafito y TFE. El asbesto es de bajo costo y estable hasta unos 800°F, pero produce un sellamiento de alta fricción.

Las empaquetaduras de grafito también pueden tener alta fricción. El grafito es estable hasta 3 000°F en servicio no oxidante, pero los límites prácticos son 740°F para servicio oxidante y 1 200°F para el no oxidante. Tiene elevada conductividad térmica y larga duración, pero necesita mayor presión del portaempaquetadura para funcionar sin fugas. Además, es impermeable a gran cantidad de líquidos, incluso ácido sulfúrico hasta el 95% a 160°F, el hidróxido de sodio a todas las concentraciones y casi todos los compuestos inorgánicos. Sin embargo, los oxidantes fuertes no siempre son compatibles. El clorito de sodio, el hipoclorito de sodio, el bromo, el cloro y el yodo atacan las empaquetaduras de grafito a una temperatura mayor a la ambiente.

Los materiales de TFE, más inertes, son adecuados para emplearlos con oxidantes fuertes y también tienen baja fricción; requieren vástago con acabado liso (4 a 6 micropulgadas RMS) y permitirán fugas si la superficie del vástago o la empaquetadura están dañadas. La temperatura debe ser entre -40 y 450°F.

Para lograr propiedades óptimas se pueden combinar diversos materiales. Dos ejemplos de materiales que no son adecuados para empaquetaduras cuando se utilizan solos, pero producen mejores empaquetaduras cuando se utilizan como impregnantes son los metales blandos y la fibra de vidrio. Algunos metales blandos producen mejor retención y protección catódica en sistemas en donde hay el problema de corrosión del vástago o del portaempaquetadura. Las sustancias como el disulfuro de molibdeno refuerzan el material de empaquetadura y se emplean a menudo con las de TFE.

Para lograr la respuesta de máxima sensibilidad del actuador a una señal de entrada se requiere la fricción más baja que sea posible, sin fugas, en la empaquetadura. Los proveedores de empaquetaduras ofrecen una serie de composiciones para baja fricción.

■ Asbesto trenzado impregnado con TFE y moldeado en anillos divididos.

■ Fibras de asbesto, "lana" de plomo, grafito en escamas, partículas de metal y aglutinante de Neopreno.

■ Hilaza trenzada, preencogida, de fibras de Nylon, trenzada, impregnada con TFE.

■ Anillos moldeados de TFE, fibras de vidrio y material de composición.

■ Asbesto africano azul, con trenzas cuadradas impregnado con TFE.

Todas las empaquetaduras requieren mantenimiento periódico. Aunque las de TFE con carga de resorte necesitan menos mantenimiento que otras, se deben esperar pequeñas fugas. Para tener cero fugas, se requiere un sello de fuelle con conexión para fuga y empaquetadura de apoyo. Por lo general, este gasto no se justifica excepto para líquidos peligrosos o materiales de precio muy alto.

Se pueden utilizar lubricantes para reducir la fricción. Los espaciadores de anillo de cierre hidráulico en sitios adecuados en el vástago entre los anillos de empaquetaduras dejan pasar el lubricante al vástago y se puede agregar más lubricante en cualquier momento. La composición del lubricante es opcional, pero debe ser compatible con los fluidos que se manejan y el material de la empaquetadura. Para temperaturas bajas o altas, moderadas, se utilizan mucho los fluidos de siliconas; pero a más de 500°F se carbonizan u oxidan y a veces resulta peor el remedio que la enfermedad para obtener un cierre hermético o con baja fricción.

Tamaño de la válvula

Una vez seleccionada la configuración y la característica de flujo en la válvula, hay que determinar el tamaño de la válvula de control. La determinación consiste en la técnica para establecer el tamaño de válvula *más* adecuado para controlar el fluido del proceso. Una válvula muy pequeña no dejará pasar todo el volumen requerido; una muy grande puede ser un gasto innecesario y puede ocasionar problemas de desgaste de las guarniciones y de control, con cantidades muy pequeñas de recorrido.

Hay varias técnicas para determinar el tamaño; algunas son a base de una calculadora manual programable. Esto permite el cálculo de la capacidad requerida de la válvula con base en los volúmenes máximo y mínimo del sistema y en la caída de presión en cada condición. Para los líquidos, esta capacidad se expresa con el coeficiente C_v , que es igual al número de galones de agua a 60°F que pasarán por la válvula en un minuto con una presión diferencial de 1 psi; se crearon los coeficientes C_g y C_l para gases y vapor de agua a fin de corregir los efectos de la compresibilidad y las limitaciones en el flujo crítico cuando aumentan las caídas de presión.

Algunos fabricantes no utilizan los coeficientes C_g y C_l , sino un método de conversión en que se emplea el coeficiente C_v para capacidad con la válvula totalmente abierta.

Con la técnica utilizada por los fabricantes para determinar el tamaño, es cuestión de unos minutos determinar el coeficiente de capacidad, determinar si hay condiciones que produzcan cavitación o vaporización con manejo de líquidos o flujo crítico de gases y, luego, seleccionar la válvula adecuada con la tabla de tamaños. La mayoría de los fabricantes tienen una progresión

lógica de capacidad para ayudar a seleccionar los tamaños. Hay guarniciones restringidas para aplicaciones en donde la futura demanda de capacidad pueda ser mayor que la actual o cuando el diseñador quiere evitar una situación en la que habría que emplear reductores en una tubería de 8 in para utilizar una válvula de 2 in.

Cavitación

Hay tres clases de flujo o líquido en una válvula de control: con cavitación, sin cavitación y de vaporización instantánea. Al usuario le interesan las tres debido a la posibilidad de daños mecánicos y de ruido excesivo de la válvula.

Para flujo de líquidos sin cavitación y de vaporización instantánea, las pruebas de laboratorio y la experiencia indican que la intensidad del ruido es muy baja y no suele ser un problema. Además, el diseño y selección correctos del material puede eliminar los daños mecánicos por esas dos causas. Por ejemplo, los daños por erosión causados por la vaporización del líquido se pueden reducir o eliminar si se especifican materiales para cuerpo y guarniciones resistentes a la erosión.

El flujo con cavitación puede ocasionar un ruido considerable y daños que inutilizarán la válvula. Por tanto, la cavitación es muy importante al seleccionar válvulas para líquidos.

La cavitación es la formación y aplastamiento de burbujas en la corriente de líquido. Cuando éste pasa por el orificio de una válvula de control aumenta su velocidad y se reduce su presión estática. En muchas instalaciones, el aumento de velocidad hace que la presión dentro de la válvula de control baje a menos de la presión de vapor del líquido y que se formen burbujas. Cuando éste avanza hacia corriente abajo hacia una superficie más grande se reduce la velocidad y hay recuperación de la presión. Cuando la presión estática excede la presión de vapor del líquido ocurre el aplastamiento de las burbujas, que genera ondas de choque de alta presión que ocasionan golpe de ariete contra la salida de la válvula y las tuberías. Las presiones en las cavidades en que ocurre este aplastamiento, que se dice que en algunos casos han llegado a 500 000 psi, pueden ocasionar daños rápidos y serios en la válvula y la tubería.

La ecuación utilizada para determinar la caída máxima de presión que produzca el flujo en las válvulas de globo, también se puede emplear para indicar cuándo puede ocurrir cavitación importante. Una cavitación pequeña puede ocurrir con una presión diferencial un poco menor que la predicha con la ecuación y en la mayor parte de los casos producirá daños insignificantes. Esta ecuación es

$$\Delta P = K_m(P_1 - r_c P_v)$$

en donde ΔP = caída máxima permisible en la presión, K_m = coeficiente de recuperación de la válvula, P_1 = presión en la entrada, psi; r_c = relación crítica de presión, P_v = presión de vapor del líquido en la condición de entrada (psia).

Para válvulas rotatorias con alta recuperación, la ecuación se convierte en

$$\Delta P_c = K_c(P_1 - P_v),$$

en donde K_c es un índice de cavitación.

La resolución de los problemas de cavitación empieza, ya sea, con el control del proceso de cavitación o, lo que sería ideal, eliminarla por completo. Antes de que aparecieran guarniciones anticavitación, se utilizaban, y todavía se utilizan, diversas técnicas con éxito variable.

Una de esas técnicas que se volvió muy común fue el empleo de material para el cuerpo y guarniciones resistentes a la erosión. Otro intento para prolongar la duración de la válvula o la tubería fue el empleo de un componente de sacrificio, en la válvula o en la tubería de corriente abajo. Un ejemplo es la válvula en ángulo de reducción de flujo con un revestimiento endurecido en la parte de salida del cuerpo. El buen éxito de este método depende de la intensidad de energía en la caída de presión y en el volumen de flujo. Si ambas son elevadas, el componente de sacrificio se desgastará muy pronto.

Otro método para evitar la cavitación es compartir la caída total de presión, ya sea entre válvulas en serie o entre una válvula y un orificio de división o un tubo capilar. Si se emplean las válvulas en serie, se complicarán los problemas del control y el costo inicial del equipo puede ser prohibitivo. La desventaja del orificio de división corriente abajo es que sólo se aplica con bajos volúmenes de flujo y tiene escasa aplicación para control de estrangulación.

La ubicación adecuada de la válvula a lo largo de la trayectoria de flujo puede permitir un control eficaz y económico de la cavitación. Por ejemplo, si se coloca la válvula junto a un tanque y se deja que la vaporización sea en el tanque, se eliminan los problemas de cavitación que ocurrirían si la válvula estuviera en otro lugar.

Todos estos métodos tienen aplicación limitada, corta duración o quizá ambas cosas. En último análisis, el requisito suele ser una combinación de válvula y guarniciones que controle el sitio en que hay cavitación y evite los daños o elimine del todo la posibilidad de cavitación.

La caída de presión y el volumen de flujo suelen ser los factores principales para seleccionar la mejor combinación de cuerpo y guarnición en donde hay la posibilidad de cavitación. Cuando más altos sean esos valores, más complejo debe ser el conjunto de cuerpo y guarnición. También intervienen los aspectos críticos y económicos de la aplicación, por lo cual es ventajoso poder disponer de diversas combinaciones de cuerpo y guarniciones para escoger la mejor y más económica para el caso.

Para aplicaciones con poca caída de presión y bajo volumen de flujo, una cajuela con orificios de cuchilla en la pared de la jaula (Fig. 5) fue una de las primeras combinaciones útiles de cuerpo y guarniciones. Cuando el macho se separa del asiento, se abren más orificios para el fluido. El chorro de cada orificio apunta al centro para encontrarse con el chorro diametralmente opuesto. Un "cojín" de líquido rodea el núcleo central del líquido que puede producir cavitación con lo que se evita el contacto de las burbujas al aplastarse contra las superficies metálicas del asiento.

Para aplicación con presiones diferenciales o caídas de presión de 1 000 a 3 000 psi la alta energía requiere una

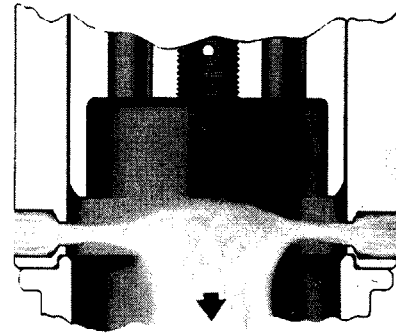


Fig. 5 Los agujeros de la jaula forman un "cojín" de líquido que evita que los líquidos productores de cavitación toquen la superficie metálica

combinación de cuerpo y guarniciones que evite la cavitación. Si se puede utilizar una sola válvula de control, los componentes internos deben "absorber" la caída de presión por etapas, para que la presión del caudal siga siendo mayor que la presión de vapor del líquido. Las válvulas que tienen este tipo de guarniciones (Fig. 6) incluyen secciones cilíndricas concéntricas con orificios taladrados especiales. En el funcionamiento, cada sección "escalona" la caída de presión, y el número de etapas requerido depende de la presión de entrada y la caída total de presión en la válvula.

Este diseño de jaula también se puede configurar para aplicaciones en que la caída de presión en la válvula disminuye conforme aumenta la carrera del macho. Esta configuración permite escalonar la presión y proteger contra la cavitación con poca elevación del macho si se necesita. El número de etapas es cada vez menor conforme disminuye la caída de presión con mayor carrera del macho. Hay otros diseños para evitar la cavitación y la mayor parte de ellos funciona con alguna variante del principio de etapas múltiples o trayectoria tortuosa a fin de dividir la caída total de presión en muchas caídas más reducidas.

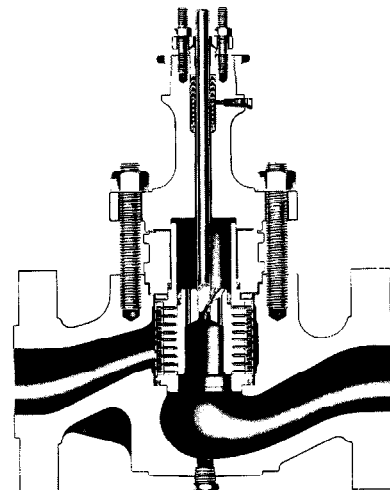


Fig. 6 Válvula con guarnición para ΔP de 1 000 a 3 000 psi

Ruido excesivo de la válvula

Las presiones, volúmenes y temperaturas de muchos procesos han aumentado con el paso de los años, con el incremento consecuente en el ruido de funcionamiento de las válvulas de control del flujo compresible. La respuesta de los fabricantes ha sido producir guarniciones de válvulas reductoras de ruido y configuraciones de válvulas para alta capacidad.

El primer paso para entender la actual tecnología para disminuir el ruido de válvulas es conocer las principales fuentes del ruido en las válvulas de control.

Una fuente, que es la vibración mecánica de los componentes de la válvula, ocurre por fluctuaciones aleatorias en la presión dentro del cuerpo o por el choque del fluido contra las piezas móviles o flexibles. Un tipo más común de vibración, que es el movimiento lateral del macho contra sus guías, produce sonido de una frecuencia menor de 1 500 Hz, que muchas veces se describe como tintineo metálico.

Otro tipo de vibración es la de un componente de la válvula que resuena a su frecuencia natural, lo cual genera un tono uniforme con una frecuencia de 3 000 a 7 000 Hz. Los componentes de válvulas susceptibles de vibración a la frecuencia natural son los machos conformados con faldón hueco y los componentes flexibles como el anillo metálico de sello de una válvula de bola.

En ambos tipos de vibración, el ruido es secundario porque puede ser una advertencia de una falla de la válvula. La vibración resonante produce esfuerzos grandes que fatigan la pieza. Pero la mayor parte de las válvulas modernas son de un diseño muy conservador, fuertes, resistentes y con buenas guías y eliminan la vibración para asegurar una larga duración. El ruido ocasionado por las vibraciones ya casi no tiene importancia.

Actuador

Por lo general, el último paso en la especificación de las válvulas es seleccionar el actuador. Dado que es parte integrante de todos los cuadros de control automático, produce la fuerza motriz requerida para ubicar al elemento de control final. Dado que la estabilidad y funcionamiento del cuadro se basan en funcionamiento satisfactorio del actuador, éste debe poder controlar las muchas y variables fuerzas estáticas y dinámicas creadas por la válvula.

Hay cuatro tipos básicos de actuadores para control de estrangulación disponibles para los muchos estilos de válvulas: 1. resorte y diafragma, 2. pistón neumático, 3. motor eléctrico, 4. hidráulico o electrohidráulico.

Actuadores de diafragma

El actuador neumático de resorte y diafragma, muy común y muy sencillo (Fig. 7) es de bajo costo y muy confiable. Estos actuadores suelen funcionar con aire a presiones entre 3 y 15 psi o entre 6 y 30 psi. Por ello, suelen ser adecuados para servicio de estrangulación mediante señales directas desde los instrumentos. Los tipos disponibles incluyen resortes ajustables o una amplia se-

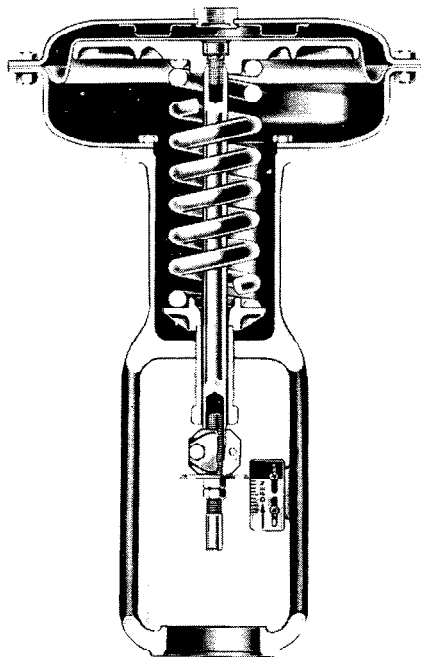


Fig. 7 Actuador neumático de resorte y diafragma

lección de resortes para adaptar el actuador a la aplicación. Los actuadores de resorte y diafragma tienen menos piezas móviles que se puedan dañar y, por ello, son muy confiables. Si tienen alguna falla, el mantenimiento es fácil.

La mayor ventaja de estos actuadores es que son de falla sin peligro. Cuando se aplica el aire en la cubierta del actuador, el diafragma mueve la válvula y comprime el resorte. La energía del resorte mueve la válvula otra vez a su posición original cuando se corta el aire. En caso de pérdida de señal de presión en el instrumento o en el actuador, el resorte mueve la válvula a la posición original de falla sin peligro. En estos actuadores la válvula puede quedarse abierta o cerrada por falla debida a pérdida de la señal de presión.

La principal desventaja de estos actuadores es su capacidad un tanto limitada. Gran parte del empuje del diafragma lo recibe el resorte y no produce ninguna salida. Este actuador no resulta económico para requisitos mayores de 2 000 lb de empuje o torsión (par) mayor de 5 000 in-lbs. Salvo en circunstancias muy especiales, el empleo de actuadores para mayores capacidades puede resultar muy costoso. No es económico construir y utilizar actuadores de diafragma para esa gama de empuje, porque el tamaño, peso y precio serían desproporcionados.

Actuadores de pistón

Cuando se requiere mayor potencia que la disponible con un actuador de resorte y diafragma se puede utilizar uno de los otros tipos antes mencionados. Los actuadores neumáticos de pistón son los más económicos en cuanto a la fuerza producida para accionar válvulas automáticas de control. Suelen funcionar con presión de entrada entre 50 y 150 psi. Aunque algunos tienen resortes de retorno, esta construcción tiene capacidad limitada.

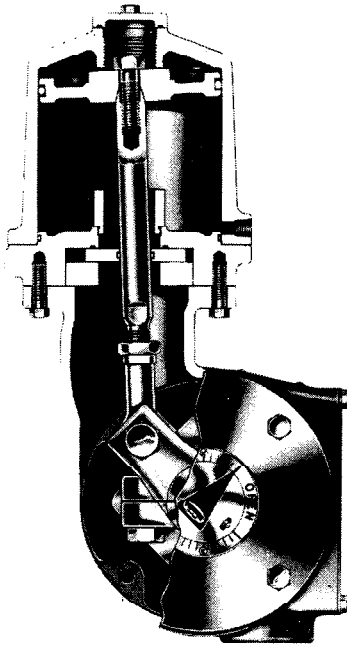


Fig. 8 Actuator neumático de pistón para una válvula de eje rotatorio

Los actuadores de pistón para servicio de estrangulación deben tener ubicadores de doble acción que en forma simultánea apliquen y quiten la carga en los lados opuestos del pistón (Fig. 8) para que se mueva hacia el lado de presión más baja. El ubicador detecta el movimiento del pistón y cuando llega a la posición requerida, iguala las presiones opuestas en el pistón para producir equilibrio.

El actuator de pistón, neumático, es una excelente elección cuando se requiere un aparato compacto y de alto empuje. También puede ser muy eficaz cuando las condiciones variables del servicio necesitan una amplia gama de fuerzas de salida. Estos actuadores que son casi totalmente metálicos, con pocas piezas de elastómeros, se adaptan con facilidad en donde hay altas temperaturas o humedad relativa.

Sus desventajas principales son que requieren aire a alta presión, la necesidad de emplear ubicadores en servicio de estrangulación y la carencia de sistemas integrados para falla sin peligro. Como se mencionó, pueden tener resortes opcionales para retorno, pero su empleo hace que su potencia sea casi la misma que la del actuator de diafragma. La única opción en vez de resortes son sistemas neumáticos de disparo para mover el pistón a su posición de falla sin peligro. Aunque estos sistemas son muy confiables, aumentan la complejidad, mantenimiento y costo del sistema.

En otros actuadores neumáticos de alta presión, de doble acción, se utilizan aspas o vejigas de caucho para producir el empuje o torsión de salida directamente.

Actuadores eléctricos

Los actuadores con motor eléctrico, que se utilizan en muchos procesos, consisten, por lo general, en motores

con trenes de engranes y están disponibles para una amplia gama de torsiones de salida. Son muy ventajosos para instalaciones remotas en las cuales no hay disponible ninguna otra fuente de potencia.

Los actuadores sólo son económicos en tamaño pequeño y para aplicaciones normales. Los actuadores grandes funcionan con lentitud y pesan mucho más que sus equivalentes neumáticos. En la actualidad, no hay actuadores eléctricos de alto empuje, económicos que tengan acción de falla sin peligro, excepto el cierre en la última posición. Los actuadores para estrangulación tienen limitaciones de capacidad y disponibilidad. En aplicaciones para acción continua, de cuadro cerrado, en que se requieren cambios frecuentes en la posición de la válvula de control, quizá no resulte adecuado el actuator eléctrico debido, principalmente, a su limitado ciclo de trabajo.

Actuadores hidráulicos y electrohidráulicos

Los actuadores electrohidráulicos (Fig. 9) tienen un motor y una bomba para enviar líquido a alta presión a un pistón que produce la fuerza de salida. El actuator electrohidráulico es excelente para servicio de estrangulación por su elevada rigidez (resistencia al cambio en las fuerzas en el cuerpo de la válvula) y su compatibilidad con las señales analógicas. La mayor parte de los actuadores electrohidráulicos puede producir empujes elevados, a menudo hasta de 10 000 lb. Sin embargo, tienen la desventaja de alto costo inicial, complejidad y tamaño.

Los actuadores hidráulicos, aunque en esencia son lo mismo que los electrohidráulicos, difieren en que reciben la potencia desde una unidad externa de bombeo. Una instalación hidráulica central puede suministrar líquido a una presión de hasta 3 000 psi. El control del actuator se logra con un servoamplificador y un sistema de válvulas hidráulicas. Este sistema puede dar máximo rendimiento como: rigidez excepcional, carrera rápida,

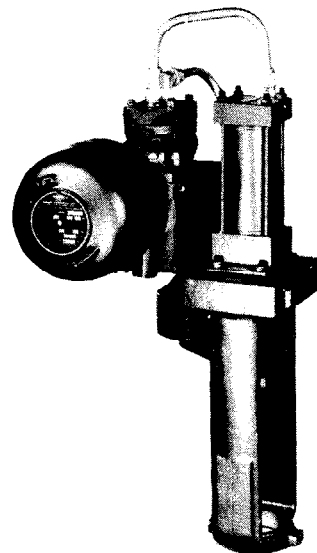


Fig. 9 El actuator electrohidráulico produce empuje elevado

empuje muy elevado (a veces hasta 50 000 lb) y muy buenas características de respuesta dinámica. Pero su precio es muy elevado.

Selección de actuadores

La selección del actuador para válvulas motorizadas incluye su rendimiento y los factores económicos. La eficiencia de la válvula de control depende de lo bien que el actuador resista las fuerzas que se le aplican. Además, un actuador puede ser parte importante del precio, en especial cuando se emplea con una válvula pequeña. Pero la selección cuidadosa puede permitir un considerable ahorro. Como se comentó, la gran variedad de tipos y tamaños de actuadores haría creer que la selección es compleja, pero no lo es. Si se tienen presentes algunas sencillas reglas, el conocimiento de las necesidades fundamentales del proceso facilitará mucho la selección.

Las características principales del actuador ayudarán a hacer la selección y son:

Fuente de potencia: La potencia disponible en el lugar en que está la válvula será la base para seleccionar el actuador. Los actuadores típicos se mueven con aire comprimido o electricidad. Sin embargo, en algunos se utiliza agua a presión, líquido hidráulico e incluso la presión en la tubería. En la mayor parte se utiliza aire comprimido a presiones entre 15 y 200 psi.

Como en todas las plantas se dispone de electricidad y aire comprimido, la selección del actuador depende de la conveniencia del suministro en el sitio en que está el actuador. Otras consideraciones incluyen la confiabilidad y la necesidad de mantenimiento del equipo de potencia y su efecto sobre el funcionamiento de las válvulas así como la provisión de potencia de emergencia en sectores críticos de la planta.

Características de la protección contra fallas: Aunque las fuentes de potencia suelen ser muy confiables, muchos procesos requieren un movimiento específico de la válvula si falla la potencia. Los sistemas de protección contra fallas incluidos en muchos actuadores detienen el proceso a fin de evitar posibles pérdidas del producto en caso de una interrupción de la potencia. En algunos sistemas se almacena energía con resortes, tanques de aire o acumuladores hidráulicos. La falla de la potencia para el actuador hace funcionar el sistema de protección para mover las válvulas a la posición requerida y mantenerla hasta que se reanuda el funcionamiento normal.

Los actuadores permiten elegir el modo de protección para la válvula: que se quede abierta, se quede cerrada o se mantenga en la última posición. Algunos actuadores, como los de resorte y diafragma incluyen el mecanismo para protección sin costo adicional; en otros, puede ser opcional.

Capacidad del actuador: El actuador debe tener suficientes torsión o empuje para la aplicación específica. En algunos, los requisitos de torsión indicarán el tipo y las necesidades de potencia del actuador. Por ejemplo, en las válvulas grandes que requieren torsión o empuje altos, sólo se podrán utilizar actuadores eléctricos o electrohidráulicos, pues no hay disponibles actuadores neumáticos de suficiente capacidad. A la inversa, los electrohi-

dráulicos o hidráulicos serían una mala elección para válvulas que necesitan muy poca fuerza.

La combinación de la capacidad del actuador con los requisitos del cuerpo de válvula es preferible que la haga el fabricante. Aunque la determinación del tamaño no es difícil, la gran variedad de tipos en el mercado y el asesoramiento de los proveedores no requieren el conocimiento detallado de los procedimientos.

Ubicadores ("posicionadores") de válvulas

Los ubicadores neumáticos tienen transductores para transformar la señal de un instrumento en una posición de la válvula, en vez de utilizar la señal neumática directamente en el actuador. Con algunos estudios se ha visto que los ubicadores se utilizan a menudo en donde los amplificadores neumáticos serían una mejor elección. Además, en muchos casos se puede lograr mejor control sin utilizar ni amplificador ni ubicador.

Las razones principales para utilizar un ubicador o un amplificador neumático son:

- Se requiere un intervalo dividido.
- Se desea una carga máxima de presión en vez de la señal del instrumento.
- Se desea el mejor control posible. Los ejemplos podrían incluir recuperación rápida después de las alteraciones o minimización del exceso de control o sobreimpulso.

La selección del ubicador o del amplificador tiene escasa relación con los aspectos dinámicos del proceso, pero no con el tamaño de la válvula, desequilibrio, fricción en la empaquetadura o longitud de la línea o la tubería de transmisión.

Ubicador o amplificador neumático

Tipos de proceso

Procesos "Lentos":

La mayor parte de los sistemas térmicos, reactores, control de nivel de líquido y algunos con gas de baja presión y gran volumen.

Procesos "rápidos":

Procesos con presión de líquido, gas a presión y de flujo de bajo volumen.

Ubicador rápido, sin restricción en la entrada. Se puede incluir amplificador neumático de orificios grandes, de 1:1 en el bucle del ubicador con actuadores grandes.

Amplificador neumático estándar (orificio de 1/8 in) o de gran capacidad, de acuerdo con el tamaño del actuador y velocidad de carrera requerida.

La ganancia de presión del amplificador puede ser de 1 o mayor, según sea la carga de presión en el actuador. No se recomienda ubicador. Si se emplea la restricción en la entrada debe ser en los actuadores pequeños y quizá sea indeseable en actuadores grandes.

Funciones de control

Las funciones del actuador definen las opciones para su selección. Incluyen tipo de señal, alcance de la señal, temperatura ambiente, grado de vibración, velocidad y frecuencia de operación y la calidad de control requerida.

Los grupos de señales suelen ser para dos posiciones (conexión y desconexión) o analógicas (para estrangulación). Los actuadores para conexión y desconexión se controlan con interruptores eléctricos, electroneumáticos o neumáticos de dos posiciones. Es el control automático más sencillo y el menos restringido por los componentes mecánicos del actuador.

Los actuadores para estrangulación tienen exigencias tecnológicas mucho mayores en los aspectos de compatibilidad y rendimiento. Estos actuadores reciben su entrada desde instrumentos electrónicos o neumáticos que miden la variable del proceso. El actuador, después, debe mover al elemento de control final en forma exacta y oportuna en respuesta a la señal del instrumento para tener control eficaz. La compatibilidad con las señales de los instrumentos es inherente en muchos actuadores y se puede obtener con equipos que no son la instalación original.

La velocidad de la carrera, la vibración y la resistencia a la temperatura también pueden ser críticas para la aplicación. La velocidad de la carrera no suele ser muy crítica, pero es deseable que se pueda ajustar. Una velocidad alta puede ser perjudicial en bucles de control de líquido, por la posibilidad del golpe de ariete y los daños consecuentes en los componentes de la válvula.

En muchos casos, es deseable accionar el actuador a mano para el arranque o en emergencias. La mayor parte de los actuadores motorizados se pueden equipar con volantes opcionales para esa finalidad.

El peso del actuador al agregarlo al peso de la válvula de control puede necesitar soportes adicionales. La selección de actuadores compactos y ligeros de peso puede eliminar este gasto adicional. Muchas veces, los factores económicos son decisivos para la elección. El costo total del actuador, además del de adquisición, incluye gastos de operación y mantenimiento durante toda su duración útil. Estos costos varían mucho, pero son fáciles de determinar.

Un actuador sencillo con pocas piezas movibles facilita el servicio, suele causar menos problemas y el personal de mantenimiento puede trabajar con más facilidad. Un actuador específico para una válvula de control elimina la posibilidad de un error de aplicación. El actuador hecho en la misma fábrica y embarcado junto con ello eliminará cargos adicionales por instalación y facilita la obtención de piezas de repuesto. Las existencias de piezas de repuesto (refacciones), que son un importante costo oculto, pueden ser mínimas si se seleccionan actuadores que tengan piezas comunes.

Los actuadores de resorte y diafragma suelen costar menos que los de pistón de calidad comparable. Una parte del ahorro se obtiene con el empleo directo del aire de salida de los instrumentos, que en muchos casos permite eliminar los ubicadores o amplificadores. La característica inherente de protección de fallas en el actuador de

resorte y diafragma también es una consideración importante.

Si no se puede utilizar el actuador de diafragma en una aplicación, la mejor elección alterna será el neumático de pistón. Ofrece una buena combinación de elevado empuje, un costo inicial bajo y la sencillez y facilidad de mantenimiento de los actuadores neumáticos.

Al escoger el tipo de actuador, el requisito fundamental es entender su aplicación. El conocimiento de la señal de control, modo de funcionamiento, fuente de potencia disponible, empuje o torsión requeridos, necesidad de accionamiento manual y posición de falla sin peligro facilitará las decisiones. Además, se deben tener en cuenta la sencillez, facilidad de mantenimiento y el costo total. Tampoco se debe pasar por alto la seguridad.

Tabla IV Resumen de ventajas y desventajas de los actuadores

Resorte y diafragma	
Ventajas	Desventajas
Bajo costo	Baja torsión disponible
Sencillez	Gama limitada de temperaturas
Acción inherente de falla sin peligro	Inflexibilidad en los cambios de las condiciones de servicio
Requiere baja presión de funcionamiento	
Ajustable	
Facilidad de mantenimiento	
Puede estrangular sin ubicador	
Carreras a alta velocidad	
Neumático de pistón	
Ventajas	Desventajas
Alta capacidad de torsión	Requiere accesorios para falla sin peligro
Compacto	Necesita ubicador para estrangulación
Ligero de peso	Precio más alto
Adaptable a alta temperatura ambiente	Necesita alta presión de suministro
Adaptable a requisitos variables de torsión de la válvula	
Puede tener carrera rápida	
Alta rigidez relativa del actuador	
Motor eléctrico	
Ventajas	Desventajas
Compacto	Costo y relación de torsión elevados
Adaptable para control remoto	No tiene falla sin peligro
	Capacidad limitada para estrangulación
	Carrera lenta
	No es ajustable
Electrohidráulico o hidráulico	
Ventajas	Desventajas
Alta torsión	Alto costo
Rigidez muy alta del actuador	Complejidad
Buena rigidez para estrangulación	Grande y pesado
Carrera rápida	Requiere accesorios para falla sin peligro

El actuador de resorte y diafragma es el más popular, adaptable y económico y debe ser el primero que se considere. Si hay que eliminarlo por las limitaciones inherentes, entonces el orden para selección será el de pistón, el eléctrico o electrohidráulico sin olvidar las capacidades y limitaciones de cada uno (tabla IV).

Sugerencias para instalación

Para considerar el tamaño de la tubería en contra del tamaño de la válvula hay que tener en cuenta la resistencia física de la válvula en relación con la de la tubería contigua. Las dos reglas empíricas que se suelen utilizar para ello son: tamaño de la válvula no menor que la mitad del tamaño de la tubería y tamaño de válvula no menor de dos tamaños menos que el de la tubería. Se puede aplicar cualquiera de las reglas sin menoscabo de la seguridad.

A menudo, se instalan las válvulas de control sin dar mucha importancia a la forma en que la disposición de la tubería contigua a la válvula puede influir en su funcionamiento. Los ingenieros de control de proceso determinan con cuidado el tamaño de cada válvula y especifican las características del macho; pero después, la distribución física de la instalación la hacen diseñadores de tubería que quizá no tengan muy en cuenta las funciones de control de la válvula. Con frecuencia se descuida la caída de presión en las válvulas de cierre y tubería contiguas.

Sería lamentable que en muchos casos el cuidado para especificar las válvulas en la etapa de ingeniería del proyecto y los esfuerzos del fabricante por proveer características y capacidades precisas de las válvulas quede anulado con métodos deficientes para instalación. Las siguientes recomendaciones ayudarán a obtener el mejor rendimiento posible de las válvulas de control.

1. Evítense instalaciones que puedan constituir un efecto de boquilla en la entrada a la válvula de control, pues perjudicarán las características de la válvula.

2. Evítense las válvulas de cierre de admisión muy cercanas entre sí porque influyen en las características y en la capacidad.

3. Si hay que utilizar válvula de cierre y derivación con una válvula de control, es preferible colocarla en una sección rectilínea. Hay que evitar los tubos múltiples sinuosos que a veces se utilizan con las válvulas de control para tener acceso. Pueden ocasionar problemas con la característica y la capacidad de la válvula.

4. Evítense dobleces agudos cerca de la entrada de la válvula. Las secciones rectas de entrada y salida de la válvula de control deben simular con la mayor aproximación posible, la tubería que se utilizó para establecer ori-

ginalmente la capacidad de flujo y la característica. Los datos de estas pruebas se basan en secciones rectas de alrededor de 5 diámetros nominales de tubo corriente abajo de la válvula y 12 diámetros corriente arriba para reductores y expansores; de 13 diámetros de tubo corriente arriba hasta la salida de un tanque; de 18 diámetros de tubo corriente arriba para codos orientados en el mismo plano y de 30 diámetros de tubo corriente arriba para codos orientados en un plano diferente.

Aunque estas recomendaciones suelen ser para casos ideales, si se aplican y se tiene cuidado al seleccionar la disposición de la tubería en torno a la válvula de control pueden ayudar a obtener el mejor rendimiento posible con la válvula seleccionada.

Referencias

1. Control Valve Handbook, 2nd ed., Fisher Controls Co., Marshalltown, Iowa, 1977.
2. Coughanowr, L. B., and Koppel, L. D., "Process System Analysis and Control," McGraw-Hill, New York, 1965.
3. Harriot, P., "Process Control," McGraw-Hill, New York, 1964.
4. Lloyd, S. G., and Anderson, G. D., "Industrial Process Control," Fisher Controls Co., Marshalltown, Iowa, 1971.
5. Lloyd, S. G., Generalized Control Theory, TM-8, Fisher Controls Co., Marshalltown, Iowa.
6. Murrill, P. W., "Automatic Control of Processes," International Textbook Co., Scranton, Pa., 1967.
7. Schuder, C. B., The Dynamics of Level and Pressure Control, TM-7, Fisher Controls Co., Marshalltown, Iowa.
8. Schuder, C. B., "Control Valve Characteristics," *Instr. Control Syst.*, Mar. 1967.

Los autores



James A. Carey es subgerente de Chemical Sales Group de Fisher Controls, Co., Marshalltown, IA 50158. También ha trabajado en las secciones de refinerías, petroquímica y pulpa y papel. Tiene licenciatura en tecnología industrial de Texas A&M University.



Donn Hammitt es gerente de Producto de Válvulas de control en la organización de comercialización de Fisher Control Co., en donde ha laborado en comercialización y diseño de válvulas. Tiene licenciatura y maestría en ingeniería mecánica de Iowa State University y de University of Nebraska, respectivamente. Es el representante de Fisher ante Valve Manufacturers Assn.

Instalación, mantenimiento y detección de fallas en válvulas de control

He aquí algunas sugerencias para instalación y mantenimiento de válvulas de control y qué hacer si producen ruido o no contienen el líquido ni controlan el flujo.

Cullen G. Langford, E.I. du Pont de Nemours & Co.

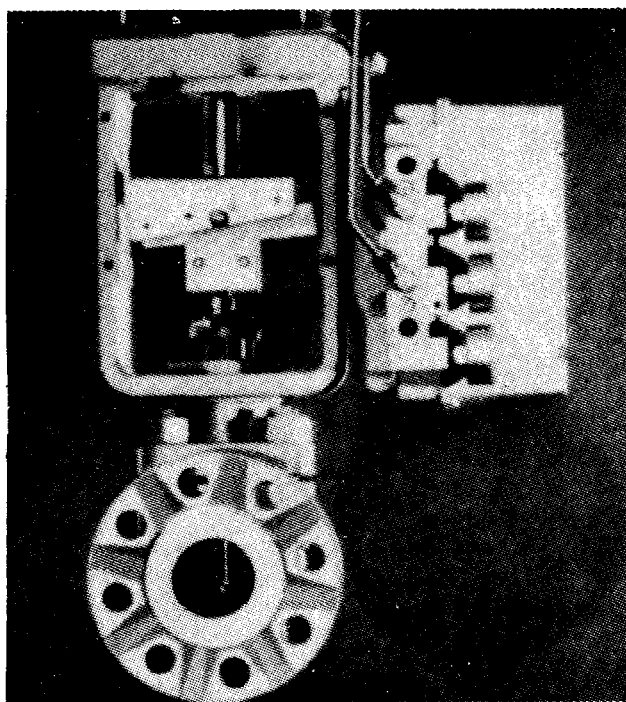
Las válvulas de control son componentes costosos y de gran importancia en una planta de procesos químicos. Se puede ahorrar mucho dinero y evitar problemas si se seleccionan las válvulas adecuadas y se presta atención a los aspectos prácticos con la experiencia tenida en la planta.

Instalación

La selección de la válvula de control adecuada para cualquier aplicación empieza con la *definición de la función de la válvula*. Si, por ejemplo, es una válvula con control para abrir y cerrar, entonces lo principal son la sencillez y la confiabilidad. Si se requiere modulación muy rápida y precisa, como en el respiradero contra borboteo de un compresor, entonces se necesita una válvula de alta calidad, que tenga el vástago y el macho alineados con precisión y que tengan ubicador de alto rendimiento y, quizá, también relevadores amplificadores.

Definir bien el fluido. Incluye conocer las presiones, temperaturas y volúmenes de flujo nominales así como la viscosidad, densidad, propiedad corrosiva, etc., del fluido. Si pueden ocurrir problemas específicos se necesitan detalles adicionales. Para los líquidos es necesario conocer su presión de vapor para determinar si habrá cavitación y vaporización instantánea. Las desviaciones de las condiciones nominales de funcionamiento pueden ser de consecuencias. Un aumento breve pero grande en la temperatura puede producir serios daños en algunos tipos de juntas y empaquetaduras.

El *tamaño de válvula* requerido se puede determinar con los métodos establecidos para cálculo, que van desde las



reglas de cálculo especiales para válvulas de control hasta la aplicación en computadora de la Norma S75.01 de Instrument Society of America (ISA).

Las condiciones de funcionamiento y los cálculos también pueden eliminar ciertos *estilos de válvulas* en la consideración. Por ejemplo, la cavitación es más probable con

las válvulas rotatorias de alta recuperación y, a veces, se puede evitar con una de globo.

Los *proveedores* son buena fuente de información y asesoramiento, pero no se debe esperar que acepten toda la responsabilidad en las decisiones. La selección de un proveedor puede ser tan sólo aceptar sus normas de fabricación o puede incluir un estudio minucioso. Los factores que se deben tener en cuenta incluyen:

- Precio de la válvula.
- Capacidad del fabricante (instalaciones y capacidad, experiencia en el mismo tipo de problemas, departamento de ingeniería).
- Servicios que ofrece. Preventa: ingeniería, información; postventa: resolución de problemas, localización de talleres especializados.
- Solidez financiera y reputación del fabricante.

Hay que comprobar que la válvula *está fabricada con las especificaciones requeridas*, lo que significa que el comprador debe inspeccionar la válvula terminada. Las especificaciones y requisitos varían mucho. Los costos de inspección se pueden controlar si se ajustan sus requisitos a las necesidades reales. Si se requiere una aleación específica se debe comprobar, mediante pruebas, que fue la utilizada. Los pequeños detalles pueden ser importantes; un error al grabar la placa de identificación podría ocasionar serios problemas.

Es mejor hacer la *corrección de problemas* en la fábrica. Las válvulas deben estar bien *empacadas* para el embarque, con revestimiento contra herrumbre y otras protecciones necesarias.

En muchas plantas *se verifican las válvulas tan pronto como se reciben*, aunque se hayan inspeccionado en la fábrica. Este grado de esfuerzo parecería ser excesivo, pero se debe comparar con el costo de descubrir un problema, durante el arranque, con un sistema con un líquido peligroso. En primer lugar, se verifican todos los aspectos visibles contra las especificaciones. Después, se prueba el funcionamiento de la válvula. Los registros de problemas encontrados, ajustes efectuados y números de serie son valiosa información para iniciar un programa de mantenimiento y para información del control de calidad al fabricante.

El siguiente problema es *instalar cada válvula en su sitio correspondiente*. Dos válvulas pueden parecer iguales, pero difieren en muchos detalles importantes. Es fácil encontrar la diferencia entre aire para abrirla y aire para cerrarla, pero se pueden pasar por alto los detalles de la aleación o la empaquetadura hasta que ocurra una falla.

Se debe proveer *espacio para mantenimiento* durante el diseño, la construcción y para las modificaciones. Si es difícil alcanzar una válvula o trabajar en ella, el mantenimiento será costoso o no se hará. Cuando hay un cambio considerable en la inercia del fluido (como en el flujo en una válvula en ángulo, o si hay un cambio grande en la velocidad) se pueden producir considerables fuerzas de reacción. Cuando el proceso lo permita, la válvula debe estar entre uno y tres pies encima del piso o de la plataforma y no debe existir obstrucción cuando menos en un lado. Las válvulas grandes necesitan medidas especiales para su manejo, como grúas, montacargas y monorrieles.

Los *esfuerzos excesivos en el cuerpo de la válvula* pueden permitir fugas, evitar el funcionamiento correcto de las piezas móviles e incluso rotura del cuerpo o la brida. La causa más factible de los esfuerzos excesivos es la tubería mal alineada. Las válvulas grandes y pesadas necesitan soportes para reducir esfuerzos y facilitar el desmontaje y la instalación. Para las válvulas pequeñas se necesita que la tubería esté soportada para protegerlas. Los soportes, de preferencia, deben ser parte del edificio o estar en el piso, no en el equipo.

Algunos *accesorios*, como equipos para aire (filtros y reguladores para los actuadores) o las válvulas de solenoide, se pueden montar en la válvula o cerca de ella. Cada método tiene buenas razones, pero se evitarán confusiones si se aplica un criterio uniforme para todo el proyecto. En cualquier instalación es importante poder desmontar e instalar sin doblar tubos o soportes metálicos ni desconectar gran número de conductores eléctricos.

En alguna época, las válvulas de control se instalaban en un múltiple con válvulas de corte y derivación para permitir el control manual si fallaba el automático. El sistema actual en las plantas de procesos químicos es eliminar el múltiple y *aceptar el riesgo de un paro no programado*. Algunas de las razones son:

1. Falta de personal para el control manual
2. Procesos que no se pueden controlar manualmente
3. La confiabilidad de las válvulas modernas
4. El costo de los múltiples
5. Espacio requerido para el múltiple
6. Mejor ingeniería, que significa menos fallas
7. Los mecanismos de paro interconectados eliminan las incertidumbres en cuanto a trayectorias paralelas de flujo

Mantenimiento

La facilidad del mantenimiento se inicia desde la fase de diseño. Si se especifica la válvula correcta, fabricada con los materiales adecuados y está bien instalada con espacio para acceso, los problemas deberán ser mínimos. En situaciones en que hay corrosión severa, hay que comprobar que se utilice la aleación especificada. Hay que tener piezas de repuesto.

Un *taller bien equipado* tendrá un banco de trabajo con todo lo necesario y algún aparato para levantar y empujar válvulas pesadas. También necesita sujetadores para equipo grande y para que no se caigan las cosas. También se necesitan mangueras para aire, reguladores y cierta cantidad de tubería y accesorios, que incluyan conectores rápidos para mangueras.

La forma más fácil de saber si ha cerrado una válvula, es *verificar si hay fugas* con la aplicación de aire a una presión moderada en la entrada y escuchar en la salida si hay escapes. Para ello, se puede utilizar un juego de bridas especiales taladradas para el conector de la manguera y ranuradas para poder utilizarlas en bridas de válvulas de diversos tamaños.

Se deben llevar *buenos registros* de las especificaciones de cada válvula. Además, los registros de costos y del trabajo de mantenimiento ayudan a justificar cambios para reducir el mantenimiento y mejorar la confiabilidad.

Para cualquier diagnóstico, lo primero es aplicar el *sentido común* y la técnica más importante es un análisis lógico, paso a paso de todos los síntomas y la información. Con mucha frecuencia hay la tentación de suponer que si hubo algo que corrigió el problema, también servirá esta vez.

La *seguridad* requiere que todo el personal siempre esté pendiente de cualquier posible riesgo. Antes de empezar a retirar una válvula del servicio hay que comprobar que se han descargado la presión y los líquidos y, si se requiere, que se haya lavado el sistema. A pesar de estas precauciones, hay que estar preparado para un escape de fluidos cuando se aflojan los accesorios. La válvula puede requerir limpieza y descontaminación adicionales según el tipo de riesgo.

Hay que cuidarse de la energía del aire atrapado en los actuadores. Si hay alguna duda, hay que aflojar con todo cuidado las conexiones de tubo para descargar el aire. También hay que cuidarse de los resortes que están comprimidos. Hay que consultar los manuales de mantenimiento del fabricante. Algunos resortes sólo se pueden desmontar con seguridad en la forma especificada y pueden requerir herramientas o dispositivos especiales. Hay que comprobar que los actuadores no estén sometidos a una presión excesiva de aire durante el mantenimiento.

Al *volver a instalar* la válvula, hay que comprobar el suministro de aire y el funcionamiento correcto de la válvula.

No contienen el líquido

Las fugas o escurrimientos de las válvulas pueden ser el resultado de erosión, corrosión o falla de las juntas, empaquetaduras o tornillos.

Los daños por *erosión* se pueden reducir con una válvula seleccionada para ese servicio, con conductos grandes para libre flujo, un mínimo de vueltas del líquido y asientos y machos endurecidos. En algunos casos, se pueden reducir los daños serios con el cambio de las condiciones de funcionamiento, por ejemplo, con el cambio del impulsor de una bomba si produce una presión alta innecesaria. Estas precauciones ahorrarán energía y mantenimiento de la bomba y la válvula. Para contrarrestar la erosión severa, en especial con pastas agudas, se han utilizado válvulas de diafragma, de abrazadera y de esfínter.

En las válvulas de control, ante el problema de la corrosión se debe utilizar una aleación más resistente a ella o, en casos extremos, cuerpo con revestimiento de vidrio o hecho de cerámica o de plástico. En cualquier situación pueden existir corrosión y erosión y ayudarán mucho los esfuerzos para reducir la caída de presión y la velocidad del líquido. Si los daños son más serios de lo previsto, es posible que el flujo del fluido sea distinto al especificado.

Hay muchas razones por las cuales una válvula pudiera no contener el fluido. Las corrientes de gas, que se cree están secas, pueden tener gotitas de líquido que producirán corrosión. Ciertos daños misteriosos durante el arranque se han debido a la escoria de soldadura, incrus-

taciones y otros cuerpos extraños. Muchas válvulas se han dañado por almacenamiento incorrecto y no se puede ver sino hasta el momento en que empieza a funcionar la válvula. En ocasiones sólo un metalurgista puede determinar lo que ha ocurrido. En algunos casos, cuando los daños no son severos, resulta posible y seguro reparar el cuerpo de válvula, aunque sea en forma temporal, con metal de soldadura o para presiones y temperaturas bajas, con epoxi. Hay que tener muy en cuenta todos los posibles peligros.

Las fugas por las uniones y conexiones se corrigen, muchas veces, con el reemplazo de las *juntas*, con la rectificación de los asientos para juntas o ambas cosas. Se debe recordar que ciertos tipos de juntas actúan mejor en determinadas superficies. Una junta hecha en la planta con el papel especial debe tener la misma configuración que la original, para tener sellamiento correcto.

Muchas veces no se tiene en cuenta la importancia del *apretamiento de los tornillos*. Es indispensable que la unión quede apretada con uniformidad y bien alineada. Se acostumbra empujar la unión con la mano y apretar los tornillos con los dedos. Después se aprieta con llave un tornillo unas cuantas vueltas; se aprieta el opuesto, luego uno casi opuesto y así sucesivamente, en todo el anillo para tornillos hasta que la unión quede bien apretada.

Las fugas por la *empaquetadura* pueden ocasionar problemas y se deben corregir tan pronto se descubran, antes de que se dañen el vástago y el prensaestopas. Las presiones y temperaturas extremas pueden ocasionar fallas, aunque sus valores promedio estén dentro de los límites. Los materiales modernos para empaquetaduras, como el Teflón trenzado o en "cheurones" sustituyen otros tipos para ciertas temperaturas. Para temperaturas sumamente altas, el Grafoil ha dado buenos resultados en algunos casos. De todos modos, cuando se piensa utilizar un nuevo tipo de empaquetadura hay que determinar si la superficie del vástago y del portaempaquetadura podrán adaptarse a las recomendaciones del proveedor.

No controlan el flujo

Un *bajo volumen de flujo* puede ser sólo por descalibración del actuador o del ubicador. Cuando se utilizan guarnición para porcentaje igual y carrera de una pulgada, la última décima de pulgada puede controlar hasta 30% del flujo. El varillaje entre el ubicador y el vástago de la válvula se puede aflojar, gastar o doblar. Con el método usual de ajuste del ubicador con una regla de bolsillo y un calibrador de 2 in, no se aprovechará la precisión del ubicador moderno, pues además, la presión de suministro puede alterar su calibración en algunos casos.

En los sistemas de circulación cerrados, la acumulación de incrustaciones, herrumbre o cuerpos extraños puede hacer que se reduzca en forma gradual la circulación y que el sistema ya no funcione bien. El desgaste de las bombas puede tener un efecto similar. La falla no siempre puede estar en los instrumentos. Muy de cuando en cuando, el macho se puede aflojar en el vástago o romperse éste.

La *incapacidad para controlar el flujo* cuando se supone que la válvula está cerrada puede ser por la misma descali-

bración antes mencionada. La válvula no puede contener el flujo si el asiento o el macho están dañados por corrosión, erosión o cavitación.

El *flujo excesivo* puede ser por demasiada caída de presión, ya sea por fugas o por demasiada potencia en el actuador. Se sabe que han ocurrido cambios repentinos en el funcionamiento de una válvula cuando se sustituyó la bomba existente por una que era "mejor".

La *respuesta lenta de la válvula* puede ocurrir por restricción en el aire de entrada o salida del actuador. Los ubicadores requieren una cantidad determinada de aire a la presión especificada. No es raro ver una baja anormal en el manómetro para aire cuando ocurre un cambio brusco en la señal. Los filtros de aire sucios también contribuyen a una respuesta lenta. En las válvulas piloto de los ubicadores se puede acumular suciedad. Si se requiere una mejoría, se puede instalar un reforzador de volumen para aumentar la capacidad efectiva de salida del ubicador; el reforzador también necesita el suministro correcto de aire. Hay que comprobar la velocidad de la carrera para apertura y cierre, porque puede variar en un sentido u otro.

Ruido

El ruido en las válvulas de control puede tener diversas causas. En válvulas antiguas, puede haber suficiente holgura entre el vástago y la guía para traquetear en ciertas condiciones. Se sabe que algunas válvulas rechinan por *resonancia mecánica* y se dañarán muy pronto.

La *cavitación*, que es la generación de burbujas de vapores en el punto de mínima presión en la válvula, seguida por el aplastamiento violento de las burbujas en un lugar en que hay presión más alta, produce grave erosión de las piezas de las válvulas. El ruido que produce es como de guijarros que pasan por la válvula. La cavitación es muy sensible a las presiones y temperaturas de funcionamiento y puede ocurrir sólo en una fracción del ciclo. Cualquier ruido de cavitación se debe investigar y determinar su corrección.

La cavitación es más fácil que ocurra en válvulas con F_L (factor de recuperación de presión) bajo; pero hay diferencias en el F_L según el sentido de circulación. En al-

gunos casos, con sólo invertir la válvula en la tubería se ha eliminado el problema. Aunque en muchas publicaciones se implica que la cavitación puede ocurrir con cualquier líquido casi todos los casos de daños serios han sido por ese líquido extraño llamado agua.

El *ruido con flujo compresible* se vuelve problema con válvulas grandes, con mayores caídas de presión y volúmenes. Las válvulas ocasionan turbulencia para controlar el flujo y gran parte de la energía se convierte en calor, pero una parte se vuelve sonido, que pasa a través de la pared del tubo en una forma muy compleja.

En las válvulas existentes, la instalación de aislamiento acústico en ella y corriente abajo puede reducir el ruido hasta en 20 dB. Es difícil lograr una reducción mayor por las imperfecciones inevitables en el aislamiento envuelto en los componentes. El equipo que está encima de la válvula no se puede aislar por completo contra el ruido sin dificultar el mantenimiento. Hay otros aparatos como manómetros, termopozos y operadores manuales de válvulas que atraviesan el aislamiento y producen una trayectoria para la salida de ruido.

Otra forma de mantener el ruido dentro del tubo es usar uno de pared más gruesa corriente abajo; se han logrado diferencias hasta de 20 dB. Una trayectoria recta y sin obstrucciones corriente abajo reduce la producción y diseminación del ruido, mientras que los codos y otras obstrucciones pueden ocasionar interacciones entre las corrientes y aumentar el ruido radiado.

El autor



Cullen G. Langford es consultor de sistemas en E. I. du Pont de Nemours & Co., Engineering Dept., Design Div., Wilmington, DE 19898 y presidente del Subcomité de Normas para Instrumentos en esa empresa. Está especializado en aplicaciones de válvulas de control y flujómetros. Es ingeniero mecánico titulado en University of Notre Dame. Es miembro de Instrument Soc. of America y del subcomité de API para instrumentación e ingeniero registrado en Nueva Jersey.

Válvulas de control en sistemas optimizados

Las válvulas de control y sus motores, actuadores, ubicadores y reforzadores se pueden construir en forma específica para máximo aprovechamiento del control en el proceso.

Béla G. Lipták, Consultor

Veamos las características de las válvulas, teóricas y con la válvula instalada, así como el equipo auxiliar para poder comprender mejor cómo se puede optimizar un sistema.

Rendimiento de las válvulas de control

Junto con los adelantos en el campo de control de procesos en general, también han mejorado el conocimiento de la función y el rendimiento de las válvulas de control. Hoy sabemos que se pueden lograr aumentos en la productividad con la optimización y que ésta significa adaptarse continuamente a las condiciones cambiantes.

Por ello, la optimización y la eficiencia no se pueden lograr mediante el control de las propiedades a valores constantes. El objetivo no es mantener constantes los flujos y niveles, sino maximizar la eficiencia y la productividad. Por ello, se debe permitir que las propiedades del proceso "floten" cuando siguen la carga variable.

Con los sistemas avanzados de control es importante que la válvula de control sea estable y esté integrada en el cuadro y que se entienda su funcionamiento dinámico; por ello, en este artículo se comentará el rendimiento de las válvulas de control instaladas.

El buen rendimiento de las válvulas de control significa que la válvula está estable en toda la gama de operación del proceso, que no funciona cerca de una de sus posiciones de extremo, que tiene suficiente rapidez para corregir las alteraciones en el proceso y que no será necesario volver a graduar los controles cada vez que cambia la carga de éste. Para alcanzar esos objetivos, se deben considerar factores como la característica de la válvula,

capacidad de cierre, ganancia instalada y respuesta del actuador, que se describen en las siguientes secciones.

Características teóricas

Las características inherentes de una válvula de control definen la relación entre la señal de salida del controlador recibida por el actuador y el flujo en la válvula, en el supuesto de que:

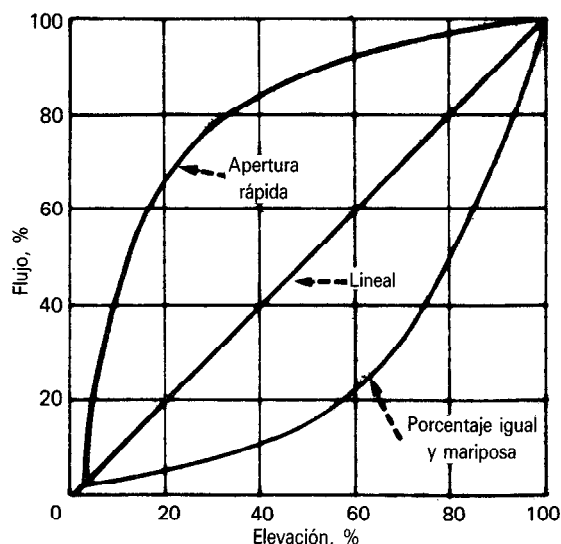
1. El actuador sea lineal (la carrera de la válvula es proporcional a la salida del controlador).
2. La presión diferencial en la válvula sea constante.
3. El líquido del proceso no tenga vaporización, no produzca cavitación ni se aproxime a la velocidad sónica (flujo estrangulado).

Dados estos supuestos, en la figura 1 se ilustran algunas relaciones inherentes típicas entre elevación de válvula y flujo.

En una *válvula lineal*, la carrera o elevación es proporcional en sentido lineal a la capacidad (volumen) y la ganancia teórica es constante con todas las cargas. En la figura 2 se ilustra la ganancia real de algunas válvulas.

En las *válvulas de porcentaje igual* un cambio unitario en la elevación producirá un cambio en el flujo que es un porcentaje fijo del volumen con ese flujo. Por ejemplo (Fig. 1), cada porcentaje de aumento en la elevación aumentará el volumen más o menos 3%. Entonces, la ganancia teórica de las válvulas de igual porcentaje es directamente proporcional al flujo y aumenta junto con éste (Fig. 2).

En las *válvulas de apertura rápida*, la ganancia disminuye cuando aumenta el caudal. En la figura 1 se ilustran



ΔP es constante

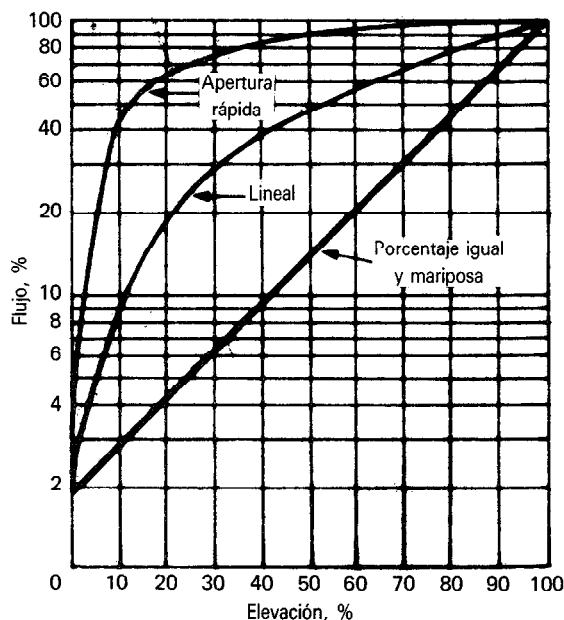


Fig. 1 Características de flujo de algunos tipos comunes de válvulas de control en trazos lineal y semilogarítmico

las características de esta válvula con la misma elevación total que con otros tipos de machos. Si se restringe la carrera del macho de apertura rápida de modo que un 10% de su elevación corresponda a sólo $\frac{1}{4}$ parte del diámetro del asiento, entonces la característica de la válvula será más o menos lineal y la ganancia será casi constante.

Coordinación entre válvula y proceso

Los cuadros o bucles de control se suelen “sintonizar” o graduar con los valores normales de carga y se supone que la ganancia total en el cuadro no variará con la carga, cosa que rara vez es válida pues la ganancia del pro-

ceso no suele cambiar con la carga. Debido a que no es posible volver a graduar el controlador con cada nueva carga, es deseable seleccionar válvulas que la puedan compensar.

Por ejemplo, cuando se controla un intercambiador de calor de líquido a líquido, se *reducirán* la ganancia del proceso y el tiempo muerto (demora en la conducción), cuando aumenta la carga. Por tanto, se debe tratar de compensarlo con el empleo de una válvula con una relación directa entre carga y ganancia, tal como la de porcentaje igual. Con esta válvula, un aumento en la carga reducirá la ganancia del proceso a la vez que aumentará la ganancia de la válvula, con lo cual se reducirá el cambio total en la ganancia del cuadro o bucle. Sin embargo, no se recomiendan válvulas de porcentaje igual si se necesita una gran reducción (relación entre el flujo normal máximo y el flujo mínimo controlable) o si el fluido del proceso contiene sólidos.

Un caso opuesto es un bucle de control cuyo sensor tiene una escala para expansión, como una placa de orificios o un termómetro para la presión de vapor. Con estos sensores, la ganancia del proceso *aumentará* junto con la carga y, por ello, la ganancia de la válvula se debe reducir con la carga. En estos casos se debe utilizar una válvula de control lineal o de apertura rápida.

En un número razonable de casos, la elección de las características de la válvula no tiene consecuencias serias. Casi cualquier característica será aceptable para:

1. Procesos con constante corta de tiempo (como control de flujo), la mayor parte de los bucles de control de presión y control de temperatura por mezclado.

2. Bucle de control accionados por controladores de banda proporcional estrecha (alta ganancia) como casi todos los reguladores.

3. Procesos con variaciones de carga de menos de 2:1.

Según dice Driskell,¹ se puede evitar un análisis dinámico detallado con el empleo de las reglas de la tabla I para seleccionar las características de las válvulas en los bucles más comunes.

Características de la válvula instalada

Cuando se instala una válvula de control como parte de un proceso, sus características de flujo ya no son independientes del resto del sistema. La circulación en la válvula está sujeta a la resistencia friccional en serie con la válvula y se pueden deformar sus características, como se indica en la figura 3.²

Tabla I Reglas empíricas para seleccionar características de válvulas

Servicio	ΔP de válvula	
	menor de 2:1	mayor de 2:1 pero menor de 5:1
Flujo por orificio	Apertura rápida	Lineal
Flujo lineal	Lineal	% igual
Nivel	Lineal	% igual
Gas a presión	Lineal	% igual
Líquido a presión	% igual	% igual

Glosario para válvulas de control

Actuador. Parte de una válvula reguladora que convierte la energía térmica, eléctrica o de un fluido en energía mecánica para abrir o cerrar la válvula.

Anchura de banda. Gama de frecuencias dentro de la cual es exacto el funcionamiento de un componente y abarca por lo general desde cero hasta alguna frecuencia de corte.

Banda muerta. Gama específica de valores en la cual se puede alterar una señal de entrada sin cambio en la señal de salida.

Banda proporcional. Cambio en la entrada, requerido para producir un cambio de gama total en la salida, debido a la acción de control proporcional.

Bucle. Serie de etapas que forman una trayectoria cerrada.

Bucle abierto. El bucle está abierto cuando se conmuta al controlador asociado para control manual.

Bucle cerrado. Trayectoria para señal que consiste en una trayectoria de avance, una trayectoria de retroalimentación y un punto sumador, todos conectados para formar un circuito cerrado.

Bucle de control. Control formado por cierto número de aparatos, cada uno de los cuales actúa como sistema individual de transferencia, unidos entre sí para formar una red.

Capacidad de cierre. Relación entre el flujo máximo y el mínimo dentro de la cual se mantienen todas las características de flujo dentro de los límites prescritos.

Característica lineal. Las mismas distancias de movimiento del macho producen cambios iguales en el coeficiente de flujo.

Coeficiente de flujo. C_v . Número de galones por minuto de agua a 60°F que circularán por una válvula con una caída de presión de 1 psi.

Controlador. Define y mide el error entre el punto de referencia (valor deseado) y el valor real de la variable del proceso, y envía una señal correctora al elemento de control final, que es la válvula de control.

Control en cascada. Varios controladores conectados en serie, en que la salida de uno o más controladores maestros se convierte en el punto de graduación de los esclavos o secundarios.

Distorsión. Error sistemático o desplazamiento del valor medido u observado en relación con el real.

Elemento de control final. Elemento en un sistema de control que hace variar al componente de control.

Elemento detector. Aparato que puede medir la variable del proceso que se va a controlar, como la presión, nivel o temperatura.

Elevación del vástago. Recorrido del vástago de la válvula al accionarla.

Flujo en espacio libre. Cantidad finita de flujo cuando la válvula apenas empieza a abrir. La válvula no puede man-

tener un volumen menor a la cantidad de flujo en espacio libre porque su funcionamiento inherente en esta gama es de apertura y cierre.

Fugas (escurrimiento). Cantidad de fluido que pasa por una válvula cuando está cerrada. Se suele expresar en unidades de volumen y tiempo con presión diferencial y temperatura dadas.

Ganancia de bucle. Cambio en la variable controlada en relación con un cambio en el punto de referencia.

Guarniciones de apertura rápida. Combinación de macho y asiento que permite la mayoría de la capacidad de flujo en la primera parte del recorrido del vástago.

Guarniciones de porcentaje igual. Los recorridos iguales del macho producen cambios de porcentaje igual en el coeficiente de flujo.

Guarniciones de válvulas. Componentes internos de una válvula expuestos al fluido del flujo.

Histéresis. En un proceso cíclico, la histéresis es la falla en seguir la misma trayectoria en sentidos de avance y retroceso.

Límite de velocidad. Límite que no puede exceder el régimen de cambio de una variable especificada.

Macho. Parte de una válvula de globo o de macho que cierra el orificio para detener el flujo. A veces se le llama tapón.

Reducción. Relación entre el flujo máximo normal y el flujo mínimo controlable.

Reforzador. Reforzador de volumen que incrementa la velocidad de la válvula al aumentar el volumen de aire en un actuador. Un reforzador de presión es un relevador multiplicador que amplifica proporcionalmente una señal neumática.

Regulador. Un bucle completo de control integrado con sensor, controlador y válvula.

Señales de gama dividida. Señal común del controlador que envía órdenes a dos o más válvulas de control en secuencia.

Ubicador. Ubicador neumático del tipo de servo; recibe aire para señal y para potencia. Funciona con el actuador para hacer que las piezas móviles de una válvula sigan con precisión la señal de salida del controlador.

Válvula de control. Válvula que regula el flujo o la presión de un fluido que influye en algún proceso controlado. Suelen funcionar con señales remotas desde actuadores eléctricos, neumáticos, electrohidráulicos, etc.

Válvula de control digital. Produce C_v digitales exactos en respuesta a señales digitales, por lo general en trayectorias múltiples de flujo.

Válvula piloto. Válvula para controlar el paso de un fluido auxiliar utilizado para amplificar la potencia de un controlador en un sistema grande. Es más una válvula pequeña que requiere poca potencia y se utiliza para accionar una válvula más grande.

Con estas curvas, se puede ver que la instalación particular puede tener un efecto considerable en las características de flujo y en la capacidad de cierre. El flujo por el espacio libre (que ocurre cuando la válvula apenas empieza a abrir) puede llegar a decuplicarse. Las características de porcentaje igual se pueden deformar hacia ca-

racterística lineal o incluso de apertura rápida cuando ocurre distorsión excesiva.

Se debe hacer hincapié que en la figura 3 se supone el empleo de una bomba de velocidad constante. En sistemas de bombeo de velocidad variable, hay que ajustar la velocidad de la bomba para mantener constante la ΔP

de la válvula. En estos casos, las características teórica y con la válvula instalada son *iguales* y no se permite que haya distorsión. Esta es una de las ventajas de los sistemas de bombeo de velocidad variable.

La facilidad para predecir el comportamiento de la válvula instalada se reduce todavía con factores como:

1. Características de válvula que se desvían en forma considerable de la determinada en teoría (Fig. 2)
2. Actuadores sin ubicadores (introducen carencia de linealidad).
3. Curvas de la bomba (también introducen falta de linealidad).

Para determinar las características de la válvula requeridas para el proceso se debe efectuar un análisis dinámico completo. Pero aunque se tome la molestia de hacerlo, es probable que los requisitos determinados no se puedan satisfacer con las válvulas de control accionadas por aire, convencionales, comerciales.

Cuando se definen las características, es necesario establecer una distinción entre aquellas que:

1. Son una propiedad intrínseca de la construcción de la válvula, como en las de mariposa o de apertura rápida.
2. Se configuran por diseño, como los tipos lineal o de porcentaje igual.
3. Caracteriza la programación (válvulas de control digital).
4. Se superponen mediante mecanismos funcionales (*hardware*) auxiliares como generadores de función, ubicadores caracterizados, etc.

Corrección de una característica

La válvula lineal tiene ganancia constante con todos los volúmenes de flujo, mientras que la de la válvula de porcentaje igual es directamente proporcional al flujo. Si el bucle de control tiende a oscilar con bajo flujo pero está lento con flujo alto, se haría el cambio a una válvula de porcentaje igual. Por otra parte, si se encuentra osci-

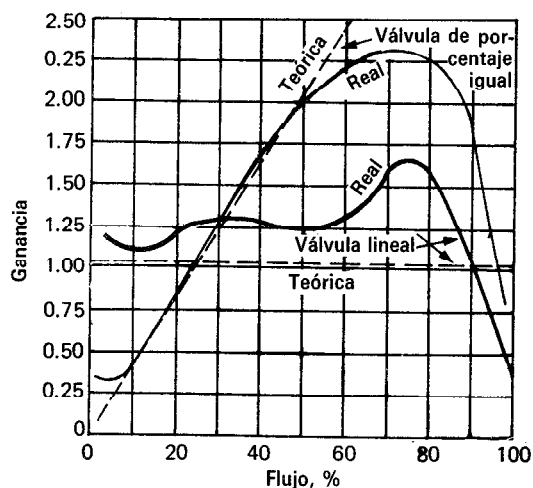


Fig. 2 Las características teóricas y reales de válvulas de globo de 2 in con jaula difieren mucho

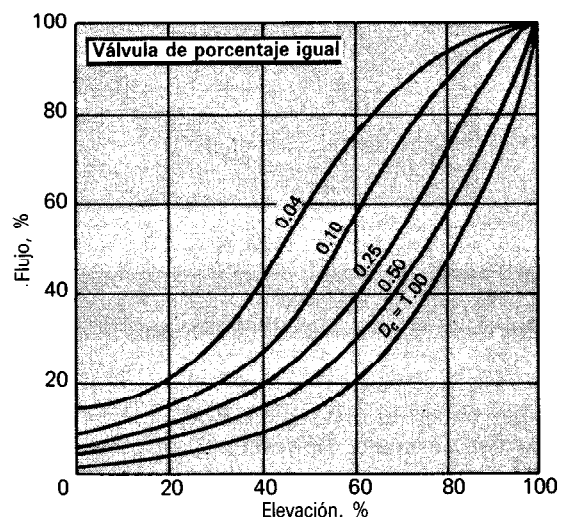
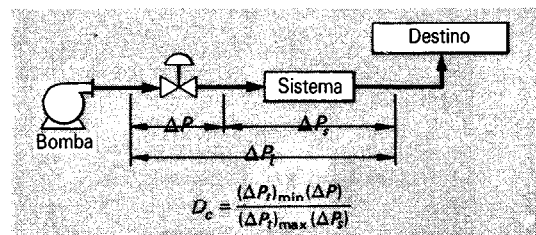
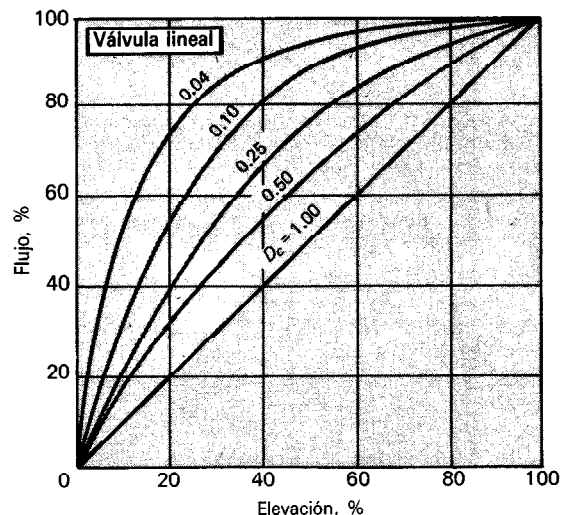


Fig. 3 Las características de las válvulas lineales y de porcentaje igual se distorsionan por la entrada del sistema

lación con flujo elevado y lentitud con poco flujo, se necesita una válvula lineal.

El cambio de las características de las válvulas es más fácil, si se intercalan accesorios en la señal de aire que va al actuador que con el reemplazo de la válvula. Un método propuesto por Fehervari y Shinsky³ es intercalar un relevador divisor o multiplicador (Fig. 4). Al ajustar el cero y el alcance del fuelle en el orificio C, se puede obtener una familia completa de curvas.

El divisor se utiliza para convertir a lineal una válvula de porcentaje igual con apertura por aire, o una válvu-

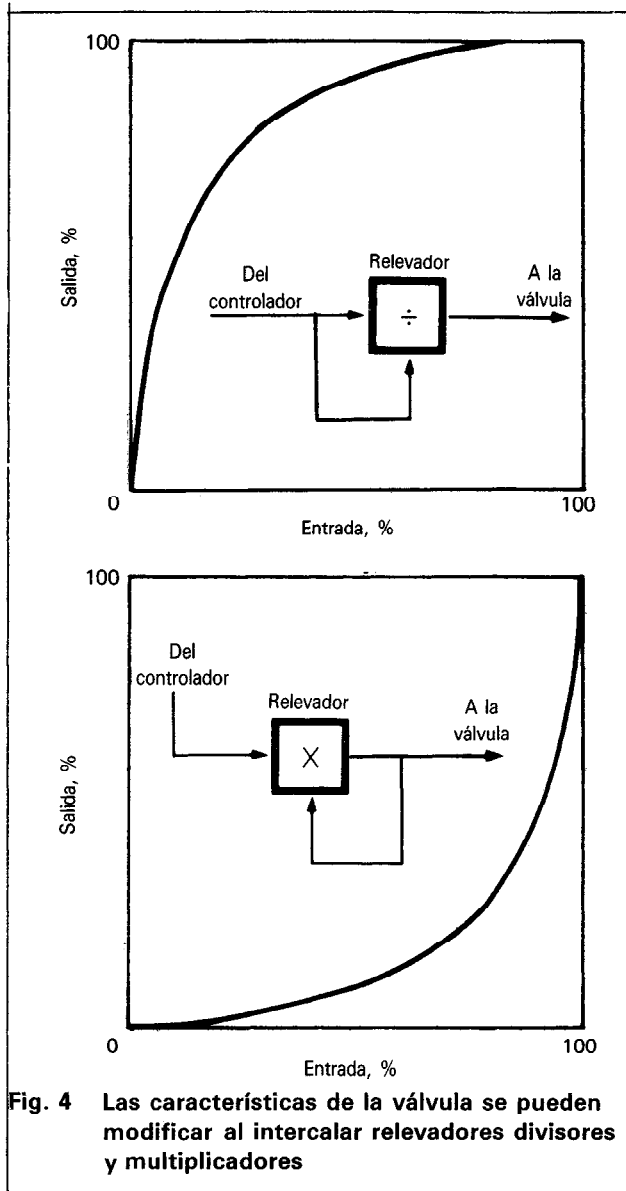


Fig. 4 Las características de la válvula se pueden modificar al intercalar relevadores divisores y multiplicadores

la lineal de apertura por aire a igual porcentaje o bien, una válvula de igual porcentaje de cierre por aire a una característica lineal si se desea.

Según dice Shinskey, ambos dispositivos son estándar, sensibles, estables, fáciles de calibrar y “verdaderos salvavidas cuando se necesita una válvula de mariposa lineal”.

Capacidad de cierre

La capacidad de cierre en las válvulas de control se suele definir en términos vagos, como la relación entre flujos máximo y mínimo controlables; controlable implica que, en esta gama, las desviaciones de las características inherentes de flujo no excederán de algún límite determinado. Esta definición sería muy limitada, aun en el caso de que hubiera acuerdos internacionales, que no los hay, para las desviaciones. Por tanto, lo mejor que se puede hacer es examinar este concepto desde un punto de vista de sentido común.

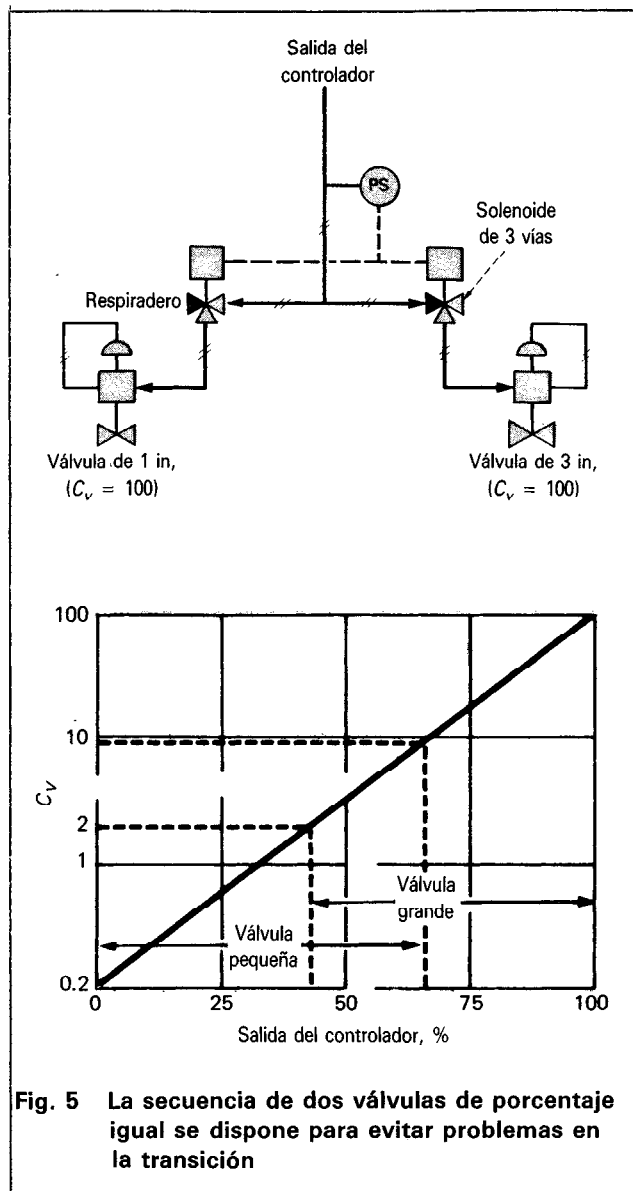


Fig. 5 La secuencia de dos válvulas de porcentaje igual se dispone para evitar problemas en la transición

La capacidad de cierre es interesante por dos razones:

1. Indica el punto en el cual la válvula abrirá y cerrará (perderá el control) debido a las fugas.
2. Establece el punto en el cual la característica de flujo y elevación empieza a tener una marcada desviación de los valores teóricos. (En la Fig. 2 se muestran los puntos en donde la ganancia real empieza a desviarse de la teórica.)

Si se define la *capacidad intrínseca de cierre* como la relación entre C_v (máx.) y C_v (mín.) entre la cual la ganancia de la válvula no varía más de 50% de la teórica, entonces, como se indica en la figura 2, la capacidad de cierre de una válvula lineal es mayor que la de una de porcentaje igual.

En la práctica, si se utiliza esta definición, la capacidad de cierre de las válvulas de porcentaje igual rara vez es mayor de 10:1, mientras que la capacidad de cierre de algunas de las válvulas rotatorias puede ser muy alta. Esto se debe a que su circulación en el espacio libre tiende a ser menor cerca de la posición cerrada que en otras

válvulas y que las pérdidas del cuerpo cerca de la posición de apertura total suelen ser más bajas que en otros diseños de válvulas. Además de los efectos del flujo de fuga o escurrimiento, la capacidad de cierre de la válvula también se puede limitar por la sensibilidad del ubicador.

Secuenciación

Cuando los requisitos de capacidad de cierre del proceso exceden la capacidad de una sola válvula, se pueden diseñar bucles de secuenciación de las válvulas, de modo que la ganancia del bucle permanezca constante mientras que se conmuta la circulación de una válvula a otra. Esto requiere mucho más estudio de lo que se cree a primera vista.

Supóngase que se trata de accionar en secuencia dos válvulas lineales de tamaños de 1 pulgada y de 3 pulgadas, que tienen C_v de 10 y 100. La recomendación de Shinsky es:

Si la válvula grande va a funcionar entre 9 y 15 psig y la pequeña entre 3 y 9 psig, entonces la ganancia del bucle cambiaría por un factor de 10 al exceder de 9 psig. La única forma de mantener constante la ganancia del bucle en este ejemplo sería accionar la válvula pequeña con 0% a 10% y la grande con 10% a 100% de la salida del controlador. Ésta no es una solución práctica al problema porque daría por resultado una gama de 3.0 a 4.2 psig para la válvula de 1 pulgada y de 4.2 a 15 psig para la de 3 pulgadas. Por esta razón, no se recomiendan las válvulas lineales para este trabajo.

La secuenciación de las válvulas de porcentaje igual es mucho más razonable. Si la válvula pequeña tuviera una capacidad de cierre de 50:1, su C_v máxima sería $10/50 = 0.200$. Una línea trazada en coordenadas semilogarítmicas que conecte $C_v = 100$ y 0.20, aparece en la figura 5. Se verá que el C_v de la válvula pequeña (10) queda un poco por arriba de la escala media de la salida del controlador (a más de 9 psig), lo cual permite un tramo más favorable para la calibración del ubicador.

Para hacer que las dos válvulas funcionen como si fuera una, sin alterar la característica de porcentaje igual, suave en la transición, es necesario permitir que sólo abra una válvula en cualquier tiempo y también es necesario evitar que la válvula grande funcione en su posición casi cerrada porque, como se ilustra en la figura 2, sus características no son de igual porcentaje en esa región. Sin embargo, se pueden soslayar estos problemas si se abre una sola válvula cada vez.

En el diagrama de la figura 5 se acciona sólo la válvula pequeña hasta que la salida del controlador llega al valor correspondiente a su apertura total. En este momento, el interruptor de presión excita a ambas válvulas de solenoide de tres vías, descarga la válvula pequeña y abre la grande para el mismo flujo que había tenido la pequeña. Esta conmutación tiene lugar en un segundo o menos, que es una rapidez suficiente para que sea imperceptible excepto en los bucles de control más rápido.

Si después la salida del controlador cae hasta el punto de mínimo flujo en la válvula grande, los solenoides vuelven a su posición original y se reanuda el flujo en la vál-

vula pequeña. Por tanto, el interruptor tiene una apertura diferencial ajustada para que sea igual al traslape entre los ubicadores de las válvulas. Para encontrar la gama del ubicador de la válvula grande, se localiza su C_v mínimo (Fig. 5). Una capacidad de cierre de 50 debe dar un C_v mínimo de 2.

Este mismo método se puede utilizar para accionar en secuencia tres o más válvulas. Si se requieren características lineales, se debe intercalar uno de los relevadores ilustrados en la figura 4 en la salida del controlador.

Funcionamiento en gama dividida

El funcionamiento en gama dividida ocurre cuando la señal de un controlador común envía órdenes a dos o más válvulas de control. Se suele aceptar el empleo de ubicadores para aplicaciones con gama dividida, sin que importe la velocidad del proceso. Esto no es muy lógico porque, en los bucles rápidos, se puede degradar el funcionamiento del control con el uso de ubicadores. Algunos ingenieros de instrumentos desaconsejan el empleo de ubicadores para implantar la gama doble. En su lugar, recomiendan relevadores de ganancia más polarización a fin de que el ubicador, que es el componente menos exacto, funcione en toda su gama o alcance. Esto también elimina la necesidad de calibraciones especiales.

También se puede pensar en otras soluciones, como lograr el funcionamiento en gama dividida con el empleo de resortes de distinta capacidad en los actuadores. Además del resorte para la gama estándar de 3 a 15 psig (21-104 kPa), se pueden obtener válvulas con las siguientes gamas de resorte: 3 a 7 psig (21-49 kPa), 4 a 8 psig (28-56 kPa), 5 a 10 psig (35-70 kPa), 7 a 11 psig (49-77 kPa), 8 a 13 psig (55-90 kPa) y 9 a 13 psig (63-90 kPa).

Motores y actuadores

La mayor parte de los actuadores de válvulas tienen algo de banda muerta, de banda de histéresis o ambas debido a la fricción de la empaquetadura. Esto puede ocasionar inestabilidad si una señal de control de pequeña amplitud queda dentro de la anchura de banda de histéresis.

Casi todos los actuadores tienen velocidad limitada, es decir, no se pueden mover con más velocidad que la máxima de diseño. Esto ocurre con los motores o actuadores eléctricos y neumáticos. En el equipo neumático, la velocidad máxima se establece con la rapidez máxima a la cual se puede suministrar o descargar aire.

Si la carrera total (100%) de una válvula requiere cuatro segundos, entonces su límite de velocidad es de 25% por segundo. Los cambios en la señal para las válvulas suelen ocurrir en pasos pequeños y por ello el límite de velocidad no representa una seria limitación pues, por ejemplo, el tiempo requerido para responder a un cambio de 5% es sólo de 0.2 s. Esta rapidez es suficiente para la mayor parte de los bucles. En la figura 6 se ilustra la respuesta de actuadores con velocidad limitada a diferentes tipos de señales de control.

Para aumentar más la velocidad de los actuadores se agrandan los orificios para aire y se instalan válvulas pi-

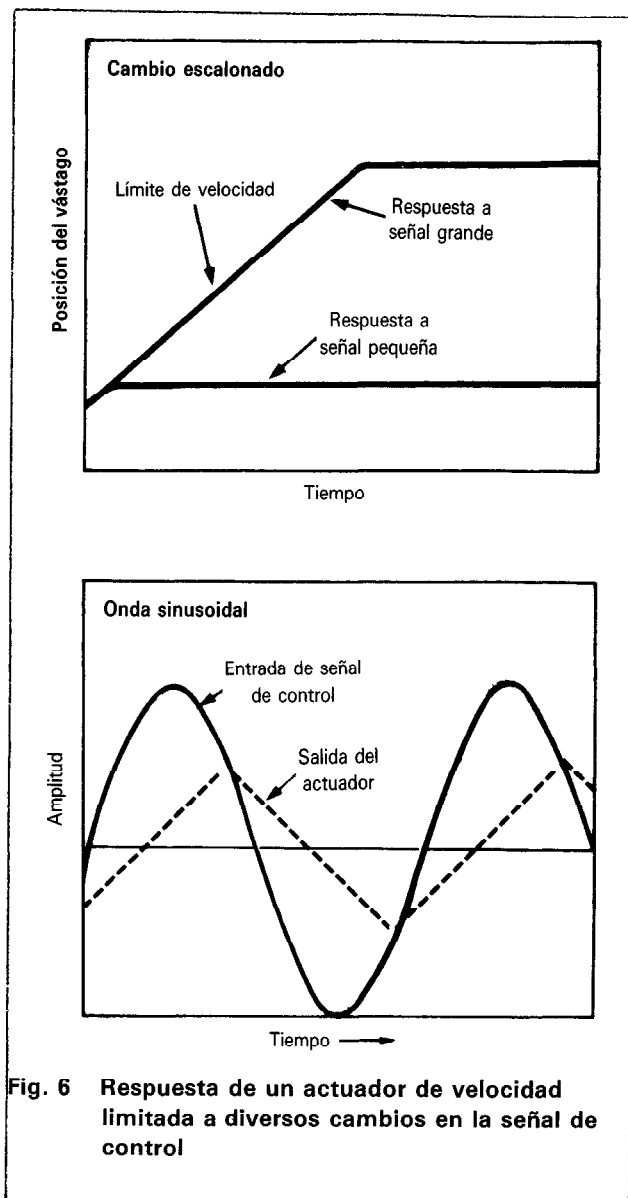


Fig. 6 Respuesta de un actuador de velocidad limitada a diversos cambios en la señal de control

loto más grandes. (Una válvula piloto sirve para controlar el flujo de un fluido auxiliar utilizado para amplificar la potencia de un controlador en un sistema grande; es una válvula pequeña que requiere poca potencia y se utiliza para accionar una válvula más grande.) Con las válvulas de cierre y paso, la adición de una válvula de descarga rápida producirá un gran aumento en el volumen de descarga. Para alterar el rendimiento dinámico del actuador también se pueden modificar la gama de presión o la banda muerta. Para reducir la banda muerta, por lo general se necesitan modificar los sellos de pistón, verillajes o conexiones de piñón y cremallera.

El tamaño del actuador se determina sobre la base de la potencia o empuje requeridos para vencer las fuerzas desequilibradas (desbalanceadas) en el cuerpo de la válvula, la fuerza requerida para el cierre y la rigidez necesaria para la estabilidad. En los actuadores neumáticos, el empuje es función de la superficie del pistón o del diafragma multiplicada por la presión de aire. Aunque la señal de control suele ser de 3 a 15 psig (0.2-1.0 bar),

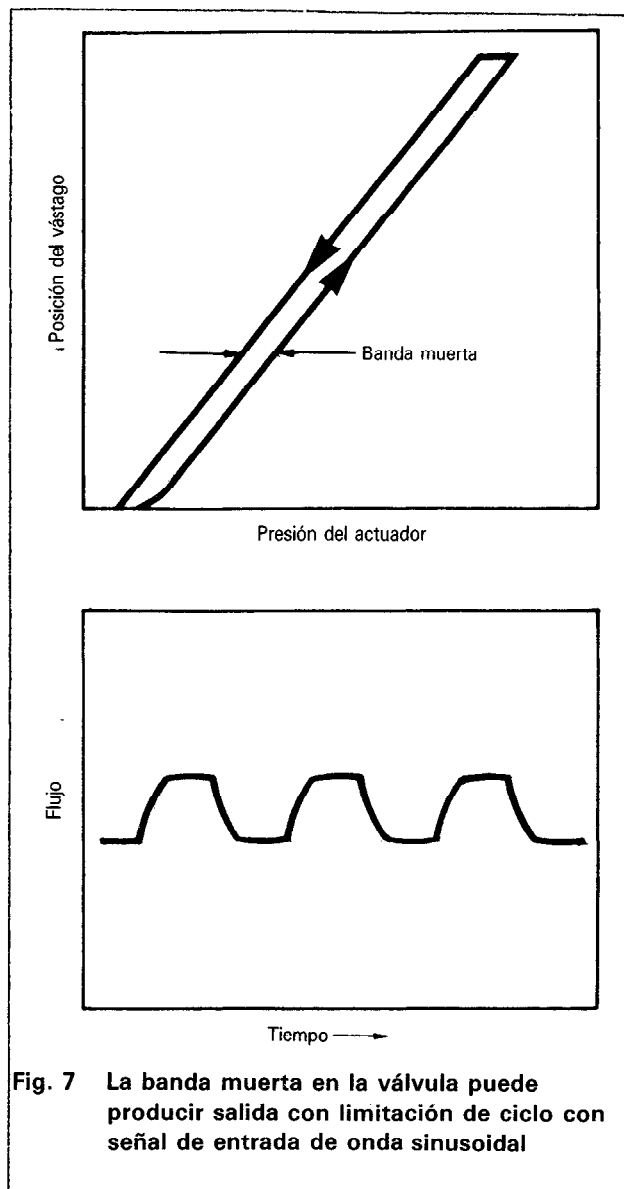


Fig. 7 La banda muerta en la válvula puede producir salida con limitación de ciclo con señal de entrada de onda sinusoidal

la presión de actuación puede ser tan alta como la del aire de suministro, si se utilizan ubicadores o relevadores amplificadores. Si se puede justificar su costo, los actuadores electrohidráulicos tendrán respuesta con máxima velocidad.

En los actuadores neumáticos, la acción de falla sin peligro se puede obtener con un resorte o con un tanque de aire; pero éste representa costo, complejidad y requisitos de espacio adicionales.

Ubicadores

Un ubicador neumático de válvulas sirve para ubicar con precisión la pieza o piezas móviles de una válvula accionada por el mismo, de acuerdo con una señal de aire. Las razones que se suelen aducir para el empleo de ubicadores incluyen:

1. Proteger al proceso controlado contra las alteraciones debidas a las variaciones en el funcionamiento de la válvula por pegadura del vástago, acumulación de mu-

gre, cambios en las posiciones del macho como resultado de cambios en la presión en el proceso o cualquier otra causa de histéresis o banda muerta de la válvula.

2. Permitir el funcionamiento en gama dividida, en que se envía la misma señal de control en paralelo a varias válvulas.

3. Incrementar la velocidad o empuje del actuador con el aumento de la presión, el volumen o ambos de la señal de control a fin de contrarrestar los efectos, como tubos o líneas largas para señal de control, etc.

4. Modificar las características inherentes de la válvula con el empleo de levas externas u otros tipos de generadores de función.

De todas esas razones, sólo son válidas las dos primeras para justificar el empleo de ubicadores.

Siempre que se instala un ubicador en una válvula de control, el resultado es un bucle en cascada, en el cual el controlador de la posición es el elemento esclavo o secundario. Igual que en todos los sistemas en cascada, la disposición de dos controladores en serie será estable si la constante de tiempo del esclavo no es similar a la del maestro.

No se necesita emplear ubicadores en los bucles rápidos (flujo, presión de líquido o gas a presión en pequeño volumen) porque pueden degradar la acción del bucle. Para aumentar la velocidad de respuesta de los ubicadores se pueden utilizar actuadores de pistón de alta presión y relevadores amplificadores.

Es importante tener suministro suficiente de aire para que el tamaño del actuador no sea muy grande en relación con el ubicador y éste se debe montar con firmeza y comprobar que el varillaje no está flojo.

Los ubicadores eliminarán la banda muerta

Todas las válvulas tendrán algo de banda muerta salvo que se empleen ubicadores, debido a la fricción en las empaquetaduras. Siempre que se invierte el sentido de la señal de control, el vástago permanece en su última posición hasta que se excede de la banda muerta (Fig. 7).

Una onda sinusoidal que impulsa al motor de la válvula produce un movimiento del vástago distorsionado y desplazado en fase. Este desplazamiento, cuando se combina con las características integradoras de ciertos procesos y con la acción de restablecimiento de un controlador, ocasiona que se produzca un ciclo de limitación. Según dice Shinsky, el ensanchamiento de la banda proporcional no amortiguará la oscilación y sólo la hará más lenta. El ciclo de limitación no aparecerá si se utiliza un controlador proporcional o si el proceso no tiene elementos integradores.

Los procesos propensos a ciclos de limitación en esa forma son los de nivel de líquido, volumen (como en el

mezclado digital), peso (no el régimen de peso) y presión de gas, todos los cuales son integrales del flujo. Siempre que se pretende controlar ese proceso con un controlador PI (proporcional más integral) se debe pensar en el empleo de ubicadores. En el caso del nivel de control, se puede lograr el mismo objetivo con el empleo de un controlador proporcional sencillo y un reforzador o amplificador, en lugar del ubicador.

Los ubicadores, en general, eliminarán el ciclo de limitación con el cierre de un bucle en torno al actuador de la válvula. También mejorarán el funcionamiento de las válvulas en procesos lentos, como los de pH o temperatura. Por otra parte, la banda muerta ocasionada por la fricción del vástago no se debe corregir con el empleo de ubicadores en los bucles rápidos, como los de flujo de presión "rápida".

Accesorios, reforzadores

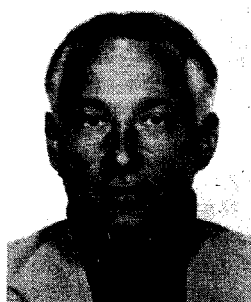
Si es necesario aumentar la velocidad o el empuje del actuador, es suficiente instalar un reforzador de volumen de aire o un relevador amplificador de presión en vez de utilizar un ubicador. Los reforzadores dan mejores resultados que los ubicadores en procesos rápidos (como control de flujo, presión de líquido o de gas a presión en pequeño volumen.) Si se utilizan en procesos lentos, no ayudan ni perjudican.

En los procesos rápidos no se necesita la alteración o modificación de las características de la válvula de control con la adición de un ubicador, porque se puede lograr mediante relevadores externos (Fig. 4) que no degradarán la calidad del control.

Referencias

1. Driskell, L. R., "Control valve selection and application," lecture notes used in the course, "Instrument selection and application," offered by the Center for Professional Advancement.
2. Boger, H. W., "Recent trends in sizing control valves," 23rd annual symposium on instrumentation, Texas A&M University, Jan. 1968.
3. Shinsky, F. G., "Control valves and motors," Foxboro Publication No. 413-8, Foxboro, Mass.

El autor

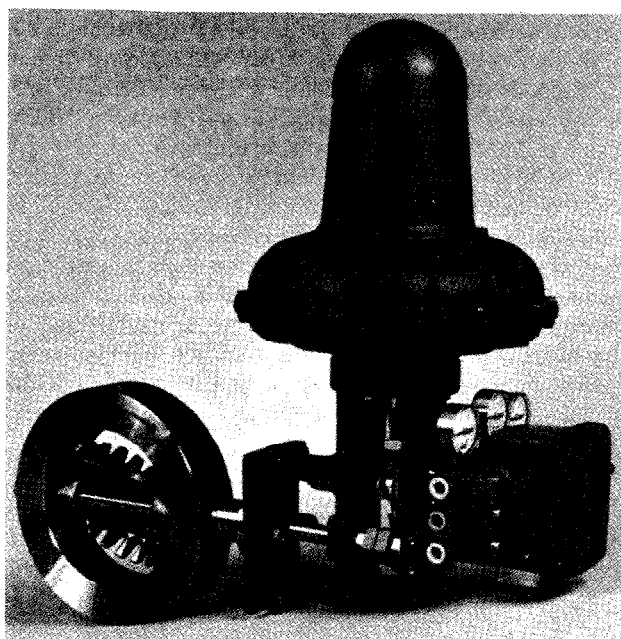


Béla G. Lipták es el presidente de Liptak Associates, 84 Old North Stamford Road, Stamford, CT 06905, especialistas en el diseño, especificación y optimización de sistemas de instrumentación y de control de procesos. Tiene títulos en ingeniería de la Universidad Técnica de Budapest, Stevens Institute of Technology y The City College of New York. Es *fellow* de Instruments Soc. of America e ingeniero registrado en Connecticut y Nueva Jersey.

Válvula de control versus bomba de velocidad variable*

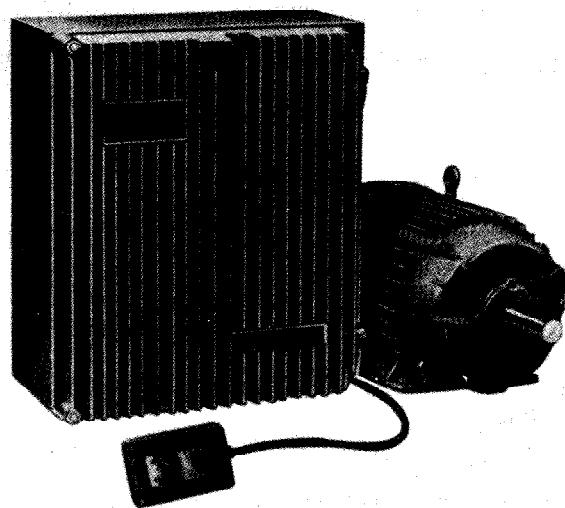
En ciertas condiciones de operación, la válvula de control todavía tiene ventaja económica sobre la bomba de velocidad variable. En este artículo se presentan estas condiciones para seleccionar entre los dos sistemas.

Hans D. Baumann, H. D. Baumann Associates, Inc.



La electricidad para bombear los líquidos es un importante factor del consumo de energía en las plantas de procesos químicos. Esto ha dado pábulo a recomendaciones de que las válvulas de control y las bombas con motor de velocidad constante para regular el flujo o la

*Este artículo está basado en un trabajo presentado antes de publicarlo en Texas A & M University 1981, Instrumentation Symposium for the Process Industry.



presión se sustituyen por bombas con velocidad variable. Se arguye para este cambio que la pérdida de carga ocasionada por la válvula de control desperdiciará energía.

La caída de presión en la válvula puede ser menor

Se ha aceptado que una válvula de control debe reducir más de $\frac{1}{3}$ de la presión de salida de una bomba con el máximo caudal de diseño.¹ Esa selección de bomba y válvula resulta un desperdicio. Cabe esperar que se haya persuadido a los ingenieros de instrumentos de asig-

nar una menor caída de presión a las válvulas de control y permitir que los ingenieros de proceso, a su vez, seleccionen una bomba que tenga requisitos de carga bastante menores.²

Características hidráulicas de los sistemas de bombeo

En la figura 1 se representan las características hidráulicas típicas de una bomba centrífuga de una velocidad en dos sistemas diferentes de proceso. En el Sistema A, la presión de salida de la bomba varía al cuadrado del volumen debido a la resistencia de los tubos y los accesorios; no interviene la presión estática como la ocasionada por un cambio en la altitud o en la contrapresión en el tanque. En el Sistema B, una presión constante en el sistema equivale al 30% de la carga máxima de la bomba; desde ese momento, la carga requerida en la bomba aumenta al cuadrado del volumen de flujo.

Se supone que, con el volumen máximo de flujo de diseño, las bombas seleccionadas funcionan cerca del punto de máxima eficiencia indicado en la figura 1. Las cargas de elevación de la bomba disminuyen cuando se aumenta el volumen de flujo, de acuerdo con la característica de las bombas centrífugas.

Por supuesto, la caída de presión que aceptan las válvulas de control será máxima cuando el volumen o caudal es de cerca del cero, es decir, del 100% de la carga o columna máxima de la bomba del Sistema A y del 70% para el Sistema B. Con el caudal máximo de diseño, la caída de presión en la válvula se supone que es sólo 6.5% de las cargas o columnas de la bomba.

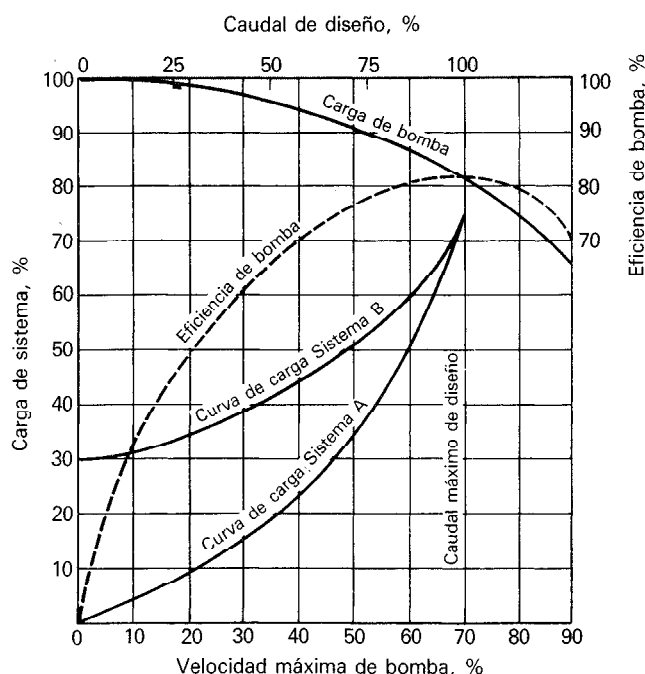


Fig. 1 Características hidráulicas típicas del sistema con bomba de una velocidad, con y sin carga estática

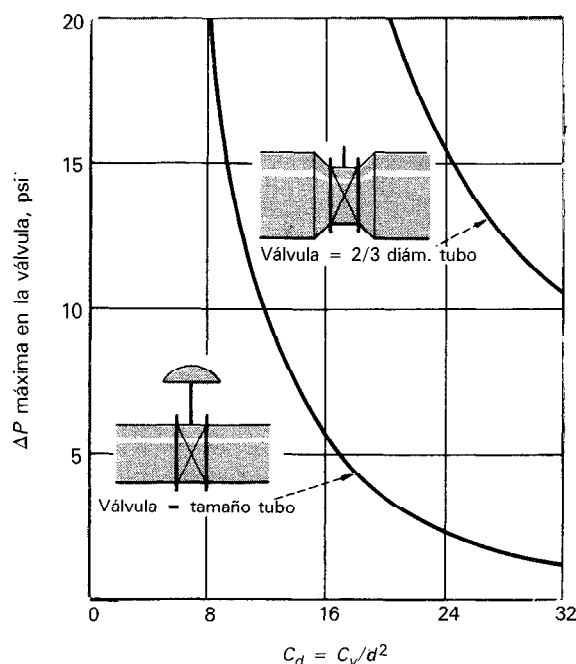


Fig. 2 Caída máxima de presión en válvulas de control con velocidad de 15 ft/s en la tubería

Para determinar el tamaño de la válvula de control, no hay necesidad de asignar más de 3 a 10% de la columna nominal de la bomba como caída de presión con el caudal de diseño. Esto supone que el ingeniero de proceso puede obtener bombas que se aproximen $\pm 10\%$ a los requisitos ideales. Se ha acostumbrado tomar entre 25% y 40% de la carga o columna de la bomba como caída de presión para determinar el tamaño, porque se consideraba que una válvula de control no podía funcionar bien con otra de valores menores. Esto se justificaba en parte por las deficiencias en la capacidad de cierre y de flujo de las válvulas del globo que se utilizaban. Los machos con vástago deslizante también podrían tener inestabilidad dinámica si la caída de presión tuviera una variación muy rápida al aumentar su recorrido, es decir, con el caudal.

La disponibilidad de las válvulas rotatorias modernas podrá evitar esas preocupaciones.³ Es muy común en la industria de las tuberías utilizar válvulas de bola de un tamaño para caídas de presión de apenas 0.5% de la presión del sistema con el máximo caudal de diseño. En la figura 2 se ilustra que las válvulas rotatorias típicas del mismo tamaño que la tubería tienen caídas de presión, cuando están abiertas del todo, del orden de 1 o 2 psi. La abscisa de la figura 2 es el coeficiente de flujo por cada pulgada cuadrada de diámetro de la válvula; la zona de funcionamiento de la válvula rotatoria queda a la derecha de $C_d = 24$.

Si se debe seleccionar una bomba que tenga una columna mayor (por las limitaciones en los tamaños estándar disponibles o por las tolerancias de manufactura de la bomba), la válvula de control estrangulará el exceso de presión. El sólo aumento de la capacidad de flujo en

la válvula de control no ahorrará energía en la bomba, siempre que ésta no sea de un tamaño pequeño.

El procedimiento correcto es seleccionar una bomba con suficiente carga o columna al caudal de diseño para satisfacer los requisitos de carga estática y de pérdida en la tubería más, quizá, un factor de seguridad de 5 a 10%. Luego, se debe seleccionar la válvula para que maneje el caudal de diseño con una caída de presión que no exceda la mitad del factor de seguridad seleccionado.

Si no está disponible una bomba con la columna deseada, se puede probar con estas opciones: 1) cambiar la velocidad de la bomba por medio de un impulsor de engranes de velocidad fija, o 2) emplear dos o más bombas más pequeñas en paralelo.

Bomba de velocidad variable

Una solución que, en apariencia, es atinada es utilizar un sistema de impulsión de velocidad variable para cambiar la velocidad de funcionamiento de la bomba a fin de que concuerde con la del sistema (A o B), con lo cual se eliminarían la válvula de control y sus pérdidas por estrangulación. Además de las pretendidas ventajas del ahorro de energía, ese sistema reduciría el desgaste de la bomba.

Sin embargo, si se examinan las características de operación de las impulsiones de velocidad variable (que incluyen el rotor devanado, acoplamiento hidráulico, voltaje variable, corrientes parásitas y frecuencia modular de la anchura de los impulsos), se notará una marcada reducción en la eficiencia cuando se disminuye la velocidad (Fig. 3). (La curva de eficiencia de Langfeldt es más alta que las otras^{1,4}.) Aunque las impulsiones de velocidad variable más modernas indican un mejoramiento general en la eficiencia total, ninguna funciona a más de alrededor de 89% de eficiencia a la velocidad máxima.⁴

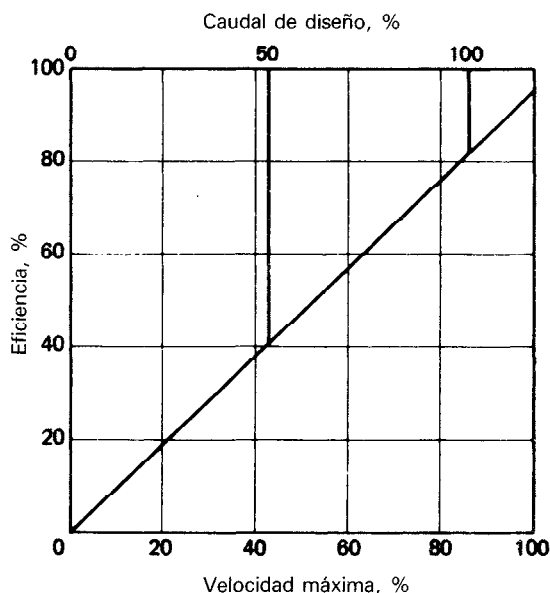


Fig. 3 Curvas de característica de rendimiento para impulsiones de velocidad variable

Esta declinación en la eficiencia merece un estudio más detenido cuando se comparan los ahorros reales de energía entre la válvula de control y el sistema con bomba de velocidad variable. Otras desventajas de la impulsión variable incluyen menor confiabilidad pues son más complejos, exigen más mantenimiento, son de costo más alto, ejercen un efecto adverso sobre el factor de potencia, tienen ruido en las líneas de transmisión y una respuesta más deficiente a la frecuencia.

Comparación económica

La potencia requerida en la bomba para un gasto y columna o carga dados se puede calcular con las siguientes ecuaciones:

Para una combinación de válvula y bomba:

$$H_p = (0.0005831 H Q G_f) / N_p \quad (1)$$

Para una bomba de velocidad variable:

$$H_p = (0.0005831 H Q G_f) / N_p N_D \quad (2)$$

en donde G_f = densidad relativa, H = carga o columna en psi, N_p = eficiencia de la impulsión de velocidad variable, N_D = eficiencia de la bomba y \dot{Q} = gasto en galones por minuto (1 hp = 0.746 kW.)

En la figura 4 se ilustran los requisitos de potencia para una bomba centrífuga de velocidad constante, con el flujo controlado por una válvula, calculados con la ecuación (1). Se ha trazado que la potencia máxima requerida es de 100% con el caudal máximo de diseño.

La potencia requerida para la bomba de velocidad variable, sin válvula de control, se calcula con la ecuación (2) y las eficiencias correspondientes con la gráfica de la figura 3.

La comparación revela que, con el flujo máximo de diseño, una válvula de control del tamaño correcto consumirá alrededor de 16% menos potencia de la bomba que una bomba de velocidad variable. Un sistema con bomba de velocidad variable sin una carga estática constante sólo será eficiente en energía a menos del 90% del gasto de diseño. Si el sistema tiene contrapresión constante (Sistema B en la figura 1), casi no existirá la ventaja económica de la mayor parte de las bombas de velocidad variable y el consumo de potencia con gasto bajo será más del 50% mayor que el de la combinación de bomba de una velocidad con válvula. Este análisis no tiene en cuenta el hecho de que la eficiencia de la mayor parte de las bombas se reduce a menos del 50% de su velocidad nominal.

En un análisis interesante de la recuperación del capital, Langfeldt mostró que un rendimiento razonable a tres años sobre la inversión adicional del capital en una bomba de velocidad variable, sólo se podría lograr si el consumo constante de energía de esta bomba fuera menor de un 70% del de la combinación de bomba y válvula.¹ En un sistema típico sin contrapresión (Sistema A, Fig. 4) sólo se llegará a ese valor cuando el sistema funciona en forma constante al 80% del caudal máximo de diseño o en forma intermitente cuando menos el 50% del tiempo a menos del 65% de su gasto máximo de diseño.

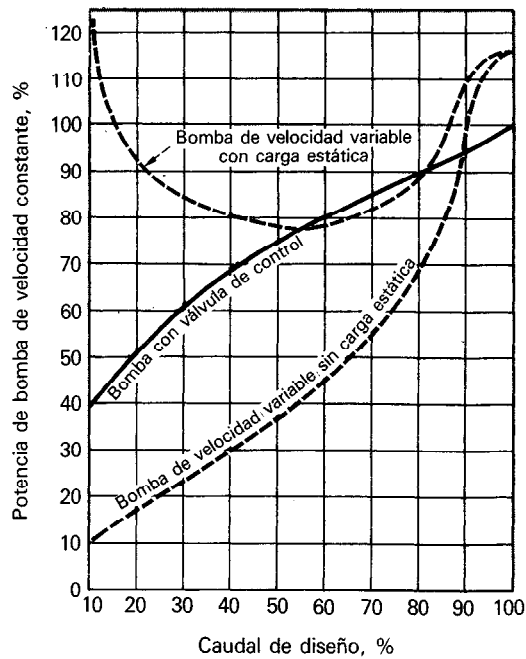


Fig. 4 Potencia para bomba de velocidad variable comparada con la de una de velocidad constante con válvula

El porcentaje ahorrado de potencia de la válvula y bomba con cualquier gasto se puede calcular como:

$$\text{Ahorro, \%} = \left(\frac{\text{Carga del sistema}/N_D}{\text{Columna de la bomba}} \right) 100$$

El punto de equilibrio se encuentra en donde la eficiencia de la bomba de velocidad variable (N_D) es igual al porcentaje de carga del sistema. Por ejemplo, una eficiencia de 82% de la impulsión de velocidad variable, que es típica para las impulsiones con frecuencia ajustable en la fuente de voltaje,⁵ requerirá la misma potencia que una bomba de velocidad constante si la columna de ésta es de $1/0.82$, es decir, 1.22 veces la carga requerida del sistema. Esto ocurre con alrededor del 95% del gasto de diseño (Fig. 1).

En la página 6 del ejemplo de Langfeldt,¹ el porcentaje de recuperación anual del capital adicional necesario para la impulsión de velocidad variable, con base en una duración de 20 años y teniendo en cuenta impuestos, depreciación, intereses, mantenimiento, etc.) equivale a 1.52% por cada 1% de ahorro en la potencia de la bomba. En la figura 5 se ilustra esta relación.

El problema de cavitación en la válvula

Cuando se trata de válvulas rotatorias de alta capacidad, se debe tener presente que tienen un factor F_L más bien bajo, es decir, mayor recuperación de presión que las válvulas típicas de globo. Esto, por supuesto, significa una mayor tendencia a la cavitación. Los métodos anti-guos de asignar demasiada caída de presión a una vál-

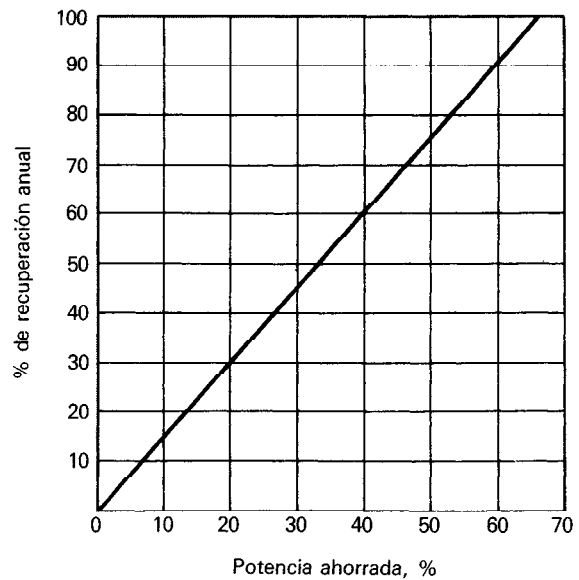


Fig. 5 Potencia ahorrada con impulsión variable con relación al % de rendimiento anual sobre el capital adicional

vula cerca del gasto máximo de diseño creó problemas de cavitación. Sin embargo, igual que con los ahorros de energía, un tamaño adecuado puede eliminarlos.

Con el ejemplo presentado en la figura 1 y en el supuesto de que una carga o columna de 100% es igual a 100 psig, se podría investigar el problema de la cavitación. Cuando se utiliza una válvula de mariposa (la menos costosa de las válvulas rotatorias), el F_L con apertura total es más o menos igual a 0.6. Cuando se reduce la carrera de la válvula, aumenta F_L y se puede suponer que será de 0.85 cuando la válvula esté abierta alrededor del 10%. Con una presión de vapor de líquido (P_v) de 10 psia, la caída de presión (ΔP_c , que es ΔP crítica) que ocasionaría flujo estrangulado por completo (cavitación total) con el gasto máximo de diseño y con una carga de bomba de 82 psig (Fig. 1), se puede calcular como sigue:

$$\Delta P_c = F_L^2(P - P_v) = (0.6)^2[(82 + 14.7) - 10] = 31.2 \text{ psi}$$

Debido a que la caída real de presión es de 6.5 psi, no habrá problema de cavitación.

Con 10% de la capacidad de la bomba, la presión en la entrada de la válvula aumenta a 100 psig y F_L es igual a 0.85. Con el empleo de la ecuación precedente, se calcula que la caída crítica de presión para llegar a cavitación total es de 75.6 psi. La caída real de presión con carga estática (Sistema B, Fig. 1) es de sólo 69 psi. En el sistema A, se encontrará cavitación porque la caída real de presión es de 95 psi.

Sin embargo, es raro un sistema sin contrapresión estática y el diseño debe incluir cierta contrapresión mínima en el sistema mediante un cambio adecuado en la altura de la tubería.

Las válvulas de control todavía tienen su lugar

El análisis precedente indica que las válvulas de control de alta capacidad, si son del tamaño correcto, todavía tienen una ventaja económica sobre las bombas de velocidad variable en sistemas que funcionan casi constantemente entre el 80% y el 100% de la capacidad de diseño o que tienen presiones de carga estática de, cuando menos, 25% de la columna o carga de la bomba.

Por supuesto, cualquier mejoramiento en la eficiencia de las impulsiones de velocidad variable altera esta relación. De todos modos, en un sistema combinado, como una válvula de control con una bomba de dos velocidades, por ejemplo, podría ofrecer todavía más ahorros en la inversión de capital.

Para diseñar un sistema con bombeo el ingeniero debe:

- Tratar de seleccionar una bomba con una columna que coincida lo más cerca posible con la curva del sistema con el caudal de diseño.

- Seleccionar una válvula rotatoria del tamaño de la tubería que presente mínima resistencia cuando está abierta por completo.

- Seleccionar una bomba de velocidad variable cuando la carga estática no es importante y cuando la cantidad *promedio* de líquido que se bombea es menor de $\frac{2}{3}$ del caudal máximo de diseño.

Cuando se diseña un sistema con mayor capacidad que la necesaria para prever futuros aumentos en la capacidad, se debe tener en cuenta un cambio en el impulsor de la bomba o un aumento en la velocidad de la bomba con la adición de un impulsor por engranes o un motor de velocidad más alta. Otra posibilidad sería agregar una segunda bomba en paralelo.

Referencias

1. Langfeldt, M. K., "Economic Considerations of Variable Speed Drives," ASME Paper 80-PET-81.
2. Baumann, H. D., "How to Assign Pressure Drop Across Liquid Control Valves," Proceedings of 29th Annual Symposium on Instrument Engineering for the Process Industry, Texas A & M University, January 1974.
3. Baumann, H. D., A Case for Butterfly Valves in Throttling Applications, *Instrument & Control Systems*, May 1979.
4. Papez, J. S., and Allis, L., "Consideration in the Application of Variable Frequency Drive for Pipelines," ASME 80-PET-78.
5. Merritt, R., What's Happening with Pumps?, *Instrument & Control Systems*, September 1980.

Agradecimientos

Agradezco a I. R. Driskell, ingeniero consultor de Pittsburgh, Pa., sus útiles consejos para la preparación de este artículo.

El autor



Hans D. Baumann, presidente de H. D. Baumann Associates, Inc., 35 Minora Rd., Portsmouth, NH 03801, fue antes vicepresidente de tecnología en Masoneilan International, Inc. Es un experto reconocido en todo el mundo en válvulas de control, posee más de 40 patentes en Estados Unidos y ha publicado más de 50 artículos. Recibió su título como ingeniero industrial en Alemania y efectuó estudios de postgrado en Western Reserve University y en Northeastern Institute.

Mejoramiento del funcionamiento de las válvulas de control en la tubería

La confiabilidad, el funcionamiento de protección contra fallas y los aspectos económicos son los criterios esenciales para tomar la decisión final para seleccionar válvulas de control óptimas.

E. Ross Forman, United Engineers & Constructors Inc.

La válvula de control es la única restricción variable controlada en el bucle de control. En la práctica, es un orificio de superficie variable que elimina cantidades discretas de energía del sistema a fin de controlar el proceso. En la figura 1 se indica la colocación de la válvula en el bucle.

Las bombas, reactores, calderas y compresores aumentan la presión en un sistema; la válvula está destinada con toda intención a producir caída de presión. Al contrario del equipo, como una turbina, que genera trabajo útil y energía eléctrica a partir de una caída de presión, la válvula de control consume energía para lograr el control de las variables del proceso. Dado que del 30 al 50% de la caída dinámica total en el sistema se puede gastar en la válvula de control, siempre hay la preocupación de que su funcionamiento sea confiable con esfuerzos continuos.

Una válvula tiene más puntos de falla potencial que cualquier otro componente en el bucle de control. Como se puede ver en un cuerpo típico (Fig. 2), las guarniciones o interiores se pueden gastar por erosión y corrosión. Además, la necesidad constante de que la válvula controle el material del proceso produce desgaste de la empaquetadura, fatiga del fuelle y desgaste de los accesorios como los ubicadores. Los diafragmas pueden fallar por envejecimiento. Los ciclos frecuentes de apertura y cierre pueden gastar los aparatos auxiliares como interruptores de límite y válvulas de solenoide (Fig. 3). En esas circunstancias, resulta notable la confiabilidad de la válvula de control.

Análisis de fallas

Hay muchas razones por las que puede ser necesario tener en cuenta la falla de una válvula, a pesar de que sea la especificada con mayor exactitud, de la mejor calidad y de la marca más comprobada que se pueda obtener.

Una razón es la penalización económica pura de no tener disponible una válvula clave para la operación, cuya función sea controlar o aislar el proceso. Si la válvula está en una sección importante del proceso en donde su falla puede producir una seria interrupción en la producción, significará una pérdida de ingresos. Esta pérdida

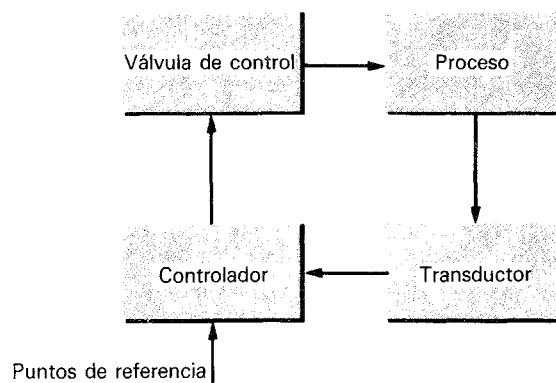


Fig. 1 Ubicación de la válvula de control en el bucle de control

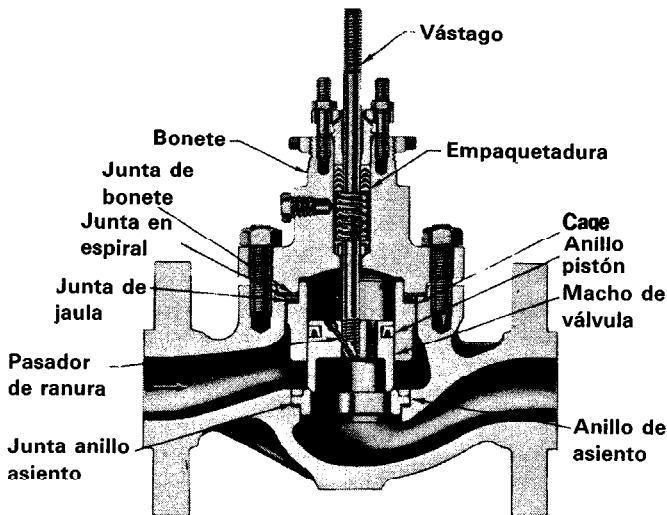


Fig. 2 Puntos potenciales de falla en las válvulas de control

se puede calcular por hora o por día y se puede tener ya determinada. Esto es de importancia creciente en muchas plantas por el aumento en tamaño de los sistemas de procesos. Los principales ingresos provienen de las instalaciones grandes, por lo cual es importante cualquier tiempo perdido.

Otra razón puede ser un escape de materiales peligrosos o tóxicos dentro de la planta.

Cualquiera que sea la razón, en casi todas las circunstancias no se puede permitir la falla de una válvula y la fase de diseño debe incluir el análisis adecuado.

Desde luego, la mejor forma de eliminar la posibilidad de falla es tener doubles válvulas. Esto puede incluir válvulas para repuesto que sirvan para las mismas funciones que las originales o quizá sólo la duplicación de componentes más susceptibles de falla, como los interruptores de límite. Lo que se debe determinar es si hay necesidad de esa duplicidad o "redundancia" y el grado de ella. Esto se hace mediante el análisis de fallas durante la fase de diseño, porque un diseño deficiente nunca se podrá compensar con control de calidad, pruebas de campo o mantenimiento.

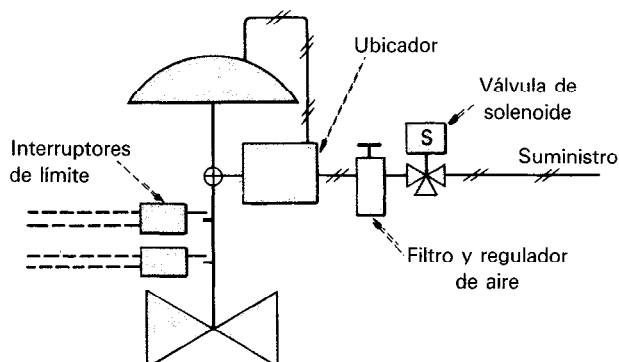


Fig. 3 Los ciclos de trabajo gastan los componentes auxiliares

Infortunadamente, es más fácil imaginarse cómo funcionará un proceso que cómo fallará. La mente humana está enfocada hacia el éxito y busca resultados positivos. Es difícil pensar en soluciones negativas y hasta hace poco se consideraba más bien un arte que una ciencia. Con la aplicación de métodos estadísticos comprobados, la selección de un diseño puede tener buen éxito y también una baja incidencia de fallas adecuadas para los objetivos de la planta.

Confiabilidad y disponibilidad

El término "confiabilidad" se confunde a menudo con el de "disponibilidad." Una válvula es confiable cuando funciona como se espera. En otras palabras, es una medida de la estabilidad de su funcionamiento en el tiempo; por ejemplo, que trabajará 997 de cada 1 000 h.

La confiabilidad se define como "la característica de un artículo expresada por la probabilidad de que desempeñará una función requerida en condiciones expresas durante un lapso determinado de tiempo". Esta definición sólo menciona el tiempo que funcionará, pero no el tiempo que no funcionará. Por ejemplo, una válvula que tiene una falla puede estar en una zona peligrosa y no estará accesible hasta que se pare una unidad para mantenimiento. En este caso, la válvula debe ser confiable durante todo ese tiempo, por largo que sea. Al final de ese periodo se para la planta y se pueden hacer las reparaciones necesarias, por lo cual no se necesitan consideraciones adicionales.

Sin embargo, supóngase que la válvula está accesible para inspección, pruebas y reparación durante el funcionamiento de la planta. Por tanto, una medición más significativa de la confiabilidad de la válvula sería "disponibilidad", que define el Institute of Electrical and Electronic Engineers (IEEE) como "la característica de un artículo expresada con la probabilidad de que funcionará en un instante futuro en el tiempo seleccionado en forma aleatoria".

Al diseñar el sistema, es necesario: a) definir el rendimiento requerido de la válvula y el sistema, b) establecer objetivos de confiabilidad de la válvula.

El comportamiento de la válvula y su sistema se deben definir con todo el rigor posible para tener la seguridad de que la válvula funcionará como se ha planeado. Se necesita la evaluación completa del sistema para poder definirlo. Pueden existir muchos criterios acerca del comportamiento y todos influirán en el número y colocación de las válvulas para el proceso. Esa definición debe incluir las condiciones ambientales, el tiempo que debe funcionar el sistema, el número de ciclos y cualesquiera otros datos. A continuación aparece un ejemplo de esa definición.

"La válvula y el actuador deben funcionar en forma satisfactoria en las condiciones antes y después del accidente en cualquier tiempo durante la duración de diseño del equipo. Las condiciones del accidente son: temperatura = 310°F, presión = 62 psig, humedad relativa = 100% atmósfera = vapor saturado y nitrógeno. La duración de la temperatura y la presión es de 10 h. La

válvula debe ser capaz de tener 250 ciclos anuales de apertura, cierre y retorno.

Los objetivos de confiabilidad se basan en diversos factores. En la industria nuclear, se utiliza en forma primaria el criterio de "una sola falla". Es decir, la válvula debe satisfacer la definición de su rendimiento en caso de falla de un solo componente. En términos numéricos, los datos indicarán la confiabilidad o disponibilidad esperadas en el sistema. Esos objetivos se alcanzan mediante:

1. *Aceptación del riesgo.* ¿Cuál es el riesgo máximo que se puede aceptar a cambio de los beneficios del sistema tal como fue diseñado? El riesgo se puede definir como el producto de la probabilidad de una falla y las consecuencias de ella. Las consecuencias se pueden medir en términos de posibles lesiones, la descarga de sustancias peligrosas o tóxicas y la pérdida de utilidades.

2. *Sistemas comprobados.* La experiencia con sistemas existentes que tienen buen historial de confiabilidad y disponibilidad.

3. *Normas de la industria.* Suele ser un objetivo tentativo basado en los conocimientos actuales.

Ejemplos de métodos de análisis

El método más conveniente para explicar los estudios hechos sobre la confiabilidad y la disponibilidad se basan en un sistema en donde se requieren dos válvulas para aislar el fluido del proceso. Por ejemplo, ¿cuántas válvulas se necesitan para satisfacer las demandas del sistema para que esté disponible al máximo posible?

Considérense dos válvulas en serie (Fig. 4). La probabilidad del funcionamiento correcto del sistema, es decir, el cierre de las dos válvulas, es

$$P_g = P_1 \times P_2 \quad (1)$$

en donde P_g = probabilidad de que el sistema funcionará, P_1 = probabilidad de que la válvula 1 funcionará y P_2 = probabilidad de que la válvula 2 funcionará.

Si la probabilidad de que funcione cada válvula es del 90%, entonces al sustituir los valores correspondientes en la ecuación (1) se tiene:

$$P_g = 0.90 \times 0.90 = 0.81$$

Por tanto, el sistema tendría una probabilidad de trabajar sólo el 81% del tiempo.

Si se agrega una válvula P_3 en paralelo con las válvulas P_1 y P_2 y tiene una probabilidad del 90% (Fig. 4) entonces, la probabilidad de buen funcionamiento se vuelve:

$$P_g' = P_g + (1 - P_g)(P_3) \quad (2)$$

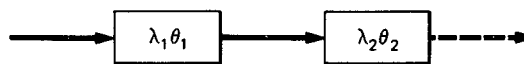
Por tanto, la probabilidad de trabajo de este sistema es de 98.1%, una mejora considerable en relación con el diseño original. En este momento del diseño, se debe tomar la decisión de agregar válvulas duplicadas o dejarlo como está. La respuesta depende de los objetivos para el sistema. Se debe recalcar que la probabilidad de las válvulas es mucho mayor que la indicada en los ejemplos.

Análisis de disponibilidad

En el trabajo de diseño no sólo se debe analizar si habrá fallas sino también el tiempo requerido para reparar una válvula dañada para que el proceso vuelva a funcionar. Por tanto, el análisis debe considerar el tiempo que se requiere para reparar y volver a instalar la válvula.

Para este análisis, se utilizan tanto la tasa de fallas ($\lambda_1, \lambda_2, \dots$) y el tiempo medio para reparación ($\theta_1, \theta_2, \dots$). Para los ejemplos, se supone que la tasa o porcentaje de fallas es constante y que la reparación se hace de inmediato.

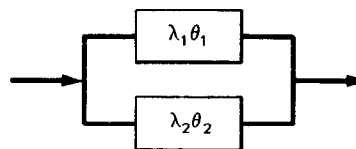
Para dos válvulas en serie:



$$\lambda_T = \lambda_1 + \lambda_2 \quad (3)$$

$$\theta_T = \frac{\lambda_1 \theta_1 + \lambda_2 \theta_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \quad (4)$$

Para dos válvulas en paralelo:



$$\lambda_T = (\lambda_1 \lambda_2)(\theta_1 + \theta_2) \quad (5)$$

$$\theta_T = \frac{\theta_1 \theta_2}{\theta_1 + \theta_2} \quad (6)$$



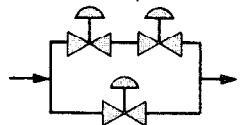
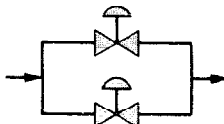
Disposición	Tasa de fallas, λ_T	Tiempo medio entre fallas, h	Tiempo medio perdido, θ_T , h	Probabilidad de funcionamiento, %
Una válvula 	0.01	100	10	90
Dos válvulas en serie 	0.02	50	10	81
Dos válvulas en serie con una en paralelo 	0.004	250	5	98.1
Dos válvulas en paralelo 	0.002	500	5	99

Fig. 4 Las válvulas duplicadas pueden aumentar la confiabilidad del sistema

Tabla I Relaciones de costos de válvulas de control con cuerpo de globo de 6 in

Construcción y capacidad del cuerpo	Asiento sencillo, guía superior*	Asiento doble, guías superior e inferior†
Hierro, 125 psi, construcción estándar, cierre con ΔP de 150 psi	1.1	1.0 (base)
Acero, 150 psi, construcción estándar, cierre con ΔP de 150 psi	1.7	1.6
Acero, 300 psi, construcción estándar, cierre con ΔP de 150 psi	1.7	1.6
Acero al cromo-molibdeno, 300 psi. Construcción para 900°F Bonete de extensión con aletas Unión de asiento con Stellite Bujes de guía con Stellite Postes de guía del macho con Stellite	2.9	3.0
Acero, 600 psi, ΔP de 1 200 psi, 60°F, C_v de 0.5% Escurrecimiento máximo Unión de asiento con Stellite	2.1	1.8
Acero, 600 psi, ΔP de 1 200 psi, 60°F, cierre hermético Unión de asiento con Stellite Actuador de pistón de alta presión (90 psi) No es de falla sin peligro	2.1	—
Acero al cromo-molibdeno, 600 psi, ΔP de 1 200 psi, 600°F	2.8	—
Operada por piloto, equilibrada, falla sin peligro confiable		

* Con actuador de diafragma de 200 in²† Con actuador de diafragmas de 145 in²

Fuente: Hutchison, J. W., ed., "ISA Handbook of Control Valves," 2a. ed., Instrument Society of America, Pittsburg, 1976.

Para la descripción, se supondrá que cada válvula tiene una tasa de fallas del 1% de su tiempo de trabajo y que se necesitan 10 h para repararla. Entonces, en un ciclo de 100 h, la válvula podría fallar una vez y se necesitarían 10 h para repararla.

Para encontrar λ_T y θ_T para dos válvulas en serie, se sustituye en las ecuaciones (3) y (4):

$$\lambda_T = 0.01 + 0.01 = 0.02$$

$$1/\lambda_T = 1/0.02 = 50 \text{ h}$$

$$\theta_T = \frac{(0.01)(10) + (0.01)(10)}{0.02} = 10 \text{ h}$$

Con dos válvulas en serie se tiene un tiempo medio entre fallas de 50 h y un tiempo medio perdido de 10 h.

Si las válvulas están en paralelo, el tiempo medio entre fallas se vuelve de 500 h, que es una considerable mejora. El tiempo medio perdido será de 5 h.

Estos ejemplos muestran cómo se puede mejorar el rendimiento de un sistema con válvulas duplicadas. Hay que analizar cada caso según el objetivo del sistema para tener la seguridad de que no se instala equipo excesivo.

Consideraciones sobre protección contra fallas

Además de la función de control, las válvulas deben tener protección contra fallas para cumplir con los requisitos de operación y seguridad. La protección contra fallas significa la posición en que se queda la válvula después de la interrupción de la alimentación del actuador, sea neumática, electrónica o eléctrica.

La acción de protección contra fallas depende del tipo de proceso. En los procesos químicos, el objetivo esencial cuando se interrumpe el accionamiento son cortar la alimentación, eliminar la fuente de energía térmica y reducir la presión de funcionamiento. Si la válvula de control no puede lograr esos objetivos, puede aumentar la velocidad de las reacciones químicas con aumentos consecuentes en el calor y la presión. Esto, además de la posibilidad de lesiones del personal, ocasionará la pérdida de productos valiosos o la salida de desechos por el sistema de desahogo y posibles daños al equipo por quemadura, puntos calientes, carbonización o rotura.

En la figura 5 se ilustran algunos ejemplos de la acción de protección contra fallas. Se utiliza un símbolo que indica con claridad la posición de la válvula con protección contra fallas. Este símbolo se emplea en todos los planos y diagramas de bucle para saber a qué se destina la válvula.

Técnicas para la especificación

Aunque no puede haber ninguna concesión en los aspectos de ingeniería de las válvulas, hay otros aspectos que influyen en el costo final. Hay que evaluar algunos de estos factores durante la fase de especificaciones si se quiere obtener la válvula óptima.

El precio de la válvula está en relación con el tipo, tamaño, construcción y accesorios. Hay válvulas que valen desde menos de 100 dólares hasta, quizá 250 000 dólares. Pero en la mayor parte de las aplicaciones las válvulas cuestan menos de 2 000 dólares. En la tabla I se presentan las relaciones entre costo y capacidad de una válvula típica de globo de 6 in y los cambios en el precio conforme se vuelve más compleja por un cambio en el servicio. Desde luego, no hay que especificar demasiados requisitos si el costo debe coincidir con su utilización.

Muchas veces se pasa por alto la necesidad de estandarizar las piezas de repuesto y el mantenimiento, pues pueden exceder del costo de las válvulas de control. Esto

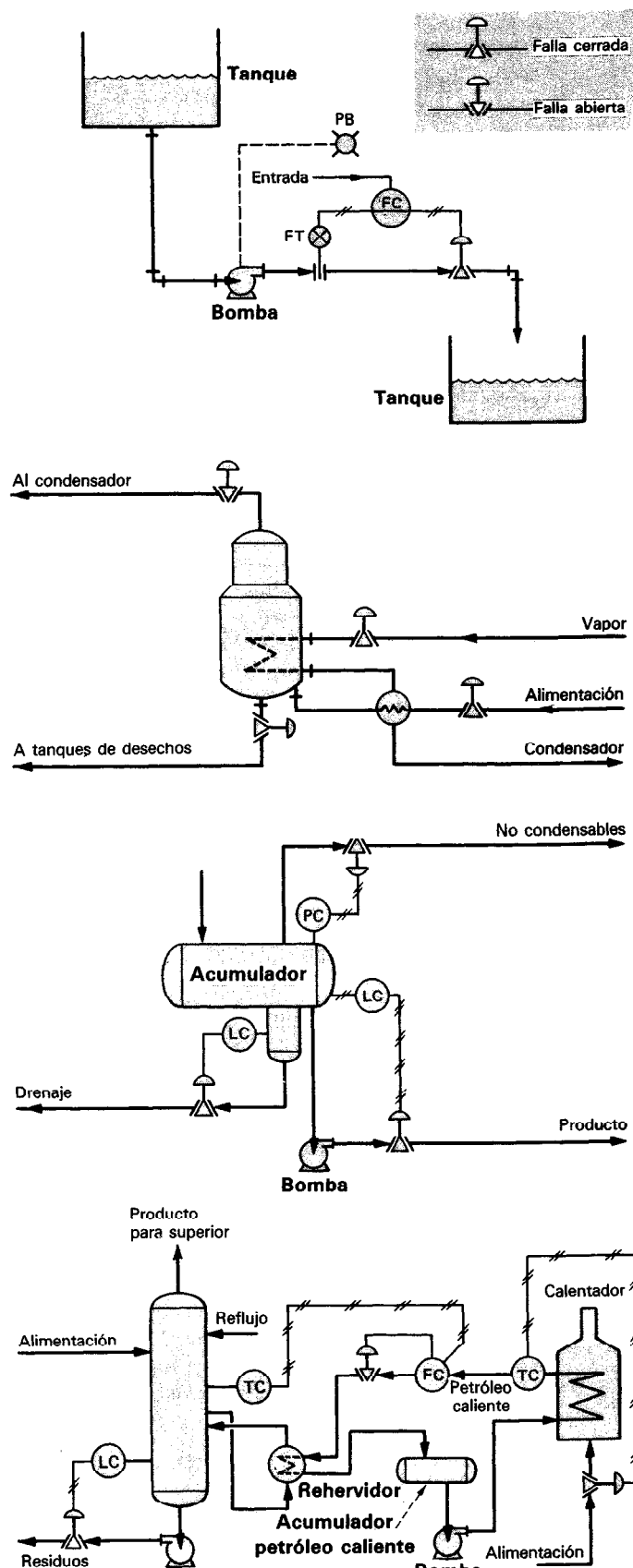


Fig. 5 La posición de falla sin peligro de las válvulas de control se debe indicar con claridad en los diagramas

se aplica en una planta individual en la cual sería muy costoso almacenar las refacciones para gran número de válvulas de diferentes tipos. Cuando las piezas se almacenan para todas las plantas de una empresa, hay que tener normas más flexibles para una instalación exclusiva.

Los presupuestos se preparan mucho antes de determinar los tamaños de las válvulas, para lo cual se utilizan los precios de lista. Sin embargo, se pueden aplicar algunos procedimientos para obtener el precio más bajo al solicitar cotizaciones, lo cual también puede ocurrir mucho tiempo antes de determinar los tamaños definitivos.

Las cotizaciones de competencia si se tienen las especificaciones correctas y se hace un análisis de las ofertas, así como un proveedor que desea el pedido, pueden dar precios competitivos incluso para pedidos pequeños. Además, hay que permitir al proveedor sugerir construcciones alternas que sean de su línea y que cumplan con los requisitos de ingeniería de las válvulas.

Un buen sistema es incluir la mayor cantidad posible de válvulas en la solicitud de cotización, pues se obtendrán, en su caso, descuentos por volumen. En las primeras etapas de un proyecto quizá se necesite pedir información y colocar un pedido preliminar para asegurar la disponibilidad de artículos que requieren tiempo largo para la entrega. Esto significa que habrá que modificar la solicitud original de cotización. Aunque esto parece ser un poco aventurado, hay algunas técnicas adecuadas. Se pueden establecer los precios base y los descuentos con el proveedor, junto con los precios unitarios si se agregan o eliminan ubicadores, interruptores de límite y guarniciones o materiales especiales. Esto es más factible si se tienen datos del uso de esas válvulas en la planta. Por ejemplo, en la tabla II se indica la distribución por tamaños de válvulas en una planta de proceso químico. Esta misma información se puede establecer para cualquier tipo de planta.

Al solicitar cotizaciones es conveniente pedir precios de las piezas de repuesto y de válvulas, en cantidades, digamos de 10, 20 y 30, además de las incluidas en la solicitud. Los precios basados en esas posibles compras futuras podrían influir en la selección del proveedor y evitarán que el que cotice más bajo trate después de compensarse con el equipo adicional. Cierta porcentaje de cualquier pedido grande, debe ser para válvulas de repuesto para evitar demoras cuando se requiere un cambio de emergencia por cambios en el diseño o por fallas.

Por lo general, las cotizaciones serán competitivas salvo que se requieran detalles exclusivos como guarnicio-

Tabla II Distribución de válvulas de control por tamaño en una planta de productos químicos

Gama de tamaño, in	Cantidad, % del total
1 1/2 y menor	65
2 y menor	83
3 y menor	91
4 y menor	96

nes de tipos poco comunes, materiales especiales, tanques con capacidad para falla sin peligro, válvulas de solenoide e interruptores indicadores de posición. Entonces, el proveedor ya no podrá aplicar las técnicas de producción en serie que ahorran dinero.

¿Y si hay una cotización muy baja?

Se debe hacer un análisis a fondo de toda la oferta más baja para determinar que es válida. Para tener la seguridad de que el proveedor conoce todos los requisitos de la especificación, se debe celebrar una reunión para el examen detallado de todos los aspectos de ingeniería. Además, se puede visitar la fábrica para cerciorarse de que tiene la capacidad para surtir el pedido.

Sería ideal tener un historial de mantenimiento de alguna otra instalación para evaluar la durabilidad del producto. Un análisis completo podría inclinar la elección hacia un proveedor que no fue el de precio más bajo si los costos adicionales ocasionan que la oferta más baja resulte, a la larga, la más cara.

Entrega de las válvulas

Aunque la fecha de entrega parezca ser de cumplimiento automático si se trata de un proveedor de prestigio, hay que tener en cuenta otros factores. Se pueden necesitar de seis a ocho semanas para entregar una válvula de producción normal. Si hay requisitos especiales como materiales poco comunes o el sello "N" de aprobación

para uso en instalaciones nucleares, la entrega puede tardar un año. La válvula podría ser un componente crítico en el programa de construcción.

Una de las primeras cosas es comprobar que el proveedor puede entregar en la fecha prometida, antes de colocar el pedido. Se puede determinar la carga de trabajo en su fábrica. Si el pedido es grande, el seguidor de compras podría incluso ir a la fábrica para comprobar que las piezas no se destinan al pedido de otro cliente. A ningún proveedor de prestigio le importan esas visitas. En la práctica, a menudo se pueden hacer sustituciones que aseguran una entrega más rápida gracias a esta coordinación entre el comprador y el vendedor.

Una vez que se expide la especificación, no se debe cambiar en ninguna forma si se quiere cumplimiento con la fecha de entrega.

El autor



E. Roos Forman es supervisor de la división de potencia de United Engineers & Constructors, Inc., 30S. 17 St., Philadelphia, PA 19101 en donde trabaja desde hace años y es el encargado de todas las fases de la instrumentación y controles. Antes había trabajado en Catalytic, Inc., como ingeniero jefe de instrumentos. Tiene licenciatura y maestría de Drexel University y es miembro de ASME y de ISA. Es ingeniero profesional en Nueva Jersey, Pennsylvania y Carolina del Norte.

Ruido de las válvulas de control: causas y corrección

Como parte del gran interés que hay por el mejoramiento del ambiente, ha surgido una nueva actitud hacia las válvulas de control. Para parodiar una conocida frase: "Las válvulas de control son para verlas, no para oírlas."

Hans D. Baumann, Masoneilan International, Inc.

Los gobiernos de muchos países han implantado reglamentos para establecer un nivel de ruido de 90 dB durante determinado tiempo para el equipo que funciona cerca del personal de la planta, para una exposición de 8 horas. Como resultado, las asociaciones profesionales y los ingenieros de proceso y contratistas han establecido normas para asegurar el cumplimiento con las leyes. La pregunta que se puede hacer al fabricante es: "¿Cuánto ruido hará esa válvula en nuestra planta?"

Para poder contestar esa pregunta y garantizar una intensidad específica de ruido, los fabricantes de válvulas

de control han debido estudiar a fondo el problema del ruido (Fig. 1).

El primer requisito es un método para predecir el nivel de ruido esperado en las condiciones de operación. La segunda pregunta importante es: "¿Qué se puede hacer para reducir el nivel de ruido si es excesivo?"

Hay que establecer una diferencia entre tres fenómenos de ruido distintos que surgen de una válvula de control:

1. Ruido inducido por la vibración mecánica de las guarniciones.
2. Ruido producido por un líquido que ocasiona cavitación.
3. Ruido producido durante la estrangulación aerodinámica.

Es muy importante entender estas tres fuentes de ruido en lo tocante a los mecanismos que lo generan; sólo así se podrá hacer una mejora efectiva. Por fortuna, el ruido por vibración mecánica rara vez ocurre al mismo tiempo que el de cavitación y el aerodinámico. Sin embargo, si llega a ocurrir, la eliminación de uno corregirá los otros.

Ruido producido por vibración mecánica

Participan dos mecanismos. El primero es la vibración mecánica inducida por las pulsaciones del fluido que pasa por la válvula. La frecuencia suele ser baja, entre 50 y 500 Hz. Pero si esta vibración de las guarniciones de la válvula inducida por la turbulencia se aproxima a la frecuencia natural de la combinación de macho y vástago, entonces aparece el segundo mecanismo: resonancia.

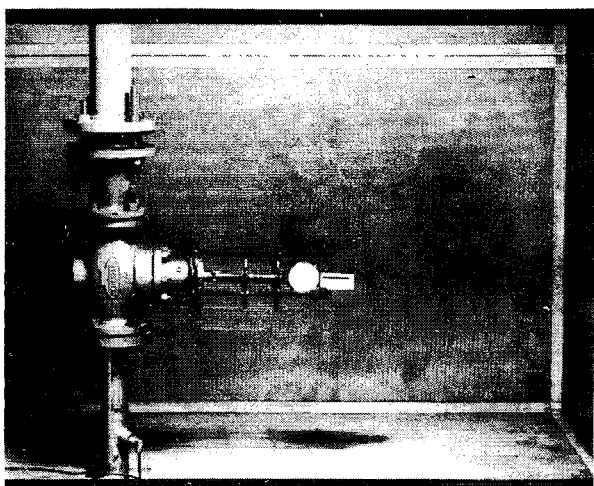


Fig. 1 Prueba de una válvula en una cámara acústica

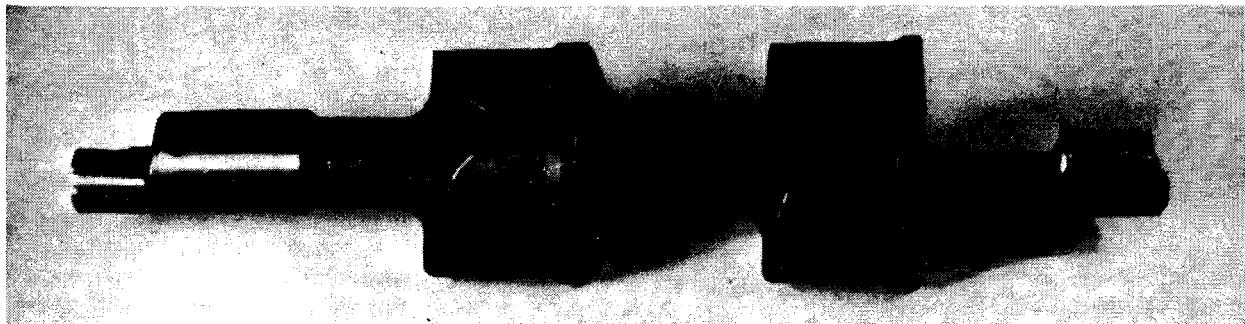


Fig. 2 Desplazamiento de postes de guía de una válvula de acero inoxidable ocasionado por severa vibración resonante

Esta resonancia que ocurre a frecuencias entre 2 000 y 7 000 Hz es muy perjudicial, pues puede ocasionar la falla por fatiga del vástago o del poste del macho y puede incluso desplazar las piezas de acero inoxidable macizo en unas fracciones de pulgada (Fig. 2).

El único aspecto aceptable del ruido de vibración es que avisa al operador de una falla mecánica en ciernes.

Este fenómeno se ha vuelto menos común desde la introducción de válvulas con guía superior y asiento sencillo porque tiene, como regla general, menos espacio libre en los bujes de guía; además, el menor peso del macho con asiento sencillo aumenta la frecuencia natural de las guarniciones y las hace menos susceptibles a la vibración inducida por el fluido.

Las posibles correcciones de este tipo de ruido incluyen disminuir las holguras en las guías y aumentar el tamaño del vástago (un aumento de 40% en el diámetro del vástago duplica la frecuencia natural sin amortiguador de las guarniciones). Otro intento para la corrección puede ser el cambio de las condiciones de flujo o presión en la válvula. Con mucha frecuencia, la simple inversión del sentido de flujo en la válvula altera su patrón para desplazar las frecuencias inductoras de la gama de excitación de las guarniciones.

Ruido de los líquidos en cavitación

El ruido de la cavitación nunca se debe oír en una planta de proceso bien diseñada. Pocas cosas pueden destruir las guarniciones de las válvulas como el líquido en cavitación. Con la introducción de guarniciones especiales de válvulas que tienen muy poca recuperación de presión y válvulas especiales con guarnición para pérdidas múltiples de carga de velocidad, rara vez hay excusa para que ocurra cavitación en una válvula para estrangulación, excepto quizá en algunas válvulas muy grandes para las cuales puede no haber guarniciones anticavitación.

Dada la disponibilidad de buenos datos de ingeniería es posible predecir con bastante exactitud si en la válvula seleccionada habrá o no cavitación en una condición dada del proceso. Una ecuación propuesta por el autor hace algunos años permite la predicción de una caída crítica de presión que al llegar a un valor dado producirá cavitación, es decir,

$$\Delta P_{crit} = C_f^2 (p_1 - p_v). \quad (1)$$

Si la caída de presión en la planta excede de ΔP_{crit} , entonces hay cavitación. En ese caso, hay que resolver el factor C_f de flujo crítico requerido y seleccionar una válvula del catálogo del fabricante que tenga un factor C_f igual o mayor al calculado con la siguiente ecuación:

$$C_f = \sqrt{(p_1 - p_2)/(p_1 - p_v)} \quad (2)$$

Aunque en casi todos los casos se puede evitar la cavitación, subsiste el interés por predecir su ruido. Las investigaciones de laboratorio indican que el ruido está en función de la caída en la presión de corriente abajo mayor de la presión que ocasiona cavitación incipiente y la diferencia entre la presión corriente abajo y la presión de vapor. Se puede esperar el ruido máximo de cavitación cuando esas dos variables son casi iguales, es decir, el ruido disminuye cuando la diferencia entre p_2 (real) y p_2 (cavitación incipiente) se aproxima a cero y si la diferencia entre la presión de salida y la presión de vapor se aproxima a cero. Esto se puede entender porque el proceso de cavitación se convierte en uno de vaporización instantánea. Esta relación se ilustra en la figura 3. Se verá un aumento gradual en el ruido debido a la turbulencia normal del líquido hasta llegar a ΔP_{crit} , que es el punto de máxima cavitación. La intensidad del ruido llega a su máximo cuando el exceso de carga de presión y lo que se podría llamar "energía de cavitación", es decir, la di-

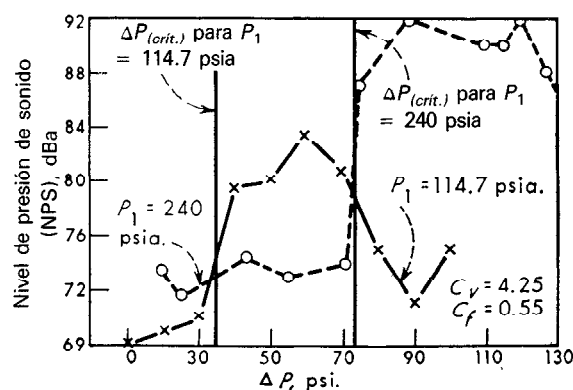


Fig. 3 Ruido de cavitación en una válvula con asiento sencillo con dos presiones de entrada (agua a 60°F)

ferencia entre p_2 y p_v se mantiene igual. Asimismo, el nivel de presión de sonido vuelve a bajar cuando la energía de cavitación se aproxima a cero al haber una reducción adicional en p_2 . Es interesante mencionar que esta válvula en ángulo, pequeña ($C_f = 0.55$) y con C_v de sólo 4.25, presión de entrada de 240 psia y caída de presión de sólo 89 psia, ya excede del límite de 90 dB establecido por los reglamentos.

Para ofrecer una ecuación empírica que prediga el ruido de cavitación se sugiere:

$$\text{NPS} = 10 \log (C_v C_f) + 8 \log \left(\frac{p_{2(\text{crit})} - p_2}{20 \log (p_2 - p_v) + 33} \right) + 33 \quad (\text{en dBa}) \quad (3)$$

$$\text{En donde: } p_{2(\text{crit})} = P_1 - C_f^2 (P_1 - p_v)$$

Esta ecuación sólo tiene exactitud razonable para agua cuando se emplea tubo cédula 40 para corriente abajo. Con investigaciones adicionales, podrá ser posible ampliar esta ecuación para otros líquidos a fin de predecir el efecto de las diferencias en el espesor de la pared del tubo.

Con el empleo de esta ecuación se puede predecir el ruido de una válvula de bola de 6 in que reduce la presión del agua de 100 a 25 psia, como sigue:

Dados = $C_v = 1\,000$, $T = 70\text{ F}$, $C_f = 0.7$, $P_v = 0.5\text{ psia}$.
Por tanto, $P_{2\text{crit}} = 100 - 0.7^2 (100 - 0.5) = 51.2\text{ psia}$.

$$\text{NPS} = 10 \log (700) + 8 \log (51.2 - 25) + 20 \log (25 - 0.5) + 33 \\ = 28.5 + 11.3 + 27.8 + 33 = 100.6\text{ db.}$$

Ruido aerodinámico

Es el más molesto en lo que toca a válvulas de control o reductoras de presión. Es el subproducto de la reconversión de energía cinética por la turbulencia en calor corriente abajo del orificio de estrangulación. Hay dos factores básicos que contribuyen a este ruido. Uno es el frente final de choque de un chorro supersónico que se genera en el chorro contraído en el orificio de la válvula, con una caída de presión mayor que la crítica. El segundo es la turbulencia general en los límites del fluido y actúa por arriba y por abajo del flujo estrangulado en el orificio de la válvula.

Desafortunadamente, no hay forma de evitar el ruido aerodinámico pues, que se sepa, todavía no se ha inventado una válvula que pueda reducir la presión sin ocasionar turbulencia. Sin embargo, hay diversos parámetros que influyen en el grado de generación de ruido, que se comentarán más adelante.

La pregunta importante a que se enfrenta un ingeniero de instrumentos al proyectar una planta nueva es: ¿Qué válvula de control excederá de los 90 dB que se suelen considerar el límite superior? Se ha publicado² una ecuación práctica para predecir el nivel de presión de sonido (NPS o SPL por sus siglas en inglés) para cualquier tipo de válvula en cualquier condición dada de presión. Se ha mejorado esa ecuación y convertido a forma gráfica para facilitar el manejo.²

La teoría en que se basa la ecuación ya se ha dado a conocer en público³ y el autor querría repetirla en términos generales para mejorar el entendimiento de los pa-

Notación

C_f	Factor de flujo crítico de una válvula de control una relación
C_v	Coefficiente de flujo, gpm (psi) ^{1/2} (para agua a 60°F) agua a 60°F)
f	Frecuencia, Hz
g	Constante de gravedad, ft/seg ²
L_T	Pérdida por transmisión, dB
m	Peso de la pared del tubo, lb/ft ²
N	Número de Strouhal, una relación
n	Número de orificios, aparentes productores de frecuencia (Tabla I)
P	Presión de sonido, lb/ft ²
p	Presión estática, psia
R_{cv}	Relación de presión crítica, p_1/p_2 , a Mach 1
r	Distancia radial desde la fuente de ruido, ft
S_g	Factor de corrección para propiedades de gases, dB (Tabla II)
NPS	Nivel de presión de sonido, dB (Ref. 2) 2×10^{-4} microbares
V	Velocidad, ft/seg
W	Potencia, ft-lb/seg
X	Fracción de conversión de potencia mecánica ($p_2/0.47p_1$; limitar a 1)
η	Eficiencia acústica, una relación
ρ	Densidad media, lb/ft ³

Subíndices

a	= acústico
i	= en el chorro contraído
m	= mecánico
o	= corriente abajo
s	= sónica
v	= vapores
1	= entrada
2	= salida

rámetros que influyen en el nivel de presión de sonido en una válvula y cómo se pueden modificar en forma favorable.

Teoría del sonido aerodinámico

Como se mencionó, la presión del sonido medida en la proximidad de una válvula de control con estrangulación es el resultado de las ondas de presión en la atmósfera y los valores de la raíz cuadrada de la media de los cuadrados (RMS) se expresan en microbares. El nivel de presión de sonido en decibels (dB) es equivalente a $20 \times \log_{10}$ de la relación entre el valor RMS y el valor de referencia (tomada como 2×10^{-4} microbares).

La potencia acústica que generan estas ondas de presión se crea por el frente de choque supersónico en un chorro y por las capas límite turbulentas dentro de la válvula. Está en relación directa con la cantidad de energía mecánica que se convierte en la válvula. Con esto, el NPS es función directa del flujo o C_v porque éste es una expresión de la capacidad de flujo.

Tabla I Orificios de producción aparente de ruido

Tipo de válvula	Factor η
Válvula de control de bola	1.0
Camflex	
Válvula de globo de un solo orificio	
Válvula en ángulo	1.4
Válvula de mariposa	
Válvula de doble orificio	
Válvula con jaula de 4 orificios	2.2

El factor η de eficiencia acústica que indica la relación entre la potencia acústica y la potencia mecánica es función del tipo de la válvula y la relación de presión en ella. La expresión para la potencia mecánica convertida en una válvula es:

$$W_m = [\rho_i v^3 \pi (2.3 \times 10^{-4}) C_v C_f] / 8g \quad (\text{en ft-lb/seg.}) \quad (4)$$

(Para la aplicación matemática de esta y otras ecuaciones véase la referencia 3.)

Al multiplicar la potencia mecánica por el factor η de eficiencia acústica, se obtendrá la potencia acústica:

$$W_a = W_m \times \eta \quad (5)$$

En la figura 4 se muestran los factores semiempíricos de eficiencia acústica trazados contra las relaciones de presión dentro de la válvula. La eficiencia acústica varía de acuerdo con la característica de recuperación de presión de una válvula particular expresada con el factor C_f de flujo crítico (Tabla III). Indica, por ejemplo, que en una válvula en ángulo con circulación aerodinámica, el flujo para cerrar ($C_f = 0.5$) producirá un ruido relativo mayor que en una válvula de globo con orificio en V ($C_f = 0.95$) cuando está por abajo de la relación de presión crítica de alrededor de 2:1, pero mucho menos ruido por arriba de esa relación.

Una vez encontrada la potencia acústica se puede hacer una conversión a presión de sonido como sigue:

$$P = (W_a \rho_a V_s / 4\pi r^2 g)^{1/2} \quad (\text{en lb/ft}^2) \quad (6)$$

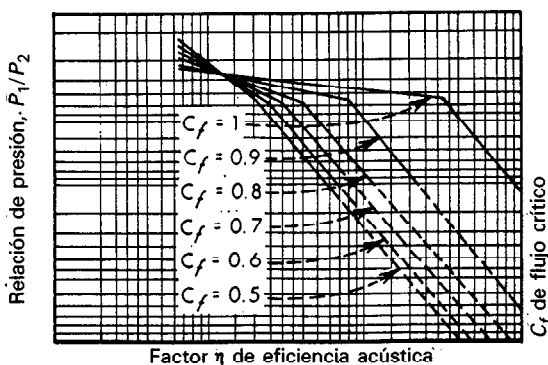


Fig. 4 Factores de eficiencia acústica de válvulas de control con diversos factores C_f de flujo crítico

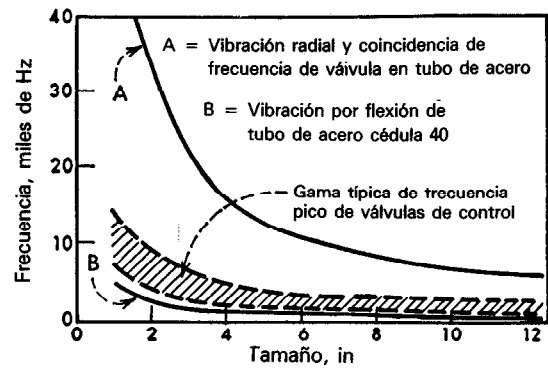
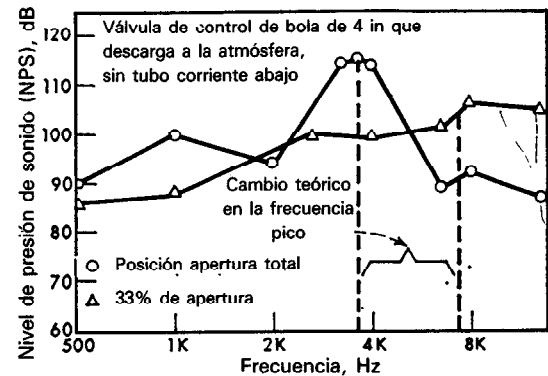


Fig. 5 Frecuencias pico de válvulas de control en relación con la vibración de la tubería adyacente



$$\text{Frecuencia } (\Delta) = \text{frecuencia } (o) \sqrt{\frac{C_v C_f (o)}{C_v C_f (\Delta)}} = 3.500 \sqrt{\frac{258}{65}} = 7.000$$

Fig. 6 Desplazamiento de frecuencia de ruido máximo con un cambio en el diámetro aparente del orificio de válvulas

Además, se debe conocer la pérdida por transmisión, es decir, la cantidad de sonido que se atenúa en la pared del tubo de corriente abajo. En el supuesto de que la frecuencia predominante del ruido de la válvula que viene del orificio sea menor a la frecuencia de coincidencia o "frecuencia anular" del tubo (Ref. 4 y Fig. 5) se puede relacionar la atenuación con la pared del tubo con la de un panel plano, es decir:

$$\text{Pérdida por transmisión, } L_T = 17 \log (mf) - 36 \quad (7)$$

$$\text{en donde } fe = NVn/0.0015 \quad C_v C_f$$

$$\text{en donde } fe = NVn/0.0015 \quad C_v C_f$$

Tabla II Factor de propiedades de gases

S_g , dB		S_g , dB	
Vapor saturado	-2	Dióxido de carbono	+1
Vapor supercalentado . .	-3	Monóxido de carbono . . .	0
Gas natural	-1	Helio	-6.5
Hidrógeno	-10	Metano	-1
Oxígeno	+0.5	Nitrógeno	0
Amoniaco	-2	Propano	+1
Aire	0	Etileno	-1
Acetileno	-1	Etano	-1

El número de Strouhal, N , parece variar entre 0.1 y 0.2 según sea la relación de presión a través del chorro contraído. La frecuencia también es función del diámetro aparente del orificio expresado como $(1/n) 0.015 \sqrt{C_v C_f}$ (Fig. 6), en donde n se toma como modificador para convertir un orificio regular a una forma circular equivalente (Tabla I). También se debe tener en cuenta que la atenuación es una función de la densidad m $17 \log$ de la pared del tubo (Fig. 7). Además, se tiene que utilizar un factor de corrección a fin de que la ecuación básica (que es estrictamente para aire) sea aplicable a otros gases. Esto se hace con el empleo del factor S_g para propiedades de gases enumerados en la tabla II. Entonces, la ecuación final del nivel de presión de sonido aerodinámico a 3 ft de la salida de la válvula y del tubo se convierte en:

$$NPS = 10 \log_{10} (X \eta 10^{11} C_v C_f p_1 p_2) - L_T + S_g \quad (8)$$

Se ha encontrado que esta ecuación es bastante exacta a pesar de la naturaleza tan compleja del tema. En la tabla III se indican los datos calculados en contra de los

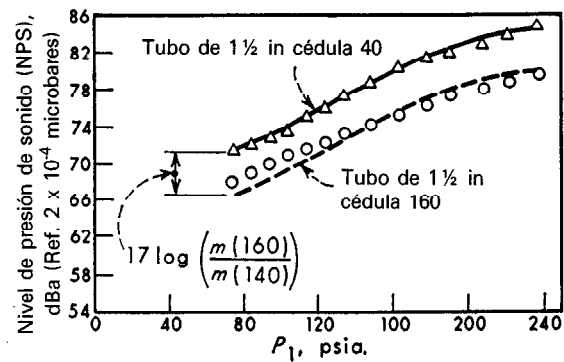


Fig. 7 Efecto del espesor de la pared del tubo en la pérdida por transmisión. El cambio por un tubo más grueso disminuyó el ruido en 4 dB

de las pruebas para válvulas en tamaños de 1 a 12 in y con una amplia gama de presiones, hasta de 4 000 psi.

Tabla III Comparación de NPS calculado con los datos de laboratorio y pruebas de campo

Tamaño válvula, in	Tipo*	Fluido	Tamaño tubo, in	Cédula	n	P_1	P_2	$C_v C_f$	C_f	$C_{FRIR} \dagger$	NPS	
											Calc.	Prueba
1	Estilo Y	Aire	1	40	1.4	145	17.5	3.04	0.65		81.1	83
1	Estilo Y	Aire	1	40	1.4	24.7	14.7	3.04	0.65		56.8	57
1	Estilo Y	Aire	1	40	1.4	115	19.0	3.04	0.65		78.0	80
1	Estilo Y	Vapor sat.	1 1/2	40	1.4	44.7	15.7	2.9		0.65	63.7	65
1 1/2	Globo O.S.	Aire	1 1/2	40	1.4	145	15.7	2.40	0.50		78.0	78.8
2	Jaula 4 orif.	Vapor sat.	2	40	2.2	71.7	21.7	31.6	0.95		89.9	89.5
2	Jaula 4 orif.	Vapor sat.	2	40	2.2	111	32.2	31.6	0.95		94.1	96
2	Ángulo	Gas nat.	10	160	1.4	4 000	2 300	25.5		0.50	110.6	111
2	Reguladora	Vapor sat.	8	40	1.4	170	34.7	11.8		1.0	98.3	96
2	Globo O.D.	Gas ind.	4	80	2.2	530	80	14		1.0	106.6	105
2	Globo O.D.	Gas ind.	4	80	2.2	530	80	17		1.0	108.1	110
3	Reguladora	Vapor sat.	8	40	1.4	170	34.7	19.3		1.0	99.7	102
3	Globo O.D.	Vapores HC	6	40	2.2	241	72	48		0.95	102	103
4	Bola	Aire	4	40	1.0	150	50	180	0.76		108.7	107
4	Mariposa	Aire	4	40	1.4	150	50	180	0.62		105.3	103
4	Jaula 8 orif.	Aire	4	40	2.5	150	50	180	0.90		105	110
4	Bola	Aire	4	40	1.0	100	72	336	0.60		103	100
4	Globo O.D.	Aire	4	40	2.2	150	50	180	0.86		104.6	107
4	Globo O.D.	Gas comb.	8	40	2.2	255	90	97		0.89	104.5	108
4	Bola	Aire	8	40	1.0	615	115	108		0.84	121.2	120
4	Bola	Aire	8	40	1.0	615	315	108		0.84	113	114
4	Bola	Aire	8	40	1.0	150	50	180		0.79	109.1	108
4	Bola	Aire	8	40	1.0	615	75	108		0.84	123.2	122
6	Globo O.D.	Gas nat.	8	40	1.4	305	91	76.7		0.80	104.4	106
6	Globo O.D.	Gas nat.	8	40	2.2	270	90	100		0.90	104	105
6	Bola	Gas nat.	8	40	1.0	650	325	244		0.76	116	110
6	Globo O.D.	Gas nat.	8	40	2.2	635	295	70		0.9	101	105
6	Globo O.D.	Gas nat.	8	40	2.2	665	340	191		0.9	110	110
6	Globo O.D.	Gas nat.	8	80	2.2	250	105	101		1.0	98.3	102
8	Reguladora	Gas nat.	12	40	3.0	365	165	177		1.0	101.8	101
8	Globo O.D.	Gas comb.	10	40	2.2	190	22.7	216		0.5	105.9	98
8	Globo O.D.	Gas nat.	10	40	2.2	200	23	225		0.55	104.5	100
10	Globo O.D.	Vapor	10	40	2.2	245	130	800	0.95		110	107
12	Globo O.D.	Gas nat.	18	40	2.2	165	45	367		1.0	114.4	122

* O.S. = Orificio sencillo; O.D. = Orificio doble

† Usar C_{FRIR} en lugar de C_v cuando la válvula está instalada entre reductores

El peso, m , de los reductores de tubo se basa en la pared del tubo del tamaño de la válvula. Los valores calculados incluyen 3 dB para radiación hemisférica.

Qué hacer con el ruido aerodinámico

Un problema con la ecuación de NPS es que, en las etapas de planeación, el ingeniero quizá no conocerá el estilo y tipo exactos de válvula para una aplicación dada. Puesto que es una etapa de filtración, es decir, para aislar las aplicaciones críticas, sería muy útil una regla empírica sencilla. Esa regla es no preocuparse por una válvula que maneje materiales compresibles con caída crítica de presión, mientras el producto de la presión absoluta en la entrada en psia multiplicado por C_v sea inferior a 1 000. Todas las válvulas que tengan un límite mayor que éste, se deben calcular y utilizar en la forma correcta una vez que se tienen las especificaciones definitivas.

Un requisito importante en el control de ruido es mantener la velocidad en la salida de la válvula por abajo de cierto límite, según sean el tipo y tamaño de la válvula, a fin de evitar la ocurrencia de una fuente secundaria de ruido que podría ser peor que el producido por la válvula en sí. Esto es de particular importancia con válvulas que tienen la guarnición especial para "ruido bajo" o "dB bajos". Para demostrar la importancia, en la figura 8 se presentan los valores de NPS de aire que pasa por tubos de diverso tamaño, calculados con las ecuaciones sugeridas por Heitner.⁵ Este ejemplo es para llamar la atención hacia este aspecto que muchas veces se pasa por alto y para hacer destacar la necesidad de las dimensiones correctas de la válvula y el tubo.

Si el valor calculado de NPS de una válvula reductora con carga máxima excede del límite indicado en sólo 5 a 10 dB, entonces se aplican las siguientes correcciones sencillas:

- Aumentar el espesor de la pared del tubo de corriente abajo (si se duplica ese espesor, el NPS se reducirá en 5 dB).
- Utilizar aislamiento acústico corriente abajo. Esto reducirá el valor de NPS entre 5 y 10 dB por pulgada de aislamiento, según sea la densidad del material aislante.

Si el ruido de la válvula es mayor de 10 dB que el límite seleccionado, hay que utilizar otro método, como el empleo de silenciadores en la tubería corriente abajo, que

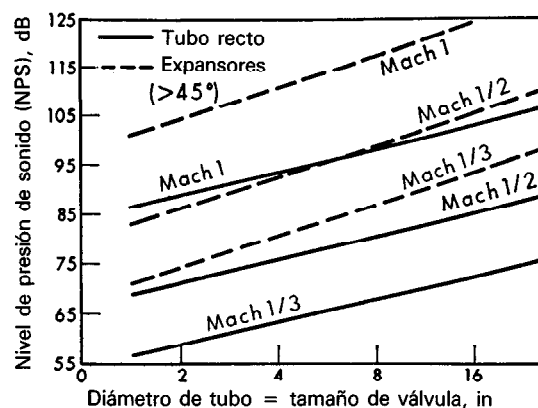


Fig. 8 Ruido aerodinámico generado por la velocidad en el tubo que incluye el efecto de los expansores corriente abajo

por lo general, atenúan entre 10 y 20 dB según sea la gama de frecuencia. Se debe montar el silenciador directamente junto al cuerpo de la válvula y comprobar que la velocidad de salida de la válvula sea inferior a la sónica; de lo contrario, el silenciador sólo actuará como reductor de presión, para lo cual no es adecuado. También se debe tener presente que una parte del ruido de estrangulación de la válvula se transmitirá corriente arriba y se volverá a radiar en ese tubo. Esto significa que la válvula que tuviera un NPS calculado, sin tratar, de 100 dB se podría atenuar con un silenciador a 80 dB corriente abajo. Sin embargo, el sistema radiará ruido a 90 dB corriente arriba y anulará la mayor parte de los efectos favorables del silenciador.

Otro método que suelen recomendar algunos fabricantes⁶ es el empleo de placas de expansión reductoras de ruido corriente abajo de la válvula. La función primaria de estas placas no es atenuar el ruido en la válvula, sino absorber parte de la reducción de la presión en todo el sistema. Con esto, la relación de presión en la válvula se puede mantener por abajo de la crítica con el beneficio adicional de que se genera menos potencia acústica. Las placas reductoras de ruido se pueden utilizar si el producto de la presión absoluta en la entrada

Tabla IV Niveles de presión de sonido (NPS) de válvulas normales contra las de bajo ruido (bajo dB)

Tamaño bajo dB	Tipo válvula	X†	Volumen, ft ³ std./hora	Fluido	P ₁ Psia	P ₂ Psia	Cédula tubo	NPS		
								Válvula bajo dB Calc.*	Válvula bajo dB Prueba	Válvula estándar
1½ × 1½.....	Asiento senc.	2	31 180	aire	240	17.5	40	79.4	78.5	87
2 × 2½.....	Asiento senc.	6	1.4 × 10 ⁶	gas	3 725	1 151	160	78.5	81	107
2 × 2½.....	Asiento senc.	6	0.5 × 10 ⁶	gas	4 000	1 060	160	70.5	67	96
2 × 4.....	Asiento senc.	4	2.7 × 10 ⁶	gas	4 000	1 060	80	89.3	88	112
2 × 4.....	Asiento senc.	4	4.1 × 10 ⁶	gas	4 000	1 060	160	89	94	110
3 × 6.....	Asiento senc.	4	2.7 × 10 ⁶	gas	3 850	1 060	80	87	83	111
3 × 6.....	Asiento senc.	4	3.4 × 10 ⁶	gas	3 850	1 060	80	88.8	85	113
3 × 6.....	Asiento senc.	2	4.1 × 10 ⁶	gas	2 300	1 060	80	94.2	96	112
4 × 4.....	Asiento doble	2 × 2	350,000	aire	215	115	40	79.2	80	91.2
6 × 6.....	Asiento doble	2 × 2	360,000	gas	282	138	40	75	79	90

* NPS = 18.5 log. (C_v P₁) + 28 log (P₁) - 13 log (P₂) + 20 log (4/X) + 28 - S_a + S_g (en dBa)

† X = relación de superficie de guarniciones

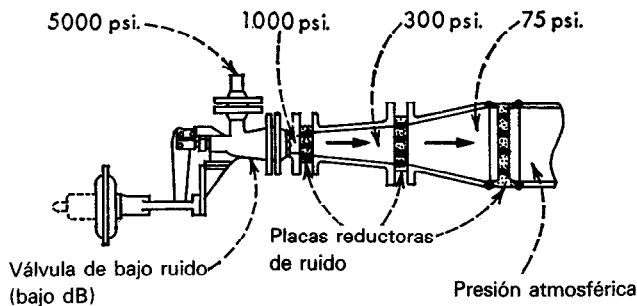


Fig. 9 Instalación de válvula de bajo ruido que reduce desde una presión de 5 000 psi hasta la atmosférica

(p_1) multiplicado por C_v es menor de 5 000 cuando se emplean corriente abajo de las válvulas de control convencionales. Este límite no existe si se colocan corriente abajo de válvulas reductoras en etapas múltiples y de válvulas convencionales utilizadas sólo para *cierre y paso*. Otro beneficio de estas placas es la reducción de la velocidad en la salida a valores seguros mediante el aumento de la presión estática.

Se recomienda el empleo de placas múltiples en donde la relación entre la presión de corriente arriba y la presión final corriente abajo sea mayor de 10 a 1. En la figura 9 se muestra la instalación típica de una válvula que reduce desde 5.000 psi hasta presión atmosférica. En este caso, la válvula podría reducir la presión de 5 000 a 1 000 psi, la primera placa, de 1 000 a 300 psi, la segunda placa de 300 a 75 psi y la última placa, de 75 psi a la atmosférica. Estas placas se instalan en expansores cuyas superficies para flujo creciente coinciden con la intensidad dada de la presión y mantienen casi constante el gradiente de velocidad en todo el sistema.

Al analizar las ecuaciones (4) y (6) se llega a la conclusión de que la forma más eficaz de combatir el ruido aerodinámico en una válvula es reducir la velocidad de estrangulación. Esto ocurre porque el NPS varía casi a la octava potencia de la velocidad de estrangulación. Hay algunos estilos de válvulas en el mercado en que se aprovecha este efecto favorable, como la "Self Drag" que vende Control Components, Inc., y la de "bajo dB" de Masoneilan.⁷ En esta válvula se utiliza un cono de etapas múltiples que obliga al fluido a tener vueltas agudas

repetidas, cada una de las cuales tiene un coeficiente de pérdida de carga a alta velocidad que produce una caída de presión casi adiabática constante en la válvula. El elevado cambio en la pérdida de carga específica por etapa significa baja velocidad. Por tanto, la intensidad del ruido es bastante menor que en las válvulas de globo o en ángulo convencionales (Tabla IV).

Pero estas válvulas son más costosas que sus predecesoras, por la configuración más costosa de la guarnición y por su tamaño, que por regla general es el doble que el de la válvula convencional. La razón del aumento del tamaño de la válvula es mantener la velocidad del fluido dentro de los límites. Estas restricciones no se aplican en las válvulas convencionales, cuando no se tiene en cuenta el nivel de presión de sonido.

Se ha comentado que si se instala una válvula en un lugar lejano sin personal de operación, se puede pasar por alto el problema del ruido. A veces puede ser una simplificación peligrosa, porque el ruido no es más que *vibración* audible y por sí sola puede ocasionar considerables daños mecánicos. Uno de sus muchos efectos perjudiciales son los daños a los manómetros o a los instrumentos montados en la válvula o en los tubos. Una de las consecuencias más serias es que los tornillos, incluso de una brida para 2 500 lb ANSI, se pueden aflojar con la vibración, como lo pudo ver el autor. En la figura 10 se indican valores típicos de aceleración medidos corriente abajo de una válvula en ángulo de flujo para cerrar, de alta presión de 2 in, que reduce la presión de gas de 4 000 psi a 2 300 psi. Después de que se instaló la válvula de bajos dB, la aceleración en el tubo se redujo de 125 dB a 103 dB (aceleración desde 14 g hasta 1 g). La aceleración original de 14 g era muy severa y se compara con la que se experimenta al sostener una pistola remachadora.⁸

En cualquier caso, la eliminación de la vibración es un aspecto importante que no se debe pasar por alto. El dinero empleado para la seguridad y la reducción de costos de mantenimiento, es dinero bien gastado.

Nota: Los resultados de las pruebas acústicas presentados en este artículo, excepto las figuras 6 y 10 se aplican a la escala ponderada de audibilidad (dBA), es decir la gama de frecuencia que corresponde más o menos a la sensibilidad del oído humano. Esos datos generales ponderados en frecuencia se suelen llamar "niveles de sonido" y suelen exceder del NPS específico a la frecuencia pico dada, entre 1 a 3 dB.

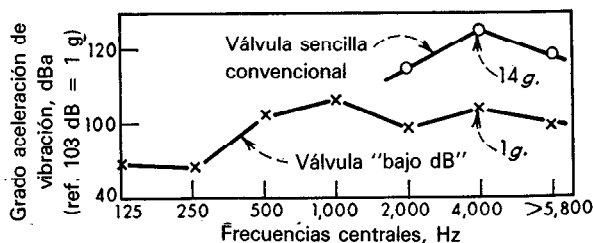


Fig. 10 Grados de aceleración de la vibración al reducir 4 millones de ft³/h de gas desde 4 000 hasta 2 300 psi

Referencias

1. Baumann, H. D., The Introduction of a Critical Flow Factor for Valve Sizing, *ISA Transactions*, 2, No. 2 (Apr. 1963) Paper presented at ISA Conference, Oct. 1962.
2. "Masoneilan Handbook for Control Valve Sizing," Masoneilan International, Inc., Norwood, Mass.
3. Baumann, H. D., On The Prediction of Aerodynamically Created Sound Pressure Level of Control Valves, ASME Paper WA/FE-28, Dec. 1970.
4. Sawley, R. J., While, P. H., Energy Transmission in Piping Systems and in Relation to Noise Control, ASME Paper 70-WA/PET-3, Dec. 1970.
5. Heitner, J., How to Estimate Plant Noises, *Hydrocarbon Process.*, Dec. 1968.
6. Hynes, K. M., The Development of a Low Noise Constant Area Throttling Device, ISA Paper 839-70, Oct. 1970.
7. Baumann, H. D., Multistep Valve Design Cuts Throttling Noise, *Instrum. Tech.*, Oct. 1969.
8. Harris, C. M., Crede, C. E., "Shock and Vibration Handbook," Vol. 3, pp. 44-42 and 47-53, McGraw-Hill, New York, 1961.

El autor



Hans D. Baumann fue vicepresidente de Ingeniería en Masoncilan International Inc., Norwood, MA 02602. Se graduó en ingeniería en Alemania e hizo estudios de postgrado en Western Reserve University, en Cleveland y en Northeastern University en Boston. Es miembro de la ASME y miembro senior de Instrument Soc. of America. Es ingeniero registrado en Illinois y Pennsylvania.

Válvulas de control especiales que reducen el ruido y la vibración

El flujo a alta velocidad en las válvulas de control convencionales ocasiona erosión, vibración y ruido en la válvula en la tubería. Se describe un análisis para manejar estos problemas y una evaluación de algunas válvulas de control nuevas y otros aparatos que pueden aminorar estos problemas o eliminarlos en la fuente.

J. B. Arant, E. I. du Pont de Nemours & Co.

La válvula de control convencional de macho y orificio es susceptible de serios problemas de mantenimiento y funcionamiento cuando tiene que trabajar en condiciones de alta velocidad de fluido. Esto mismo ocurre con otras válvulas, como las de bola y las de mariposa.

La alta velocidad es el gran problema en las válvulas de control, como la válvula en ángulo (Fig. 1). Ocurre por la conversión de la carga de presión en carga de velocidad cuando el fluido sufre una caída de presión al circular por el orificio de la válvula.

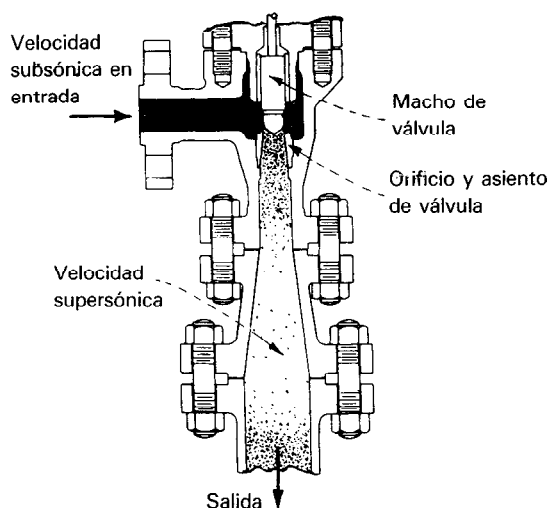


Fig. 1 La válvula en ángulo convencional tiene flujo supersónico

En servicios con líquidos el problema surge cuando la velocidad en las guarniciones de la válvula excede de 300 ft/s. En servicio con gas o vapores se presenta cuando la velocidad excede alrededor de Mach 0.4. Con estas velocidades, ocurren uno o una combinación de los siguientes problemas: 1) erosión, 2) control errático, 3) vibración, 4) fugas con la válvula cerrada y 5) ruido. Se examinará cada uno de estos problemas en detalle a fin de definir sus características.

Erosión

El flujo del líquido puede producir erosión porque la alta velocidad "lava" la superficie del metal con lo que la película protectora se elimina en forma continua y se desgasta el metal. También ocurre con fluidos que contienen partículas sólidas como incrustaciones, finos de catalizadores y gotitas de líquido que producen la abrasión de la superficie del metal.

En algunos casos, la cavitación ocasiona un tipo especial de daño en la superficie, cuyo mecanismo es complejo y no ha sido entendido del todo, pero en general se acepta lo siguiente.

Cuando la carga de presión de un líquido se convierte en carga de velocidad en la válvula, llegará a una zona de máxima velocidad y de mínima presión llamada chorro contraído o contracción de chorro. Si la presión mínima es menor que la presión de vapor o de la presión de la solución gaseosa del líquido ocurrirán vaporización instantánea y formación de burbujas localizadas. Si el fenómeno no fuera más allá, no habría problema porque las burbujas no producen daños. Sin embargo, como la

recuperación de presión ocurre corriente abajo de la válvula, las burbujas se aplastan rápidamente por implosión, y la disipación resultante de energía puede aplicar esfuerzos concentrados en la superficie del orden de 100 000 psi o más, que actúan como un número infinito de martillazos que desprenderán partículas de metal de la superficie para formar el tipo de daños que se reconocen con facilidad y se llaman “de chorro de arena” o “agujeros de termita”. Ni los materiales endurecidos para las guarniciones pueden soportar mucho tiempo estos esfuerzos.

Un diseño de válvula que se ha utilizado en instalaciones en que puede haber cavitación tiene guarniciones para circulación con vaporización o de “queso Gruyere”, pero aunque es muy útil, no siempre resuelve el problema.

Por lo general, los gases secos y limpios no ocasionan problemas de erosión, pero la presencia de gotitas de líquido o de sólidos puede ocasionar erosión severa en un tiempo corto. El proceso se acelera mucho cuando la válvula tiene fugas o funciona cerca del asiento; esta erosión se denomina turbulencia.

El vapor es el que más turbulencia (estrangulación) produce porque a menudo está saturado o húmedo. El vapor supercalentado, aunque esté seco, es muy erosivo, aunque se podría esperar que actuase como un gas seco. La explicación es lo opuesto de la cavitación, pues se forman gotitas de líquido en el gas (Fig. 2).

En este caso, la presión de entrada, P_1 , cae durante la estrangulación isentrópica hasta la presión P_3 en la garganta de la válvula, en donde es menor que la temperatura de saturación. Esto hace que se formen gotitas de agua y ocasiona la misma situación de erosión que el vapor húmedo. Cuando ocurre la recuperación de presión,

el agua vuelve a su estado de vapor y el vapor seco sale de la válvula a la presión P_2 . Aunque la reducción en la presión del vapor parece ser isentrópica, en realidad no lo es. Las altas velocidades producidas, las gotitas de agua que se forman y la alta temperatura del fluido se combinan para producir estragos en las guarniciones de la válvula. No es raro que una válvula utilizada para reducir vapor desde una presión de 1 500 psig hasta unas 300 a 500 psig quede destruida en su interior en cuestión de días.

Control errático

El control errático puede ser por velocidad excesiva, debida a un factor o una serie de ellos. Las velocidades sumamente altas producirán turbulencia que ocasiona cargas laterales erráticas en el vástago y el macho (tapón). Los cambios en la relación entre la velocidad y la presión estática en la válvula pueden alterar la relación de equilibrio de fuerzas en sentido vertical. Estas situaciones pueden:

1. Alterar la relación concéntrica entre el macho y el asiento, lo cual variará la característica de flujo.
2. Ocasionar vibración de alta frecuencia y desgaste, que destruirán los componentes internos de la válvula.
3. Crear inestabilidad vertical en el operador de la válvula, que producirá oscilación vertical.
4. Producir vaporización instantánea o cavitación variable de los líquidos lo que ocasionará control deficiente.

Vibración

La vibración, a menudo, es el resultado de la alta velocidad en la válvula y en la tubería; puede ocasionar falla de la válvula y, lo que es peor, daños en la tubería.

El autor ha observado vibraciones de la tubería corriente abajo de una válvula de control de gas con elevada caída de presión, del orden de 2 500 Hz y una amplitud de 100 milésimas de pulgada (0.001 in). Sobra decir que se dañó la tubería. Los intentos por amortiguar la vibración con láminas de plomo traslapadas dieron por resultado la destrucción de las láminas en menos de 24 h. La corrección exigió el rediseño completo de la configuración de la tubería, aumento en el espesor de pared del tubo, refuerzo de los soportes y una envoltura con láminas de plomo. La solución correcta habría sido eliminar la energía de alta velocidad en la válvula, que era la productora de la vibración.

Fugas con válvula cerrada

La pérdida de capacidad de cierre es el resultado de algunos de los problemas mencionados. La erosión, como sea que ocurra, destruirá las superficies de asientos y de cierre. La vibración puede recalcar y deformar el macho y el asiento. En muchos casos, la situación va empeorando, porque cuanto mayores son las fugas por la válvula, más grandes se harán. La alta velocidad impide a menudo utilizar un asiento de elastómero blando o de Teflón para tener cierre hermético debido a que estos sellos no se pueden retener en forma mecánica.

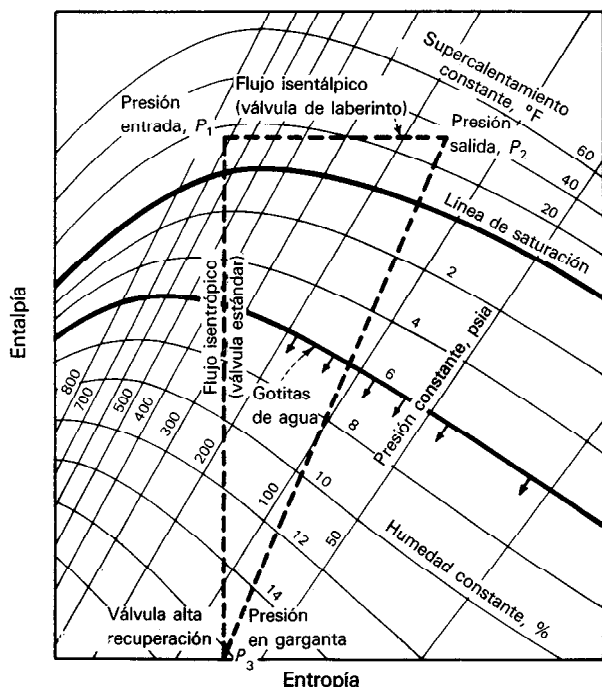


Fig. 2 La estrangulación isentrópica crea gotitas de agua

Ruido en las válvulas de control

El ruido y la velocidad siempre van juntos. Hay tres fuentes principales de ruido en las válvulas: vibración mecánica, cavitación y acción aerodinámica.

La vibración mecánica la ocasiona la turbulencia generada por la velocidad o por grandes volúmenes de flujo y suele ser impredecible. Es más común en las válvulas de asiento doble, pero las de asiento sencillo no están libres de ella. Los niveles de ruido suelen ser bajos, en la gama de 50 a 1 500 Hz; las frecuencias más altas suelen ser por la excitación de los componentes internos de la válvula debidos a la resonancia natural. Esta resonancia puede producir mucho ruido y llegar hasta unos 90 dBa con una frecuencia hasta de 7 000 Hz. Puede ser aceptable como ruido, pero es muy fácil que ocasione daños en la válvula.

La cavitación también puede producir ruido, según sea su intensidad. Este ruido subirá, conforme aumenta la caída de presión, hasta cierto valor máximo y, luego, disminuirá a alguna magnitud menor. Esto se debe a la reducción progresiva en la recuperación de presión corriente abajo que ocasiona el aplastamiento de las burbujas. En el manual de un fabricante de válvulas¹ aparecen las ecuaciones para predecir la cavitación y el ruido consiguiente. (Véanse también las páginas 200 a 202 de este libro.) Los niveles de ruido durante la cavitación suelen estar en la gama de 90 a 100 dBa, pero pueden ser más altos.

El ruido aerodinámico es la más común y la peor fuente de ruido en las válvulas. Lo ocasionan la turbulencia del fluido y las ondas de choque por la alta velocidad o el volumen de un gas y se puede predecir con facilidad en cuanto a su ocurrencia y magnitud.^{1,2}

Aunque una velocidad de circulación de Mach 1.0 (sónica) es casi una garantía de que habrá ruido, se pueden producir grados más intensos con apenas Mach 0.4 si hay caídas más o menos pequeñas en la presión cuando se manejan grandes volúmenes de flujo (Fig. 3).

Sin embargo, el ruido que más molesta es el que produce el flujo sónico o casi sónico. Por ejemplo, se han encontrado niveles de ruido hasta de 140 dBa cerca de algunas válvulas. La reducción de presión de gas natu-

ral de 4 000 a 1 000 psig genera alrededor de 5 000 W de nivel de presión de sonido. El cuerpo de la válvula y la pared del tubo absorberán alrededor de 4 950 W; los 50 W que escapan producirán alrededor de 100 dBa a una distancia de 3 ft. Si la reducción hubiera sido de un chorro libre o una descarga, el nivel de presión de sonido habría sido mayor de 150 dBa. Por comparación, el nivel de ruido de un avión de reacción al despegar es alrededor de 117 dBa.

Cualquier persona que haya estado cerca de válvulas muy ruidosas, sabe lo molesto que es. Los síntomas pasajeros pueden ser vértigo, náuseas, dolor de cabeza y sordera. La exposición prolongada puede ocasionar daños permanentes en el oído; incluso a cierta distancia ese ruido puede alterar los nervios y el humor y ser la causa de peligros en la planta.

La contaminación por ruido ha dado por resultado reglamentos cada vez más estrictos aplicables no sólo a los trabajadores expuestos al ruido sino también a las zonas residenciales cercanas. La industria, en general, ha reconocido lo anterior y se ha esforzado por eliminar o reducir esa contaminación.

El ruido de válvulas es uno de los más notorios en muchas plantas. Su eliminación es posible con la tecnología moderna y será un gran paso para cumplir con las normas de ruido. Una base que se ha aceptado para el ruido de las válvulas es que el nivel de presión de sonido (NPS) debe ser 85 dBa o menor al medirlo a 3 ft de la fuente. Aunque no se podría decir que reinará el silencio, es aceptable para poder conversar. Este criterio requiere limitar la velocidad de los gases o vapores a menos de Mach 0.4 y, de preferencia, a no más de Mach 0.3.

Se ha trabajado mucho para predecir el ruido aerodinámico y ya hay información disponible.^{1,2} Una forma rápida y aproximada es empezar con la ecuación: $P_1 C_v = X$, en donde P_1 es la presión corriente arriba, psia, y C_v es el coeficiente de válvula con máximo volumen de flujo. Si X es igual o menor que 1 000, el nivel máximo de ruido es de alrededor de 90 dBa. Si el valor de X es mayor de 1 000, se requieren cálculos más específicos para evaluar el problema. Si la predicción del ruido es de 90 a 100 dBa, hay varios métodos para ello, basados principalmente en el tratamiento en la trayectoria en lugar del tratamiento en la fuente.

1. Evalúese el efecto de la distancia. Quizá la posición de la válvula en la parte superior de una estructura o en un puente de válvulas indica que no habrá problema para el personal en sus lugares de trabajo. Para verificarlo, se utiliza la ecuación de reducción del nivel de presión de sonido (NPS).

$$NPS_{\text{distancia}} = NPS_{\text{fuente}} - 10 \log \left(\frac{\text{distancia en pies}}{3} \right)$$

2. Auméntese el espesor de pared. Si se duplica el espesor de pared del tubo se reduce el ruido que escapa en alrededor de 5 dBa. Si se agrega una pulgada o más de aislamiento acústico, se reducirá el nivel de sonido otros 10 dBa. Sin embargo, se debe tener en cuenta que el sonido avanza por una tubería y que el aumento del espe-

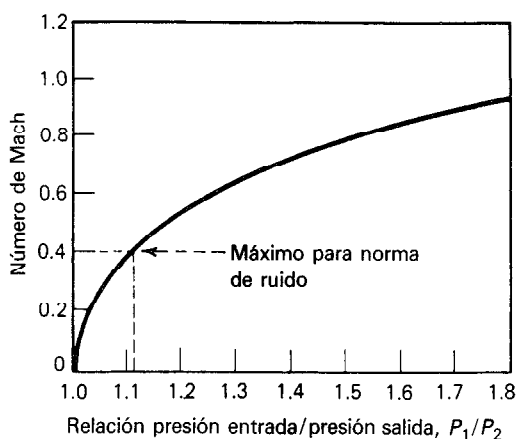


Fig. 3 El flujo sónico o casi sónico produce ruido

sor de pared o la aplicación de aislamiento acústico puede ser una solución costosa.

3. Utilícese un silenciador. También puede ser costoso y no siempre es eficaz. La velocidad de entrada debe ser subsónica y no se puede hacer que el silenciador actúe como reductor de presión, pero el silenciador también puede propagar el ruido si la pared de su cubierta es delgada y vibra.

4. Trátase de limitar la velocidad de salida para que sea igual o menor que Mach 0.3. Aunque se utilice un expansor de tubo, la turbulencia en la salida se concentrará en el expansor y generará ruido. Es una falacia común afirmar que se puede eliminar el ruido con la reducción de la velocidad de salida de la válvula con expansores de tubo.

Si el cálculo para la reducción de ruido da un resultado igual o mayor de 100 dBA se tendrá un problema muy serio. El único recurso es efectuar el tratamiento en la fuente.

Resolución de los problemas

Hasta hace poco tiempo, lo único que se podía hacer era instalar alguno de los diversos materiales endurecidos para guarniciones, reforzar el vástago y las guías y esperar que diera resultados. Se intentaría probar con un cuerpo en ángulo, en Y o en S o un tipo diferente de guarnición, invertir el cuerpo, etc. Todo ello sería tratar de soportar el problema y prolongar la duración de la válvula. Si cualquiera de esos cambios aumentaba la duración de la válvula, se consideraba un éxito y el problema dejaba de estar en el ámbito de la ingeniería y se volvía de mantenimiento; se convertía en una rutina y muchas veces se negaba la existencia del problema.

En los últimos años han aparecido en el mercado nuevos diseños de válvulas de control y otros aparatos; aunque no son la panacea, sí han ayudado mucho.

En general, cualquier diseño especial puede costar de dos a cinco veces más que una válvula estándar. En válvulas muy grandes o para altas temperaturas o presiones, la diferencia entre las válvulas convencionales construidas según ciertas especificaciones y los diseños especiales puede ser muy pequeña. Se pueden lograr muchos beneficios con los diseños especiales, como menores costos de mantenimiento, mayor duración, mejor control y menores niveles de ruido. Hay muchos casos en donde todo el costo de la válvula especial se absorbió al eliminar los silenciadores de los respiraderos o de la tubería, una parte de los soportes, con menor complejidad de la tubería y al reducir mucho el espacio requerido. Lo que se quiere decir es que no se puede compensar el costo de una válvula con el costo de otra.

Diseño de etapas múltiples

El primer diseño es el de guarnición por etapas o escalonada (Fig. 4) en una válvula de macho y orificio con una configuración en serie o de etapas múltiples. Hay variantes disponibles para servicio con líquidos. Un fabricante ofrece un tipo para servicio con gas o vapores.

La ventaja de la guarnición escalonada es que en lugar de recibir toda la caída de presión "de golpe" se dis-

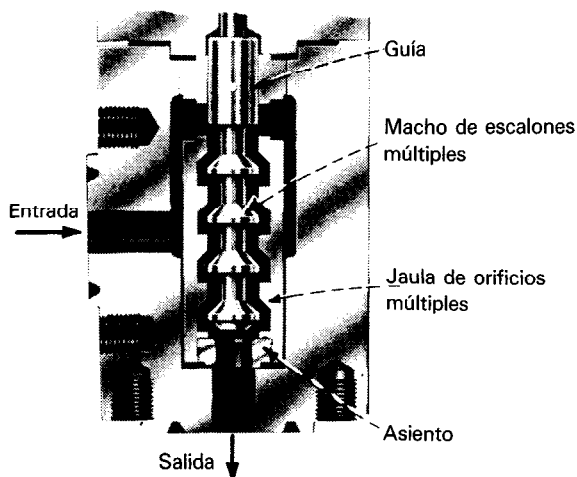


Fig. 4 La válvula con guarnición escalonada distribuye la caída de presión

tribuye entre los diversos machos y orificios o etapas; pueden ser desde dos hasta un máximo de seis.

Para tener mejores resultados, la caída de presión por etapas se debe limitar alrededor de 600 a 700 psi; en estas condiciones, se reduce mucho la velocidad en cada etapa. Sin embargo, cada etapa actúa como válvula con alta recuperación, lo cual suele significar velocidades más altas en la garganta por la eficiencia de la guarnición del tipo de boquilla. Por tanto, las válvulas escalonadas no son inmunes a la erosión o la cavitación, aunque se reduce su magnitud. Estas válvulas están limitadas a tamaños máximos de 2 o 3 in y se emplean operadores neumáticos, lo cual se debe en parte a las limitaciones en la potencia como resultado de su diseño desequilibrado o semiequilibrado. En los tamaños grandes, pueden tener inestabilidad vertical. Los coeficientes de flujo, C_v , suelen ser entre 1/2 y 1/3 de los de la válvula de control estándar equivalente y la capacidad de cierre es mucho menor. Estas válvulas son grandes y gruesas para su tamaño y capacidad, por los requisitos del cuerpo para alojar los componentes internos.

Un fabricante hizo una interesante variación en la guarnición escalonada para líquidos (Fig. 5). El husillo o macho es un cilindro recto y los conductos para circulación se forman con ranuras o acanaladuras fresadas a 45° con el eje vertical del husillo. Cuando el husillo se separa de la banda u orificio correspondiente en cada etapa, la superficie proyectada de su ranura queda descubierta en forma creciente y se produce la zona para capacidad de flujo (Fig. 5). Además, las ranuras en cada etapa están a un ángulo de 90° con las de las etapas anterior y posterior, por lo cual se invierte el sentido del flujo de una etapa a otra. La eficiencia de esta inversión para obtener una válvula con baja recuperación disminuye conforme el macho se mueve hacia la posición cerrada; la válvula actúa después como una convencional con guarnición escalonada. En general, tiene las mismas limitaciones básicas que otras de guarnición escalonada.

Estas válvulas de guarnición escalonada para servicio con líquidos se suelen utilizar en servicios con gran caí-

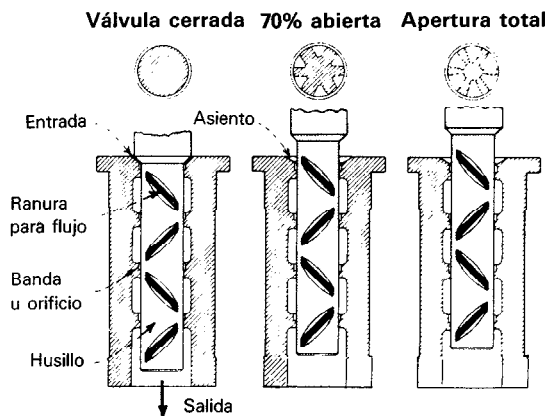


Fig. 5 Las ranuras fresadas en el macho producen escalonamiento

da de presión, como derivación y recirculación de bombas para alimentación de calderas, agua para aspersión en el desrecalentador, arranque de agua de alimentación de calderas y en separadores de aceite. Se puede pensar en utilizarlas en otros servicios de acuerdo con su capacidad y tamaños disponibles.

Que sepamos, sólo se fabrica una válvula de guarnición escalonada para servicio con gas y vapores (Fig. 6). Es la válvula de "bajo ruido" o "bajos dB" llamada a veces válvula "Lanco". Se originó en Europa y se fabrica y vende en otros países. Las diferencias entre esta válvula y la normal para servicio con líquido de guarnición escalonada son:

1. El macho o tapón escalonado tiene configuración de árbol de Navidad. La circunferencia y la zona para flujo aumentan en forma gradual hacia el lado de descarga y esto ayuda a compensar el aumento en el volumen específico conforme se reduce la presión y ayuda a limitar el aumento en la velocidad.

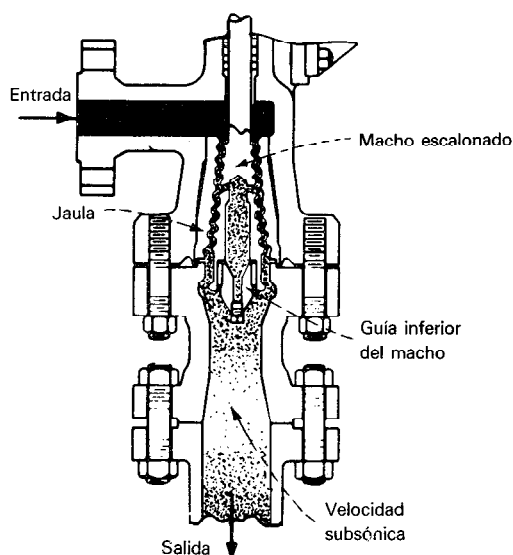


Fig. 6 Válvula con guarnición escalonada para servicio con gases o vapores

2. El macho escalonado y las bandas correlativas en el cuerpo tiene un patrón semilaberíntico que produce algunos cambios en el sentido de flujo (algo similar a la válvula para líquido ya descrita). El resultado puede ser una pérdida adicional de carga de velocidad.

El fabricante dice que en esta válvula se utiliza el principio de flujo adiabático con fricción. El proceso de estrangulación es adiabático; la diferencia exclusiva entre la guarnición escalonada y la de macho y orificio es el grado de estrangulación isentrópica que se logra; el efecto isentrópico deseado es el que se obtiene en un tubo largo con fricción, como un capilar, pero resulta impráctico. Se puede utilizar un tubo corto si se puede hacer que gire con frecuencia y rapidez.

Un examen detenido de la guarnición Lanco puede hacer surgir alguna pregunta en cuanto a su eficiencia como componente de fricción. En este aspecto es, quizá, más eficaz, en la primera parte del recorrido del macho y, después, es dudoso que el fluido pueda seguir las vueltas. Lo que es probable que haya es estrangulación en etapas múltiples y cada una es inicialmente isentrópica. Conforme abre la válvula y las vueltas o giros se hacen menos eficaces, es probable que la válvula se vuelva politrópica (Fig. 7). Las fotografías tomadas durante el servicio han mostrado que tenía una gruesa capa de escarcha, lo cual tiende a confirmar este análisis. La eficacia de la válvula para reducción de ruido es quizá mayor por la configuración del conducto combinada con las limitaciones en el aumento de velocidad inherentes en esta forma de guarniciones.

Estas válvulas de guarniciones escalonadas son más grandes y gruesas con respecto al tamaño para tubo y capacidad que las de servicio con líquidos por los requisitos de la forma del cuerpo y la configuración de las guar-

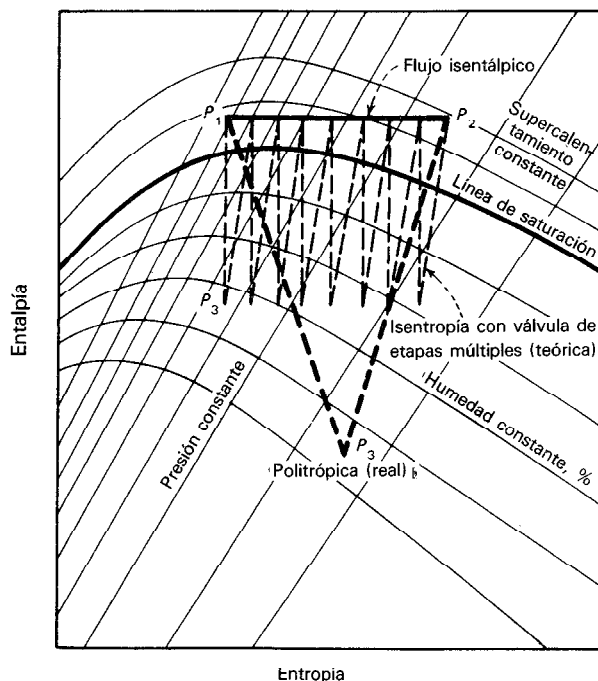


Fig. 7 La estrangulación puede ser politrópica con guarniciones Lanco

niciones. Para que sean eficaces están limitadas a una reducción máxima de presión de 4 a 1; con una relación mayor, hay que agregar restricciones en serie para aplicar suficiente contrapresión y limitar la relación a ese valor de 4 a 1 o menos. La necesidad de restricciones fijas en este caso impone limitaciones en la reducción del flujo, lo que se debe a que las restricciones pierden su eficacia conforme se reduce el flujo y absorben con rapidez la caída disponible de presión según aumenta el flujo.

Esta válvula tiene una carrera muy corta y aunque tiene un sistema de equilibrio hidrostático parcial, hay que accionarla con una palanca multiplicadora para obtener la potencia y sensibilidad necesarias en la ubicación.

El fabricante de la válvula de "bajo dB" también vende un aparato exclusivo llamado "placa de expansión para bajo dB". Es una placa con orificios de restricción especiales de superficie constante, que manejará parte de la caída de presión en el sistema. Se pueden instalar una o más unidades en serie según se necesite (Fig. 8). Estas placas tienen una configuración de trayectoria múltiple con cierto cambio en el sentido de flujo. Aparte de actuar como restricciones producen mucho menor ruido que una restricción equivalente de una sola trayectoria y más grande. El nivel de presión de sonido se puede reducir hasta en 20 dBa. Las placas sólo son eficaces en una gama limitada de flujo. La sugerencia del fabricante es que si $P_1 C_v \leq 5\,000$, se pueden evaluar para servicios con estrangulación. A más de 5 000, sólo se deben emplear en servicios de cierre y paso, como respiraderos o descarga libres de un sistema. Pueden ser una solución a algunos problemas de ruido con estrangulación, ya sea combinadas con válvulas de macho y orificio estándar o para ampliar la capacidad de presión de la válvula de "bajo dB".

Diseño de trayectoria múltiple

El segundo diseño disponible es una válvula convencional con una guarnición especial llamada "Whipper"; se utiliza para servicios con gas o vapores y se perfeccionó con experimentos y pruebas empíricas. Esta guarnición funciona con el principio de que se genera menos ruido cuando un caudal dado pasa por cierto número de lugares pequeños en vez de un solo lugar grande. En otras palabras, funciona en forma similar a las placas de expansión de "bajo dB", excepto que la configuración de la trayectoria múltiple es diferente y que permite modulación del flujo. El tamaño y la configuración de las ra-

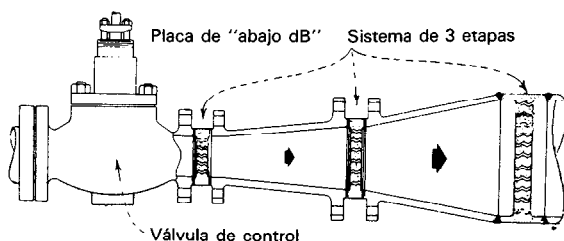


Fig. 8 Las placas de expansión son de orificios múltiples

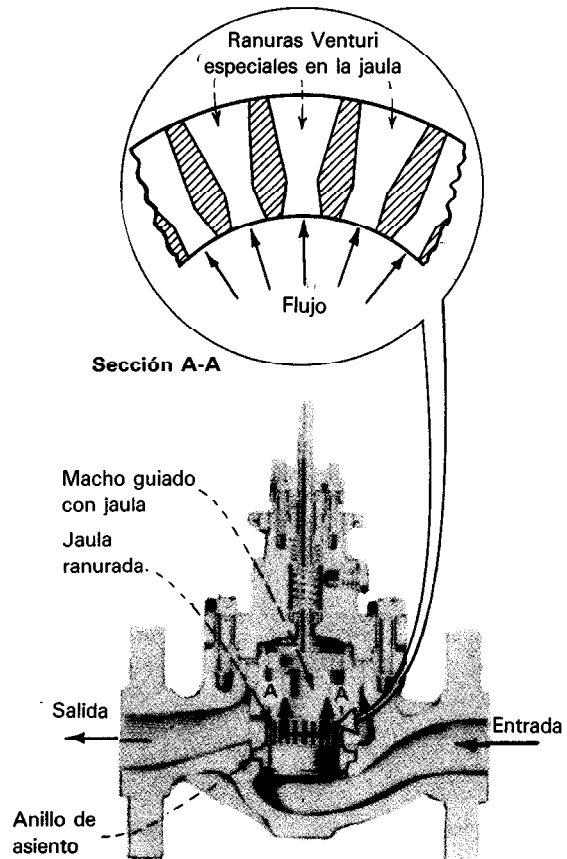


Fig. 9 Las trayectorias múltiples generan menos ruido

nuras para flujo y para el sistema de trayectorias múltiples se determinaron mediante pruebas (Fig. 9). Las guarniciones se instalan en el cuerpo igual que una jaula convencional y la posición del macho descubre la trayectoria en la zona de las ranuras (Fig. 9).

En general, estas válvulas tienen una reducción de capacidad de 30 a 40 %, por comparación con una estándar del mismo tamaño. Puede ser necesario emplear cuerpos más grandes para reducir las velocidades de salida a grados aceptables y lograr óptima reducción del sonido. La disminución en el nivel de presión de sonido lograda en condiciones óptimas es un máximo de 20 dBa, aunque la usual es de 10 a 15 dBa, que ocurre con más o menos la misma caída de presión. Es menos eficaz con relaciones de presión más bajas y más altas; por tanto, sólo se debe pensar en estas válvulas para una reducción moderada del ruido y aplicaciones con caída de presión cerca del grado sónico.

Diseño de disco de laberinto

Este tercer diseño es quizá el más exclusivo de todos; un nuevo enfoque del diseño, tecnología y funcionamiento de las válvulas. Se llama válvula de "Guarnición de fricción" y es tal vez la más adaptable de las disponibles en la actualidad para aplicaciones en servicio severo y re-

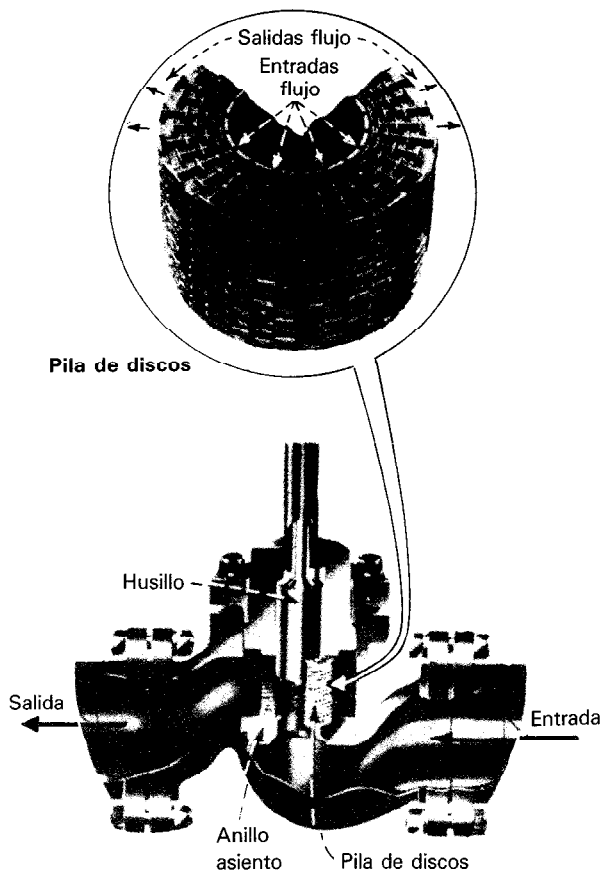


Fig. 10 El diseño de laberinto produce flujo isentálpico

ducción de ruido. Se puede utilizar para líquidos, gases, vapores o una combinación de ellos. Es poco susceptible a la erosión, cavitación, turbulencia, vibración y fugas con la válvula cerrada. No produce ruido y se puede diseñar para cualquier intensidad deseada. Es una válvula de impedancia constante y de auténtica limitación de velocidad con flujo de reducción isentálpico.

La válvula consiste en un pila de discos con un agujero en el centro y con un husillo o macho cilíndrico en el agujero. Los discos se fabrican con cierto número de conductos de entrada y cada uno es un laberinto que, en la práctica, es un tubo corto de fricción que consiste en cierto número de vueltas en serie, en ángulo recto (Fig. 10). El número y la configuración de estas vueltas se calculan a fin de que sean suficientes para disipar la caída total requerida en la válvula, a una velocidad más o menos igual que en la entrada. Cada disco tiene una capacidad específica de flujo por lo cual se forma una pila de discos para dar el volumen deseado.

En general, el tamaño de entrada es más o menos equivalente al tamaño del tubo de entrada. La superficie de descarga en la pila es la necesaria para manejar el flujo, volumen y velocidad deseada en la salida.

La pila de discos se instala en el cuerpo de la válvula en forma similar a la guarnición de jaula (Fig. 10); la ubicación del husillo o del macho con el operador deter-

minan la zona abierta para circulación. Es una válvula con característica inherente lineal. Es fácil de configurar para otros requisitos si se modifican la configuración de la pila y de los discos, con el empleo de un ubicador de excéntrica o ambas cosas.

En servicio con líquidos, las dimensiones de los conductos son las mismas desde la entrada hasta la salida. Para líquidos que vaporizan, flujo en dos fases, de gas y de vapores, se aumenta el tamaño transversal de los conductos después de cada vuelta. Esto permite los cambios en los volúmenes específicos a la vez que maximiza el control completo de la velocidad en forma independiente de las relaciones de presión. Otro aspecto es la capacidad para tener cierre hermético continuo y eliminación de la erosión de los asientos. Se puede obtener un cierre hermético sin burbujas hasta unos 500°F y presión diferencial ultraalta con un asiento de Teflón encapsulado. Hay otros asientos disponibles para temperaturas más altas.

Aunque la válvula con guarniciones escalonadas de bajo dB está limitada a relaciones máximas de presión del orden de 4:1 para obtener la reducción del ruido, la válvula de guarnición de fricción prácticamente no tiene límites en ese aspecto. Hay algunas en servicios de 400:1 con niveles de sonido inferiores a 85 dBA a 3 ft de distancia. Además, el concepto del diseño se presta a una configuración eficiente del cuerpo para los componentes internos con cualquier tamaño y capacidad dados del tubo. Ya que la pila de discos es de mayor altura que diámetro, la carrera larga del husillo y la facilidad para configurar los discos pueden permitir reducciones de 100:1 o mayores.

Sin embargo, estas válvulas no son la última palabra. Son muy sensibles a los cuerpos extraños en la tubería, como rebabas de soldadura, escoria, incrustaciones y guijarros. La pila de discos parece ser un buen filtro pues no es muy susceptible a la obstrucción con los sólidos normales de la tubería tales como finos de catalizador, polvos, partículas de pastas fluidas, etc. En general, todo lo que pueda pasar por un conducto, pasará por los discos. En muchos casos el tamaño de los conductos es mayor del que se podría esperar.

Los cuerpos extraños en la tubería pueden hacer que se trabe el husillo que tiene ajuste muy preciso en la pila cuando el sentido de flujo es desde el agujero central hacia la circunferencia del disco. Esta orientación se requiere para líquidos que vaporizan, flujo en dos fases, gases y vapores. Para los líquidos se elimina este problema porque el sentido de flujo es desde la circunferencia hacia el agujero central de los discos; en este caso, la pila actúa como su propio filtro y tolerará una cantidad razonable de desechos, sin mucho efecto en la capacidad o funcionamiento porque hay dos o tres entradas en el conducto de cada disco. En cualquier caso, se recomiendan mallas de tamaño y resistencia adecuados instaladas antes de la válvula. Por supuesto, puede haber situaciones en que se sabe que el sistema está limpio y libre de cuerpos extraños en la tubería.

Estas válvulas se han utilizado en los servicios mencionados y en aplicaciones difíciles como reducciones de presión de urea, diaminas, amoniaco, metanol y polietil-

leno. Otras aplicaciones incluyen: reducción para vapor a alta presión; gas caliente de proceso y gas natural, para descargarlos, y servicio ligero como gas natural, vapor de agua y aire a presiones moderadas, con altos volúmenes de flujo.

Es probable que, en este momento, ningún otro diseño pueda funcionar en situaciones de alta velocidad con el mismo grado de inmunidad al ruido y vibraciones internas destructoras. Por ejemplo, en un servicio de reducción de presión de líquidos, una válvula de cuerpo en ángulo, de macho y orificio con guarniciones de carburo de tungsteno puede tener una duración útil de 250 h. Se sabe de una válvula de guarnición de fricción que ha trabajado en el mismo servicio más de 6 000 horas sin problemas.

Conclusión

Hay diversos diseños especiales de válvulas de control y aparatos para aplicaciones en servicio severo y con problemas de ruido. Cada uno tiene su área de utilidad y sus limitaciones. La selección dependerá de cierto número de factores como tipo de fluido, condiciones de presión estática y caída de presión, temperatura, corrosión y beneficios relativos según el costo. Como estas válvulas y aparatos son de diseño especial requieren más evaluación de ingeniería de la aplicación, los componentes mecánicos y la metalurgia que en el caso de las válvulas de control convencionales se utilizan en muchos procesos.

Créditos de las ilustraciones

Las ilustraciones para este artículo las suministraron las siguientes empresas: figura 10, Control Components, Inc., Los Alamitos, CA 90720. Figura 9, Fisher Controls Co., Marshalltown, IA 50158. Figuras 1, 4, 6, 8, Masoneilan International, Inc., Norwood, MA 02062. Figura 5, Yarway Corp., Blue Bell, PA 19422.

Referencias

1. Bulletin No. 340E, Masoneilan International, Inc., Norwood, MA 02062.
2. Bulletin TM-24, Fisher Controls Co., Marshalltown, IA 50518.

El autor



J.B. Arant es especialista senior en instrumentos, Design Div., Engineering Dept. de E.I. du Pont de Nemours & Co., Wilmington, DE 19898. Está encargado del diseño de instrumentos para proyectos de plantas y trabaja en problemas especiales con las válvulas de control. Ingresó a du Pont en Sabine River Works en Orange, Tex., como ingeniero de división en el departamento de instrumentos. Tiene título de ingeniero químico de la University of Texas y es ingeniero profesional registrado en Texas.

Programa para el dimensionamiento de válvulas de control para gas y vapores

Con el empleo de este programa HP-67/97 y las tablas de los fabricantes de válvulas es bastante fácil encontrar una válvula de control con el coeficiente de flujo correcto para el proceso.

Jon F. Monsen, Jamesbury Corp.

Una válvula de control del tamaño correcto logra un control muy eficiente a un costo razonable. Una válvula muy pequeña no dejará pasar el volumen requerido. Si es muy grande, costará más que una pequeña del tamaño adecuado y quizá no controlará igual de bien, porque no se utilizará toda su gama de control.

Dimensionamiento de la válvula de control

El procedimiento para el dimensionamiento de la válvula de control es:

1. Calcúlese el coeficiente C_v requerido con los datos del proceso y los del fabricante.
2. Consúltense las tablas de C_v del fabricante contra el tamaño de la válvula; selecciónese la válvula con C_v mayor o igual al requerido.
3. Si la válvula seleccionada es más pequeña que la tubería en que se instalará, se reducirá el C_v efectivo de la válvula por los efectos de los reductores necesarios para el tubo. Compruébese si esta reducción en la capacidad de la válvula requiere seleccionar una más grande. Si es necesario, selecciónese una válvula con C_v más alto.

El cálculo del coeficiente para el dimensionamiento de estas válvulas para servicio con gas o vapores puede ser complicado, en especial cuando se tienen en cuenta los efectos del flujo estrangulado y de los reductores. Una calculadora programable puede simplificar mucho el trabajo.

Lo que puede hacer el programa

En el programa (Tabla I) se utilizan las ecuaciones de Instrument Soc. of America (ISA)¹ para gas y vapores a fin de calcular C_v . El programa verifica la posibilidad de flujo estrangulado y hace el ajuste, si es necesario. El usuario tiene la opción de incluir o pasar por alto el factor (F_k) de relación de calores específicos y el factor (Z) de compresibilidad en el cálculo. (Muchos diseñadores prefieren suponer que estos factores son iguales a 1, sobre todo en las primeras etapas.) Además, como opción, se puede corregir el C_v calculado por los efectos de los reductores. Estas opciones se pueden incluir u omitir en cualquier combinación para que el usuario pueda resolver un problema con la mayor rapidez posible. El programa aceptará cualquier grupo congruente de unidades de ingeniería.

En la tabla II aparecen el algoritmo y ecuaciones utilizados en el programa y en el diagrama aparece la lógica.

Cómo utilizar el programa

Se teclaea el programa como se indica en la tabla I y se registra en una tarjeta magnética. Se almacenan las constantes de la tabla III en los registros especificados y se registran en una tarjeta separada (un grupo por lado). Las constantes dadas son para las unidades en sistemas inglés y en el SI de uso más frecuente; el usuario puede establecer constantes para cualquier otro grupo de unidades. El programa está listo para correrlo y se almacena en tarjetas para su fácil acceso en lo futuro. En la tabla

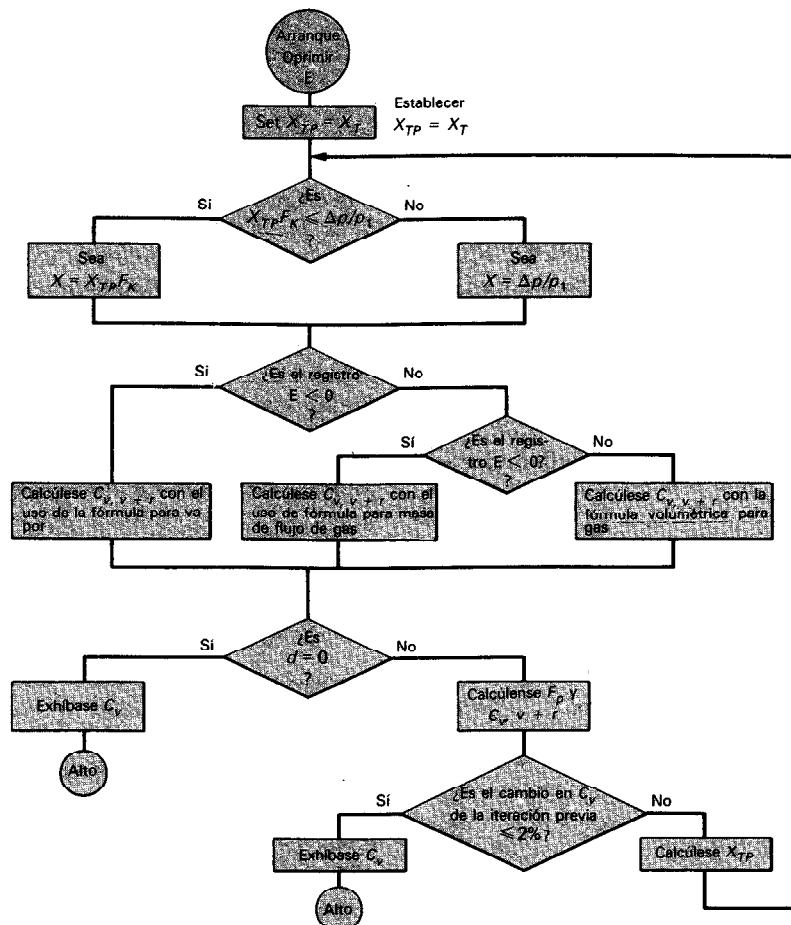


Fig. 1 Diagrama de lógica para el programa de dimensionamiento de válvulas de control para gas y vapor con la calculadora HP-67/97

IV aparecen las instrucciones para el usuario del programa.

Para el caso más sencillo, cuando se considera el flujo de gas, dése entrada al gasto (q o w), a la caída de presión en la válvula (Δp), la densidad relativa del gas (G_g), la temperatura del gas (T), la presión corriente arriba de la válvula (P_1) y el factor (X_T ; tabla V) para la relación de caída nominal de presión para el tipo de válvula en cuestión. Luego, resuélvase C_v . Para considerar el flujo de vapores, el procedimiento es el mismo excepto que se da entrada al volumen específico de vapores (V_1) en lugar de la densidad relativa y la temperatura.

Cuando se desea máxima exactitud, dése entrada al factor (F_k) de la relación de calores específicos y (para problemas con gas no aplicables a vapores) al factor (Z) de compresibilidad.

Para incluir los efectos de los reductores, dése entrada a datos adicionales: tamaño nominal de la válvula (d) y el diámetro interior (D) del tubo de entrada y de salida. Si no se conoce todavía el diámetro de la válvula, entonces:

1. Calcúlese C_v y selecciónese la válvula, sin tener en cuenta el efecto de los reductores.
2. Utilícese el tamaño de válvula del inciso 1 para calcular C_v (en la Tabla VI aparecen valores típicos).

3. Verifíquese que la válvula seleccionada satisface los requisitos del nuevo C_v .

Nota: La entrada de datos para cualquiera de las opciones recurre automáticamente a esa opción. Si no se da entrada a los datos, el programa no tiene en cuenta esa opción. Cuando se pase a un nuevo problema es necesario volver a cargar la tarjeta de datos, aunque se vuelvan a utilizar las mismas unidades, pues con este paso se borran todos los datos (incluso los datos que recurren a opciones) en los registros de almacenamiento.

Ejemplos

■ **Gas.** Determinése el tamaño de una válvula de globo para control de una corriente de gas, dados los siguientes datos del proceso: $q = 200\,000$ scfh; $\Delta p = 20$ psi; $G_g = 1.1$; $T = 80^\circ\text{F}$; $p_1 = 100$ psia.

En las publicaciones de los fabricantes $X_T = 0.67$ para una válvula de globo de asiento sencillo. No se tengan en cuenta los reductores, el factor de relación de calores específicos ni el factor de compresibilidad.

1. Cárguese el programa.
2. Cárguese el lado de la tarjeta de datos en medidas inglesas con el flujo volumétrico del gas.
3. Tecléese $q, \Delta p$: $200\,000 \uparrow 20 \text{ A}$

4. Tecléese G_g , T : 1.1 \uparrow 80 fa
5. Tecléese p_1 : 100 B
6. Tecléese X_T : 0.67 fb
7. Resuélvase C_v : E = 89.00

Por tanto, selecciónese una válvula cuyo C_v sea mayor o igual que 89.00.

■ **Vapor.** Determinése el tamaño de una válvula de globo para control de vapor, dados los siguientes datos del proceso: $W = 10\,000$ kg/h; $\Delta p = 100$ kPa; $V_1 = 0.194$ m³/kg; $p_1 = 1\,000$ kPa abs. En las publicaciones de los fabricantes² y en la tabla V se indica que $X_T = 0.067$ para una válvula de globo de asiento sencillo. No se tengan en cuenta los reductores ni el factor de relación de calores específicos. La solución, en el supuesto de que el programa todavía esté cargado es:

1. Cárguese el lado de la tarjeta de datos en unidades del SI para vapor.

2. Tecléese w , 10 000 \uparrow 100 A
3. Tecléese V_1 : 0.194 fa
4. Tecléese p_1 : 1 000 B
5. Tecléese X_T : 0.67 fb
6. Resuélvase C_v : E = 169.79

Por tanto, selecciónese una válvula cuyo C_v sea mayor o igual que 169.79.

■ **Gas (con el empleo de todas las opciones).** Determinése el tamaño de una válvula de mariposa de alto rendimiento para control en servicio con amoniaco, dados los siguientes datos del proceso: $w = 110\,000$ lb/h; $\Delta p = 20$ psi; $G_g = 0.59$; $T = 80^\circ\text{F}$; $p_1 = 100$ psia; $F_k = 0.92$; $Z = 0.94$; $D = 10$ in. En las publicaciones de los fabricantes² y en la tabla V se indica que $X_T = 0.54$ para una válvula de mariposa de alto rendimiento, abierta al 60%. (El supuesto de 60% de apertura es un buen punto de partida, pero tal vez haya que modificarlo cuando

Tabla I Listado de programa para el dimensionamiento de válvulas de control para gas o vapor, con opción para colocar reductores

Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código
Almacenar datos			030	P2S	16-51	Calcular $C_{v,v+r}$ con fórmula para gas			082	GSB4	23 04
001	*LBLA	21 11	031	1	01				083	RCL0	36 00
002	ST01	35 01	032	CHS	-22	054	CF0	16 22 00	084	x	-35
003	R/	-31	033	ST04	35 04	055	X0?	16-44	085	RCLA	36 11
004	ST00	35 00	034	P2S	16-51	056	SF0	16 21 00	086	÷	-24
005	R/S	51	035	RCL5	36 05	057	GSB4	23 04	087	RCL4	36 04
006	*LBLb	21 16 11	036	ST01	35 46	058	RCL0	36 00	088	P2S	16-51
007	ST04	35 04	Sea $x =$ el menor de $\Delta p/p_1$ o de $F_K X_{TP}$			059	x	-35	089	RCL0	36 00
008	R/	-31				060	RCLA	36 11	090	P2S	16-51
009	ST03	35 03				061	÷	-24	091	÷	-24
010	R/S	51	037	*LBL0	21 00	062	RCL2	36 02	092	RCL2	36 02
011	*LBLB	21 12	038	RCL1	36 01	063	÷	-24	093	÷	-24
012	ST02	35 02	039	RCL2	36 02	064	RCL4	36 04	094	JX	54
013	R/S	51	040	÷	-24	065	RCLB	36 12	095	x	-35
014	*LBLb	21 16 12	041	P2S	16-51	066	+	-55	096	P2S	16-51
015	ST05	35 05	042	ST00	35 00	067	RCL9	36 09	097	ST01	35 01
016	R/S	51	043	P2S	16-51	068	x	-35	098	P2S	16-51
017	*LBLC	21 13	044	RCL0	36 00	069	RCL3	36 03	Si $d = 0$, omitir cálculo del reductor		
018	ST06	35 06	045	RCLI	36 46	070	F0?	16 23 00			
019	R/S	51	046	x	-35	071	1/X	52			
020	*LBLc	21 16 13	047	P2S	16-51	072	x	-35	099	*LBL5	21 05
021	ST07	35 07	048	X4Y?	16-35	073	P2S	16-51	100	RCL6	36 06
022	R/S	51	049	ST00	35 00	074	RCL0	36 00	101	X=0?	16-43
023	*LBLD	21 14	050	P2S	16-51	075	÷	-24	102	GT01	22 01
024	ST08	35 08	Si = -1, usar fórmula para vapor			076	JX	54	Calcular F_p		
025	R/S	51				077	x	-35			
026	*LBLd	21 16 14				078	ST01	35 01			
027	ST09	35 09	051	RCL5	36 15	079	P2S	16-51	103	1	01
028	R/S	51	052	X0?	16-45	080	GT05	22 05	104	RCL6	36 06
Inicializar			053	GT03	22 03	Calcular $C_{v,v+r}$ con fórmula para vapor			105	RCL7	36 07
029	*LBL5	21 15				081	*LBL3	21 03	106	÷	-24

Tabla 1 (Continuación)[illegible]

se haga la selección real de la válvula.) La solución, en el supuesto de que el programa todavía está cargado es:

1. Cárguese el lado de la tarjeta de datos en medidas inglesas con el flujo volumétrico del gas.
2. Tecléese w , Δp : 110 000 \uparrow 20 A
3. Tecléese G_g , T : 0.59 \uparrow 80 fa
4. Tecléese p_1 : 100 B
5. Tecléese X_T : 0.54 fb
6. Tecléese F_k : 0.92 D
7. Tecléese Z : 0.94 fd
8. Resuélvase C_v : E = 802.00

Al consultar las publicaciones de los fabricantes² se puede encontrar que una válvula de 6 in con una capacidad de 950 es la de mariposa de alto rendimiento más pequeña disponible, con C_v adecuado. Después, se debe determinar si los reductores requeridos para instalar

una válvula de 6 in en una tubería de 10 in cambiarán la selección de la válvula. Continúese como sigue:

9. Tecléese d : 6 C
10. Tecléese D : 10 fc
11. Resuélvase C_n : E = 976.65

Dado que el nuevo C_v requerido de 976.65 es mayor que el nominal (950) de la válvula de 6 in, es evidente que ésta no funcionará. Selecciónese una válvula de 8 in y continúese como sigue:

12. Tecléese d : 8 C
13. Resuélvase C_{∞} : E = 818.91

También al examinar las publicaciones de los fabricantes² se puede encontrar que una válvula de 8 in con el C_v nominal de 2 100, tendrá el de 818.91 requerido con una apertura de alrededor de 60%. Por tanto, la válvula de 8 in es la selección correcta.

Tabla II Se utiliza este algoritmo en el programa para poder elegir entre diversas unidades inglesas y en el SI

Operación	Ecuaciones
1. Calcúlese la relación de caída de presión, X	Si $F_k X_{TP} \leq \Delta p/p_1$, entonces $X = F_k X_{TP}$ Si $F_k X_{TP} > \Delta p/p_1$, entonces $X = \Delta p/p_1$ Si no se utiliza la opción de reductor o para la primera iteración cuando se usa la opción del reductor, sea $X_{TP} = X_T$
2. Calcúlese el factor de expansión, Y	$Y = 1 - \frac{X}{3F_k X_{TP}}$
3. Calcúlese $C_{v, v+r}$	Gas (unidades de flujo volumétrico) $C_{v, v+r} = \frac{q}{K_A p_1 Y} \sqrt{\frac{G_g (T + K_g) Z}{X}}$ Gas (unidades de flujo de masa) $C_{v, v+r} = \frac{w}{K_A p_1 Y} \sqrt{\frac{(T + K_g) Z}{X G_g}}$ Vapor (unidades de flujo de masa) $C_{v, v+r} = \frac{w}{K_A Y} \sqrt{\frac{V_1}{X P_1}}$
4. Si no se utiliza la opción de reductor ($d = 0$) sea $C_{v, v/v} = C_{v, v+r}$ y exhibir $C_{v, v/v}$	Detenerse aquí salvo que se utilice la opción de reductor
5. Si se utiliza la opción de reductor ($d \neq 0$) calcúlese F_p	$F_p = \sqrt{1 - \frac{1.5[1 - (d/D)^2]^2}{K_c} \left(\frac{C_{v, v+r}}{d^2} \right)^2}$
6. Calcúlese $C_{v, v/v}$	$C_{v, v/v} = \frac{C_{v, v+r}}{F_p}$
7. Calcúlese X_{TP} $X_{TP} = \frac{X_T}{F_p^2} \left[1 + \frac{X_T \{0.5[1 - (d/D)^2]^2 + 1 - d^4/D^4\} \left(\frac{C_{v, v/v}}{d^2} \right)^2 \right]^{-1}$	
8. Repítanse pasos 1 a 7 con el uso de X_{TP} en los pasos 1 y 2 hasta que en cambio en $C_{v, v/v}$ de una iteración a la siguiente sea menor de 2%	
9. Exhibase $C_{v, v/v}$	Para aquí

Tabla III Estas unidades y constantes en sistema inglés y en el SI se puede almacenar en las tarjetas de datos para fácil acceso

Variable	Unidades inglesas			Unidades en el SI		
	Gas, volumétrica	Flujo de masa, gas	Vapor	Gas, volumétrica	Flujo de masa, gas	Vapor
q or w	scfh	lb/h	lb/h	m ³ /h	kg/h	kg/h
Δp	psi	psi	psi	kPa	kPa	kPa
T	°F	°F	N/A	°C	°C	N/A
V_1	N/A	N/A	ft ³ /lb	N/A	N/A	m ³ /kg
p_1	psia	psia	psia	kPa abs.	kPa abs.	kPa abs.
d	in	in	in	mm	mm	mm
D	in	in	in	mm	mm	mm
Ubicación (constante)						
STO A (K_A)	1,360	103.9	63.3	4.17	5.12	2.73
STO B (K_B)	460	460	0	273	273	0
STO C (K_C)	890	890	890	0.00214	0.00214	0.00214
STO D (K_D)	1 090	1 000	1 000	0.0024	0.0024	0.0024
STO E	0	1	-1	0	1	-1
STO 8 (F_K)	1	1	1	1	1	1
STO 9 (Z)	1	1	0	1	1	0
Todos los otros registros se borran						

Notación

$C_{v, v/v}$	Coefficiente requerido para determinar el tamaño de la válvula de control	K_A, K_B, K_C, K_D	Constantes almacenadas en la tarjeta de datos (Tabla III)
$C_{v, v+r}$	Coefficiente efectivo requerido para determinar el tamaño de la válvula de control más el reductor	P_1	Presión estática absoluta corriente arriba de la válvula (o entrada al reductor, si se utiliza)
c_p	Calor específico del fluido circulante a presión constante	Δp	Caída de presión en la válvula (o válvula y reductor si se utiliza éste)
c_v	Calor específico del fluido circulante a volumen constante	q	Relación de volumen del flujo
d	Tamaño nominal de la válvula	T	Temperatura
D	Diámetro interior del tubo	$2V_1$	Volumen específico de vapor corriente arriba de la válvula
F_k	Factor de relación de calores específicos del fluido circulante, $F_k = k/1.40$	w	Relación de masa del flujo
F_p	Factor de corrección para reductores de tubo	X	Relación de caída de presión
G_g	Densidad relativa del gas con respecto al aire, con ambos a temperatura y presión estándar	X_T	Factor nominal de relación de caída de presión en la válvula
k	Relaciones de calores específicos, $k = c_p/c_v$	X_{TP}	Valor de X_T para conjunto de válvula y reductor
		Y	Factor de expansión
		Z	Factor de compresibilidad del medio circulante

Tabla IV Instrucciones para el usuario con opciones para factores de relaciones de calores específicos y compresibilidad

Paso	Instrucción	Opción con reductor	Datos opcionales	Tamaño de válvula gas-vapor	Datos o unidades de entrada	Datos o unidades de salida
	$G_g \uparrow T$ (gas)					
	V_v (vapor)	X_T	Z (gas)			
	Flujo $\uparrow \Delta p$	ρ_1	F_k	$\rightarrow C_v$		
1	Cargar lados 1 y 2 de tarjeta de programa					
2	Cargar un lado de tarjeta de datos					
3	Entrada de datos					
	Volumen de flujo		q o w	\uparrow		
	Caída de presión		Δp	A		
	(para gas) Densidad específica		G_g	\uparrow		
	(para gas) Temperatura		T	f a		
	o bien					
	(para vapor) Volumen específico		V_1	f a		
	Presión absoluta corriente arriba		P_1	B		
	Factor de caída nominal de presión en la válvula $\rightarrow X_T$			f b		
	Datos opcionales (mejorar exactitud)					
	Factor de relación de calores específicos		F_k	D		
	Factor de compresibilidad (aplicable para gas, pero no para vapor)		Z	f d		
	Opción con reductor		d	C		
	Tamaño nominal de válvula		D	f c		
	Diámetro interior del tubo			E		C_v
4	Resuélvase para el C_v requerido					
5	Para modificar o agregar datos, vuélvase al paso 3					
6	Para un caso nuevo, vuélvase al paso 2 (esto también borra los registros de datos precedentes)					

* X_T se obtiene con las publicaciones de los fabricantes. Los valores típicos se presentan en la tabla V.

Para los fabricantes que utilizan los términos C_F , F_L y C_1 :

$$X_T = 0.84 \quad C_F^2 = 0.84 \quad F_L^2 = C_1^2 / 1600$$

Referencias

1. "Standard Control Valve Sizing Equations," ANSI/ISA-275.01, Instrument Soc. of America, Pittsburgh, 1978.
2. "Engineering Handbook for Jamesbury Control Valves," Bulletin T150 1, Jamesbury Corp., 1983.

Tabla V Valores típicos del factor X_T de relación de caída nominal de presión dados por los fabricantes²

Tipo de válvula	X_T
Globo, asiento sencillo, guarnición de jaula	0.67
Globo, asiento sencillo, guarnición configurada	0.67
Mariposa alto rendimiento, 100% apertura	0.37
Mariposa alto rendimiento, 80% apertura	0.40
Mariposa alto rendimiento, 60% apertura	0.54
Mariposa alto rendimiento, 40% apertura	0.65
Bola, 100% apertura	0.16
Bola, 80% apertura	0.38
Bola, 60% apertura	0.56
Bola, 40% apertura	0.66

Tabla VI Tabla de tamaño según C_v para válvulas de bola para control

Tamaño válvula, in	Tamaño tubo, in	Rotación de la bola, %				
		20	40	60	80	100
1	1	0.9	3.4	9.5	21	45
	2	0.9	3.4	9.1	18	26
2	2	3.1	12	35	78	165
	4	3.1	12	34	67	102
6	6	15	57	160	360	765
	12	15	57	160	344	640
10	10	74	295	820	1,830	3 900
	20	74	295	795	1,595	2 495
14	14	95	380	1 070	2,400	5 100
	24	95	380	1,060	2,280	4 170
18	18	210	825	2,310	5,170	11 000
	24	210	825	2 290	4,970	9 390

El autor



Jon F. Monsen es gerente regional de válvulas de control de Jamesbury Corp., 1317 5th. St., Santa Monica, CA 90401. Suministra ayuda a clientes para determinación de tamaño, selección y aplicación de válvulas de control. Fue ingeniero de ventas de The Foxboro Co., y líder del grupo de ingeniería que supervisó las especificaciones de válvulas de control para una central nuclear de Bechtel Power Corp. Obtuvo su título de ingeniero en California State University en Los Angeles. Es ingeniero registrado para sistemas de control y electricista en California.

Programa para el dimensionamiento de válvulas de control para líquidos

Este programa HP-67/97 es para calcular el coeficiente de dimensionamiento para válvulas de control en servicio con líquidos hasta en casos que incluyen reductores, flujo estrangulado y flujo laminar o de transición.

Jon F. Monsen, Jamesbury Corp.

Una válvula de control del tamaño correcto logra un control muy eficiente a un costo razonable. Una válvula muy pequeña no dejará pasar el volumen requerido. Si es muy grande, costará más que una pequeña del tamaño adecuado y quizá no controlará igual de bien, porque no se utilizará toda su gama de control.

El procedimiento para el dimensionamiento de la válvula de control es:

1. Calcúlese el coeficiente (C_v) requerido con los datos del proceso y los del fabricante.

2. Consúltense las tablas de C_v del fabricante versus el tamaño de la válvula; selecciónese la válvula con C_v mayor o igual al requerido.

3. Compruébese si los reductores necesarios para instalar la válvula no modificarán la selección de ella. Selecciónese otra válvula con un C_v mayor si es necesario.

4. Compruébese que el flujo en la válvula no está estrangulado.

Evítese, si es posible, el flujo estrangulado.

Cuando el flujo de líquido es turbulento y cuando no se tienen en cuenta los efectos del flujo estrangulado y de los reductores, la expresión para C_v se reduce a:

$$C_v = \frac{q}{K_D} \sqrt{\frac{G_f}{\Delta P_{\text{tamaño}}}}$$

Esta expresión es tan sencilla que su solución no requiere una calculadora programable, pero en la mayor parte de las instalaciones se necesitan reductores y muchas situaciones requieren que el diseñador determine si habrán

Notación

C_v	Coeficiente para determinar tamaño de válvula
C_v (laminar)	Coeficiente para determinar tamaño de válvula con flujo totalmente laminar
C_v (turbulento)	Coeficiente para determinar tamaño de válvula con flujo totalmente turbulento
d	Tamaño nominal de válvula
D	Diámetro interior de tubería
F_d	Modificador de estilo de válvula
F_L	Factor de recuperación nominal de presión de líquido (Tabla V)
F_R	Factor de número de Reynolds
F_L	Factor de flujo laminar
G_f	Densidad relativa a temperatura de flujo
K_C, K_D, K_E	Constantes almacenadas en la tarjeta de datos (Tabla II)
P_i	Presión estática absoluta corriente arriba del reductor de entrada
$P_{i, \text{vlv}}$	Presión estática absoluta en entrada de válvula
P_c	Presión termodinámica crítica del fluido
P_v	Presión absoluta de vapor del fluido en la entrada
ΔP	Caída de presión utilizada en las ecuaciones para determinar el tamaño
$\Delta P_{\text{reductor entrada}}$	Caída de presión debida al reductor de entrada
$\Delta P_{\text{reductores}}$	Caída combinada de presión debida a reductores de entrada y salida
$\Delta P_{\text{tamaño}}$	Caída de presión en la combinación de válvula y reductor para determinar tamaño
ΔP_T	Caída de presión terminal o máxima en la combinación de válvula y reductor que permite flujo sin estrangular
$\Delta P_{T, \text{vlv}}$	Caída de presión terminal o máxima en la válvula que permite flujo sin estrangular
ΔP_{vlv}	Caída de presión en la válvula
q	Relación de volumen del flujo
	Viscosidad, centipoises

18 de mayo de 1981

Tabla I Este algoritmo se utiliza en el programa

Paso	Ecuaciones y lógica	
1. Calcular $P_{1\text{v}}$	$P_{1\text{v}} = P_1 - \Delta P_{\text{reductor entrada}}$ $\Delta P_{\text{reductor entrada}} = \left[0.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2 + 1 - \frac{d^4}{D^4} \right] \frac{q^2 G_L}{K_E d^4}$ <p>($P_1 \neq 0$ cuando se incluye opción de flujo estrangulado) ($\Delta P_{\text{reductor entrada}} \neq 0$ cuando se incluye opción de reductor)</p>	5. Calcular $C_v =$
2. Calcular ΔP_{v}	$\Delta P_{\text{v}} = \Delta P_{\text{tamaño}} - \Delta P_{\text{reductores}}$ $\Delta P_{\text{reductores}} = \left[1.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2 \right] \frac{q^2 G_L}{K_E d^4}$ <p>($\Delta P_{\text{reductores}} \neq 0$ cuando se incluye opción de reductor)</p>	$F_s = \left[\frac{F_d^2}{F_L} \right]^{1/3}$ <p>Si $\mu \neq 0$ (opción de flujo laminar)</p> $C_{v(\text{laminar})} = \frac{1}{F_s} \left[\frac{q\mu}{K_c \Delta P} \right]^{2/3}$ $F_R = 0.64 + 0.17 \ln \frac{C_{v(\text{turbulento})}}{C_{v(\text{laminar})}}$ <p>Si $F_R < 0.54$, entonces $C_v = C_{v(\text{laminar})}$</p> <p>Si $0.54 \leq F_R < 1$, entonces $C_v = \frac{C_{v(\text{turbulento})}}{F_R}$</p> <p>Si $F_R \geq 1$, entonces $C_v = C_{v(\text{turbulento})}$</p> <p>Si $\mu = 0$ $C_v = C_{v(\text{turbulento})}$</p>
3. Calcular ΔP Si $P_1 = 0$ (opción de flujo estrangulado)	$\Delta P_{T\text{v}} =$ $F_L^2 \left[P_{1\text{v}} - P_v \left(0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_v}{P_c}} \right) \right]$ <p>Si $\Delta P_{\text{v}} > \Delta P_{T\text{v}}$, entonces $\Delta P = \Delta P_{T\text{v}}$ Si $\Delta P_{\text{v}} \leq \Delta P_{T\text{v}}$, entonces $\Delta P = \Delta P_{\text{v}}$</p> <p>Si $P_1 = 0$ $\Delta P = \Delta P_{\text{v}}$</p>	6. Exhibir C_v Detenerse aquí salvo que se verifique si hay flujo estrangulado
4. Calcular C_v (turbulento) C_v (turbulento) = $\frac{q}{K_D} \sqrt{\frac{G_L}{\Delta P}}$		7. Verificar si hay flujo estrangulado Si $P_1 = 0$ Exhibir ERROR Si $P_1 \neq 0$ (opción de flujo estrangulado)
		$\Delta P_T = \Delta P_{T\text{v}} + \Delta P_{\text{reductores}}$ <p>Si $\Delta P_{\text{tamaño}} \leq \Delta P_T$, entonces exhibir "0.00" (sin estrangular)</p> <p>Si $\Delta P_{\text{tamaño}} > \Delta P_T$, entonces hay flujo estrangulado.</p> <p>Si $P_v > P_1 - \Delta P_{\text{tamaño}}$, entonces exhibir "1.00" (vaporización)</p> <p>Si $P_v \leq P_1 - \Delta P_{\text{tamaño}}$, entonces exhibir "2.00" (cavitación)</p>
		8. Exhibir ΔP_T Fin

Principios clave

Caída de presión para determinar el tamaño. La caída de presión ($\Delta P_{\text{tamaño}}$) para determinar el tamaño de la válvula de control no debe ser un número arbitrario. En el funcionamiento, el equipo automático para control ajustará la apertura de la válvula hasta lograr el volumen deseado de flujo. La caída de presión utilizada para determinar el tamaño debe ser la caída real en la válvula con el volumen para determinar el tamaño.

En la figura 1 se ilustra la forma de calcular $\Delta P_{\text{tamaño}}$. Comiencese con la caída de presión del sistema. Se resta de la caída de presión con el volumen para determinar el tamaño de todos los tubos, accesorios y equipo en el sistema. El residuo es la caída real de presión en la válvula con el volumen para determinar el tamaño; este residuo es $\Delta P_{\text{tamaño}}$.

Flujo estrangulado. Cuando el líquido pasa por el punto de máxima restricción en la válvula de control, la velocidad llega a un máximo y la presión cae a un mínimo. Si la presión cae por abajo de la presión de vapor del líquido, se forman burbujas dentro de la válvula. Si se aumenta la caída de presión en la válvula más allá del punto en que se forman burbujas,

no tiene ningún efecto en el flujo; entonces, se dice que hay flujo estrangulado. La caída de presión con la cual empieza el flujo estrangulado se llama caída terminal de presión (ΔP_T). Cuando la caída real de presión en la válvula es mayor de ΔP_T , ésta se utiliza en los cálculos para el tamaño.

Vaporización y cavitación. El flujo estrangulado produce vaporización o cavitación. Si la presión corriente abajo de la válvula es menor que la presión de vapor del líquido persistirán las burbujas en él; esto es la vaporización. Debido a que la velocidad de la corriente de vapores y líquido es mucho mayor que la velocidad de entrada del líquido, la corriente con vaporización erosiona a menudo los componentes internos de la válvula o el tubo de corriente abajo. Si con flujo estrangulado la presión corriente abajo es mayor que la presión de vapor del líquido, se aplastarán las burbujas cuando salen del punto de máxima restricción en la válvula; esto es la cavitación. Las ondas de choque y el ruido ocasionados por el aplastamiento de las burbujas producen daños severos muy pronto en la válvula o la tubería.

Tabla II Listado de programa para calculadora HP-67/97

Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código
Almacenar datos			036	RCL6	36 06	072	RCL7	36 07	106	2	02	Calcular C_v (laminar)		
001	*LBLA	21 11	037	÷	-24	073	RCL6	36 06	107	8	08	137	RCL0	36 00
002	ST02	35 02	038	X²	53	074	÷	-24	108	x	-35	138	x	-35
003	R↓	-31	039	-	-45	075	X²	53	109	-	-45	139	RCL0	36 00
004	ST00	35 00	040	X²	53	076	-	-45	110	RCL5	36 05	140	÷	-24
005	R↔S	51	041	2	02	077	X²	53	111	x	-35	141	P↔S	16-51
006	*LBLA	21 16 11	042	÷	-24	078	1	01	112	-	-45	142	RCL4	36 04
007	ST01	35 01	043	1	01	079	.	-52	113	RCL6	36 06	143	P↔S	16-51
008	R↔S	51	044	+	-55	080	5	05	114	X²	53	144	÷	-24
009	*LBLB	21 12	045	RCL7	36 07	081	x	-35	115	x	-35	145	X²	53
010	ST03	35 03	046	RCL6	36 06	082	x	-35	116	P↔S	16-51	146	3	03
011	R↔S	51	047	÷	-24	083	P↔S	16-51	117	ST06	35 06	147	1/X	52
012	*LBLA	21 16 12	048	X²	53	084	ST05	35 05	$\Delta P = \text{el menor de}$			148	Y ^x	31
013	ST08	35 08	049	X²	53	085	P↔S	16-51	$\Delta P_{viv} \text{ y } \Delta P_{T_{viv}}$			149	RCL5	36 05
014	R↓	-31	050	-	-45	086	CHS	-22	118	RCL2	36 02	150	X²	53
015	ST05	35 05	051	RCL0	36 00	087	RCL2	36 02	119	X↔Y?	16-35	151	RCL8	36 08
016	R↓	-31	052	X²	53	088	+	-55	120	GT03	22 03	152	÷	-24
017	ST04	35 04	053	RCL1	36 01	089	P↔S	16-51	121	RCL6	36 06	153	3	03
018	R↔S	51	054	x	-35	090	ST02	35 02	122	*LBL3	21 03	154	1/X	52
019	*LBLC	21 13	055	RCL5	36 05	091	P↔S	16-51	123	ST04	35 04	155	Y ^x	31
020	ST07	35 07	056	÷	-24	Si $P_1 = 0$, omitir opción de			Calcular C_v (turbulento)			156	÷	-24
021	R↔S	51	057	RCL7	36 07	flujo estrangulado			124	1/X	52	Calcular F_R		
022	*LBLC	21 16 13	058	X²	53	092	RCL3	36 03	125	P↔S	16-51	157	÷	-24
023	ST06	35 06	059	X²	53	093	X=0?	16-43	126	RCL1	36 01	158	ENT↑	-21
024	R↔S	51	060	÷	-24	094	GT02	22 02	127	x	-35	159	LN	32
025	*LBLD	21 14	061	ENT↑	-21	Calcular ΔP_{viv}			128	JX	54	160	.	-62
026	ST08	35 08	062	R↓	-31	095	P↔S	16-51	129	RCL0	36 00	161	1	01
027	R↔S	51	063	x	-35	096	RCL3	36 03	130	x	-35	162	7	07
028	*LBLD	21 16 14	064	CHS	-22	097	P↔S	16-51	131	RCLD	36 14	163	x	-35
029	ST04	35 04	065	RCL3	36 03	098	.	-62	132	÷	-24	164	.	-62
030	R↓	-31	066	+	-55	099	9	09	133	ST08	35 12	165	6	06
031	ST09	35 09	067	P↔S	16-51	100	6	06	Si $\mu = 0$, omitir opción de			166	4	04
032	R↔S	51	068	ST03	35 03	101	RCL5	36 05	flujo laminar			167	+	-55
Calcular P_{1v}			069	P↔S	16-51	102	RCL4	36 04	134	RCLA	36 11	168	.	-62
033	*LBLE	21 15	Calcular $\Delta P_{T_{viv}}$			103	÷	-24	135	X=0?	16-43	Calcular C_v		
034	1	01	070	R↑	16-31	104	JX	54	136	GT08	22 08	169	5	05
035	RCL7	36 07	071	1	01	105	.	-62				170	4	04

vaporización o cavitación en la válvula. Cuando se tienen en cuenta estos factores, los cálculos se pueden complicar; entonces, un programa para calculadora simplificará mucho la labor.

Qué puede hacer el programa

En el caso más sencillo, se utiliza la ecuación anterior en el programa para calcular C_v . Pero el usuario tiene la opción de verificar y hacer correcciones para reductores, flujo estrangulado y flujo laminar o de transición. Estas opciones se pueden incluir u omitir en cualquier combinación, a fin de que el usuario pueda resolver el problema con la mayor rapidez posible.

En la tabla I aparecen los algoritmos y ecuaciones utilizados en el programa. Aunque las ecuaciones están basadas en las Normas ISA¹ resuelven C_v directamente en lugar de hacerlo con una técnica iterativa; se ahorra tiempo y el resultado es el mismo. Las aproximaciones para flujo laminar y de transición están basadas en las referencias 1 y 2.

Cómo usar el programa

Cárguese el programa listado en la tabla II y regístrese en una tarjeta magnética. Almacénense las constantes listadas en la tabla III en los registros especificados y regístrense en una tarjeta separada (un grupo por lado). Las constantes dadas son para las unidades en medidas inglesas y en el SI de uso más frecuente; el usuario puede crear constantes para cualquier otro grupo de unidades. El programa ya está listo para correrlo y está almacenado en tarjetas para fácil acceso en el futuro. En la tabla IV se presentan las instrucciones para el usuario del programa.

Para el caso más sencillo, dése entrada al flujo volumétrico (q) la caída de presión para determinar el tamaño ($\Delta P_{\text{tamaño}}$) y la densidad relativa del líquido (G) a la temperatura de entrada. Esto resolverá C_v .

Cuando no se sabe que el flujo sea turbulento (como se requiere en el caso más sencillo), dése entrada a datos adicionales para incluir los efectos del flujo laminar o de

Tabla II (Continuación)

Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código
171	X=V?	16-34	202	GT05	22 05
172	GT07	22 07	203	RCL3	36 03
173	CLX	-51	204	RCL2	36 02
174	1	01	205	-	-45
175	X=V?	16-35	206	RCL5	36 05
176	GT08	22 08	207	X=V?	16-35
177	R+	-31	208	GT06	22 06
178	1/X	52	209	1	01
179	RCLB	36 12	210	GT0e	22 16 15
180	*	-35	211	*LBL2	21 02
181	GT09	22 09	212	P+S	16-51
182	*LBL8	21 08	213	RCL2	36 02
183	RCLB	36 12	214	GT03	22 03
184	GT09	22 09	215	*LBL5	21 05
185	*LBL7	21 07	216	0	00
186	RCLB	36 12	217	GT0e	22 16 15
187	R+	16-31	218	*LBL6	21 06
188	=	-24	219	2	02
189	*LBL9	21 09	220	GT0e	22 16 15
Mensaje de error si no se da entrada a P_1 para flujo estrangulado			221	*LBLe	21 16 15
190	R/S	51	222	R/S	51
191	RCL3	36 03	223	RCL1	36 46
192	X=0?	16-43	224	R/S	51
193	GT04	22 04	Exhibir ΔP_T		
Calcular ΔP_T			194	P+S	16-51
195	RCL6	36 06	196	RCL5	36 05
197	+	-55	198	ST01	35 46
Determinar si el flujo está estrangulado o si hay vaporización o cavitación			199	P+S	16-51
200	RCL2	36 02	201	X=V?	16-35

Tabla III Unidades y constantes asociadas para tarjetas de datos

Variables	Unidades inglesas	Unidades en SI
q	gal/min	m ³ /h
ΔP (todos los subíndices)	psi	kPa
P (todos los subíndices)	psia	kPa abs
d, D	in.	mm
μ	cP	cP
Constantes asociadas y ubicación		
K_G (STO C)	52.3	1.72
K_D (STO D)	1.0	0.0865
K_E (STO E)	890	1.6×10^{-5}
(STO 6)	1.0	1.0
(STO 7)	1.0	1.0
Se borran todos los demás registros		

transición: factor F_L de recuperación de presión (Tabla V) para el tipo de válvula en cuestión, al modificador (F_d) del estilo de válvula, a la viscosidad (μ) del líquido a la temperatura de entrada. Después, resuélvase C_v .

Para incluir el efecto de los reductores, dése entrada a estos datos adicionales: tamaño nominal (d) de la válvula y diámetro interior (D) del tubo de entrada y de salida. Si no se sabe por anticipado el diámetro de la válvula, entonces: 1) calcúlese C_v y selecciónese la válvula sin tener en cuenta el efecto de los reductores; 2) utilícese el tamaño de la válvula calculado de acuerdo con 1) para calcular el nuevo C_v con reductores; 3) verifíquese que la válvula seleccionada puede satisfacer el requisito del nuevo C_v .

Si $P_{\text{tamaño}}$ es una parte importante de la presión corriente arriba o si la presión de vapor del líquido es alta, verifíquese y hágase la corrección para el flujo estrangulado. Esto requiere más datos: presión absoluta (P_1) corriente arriba de la válvula; presión crítica (P_c) del fluido; presión de vapor (P_v) del líquido a la temperatura de entrada, y factor (F_L) de recuperación de presión. Resuélvase C_v y oprímase la tecla R/S para obtener un mensaje que describa el flujo en la válvula: 0.00 sin estrangulación, 1.00 para vaporización y 2.00 para cavitación. Oprímase otra vez R/S para obtener la caída terminal de presión (ΔP_T).

Nota: La entrada de datos para cualquiera de las opciones recurre a ellas en forma automática. Si no se da entrada a los datos, el programa no tiene en cuenta las opciones. Para verificar si hay flujo estrangulado, el usuario debe oprimir la tecla R/S y dar entrada a los datos correctos. Si no se da entrada a los datos, R/S producirá un mensaje de error en lugar de un mensaje codificado.

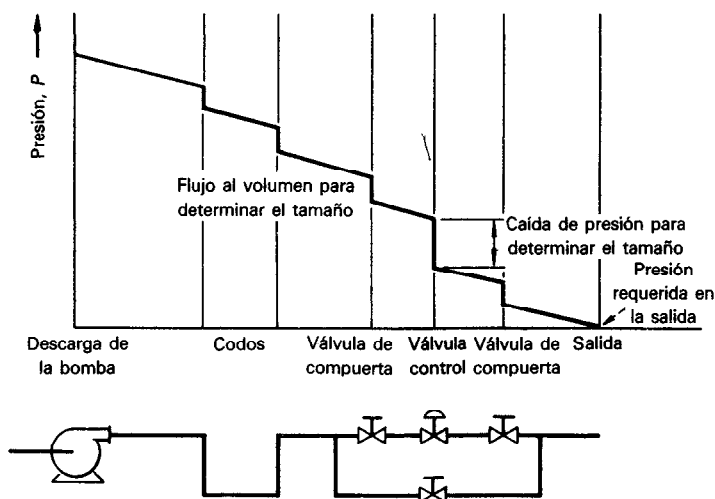


Fig. 1 Para determinar la caída de presión para el tamaño, se examinan las caídas de presión en el sistema

Ejemplos

Caso 1 (caso más sencillo). Determinése el tamaño de la válvula de control para una corriente de líquido con: $q = 500$ gal/min, $\Delta P_{\text{tamaño}} = 15$ psi; $G_f = 1.0$. No se tengan en cuenta los reductores y la posibilidad de flujo estrangulado. Solución:

Tabla IV Instrucciones para el usuario del programa

Paso	Instrucciones	Entrada	Teclear	Salida
1	Cargar programa (lados 1 y 2 de la tarjeta)			
2	Cargar en un lado de la tarjeta las unidades deseadas; esto borra los registros			
3	Dar entrada a datos			
	Flujo volumétrico	q	↑	
	Caída de presión para determinar tamaño	$\Delta P_{\text{tamaño}}$	A	
	Densidad relativa	G_f	f a	
	Sólo opción de flujo estrangulado			
	Presión absoluta corriente arriba de la válvula	P_1	B	
	Presión termodinámica crítica	P_c	↑	
	Presión de vapor del líquido	P_v	↑	
	Factor de recuperación de presión*	F_L	f b	
	Sólo opción de reductor			
	Tamaño nominal de válvula	d	C	
	Diámetro interior del tubo	D	f c	
	Sólo opción de flujo laminar			
	Factor de recuperación de presión*	F_L	D	
	Modificador de estilo de válvula†	F_d	↑	
	Viscosidad	μ	f d	
4	Resolver para C_v requerido		E	C_v
5	Verificar si hay flujo estrangulado (sólo después de resolver C_v y sólo después de haber dado entrada a la opción de flujo estrangulado)		R/S	0.00 si no hay estrangulación 1.00 si hay vaporización 2.00 si hay cavitación ERROR si no hay datos
	Resolver la caída de presión terminal		R/S	ΔP_T
6	Para modificar o agregar datos, volver al paso 3			
7	Para un nuevo caso, volver al paso 2			

* F_L se obtiene con las publicaciones de los fabricantes. En la tabla V aparecen valores típicos

† Usar $F_d = 1.0$ para válvulas de bola y de globo con orificio sencillo; usar $F_d = 0.7$ para válvulas con dos trayectorias en paralelo, como las de globo de doble orificio y de mariposa. Véase referencia 1.



1. Cárguese el programa.
2. Cárguese el lado de la tarjeta para unidades en sistema inglés.
3. Tecléese q , $\Delta P_{\text{tamaño}}$: 500 15 **A**
4. Tecléese G_f : 1.0 **fa**
5. Resuélvase C_v : **E** 129.10

6. Selecciónese una válvula cuyo C_v sea mayor o igual que 129.10

Caso 2 (posibilidad de flujo estrangulado; reductores). Determinése el tamaño de una válvula de globo para control dados los siguientes datos del proceso: $q = 400$ gal/min; $\Delta P_{\text{tamaño}} = 20$ psi; $G_f = 0.98$; $P_1 = 50$ psia; $P_c = 3\,206$ psia; $P_v = 2.9$ psia; $D = 6$ in. En las publicaciones de los fabricantes y en la tabla V se indica que $F_L = 0.86$ para una válvula de globo de asiento sencillo. Solución (en el supuesto de que el programa todavía esté cargado):

1. Vuélvase a cargar el lado de la tarjeta para unidades en sistema inglés.
2. Tecléese q , $\Delta P_{\text{tamaño}}$: 400 ↑ 20 **A**
3. Tecléese G_f : 0.98 **fa**
4. Tecléese P_1 : 50 **B**
5. Tecléese P_c
 P_v , F_L : 3 206 ↑ 2.9 ↑ 0.86 **fb**
6. Resuélvase C_v : **E** 88.54

Tabla V Valores típicos para factor de recuperación de presión de líquido

Tipo de válvula	F_L
Globo, asiento sencillo, guarnición de jaula	0.86
Globo, asiento sencillo, guarnición configurada	0.86
Globo, asiento sencillo, jaula control cavitación	0.92
Mariposa alto rendimiento, apertura 90°	0.57
Mariposa alto rendimiento, apertura 60°	0.66
Mariposa alto rendimiento, apertura 30°	0.85
Bola, apertura 90°	0.45
Bola, apertura 60°	0.81
Bola, apertura 30°	0.95

Tabla VI Listado de programa para la versión TI

Paso	Código	Teclear	Paso	Código	Teclear	Paso	Código	Teclear	Paso	Código	Teclear	Paso	Código	Teclear
000	76	LBL	064	54)	128	65	X	192	43	RCL	256	95	=
001	11	A	065	33	X²	129	01	1	193	12	12	257	42	STD
002	42	STD	066	54)	130	93	.	194	76	LBL	258	26	26
003	02	02	067	33	X²	131	05	5	195	44	SUM	259	93	.
004	32	XIT	068	55	÷	132	95	=	196	42	STD	260	06	6
005	42	STD	069	02	2	133	42	STD	197	14	14	261	04	4
006	00	00	070	85	+	134	15	15	198	53	(262	85	+
007	91	R/S	071	01	1	135	94	+/-	199	35	1/X	263	93	.
008	76	LBL	072	75	-	136	85	+	200	65	x	264	01	1
009	16	A*	073	53	(137	43	RCL	201	43	RCL	265	07	7
010	42	STD	074	43	RCL	138	02	02	202	01	01	266	65	x
011	01	01	075	07	07	139	95	=	203	54)	267	53	(
012	91	R/S	076	55	÷	140	42	STD	204	34	FX	268	53	(
013	76	LBL	077	43	RCL	141	12	12	205	65	x	269	43	RCL
014	12	B	078	06	06	142	00	0	206	43	RCL	270	21	21
015	42	STD	079	54)	143	32	XIT	207	00	00	271	55	÷
016	04	04	080	45	YX	144	43	RCL	208	55	÷	272	43	RCL
017	32	XIT	081	04	4	145	03	03	209	43	RCL	273	26	26
018	42	STD	082	54)	146	67	EQ	210	23	23	274	54)
019	03	03	083	65	x	147	24	CE	211	95	=	275	23	LNx
020	91	R/S	084	53	(148	53	(212	42	STD	276	54)
021	76	LBL	085	53	(149	43	RCL	213	21	21	277	95	=
022	17	B*	086	43	RCL	150	13	13	214	00	0	278	42	STD
023	42	STD	087	00	00	151	75	-	215	32	XIT	279	27	27
024	08	08	088	33	X²	152	43	RCL	216	43	RCL	280	01	1
025	32	XIT	089	65	x	153	05	05	217	20	20	281	32	XIT
026	42	STD	090	43	RCL	154	65	x	218	67	EQ	282	43	RCL
027	05	05	091	01	01	155	53	(219	33	X²	283	27	27
028	91	R/S	092	55	÷	156	93	.	220	53	(284	77	GE
029	76	LBL	093	43	RCL	157	09	9	221	43	RCL	285	33	X²
030	13	C	094	24	24	158	06	6	222	20	20	286	93	.
031	42	STD	095	55	÷	159	75	-	223	65	x	287	05	5
032	07	07	096	43	RCL	160	93	.	224	43	RCL	288	04	4
033	91	R/S	097	07	07	161	02	2	225	00	00	289	32	XIT
034	76	LBL	098	45	YX	162	00	0	226	55	÷	290	43	RCL
035	18	C*	099	04	4	163	65	x	227	43	RCL	291	27	27
036	42	STD	100	54)	164	53	(228	22	22	292	77	GE
037	06	06	101	42	STD	165	43	RCL	229	55	÷	293	34	FX
038	91	R/S	102	26	26	166	05	05	230	43	RCL	294	43	RCL
039	76	LBL	103	54)	167	55	÷	231	02	02	295	26	26
040	14	D	104	94	+/-	168	43	RCL	232	54)	296	61	GTD
041	42	STD	105	85	+	169	04	04	233	45	YX	297	35	1/X
042	08	08	106	43	RCL	170	54)	234	53	(298	76	LBL
043	91	R/S	107	03	03	171	34	FX	235	02	2	299	33	X²
044	76	LBL	108	95	=	172	54)	236	55	÷	300	43	RCL
045	19	D*	109	42	STD	173	54)	237	03	3	301	21	21
046	42	STD	110	13	13	174	65	x	238	54)	302	61	GTD
047	20	20	111	43	RCL	175	43	RCL	239	55	÷	303	35	1/X
048	32	XIT	112	26	26	176	08	08	240	53	(304	76	LBL
049	42	STD	113	65	x	177	33	X²	241	53	(305	34	FX
050	09	09	114	53	(178	95	=	242	43	RCL	306	43	RCL
051	91	R/S	115	01	1	179	42	STD	243	09	09	307	21	21
052	76	LBL	116	75	-	180	16	16	244	33	X²	308	55	÷
053	15	E	117	53	(181	43	RCL	245	55	÷	309	43	RCL
054	53	(118	43	RCL	182	12	12	246	43	RCL	310	27	27
055	53	(119	07	07	183	32	XIT	247	08	08	311	95	=
056	01	1	120	55	÷	184	43	RCL	248	54)	312	76	LBL
057	75	-	121	43	RCL	185	16	16	249	45	YX	313	35	1/X
058	53	(122	06	06	186	77	GE	250	53	(314	99	PRT
059	43	RCL	123	54)	187	23	LNx	251	01	1	315	91	R/S
060	07	07	124	33	X²	188	61	GTD	252	55	÷	316	61	GTD
061	55	÷	125	54)	189	44	SUM	253	03	3	317	43	RCL
062	43	RCL	126	33	X²	190	76	LBL	254	54)			
063	06	06	127	95	=	191	23	LNx	255	54)			

Tabla VI (Continuación)

Paso	Código	Teclear	Paso	Código	Teclear	Paso	Código	Teclear	Paso	Código	Teclear	Paso	Código	Teclear
318	76	LBL	330	67	EO	342	25	25	354	77	GE	366	02	2
319	24	CE	331	54)	343	77	GE	355	52	EE	367	76	LBL
320	43	RCL	332	43	RCL	344	45	Y*	356	01	1	368	53	(
321	12	12	333	02	02	345	43	RCL	357	61	GTD	369	19	D'
322	61	GTD	334	32	XIT	346	05	05	358	53	(370	44	SUM
323	23	LNK	335	43	RCL	347	32	XIT	359	76	LBL	371	25	25
324	76	LBL	336	15	15	348	43	RCL	360	45	Y*	372	99	PRT
325	43	RCL	337	85	+	349	03	03	361	00	0	373	91	R/S
326	00	0	338	43	RCL	350	75	-	362	61	GTD			
327	32	XIT	339	16	16	351	43	RCL	363	53	(
328	43	RCL	340	95	=	352	02	02	364	76	LBL			
329	03	03	341	42	STD	353	95	=	365	52	EE			

Tabla VII Instrucciones para el usuario del programa TI

Paso	Procedimiento	Entrada	Teclear	Salida
1.	Cargar el programa			
2.	Almacenar constantes (Tabla VIII)			
3.	Dar entrada a los datos:			
a.	Caso 1	q ΔP G_f	$x \rightleftharpoons t$ A A'	
b.	Caso 2: Igual que caso 1 más datos adicionales (repetir pasos 3a.)	$-$ P_1 P_c P_v F_L	E $x \rightleftharpoons t$ B $x \rightleftharpoons t$ B' E R/S	C_v C_v ¿Estrangulación? ΔP_T
c.	Caso 2 con reductores: Igual que caso dos (más repetir pasos 3a., 3b.)	d D	C C' E R/S	C_v ¿Estrangulación? ΔP_T
d.	Caso 3: Igual que paso 1 (más repetir paso 3a.)	F_L F_d μ	D $x \rightleftharpoons t$ D'	

Antes de seleccionar una válvula verifíquese si hay flujo estrangulado:

7. Verifíquese si hay flujo estrangulado: **R/S** 0.00

8. Resuélvase ΔP_T : **R/S** 34.94

La exhibición de 0.00 indica que el flujo no está estrangulado ($\Delta P_{\text{tamaño}}$ es menor que ΔP_T). En las publicaciones de los fabricantes se puede encontrar que una válvula de globo de 3 in con C_v máximo de 120 es la más pequeña disponible con C_v adecuado. Para verificar que los reductores necesarios para instalar una válvula de 3 in en una tubería de 6 in no cambiarán la selección de la válvula, continúese como sigue:

9. Tecléese d : **3 C**

10. Tecléese D : **6 fc**

11. Resuélvase C_v : **E** 92.91

Debido a que no ha cambiado el coeficiente de la válvula, vuélvase a verificar la posibilidad de flujo estrangulado:

12. Verifíquese si hay flujo estrangulado: **R/S** 0.00

13. Resuélvase ΔP_T : **R/S** 34.81

Dado que C_v todavía es menor que el máximo (120) de la válvula seleccionada y el flujo no está estrangulado, la válvula de globo de 3 in es la selección correcta.

Caso 3 (flujo laminar). Determinése el tamaño de una válvula de globo para control dados los siguientes datos del proceso: $q = 3 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta P_{\text{tamaño}} = 35 \text{ kPa}$; $G_f = 0.99$; $\mu = 300 \text{ cp}$. En las publicaciones de los fabricantes y en la tabla V se indica que $F_L = 0.86$ para una válvula de globo de asiento sencillo. Las instrucciones para el usuario en la tabla IV indican $F_d = 1.0$ para dicha válvula. Solución (en el supuesto de que el programa todavía esté cargado)

1. Cárguese el lado de la tarjeta para unidades en el SI

2. Tecléese q , $\Delta P_{\text{tamaño}}$: **3 \uparrow 35 A**

3. Tecléese G_f : **0.99 fa**

4. Tecléese F_L : 0.86 **D**
5. Tecléese F_d , μ : 1.0 \uparrow 30 **fd**
6. Resuélvase C_v : **E** 9.09
7. Selecciónese una válvula cuyo C_v sea mayor o igual que 9.09

Referencias

1. "ANSI/ISA-S75.01 Standard Control Valve Sizing Equations," Instrument Soc. of America, Pittsburgh, 1978.
2. Driskell, L. R., Sizing Control Valves, Chapter 6 of "ISA Handbook of Control Valves," Instrument Soc. of America, Pittsburgh, 1976.
3. "Engineering Handbook for Jamesbury Stabilflo Control Valves," Bulletin 275, Jamesbury Corp., 1980.

Tabla VIII Almacenamiento de constantes para programa TI

Registro	Unidades sistema inglés	Unidades en el SI
STO 06	1	1
STO 07	1	1
STO 22	52.3	1.72
STO 23	1	0.0865
STO 24	890	0.000016

Para usuarios de TI

El listado del programa para TI-58/59 se presenta en la tabla VI. Las instrucciones para el usuario están en la tabla VII. El almacenamiento de constantes está en la tabla VIII.

Igual que con la versión HP, el cálculo de C_v se obtiene al oprimir la tecla E. Después, al oprimir la tecla R/S se resuelve ΔP_T .

El autor



Jon F. Monsen es gerente regional de válvula de control de Jamesbury Corp., 1317 5th. St., Santa Monica, CA 90401. Suministra ayuda a clientes para determinación de tamaño, selección y aplicación de válvulas de control. Fue ingeniero de ventas de The Foxboro Co., y líder del grupo de ingeniería que supervisó las especificaciones de válvulas de control para una central nuclear de Bechtel Power Corp. Obtuvo su título de ingeniero en California State University en Los Angeles. Es ingeniero registrado para sistemas de control y electricista en California.

Predicción del flujo en válvulas de control

Para el dimensionamiento de las válvulas de control, los cálculos podrían resultar erróneos si hay flujo en dos fases, flujo no turbulento, líquido que vaporiza, un fluido no newtoniano o datos poco confiables.

Les Driskell, Ingeniero consultor

A veces es necesario predecir con gran exactitud el flujo en una válvula de control. En ese momento, se desearía que todo funcionara de acuerdo con las condiciones ideales y las fórmulas teóricas. Pero las condiciones muchas veces están lejos de lo ideal.

La necesidad de exactitud

Una válvula de control no es un aforador. No se puede esperar la predicción del flujo en una válvula con una exactitud como la de predicción de flujo por un medidor de orificio. Sin embargo, algunas aplicaciones de válvulas de control requieren más cuidado que otras en la determinación del tamaño y se querría predecir el caudal con una aproximación razonable. Por ejemplo, se puede requerir que una válvula controle en una amplia gama, desde casi cerrada hasta casi abierta. Un error en la determinación del tamaño puede alterar ese equilibrio.

Si una aplicación presenta un problema difícil para control que exige un máximo de respuesta de la válvula, un tamaño excesivo degradará el funcionamiento del sistema de control. Las válvulas de control, igual que los zapatos vienen en tamaños discretos y para permitir cierta latitud deben ser un poco más grandes que el tamaño que “queda bien”. Pero si son muy grandes, se altera la capacidad para maniobrarlos. Ni en las válvulas ni en los zapatos se pueden utilizar tamaños conservadores para ocultar aspectos inadecuados en el método para determinación del tamaño.

Por fortuna, la mayor parte de las aplicaciones no son severas y las válvulas de control permiten ciertas desviaciones en la instalación. Pueden ser del tamaño y tipo incorrectos y de todos modos hacer un trabajo aceptable.

Aunque las pruebas de laboratorio de la capacidad de las válvulas de control se hacen en condiciones ideales y con fluidos casi ideales, en la práctica las cosas no son tan favorables. Sin embargo, el diseñador de una planta debe dar respuestas a los problemas para determinar el tamaño de las válvulas aunque los fluidos sean difíciles de controlar y las condiciones sean dudosas o desfavorables. Conforme los factores se alejan cada vez más de lo ideal, hay que utilizar conocimientos menos detallados. Las predicciones se vuelven menos confiables y el margen de error permitido se debe aumentar conforme hay menos tecnología para consulta.

Los métodos más confiables para la predicción se basan en teorías comprobadas, respaldadas por pruebas repetibles de laboratorio y confirmadas por la experiencia en el campo. Conforme las teorías se vuelven más inciertas, se hacen menos pruebas y los datos están más dispersos, se aminora el grado de confianza. Cuando hay teorías en conflicto y resultados desiguales en las pruebas, el ingeniero de aplicaciones tiene poco en qué basarse salvo el sentido común y la intuición.

Ahora se examinarán algunas de las condiciones en las cuales es difícil predecir el volumen de flujo en las válvulas de control y, cuando menos, algunas de las ayudas que pueden emplear los ingenieros en tales situaciones.

Líquidos que vaporizan

La mayor parte de las publicaciones relacionadas con los líquidos que vaporizan están basadas en teorías que dependen del equilibrio termodinámico, en cuyo caso se supone que ocurre lo siguiente:

1. Cuando el líquido acelera para pasar por el orificio de la válvula, cae la presión estática como lo predice el teorema de Bernoulli.

2. Tan pronto como la presión en un punto llega a la presión de vapor del líquido, una parte se vuelve vapor.

3. El volumen creciente de la mezcla ocasiona velocidades cada vez más altas hasta que se llega a un flujo máximo o estrangulado, con el cual la pérdida acumulada de presión de *aceleración* es igual a la pérdida *total* acumulada de presión sin que haya ningún margen disponible para las *pérdidas por fricción*.

Se supone que el líquido y los vapores están siempre en equilibrio termodinámico. La realidad es que el líquido no se comporta en esa forma, pero todavía hay quienes lo creen así. Esta teoría ha quedado refutada, igual que la teoría de que la Tierra es plana, muchos años después de que se ha hecho la circunnavegación.

Hay grandes cantidades de datos experimentales del flujo estrangulado de agua en restricciones de muchos tipos: orificios, boquillas e incluso algunas válvulas. Se ha demostrado que el cuerpo principal de líquido en flujo no se vaporiza al instante cuando llega a su presión de vapor, sino que permanece en estado metaestable hasta que se llega a un punto crítico.

En las restricciones más sencillas, el punto crítico ocurre en el chorro contraído (el lugar justo más allá del orificio en donde el chorro se contrae a su tamaño seccional mínimo, como se ilustra en la parte superior de la (Fig. 1). El orificio de placas delgadas y bordes agudos es un ejemplo conveniente. La vaporización no altera su coeficiente de descarga, *siempre y cuando la derivación de corriente abajo no esté más allá del chorro contraído*.¹ Otras restricciones actúan en forma similar.

La vaporización tiene un gran efecto en la recuperación de presión que normalmente ocurre después del chorro contraído. Esto hace imposible utilizar la presión corriente abajo de una válvula de control para determinar el volumen de flujo. Pero se puede predecir el gasto de un líquido vaporizado por un orificio o una válvula si se conoce la presión en el chorro contraído.

Hay un acuerdo general de que la presión efectiva P_{ve} está relacionada con la presión P_v de vapor del líquido por un factor F_F de modo que:

$$P_{ve} = F_F P_v \quad (1)$$

Las pruebas limitadas con agua desaerada que se vaporiza en un orificio con entrada redonda (que el autor define como *boquilla corta*) indican que:

$$F_F = 1 - \sigma/F_o \quad (2)$$

en donde σ es la tensión de superficie del agua en mN/m (un milinewton por metro es igual que una dina por centímetro) y F_o es un factor determinado con experimentos.² Para la boquilla corta, se encontró que F_o era igual a 150.

Aparte del hecho de que los datos de los experimentos se correlacionan bien, con una dispersión insignificante, esta ecuación se justifica una vez que se ha entendido el mecanismo de la vaporización. La tensión superficial es

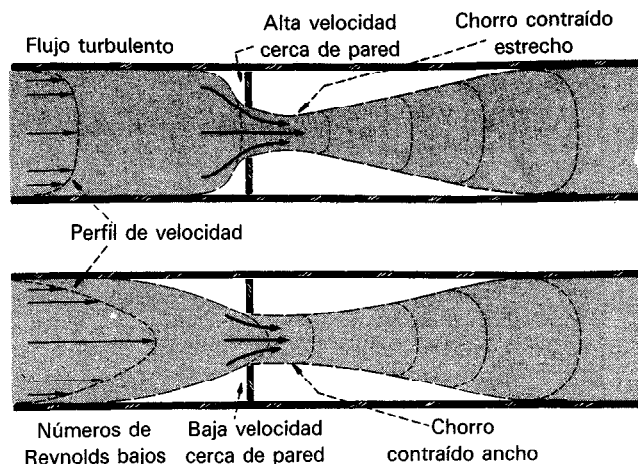


Fig. 1 Con flujo turbulento, los chorros contraídos son más estrechos que los obtenidos con números de Reynolds más bajos

la fuerza que suprime la formación de burbujas y tiende a mantener el líquido en estado metaestable. Por ello, cuanto mayor sea la tensión superficial, más baja será la presión que se pueda lograr en el chorro contraído.

Se podría pensar que el factor F_o debería variar de acuerdo con la configuración de la trayectoria del líquido en el orificio. La entrada lisa y redondeada de la boquilla tiende a mantener el estado líquido mientras que una configuración más tortuosa podría promover la ebullición. En los experimentos con válvulas de control³ se puede encontrar alguna corroboración de lo anterior y los datos limitados indican un valor de F_o ligeramente mayor de 200 para una válvula en ángulo con flujo aerodinámico y un valor de casi 1 000 para una válvula de globo, que tiene trayectoria más tortuosa.

Quienes se basan en la teoría del equilibrio insisten en que F_F en el caso ideal es función tan sólo del líquido y que no lo altera la configuración del orificio de la válvula. Compárese esta teoría con los resultados reales de la prueba en donde se vaporizó agua a 175 psia (1.2 MPa) en un orificio redondo. El valor experimental de F_F fue de 0.736, pero la teoría predice 0.895.

El flujo real es alrededor de 60 % del que se podría creer de acuerdo con las normas.^{4,5}

Si una válvula de seguridad de corriente abajo tiene el tamaño para descargar por este orificio redondo, entonces la válvula sería demasiado pequeña si el flujo estuviera basado en la fórmula aceptada. Con una presión de vapor mucho más alta, el flujo real sería menor que el indicado.

La fórmula para F_F que está basada en el equilibrio termodinámico aparece en el apéndice de la norma vigente,⁴ pero ya fue actualizada e incluida en la norma internacional.⁵ Esta fórmula es:

$$F_F = 0.96 - 0.28(P_v/P_c)^{1/2} \quad (3)$$

en donde P_v es la presión de vapor y P_c es la presión termodinámica crítica.

Notación

A_v	Coefficiente para determinar tamaño de válvulas, $m^2 = 24 \times 10^{-6} C_v$
C	Coefficiente de descarga
C_o	$C \times F/F_L$
C_v	Coefficiente para determinar tamaño de válvulas, medidas inglesas
d	Diámetro, in
D	Diámetro, m
D_e	Diámetro equivalente o hidráulico, m
f	Fracción de masa
F	Factor de velocidad de aproximación, $= (1 - m^2)^{-1/2}$
F_d	D/D_e
F_F	P_v/p_c
F_k	Factor de relación de calores específicos
F_L	Factor de recuperación de presión de líquido
F_o	Factor de orificio
F_R	Factor de número de Reynolds
F_s	Coefficiente de flujo laminar
g	Gravedad, m/s^2
G	Densidad relativa referida al agua
h	Columna de líquido, m
m	Relación entre superficie de orificio y superficie de entrada
N_{Re}	Número de Reynolds
P	Presión, N/m^2 absoluta
P_c	Presión termodinámica crítica, N/m^2 absoluta
P_v	Presión de vapor, N/m^2 absoluta
ΔP	Presión diferencial, N/m^2
q	Gasto, m^3/s
T	Temperatura absoluta
T_c	Temperatura termodinámica crítica, absoluta
U	Velocidad, m/s
v	Volumen específico (p^{-1})
w	Volumen de flujo, kg/s
x	Relación de caída de presión ($\Delta P/P_1$)
x_T	Factor de relación de caída de presión (valor terminal de x)
Y	Factor de expansión
ρ	Densidad, kg/m^3
μ	Viscosidad, $N \cdot s/m^2$
σ	Tensión superficial, mN/m

Subíndices

I	Condición en la entrada
e	Variable efectiva
f	Líquido
g	Gas o vapor
s	Aerodinámico o laminar
t	Turbulento
vc	Condición de chorro contraído

Los experimentos con un líquido que vaporiza al pasar por una restricción se han hecho casi exclusivamente con agua como fluido para prueba. No hay razón para creer que otros líquidos actuarían en forma diferente, pero hay muy pocos datos.

El aire y los gases disueltos también podrían influir en F_F pero tampoco hay datos. Estas incertidumbres persistirán hasta que se desechen las fórmulas de "tierra pla-

na" basadas en el equilibrio termodinámico y se haga un esfuerzo por determinar los factores correctos mediante experimentos.

Hasta este momento sólo se han mencionado líquidos puros, de un solo componente. ¿Qué ocurre con las mezclas de líquidos? En la industria de refinación del petróleo se acostumbra vaporizar las mezclas de líquidos en una válvula de control. Si se requiere una predicción del flujo con exactitud razonable, se ha publicado muy poca información, teórica o experimental en la cual basarse. ¿No hay peligro en extrapolar lo poco que se sabe del flujo de agua vaporizada hacia un líquido con una gama de ebullición continua? ¿Y si se supone que la composición es tal que sólo una pequeña fracción con productos finales ligeros y que la mayor parte del líquido consiste en productos finales pesados? Estas preguntas, en la actualidad, todavía no tienen respuesta.

En este momento, el único método razonable para predecir el flujo de un líquido vaporizado en una válvula de control es calcular los posibles extremos de la presión en el chorro contraído, con base en los resultados conocidos de los experimentos con agua. Estos extremos representan la gama de incertidumbre con que tienen que trabajar los ingenieros. El mecanismo para obtener una aproximación requiere dos números difíciles de obtener: la tensión superficial y el factor F_o del orificio de la válvula en particular.

La tensión superficial del agua en dinas/cm (mN/m) se puede calcular con suficiente precisión con la ecuación de Othmer:⁶

$$\sigma = 0.16(T_c - T)^{1.05} \quad (4)$$

Para otros líquidos los valores de la tensión superficial se pueden obtener con suficiente precisión con los manuales mediante la extrapolación lineal a cero a la temperatura crítica.

La incertidumbre más grande es el factor F_o del orificio de la válvula, para el cual los datos limitados indican una gama desde 150 hasta alrededor de 1 000, cuando la complejidad de la trayectoria de flujo va desde una boquilla lisa hasta una válvula de doble asiento con orificio en V. Se necesitan criterios de ingeniería para establecer los límites de incertidumbre.

Flujo no turbulento

Un aspecto de la determinación del tamaño de válvulas con que se suele topar con menos frecuencia que el servicio con líquidos que vaporizan es el del flujo no turbulento. El lugar en donde sería más fácil encontrar este flujo es en un laboratorio en donde los volúmenes de flujo y caídas de presión pueden ser sumamente pequeños, o bien en industrias que manejan materiales viscosos.

En los laboratorios, muchas veces es posible trabajar en este problema con válvulas en miniatura equipadas con machos intercambiables, con lo cual la determinación del tamaño es cuestión de prueba y error. Hay otras válvulas de tamaño para laboratorio con recorrido ajustable para compensar un tamaño inexacto. Las industrias que manejan grandes volúmenes de materiales viscosos,

como pulpa para papel, utilizan factores empíricos establecidos por experiencia.

Por lo pequeño del mercado de válvulas de control para servicio con materiales viscosos, no hay el incentivo económico para invertir en las investigaciones necesarias para lograr mejores técnicas para predicción. El método que se da en las normas para válvulas de control⁷ está basado en pruebas efectuadas hace más de veinte años con diversos tipos de válvulas de globo pequeñas que entonces estaban en uso general. Aunque los datos publicados para cada muestra mostraron poca dispersión, hubo considerables diferencias entre las configuraciones de las guarniciones aunque todas las válvulas eran de globo.

Los datos de las muestras probadas se consolidaron en una sola curva generalizada, que es un término medio de los puntos muy dispersos de las diferentes muestras. Incluso en las válvulas probadas, esta dispersión representa errores de predicción desde -16% hasta $+47\%$. Para los tipos de válvulas de posible uso en la actualidad en servicio con materiales viscosos, como las de movimiento rotatorio, no hay ningún conocimiento de la incertidumbre ni ha sido documentada.

Igual que una persona que se ahoga se aferra de una ramita, nos atenemos a cualquier endeble apoyo cuando es lo único con que se cuenta. Si hay un problema con el flujo no turbulento en una válvula de control, se confía en cualquier material impreso de este tema. Aunque en este caso se necesitan todas las ramitas, hay que tener muy en cuenta los riesgos.

Ahora se examinará el flujo no turbulento en las válvulas, del cual se sabe muy poco. Son comunes los errores del orden del 10% , incluso con componentes tan sencillos como una malla metálica. La configuración más compleja de una válvula de control es, en muchos aspectos, un reto en verdad formidable.

■ **Lo que se sabe del flujo no turbulento.** En cualquier planteamiento del flujo turbulento, lo primero que se viene a la mente es el número de Reynolds, ese criterio sin dimensiones para el flujo de fluidos que es muy útil cuando se trabaja con factor de fricción en los tubos, coeficiente de descarga de orificios limitadores y predicciones para otros aparatos hidráulicos. El criterio del número de Reynolds también es muy útil para el análisis del flujo no turbulento, pero siempre y cuando se reconozcan sus puntos débiles cuando se aplica a aparatos de diferente configuración.

El valor numérico de un número de Reynolds específico tiene poco significado salvo en su relación con el número de Reynolds de un aparato de configuración idéntica. La correlación de los datos por medio del diámetro hidráulico puede ser útil; pero para predecir el flujo en orificios de válvula de control de configuración compleja, sin verificarlo con experimentos, entonces el concepto del diámetro hidráulico puede resultar inútil.

Con flujo turbulento en un tubo largo, el perfil de velocidad de la corriente es bastante plano (Fig. 1). La velocidad a una distancia corta de la pared del tubo es casi tan grande como en el centro del mismo. Con el flujo laminar en el mismo tubo largo el perfil de velocidad tendrá forma parabólica en donde el centro de la corriente avanza al doble de la velocidad promedio. Es impor-

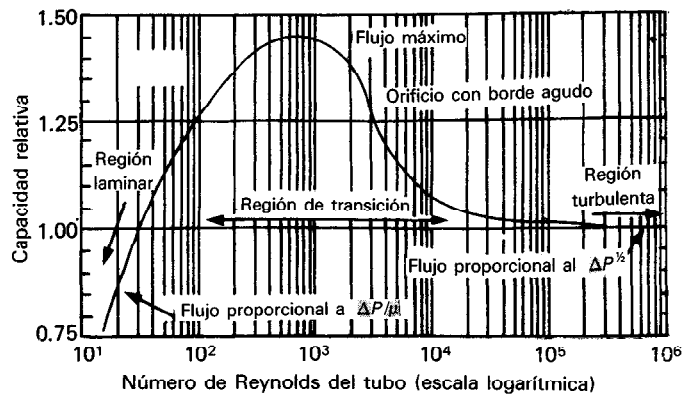


Fig. 2 La máxima capacidad ocurre en la región de transición; el chorro contraído es estrecho con números de Reynolds altos

tante tener en cuenta que, en un tubo corto no hay tiempo para que se produzca el perfil parabólico y la configuración puede ser plana. Entre los extremos de los flujos turbulento y laminar existe una región de transición.

Otra diferencia entre los dos tipos de flujos es que, con el turbulento, la caída de presión a lo largo del tubo o en una restricción es proporcional al volumen al cuadrado; con flujo laminar, la caída de presión es directamente proporcional al volumen. En la región de transición, estas diferencias influyen en el paso por las restricciones en distintas formas.

En la figura 1 se ilustra cómo actúa un orificio de placa plana, concéntrico, de bordes agudos con números de Reynolds altos y bajos para tubos. El cambio en la forma del perfil de velocidad influye en la concentración del chorro y, en consecuencia, en su sección transversal en el chorro contraído. Al principio, conforme sube el número de Reynolds aumenta la capacidad de flujo; pero con números de Reynolds altos, el chorro contraído es pequeño y se reduce el flujo. Esto produce una joroba en la curva de capacidad en la región de transición (Fig. 2). Cuando el flujo es totalmente laminar, va de acuerdo con la ley de Poiseuille y, con viscosidad constante, es proporcional a la presión diferencial. Con números de Reynolds altos, la capacidad baja junto con dicho número en una forma estable.

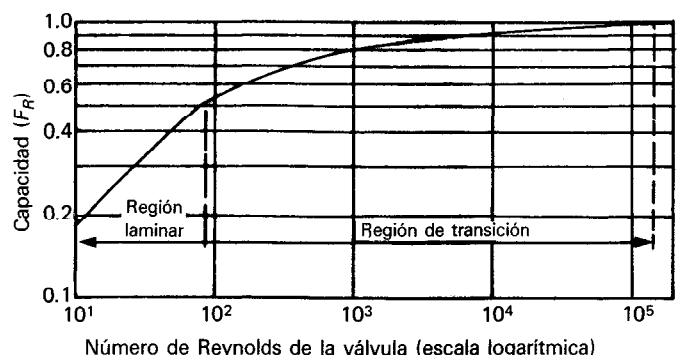


Fig. 3 Muchas restricciones producen una curva lisa de capacidad en la región de transición

Si la corriente no tiene tiempo para formar el perfil parabólico, no se produce la joroba en la curva de capacidad (Fig. 3). Después el orificio actúa en una forma no muy distinta a la de otras restricciones; éstas incluyen la boquilla y el venturi en donde la garganta tiene un tamaño fijo. Un cambio en el perfil de velocidad no cambia la contracción; por tanto, no hay joroba en la curva de capacidad, sino una curvatura suave sin inflexiones cuando la corriente pasa por la región de transición.

Hay una transición similar en la corriente al pasar por una placa perforada o una malla, pero el perfil de velocidad no tiene efecto porque los orificios están distribuidos en toda la superficie del tubo. La placa de orificio con entrada cónica y la de bordes de cuadrante no sufren la severa joroba del orificio de bordes agudos porque hay poco cambio en el coeficiente de contracción conforme cambia el perfil de velocidad. Por ello, las pruebas con válvulas de globo pueden indicar una curva más o menos suave con un arco de conexión en la región de transición.

Además del orificio concéntrico con bordes agudos, hay otra restricción común de la cual hay datos de los experimentos y en donde la "rodilla" de la curva en la región de transición no siempre es un arco sencillo (Fig. 4). Esta restricción es *medidor de mira* o "blanco", que es un disco concéntrico con un conducto anular para flujo. En la región de transición, la curva para ese conducto anular puede ser normal o con grandes anomalías.⁸

La lección que se debe aprender es que algunas configuraciones de válvulas también pueden tener comportamiento anómalo en esa región, salvo que se demuestre lo contrario con las pruebas. El sesgamiento del perfil de velocidad con una conexión en la entrada puede tener un fuerte efecto en las válvulas de flujo rectilíneo que funcionan en esa región. Por ejemplo, una válvula de mariposa podría tener un número de Reynolds diferente en un lado que en el otro de la mariposa.

■ **El problema respecto a la predicción.** Por lo que se acaba de decir, se puede ver que la predicción de la capacidad de la válvula de control no es fácil. Hay que empezar por suponer que los datos de las pruebas de válvulas de globo pequeñas se pueden extrapolar en alguna forma a todas las válvulas. Los razonamientos se basarán en una curva hipotética con los datos que se encuentran a lo largo de la curva para predicción en la norma. También se intentará presentar las correcciones para otras válvulas. Se trabajará con unidades del SI para evitar las interminables conversiones al sistema de medidas inglesas; las equivalencias se darán al final de cada exposición.

Si se empieza en región turbulenta, el número de Reynolds se define:

$$N_{Re} = DU\rho/\mu \quad (5)$$

en donde: $U = C_o(2gh)^{1/2} \quad (6)$

$$= C_o(2\Delta P/\rho)^{1/2} \quad (7)$$

y $D = [4q/\pi U]^{1/2} \quad (8)$

Al sustituir

$$N_{Re} = (4qC_o/\pi)^{1/2}(2\Delta P/\rho)^{1/4}(\rho/\mu)^{1/4}(\rho/\mu) \quad (9)$$

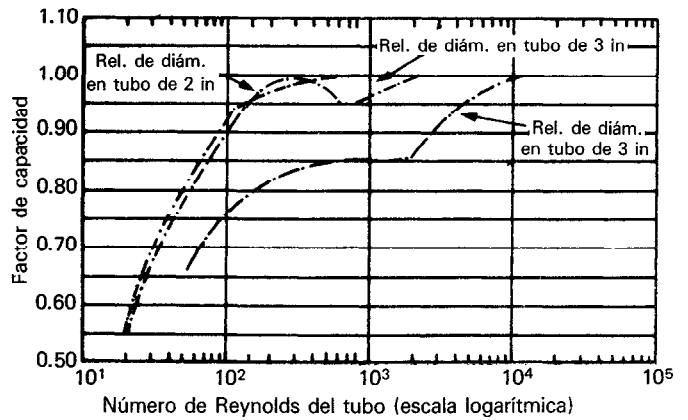


Fig. 4 El flujo en el conducto de un medidor de mira puede tener comportamiento anómalo en la región de transición

La ecuación para flujo es:

$$q = A_v(\Delta P/\rho)^{1/2} \quad (10)$$

Entonces: $N_{Re} = [(4\sqrt{2}\pi)(q^2 C_o/A_v)]^{1/2} \rho/\mu \quad (11)$

para el conducto circular y

$$N_{Re} = 1.34 F_d q (C_o/A_v)^{1/2} \rho/\mu \quad (12)$$

para el conducto no circular.

En la región no turbulenta, se debe incluir un factor F_R del número de Reynolds para modificar la ecuación de flujo turbulento para usarla con flujo no turbulento.

$$q = F_R A_v (\Delta P/\rho)^{1/2} \quad (13)$$

En la región totalmente laminar, la válvula hipotética actuará de acuerdo con la ley de Poiseuille, y la curva de F_R contra N_{Re} también coincidiría con los datos del experimento. La figura 3 indica que ello ocurre si:

$$F_R = (N_{Re}/330)^{1/2} \quad (14)$$

Al combinar las ecuaciones (12), (13) y (14) y redondear el coeficiente:

$$q = F_d A_v^{3/2} C_o^{1/2} \Delta P/250 \mu \quad (15)$$

Aunque el factor F_L está disponible en los datos de los fabricantes, no lo están los factores C y F . Para la válvula hipotética en que se basa la curva estándar, el factor F_d es de 1.0. Se sugiere un valor de $2^{-1/2}$ para la válvula de dos orificios, pero ese número no se correlaciona con los datos publicados de los experimentos para una válvula de dos orificios. Estos datos indican un F_d de 1.16 en vez del de 0.71 recomendado.

Es conveniente reorganizar la última ecuación a la siguiente forma:

$$q = (F_s A_v)^{3/2} \Delta P/250 \mu \quad (16)$$

en donde F_s (que en el caso ideal sería un factor determinado por experimentos) tiene el valor

$$F_s = F_d^{2/3} C_o^{1/3} \quad (17)$$

La única forma válida para obtener F_s es mediante las pruebas físicas. $F_s A_v$ representa el factor de capacidad de la válvula específica en la región de flujo laminar. Los tipos de válvulas cuyo uso sería más posible para servicio con materiales viscosos, como las válvulas de bola, de macho y de mariposa, tienen conductos sencillos para flujo y hay una semejanza razonablemente buena en la configuración entre los diversos tamaños de cualquier tipo. No es fácil que el factor F_s cambie mucho de un tamaño a otro.

Para encontrar un tamaño de válvula:

$$A_v = (40/F_s)(q\mu/\Delta P)^{2/3} \quad (18)$$

Al expresarla en unidades inglesas convencionales de gpm, psi y centipoises, se convierte en:

$$C_v = (1/14F_s)(q\mu/\Delta P)^{2/3} \quad (19)$$

Dado que no se cuenta con valores experimentales de F_s , sólo se puede emplear la información con que se cuenta. Cualesquiera factores faltantes se deberán determinar con criterio e incluirlos en la lista de incertidumbres. El único factor publicado que es componente de F_s por medio de C_o , es el factor $F_L(C_o = C \times F/F_L)$ de recuperación de presión. En las normas⁴ se utiliza una medida para compensación de las diferencias en $C \times F$ en donde:

$$C \times F = \left[\frac{(F_L C_v)^2}{890 d^4} + 1 \right]^{1/2} \quad (\text{aprox.}) \quad (20)$$

Entonces:

$$F_s = \frac{F_d^{2/3}}{F_L^{1/3}} \left[\frac{(F_L C_v)^2}{890 d^4} + 1 \right]^{1/6} \quad (21)$$

Con A_v en lugar de C_o y en unidades del SI, la constante de la ecuación (21) es de 1.25 en vez de 890.

A falta de mejor información, hay que suponer que, para todas las válvulas la curva del número de Reynolds en la región de transición es un arco suave que conectan las asíntotas laminar y turbulenta. Con el empleo de la curva (Fig. 3) para la válvula hipotética en la cual se basa la norma,⁴ las siguientes ecuaciones determinarán el gasto predicho: C_v , A_v o ΔP según se requiera:

$$F_R = 1.034 - 0.353(C_{vs}/C_{vt})^{0.615} \quad (22)$$

$$F_R = 1.049 - 0.343(\Delta P_s/\Delta P_t)^{0.350} \quad (23)$$

$$F_R = 1.020 - 0.376(q_t/q_s)^{0.493} \quad (24)$$

en donde C_{vs}/C_{vt} es la relación de los coeficientes de C_v (o de A_v), en que los subíndices s y t indican un valor calculado con las ecuaciones para flujo laminar y turbulento. Los límites de F_R son 0.5 hasta 1.0, o sean, los de la región de transición. Los valores fuera de ese interva-

lo indican que se deben aplicar directamente las ecuaciones para laminar o turbulento. La ecuación (13) es la ecuación en el SI para el flujo de transición. En unidades inglesas, se convierte en:

$$q = F_R C_v (\Delta P/G)^{1/2} \quad (25)$$

Para el flujo turbulento, $F_R = 1.0$. Las ecuaciones importantes para el flujo laminar son (18), (19) y (21).

Si se sospecha que una aplicación va a quedar fuera de la zona turbulenta, resuélvase la incógnita (C_v , A_v , ΔP , o q) con el empleo de las ecuaciones para turbulento y laminar. Con las ecuaciones (22), (23) o (24) determínese F_R ; si éste es menor de 0.5, el flujo es laminar. Utilícese la respuesta laminar para la incógnita. Si es mayor de 0.98, utilícese la respuesta para turbulenta. Si es entre 0.5 y 0.98, el flujo es de transición y se puede utilizar F_R con las ecuaciones (13) o (25).

Recuérdese tener en cuenta las incertidumbres grandes en estos cálculos. Las válvulas cuyos datos de prueba se publicaron ya no se fabrican en los tamaños que se probaron. Otros estilos de válvulas pueden tener un comportamiento muy distinto. Si se puede efectuar una prueba real en la planta para la zona laminar, se puede calcular el factor F_s para la válvula y utilizarlo para predecir otras condiciones de flujo. La configuración de la tubería de entrada puede influir en forma grave en algunas válvulas; otras pueden tener comportamiento anómalo en la zona de transición.

Fluidos no newtonianos

Los comentarios anteriores se aplicaron sólo a fluidos no newtonianos. Muchos líquidos industriales son no newtonianos. Entonces, la predicción del flujo en las válvulas de control se vuelve más bien una conjetura porque la viscosidad aparente varía de acuerdo con el régimen de corte y, a veces, con el historial del líquido.

El método recomendado se basa en un procedimiento iterativo. Primero, se selecciona un tamaño de válvula para prueba; después, se calcula la velocidad en el orificio. Con las propiedades reológicas dadas del líquido se puede calcular una viscosidad aparente; después, se aplican las ecuaciones para flujo no turbulento a fin de predecir una caída de presión. Si resulta que es incompatible con la caída real de presión, se selecciona otro tamaño para prueba y se repite el procedimiento.

Flujo en dos fases

En las publicaciones se ha mencionado mucho el flujo en dos fases de líquidos y sólidos, también muchos datos de mezclas de líquido y vapor, y de líquido y gas; pero no se ha publicado gran cosa de utilidad para el flujo en las válvulas. Las pastas aguadas son un problema en lo tocante a la predicción del flujo sólo cuando se trata de fluidos no newtonianos y sin turbulencia. Entonces hay que utilizar las propiedades reológicas del material con los procedimientos iterativos aplicados a los factores imperfectos que se describieron para el flujo no turbulento.

A menudo, para manejar mezclas de líquido y gas, se calcula por separado la capacidad (o C_v) requerida para

cada fracción y se suman las dos capacidades. Este método, desde luego, es incorrecto porque supone que el líquido y el gas pasan en forma independiente y a velocidades muy diferentes por el orificio de la válvula. (La velocidad de un fluido en una restricción es proporcional a la raíz cuadrada de su volumen específico.)

Una predicción más aproximada se basa en la premisa de que el líquido y el gas pasan por el orificio de estrangulación como mezcla homogénea y más o menos a la misma velocidad. El problema, en este caso, es aplicar el factor de expansión de gas sólo a la fracción gas y no a toda la mezcla.

Para lograrlo, se divide el volumen específico, v_g , del gas de entrada por el cuadrado del factor de expansión Y , para obtener un volumen *efectivo*, específico, incompresible.¹⁰ No se altera el volumen v_l específico de líquido. Se suman los volúmenes efectivos de los dos fluidos en proporción con su fracción f de masa en la mezcla para obtener el volumen v_e efectivo específico de la corriente:

$$v_e = f_g v_g / Y^2 + f_l v_l \quad (26)$$

El factor de expansión es:

$$Y = 1 - x / (3F_k x_T) \quad (27)$$

en donde: $x = \Delta P / P_1$ (absoluta)

x_T = Factor de relación de caída de presión (del fabricante)

F_k = Factor de relación de calores específicos ($k/1.40$)

k = Relación de calores específicos

Si hay cualquier tendencia al deslizamiento, es decir, si el gas avanza por el orificio con más rapidez que el líquido el volumen será ligeramente mayor que el predicho con esta ecuación. Sin embargo, los datos de los experimentos¹¹ indican que las mezclas de aire y agua pasan por las válvulas como mezclas homogéneas. En unidades del SI se tiene:

$$w = A_v (\Delta P / v_e)^{1/2} \quad (28)$$

o en unidades inglesas y libras por hora:

$$w = 63.3 C_v (\Delta P / v_e)^{1/2}$$

Las mezclas de líquido y vapores son cosa totalmente distinta. El proceso de estrangulación ocasiona una transferencia de masa interfases que no se puede analizar fácilmente en teoría y mucho menos verificar con experimentos. Desde la entrada de la válvula hasta el chorro contraído, el flujo es casi isentrópico (que tiene lugar sin cambio en la entropía) mientras que el proceso total es más o menos isentálpico (que tiene lugar sin cambio en la entalpía).

Cualquier análisis basado en el equilibrio termodinámico resultaría erróneo de todos modos, porque el proceso no está en esa categoría. Para empeorar las cosas, debido a la falta de equilibrio es tan difícil determinar

la relación precisa de masa del líquido como el de su vapor en la entrada a la válvula. Para el vapor húmedo, los errores son pequeños o insignificantes, pero con una alta relación de líquido, la incertidumbre puede llegar con facilidad a 2:1 si se utiliza la ecuación (27) para el flujo de líquido y gas.

Confiabilidad de los datos

Los datos de los procesos provienen de los usuarios o de quienes hacen las especificaciones de las válvulas; los datos de las válvulas de control son de los fabricantes. Cualquier error en estos datos dará origen a errores en la predicción de flujo. Ambos grupos tienen inclinación a utilizar cifras conservadoras cuando se trata de la capacidad de las válvulas. Todas las incertidumbres se eliminan en igual forma. El temor a seleccionar una válvula de menor tamaño hace que todas las cifras se calculen para producir un tamaño mayor del necesario. Parece haber poca preocupación por el manejo de las necesidades de flujo mínimo o por una peligrosa sobrecarga en el sistema de corriente abajo.

Si la predicción exacta es muy importante para una aplicación, no es menos importante obtener datos precisos de las presiones, temperaturas y propiedades físicas del fluido en la entrada y la salida de la válvula y no en algún tanque o bomba corriente arriba o en un depósito receptor corriente abajo. Las condiciones con el flujo mínimo son tan importantes como con el máximo; aunque estas precauciones están a la vista, rara vez se ponen en práctica.

Las válvulas de control se prueban en tramos rectos de tubo con agua y aire como fluidos para la prueba. Si una aplicación se asemeja a las condiciones para prueba, la predicción del flujo de líquidos simples y fluidos compresibles debe quedar dentro de límites razonables. El efecto de los reductores de tubo se puede adaptar con los procedimientos normales y una pérdida insignificante de exactitud. Otros accesorios de tubo cerca de la entrada de la válvula pueden sesgar el perfil de velocidad de la corriente y crear discrepancias de cantidad desconocida.

Si la válvula de control está colocada cerca de la descarga de una bomba o soplador centrífugos, los resultados también serán impredecibles. La magnitud de estos efectos de la tubería variará según el tipo de válvula; los efectos serán mayores en las válvulas de bola y de mariposa con conductos para flujo rectilíneo que en las de globo con conductos más pequeños y tortuosos. Las válvulas de mariposa pueden sufrir efectos más serios si la velocidad de la corriente en un lado del aspa es muy diferente que en el otro lado.

Los coeficientes que suministran los fabricantes se deben tener en cuenta. Aunque las mediciones individuales se supone que están dentro de una tolerancia de $\pm 2\%$ y que el objetivo total de exactitud es de $\pm 5\%$ en una válvula sometida a prueba, las tolerancias de manufactura no están documentadas, por lo que no sería muy aventurado calcular $\pm 10\%$. Las pruebas de la capacidad de las válvulas se suelen hacer con pequeñas presiones diferenciales (menos de 15 psi) en la válvula. También se ha-

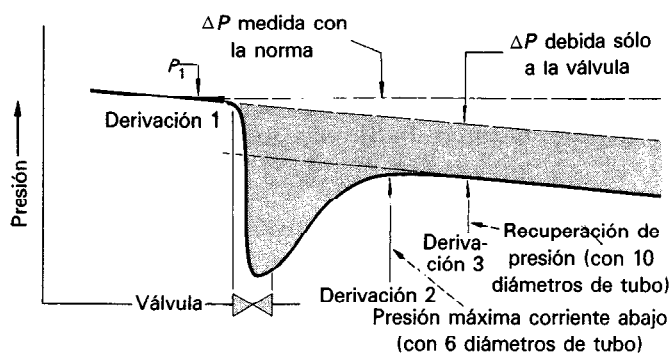


Fig. 5 La caída de presión alrededor de una válvula abierta se debe a las pérdidas en el tubo y en la válvula

cen pruebas con elevadas presiones diferenciales para tratar de encontrar la capacidad con flujo estrangulado.

El coeficiente C_v publicado para el flujo de líquido puede ser el promedio de tres valores medidos con caídas de presión que no varíen más de 4 psi. Después, se puede basar el C_v nominal en la velocidad del fluido en el orificio de la válvula que se mantiene en una relación de sólo 1.17:1.0; por ejemplo, si las pruebas se hacen con presión diferencial de 11, 13 y 15 psi, entonces la relación de velocidad es $(15/11)^{1/2}$, o sea, 1.17.

Si se va a evaluar el C_v con una prueba estándar de flujo de aire, la capacidad se puede basar en la velocidad en un sólo orificio de válvula. Aunque se estipulan tres pruebas de la presión de entrada, un procedimiento permitido por las normas hará que la velocidad sea casi constante en las tres pruebas. Lo que ocurre es que algunas válvulas son sensibles a la velocidad. Entonces su C_v puede cambiar hasta en 15 a 20% cuando se cambia la velocidad en el orificio de la válvula. Esta irregularidad se atribuye a efectos de adherencia a la pared y, a menudo, se llama *flujo biestable*. El cambio en C_v puede ser repentino y sin causa aparente.

Un C_v errático tendrá un efecto desastroso en un sistema de control. Las válvulas en las cuales es más probable que aparezca este fenómeno son las que tienen una trayectoria de flujo que facilita adherencia variable en la pared en la salida del orificio. (Todos hemos visto la adherencia a la pared cuando empieza a gotear el café desde la cafetera de un restaurante hacia el mantel en lugar de hacia la taza.) Una válvula de globo con flujo para cerrar con macho torneado es posible candidata al flujo biestable. Con los fluidos compresibles, este comportamiento errático es fácil que aparezca con pequeñas presiones diferenciales cuando la velocidad es baja.

Algunas válvulas tienen diferente C_v con gas que con líquidos; la razón es menos importante que el hecho de que no suele haber información disponible para el usuario. El C_v publicado suele ser el de la prueba con agua. Se desconoce el error potencial en la fuente, pero $\pm 10\%$ sería una buena conjetura con gas en los escasos datos que hay. Por supuesto, sería bueno saber qué válvulas pueden sufrir esta irregularidad, pero rara vez se publica esa información.

Todos los factores de flujo para las válvulas de control se calculan con datos de presión tomados en las deriva-

ciones de presión corriente arriba y abajo de la válvula para muestra. En las normas para pruebas⁹ se especifica la ubicación de esas derivaciones.

Quienes están interesados en la exactitud en las predicciones del flujo, deben conocer algunos aspectos controvertidos en relación con estas mediciones de presión. Una de las controversias se relaciona con la colocación de la derivación o toma de presión de corriente abajo. Las normas especifican que deben ser de 6 diámetros de tubo corriente abajo, pero algunos ingenieros de pruebas insisten en que en algunas válvulas no ocurre la plena recuperación de presión hasta después de 10 diámetros de tubo (Fig. 5).

Otra controversia es en relación con el hecho de que las mediciones de presión se deben utilizar en forma directa para calcular C_v , x_T y F_L sin tolerancia para la caída de presión entre el lugar de la derivación y la válvula que se prueba. Estas pérdidas no compensadas en la tubería no son serias si el C_v nominal es menor de 20 veces el diámetro de entrada de la válvula elevado al cuadrado, en donde el diámetro se da en pulgadas ($C_v/d^2 < 20$).

En el caso opuesto, una válvula de bola de 4 in con C_v publicado de 1 280 tendrá una capacidad casi cuatro veces mayor que la predicha, salvo que el usuario ajuste los datos de caída de presión para incluir las pérdidas en la sección de tubo utilizada por el fabricante para las pruebas o, como opción, ajuste al valor del C_v publicado.¹² Entonces, en casos como éste, se deben excluir las pérdidas en el tubo de los factores de las válvulas.

Referencias

1. Numachi, F., Yamabe, M., Oba, R., Cavitation Effect on Discharge Coefficient of the Sharp-Edged Orifice Plate, (Discussion by J. W. Ball), *Trans. ASME, J. of Basic Eng.*, Mar. 1960.
2. Burnell, J. B., Flow of Boiling Water Through Nozzles, Orifices, and Pipes, *Engineering* (London), Dec. 1947.
3. Brockett, G., King, C., Sizing Control Valves Handling Flashing Liquids, *Instruments*, July 1953.
4. Control-Valve Sizing Equations, American Natl. Standards Institute/Instrument Soc. of America Standard S75.01, 1977.
5. Intl. Electrotechnical Commission Publication 534-2, first ed., Part 2, Section 1, Sizing equations for incompressible fluid flow under installed conditions, Geneva, 1978.
6. Othmer, D. F., *Ind. Eng. Chem.*, 40, No. 5, 886 (1948).
7. Stiles, G. F., "Liquid Viscosity Effects on Control Valve Sizing," Texas A & M Symposium on Instrumentation for the Process Industries, Jan. 1964.
8. Spink, L. K., "Principles and Practice of Flow Meter Engineering," The Foxboro Co., Mar. 1967.
9. Control Valve Capacity Test Procedure, Instrument Soc. of America ISA-S75.02-1981.
10. Hutchison, J. W. (ed.), "Handbook of Control Valves," Instrument Soc. of America, 2nd. ed., 1976.
11. Sheldon, C., Schuder, C., Sizing Control Valves for Liquid/Gas Mixtures, *Instrum. Control Syst.*, Vol. 38, No. 1, Jan. 1965.
12. Driskell, L., Control Valve Selection and Sizing, Instrument Soc. of America, Research Triangle Park, N.C., 1983.

El autor



Les Driskell es ingeniero consultor especialista en sistemas y válvulas de control de procesos, con domicilio en 455 Greenhurst Drive, Pittsburgh, PA 15243. Ha ocupado puestos de supervisión en Dravo Corp., E.I. Du Pont de Nemours y Joseph E. Seagram & Sons. Es *felllow* de Instruments Soc. of America e ingeniero profesional registrado en Pennsylvania. Efectuó estudios de postgrado de instrumentación industrial en University of Louisville y ha impartido clases de instrumentación en Purdue University Extension Program. Es presidente del Comité de Normas para Válvulas de Control de ISA y ha escrito cuatro libros acerca de este tema.

Estimación de la caída de presión en las válvulas de control de líquidos*

Los ingenieros que efectúan el diseño preliminar para la compra del equipo deben calcular a menudo las caídas de presión antes de hacer la selección final de las válvulas de control. Se presenta una técnica fácil de aplicar y que da buenos resultados.

Hans D. Baumann, H. D. Baumann Associates Inc.

Las bombas se suelen ordenar casi desde el principio de un proyecto de ingeniería, antes de especificar las válvulas de control. Pero a fin de hacer una selección adecuada de la bomba, el ingeniero debe calcular la caída de presión en las válvulas de control en la trayectoria del fluido bombeado.

Se han propuesto varias reglas empíricas para este fin, como asignar 33% de la pérdida dinámica en la tubería o seleccionar una caída mínima de 15 psi.¹

Aunque estos métodos dan resultados razonables, pueden llevar a la selección de una bomba más grande de lo necesario que desperdicia energía en forma de cabalaje excesivo. En este artículo se sugiere un método alternativo: la selección de la caída de presión en la válvula como función de dos parámetros que ya debe conocer el ingeniero de proceso y que son la velocidad en el tubo con máximo flujo de diseño y máxima pérdida por fricción en el tubo y caída en la bomba (reducción de la carga de la bomba entre cero y máximo flujo de diseño).

El cambio total en la carga dinámica determina la capacidad relativa de la válvula y, por tanto, el estilo de ella, si es que se desea quedar dentro de ciertas relaciones de caída de presión en lo que respecta a la característica de válvula instalada y eficiencia, a la vez que la velocidad máxima en el tubo establece la caída de presión en la válvula. Con las gráficas y tablas se facilita determinar estos parámetros.

*Este artículo está basado en un trabajo presentado antes de publicarlo en Texas A & M University, en Instrumentation Symposium for the Process Industries, patrocinado por la Facultad de Ingeniería Química de esa universidad.

La velocidad en la tubería determina la caída de presión en la válvula

La determinación de la velocidad máxima en la tubería se debe hacer muy al principio del diseño para especificar el diámetro de tubo para el volumen máximo conocido de diseño que manejará el sistema y a fin de calcular la caída de presión en la válvula y accesorios.

Parece ser que no existe una regla universal. Aunque la tendencia, desde hace más de 20 años ha sido aumentar la velocidad del líquido en la tubería para reducir el costo de instalación, esta tendencia se ha invertido debido a la preocupación por el ruido aerodinámico. Por ejemplo, un tubo de 8 in cédula 40 radiará más de 90 dBA a 3 ft del tubo, por la turbulencia normal en los codos, accesorios, etc., si la velocidad en la tubería excede de 24 ft/s. Como resultado, un importante fabricante ha establecido la regla de no exceder una velocidad máxima en la tubería de 7 ft/s para líquidos.

El autor considera que se debería tener una regla más flexible, para asignar una velocidad más alta en sistemas de tubería pequeña, y viceversa, porque el nivel de presión de sonido (PNS) parece variar hasta en 20 veces el logaritmo del diámetro del tubo; es decir, para una velocidad dada, un tubo de 10 in será 20 dB más ruidoso que un tubo de 1 in del mismo espesor de pared.

Otros límites sugeridos que pueden estar en uso son: Crane Technical Paper No. 410 recomienda para aplicaciones de alimentación de calderas de 8 a 15 ft/s; succión de bomba, 4 a 7 ft/s; servicio general, 4 a 10 ft/s; servicio municipal de agua, hasta 7 ft/s. Los contratistas de ingeniería especializados en fábricas de papel permi-

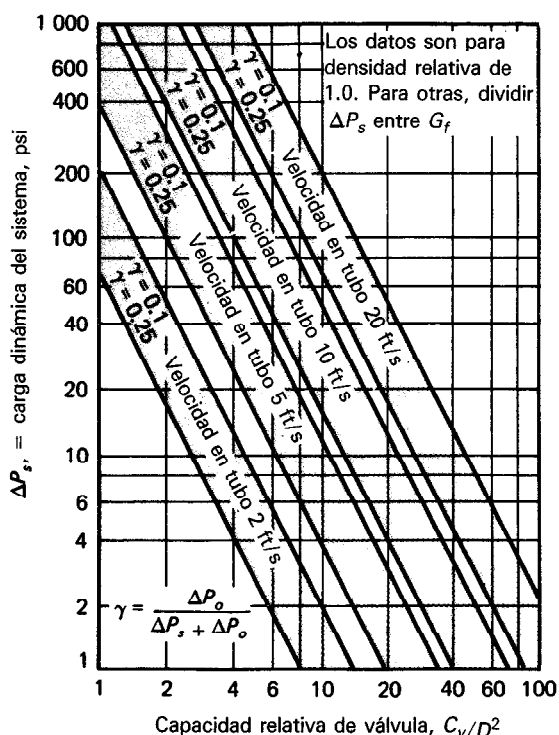
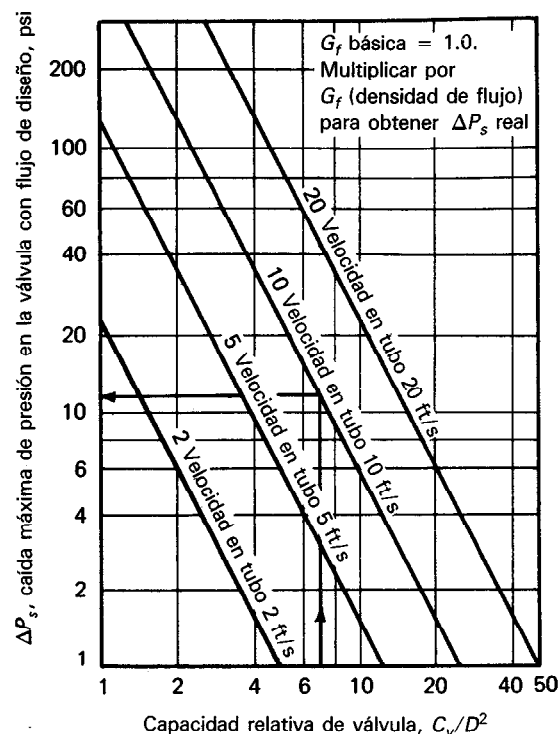
Tabla I Valores típicos de C_v/D^2 (sin estrangulación, con 90% de apertura)

Tipo de válvula	Guarnición con factor de 0.4 *	Relación de diámetro tubo: válvula		
		1	1.5	2
Globo asiento sencillo	4	10	4.2	2.3
Válvula cuerpo dividido	4.3	10.8	4.6	2.5
Globo asiento doble y macho giratorio excéntrico (Camflex)	5	12.6	5.4	3
Mariposa 1 a 3 in, jaula alta capacidad, abierta 60°	6.4	16	7	3.4
En Y y ángulo, flujo para cerrar	7.2	18	7.2	3.9
Bola configurada		25	8.8	4.5
Mariposa, tipo baja torsión, apertura total		32	12	5.2

* Para válvulas del tamaño de la tubería

ten velocidades hasta de 20 ft/s; una conocida fábrica de bombas sugiere 3 ft/s máximo para velocidad de succión y 5 ft/s máximo para descarga.

La velocidad máxima seleccionada para la tubería determina en forma indirecta la caída de presión en la válvula de control específica seleccionada. En vez de preocuparse con el diámetro y tamaño reales de las guarniciones de la válvula, se considera que es mejor en una

**Fig. 1** Determinación de capacidad relativa de válvula de control**Fig. 2** Caída de presión en la válvula con flujo máximo de diseño

etapa temprana del proyecto seleccionar sólo un estilo de válvula con capacidad relativa conocida [que se considera como $C_v/(\text{diámetro de tubo})^2$] para relacionar la capacidad de la válvula con el diámetro del tubo en lugar del tamaño del cuerpo. La selección lógica del tipo de válvula puede ser por la restricción en el sistema (Fig. 1 y Tabla I) o se puede seleccionar sobre la base de la experiencia con sistemas similares. El empleo de la capacidad relativa de la válvula, C_v/D^2 , permite al ingeniero de instrumentos una amplia selección posterior de válvulas del tamaño de la tubería, de válvulas con guarnición reducida o de orificio pleno que se suelen instalar entre reductores.

La antedicha relación entre la velocidad en la tubería, U y la caída de presión en la válvula, ΔP_o , con flujo máximo de diseño se puede expresar como sigue:

$$\Delta P_o = G_f V^2 / C_v^2 \quad (\text{psi}) \quad (1)$$

Desarrollo de la ecuación (3)

Con la ecuación básica para C_v (véase Norma ISA SP39.1)

$$\Delta P_o = \frac{G_f V^2}{C_v^2} \quad (\text{psi})$$

$$V = 60(D^2 \pi / 4)(Uk/144)$$

$$V = 2.45 U D^2 \quad (\text{gpm})$$

Por tanto
$$\Delta P_o = \frac{G_f 2.45^2 U^2 D^4}{C_v^2}$$

y
$$\Delta P_o = \frac{6 U^2 G_f}{(C_v/D^2)^2} = (\text{psi})$$

en donde $V = 60 \times \text{superficie del tubo (ft}^2) \times U \times k \text{ (gpm)}$ (2)

($k = 7.48 \text{ gal/ft}^3$, $D = \text{diám. del tubo, in}$)

Por tanto, ΔP_o se podría expresar como:

$$\Delta P_o = \frac{6U^2 G_f}{(C_v/D^2)^2} \quad (\text{psi}) \quad (3)$$

Para los detalles del establecimiento de la ecuación (véase recuadro), la figura 2 indica los resultados que muestran la dependencia de la caída de presión en la válvula del cuadro de la velocidad máxima en el tubo y también del cuadro de la capacidad relativa de la válvula.

Característica de la válvula instalada

Con los datos de la figura 2, sería fácil seleccionar la caída de presión en la válvula en el supuesto del valor C_v/D^2 para el estilo preferido de válvula, con la información de la tabla I². Además, la información de la tabla I incluye un factor de seguridad de 10% sugerido por R. W. Moore¹ que tiene en cuenta las tolerancias generales de manufactura entre el C_v indicado en los catálogos y la capacidad real de flujo de una válvula dada.

Aunque este método simplificado da buenos resultados, es preferible decir que la selección de la capacidad relativa de la válvula (y en forma indirecta el tipo de válvula) con otros dos criterios:

a. Ahorrar caballaje en la bomba.

b. Mantener la ganancia del sistema lo más lineal que sea posible al limitar la distorsión de la característica inherente de la válvula.

Si se supone como limitación arbitraria que en el caso de a se perjudicará la eficiencia del sistema si la caída de presión en la válvula de control excede de 25% ($\gamma = 0.25$) de la carga dinámica total (fricción en el tubo más caída de la bomba más caída de presión en la válvula) y, por otra parte, se supone que la característica de la válvula instalada, incluso con macho de igual porcentaje, se vuelve demasiado lineal si la caída de presión en la válvula es menor de 10% (excepto con válvulas rotatorias con relevada capacidad inherente de cierre (>100 : 1) para las cuales se sugiere un límite de 5%) de la pérdida de carga dinámica ($\gamma = 0.10$), entonces la elección del C_v/D^2 disponible se vuelve muy estrecha, como se puede ver en la figura 1. Por ejemplo, la pérdida calculada de fricción en el tubo en un sistema dado con fluido que tenga densidad relativa de 1, es de 50 psi. La caída en la característica de la bomba se calcula en 28 psi, lo cual da una ΔP_s de 78 psi. Si se supone una velocidad

Tabla II Tabla para selección de caída de presión

Tipo de válvula	D/d	Velocidad en el tubo con flujo máximo de diseño							
		2 ft/s		5 ft/s		10 ft/s		20 ft/s	
		ΔP_s^*	ΔP_o^*	ΔP_s^*	ΔP_o^*	ΔP_s^*	ΔP_o^*	ΔP_s^*	ΔP_o^*
Globo asiento sencillo	1	0.8	0.24	14	1.5	54	6	216	24
	1.5	12	1.3	77	8.5	308	34	1224	136
	2	42	4.7	260	29	1050	116	4180	465
Idem con guarnición de factor de 0.4	→ 1	14	1.5	86	9.5	342	38	1370	152
Válvula de cuerpo dividido	1	1.8	0.2	12	1.3	47	5.2	189	21
	1.5	10	1.1	63	7	252	28	1010	112
	2	34	3.8	216	24	865	96	3460	385
Idem con guarnición de factor de 0.4	→ 1	10	1.1	63	7	252	28	1010	112
Globo asiento doble y macho giratorio excéntrico (Camflex)	1	1.4	0.16	9	1	36	4	144	16
	1.5	7.5	0.83	47	5.2	189	21	755	84
	2	24	2.7	153	17	612	68	2450	272
Ambas con guarnición de factor de 0.4	→ 1	23	2.5	54	6	216	24	865	96
Mariposa 1 a 3 in, jaula alta capacidad, abierta 60°	1	0.9	0.10	5.4	0.6	22	2.4	87	9.6
	1.5	4.5	0.50	28	3.1	112	12.4	450	50
	2	19	2.1	117	13	468	52	1870	208
Jaula con guarnición de factor de 0.4	→ 1	5.4	0.60	33	3.7	1.35	15	540	60
Válvula en Y y en ángulo, flujo para cerrar	1	0.5	0.06	3.6	0.4	14	1.6	58	6.4
	1.5	4.3	0.48	27	3	108	12	432	48
	2	14	1.6	90	10	360	40	1440	160
Ambas con guarnición de factor de 0.4	→ 1	4.2	0.47	26	2.9	108	12	432	48
Bola configurada	1	0.4	0.05	2.7	0.3	11	1.2	43	4.8
	1.5	2.7	0.30	17	1.9	69	7.6	270	30
	2	12	1.3	72	8	288	32	1150	128
Mariposa, apertura total	1	0.2	0.02	1.2	0.14	5.4	0.6	22	2.4
	1.5	1.4	0.16	9	1	36	4	144	16
	2	7.7	0.86	49	5.4	198	22	792	88

* Las cifras indican ΔP_s máxima (es decir, caída en la característica de la bomba y pérdidas por fricción en el tubo para $\gamma = 0.1$ y caída correspondiente de presión en la válvula ΔP_o)

Notación

C	Factor de corrección (Fig. 3)
C_v	Galones por minuto para una caída de presión de 1 psi en la válvula
D	Diámetro de la tubería, in
G_f	Densidad relativa en condiciones del flujo (agua a 60°F = 1)
k	Factor de conversión, 7.48 gal/ft ³
P_o	Caída de presión en la válvula con flujo máximo de diseño, psi (Fig. 7)
P_s	Caída de presión ocasionada por la fricción del tubo y la caída en la carga de la bomba, psi (Fig. 7)
S	Señal del actuador
U	Velocidad en el tubo con flujo máximo de diseño, ft/s
V	Volumen de flujo = $(60 \pi D^2/4) (Uk/144) = 2.45 UD^2$, gal/min
	Relación entre la caída de presión en la válvula con flujo máximo de diseño y caída de presión en la válvula con cerca de cero flujo.

en el tubo de 10 ft/s, se puede elegir (Fig. 1) entre una capacidad relativa de válvula de $8 C_v/D^2$ (limitación de la característica con válvula instalada) o un C_v/D^2 de 4.7 (la caída de presión en la válvula excede del 25% de la caída de presión en el sistema con menos de esta capacidad). Con los datos de la tabla I se tiene la elección entre:

Válvula Camflex o de globo de doble asiento con factor de guarnición de 0.4.
 $C_v/D^2 = 5$

Válvula Camflex o de globo de doble asiento con 1/1.5 de tamaño de tubería.
 $C_v/D^2 = 5.4$

Válvula de jaula de alta capacidad, factor de guarnición de 0.4.
 $C_v/D^2 = 6.4$

Válvula de jaula de alta capacidad, con 1/1.5 de tamaño de tubería.
 $C_v/D^2 = 7$

Mariposa abierta 60°, tamaño tubería 1/1.5.
 $C_v/D^2 = 7$

Válvula en Y o en ángulo, factor de guarnición de 0.4 ó 1/1.5 de tamaño de tubería.
 $C_v/D^2 = 7.2$

Válvula de bola configurada, 1/2 tamaño de tubería.
 $C_v/D^2 = 4.5$

Válvula de mariposa de baja torsión, totalmente abierta, 1/2 del tamaño de tubería.
 $C_v/D^2 = 5.2$

Si se supone que se selecciona una válvula de mariposa con 60° de apertura (instalada entre reductores de tubo y que produce un C_v/D^2 de 7) y al consultar la figura 2 se encuentra la caída de presión en la válvula es de 12 psi, que ahora se puede sumar a las especificaciones de la bomba (carga mínima de la bomba = $\Delta P_s + \Delta P_o = 78 + 12 = 90$ psi).

Los datos de las figuras 1 y 2 se han preparado para los tipos de válvulas de la tabla II. Esos datos representan la caída máxima dinámica permisible en el sistema, ΔP_s , en un sistema dado que tiene un estilo seleccionado de válvula, a fin de obtener una característica aceptable de flujo con válvula instalada. Para una velocidad máxima dada en el tubo, seleccíonese el tipo de válvula que

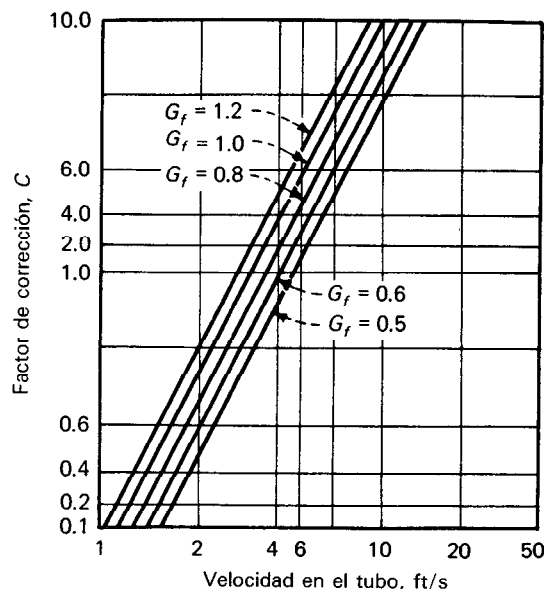


Fig. 3 Factores de corrección para velocidad y densidad relativa

tenga un valor ΔP_s mayor que el calculado para el sistema. Sin embargo, el siguiente valor disponible para ΔP_s no debe exceder del real. Si ocurre así, entonces hay que seleccionar un estilo diferente de válvula o tolerar una caída de presión en la válvula de más del 25% de ΔP_s .

Para velocidades que no sean las indicadas en la tabla II o para una densidad relativa que no sea de 1, hay que dividir la ΔP_s real entre el factor de corrección C (tomado de la Fig. 3) para encontrar la ΔP_s en la tabla II en la columna de 10 ft/s. Después de encontrar la ΔP_s correspondiente, se multiplica la cifra otra vez por el factor de corrección C para obtener la ΔP_s real aplicable a las condiciones dadas de velocidad y de densidad relativa.

Ejemplo: $G_f = 0.8$, velocidad = 9 ft/s.

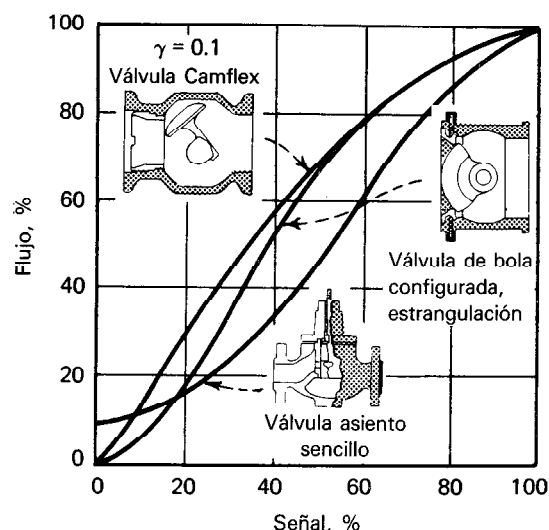


Fig. 4 Característica instalada de tres estilos típicos de válvulas, todas con flujo idéntico y característica de porcentaje igual

ΔP_s calculada = 80 psi; válvula preferida: globo, de asiento sencillo.

1. Factor de corrección, según la figura 3, para $U = 9$ ft/s y G_r de 0.8 = 0.65.

2. ΔP_s para uso en la tabla II = $80/0.65 = 123$ psi.

3. En la tabla II aparece la ΔP_s inmediata superior de 308 psi para una válvula de globo instalada entre reductores de tubo con una relación de 1.5/1 entre el diámetro del tubo y de la válvula y con la velocidad de referencia de 10 ft/s; la ΔP_s correspondiente = 34 psi.

4. ΔP_s real = $34 \times C = 34 \times 0.65 = 22.1$ psi.

5. Especifíquese una carga mínima de la bomba de 80 psi (ΔP_s) + 22.1 psi (ΔP_v) más la carga estática, si la hay.

La ΔP_s dada en la tabla II está limitada intencionalmente a una pérdida máxima de carga dinámica para una relación γ de 0.1. Esto refleja, en realidad, el criterio básico que debe utilizar el ingeniero, es decir: ¿Cuál es la mínima caída posible de presión que resistirá la válvula (para un control satisfactorio) a fin de reducir el tamaño de la bomba y ahorrar caballaje para bombeo? Las válvulas de control modernas no tienen requisitos mecánicos que exijan cierta caída mínima de presión en ella por razones de estabilidad, histéresis u otras. Por tanto, la única necesidad real de esa caída mínima de presión es mantener una característica razonable con válvula instalada (la ganancia del elemento final de control con respecto al sistema de control). La ganancia del control se define como la pendiente en la característica de la válvula instalada.

En la mayor parte de los sistemas, la ganancia ideal de la válvula de control debe ser constante, es decir, debe existir una relación lineal entre la señal del actuador y el flujo en el sistema. Sólo en los bucles en donde la entrada de señal del transmisor no es lineal, como en los medidores del tipo de orificio, se necesita un control no lineal de ganancia de la válvula. No obstante, con la limitada elección de características disponibles para válvulas de control cabe esperar una fuerte distorsión aún en este caso, si la relación γ (caída en la válvula con flujo pleno dividida entre la caída total de presión en el sistema) es menor de 0.1.

Para ilustrar ese aspecto, en la figura 4 se muestran las características reales de la válvula instalada para tres estilos de uso común. Las válvulas seleccionadas son una de globo de asiento sencillo con 90% de apertura, una rotatoria con macho excéntrico con 75% de apertura y una válvula de bola configurada para estrangulación, instalada entre reductores y de 1/1.5 el tamaño de la tubería. Todas tienen característica de porcentaje igual y se utilizan para la misma capacidad de flujo.

Como se verá, es muy notoria la limitación inherente en la capacidad de cierre en la válvula de globo y el control es imposible con menos de 10% de flujo. Por otra parte, las válvulas rotatorias modernas tienen una mejor característica instalada y una capacidad real de cierre utilizable hasta alrededor del 1% del flujo en el sistema, debido a su elevada capacidad de cierre inherente.

Quizá una presentación más significativa sería trazar la ganancia contra el porcentaje de flujo (datos de la Fig. 5). Si se supone en forma arbitraria que un sistema dado

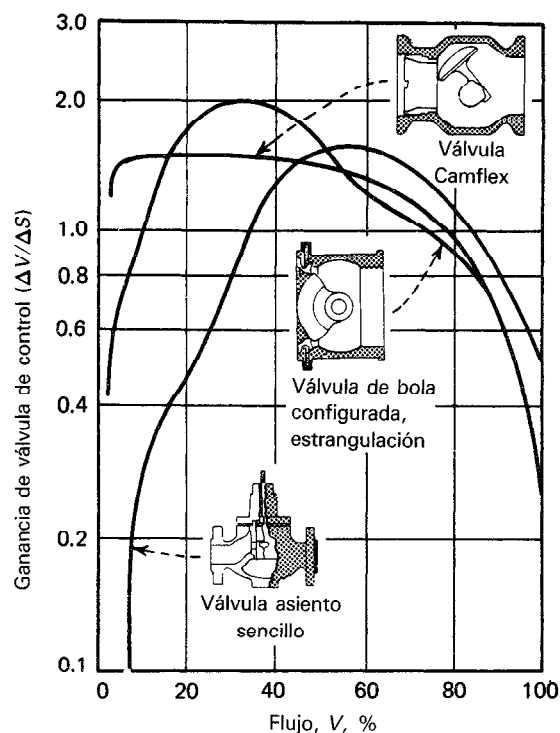


Fig. 5 Ganancia instalada de tres estilos de válvulas todas con característica de flujo de % igual a flujo idéntico de diseño

de control producirá control estable y aceptable con una ganancia de la válvula de control que varíe entre 0.5 y 2, es decir, ± 2.1 , entonces la válvula de macho giratorio excéntrico podría funcionar con un flujo desde casi cero hasta 95%, la válvula de globo configurada entre 2% y 95% de flujo (aunque la válvula de globo tiene cierta desventaja por la distorsión adicional de la característica inherente con los reductores adyacentes de tubo típica de todas las válvulas con C_v alto); la válvula de globo, sólo de 21% a 99% de flujo. Estos datos indican que, según sea la instalación particular, una relación γ de 0.1 ya podría ser demasiado baja para las válvulas de globo típicas, pero las válvulas rotatorias modernas darían características aceptables de ganancia con relaciones γ de sólo 0.05, es decir, con una caída de presión en la válvula de sólo 5% del cambio total en la carga del sistema (Fig. 6).

Ejemplo aplicable

Por ejemplo, en una aplicación típica en un despropanizador, una bomba tiene que hacer circular propano hacia la torre de reflujo a una altura equivalente a 20 psi; la caída máxima en el tubo y los accesorios con el volumen máximo de diseño es de 18 psi; se calcula que la caída en la carga de la bomba es de 10 psi. La pérdida dinámica total, ΔP_s en el sistema, es por tanto, de 28 psi. La velocidad calculada en el tubo es de 10 ft/s. Dado que la densidad relativa es de 0.5 se anota $0.5 \times 28 = 14$ psi de ΔP_s en el lado izquierdo de la gráfica de la figu-

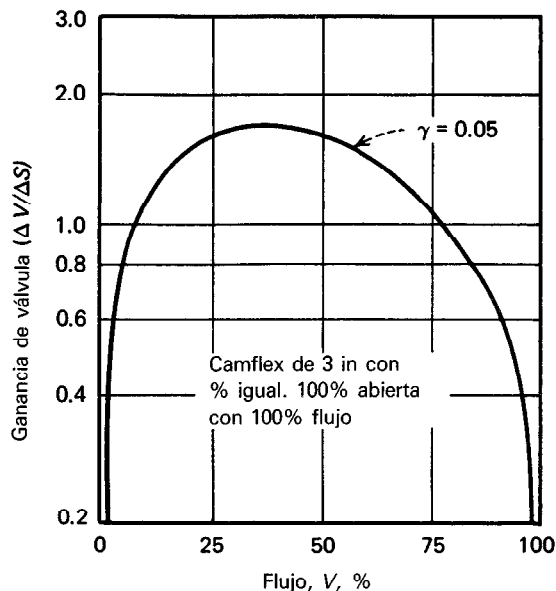


Fig. 6 Característica de ganancia instalada de válvula Camflex de 3 in, con relación de sólo 0.05 (caída de presión con apertura total, sólo el 5% de la caída cerca de posición cerrada)

ra 1 y se encuentra que para 10 ft/s se podría seleccionar C_v/D^2 entre 11 y 19 sin salirse de los límites recomendados. Como se trata de una instalación pequeña, se selecciona una válvula de globo de asiento sencillo.

Con el empleo de un C_v/D^2 de 10 de la tabla I se encuentra, en la figura 2, una caída de presión de 6 psi para el agua. Se multiplica por una densidad relativa de 0.5 para dar una caída real de 3 psi en la válvula de control. La carga total de la bomba que se debe seleccionar es ahora de una pérdida dinámica de 28 psi + 3 psi de caída en la válvula + 20 psi por la altura de bombeo, lo cual hace que la carga mínima requerida sea de 51 psi.

Después de incluir algún factor de seguridad, el siguiente tamaño de bomba estándar que se puede escoger tiene una carga de 60 psi, que así se debe especificar. Téngase en cuenta que el ingeniero de proceso debe sumar esta carga adicional a la caída de presión en la válvula en sus especificaciones, que utilizará el ingeniero de instrumentos para seleccionar la válvula definitiva. La caída real de presión para determinar el tamaño, según la calcula el ingeniero de instrumentos para la selección final, sería de 60 psi menos un factor de seguridad supuesto de 10% (6 psi) y menos 48 psi por pérdida dinámica y la altura, que equivale a 6 psi. Este aumento en la caída real de presión hace cambiar la capacidad requerida en la válvula por la raíz cuadrada de la relación entre la caída de presión original y la real. Por tanto, la capacidad requerida es 10 C_v/D^2 multiplicada por $\sqrt{3/6}$, o sea, 7.1 C_v/D^2 . Esto significa que la válvula seleccionada originalmente funcionará con una carrera del 70% o que se debe seleccionar una válvula de otro estilo o más pequeña.

La característica inherente de flujo más deseable depende de la relación γ que en este caso $= \Delta P_o / (\Delta P_s + \Delta P_o)$

$\Delta P_o) = 6/34 = 0.177$, lo que indica que la más deseable es una característica de porcentaje igual.

Se debe tener en cuenta que los factores de seguridad y el redondeo de la carga de la bomba siempre *aumentan* la caída final en la válvula. Ésta es una razón prudente más para seleccionar una relación γ lo más baja que sea posible, es decir, para empezar, con una pequeña caída de presión en la válvula.

Aspectos económicos

Como se explicó, la limitación para seleccionar la mínima caída de presión (ΔP_i) con la válvula instalada es la preocupación por sus características. El límite superior se controla cuando se desea tener gastos razonables de operación (caballaje de la bomba.) Roby y Simon⁵ han investigado con minuciosidad la relación entre los gastos de operación de la bomba y el tamaño de la válvula (ΔP de la válvula) y llegaron a la conclusión de que la caída de presión (ΔP_i) con la válvula totalmente abierta se debe limitar a 15 psi para sistemas con bombas hasta de 47 hp (con carga de menos de 240 psi). Para más de 47 hp, la caída debe ser más baja. Aunque ese estudio no tomó en cuenta la disponibilidad de las válvulas de los tipos más modernos, tiene una actualidad razonable. Para poder entender los aspectos económicos, se debe tener en cuenta que cuesta 0.08 dólares anuales por cada galón bombeado contra una caída de presión de 1 psi, con base en una eficiencia de 60% de la motobomba, y 0.012 dólares por kW, con densidad relativa de 1.

Si se supone un sistema con un flujo promedio de 500 gpm, el costo anual de una caída de presión de 10 psi es de 400 dólares; el ahorro obtenido en un periodo de

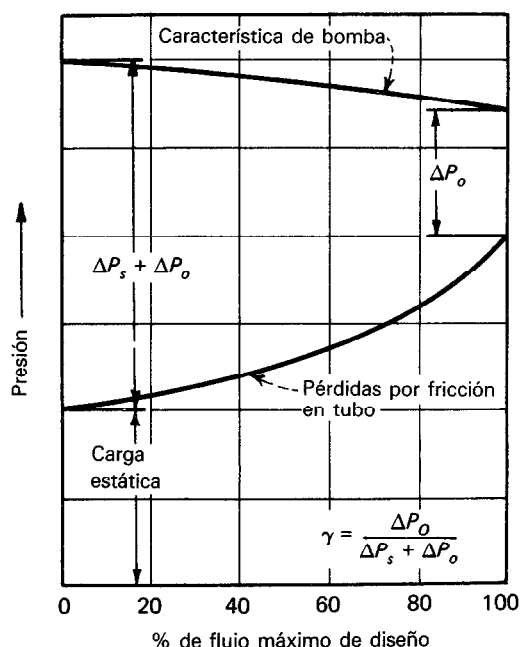


Fig. 7 Diagrama de cambio de carga para sistema típico de bombeo

2 años pagaría la diferencia en el costo *instalado* entre una válvula de control de 4 in y una de 3 in (10 psi ΔP , contra 20 psi ΔP).

El límite superior sugerido para ΔP_v , de 25% de caída en el sistema es arbitrario y como se puede observar por lo precedente, ya podría ser demasiado alto para sistemas de bombeo con una carga de 60 psi. El intervalo entre $\gamma = 0.1$ y $\gamma = 0.25$ se seleccionó principalmente porque abarca, más o menos, la diferencia en C_v/D^2 entre tamaños sucesivos de válvula. Con referencia a la figura 1, siempre se debe empezar en la línea de $\gamma = 0.1$ hacia la izquierda para escoger el siguiente tamaño disponible de válvula (C_v/D^2).

Resumen

Para encontrar la caída de presión para la válvula de control aplicable para fines de selección de la bomba, se deben seleccionar el estilo básico y la capacidad relativa de flujo de la válvula, con la conocida carga dinámica del sistema (fricción del tubo y caída de la bomba). Seleccionese una capacidad de válvula cercana a $\gamma = 0.1$ (excepto para las de globo convencionales y en ángulos si la capacidad de cierre o reducción deseada con la válvula *instalada* debe ser mayor de 5:1). Esto se logra con una caída más o menos *pequeña* de presión en la válvula. *Nota.* Los factores de seguridad agregados en la bomba siempre aumentan la caída final de presión de la válvula.

Una vez seleccionado el estilo de válvula, la caída de presión se expresa como función de la velocidad conocida en el tubo, y cuando se suma a las pérdidas del sistema más altura, puede determinar la carga requerida en la bomba.

Esta recomendación permitirá una selección más económica de la caída de presión en la válvula, en particu-

lar si se aprovecha la ventaja de la amplia capacidad de cierre de las válvulas rotatorias, que funcionan bien con una relación de caída entre la válvula y el sistema de sólo 0.05. Asimismo:

■ Los cálculos indican que no todos los estilos de válvulas son intercambiables para condiciones dadas de flujo si se desea que la relación γ permanezca entre 0.25 y 0.01.

■ Las válvulas de control convencionales no son muy adecuadas para ahorrar caballaje en la bomba, porque su deficiente capacidad inherente de cierre sólo permite una gama reducida de reducción por los grandes cambios en la ganancia con bajas relaciones γ .

Referencias

1. Moore, R. W., Allocation of Valve Pressure Drop, Paper 6.1, First ISA Final Control Elements Symposium, Wilmington, Del., Apr. 1970.
2. Liptak, Bela G., "Instrument Engineers' Handbook, Vol. II, Process Control," Chilton Book Co., Philadelphia, p. 44.
3. Boger, H. W., The Effect of Installed Flow Characteristic on Control Valve Gain, ISA Paper 68-920, Oct. 1969.
4. Buckley, P. S., Selection of Optimum Final Element Characteristics, Proceedings of 5th National Chemical & Petroleum Instrumentation Symposium, Wilmington, Del., May 1964.
5. Roby, M. A., Simon, H., Pump and Control Valve Design Determined by Minimum Cost, ISA Paper 3-SF60, May 1960.

El autor



Hans D. Baumann, presidente de H. D. Baumann Associates, Inc., 35 Mirona Rd., Portsmouth, NH 3001, antes fue vicepresidente de tecnología en Masoneilan International, Inc. Es un experto reconocido en válvulas de control en todo el mundo; posee más de 40 patentes de Estados Unidos y ha publicado más de 50 artículos. Recibió su título como ingeniero industrial en Alemania y efectuó estudios de postgrado en Western Reserve University y en Northwestern Institute.

Sección IV

Válvulas de operación manual y automática

Selección de válvulas manuales para plantas de proceso
Válvulas de operación manual
Actuadores mecánicos para válvulas

Selección de válvulas manuales para plantas de proceso

Se presenta un comentario de los pro y contra de cada tipo importante de válvulas de control manuales (incluso válvulas de retención).

Dexter T. Cook, Fluor Engineers and Constructors, Inc.

Una válvula se utiliza para controlar el flujo de un fluido en un tubo o en un ducto. El requisito de control puede ser de paso y corte, estrangulación (modulación del flujo), reducción de la presión del fluido, etc. En este artículo se describirá la selección de válvulas manuales y de válvulas de retención para las industrias de procesos químicos.

Es más fácil que un joven ingeniero de procesos encuentre un símbolo de válvulas en un plano antes de que localice una válvula real en el proceso. En los planos y dibujos, todas las válvulas se ven iguales. En realidad, el símbolo puede representar algo tan sencillo como una válvula de cierre en la tubería de agua en una casa o una válvula de 25 ft de altura y que pese 5 toneladas, como en el caso de una válvula de 36 in.

Aunque en este artículo se trata de presentar una guía para la selección de la válvula idónea para un servicio específico, no se pueden contestar todas las preguntas. Los casos especiales necesitarán estudiar las publicaciones y catálogos de los fabricantes, consultar con los proveedores o consultores o estudiar los diagramas de flujo o especificaciones de instalaciones existentes.

A fin de seleccionar la válvula adecuada para un servicio determinado el ingeniero debe estudiar cada operación que debe efectuar la válvula y las condiciones limitadoras de sus funciones. En casi todos los casos se selecciona una válvula disponible en el comercio. Se solicitan cotizaciones, para esa válvula o su equivalente, a los fabricantes preferidos.

La válvula que se utilizará en la construcción de la planta se selecciona después de evaluar las propuestas y se incluye en las especificaciones de la tubería. Las si-

guientes consideraciones respecto al proceso servirán para seleccionar la válvula para un servicio particular:

- Límites de temperatura de diseño
- Límites de presión de diseño
- Requisitos de control
- Caída de presión permisible
- Características corrosivas del fluido
- Posibilidades de erosión
- Posibilidades de obstrucción
- Peligros de las fugas
- Conservación del calor

Cualquiera que sea el tipo de válvula que se selecciona, todas tienen características comunes como:

1. Superficies correlativas que actúan como sellos para cortar el paso en la válvula. Esto suele requerir un sello fijo y uno movable.
2. Un componente que sobresale del cuerpo y que mueve el asiento movable, que suele ser el vástago.
3. Una empaquetadura o sello para el vástago para evitar pérdidas de fluido cuando el vástago sale del cuerpo de la válvula.
4. Un volante o aparato similar para ayudar en el movimiento del vástago.
5. Un conducto para paso del fluido por la válvula. La configuración del conducto define el tipo de control que se puede esperar.

Materiales de construcción

El material de construcción para una válvula está restringido por las características corrosivas y erosivas del fluido y también por la temperatura y presión de diseño.

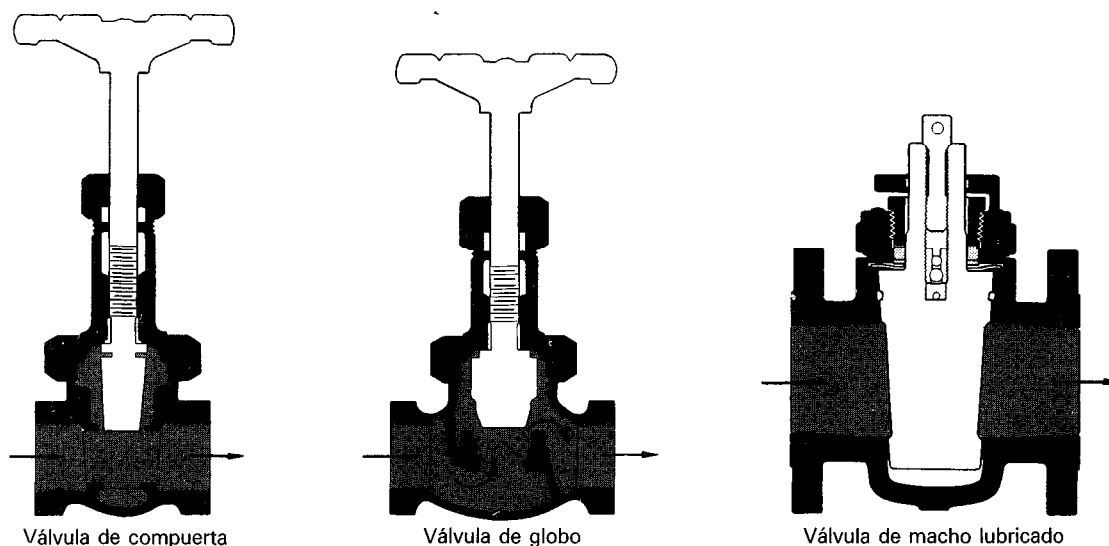


Fig. 1 Trayectorias de flujo en algunas válvulas comunes: compuerta, globo y macho lubricado

Cuando se tienen en cuenta estos factores, se puede determinar la aceptabilidad de un solo material de construcción, pero por lo general hay elección de más de uno. La selección definitiva del material se suele basar en los aspectos económicos.

Los cuerpos y los componentes individuales de las válvulas se fabrican con muchas aleaciones diferentes, lo cual da más libertad para la elección. Las sugerencias de materiales para buen número de servicios específicos aparecen en la sección "Materiales de construcción del *Manual del Ingeniero Químico* (Perry y Chilton, Libros McGraw-Hill de México), "Corrosion Data Survey" publicada por National Assn. of Corrosion Engineers y la sección "Metales y materiales" de los catálogos de los fabricantes. Además, muchas empresas tienen personal especializado que puede asesorar en los problemas específicos de corrosión.

Las tablas y gráficas de corrosión son útiles para una selección general de los posibles materiales de construcción pero no aseguran la elección correcta para una aplicación particular. Siempre se debe tener cuidado al utilizar las recomendaciones de resistencia a la corrosión pues ésta, con cualquier material (metales en particular), se puede alterar por las cantidades de huella de muchas sustancias diferentes. Los datos de pruebas dinámicas, en que las muestras se someten a los fluidos que se van a manejar durante la operación real, son preferibles a los datos generales de resistencia a la corrosión.

Las propiedades del metal establecen los límites físicos de funcionamiento en la válvula. Dentro de determinados valores, se puede trabajar con una presión más alta con sólo aumentar el espesor de pared del cuerpo y de la válvula en general. Sin embargo, se debe tener en cuenta que la presión permisible de trabajo para una válvula determinada se reduce con el aumento de temperatura. En la tabla I se presentan algunas limitaciones generales para el servicio, que se deben considerar como una guía aproximada.

Para cada clase de material enumerado en la tabla I hay muchas composiciones de aleación y técnicas de fabricación distintas y puede ser posible excederse de esos

límites en ciertas condiciones. Las presiones permisibles en los sistemas de tubería se determinan con la capacidad de las bridas. Las válvulas y sus bridas se fabrican con capacidades estándar para que concuerden con las bridas de tubo en el sistema.

Las bridas para tubo se fabrican de acuerdo con los códigos del American National Standards Institute (ANSI) que especifican la presión permisible de trabajo de una brida a la temperatura indicada. La presión permisible de trabajo es mayor que la del código ANSI con temperaturas menores a la especificada y más baja con temperaturas más altas. Se debe consultar la edición más reciente del Código ANSI B31.3 "Tubería para plantas químicas y refinerías de petróleo", para determinar si es adecuada para una aplicación particular.

Guarniciones (Interiores): Las aleaciones especiales son costosas y algunas son difíciles de producir debido a sus

Tabla I Límites típicos de temperatura y presión de diversos materiales de válvulas

Material	Límites típicos de temperatura		Límites típicos máximos de presión, psig
	Mín., °F	Máx., °F	
Aluminio	-325	400	300
Latón	-400	450	300
Bronce	-400	550	300
Hierro fundido	0	350	200
Acero fundido	-20	1 000	6 000
Hierro dúctil	-20	650	6 000
Acero forjado	-20	850	50 000
Acero al níquel	-150	1 100	50 000
Acero inoxidable 18-8	-325	1 600	50 000

propiedades físicas. Si se especifican para toda la válvula a fin de tener protección contra la corrosión y la erosión, el costo sería prohibitivo. Se pueden lograr ahorros si el cuerpo de la válvula es de un material de precio reducido y con resistencia razonable y con el empleo de las aleaciones costosas sólo en las superficies de asentamiento.

El problema de la erosión con temperaturas o presiones altas se puede resolver a veces con el empleo de válvulas de acero con guarniciones de aleación. La guarnición es un revestimiento depositado por soldadura en el metal base del disco, anillos de asiento en el cuerpo o vástago y está destinado a proteger la válvula en los puntos de máximo desgaste.

Hay válvulas disponibles con diversas aleaciones para las guarniciones que prolongan la duración cuando están hechas con metales base menos costosos. Por ejemplo, las condiciones muy severas, como en las plantas generadoras de vapor que funcionan a temperaturas muy altas, se pueden satisfacer con guarniciones de Stellite para válvulas de acero, pues la dureza Brinell 375 de esa aleación casi no se altera aunque esté al rojo. La Stellite para este servicio es aleación de cobalto-cromo-tungsteno de gran resistencia a la abrasión, pegadura y ludimiento. Las composiciones, usos y propiedades de la Stellite y muchos otros materiales se describen en la sección "Materiales de construcción" del *Manual del ingeniero químico* (Perry y Chilton, Libros McGraw-Hill de México).

Las guarniciones también protegen las superficies de asentamiento contra la corrosión cuando la contaminación de la corriente de proceso por una ligera pérdida del metal base del cuerpo es insignificante.

Materiales no metálicos. Hay varios tipos de válvulas hechas con una variedad de materiales no metálicos que permiten el manejo de fluidos que corroen muchos metales. Gran parte de los materiales no metálicos tienen buena resistencia a los productos químicos y características físicas satisfactorias. Las válvulas hechas con estos materiales tienen un costo razonable y son sustitutos adecuados de los metales en servicio corrosivo, pero a expensas de algunas de las ventajas de los metales pues necesitan soportes especiales, se rompen con facilidad y tienen límites bajos para temperatura y presión.

Se utilizan muchos plásticos para esta aplicación, que se venden con una marca registrada que no siempre indica su composición. Se han hecho aseveraciones engañosas de las propiedades de algunos plásticos y se deben obtener datos de pruebas antes de especificarlos. Algunos materiales comunes para válvulas son resinas de furano, vidrio, grafito impregnado, resinas fenólicas, poliolefinas, cloruro de polivinilo (PVC), porcelana y caucho.

Revestimientos. Los requisitos de servicio de las válvulas que necesitan el empleo de materiales costosos o no rígidos para resistencia a la corrosión o protección contra la contaminación, se pueden satisfacer con el revestimiento completo del interior de una válvula metálica con el material específico, a fin de que el fluido del proceso no haga contacto con el metal base del cuerpo. Algunas válvulas de este tipo son estándar y se pueden ordenar por número de catálogo, aunque el revestimiento se puede aplicar en una válvula dada. Algunos fabricantes tienen

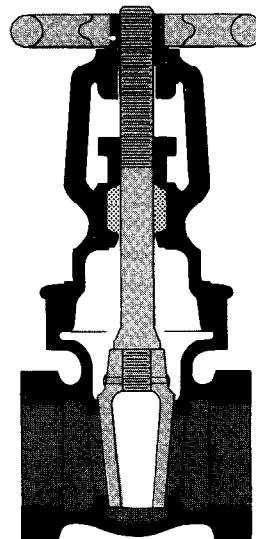


Fig. 2 Válvula de compuerta, disco macizo, vástago y yugo externos

válvulas estándar con revestimientos de Saran, Kynar, Teflón y poliolefinas.

Precauciones al especificar las válvulas

Debido a que las válvulas se utilizan para una extensa variedad de aplicaciones se utilizan demasiados "aditamentos" casi inútiles. Constantemente aparecen en el mercado nuevos modelos de válvulas para necesidades especiales y los servicios para los que están destinados abarcan parte de los de otros tipos de válvulas. Por tanto, el ingeniero se enfrenta a una creciente complejidad para la elección.

La selección de una válvula particular que podría haber sido la mejor ayer, quizá no lo sea hoy por la introducción de un diseño mejorado. Sin embargo, es el mismo problema con que se topa al seleccionar cualquier equipo y el ingeniero debe estar alerta para no elegir un nuevo tipo de válvula poco probado en lugar de otro que la experiencia y tiempo de uso en servicio similar indica que es satisfactoria. El nuevo modelo puede ser mejor, pero hasta que no lo compruebe, siempre hay el peligro de que su selección demore el arranque o cause futuros problemas en la planta.

Los factores económicos en la selección de una válvula van más allá de su costo original. Hay que tener en cuenta el mantenimiento y el costo de la pérdida de producción por la falla de la válvula o del paro del equipo para reemplazo, que pueden anular la diferencia en costo entre una válvula de calidad y otra de menor precio inicial.

SERVICIO DE PASO Y CIERRE

La mayor parte de las válvulas manuales en las plantas de procesos químicos están en servicio de paso y cierre. Los nombres generales de algunas válvulas en este servicio son:

Válvulas de cierre. Se aplica a válvulas que están normalmente abiertas para permitir flujo pleno, pero que se pueden cerrar para desviar el flujo para otra operación o para aislar un equipo para mantenimiento.

Válvulas para muestreo. Se emplean para extraer muestras de fluidos de los recipientes o las corrientes de proceso; suelen estar cerradas excepto al tomar las muestras.

Válvulas de respiración. Se suelen colocar en el punto más alto de una tubería, recipiente u otro equipo para permitir la descarga de vapores o gases y pueden estar abiertas durante el funcionamiento normal. Casi todos los sistemas necesitan, cuando menos, una válvula de respiración para expulsar al aire durante el arranque de la planta y para descargar los vapores del proceso antes de la inspección y mantenimiento.

Válvulas de drenaje. Están colocadas en un punto bajo en la tubería, recipiente u otro equipo para descargar los líquidos del sistema. En condiciones normales, están cerradas y sólo funcionan ocasionalmente. Casi todos los sistemas necesitan, cuando menos, una válvula de drenaje para eliminar el líquido de las pruebas hidrostáticas y para descargar los fluidos del proceso cuando ocurre el paro.

Válvulas de purga. Son pequeñas y se colocan en sistemas en donde se espera un cierre de cuando en cuando mientras están sometidos a presión. La válvula de purga permite desahogar con seguridad la presión en el sistema aislado con la descarga de vapores o líquidos antes de abrirlo para inspección o mantenimiento o para purgar un fluido antes de introducir otro.

Además, las válvulas de purga se suelen instalar entre dobles válvulas de cierre; se abren para evitar la mezcla de fluidos diferentes en dos sistemas separados por las dos válvulas de cierre colocadas en serie.

Válvulas de descarga. Son para la descarga rápida del fluido de un recipiente u otro equipo. Esta válvula se coloca en el punto bajo del equipo y es diferente a la válvula de drenaje, porque se emplea cuando hay urgencia de descargar el fluido. Por esta razón la válvula de descarga es de apertura rápida y de un tamaño para mayor volumen que la de drenaje.

Existen muchos diseños diferentes de válvulas para servicio de paso y cierre para los distintos fluidos de proceso y la gran variedad de condiciones de operación. Algunos de los tipos comerciales de ellas son:

Válvulas de compuerta

La válvula de compuerta es de flujo rectilíneo (Fig. 1a). La barrera al flujo es un disco o una represa en forma de cuña que se desliza en ángulo recto con el sentido del flujo y tiene asentamiento hermético en el cuerpo (Fig. 2). Cuando este tipo de válvula está parcialmente abierta, tiene una abertura en forma de media luna que cambia con gran rapidez su superficie con un ligero ajuste del volante, lo cual la hace indeseable para control parcial del flujo.

Esta designación se subdivide además para distinguir entre vástago elevable o no elevable, cuña maciza y disco doble, rosca interna y vástago con rosca externa, bo-

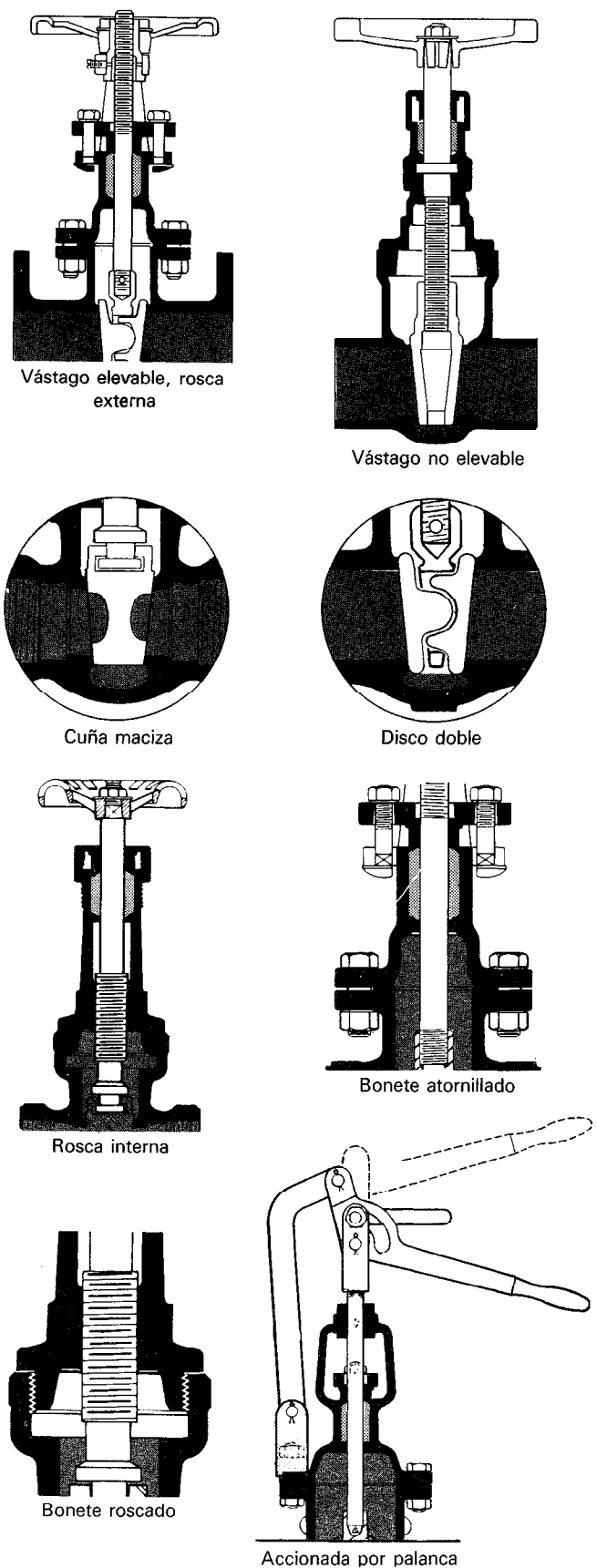


Fig. 3 Algunas de las muchas variantes de tornillos, bonetes y discos de válvulas de compuerta

nete atornillado o roscado, volante y palanca para accionar el vástago, etc. (Fig. 3).

Ventajas. El tipo de cierre es tal que el cuerpo de la válvula de compuerta es de perfil delgado comparado con otros tipos de válvulas, lo cual produce menor masa del cuerpo y un costo más bajo, en especial en las válvulas de tamaño mayor.

Su corta dimensión entre carga y cara permite instalarla en tubos con menor espacio que casi todas las otras válvulas.

El flujo rectilíneo y la zona para flujo pleno, que es de la misma configuración que la tubería, sólo agrega una caída de presión muy pequeña en la tubería.

No se requiere lubricante en la cara de las piezas móviles internas, con lo cual no hay riesgo de contaminar el fluido de proceso.

Desventajas. El asiento es parte integral del cuerpo y produce una cavidad que puede retener sólidos y evitar el cierre completo de la válvula. Por ello, las válvulas de compuerta que se suelen preferir para servicio limpio son indeseables para la mayor parte de las pastas fluidas.

Las fugas del fluido por el portaempaquetadura son un problema inherente en estas válvulas que las hace indeseables en servicios con materiales muy tóxicos o inflamables. El problema con la empaquetadura se hace más serio cuando aumentan la temperatura o la presión.

Estas válvulas no se pueden utilizar cuando se requiere modulación del flujo. Para el momento en que la válvula está abierta entre 5% y 10%, el flujo ya es el 85% al 95% del que hay con apertura total. La velocidad en la apertura en forma de media luna abierta 5% a 10% es muy alta y el disco no está diseñado para resistir la fuerza erosiva resultante.

Válvulas de macho

La válvula de macho es de flujo rectilíneo (Fig. 3). En el conducto para flujo está colocado un macho cónico con

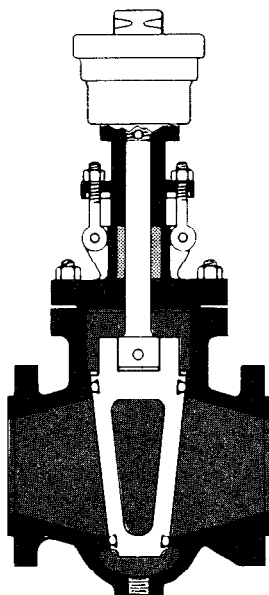


Fig. 4 Válvula de macho en posición cerrada

una abertura de fundición o taladrada (Fig. 4). Un giro de 90° ($\frac{1}{4}$ de vuelta) del macho abre o cierra el conducto. Esta válvula es de construcción sencilla y una de las más antiguas que se conocen. La abertura del macho puede ser de cualquier tamaño o configuración. Puede ser circular y tener superficie de flujo pleno igual que la de la tubería. Pero también se puede lograr esa misma superficie para flujo si el macho tiene una ranura de mayor profundidad que el diámetro interior del tubo, con lo que se reducen el diámetro del macho y el costo de la válvula.

El macho puede tener cortes o aberturas de otro tipo para permitir tres o cuatro conexiones con la tubería y una gran variedad de combinaciones de flujo. Muchas válvulas de macho se lubrican con grasa especial, que se aplica a presión por la parte superior del macho y por las ranuras para lubricante hasta la parte inferior, con lo cual las caras del macho y del asiento frotran contra la grasa con cada giro del macho.

Ventajas. La válvula de macho tiene pocas piezas y es de mantenimiento sencillo.

La apertura o cierre totales se logran con $\frac{1}{4}$ de vuelta del macho. Las válvulas pequeñas se accionan con una palanca o con una llave de tuercas que se giran en un arco de 90°, con lo que son de apertura rápida.

El flujo es aerodinámico y aumenta muy poco la caída de presión en la tubería.

Debido a que el asiento no permite que se acumulen sólidos que traben el macho, son útiles para servicio con pastas fluidas, con líquidos y vapores.

Desventajas. Se puede arrastrar el lubricante de la cara del macho y contaminar la corriente del proceso.

Aunque hay muchos lubricantes disponibles, algunos fluidos de proceso de muy baja lubricidad disuelven con rapidez el lubricante y permiten que el macho se pegue y se raye. La válvula de macho con camisa de Teflón, que no requiere lubricante, puede eliminar este problema.

Una parte del líquido de proceso queda atrapada en el conducto en el macho cada vez que se cierra la válvula; además, ocurre contaminación del fluido de proceso con machos de orificios múltiples.

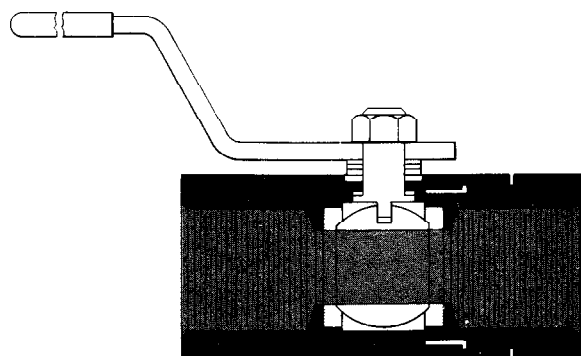


Fig. 5 Válvula de bola pequeña, accionada por palanca, abierta del todo

Válvulas de bola

La válvula de bola es una modificación de la válvula de macho. El flujo se regula con la rotación de un elemento esférico o bola en lugar de un macho cónico y el conducto en la esfera es de la misma forma y superficie seccional que la tubería (Fig. 5). Están disponibles en una gran variedad de materiales.

Ventajas. La válvula de bola tiene pocas piezas y es de mantenimiento sencillo.

La apertura o cierre totales se obtienen con $\frac{1}{4}$ de vuelta de la bola.

El flujo en la tubería no tiene interrupción y la válvula aumenta muy poco la caída de presión en el sistema.

Esta válvula es muy adecuada para servicio con pastas fluidas y sólidos fluidificados.

Desventajas. La dimensión total de cara a cara es mayor que en casi todos los demás tipos de válvulas y requiere más espacio en el sistema de tubería.

Una parte del fluido de proceso queda atrapado en el conducto cada vez que se cierra la válvula.

La configuración del conducto lo hace impráctico para diseño de orificios múltiples, salvo que la válvula sea de menor tamaño que el de la tubería o se pongan reductores.

Válvulas para tanques con fondo plano

Esta válvula es para controlar el flujo de un líquido o pasta fluida desde el fondo de un recipiente. Se distin-

gue en que cierra al ras con el fondo del tanque, por lo cual no se retienen sólidos en el cuerpo de la válvula (Fig. 6).

Esta válvula es apta para conectarla directamente en la salida del fondo de un tanque y su asiento se encuentra dentro de la boquilla de salida del tanque. La barrera al flujo es un macho cónico que se mueve en sentido vertical con un husillo o vástago a lo largo del eje del tapón. La salida descarga a 45° de la vertical. El husillo penetra en la pared en el lado de salida de la válvula y tiene una empaquetadura. El husillo se puede mover con un tornillo, pistón o palanca y el macho puede abrir dentro del tanque o del cuerpo de la válvula.

Ventajas. Cada vez que se acciona la válvula se obtiene la descarga completa del material que pasa por ella.

La válvula para fondo de tanque permite descargar todo el recipiente si se coloca en el centro de la cabeza cóncava.

Se puede lograr la mezcla completa del contenido del recipiente porque no hay cavidad para estancamiento en la boquilla de salida.

No se necesita lubricante para las piezas internas, con lo cual no hay peligro de contaminación del fluido de proceso.

Desventajas. Hay que dejar una distancia considerable debajo del fondo del tanque, para instalar y accionar la válvula.

No hay normas para estas válvulas. Cada fabricante tiene su propio diseño con dimensiones similares a las de sus competidores.

Válvula Strahman para muestreo

La válvula Strahman para muestreo es similar a la válvula para fondo de tanque, excepto que el cierre es con un pistón o varilla en lugar de un macho (Fig. 7). La válvula abre al retraer el pistón en el cuerpo por medio de una manivela o un cilindro neumático. Se utilizan dos anillos selladores de Teflón, uno encima y otro debajo del orificio de descarga. Esta válvula se suele instalar en posición vertical para permitir el drenaje completo del cuerpo. La instalación sólo requiere soldar un medio cople configurado de $\frac{3}{4}$ in en el recipiente o tubería en la posición deseada y atornillar la válvula en el cople.

Ventajas. Se asegura el libre flujo de una muestra porque el pistón ocupa todo el interior de la válvula cuando está en posición cerrada y es imposible la acumulación de sólidos u otros materiales que produzcan obstrucciones.

La conexión para muestreo produce un mínimo de turbulencia en la tubería del proceso, porque el extremo del pistón está al ras con el interior del tubo o recipiente.

La válvula Strahman para muestreo se puede emplear con pastas fluidas y líquidos.

Desventajas. El sellamiento de la válvula depende de un anillo de Teflón a través del cual se avanza y retrae el pistón. Las fugas por este sello deslizante son posibles y es necesario mantener sólo la compresión precisa en el prensaempaquetadura. Si hay demasiada compresión, el Teflón fluiría hacia dentro y evitará el paso del pistón.

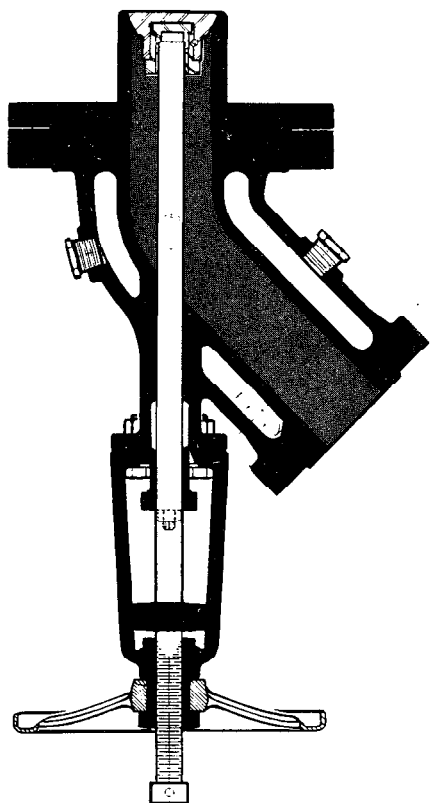


Fig. 6 Válvula con camisa para fondo de tanque

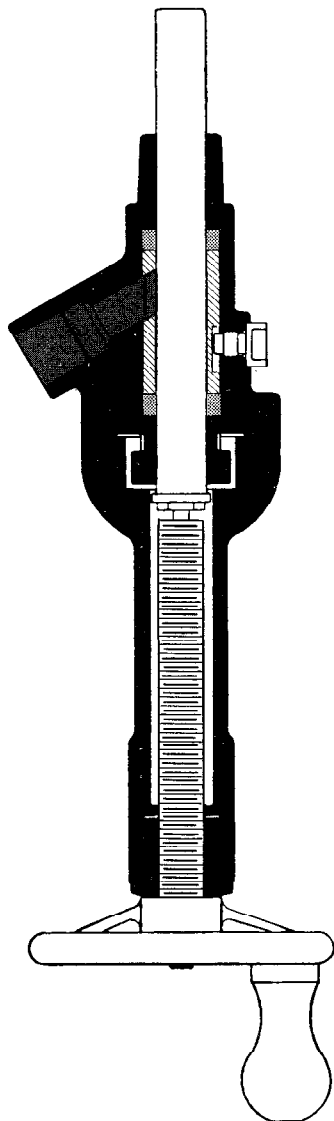


Fig. 7 Válvula manual para muestreo

La apertura y cierre de la válvula requieren una carrera un tanto larga del pistón y por ello el modelo accionado con manivela será de apertura y cierre lentos.

SERVICIO DE MODULACIÓN DE FLUJO

La mayor parte de las operaciones de un proceso que requieren variación cuantitativa continua en el flujo de fluido cuentan con válvulas de control. El accionamiento se ordena con una señal eléctrica o neumática desde un detector que mide la presión, temperatura, nivel de líquido, gasto o cantidad similar. Los aparatos mecánicos para la regulación automática del flujo, por lo general, funcionan mejor en trabajo continuo que un operador humano. Esto permite al operador efectuar funciones menos tediosas y observar el funcionamiento general del proceso.

Aunque los aparatos para el control automático del flujo pueden tener un costo de operación más bajo que el

salario de una persona, tienen un precio inicial muy elevado y requieren inspecciones y mantenimiento frecuentes. Sin embargo, en muchas operaciones de control de flujo en una refinería o una planta de productos químicos requieren ajustes poco frecuentes en el flujo, quizá sólo se utilicen por corto tiempo y no justifican el costo de instalación de válvulas de control automáticas. En estos casos, la selección adecuada es una válvula manual.

En donde se requieren aparatos automáticos para el control del flujo deben seguir funcionando mientras la válvula de control está fuera de servicio para mantenimiento. Para proteger el proceso contra un paro en esos momentos, se provee una válvula estranguladora manual de algún tipo en una tubería de derivación alrededor de la válvula de control y de sus válvulas de cierre, lo cual permite aislar y reparar la válvula de control. A una válvula manual en este servicio se la llama de derivación (*bypass*) y debe poder controlar el flujo de fluido en la gama de requisitos del proceso.

Hay varios tipos diferentes de válvulas moduladoras de flujo para los requisitos específicos de diversas situaciones del proceso. Algunas de las válvulas de este tipo disponibles en el comercio son:

Válvulas de globo

Las válvulas de globo reciben ese nombre por la configuración del cuerpo (Fig. 8). El flujo en esta válvula se dirige hacia arriba o abajo por una abertura circular en el laberinto (Fig. 1c) que se puede cerrar, ya sea al mover un disco reemplazable contra un asiento plano o al introducir un macho metálico cónico en un asiento cónico (Fig. 9).

Cuando se utiliza el macho, éste tiene diferente conicidad que el asiento para tener contacto lineal para sellar. El vástago tiene una empaquetadura.

Las válvulas de globo están disponibles con diversas construcciones. El vástago puede ser elevable o sólo gi-

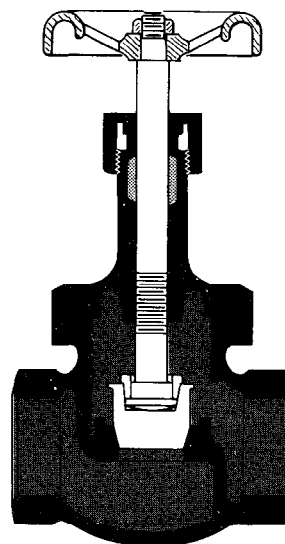


Fig. 8 Válvula de globo con macho, con vástago elevable

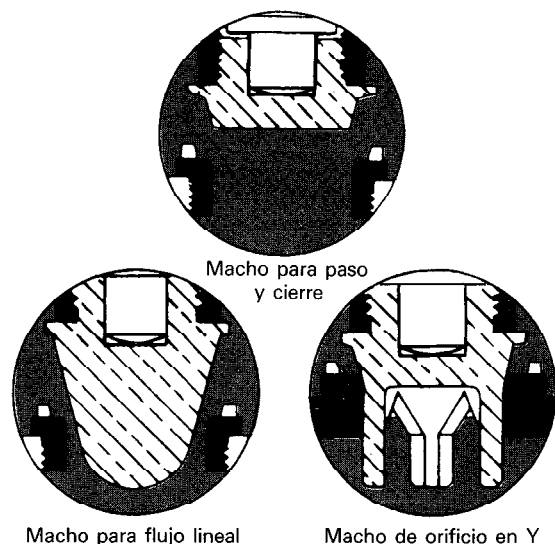


Fig. 9 Algunos de los machos y asientos disponibles para las válvulas de globo

rar cuando se abre la válvula; las roscas de tornillo en el vástago pueden estar dentro o fuera de la zona de presión, el asiento puede ser permanente o reemplazable y la válvula se puede accionar con cierta carrera de una manija o varias vueltas de un volante, etc. La válvula de globo de orificio en V es un diseño especial en que se emplean un macho cilíndrico con muescas en V por las cuales circula el fluido (Fig. 9c). Esta válvula produce buen control con bajos volúmenes de flujo.

Ventajas. La válvula de globo es excelente para regular el flujo en la gama desde moderado hasta flujo pleno.

La válvula de globo de disco o de macho produce buen cierre.

Las válvulas de globo destinadas para apertura y cierre permiten cambiar la empaquetadura del vástago en servicio, con la válvula totalmente abierta.

Desventajas. La configuración en laberinto de estas válvulas requiere que el flujo cambie de dirección varias veces dentro del cuerpo, lo cual aumenta mucho la caída de presión en la tubería.

El asiento se daña con facilidad con los sólidos atrapados entre el macho o el disco y el asiento. Por ello, se prefieren estas válvulas para servicio con materiales limpios. Sin embargo, incluso en este caso, muchas veces ocurren daños al arranque de la planta antes de poder lavar las tuberías para eliminar incrustaciones y otros cuerpos extraños.

Válvulas en ángulo

Las válvulas en ángulo son una modificación de las válvulas de globo y funcionan con los mismos principios, pero la salida está en ángulo con la entrada (Fig. 10). Esto permite un cuerpo de construcción más sencillo y menos voluminoso que el de la válvula de globo.

Ventajas. La válvula en ángulo tiene las mismas características de control de flujo que la de globo.

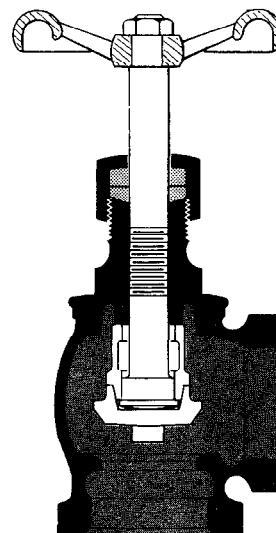


Fig. 10 La válvula en ángulo, una forma especial de la válvula de globo

El costo de la válvula en ángulo suele ser menor que el de una de globo de tamaño y capacidad similares.

La caída de presión, con una apertura comparable, es menor en la válvula de ángulo que en la de globo.

El empleo de la válvula en ángulo puede eliminar una conexión cuando se necesita un cambio de 90° en el sentido de la tubería.

Desventajas. La tubería es demasiado complicada cuando no se desea un cambio en el sentido de flujo.

El asiento de la válvula en ángulo se daña con la misma facilidad que el de una de globo.

La manija sólo puede estar en una posición con respecto a la tubería.

Válvulas en Y

Estas válvulas se llaman así porque la forma de su cuerpo es similar a una Y (Fig. 11). El cierre y el funcionamiento son similares a los de una válvula de globo. El fluido entra por un extremo del cuerpo y sale por el lado opuesto de la válvula, pero circula en el mismo sentido. El disco o macho asientan en contra del flujo y el vástago sobresale a 45° del eje de la tubería en que está la válvula. En la válvula en Y son posibles las mismas variantes que en las de globo.

Ventajas. La válvula en Y tiene el mismo grado de buen control del flujo que la de globo.

El disco o el macho producen buen cierre.

Las válvulas destinadas para apertura permiten cambiar la empaquetadura del vástago con la válvula funcionando en su posición de máxima apertura.

La caída de presión es mucho menor que en una de globo con apertura comparable.

Cuando la válvula está abierta se puede ver el interior, por lo cual es posible limpiarlo con varillas o escobillones y es satisfactoria para servicio con pastas fluidas no abrasivas.

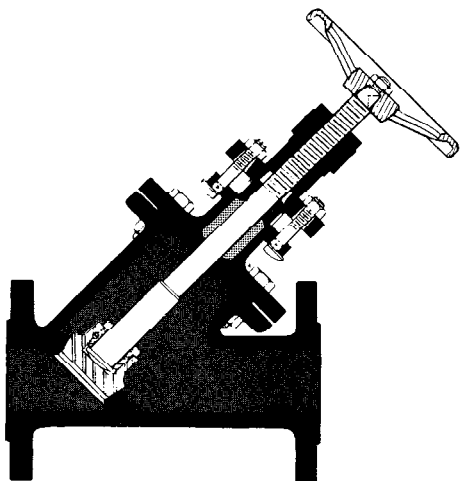


Fig. 11 La válvula de globo en Y permite flujo rectilíneo

Desventajas. El asiento se daña con facilidad con materiales abrasivos.

Válvulas de aguja

La válvula de aguja es un tipo especial de la válvula de globo con macho en donde éste es una aguja delgada y cónica que asienta en un orificio pequeño de diferente conicidad (Fig. 12). El cuerpo puede ser convencional de globo o en ángulo. Otras características de diseño son similares a las de la válvula de globo.

Ventajas. La válvula de aguja está especialmente adaptada para un control muy preciso de bajos volúmenes de flujo.

Igual que la válvula de globo, el diseño de apertura permite reemplazar la empaquetadura con la válvula en funcionamiento y totalmente abierta.

La válvula de aguja produce buen cierre en servicio con materiales limpios.

Desventajas. La caída de presión en estas válvulas es considerable.

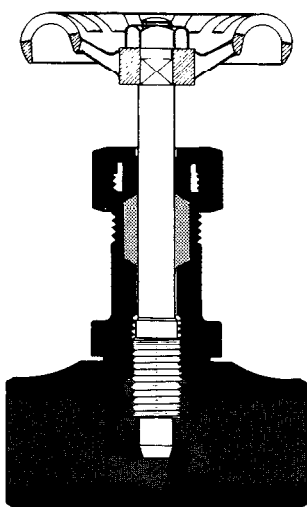


Fig. 12 La válvula de aguja es para control preciso

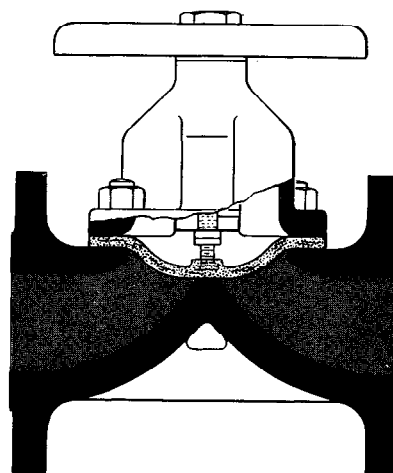


Fig. 13 Una válvula de diafragma tipo Saunders

El anillo para flujo se obstruye con facilidad con partículas de sólidos.

Válvulas de diafragma

La válvula de diafragma consiste en un cuerpo con flujo rectilíneo que puede o no estar interrumpido por un vertedero transversal. El cierre de la válvula se efectúa al oprimir un diafragma flexible contra la pared interna del cuerpo o contra el vertedero transversal.

El diafragma sella entre el cuerpo y el vástago y el compresor en forma de galleta, por lo cual la válvula es a prueba de fugas.

La válvula original de este tipo se llamó válvula Saunders, por su inventor. Tiene un vertedero transversal configurado y sólo requiere un pequeño movimiento del diafragma para abrir o cerrar (Fig. 13).

Ventaja. Es a prueba de fugas y no requiere empaquetadura.

Desventajas. No es adecuada para funcionamiento con altas presiones.

El control del flujo no es bueno con volúmenes muy bajos.

Válvulas flexibles

Una válvula flexible consiste en una manguera o tubo flexible y algún tipo de opresor para comprimir y aplanar el tubo para cerrar la válvula (Fig. 14). La forma más sencilla es el gancho opresor con resorte. El opresor se puede obtener en muy diversas formas según los requisitos de funcionamiento. La abrazadera de tornillo es la que permite un control más exacto, pero también se utilizan cuñas, rodillos y palancas. Una reciente adición a esta clase de válvulas es la llamada válvula de manguito o camisa en la cual se emplea presión hidráulica o neumática para aplanar la sección de tubo o manguera alojada en un cuerpo de acero dividido o partido en sentido horizontal.

Ventajas. La válvula flexible es a prueba de fugas y no requiere empaquetadura.

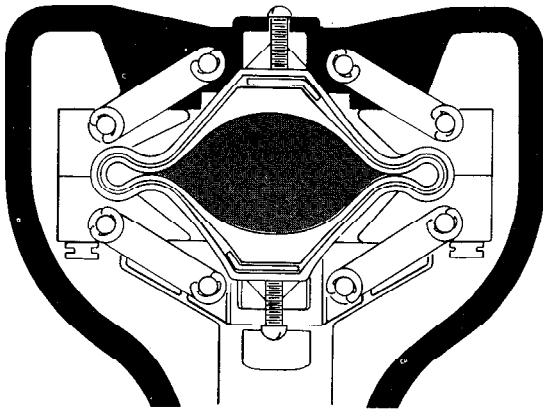


Fig. 14 Una válvula flexible que incluye un tubo preformado

El flujo es aerodinámico y la válvula produce una insignificante caída de presión en el sistema.

Se requiere muy poco espacio para su instalación.

Hay buen control para flujo desde moderado hasta total.

Esta válvula es adecuada en particular para sistemas en que se emplean mangueras de caucho. Es casi la única válvula que se puede emplear con corrientes de líquidos y pastas fluidas que tienden a depositar incrustaciones en las paredes de las mangueras con gran rapidez.

Desventajas. El material de la manguera limita la temperatura permisible de funcionamiento.

La válvula flexible no es adecuada para altas presiones.

El control de flujo no es muy bueno con bajos volúmenes.

Para servicio con vacío se necesita manguera de pared gruesa, que es más costosa.

La manguera tiende a debilitarse en el punto de compresión.

Válvulas de discos de laberinto

La válvula de discos de laberinto está diseñada para producir una gran caída de presión en un laberinto (Fig. 15). [Véase también pág. 213.] Este tipo de válvula está disponible con cuerpo en ángulo o con flujo rectilíneo. El elemento de control del flujo es una pila de discos con laberintos de flujo radial hacia fuera. La válvula se puede diseñar para una expansión uniforme del fluido del proceso. El vástago mueve un macho o tapón elevable para descubrir en secuencia las entradas a los laberintos a fin de que aumente el flujo. Esta válvula se puede accionar con un pistón o un diafragma.

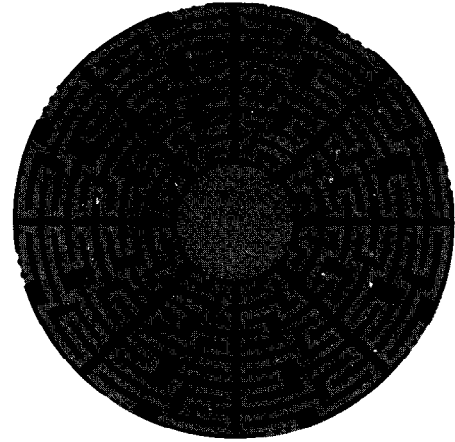
Ventajas. La válvula de discos de laberinto es útil para reducir presiones con urea, agua caliente y otros líquidos que vaporizan.

Sus características de estrangulación son buenas.

Producen poca intensidad de ruido.

Hay cierre hermético.

El asiento y el macho tienen larga duración.



Un disco de la pila

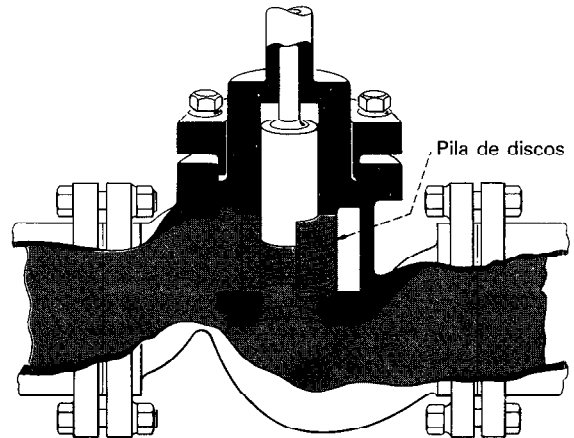


Fig. 15 Válvula de discos múltiples y uno de los discos en laberinto

Desventajas. Sólo se puede utilizar cuando se permite una gran caída de presión.

Este tipo de válvula es costoso.

Válvulas de mariposa

La válvula de mariposa es del tipo de flujo rectilíneo. La barrera al flujo es un disco oscilante que gira sobre un eje transversal central y se acciona con la rotación del eje (Fig. 16). El disco se asienta en las paredes del cuerpo de la válvula; la rotación del eje se logra por medio de una palanca, engranes cónicos o engranes de sinfín o rectos; el sello del eje es con una empaquetadura. Estas válvulas se utilizan, en general, para control de gases. En ocasiones se emplean dos válvulas que funcionan en paralelo con líquidos o gases para proveer al control de temperatura con una derivación alrededor de un intercambiador de calor.

Ventajas. La válvula de mariposa aumenta muy poco la caída de presión en el sistema de tubería.

El cuerpo de la válvula es muy corto en comparación con otros y requiere poco espacio en la tubería.

Se puede lograr un control moderado del flujo con la válvula en posiciones desde cerrada hasta unos 60° de apertura.

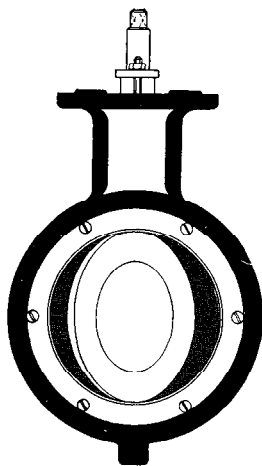


Fig. 16 Válvula de mariposa en posición parcialmente abierta

Estas válvulas se pueden diseñar para cierre hermético. Sin embargo, hay alrededor de 2% si no tiene asiento blando.

Desventajas. La válvula de mariposa no es satisfactoria para control preciso del flujo.

Los sólidos entorpecen el funcionamiento del disco; las corrientes de gas o líquido que tienden a formar incrustaciones pueden inutilizar pronto la válvula.

VÁLVULAS DE FLUJO UNIDIRECCIONAL

Su nombre común es válvulas de retención (*check*). Su finalidad es permitir flujo sin limitaciones en un sentido y restringirlo en el sentido opuesto. Hay diversos tipos para requisitos específicos de funcionamiento y cada uno se identifica por su denominación.

Algunos usos de las válvulas de retención son:

1. La descarga de una bomba centrífuga tiene una válvula de retención para impedir el retroceso del líquido en la bomba cuando está parada, para que el impulsor no gire en sentido opuesto.

2. Las válvulas de retención se instalan para servicios separados conectados con un sistema común, para evitar flujo inverso hacia las tuberías de cada material e impedir la contaminación.

3. Las válvulas de retención se utilizan, a veces, para evitar que un aumento súbito de presión en un sistema someta a los servicios de presión más baja conectados con el mismo a una presión superior a sus límites de diseño.

Los tipos específicos de válvulas de retención de uso común en las refinerías y plantas de productos químicos son:

Válvula de retención de bisagra

La válvula de retención de bisagra o columpio es de flujo rectilíneo y tiene un asiento en el cual descansa un disco cuando no hay flujo. Un brazo conectado con el disco lo soporta desde un pasador colocado en la parte superior del cuerpo de la válvula (o en el tapón lateral) que permite abrir la válvula para inspección y manteni-

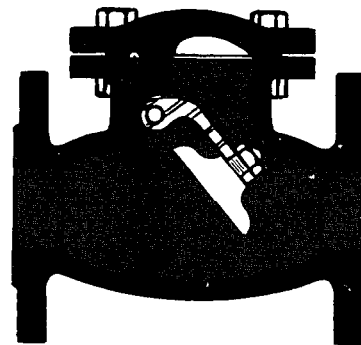


Fig. 17 Una válvula de retención de bisagra, típica

miento; el pasador de soporte es la bisagra en la cual gira el disco libremente para descubrir el conducto de flujo cuando se aplica presión en su lado de corriente arriba (Fig. 17).

La inversión del flujo aplica presión en el lado de corriente abajo del disco y lo empuja contra su asiento para cortar el paso. Cuanto mayor sea la presión corriente abajo, mayor será la fuerza con que cierre el disco. Estas válvulas están destinadas para flujo horizontal, pero también se pueden utilizar para flujo vertical ascendente.

Ventajas. La válvula de retención de bisagra es sencilla y de mantenimiento fácil.

Se puede utilizar en servicio con líquido o vapores.

En servicio con materiales limpios impide un flujo inverso de cierta consideración.

Cuando es necesario, se puede limpiar con facilidad por el cierre lateral.

Desventajas. La válvula de retención de bisagra no asegura cierre hermético y si hay escurrimiento en sentido inverso se puede contaminar el fluido de corriente arriba.

Dado que su funcionamiento depende de que el asiento y el disco estén limpios, no es adecuada para servicio con pastas fluidas.

Se destinan, en general, para flujo horizontal; si se utilizan en posición vertical aumentarán la caída de presión en el sistema.

Una inversión súbita del flujo hace que el disco golpee contra el asiento y que se produzca un severo golpe de ariete.

Válvulas horizontales de retención

Las válvulas horizontales de retención son para tuberías horizontales o verticales con flujo ascendente. El cuerpo de la válvula para flujo horizontal es similar al de una válvula de globo (Fig. 18). El cuerpo de la válvula para flujo vertical ascendente es similar al de la válvula de ángulo, excepto que el líquido sale por la parte superior en lugar de por un lado de la válvula. La barrera es un disco de libre movimiento con un vástago que se mueve dentro de una guía sujeta al cuerpo o cierre lateral de la válvula. El disco cae a su asiento por gravedad y se abre por la presión en el lado de corriente arriba. La inversión del flujo empuja al disco contra el asiento.

Ventajas. El disco no tiene bisagra que pueda ocasionar una falla mecánica.

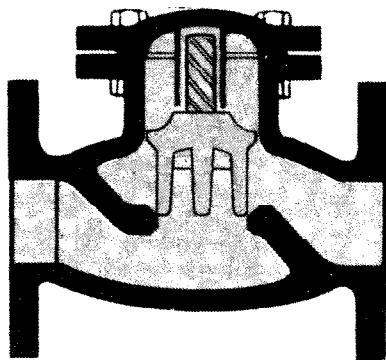


Fig. 18 La válvula horizontal de retención tiene un cuerpo similar al de la válvula de globo

El cierre lateral permite fácil acceso para inspección y mantenimiento.

El disco se puede cambiar con facilidad.

La cavidad de guía detrás del vástago ayuda a amortiguar el movimiento del disco cuando abre la válvula.

Desventajas. La válvula horizontal de retención no asegura un cierre hermético.

No es satisfactoria para materiales sucios o viscosos.

Los fluidos formadores de gomas o "carbonización" pueden hacer que el vástago se pegue en la guía.

Válvulas de retención de bola

La válvula de retención de bola es similar en diseño a la válvula horizontal, excepto que en lugar del disco se suele utilizar una esfera metálica maciza (Fig. 19). Se emplea una guía para limitar el movimiento de la bola y volverla a su asiento. Las válvulas de bola son para flujo horizontal, vertical o vertical con entrada por la parte inferior y descarga lateral. Las bombas reciprocantes suelen tener válvulas de bola en los orificios de entrada y salida para controlar el flujo de entrada y salida del cilindro.

Ventajas. Las válvulas de retención de bola son de construcción fuerte y pueden resistir un accionamiento repetido o cíclico.

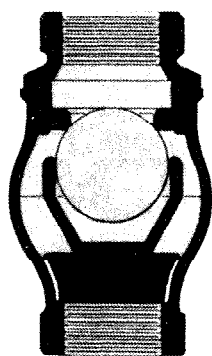


Fig. 19 Válvula de retención de bola para flujo ascendente

La bola, que es bastante pesada, tiene asentamiento confiable en servicio con materiales limpios.

La bola gira dentro del fluido que circula, por lo cual cada vez descansa una parte distinta de ella en el asiento, a fin de distribuir el desgaste.

Desventajas. La válvula de retención de bola no produce cierre hermético.

El servicio está limitado a fluidos limpios.

Esta válvula aumenta mucho la caída de presión en el sistema de tubería.

Si se utiliza esta válvula con un líquido de baja viscosidad puede ocurrir un severo golpe de ariete.

Válvula de pie

La válvula de pie es un tipo especial de válvula de retención horizontal que se utiliza en el tubo de succión de una bomba de sumidero para evitar flujo inverso y pérdida de succión. Esta válvula es para flujo ascendente y se conecta en el extremo inferior del tubo de succión de la bomba. Se utiliza un colador desmontable en el lado inferior o de entrada de la válvula para que no pasen cuerpos extraños a la bomba.

Ventajas. La válvula de pie impide la pérdida de succión en la bomba mientras el nivel del líquido esté más arriba que la entrada a la válvula.

Al no haber flujo inverso, se impide la contaminación del líquido en el depósito o cisterna.

Desventajas. La válvula de pie aumenta la resistencia en la succión de la bomba y reduce la carga positiva neta de succión disponible ($(NPSH)_A$).

Válvulas de retención restringidas

Hay muchos tipos de válvulas de restricción restringidas para aplicaciones específicas y la mayor parte están bajo carga de resorte, aunque en algunos tipos se emplean pesos o cilindros de restricción del fluido (Fig. 20), que se utilizan en las válvulas horizontales. La finalidad de la restricción de una válvula de retención de cualquier tipo es evitar el golpe de ariete durante la apertura y el cierre.

Ventajas. La válvula de retención restringida disminuye el golpe de ariete cuando actúa.

Se pueden diseñar para funcionar con una presión diferencial preestablecida en ellas.

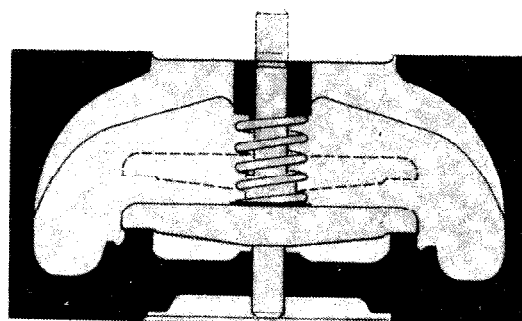


Fig. 20 La válvula de bola restringida tiene un resorte que ayuda a reducir el golpe de ariete

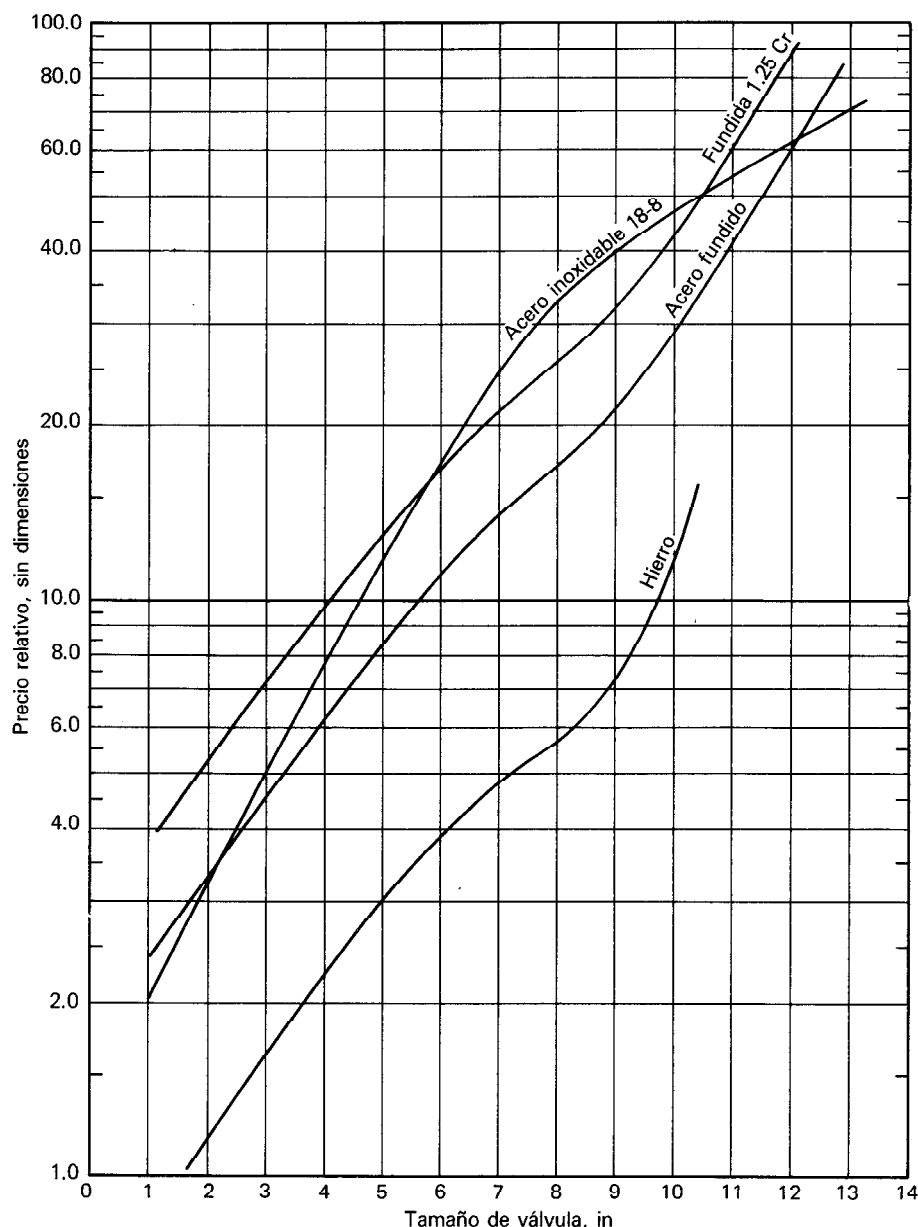


Fig. 21 Precios relativos de válvulas de globo para 150 psi, vástago y jugo externo, bonete atornillado y asiento reemplazable (1982)

Desventajas. La corrosión o fatiga de los resortes pueden ocasionar falla de la válvula.

Los componentes para restricción aumentan la caída de presión.

Válvulas de retención de disco dividido

Algunos fabricantes ofrecen una válvula de retención horizontal muy delgada, llamada también de cuerpo de obla, en la que la parte móvil de la válvula son dos discos divididos embisagrados en el centro.

Ventajas. Esta válvula es sencilla y el mantenimiento es fácil.

Se puede utilizar en servicio con líquidos o vapores.

Es ligera de peso, delgada y se instala entre dos bridas de tubo con un solo juego de tornillos.

El cierre del disco es con carga de resorte para evitar la inversión del flujo cuando se interrumpa el flujo.

Se puede instalar en posición horizontal o vertical.

Desventajas. El funcionamiento depende de que el asiento y el disco estén limpios, por lo cual no se puede utilizar para servicio con pastas aguadas.

El accionamiento con resorte aumenta la caída de presión en el sistema.

Esta válvula no asegura un cierre hermético.

La inversión súbita del flujo hace que el disco choque contra el asiento y se produzca golpe de ariete.

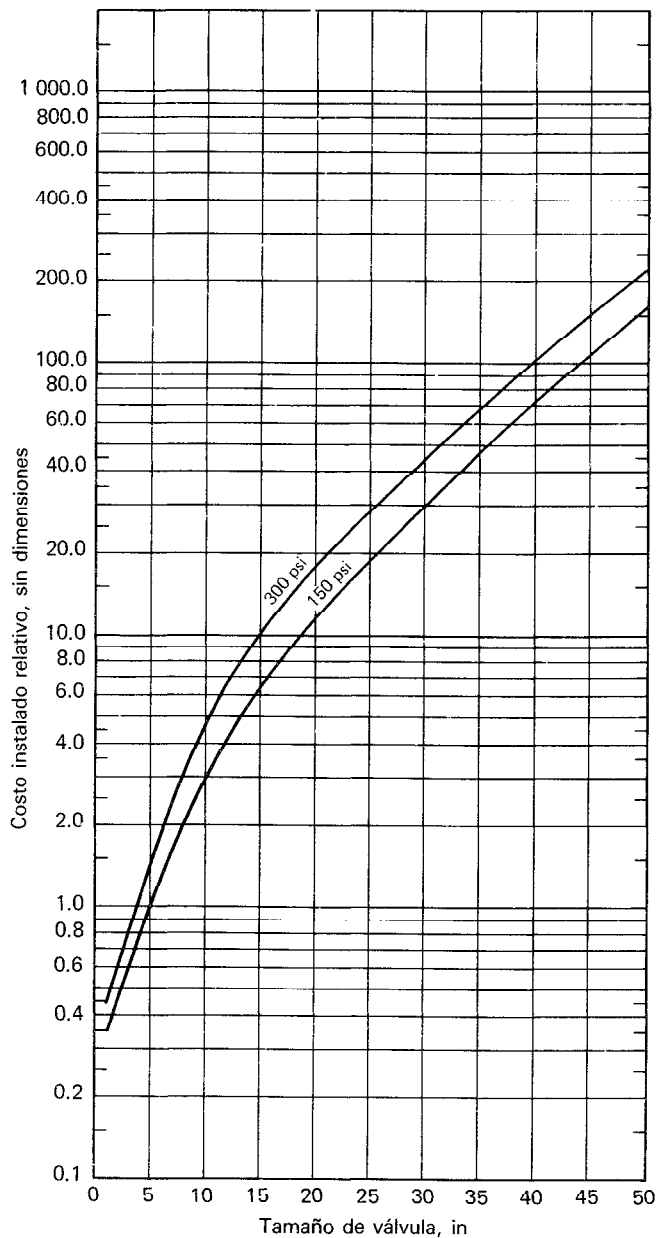


Fig. 22 Costos instalados relativos de válvulas de compuerta de acero al carbono para 150 y 300 psi, con guarniciones estándar (1982)

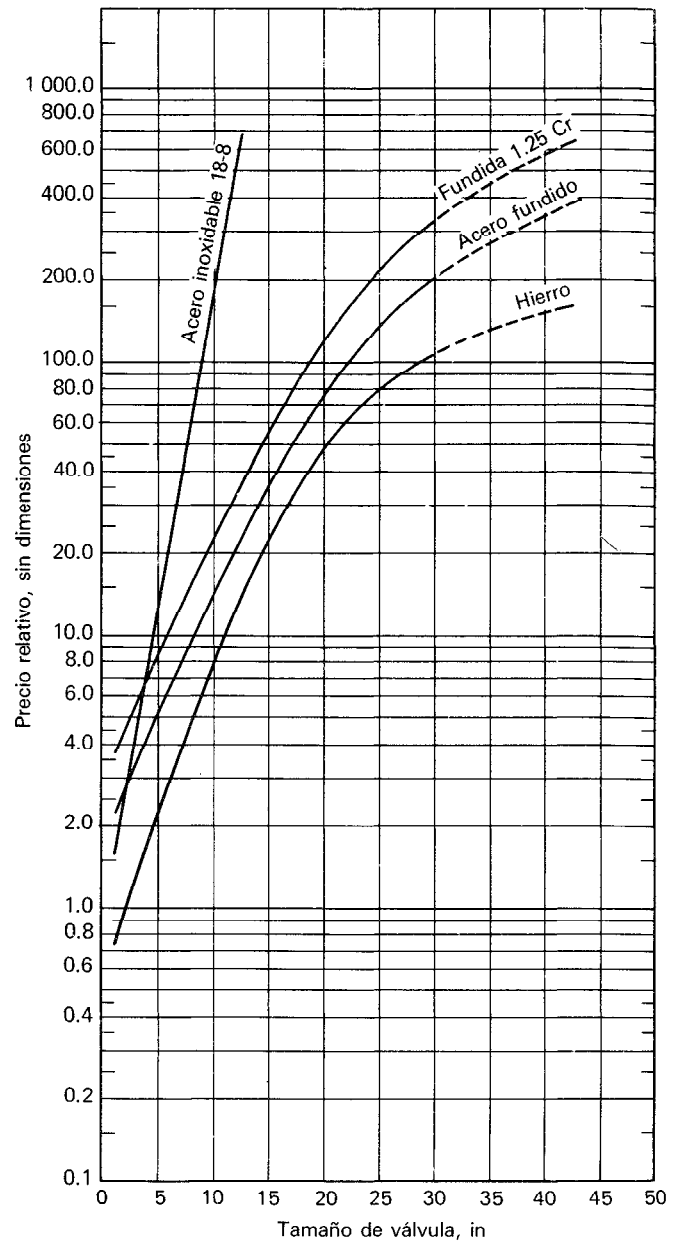


Fig. 23 Costos no instalados, relativos, de válvulas de compuerta para 150 psi, extremos con brida, discos de cuña, vástagos elevables

CONSIDERACIONES GENERALES DE COSTOS

El precio de una válvula para un servicio específico depende de factores que incluyen tamaño, tipo de válvula, material de construcción, capacidad nominal de las bridas y tipos de conexiones.

Otros aspectos que influyen en el costo son los requisitos de calidad y funcionamiento comprobado, tiempo para entrega y descuentos por volumen; éstos pueden ser considerables, lo cual hace deseable reducir al mínimo el número de tipos y tamaños de válvulas utilizados en una obra. Sin embargo, el ingeniero debe tener presente

que no se puede hacer un pedido que incluya la totalidad de las válvulas para obtener el descuento. Las condiciones y servicios de proceso que requieren materiales especiales se deben evaluar por separado, según se necesite.

Las válvulas son costosas y representan entre 3% y 4% del costo de la planta. El ingeniero debe aplicar un buen juicio para la instalación de las válvulas y no utilizarlas en forma indiscriminada. Siempre es bueno hacerse la pregunta: "¿Es necesaria esta válvula para el funcionamiento seguro de la planta?" Sin embargo, en algunos casos el usuario puede solicitar la instalación de válvulas

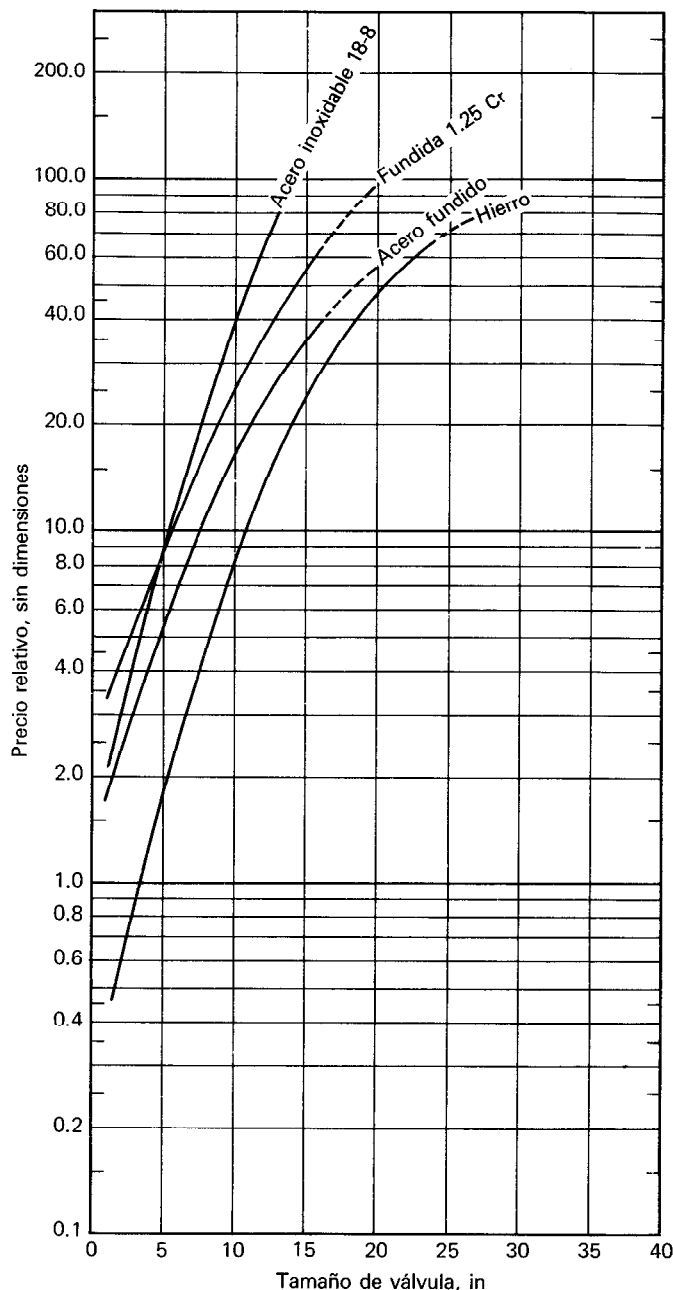


Fig. 24 Costos relativos de válvulas horizontales de retención para 150 psi, con disco dividido

adicionales para conveniencia de los operarios en donde su uso no es estrictamente indispensable para operación, mantenimiento o seguridad.

Costo relativo. En algunos países, la industria de las válvulas y las compañías constructoras a las que sirven, trabajan por temporadas y tienen mucha competencia. Los precios cotizados sólo se sostienen durante cierto tiempo. Los precios pueden variar en cualquier momento y tener fuertes alzas; el ingeniero siempre debe confirmar con su departamento de compras el precio vigente.

Con esa advertencia, las gráficas de las figuras 21 a 24 muestran el efecto sobre el costo relativo de las válvulas de factores, como la capacidad de presión, tipo y material de construcción de diversos tamaños de válvulas. En las figuras 22 y 23 se hace una comparación del precio con la válvula instalada o sin instalar.

Agradecimientos y créditos de las ilustraciones

Las siguientes empresas suministraron material para este artículo. Los números de figura entre paréntesis son de las ilustraciones suministradas por esa empresa.

Andale Co.; Combination Pump Valve Co. (Fig. 20); Condec Corp.; Crane Co. (Figs. 2, 8, 10); The Duriron Co. (Fig. 13); Garlock Valves and Industrial Plastics Div., of Colt Industries; Jamesbury Corp.; Jenkins Bros. (Fig. 19); Mark Controls Corp.; Posi-Seal International, Inc. (Fig. 26); The Wm. Powell Co. (Figs. 1, 9); Resistoflex Corp. (Fig. 14); Robbins & Myers, Inc.; Stockham Valves & Fittings (Figs. 4, 5); Strahman Valves, Inc. (Fig. 7); W-K-M Div. of ACF Industries; The Walworth Co. (Figs. 3, 6, 11, 12, 17, 18).

El autor



Dexter T. Cook es Ingeniero Senior de Procesos en Fluor Engineers and Constructors, Inc., Southern California Div., 3333 Michelson Drive, Irvine, CA 92730. Este artículo es una adaptación de los cursos de adiestramiento que imparte en Fluor. Tiene licenciatura en ingeniería química de University of California, Santa Barbara, y maestría en administración de empresas de California State University, Fullerton. Es miembro de AIChE.

Válvulas de operación manual

La selección de válvulas es muy importante para los aspectos económicos y la operación en muchos tipos de plantas de proceso. Los catálogos de los fabricantes, que incluyen innumerables diseños de válvulas, muchos de los cuales parecen ser adecuados para una aplicación particular pueden ser desconcertantes. Entonces, ¿cómo se elige la válvula adecuada?

Arkadie Pikulik, Scientific Design Co., inc.

Hay incontables tipos de válvulas y cada una tiene una aplicación particular. Las válvulas se diseñan para funciones particulares y si se emplean en la forma correcta darán buen servicio durante largo tiempo. Sin embargo, en la práctica, se utilizan mal y varían las consecuencias.

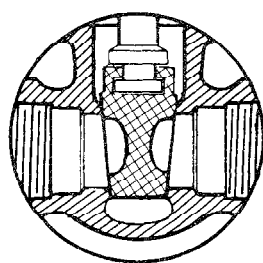
Alrededor del 50% de las válvulas industriales se utiliza para servicio de paso y cierre, 40% para estrangulación y 10% son de retención. Hay muchas formas en las cuales controlan el flujo, con grados variables de exactitud.

Accionamiento de las válvulas

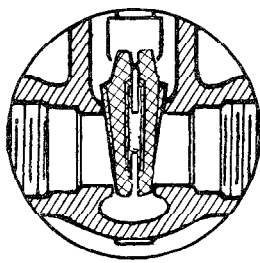
El que una válvula vaya a ser de accionamiento manual o con un actuador (como motor, pistón neumático, etc.), no influye en la selección del tipo para un servicio.

Los actuadores se pueden accionar con la mano o en forma automática con una señal desde un detector. En este artículo se describen las válvulas de accionamiento manual y sus accesorios. Los ingenieros de procesos deben conocer a fondo las características de construcción de las válvulas manuales que especifiquen y conocer las opciones para las industrias de procesos que ofrecen los fabricantes o diseñadores de válvulas.

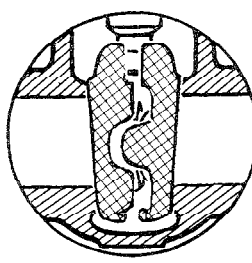
Las válvulas manuales pueden necesitar accesorios como engranes, cadenas y poleas y otros para auxiliar al componente para actuación. También pueden requerir componentes adicionales por el tamaño, que no esté disponible un tipo particular, dificultad de accionamiento por la ubicación, etc. Sin embargo, la selección de válvulas y accesorios, a veces, depende sólo de aspectos económicos.



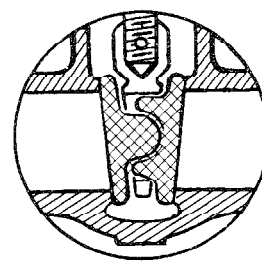
Cufia maciza



Cufia flexible



Disco doble



Disco rotatorio con
bola y asiento

Fig. 1 Algunos de los tipos de discos de cierre en las válvulas de compuerta

13 de abril de 1978

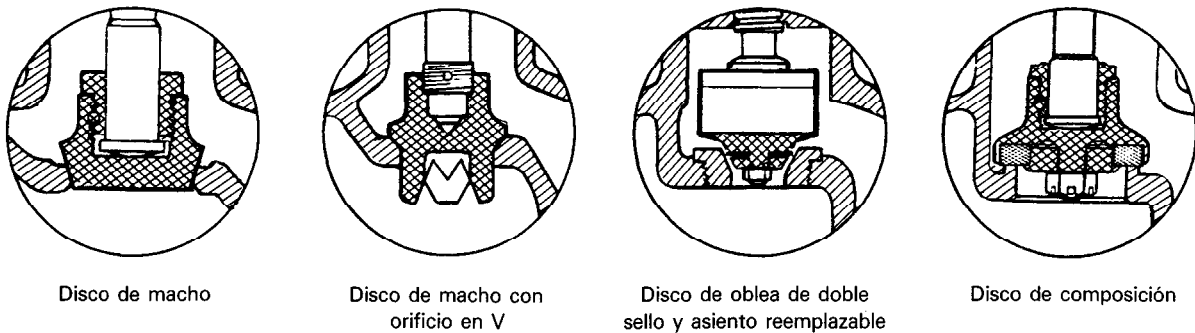


Fig. 2 Los discos de asentamiento de las válvulas de macho son para estrangulación y sellado hermético

Las funciones de las válvulas se pueden definir como sigue:

1. Servicio de paso y cierre.
2. Servicio de estrangulación.
3. Evitar flujo inverso (retención)
4. Control de presión
5. Funciones especiales:
 - a. Dirigir el flujo.
 - b. Servicios de muestreo.
 - c. Limitación de flujo.
 - d. Cerrar salidas de recipientes o tanques.
 - e. Otras.

COMPONENTES DE LAS VÁLVULAS

La función básica de las válvulas es controlar el flujo de fluidos al interponer un elemento de control de flujo para desviarlo, restringirlo o regularlo. El mecanismo para ajustar el elemento de control de flujo en el cuerpo de la válvula es un componente básico. Con respecto al mecanismo, los diseñadores de diversos fabricantes han expuesto buen número de métodos para aislar el elemento de control del fluido que pasa por la válvula.

En la selección de una válvula se deben tener en cuenta tres aspectos básicos y críticos: 1) el elemento de control de flujo, 2) el mecanismo regulador del elemento y 3) el tipo de sello para retener el fluido. Además de estos tres aspectos importantes, el ingeniero de procesos debe tener en cuenta factores como resistencia mecánica, ma-

teriales de construcción, dimensiones y tipo de conexiones de extremo.

Elementos de control de flujo

Se utilizan cuatro métodos básicos para controlar el flujo:

1. Mover un disco o macho dentro o contra un orificio, como en las válvulas de globo, en ángulo, en Y y de aguja.
2. Deslizar un disco plano, que puede ser dividido o una superficie cilíndrica o esférica a través de un orificio, como en las válvulas de compuerta, macho, bola, de corredera y de pistón.
3. Hacer girar un disco o elipse en torno a un eje y que se extiende en el diámetro de una cubierta circular, como en las válvulas de mariposa y registros o puertas de control.

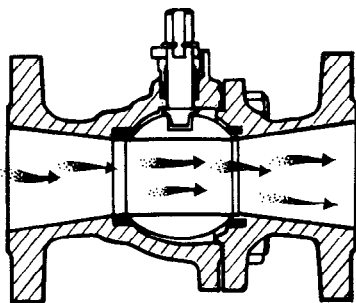


Fig. 3 La válvula de bola abierta permite flujo sin restricción

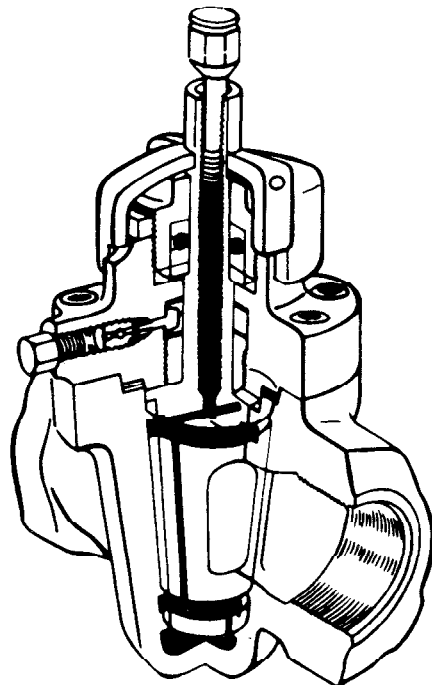


Fig. 4 Válvula de macho lubricado

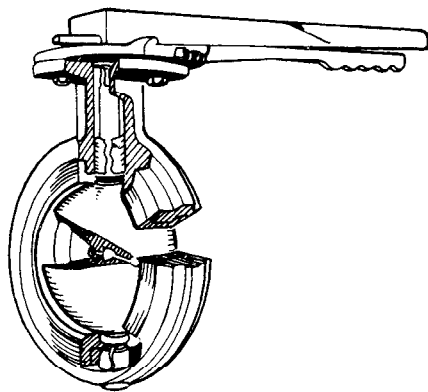


Fig. 5 Válvula de mariposa con operador de palanca

4. Mover un material flexible en el conducto de flujo, como en las válvulas de diafragma o de presión.

Movimiento del elemento de control de flujo

El tamaño de la abertura por la cual puede pasar el fluido varía con el movimiento del elemento de control de flujo, que está conectado con un vástago que lo hace girar o lo desliza, a veces ambas cosas, para controlar el flujo. En casi todos los tipos de válvulas el vástago sobresale del cuerpo.

Vástago giratorio. Se utiliza en válvulas de compuerta de vástago no elevable y en las de bola, mariposa, macho y grifos.

Deslizamiento del vástago sin rotación. Se utiliza en válvulas de compuerta con vástago y yugo externos, de com-

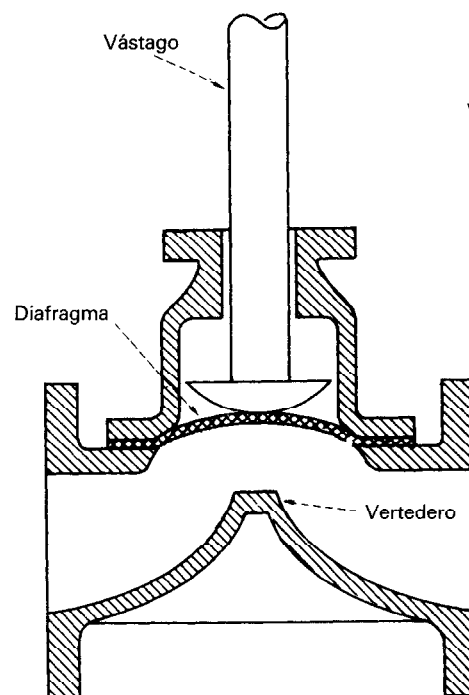


Fig. 7 Válvula de diafragma con vertedero

puerta de apertura rápida, de globo y diafragma, de pistón deslizante y de camisa.

Rotación y deslizamiento del vástago. Se utiliza en válvulas de globo, en ángulo en Y y de aguja; en las de compuerta de vástago elevable, de macho elevable, diafragma y opresoras.

Fugas (escurrimiento)

Hay tres tipos de fugas o escurrimiento:

- El fluido del proceso se escapa corriente abajo con el elemento de control de flujo cerrado. Se denomina fuga por el sello.
- El fluido del proceso escapa al exterior de la válvula, alrededor del vástago y por las uniones entre el bonete y el cuerpo. Se denomina fuga por el sello del vástago o del bonete.
- El aire se infiltra al cuerpo de válvula y al fluido del proceso cuando hay un vacío.

Sellos de la válvula

El diseño de la válvula debe incluir un sello hermético entre el elemento de control de flujo y el asiento. Los cambios en la presión y la temperatura no deben desalinearse las superficies de sellamiento o de asentamiento. Los tipos más comunes de sellos son:

Metal con metal: Permite un sellamiento firme, pero pueden ocurrir pegadura y rayaduras del metal.

Metal con material elástico: Produce un cierre más hermético y se recomienda para fluidos que contienen sólidos y servicios de mediana presión.

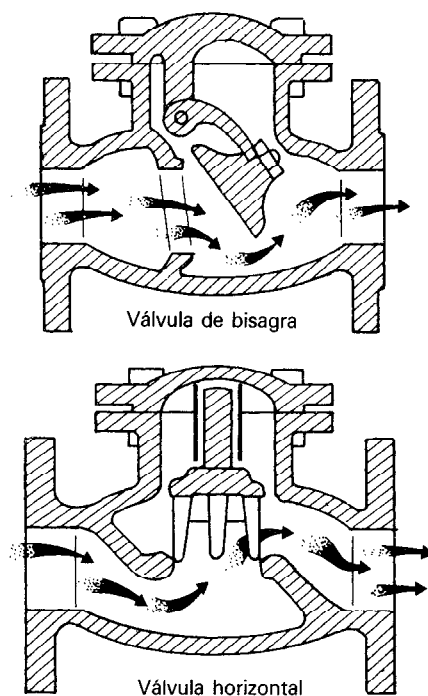


Fig. 6 Las válvulas de retención impiden la inversión del flujo

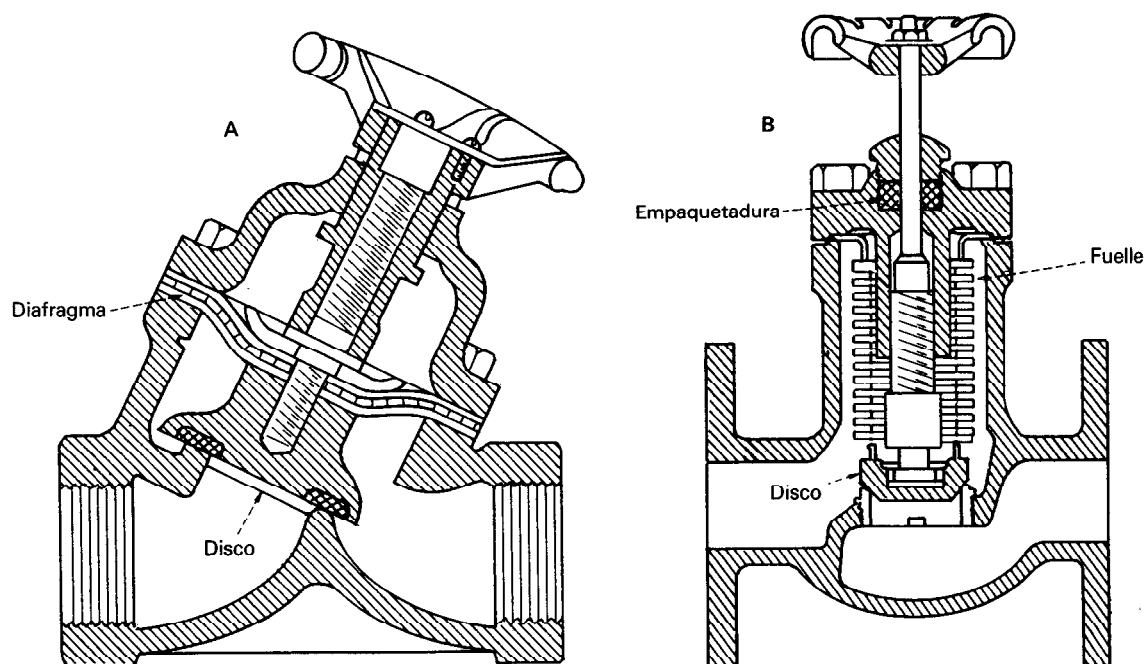


Fig. 8 Válvula de globo con sello de diafragma en el bonete (A) y con sello de fuelle en el bonete (B)

Metal con inserto de material elástico en el metal: Permite buen cierre y se puede emplear un servicio con presiones más o menos altas.

Sellos de vástago

El tipo más común de sello para el vástago es un prensaestopa que contiene una empaquetadura de material flexible como de grafito y asbesto, TFE y asbesto, etc. El TFE (tetrafluoroetileno) es de particular importancia para aplicaciones con materiales corrosivos. La empaquetadura puede ser de una pieza trenzada o una composición suelta de TFE granulado, asbesto y TFE u otros materiales. Los diseños de las empaquetaduras son cuadradas, de cuña, anillos de "cheurón" y sellos anulares ("O" rings). Para retener la presión del fluido dentro de la válvula hay que comprimir la empaquetadura con un prensaestopas, que empuja la empaquetadura contra la caja y el vástago y la comprime.

Si se aprieta el prensaestopas de cuando en cuando ayuda a mantener comprimida la empaquetadura para evitar fugas. Es inevitable que si una válvula no ha funcionado durante cierto tiempo, tendrá fugas por la empaquetadura al accionarla.

De cuando en cuando se coloca un espaciador o anillo de cierre hidráulico en el prensaestopas para separar las secciones superior e inferior de la empaquetadura, para poder introducir un lubricante o un sellante inerte.

Cuando no se pueden permitir fugas al exterior, se debe utilizar una válvula sin empaquetadura. En un tipo se utiliza un diafragma flexible entre el bonete y el cuerpo; un opresor empuja al diafragma hacia la trayectoria de flujo (Fig. 7).

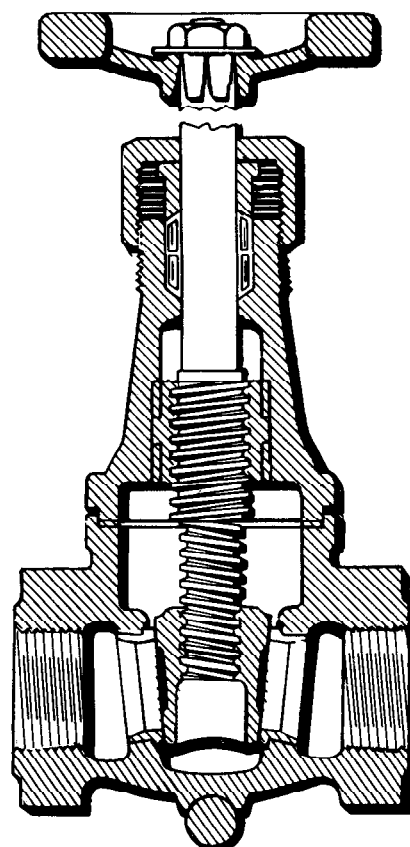


Fig. 9 El bonete con abrazadera en U se utiliza principalmente en las válvulas pequeñas

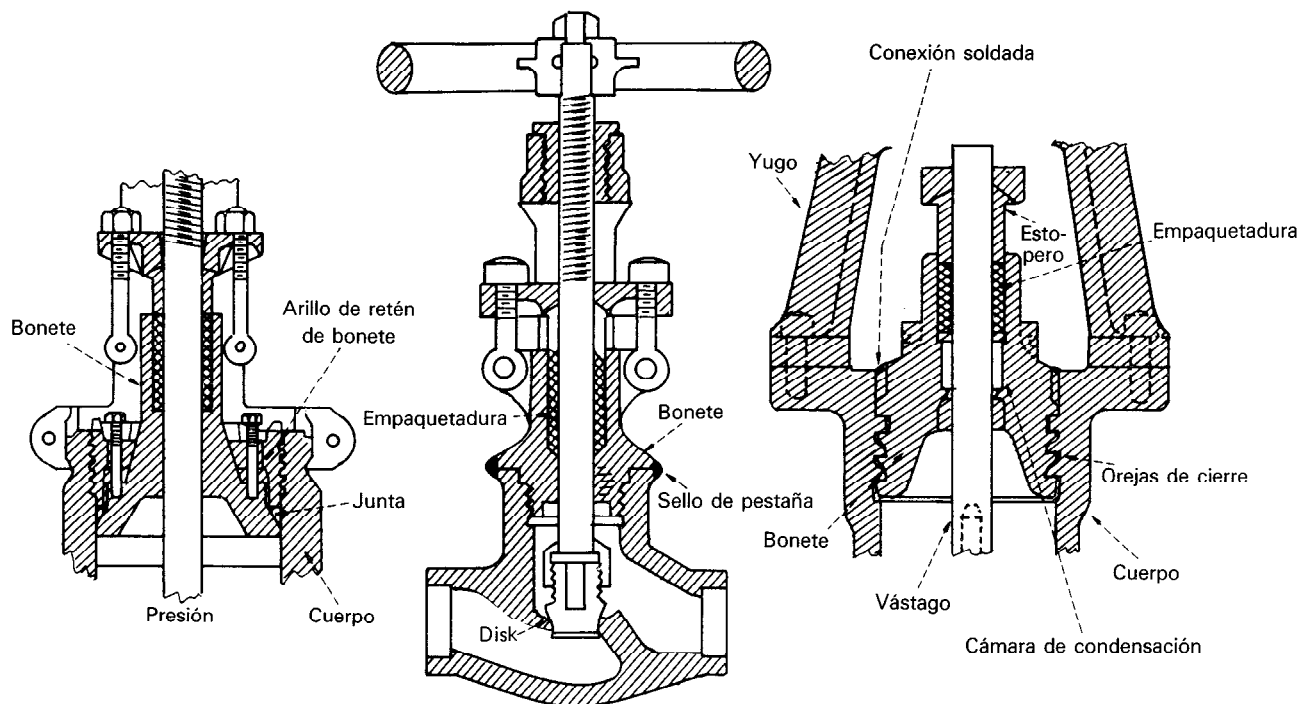


Fig. 10 Bonete sellado por presión (izq.), bonete sellado con pestaña (centro) y unión con cierre de lengüeta (der.)

En una válvula de globo con diafragma (Fig. 8A) se aíslan las piezas internas del fluido.

En otro tipo de válvula sin empaquetadura se utiliza un fuelle metálico (Fig. 8B). Esta construcción, deseable para servicio con vacío intenso, incluye una empaquetadura en caso de que se dañe el fuelle.

Sellos del bonete

El bonete, que encierra el cuerpo de válvula, permite el acceso al asiento y al elemento de control de flujo. Cuando hay que reparar o reemplazar, se desmonta el bonete, que puede ser de uno de los siguientes tipos:

Bonete roscado o sujeto con tornillos. Son los más sencillos y económicos, se emplean con servicio de baja presión y en válvulas pequeñas. La desventaja es que el sello entre el cuerpo y el bonete se puede aflojar en el trabajo normal o se puede desenroscar en forma accidental. Se recomienda para servicio con mínimos choques y vibraciones y para accionamiento poco frecuente.

Bonete de unión. Es un método fácil y rápido para acoplar y desacoplar el bonete del cuerpo de la válvula. El bonete tiene una tuerca suelta o un anillo de unión que se enroscan en el cuerpo de válvula. Con todas las piezas bien apretadas en su lugar, es difícil que haya deformación. Se recomienda para válvulas pequeñas.

Bonete con brida. Este bonete, que es por lo general para válvulas grandes, funciona bien con materiales corrosivos y temperaturas o presiones altas. Igual que una brida de tubo, la brida del bonete se sujeta con tornillos a la brida del cuerpo, con una junta entre las dos caras. La unión de brida puede ser de cara plana, macho y hembra, ranura y lengüeta o de anillo de unión.

Bonete con abrazadera en U. En las válvulas pequeñas, en particular en servicio con productos químicos, la abrazadera o tornillo en U que pasa alrededor del cuerpo sujeta el bonete (Fig. 9). Con esto se tiene una conexión fuerte.

Bonete sellado por presión. Esta construcción, que es uno de los varios tipos de sellos para servicio con altas temperaturas y presiones, hace que la válvula pese menos que la de bonete convencional. En el bonete sellado por presión se utiliza la presión en la tubería para tener un sello más eficaz. Para ello se instala el bonete en el cuerpo con una junta o sello anular retenida en el cuerpo, ya sea con un anillo segmentado colocado en una ranura en el cuerpo o con un anillo de retén atornillado en el cuerpo. Para producir el sello inicial se levanta el bonete contra la junta o sello con sus tornillos. Durante el servicio, la presión interna actúa contra la parte inferior del bonete y lo empuja contra la junta o sello; cuanto más alta es la presión más hermético es el sello (Fig. 10).

Bonete con sello de pestaña y con lengüeta. Estos bonetes son para altas temperaturas y presiones y en ambos el bonete se suelda en el cuerpo de la válvula. Si se rompen con cincel las uniones soldadas se puede desarmar la válvula sin desmontarla de la tubería.

ACCESORIOS PARA OPERACIÓN MANUAL

Casi todas las válvulas se accionan con el volante o palanca que se surten con ellas. Sin embargo, los diseñadores han creado métodos alternos para la operación manual o con actuadores automáticos. En este artículo se describen sólo los accionadores manuales; los automáticos aparecen en la sección de válvulas de control.

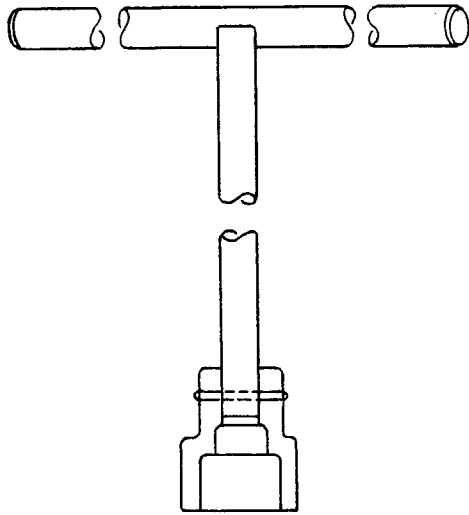


Fig. 11 Llave en T utilizada como extensión del vástago

Se pueden obtener diversos accesorios para casi todos los tipos de válvulas, para satisfacer tres necesidades principales:

1. Facilitar el accionamiento de la válvula cuando está en un lugar inaccesible.
2. Dar mayor fuerza de palanca para girarla cuando el volante no es bastante grande.
3. Hacer más lenta la apertura y el cierre.

Extensión del vástago

No siempre es posible o práctico tener las válvulas al alcance, como en el caso de las redes de distribución de agua, por lo cual las válvulas tienen un vástago de extensión para accionarlas desde cierta distancia. Las extensiones del vástago, que pueden ser un volante, una cuña, una llave de cubo o un pedestal, pueden ser de la longitud requerida. La extensión suele ser una varilla de acero laminado en frío y un acoplador para colocarlo en el vástago.

En extensiones largas, se utiliza un tubo grueso de acero en lugar de la varilla, montado en un tapón de extremo del volante y un tapón inferior de extensión. En la punta cuadrada, cónica de la varilla o en el tapón de ex-

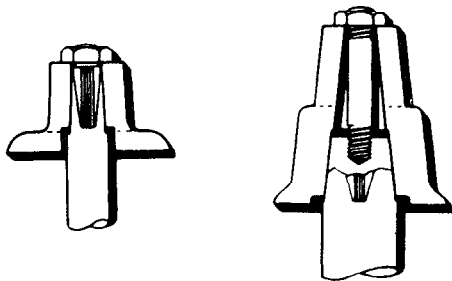


Fig. 12 Tuerca cuadrada para adaptar el vástago a la llave de tuercas

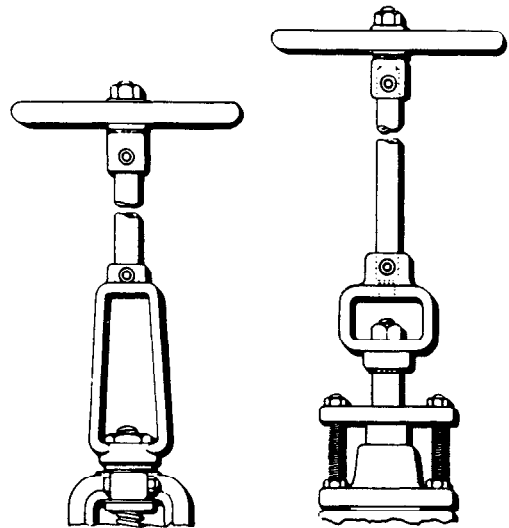


Fig. 13 Unidades de extensión para vástagos de válvulas

tremo de la rueda se colocan un volante de entrada cuadrada o una tuerca de operación (de 2 in por lado), figura 12. Las extensiones muy largas requieren un soporte.

Por lo general, el extremo para operación en la extensión es de 2 in por lado que permite el empleo de cualquier llave de cubo o de llave en T del mismo tamaño (Fig. 11).

En la figura 13 se ilustran ejemplos de extensiones para vástagos elevables y no elevables. También se utilizan ejes flexibles, que son una combinación de varillas de acero y uniones universales ("nudos") que permiten accionar la válvula desde un lugar que no esté alineado con el vástago.

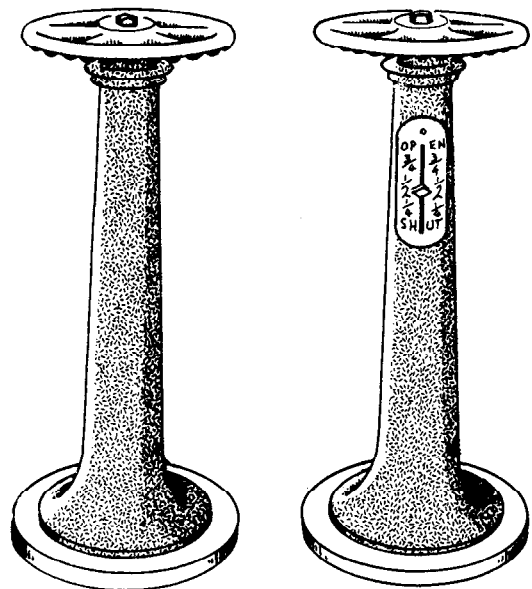


Fig. 14 Pedestales para accionar válvulas inaccesibles

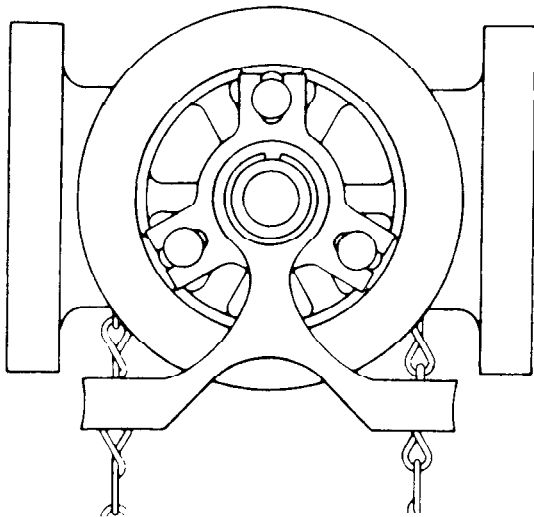


Fig. 15 Rueda de cadena para válvulas en lugares altos

Pedestales

Los pedestales ayudan a accionar válvulas de compuerta, globo y otros tipos instaladas en zanjas para tubería u otros lugares inaccesibles. Los pedestales se conectan con la extensión del vástago con acoplamientos. En la figura 14 se muestran dos tipos básicos: con un indicador que señala la posición del elemento de control de flujo y un pedestal sin indicador.

Operadores con rueda y cadena

Con estos operadores se pueden utilizar válvulas colocadas en un lugar alto en tuberías verticales u horizontales. Estos operadores se montan con facilidad en el aro o en los rayos del volante. Las ruedas de cadena (Fig. 15) requieren que el vástago de la válvula pueda sopor-

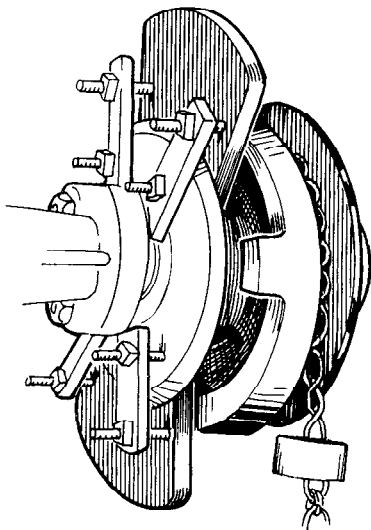


Fig. 16 La rueda de cadena de golpe elimina los engranes de reducción

tar el peso y tracción adicionales. Algunas ruedas de cadena tienen guías para que no se salga la cadena. También hay ruedas de cadena para sustituir a los volantes.

Rueda de cadena de golpe

La rueda de cadena de golpe ayuda a abrir y cerrar todas las válvulas manuales estándar, con o sin extensión de vástago. Elimina el uso de engranes de reducción en las válvulas grandes; es conveniente para los operarios, porque casi nunca se necesitan llaves especiales ni ayudantes para accionarlas (Fig. 16). Además, las válvulas de emergencia que tienen esta rueda se pueden abrir o cerrar sin demora cuando hay un incendio cerca de las tuberías.

El funcionamiento de las ruedas de cadena de golpe es como golpear con un martillo en un yunque, con éste montado en el volante o en un adaptador que sustituye al volante de la válvula. Este golpe rotatorio se transmite al mecanismo elevador que acciona la compuerta de la válvula, para obtener cierre hermético y apertura positiva. Si es necesario, hay que especificar que los materiales no producirán chispas al recibir el golpe.

En la figura 16 se ilustra un tipo en el cual se ha sustituido el volante por un adaptador. También hay un tipo que se sujeta con abrazaderas en el volante.

Los volantes de golpe, casi todos para diámetros de 24 in o más son equipo estándar en algunas válvulas.

Operadores de engranes

Los operadores de engranes dan ventaja mecánica adicional para abrir y cerrar válvulas grandes. El operador se puede montar directamente en la válvula o se puede accionar desde cierta distancia con vástagos de extensión. Se han creado varios tipos de operadores para la industria en general (Figs. 17 y 18).

Los engranes abren la válvula cuando se gira el volante a la izquierda, pero también están disponibles para rotación derecha. Se pueden obtener cubiertas para los engranes.

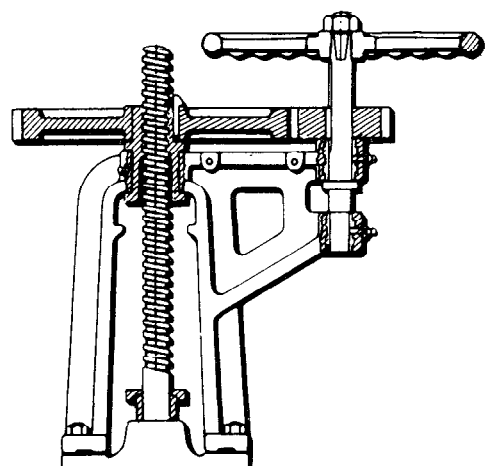


Fig. 17 Operador de engranes rectos en válvulas grandes de yugo y vástago externos

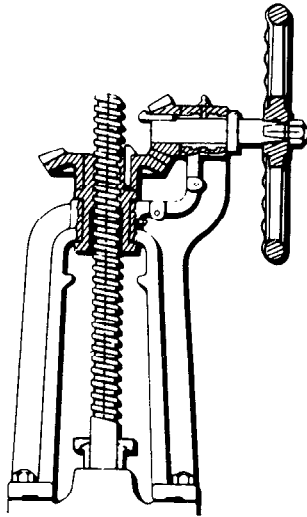


Fig. 18 Operador de engranes para vástago y yugo externos

Otros accesorios

Protectores contra apertura. Para evitar accionamiento no autorizado, se pueden ordenar válvulas con tuercas de operación, pero sin volantes. Estas tuercas están cubiertas por protectores con lo cual la válvula sólo se puede accionar con una llave en T especial.

Indicadores de posición. Se utilizan en las válvulas con vástago no elevable para indicar la posición del elemento de control de flujo. Un indicador sube y baja en una ranura cuando se abre o cierra la válvula.

Especificaciones de presión y temperatura

Cuando el ingeniero conoce las presiones y temperaturas máximas de operación, puede especificar las válvulas adecuadas. La especificación se debe verificar contra las listas de los fabricantes para ver si concuerdan.

Material para empaquetaduras

La selección del material para empaquetaduras es igual que el material de construcción para el servicio a que se destina. Una empaquetadura incorrecta puede permitir fugas y ocasionar un paro del equipo para reemplazarlo.

Los materiales tóxicos o inflamables que se fugan de la válvula pueden crear una situación muy peligrosa, con posibles lesiones al personal y daños a la planta. No hay excusa para esos riesgos y paros costosos pues son fáciles de evitar. Al seleccionar el material de la empaquetadura, el ingeniero debe consultar las publicaciones de los fabricantes de válvulas y empaquetaduras y los manuales técnicos.

La configuración en que se adquiere el material para empaquetadura debe ir de acuerdo con la de la válvula. Ciertos materiales requieren alta compresión, pero algunas válvulas no son para esas fuerzas. A la inversa, la alta compresión requerida por las características físicas de la válvula, puede ocasionar flujo en frío de algunos

materiales. Además, los materiales incompatibles pueden dañar el vástago.

Materiales de construcción

Al seleccionar materiales resistentes a la corrosión, el ingeniero se debe guiar por las listas de materiales recomendados por los fabricantes para los diversos servicios, así como por los datos para corrosión. Cuando esta información parezca inadecuada, habrá que efectuar pruebas de corrosión en el laboratorio. En general, salvo que se trate de un proceso muy especial, no habrá dificultad para determinar los materiales correctos.

Costo y fechas de entrega

Muchas veces se encontrará más de un tipo de válvula para un trabajo específico. Con todos los demás factores iguales respecto a materiales de construcción, rendimiento, capacidades para presión y temperatura y disponibilidad o fecha de entrada, la base para la selección deberá ser el costo.

Una vez determinado el tipo de válvula adecuado para un trabajo específico, el ingeniero debe estudiar la disponibilidad o fecha de entrega y el costo. No es aconsejable ordenar una válvula que no se recibirá a tiempo o que no tenga un precio razonable. Hay que obtener los datos de disponibilidad (fecha de entrega) y precio de los distribuidores o fabricantes. En lo relativo al costo, la industria de válvulas trabaja a veces por temporadas. El precio de hoy no será por necesidad el de mañana ni tampoco fue el de ayer. El precio depende también de la cantidad de válvulas que se ordene de una vez, pues se pueden obtener descuentos por volumen.

Sin embargo, se debe recordar que un precio unitario bajo puede a la larga tener costo total más alto porque un fabricante quizá no pueda surtir un pedido grande a tiempo. No hay reglas fijas para el costo y disponibilidad de un tipo específico de válvula, salvo lo que se pueda determinar cuando se evalúen las cotizaciones de varios proveedores.

Agradecimientos y créditos de las ilustraciones

Las siguientes empresas suministraron material para este artículo. Los números de figura entre paréntesis son de las ilustraciones suministradas por esa empresa.

American Darling Valve and Manufacturing Div. (American Cast Iron Pipe Co.), Birmingham, AL 35202; Duriron Co., Dayton, OH 45401; Roto Hammer Co., Tulsa, OK 74107 (Fig. 16); Stockham Valves & Fittings, Birmingham, AL 35212 (Figs. 9, 11, 12, 13, 15, 17, 18); Stratham Valves Inc., Florham Park, NJ 07932; Walworth Co., Bala Cynwyd, Pa 19004 (Figs. 1, 2, 3, 4, 6, 14)

El autor



Arkadie Pikulik es ejecutivo de ventas de Scientific Design Company, Inc., Two Park Venue, Nueva York, N.Y., 10016, en donde ha trabajado muchos años en diversos puestos que incluyen supervisión de plantas piloto, ingeniería de procesos, ingeniero de proyectos, gerente de proyectos, director de proyectos, gerente de construcción y supervisor de arranque de plantas. Tiene licenciatura en química de Brooklyn Polytechnic Institute.

Actuadores mecánicos para válvulas

Los actuadores mecánicos para válvulas se utilizan mucho por su conveniencia, velocidad y seguridad. Se impulsan con motor eléctrico o neumático; ambos tipos tienen ventajas aunque los actuadores con motor eléctrico son más adaptables.

Edward Lawson, y W.J. Denkowski, Limitorque Corp.

Hay actuadores mecánicos disponibles para casi cualquier tipo y tamaño de válvulas. Pueden ser neumáticos, eléctricos o hidráulicos. El que se piense o no en utilizar un actuador en un caso particular depende de la colocación de la válvula y la función que tenga en el proceso.

Las válvulas en oleoductos, gasoductos y tuberías para agua o las que están en sitios lejanos en una planta, requieren un actuador mecánico, aunque sólo sea por conveniencia. El actuador se puede justificar para válvulas que se deben abrir, cerrar o utilizar para estrangulación con frecuencia. La velocidad es otro factor, sobre todo en válvulas grandes, en las cuales se pueden necesitar algunos minutos para abrirlas y cerrarlas a mano.

La seguridad, por supuesto, es el factor dominante. En caso de un incendio, alteración del proceso u otra emergencia, el actuador es obligatorio para cerrar con rapidez una tubería; se puede graduar para cierre automático cuando las condiciones del proceso exceden de ciertos límites.

Las válvulas con control automático se suelen accionar con actuadores neumáticos de diafragma y pistón o de pistón equilibrado por presión. Los diversos tipos de actuadores se describen también en las páginas 186 y 187 de este libro.

Forma de especificar

Para las válvulas nuevas, el fabricante determina el tamaño y suministra los actuadores. No importa si el actuador es para equipo nuevo o existente; el usuario debe proporcionar la siguiente información.

- Tamaño, tipo y marca de la válvula.

- Presión en la tubería.
- Presión diferencial mínima en la válvula.
- Diámetro, paso y avance del vástago y sentido de las roscas.
- Tiempo deseado de cierre o apertura en segundos.
- Vueltas de la tuerca del yugo para abrir la válvula.
- Fases, frecuencia y amperaje de la corriente.
- Temperaturas máximas de ambiente y del fluido.
- Tipo y frecuencia de servicio.
- Voltaje de control.
- Consideraciones especiales como la necesidad de alojamientos a prueba de explosión en los actuadores eléctricos.

Los actuadores hidráulicos son sencillos

Los actuadores hidráulicos pueden ser sencillos, con un número mínimo de piezas. El líquido a presión actúa en un pistón doble que está conectado con el vástago de la válvula. La longitud de carrera del vástago y empuje para asentamiento requeridos se obtienen con cilindros de diferente tamaño. Suelen tener bombas manuales cuando es necesario desviar el sistema hidráulico central.

Una ventaja de los actuadores hidráulicos es que son de apertura y cierre más rápidos que los de motor eléctrico y engranes. Se pueden graduar para tener cierre casi instantáneo, mientras que el actuador con motor eléctrico típico tiene un ciclo de cierre de 10 a 60 segundos o más si es necesario. Por supuesto, el golpe de ariete en una tubería que se cierra con demasiada rapidez, puede producir daños graves.

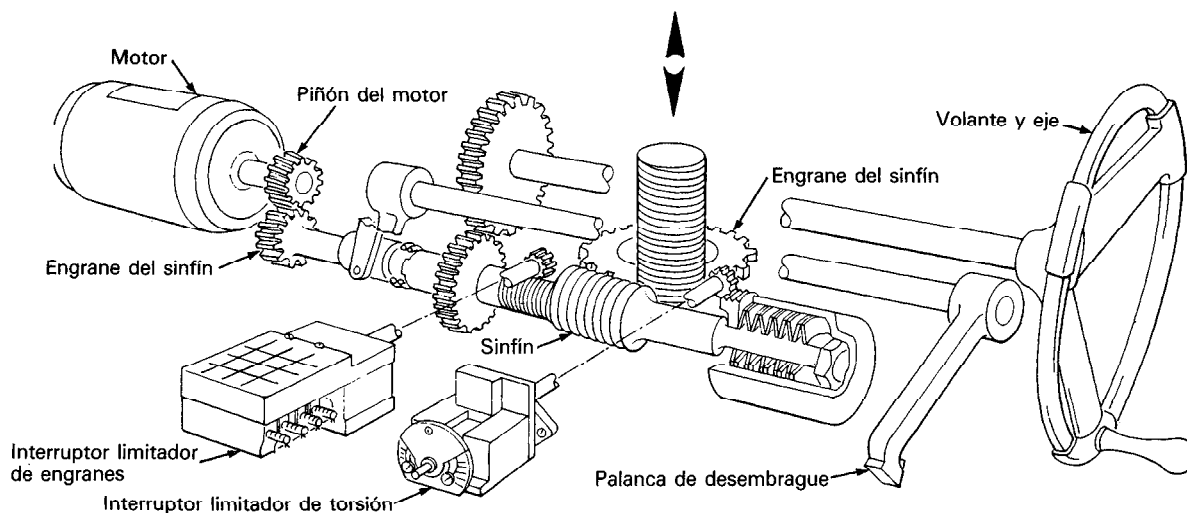


Fig. 1 Componentes de un actuador típico con motor eléctrico

Quizá se prefieran los actuadores hidráulicos porque los acumuladores para aire comprimido pueden almacenar suficiente energía para accionar una válvula en caso de falla de la corriente. Además, hay disponibles válvulas de control de velocidad para variar la de la carrera del vástago.

Para evitar “arrastré” de la válvula se necesitan pistón y válvulas de retención de sellamiento hermético en el actuador. Cualquier fuga en estos componentes puede ocasionar movimiento indeseable del vástago. Se debe tener cuidado para evitar fugas y pérdidas de líquido en el sistema hidráulico. Cuando se emplea control remoto eléctrico, el flujo de fluido en el actuador se controla con válvulas de solenoide, que necesitan buen mantenimiento para no producir un accionamiento en falso de la válvula principal.

Para servicio con válvulas para alta presión, se utiliza un sistema hidráulico de alta presión para que el pistón del actuador pueda ser de tamaño y costo razonables. Por ejemplo, una válvula de compuerta de 4 in para 600 lb debe tener un empuje de asentamiento de alrededor de 130 000 lb. En las mismas condiciones, una válvula de bola requiere una torsión (par) de unas 207 000 in-lb en el vástago de la bola.

Un posible problema con los actuadores hidráulicos es que no hay un método confiable para obtener el asentamiento con empuje controlado en las válvulas de compuerta. Si el sistema tiene suficiente reserva de potencia para abrir una válvula pegada, quizá se aplique esta misma fuerza cada vez que cierra la válvula y se dañará el asiento.

Actuadores eléctricos

Los solenoides son actuadores eléctricos y constan de un núcleo de hierro blando que se mueve dentro de un campo eléctrico producido por una bobina que lo circunda. Se utilizan mucho para apertura y cierre en válvulas de globo pequeñas, en especial para cierre de emergen-

cia. Los solenoides tienen limitaciones económicas según sean su producción de potencia y longitud de recorrido.

El actuador con motor eléctrico y engranes es una buena selección por su gran adaptabilidad. En su forma más sencilla, consta de un motor eléctrico conectado por una caja de engranes con el vástago de la válvula (Fig. 1), pero hay tipos más complejos para casi todas las clases de trabajo.

Uno de los principales beneficios del actuador eléctrico es que se pueden equipar con un interruptor limitador de torsión que controla la intensidad de la fuerza para asentamiento. Esto produce un empuje constante para asentamiento para cierre hermético y, al mismo tiempo, protege las piezas de la válvula contra sobrecarga; el interruptor limitador de torsión se puede ajustar cuando cambian las condiciones del servicio.

Los actuadores tienen también interruptores limitadores de engranes para controlar la carrera del disco mientras abre y cierra, y también cuenta con luces indicadoras.

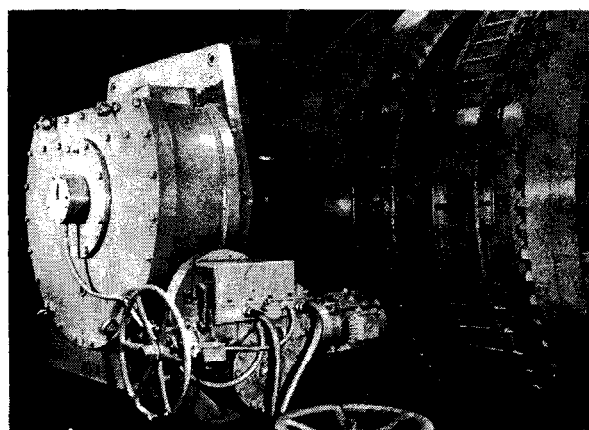


Fig. 2 Un motor eléctrico acciona una enorme válvula de mariposa en una red de distribución de agua

Todos los componentes eléctricos están alojados en cubiertas a prueba de intemperie, sumergibles o a prueba de explosión. La impulsión del motor se puede desacoplar con el volante para tener accionamiento manual.

Los motores están diseñados para servicio con actuadores de válvulas y suelen funcionar a 1 800 o 3 600 rpm. La carrera del vástago de la válvula varía entre 4 a 12 in/min en válvulas de globo y de 12 a 72 in/min en válvulas de compuerta. Las velocidades mayores de 30 in/min necesitan un freno del motor para absorber las fuerzas de inercia. Los actuadores típicos para válvulas de bola, macho y mariposa están proyectados para cerrar en 30 a 60 segundos.

Los actuadores eléctricos pueden resultar prácticos para válvulas de $\frac{3}{4}$ a 1 in, para alta presión (mayor de 125 psi) y de 2 a 3 in en tuberías de baja presión; no existe un límite superior real. Hay actuadores comerciales con empujes hasta de 500 000 lb y torsiones de cierre de 60 000 ft-lb. En la figura 2 se muestra una instalación en una válvula de mariposa de 10 in, con un cuadrante de sinfín en la salida del actuador.

La experiencia ha demostrado que estos actuadores son de construcción fuerte y confiable. Una ventaja es que el tren de engranes se puede fijar por sí mismo en cualquier posición. Esto es importante porque las condiciones de flujo dinámico pueden producir un efecto de libre rotación o de "molino de viento" en las válvulas de bola,

macho y mariposa, y producir elevadas torsiones en el vástago de las válvulas de compuerta.

Con motores de inducción polifásicos, la velocidad de cierre es casi constante, pero la velocidad no se puede cambiar en un actuador ya instalado sin alterar las relaciones de engranes. Además, no hay forma de efectuar el cierre automático de la válvula en caso de interrupción de la corriente, si no se tiene un suministro auxiliar de corriente continua con acumuladores.

Materiales de construcción

La selección de materiales para los mecanismos de actuadores de válvulas es importante para lograr la combinación requerida de resistencia y durabilidad necesarias para alta potencia de operación. Los materiales de empleo más común para válvulas y actuadores aparecen en la tabla I.

Los engranes eficientes y precisos son críticos. El tren de engranes del actuador eléctrico de válvula consiste en un juego de engranes de reducción y una combinación de sinfín y engrane de sinfín. Los engranes helicoidales son de acero de aleación al cromo-molibdeno con tratamiento térmico, y después del endurecimiento final tienen suficiente capacidad para absorber los esfuerzos de alto impacto que ocurren al invertirlos durante la apertura y cierre de la válvula.

Tabla I Tabla para selección de materiales

Componentes		Estándar, paso y corte	Modulación continua	Alto impacto (Marina)	Baja temperatura	Alta temperatura	Recipientes nucleares, Clase I
Cargas de empuje, piezas de cojinete, cubierta y sus tapas, adaptadores		Hierro fundido alta resistencia, clase 35		Hierro dúctil o acero fundido	Hierro dúctil	Hierro fundido alta resistencia, clase 35	Hierro fundido alta resistencia, clase 35
Engranes helicoidales		Acero de aleación con tratamiento térmico					
Sinfín		Acero de aleación, carburizado y endurecido o endurecido por inducción					
Engrane sinfín		Bronce de alta resistencia					
Eje de engrane de mando		Acero de aleación con tratamiento térmico					
Embrague y palanca de cambios		Acero al carbono o de aleación					
Componentes de control: interruptores limitadores de engranes y de torsión		Diseño estándar, choques moderados, piezas de plástico		Piezas de plástico especial resistentes a choques fuertes			
Motores	Aisla- miento	Clase B	Clases B, F, H	Clase B	Clase H	Clase H	Clase H
	Cons- trucción	Estándar	Estándar	Cubierta especial según se requiera	Estándar	Estándar	Estándar
	Servicio	15 o 30 min	Continuo				

Tabla II Grasas lubricantes para actuadores de válvulas

Jabón base	Propiedades básicas	Textura	Resistencia al agua	Temp. máx., servicio continuo	Resistencia al ablandamiento
Litio	Usos múltiples Altas y bajas temperaturas Buena estabilidad mecánica	Tersa	Buena	Punto de fusión 200°F; 300°F máx.	Buena a excelente
Complejo de calcio	Usos múltiples Buena estabilidad mecánica Alto punto de fusión	Tersa a mantecosa	Excelente	Punto de fusión 300°F; 400-500°F máx.	Buena a excelente
Migrogel; sin jabón	Usos múltiples Muy alta estabilidad mecánica Alto punto de fusión	Tersa	Excelente	Punto de fusión 350°F; 500°F o más, máx.	Buena a excelente

Los sinfines son de acero de aleación para carburizar, endurecer y formar las roscas; el engrane correlativo es de bronce fundido o forjado. Los otros componentes, como las piezas para accionamiento manual y el embrague automático, deben tener resistencias al esfuerzo cortante compatibles con las del tren de engranes.

Los materiales se deben seleccionar para larga duración. El actuador en una válvula de aislamiento puede estar sin funcionar durante años, pero expuesto a diversas temperaturas, presiones, humedades y atmósferas co-

rosivas. Luego, con sólo oprimir un botón en el cuarto de control deberá cerrar la válvula sin ningún tropiezo.

Lubricación

Para una duración prolongada, casi sin atención, la mayor parte de los actuadores con motor eléctrico se lubrican con grasa. Se deben inspeccionar una o dos veces al año. Algunos fabricantes prefieren lubricación con aceite, en particular para servicios especiales. El aceite re-

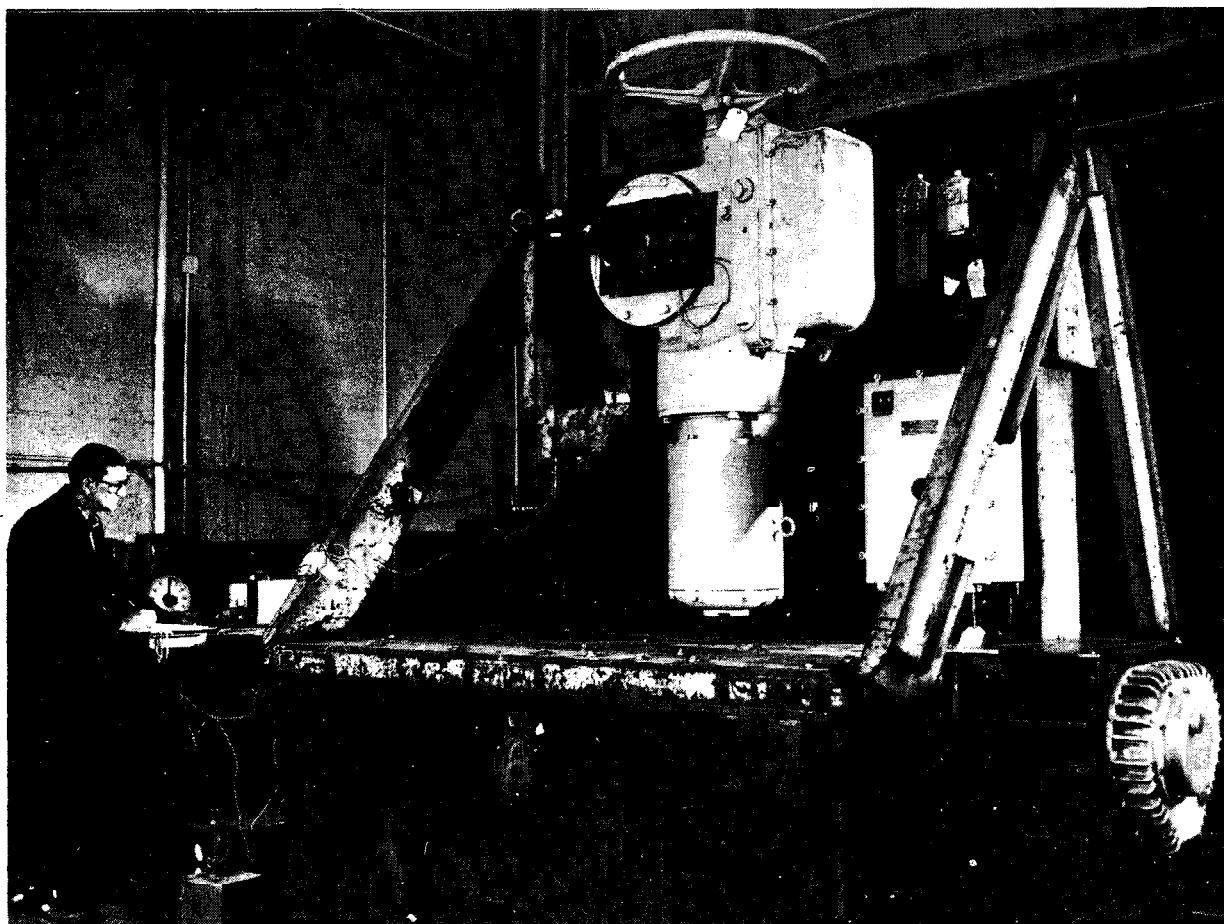


Fig. 3 Se utiliza equipo pesado en las pruebas de vibración

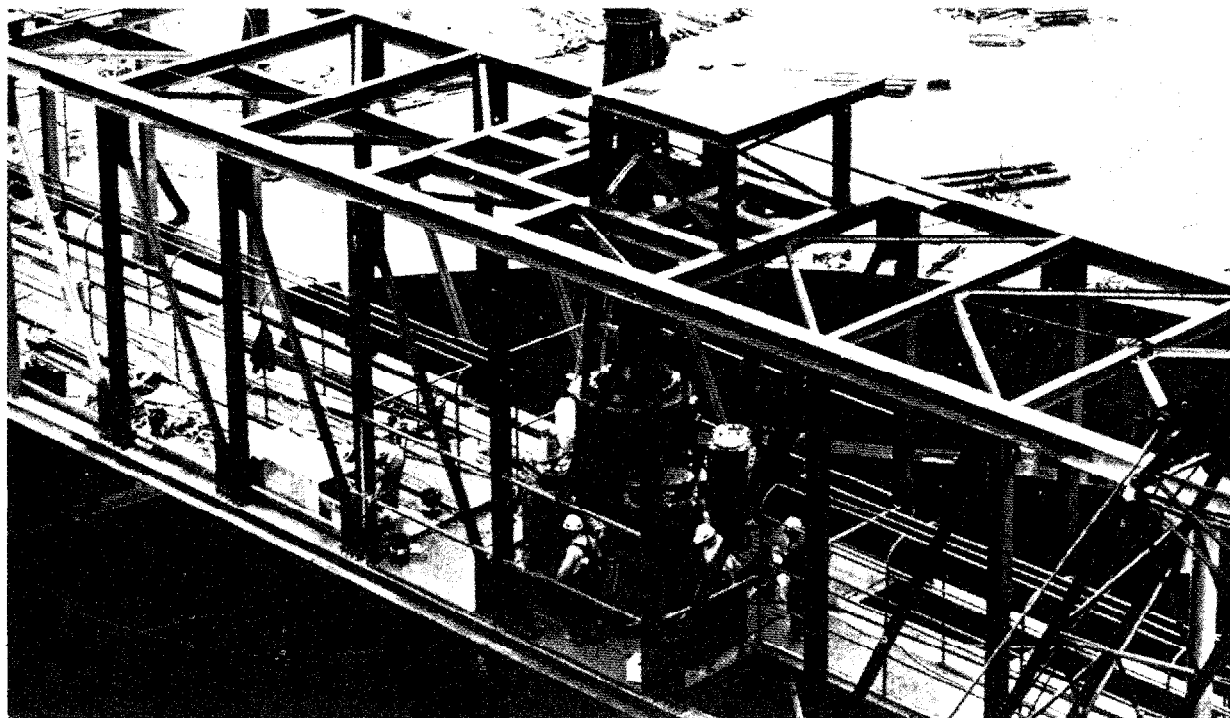


Fig. 4 Los actuadores tienen otras aplicaciones, como ubicar las paletas en un tanque mezclador grande

quiere inspecciones más frecuentes para ver si hay fugas y el actuador debe estar instalado en determinada posición.

Las grasas lubricantes son desde semifluidas hasta sólidas, con base de petróleo o un material sintético a las que se agrega un agente espesador. La mayor parte contiene un jabón, mezclas de jabones o agentes gelatinizantes, también contiene aditivos para mejorar la resistencia al desgaste y la oxidación y trabajo de extrema presión (EP).

El lubricante no debe producir corrosión de cojinetes, ejes y otras piezas internas. No debe formar sedimentos por precipitación y ser estable a temperaturas mayores que la especificada. En la tabla II aparecen las propiedades de algunas grasas usuales. Se debe consultar con el fabricante para servicio severo a temperaturas bajas o altas.

Pruebas

Hay tres tipos de pruebas de los actuadores eléctricos de válvulas que son de empleo muy amplio: prueba de choques y vibración, prueba de choque y aceleración y prueba en el ambiente.

La prueba de choque (especificación MIL-S-901C de la Marina) es muy estricta y a menudo requiere construcción especial del actuador; éste, junto con sus controles se monta en un probador especial y se golpea desde abajo con un martillo de 3 000 lb. Las fuerzas G se pueden variar según la posición del martillo. El actuador debe soportar hasta nueve golpes (18 para servicio en submarinos nucleares).

Las pruebas de vibración (Fig. 3) son de acuerdo con las especificaciones MSL-STD-167 o de diversos códigos. Suelen emplear un "barrido" de frecuencia para determinar la resonancia natural con una entrada de onda sinusoidal y estado estable. Va seguida de cierto número de ciclos de vibración a frecuencia natural o a 35 hertz.

La prueba en el ambiente para servicio nuclear es la "prueba de fuego" de muchos actuadores. En una variante, el motor se envejece por calor para simular 40 años de servicio. Luego, se pone todo el actuador en una cámara con vapor saturado durante 7 días, con una presión de 105 psig y temperaturas que pueden variar hasta 340°F. El actuador debe tener funcionamiento normal en los tiempos especificados para la prueba.

Las pruebas para cumplir con las especificaciones del usuario se han vuelto más comunes, porque los diseños cada vez más complicados hacen difícil extrapolar datos basados en la experiencia. Las instalaciones pueden ser muy complejas para simular condiciones especiales de carga y ambientales; requieren mucho tiempo y son costosas.

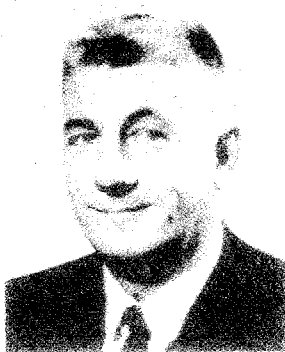
Aplicaciones especiales

Los actuadores eléctricos de válvulas se pueden utilizar como servomecanismos electromecánicos. Se pueden adaptar muchos componentes de estado sólido para el control del punto de referencia o para servicios con modulación. Por ejemplo, la salida de un controlador de proceso puede excitar a un motor con devanado en derivación, que equilibra el impulso de retroalimentación de posición del actuador contra la señal del controlador.

Los actuadores pueden ser de construcción especial para resolver problemas determinados. En un caso, todos los componentes se instalaron en una cubierta de sólo 10.5 in de anchura, con destino a la Marina, para accionar las válvulas de los múltiples de combustible para aviones "jet", en donde sólo había un espacio disponible de 12 in entre los vástagos de las válvulas. Se produjeron actuadores especiales herméticos, a prueba de explosiones para buques-tanque petroleros. Con este sistema de control remoto, un solo operario puede descargar 650 000 barriles de 21 tanques en menos de 18 h.

Asimismo, los actuadores eléctricos se pueden emplear en cualquier situación en que se necesiten torsión o empuje controlados. En la figura 4 se ilustra una aplicación poco usual con un actuador de gran tamaño montado encima de un tanque mezclador para efectuar la colocación automática de las paletas mezcladoras en el tanque.

Los autores



Edward F. Lawson es gerente de ventas de Limitorque Corp (afiliada de Philadelphia Gear Corp.), King of Prussia, Pa 19046, en donde trabaja desde hace muchos años; antes fue ingeniero de ventas de Philadelphia Gear. Se graduó como maquinista naval en la U.S. Merchant Marine Academy, fue maquinista en barcos mercantes y estuvo tres años en la Marina.



Walter J. Denkowski es ingeniero jefe de Limitorque Corp. Nació en Polonia y obtuvo su título de ingeniero en la Universidad Politécnica de Varsovia. Empezó a trabajar en Estados Unidos como diseñador de locomotoras diesel en Baldwin Locomotive Works. Después ingresó a Philadelphia Gear en donde participó en el perfeccionamiento de tres líneas de actuadores de válvulas patentados.

Índice

- Actuadores, 172-174, 187-188
 - eléctricos, 171-172, 174
 - electrohidráulicos, 174
 - hidráulicos, 174
 - mecánicos, 270-275
 - motorizados, 270-275
 - de pistón, 172-173
- Bombas de velocidad variable o válvulas de control, 189-193
- Caída de presión en válvulas de control de líquidos 234-244
- Capacidades:
 - de presión, 8
 - para temperatura, 8
- Cavitación, 170-172
- Coefficientes de capacidad de válvulas, 151-153
- Construcción de las válvulas, 14-25
 - materiales para, 7-8
- Control de ruido, 171-173, 200-215
- Costos, 24-25
- Discos de ruptura, 84-86
 - para bajas presiones de reventamiento, 141-145
 - para gases y líquidos, 139-140
- Diseño de equipo para transferencia y eliminación 100-101
- Dispositivos para desahogo (alivio) de presión, 81-88, 89-93
- Equipos para transferencia o eliminación, 93-95
- Estoperos, 60-61
- Fluidos de proceso, válvulas de mariposa para, 66-69
- Flujo en válvulas de control, predicción de, 230-237
- Funcionamiento, 57-61
- Gases:
 - discos de ruptura para, 139
 - válvulas de control para, 216-221
- Industrias de procesos químicos (IPQ), válvulas para, 28-37
- Instalación, 54-57
- Líquidos:
 - válvulas de control para, 222-229
 - discos de ruptura para, 253
- Machos para válvulas, 149-150
- Mantenimiento, 61-62
- Material para empaquetaduras, 8-11
- Materiales de construcción, 7-8
- Motores, 187-188
- Plantas de proceso:
 - válvulas de control en, 149-158
 - válvulas de desahogo de presión para, 102-110

Protección contra explosiones, 99-100

Reacondicionamiento, 63-65

Reducción de presiones, 111-117

Rendimiento de válvulas de control en la tubería
194-199

Respiración (venteo) de tanques, 84, 86, 86-87

Sellos anulares (“O” ring) 61

elastoméricos, 57

Sensores para desahogo (alivio) de presión, 89-93

Servicio con o sin flujo, 250-253

de modulación de flujo, 253-256

Sistemas para desahogo de presión, 89-101

Tubería:

de entrada y salida para válvulas de desahogo
(alivio), 132-137

material para, 5

Ubicadores (posicionadores), 188

de válvulas, 174-175

Válvulas:

de abrazadera, 19-21

de aguja, 19-20, 46, 52-53

en servicio de modulación de flujo, 255

de alto rendimiento 39-43

de ángulo, 7, 9, 13, 19-20, 46

en servicio de modulación de flujo, 254

de bloqueo (cierre), 250

de bola, 6, 9, 13, 19-20, 42, 46, 58-64

para la IPQ, 34-35

y jaula, 49-50

en servicio con corte y flujo, 252

de cierre de tuberías, 74-78

de compuerta, 6, 9, 13, 15-18, 41, 46-47, 58

para la IPQ, 29-31

en servicio con o sin flujo, 250-251

de control:

no automáticas, 247-261

o bombas de velocidad variable, 189-193

caída de presión en, estimación de, 238-244

con cuerpo de globo, 45

de fluido de líquidos, 164-165

para gas y vapor, 216-221

glosario, 183

instalación, mantenimiento y detección de
fallas, 177-180

para líquidos, 222-229

mejoramiento del rendimiento en la tubería,
194-199

en plantas de proceso, 149-158

predicción del flujo en, 230-237

para reducción de vibraciones, 208-215

corredizas, 13, 21

de desahogo:

dimensionamiento de, 118-126

de presión, 51-53

para plantas de proceso, 102-110

en servicio con cloro, 83-84

tipo atmosférico, 84-87

tuberías de entrada y salida para, 132, 137

de descarga, 227

de diafragma, 10-12, 21, 41, 59-60

para la IPQ, 36

en servicio de modulación de flujo, 255

de drenaje, 250

tipo de ariete, 21-22

equilibradas, 52-53

especiales, 24-25

flexibles, 255-256

de flujo unidireccionales, 258-259

de globo, 6, 9, 13, 16-18, 41-42, 44-45, 46, 58

para la IPQ, 35-36

en servicio de modulación de flujo, 254

horizontales de retención, 23, 258-259

de laberinto, 256

de macho, 6, 9, 10, 13, 18-20, 41, 46, 48-49, 59

para la IPQ, 31-34

en servicio con o sin flujo, 251-252

de mariposa, 6, 7, 10, 13, 17-19, 42, 46, 47-48,
59-60

para fluidos de proceso, 66-69

para la IPQ, 35-36

en servicio de modulación de flujo, 256

para muestreo, 250

Strahman, 252-253

de operación manual, 247-261

operadas por piloto, 83-86

de pie, 257

de purga, 250

de respiración (“venteo”) 250

de retención (check), 10, 13, 22-23, 46, 50-51,
60, 256-259

de bisagra, 258

de bola, 23-24, 29

de disco dividido, 257-258

para la IPQ, 36-37

de mariposa, 24

de pistón, 24

modificadas, 71-72

restringidas, 257

de seguridad, 82-85

de boquilla parcial, 84

mal funcionamiento de, 128-131

operadas por piloto, 84, 86

para tanques con fondo plano, 21

en Y, 6-7, 13, 22

en servicio de modulación de flujo, 255

Vapores, válvulas de control para, 216-221

Vibración, válvulas de control para reducción
de, 208-215