

7A
29j



Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán
Secretaría Académica
Unidad de la Administración Escolar
Departamento de Exámenes Profesionales

OPTIMIZACION EN LA SELECCION Y DIMENSIONAMIENTO
DE VALVULAS DE CONTROL.

T E S I S

Que para obtener el Título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

p r e s e n t a

ARTURO CABRERA PADILLA

Director de Tesis I.Q.I. José C. Tzontecomani Romero



Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx.

1987



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE

I	Introducción	1
II	Generalidades	2
III	Dimensionamiento de Válvulas de Control	8
	3.1 Dimensionamiento de Válvulas de Control para fluidos líquidos	8
	3.2 Dimensionamiento de Válvulas de Control para fluidos gaseosos	29
	3.3 Dimensionamiento de Válvulas de Control para fluidos en interface	46
IV	Selección de Válvulas de Control	49
	4.1 Válvulas de Globo	49
	4.2 Válvulas de Mariposa	100
	4.3 Válvulas de Bola	102
	4.4 Válvulas Saunders	104
	4.5 Accesorios	111
V	Cálculos	120
VI	Conclusiones	146
VII	Bibliografía	147

I

INTRODUCCION

La importancia que reviste la adecuada selección de equipo de control automático dentro de la industria química, energética nacional, hacen necesario el llevar a cabo estudios que nos conduzcan a la adecuada selección y cálculo de cada uno de los componentes de los sistemas de control.

Las válvulas de control son consideradas como el elemento final de control dentro de un sistema que opera automáticamente un balance de energía y de materiales.

El objeto de éste trabajo, consiste en desarrollar un estudio de optimización para el adecuado dimensionamiento y selección de las válvulas de control considerando además los aspectos importantes en estos tiempos tan cambiantes.



GENERALIDADES

2.1 Sistemas de Control.

En la actualidad, los procesos industriales exigen el control de los diversos productos obtenidos. En estos procesos es necesario controlar y mantener constantes algunas magnitudes, tales como la presión, el nivel, la temperatura el pH, la conductividad, la velocidad, la humedad, el punto de rocío, etc.

Los instrumentos de medición y control permiten el mantenimiento y la regulación de estas constantes, en condiciones más idóneas que las que el propio operador podría realizar.

Los equipos del sistema de instrumentación quedan integrados a uno de los siguientes grupos:

Elementos Primarios de Medición (EPM)

Es la porción de los medios de medición que están en contacto directo con el proceso, que utilizan ó transforman energía del medio controlado para producir un efecto.

Elementos Secundarios de Medición (ESM)

Es la parte de los medios de medición que reciben la señal del EPM transformandola para detectarla y/o transmitirla.

Elemento Final de Control (EFC).

Es aquel equipo que modifica el valor de la variable manipulada.

2.2 Elementos Finales de Control.

La válvula de control juega un papel muy importante en el lazo de regulación, realiza la función de modificar el valor de la variable manipulada que modifica a su vez el valor de la variable controlada, comportandose como un orificio de área continua variable. Fig. 2.1

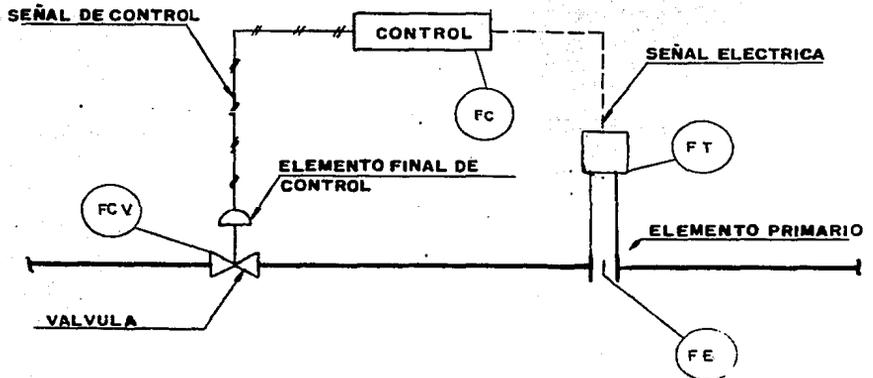


FIG. 2.1 LAZO DE CONTROL

2.3 Principios de operación.

Dentro del campo de la instrumentación, las válvulas de control se han convertido en artículos sumamente familiares.

Su función es mantener un flujo de acuerdo a las necesidades de proceso, las válvulas se comportan como un orificio de paso variable que permite la circulación de un cierto caudal - con una determinada pérdida de energía, esto es efectuado por un "ELEMENTO DE RESTRICCIÓN" que es usualmente un orificio - combinado con un tapón. Fig. 2.2.

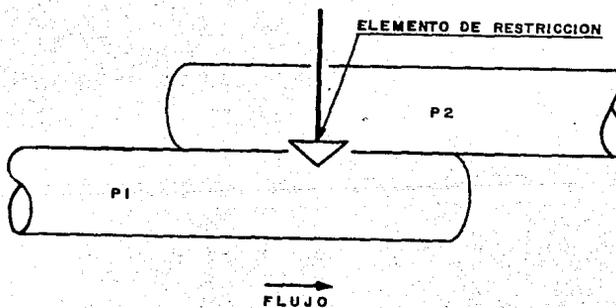


FIG.2.2 ELEMENTO DE RESTRICCIÓN

Para lograr las variaciones de posición del elemento de restricción, deberá aplicarse al mismo, algún tipo de carga, -- por lo que podemos concluir que otro elemento esencial de -- una válvula es el "ELEMENTO DE CARGA", el cual nos proporcionará la fuerza necesaria para mover el elemento de restricción.

Este elemento puede ser un peso, una palanca, un resorte ó - cualquier otro dispositivo que cumpla la función.

Hasta ahora, tenemos un elemento de restricción para modular el flujo a través de la válvula y un elemento de carga que - nos proporciona la fuerza para operar el elemento de restricción.

Sin embargo, ¿cómo sabemos si el flujo que pasa a través de la válvula está correctamente modulado?

Es evidente que necesitamos algún tipo de elemento de medición para interpretar la señal que nos proporciona el controlador.

Un diafragma podría actuar como elemento de medición, el --- cual responde a los cambios de la señal recibida y también - actuar simultáneamente como elemento de carga, de manera que nos proporcione una fuerza para operar el elemento de res---

tricción. Fig. 2.3

Otro elemento de medición podría ser un pistón, el cual tendría características de funcionamiento similares al diafragma.

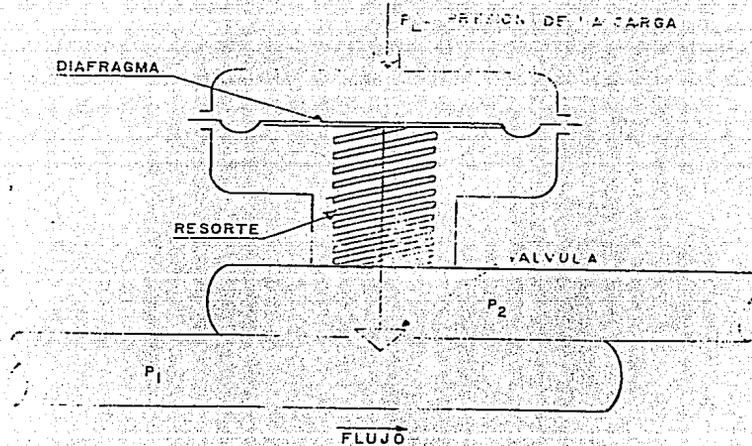


FIG. 2,3

Revisemos la acción de la válvula, si por el elemento de restricción está pasando demasiado fluido, la señal de control se incrementará, el diafragma como elemento de medición responderá a este incremento y producirá una fuerza que comprima a el resorte y restrinja la entrada de flujo al sistema.

Por otro lado, si la válvula no introduce suficiente flujo dentro del sistema, la señal de control caerá, y el diafragma responderá produciendo menos fuerza, el resorte se expandirá y empujará a el diafragma abriendo la válvula para permitir el paso de mayor flujo dentro del sistema, ver figura No. 2.3

Este ejemplo nos ilustra que son necesarios tres elementos para construir una válvula de control. Estos son:

A).- Elemento de restricción

B).- Elemento de carga

C).- Elemento de medición.

III

DIMENSIONAMIENTO DE VALVULAS DE CONTROL

3.1 Dimensionamiento de válvulas de control para fluidos líquidos.

El dimensionamiento inadecuado de una válvula, trae como consecuencia problemas técnicos y económicos. En un proceso, si una válvula se dimensiona de un tamaño menor al requerido en cierto punto del proceso, éste se verá afectado y no se podrá llevar a cabo completamente, por lo contrario, si la válvula es sobredimensionada, será anti-económico y causará una serie de oscilaciones en el proceso que no son deseables, -- por lo tanto, es necesario dimensionar adecuadamente la válvula que se utilizará para el control de un proceso dado.

En este capítulo veremos las técnicas para el dimensionamiento correcto y también comentaremos los problemas que se presentarían, si al dimensionar la válvula de control no consideramos factores como la viscosidad del fluido y la posible presencia de fenómenos como la cavitación y el flasheo, los cuales se presentan comunmente cuando existen caídas de presión grandes en la válvula.

La selección del tamaño de una válvula de control, basados en el tamaño de la línea es incorrecto; el dimensionamiento adecuado para una aplicación dada requiere el conocimiento de --

las condiciones de servicio y algunos datos experimentales, combinados ambos con una técnica correcta, nos conducirá a la selección del tamaño adecuado.

Usando el principio de la conservación de la energía, Daniel Bernoulli descubrió que cuando un líquido fluye a través de un orificio, el cuadrado de la velocidad del fluido es directamente proporcional a la presión diferencial a través del orificio e inversamente proporcional a la densidad relativa del fluido. En otras palabras, a mayor presión diferencial, mayor velocidad. A mayor densidad, menor velocidad.

$$v^2 = K \frac{\Delta P}{G E} \quad \dots 3.1$$

V = Velocidad del fluido

K = Constante de proporcionalidad.

ΔP = Presión diferencial del fluido.

Ge = Densidad relativa -- del fluido.

El flujo de líquidos puede ser calculado, multiplicando la velocidad del fluido por el área de flujo. El resultado es la velocidad del volumen del líquido.

FLUJO = VELOCIDAD X AREA

$$Q = V \times A \quad \dots 3.2$$

Combinando las ecuaciones 3.1 y 3.2 en una ecuación simple -- que relaciona el flujo por minuto (GPM), la presión diferencial, la densidad relativa y el área del flujo, tenemos:

de la ecuación 3.2,
$$V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \sqrt{\frac{K \Delta P}{GE}} = \frac{Q}{A}$$

$$Q = A \sqrt{\frac{K \Delta P}{GE}}$$

$$K = C$$

$$Q = A C \sqrt{\frac{\Delta P}{GE}}$$

Donde la constante C, es la constante de proporcionalidad y -- consideración del cambio de unidades de medición.

Aunque ésta situación tiene una base teórica fuerte, no considera pérdidas de energía, debidas a turbulencias y fricción -- cuando el flujo pasa a través del orificio, para tener en --- cuenta estos factores, adicionaremos a la fórmula, el coefi-- ciente de descarga C_D , que es también una función única para cada tipo de orificio, se decidió combinar estos tres térmi-- nos dentro de un solo coeficiente llamado coeficiente de di-- mensionamiento C_V .

$$Q = C_D CA \sqrt{\frac{\Delta P}{GE}}$$

$$C_V = C_D CA$$

$$Q = C_V \sqrt{\frac{\Delta P}{GE}}$$

$$C_V = Q \sqrt{\frac{GE}{\Delta P}}$$

...3.3

C_V = Coeficiente de dimensionamiento (adimensional).

Q = Flujo del líquido en galones por minuto (GPM)

GE = Densidad relativa (adimensional).

ΔP = Caída de presión en la válvula (PSI).

C_V es determinado experimentalmente para cada estilo de válvula.

Observando cuidadosamente la ecuación de dimensionamiento, podemos saber lo que el C_V significa. Consideremos el caso del agua a 60°F, la cual fluye a través de la válvula, en esta consideración la densidad relativa $GE=1$, asumamos que mantenemos una caída de presión en la válvula de 1 psi.

En estas condiciones, el valor de la raíz cuadrada se convier

te en 1.

$$Q = C_V \sqrt{\frac{\Delta P}{G E}}$$

$$Q = C_V \sqrt{I}$$

$$C_V = Q$$

Este ejemplo específico muestra que el C_V es numéricamente igual al número de galones de agua que fluirían a través de la válvula en un minuto. Así C_V nos da un índice para comparar la capacidad del manejo de líquidos de diferentes tipos de válvulas bajo condiciones estándar. C_V varía con el tamaño y estilo de la válvula, cada fabricante probará sus diferentes tipos de válvulas y publicará los resultados en un catálogo de dimensionamiento. Estos datos combinados con la ecuación de dimensionamiento y las condiciones reales de servicio, proporcionarán el dimensionamiento correcto de la válvula y la adecuada selección.

C_V es usado en el dimensionamiento de válvulas de control para fluidos líquidos que se comporten en la misma forma que el agua, pero cuando el líquido es extremadamente viscoso, se puede incurrir en errores significativos de dimensionamiento, si ignoramos los efectos de viscosidad.

A continuación se presenta un procedimiento gráfico para aplicar un factor de corrección por viscosidad, F_v , que puede ser usado para obtener un coeficiente de dimensionamiento correcto

Se ha notado sin embargo, que en la mayoría de las aplicaciones si el número de Reynolds de los fluidos es mayor de 5000, la corrección por viscosidad es insignificante.

$$Cv_r = CvFv \quad \dots 3.4$$

$$Cv_r = Cv \text{ real.}$$

Fv = Factor de corrección por viscosidad.

Cv = Coeficiente de dimensionamiento.

Procedimiento gráfico para encontrar el factor de corrección por viscosidad, Fv (Nomograma 3.1)

- 1.- Localice el valor de Cv en la escala correspondiente del Nomograma, trace una línea recta desde este punto hasta el punto donde se localiza la cantidad de flujo y prolonguela hasta donde se intesecte con la línea de referencia.
- 2.- Usando como pivote este punto, dibuje una línea recta que se interseque con el valor de la viscosidad del fluido -- que se está manejando. Si prolongamos ésta recta, encon-

traremos el valor del número Reynolds.

- 3.- Del valor del número de Reynolds, siga la línea horizontal hasta intersectar con la curva correspondiente, de aquí trace nuevamente una línea vertical y lea el factor de corrección, F_v .

Otro problema común y serio se desarrolla cuando la condición de cavitación o flasheo existe. Estos dos fenómenos pueden crear una limitación significativa en la ecuación básica de dimensionamiento de líquidos. Debido a que ocurren frecuentemente en algunas aplicaciones prácticas y tienden a limitar el flujo, deben ser tomadas en cuenta para tener una exactitud en el dimensionamiento de válvulas de control. Para simplificar la discusión de flujo, una válvula de control en cualquier abertura, puede ser representada por una restricción fija, existe una contracción del flujo, el área de sección transversal mínima de flujo, ocurre justamente a una distancia corta aguas abajo de la restricción física en un punto llamado vena contracta. Para entender el flasheo y cavitación, debemos primero entender el intercambio entre la energía potencial que pasa a través de una válvula u otra restricción.

Si nosotros mantenemos un flujo estable de líquido a través de la válvula, es obvio que la velocidad más grande debe pre

COEFICIENTE DE FLUJO CV



FLUJO - GPM (UN PUERTO)

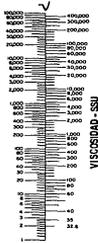


FLUJO - GPM (DOS PUERTOS)

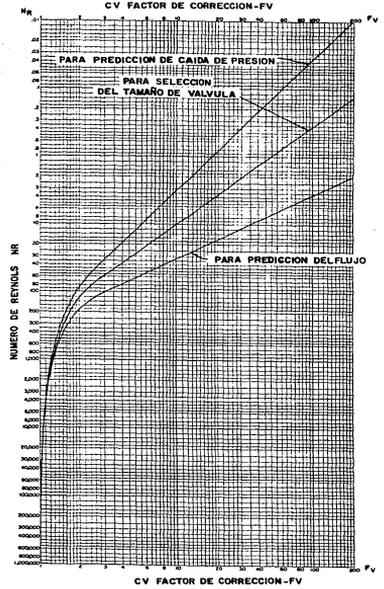


INDICE

VISCOSIDAD CINEMATICA ν - CENTISTOKES



VISCOSIDAD - SSU



NOMOGRAMA No. 3.1

sentarse en la vena contracta, donde el área de la sección transversal es la mínima. Este incremento en velocidad y energía cinética es obtenido a expensas de la energía potencial o la presión.

Observe que el perfil en la curva indica la variación de la presión de P_1 a P_2 cuando cambia la velocidad, fig. 3.1, note que la forma de la curva decrece en presión cuando la velocidad aumenta. La presión más baja ocurrirá en la vena contracta, donde la velocidad es mayor.

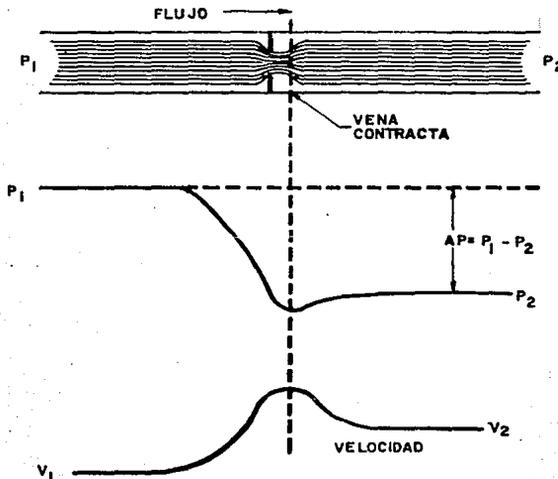


FIG. No. 3.1

Aguas abajo de la vena contracta, el fluido tenderá a expandirse en un área mayor, existirá una disminución en la velocidad y un correspondiente incremento en la presión.

Desde luego, el fluido aguas abajo de la válvula, no puede recobrar completamente la presión que existía aguas arriba. La presión diferencial que existe a través de la válvula es llamada la ΔP (delta P) de la válvula, ésta caída de presión es una medida de la cantidad de energía que fué disipada en la válvula, debido a la turbulencia y fricción. Esta energía es convertida en calor, ruido y vibración. A mayor energía disipada en una válvula, más grande es la caída de presión para un área y flujo dados.

Si dos válvulas tienen la misma presión aguas arriba, igual área de flujo y están pasando la misma cantidad de flujo, entonces deben presentar velocidades idénticas en la vena contracta. Esto significa que la diferencial de presión entre la presión de entrada y la vena contracta debe también ser la misma, fig. 3.2, por otro lado, si una válvula pierde menos energía debido a turbulencias y fricción, será mayor la recuperación de presión aguas arriba, una válvula así, será clasificada como de alta recuperación, en contraste una válvula de baja recuperación disipa más energía y consecuentemente tendrá una mayor caída de presión para el mismo flujo.

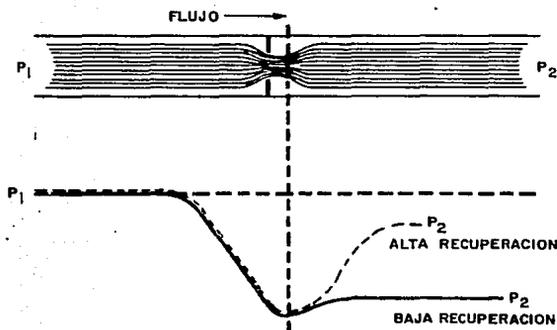


FIG. No. 3.2

Recuerde, de la característica de recuperación de la válvula, la cantidad de líquido que pasa a través de la válvula es determinada por dos cosas: el área de flujo y la velocidad de flujo. Si el área es constante, tal como cuando la válvula está completamente abierta, entonces cualquier incremento en flujo, debe provocar un incremento en la velocidad del fluido. Un incremento en velocidad resulta en una presión más baja en la vena contracta. Podemos concluir que la presión diferencial entre la presión de entrada y la presión en la vena contracta es directamente proporcional a la cantidad de flujo, - fig. 3.3, a mayor flujo, mayor presión diferencial.

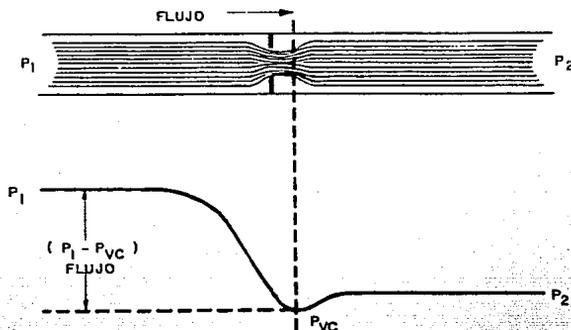


FIG. No. 3.3

Si el flujo a través de la válvula se incrementa, la velocidad en la vena contracta debe incrementarse y la presión en ese punto decrecerá acordeamente. Si la presión en la vena contracta cae abajo de la presión de vapor del líquido, se formarán burbujas en la corriente del fluido. La velocidad de formación de las burbujas, se incrementará tanto como la presión sea más baja que la presión de vapor, en este estado de desarrollo, no existe diferencia entre flasheo y cavitación, lo que pasa aguas abajo de la vena contracta, marca la diferencia.

Si la presión de salida de la válvula permanece abajo de la presión de vapor del líquido, las burbujas permanecerán en el sistema y tendremos un fenómeno conocido con el nombre de Flasheo. Por otro lado, si la presión aguas abajo se recupera lo suficiente para rebasar la presión de vapor, las burbu

jas se colapsarán, o implotarán, produciendo cavitación, -- fig. 3.4, en este punto, es fácilmente visualizado porque -- las válvulas de alta recuperación, tienden a estar más suje-- tas a la cavitación.

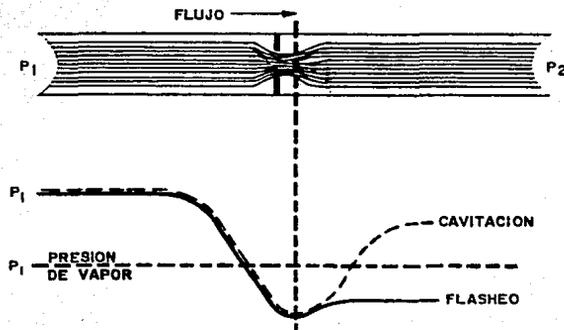


FIG. No. 3.4

La imploción de las burbujas de vapor durante la cavitación, liberan energía, la cual se presenta en forma de ruido y daño físico en la válvula. Millones de burbujas implotando en la proximidad de la superficie sólida, de las partes internas de la válvula, pueden desgastar el material, dando como resultado, daños serios en el cuerpo de la válvula o sus partes internas. Cuando en una válvula se presenta éste fenómeno, es fácilmente detectado, ya que producirá un ruido similar al pa

so de grava fluyendo a través de la válvula.

El flasheo puede causar también daño en las válvulas pero no es tan drástico como en el caso de la cavitación, el daño físico provocado por el flasheo como podemos observar, presenta superficies lisas y brillosas, fig. 3.5, el mayor daño se presenta en las partes donde se alcanzan las velocidades más altas.



FIG. 3.5

El ruido y el daño a la válvula son consideraciones importantes, pero aún más importante, desde el punto de vista de dimensionamiento, es el hecho que ambos fenómenos limitan el flujo a través de la válvula, debido a --- que las burbujas se comienzan a formar cuando la presión cae abajo de la presión de vapor del líquido.

La formación de las burbujas de vapor, causan una condición de crecimiento en la vena contracta, lo cual tiende a restringir la cantidad másica - de flujo que puede pasar a través de la válvula alcanzando la condición - de flujo tapón, lo cual implica que la cantidad de flujo no puede incrementarse.

Una representación gráfica de la ecuación de dimensionamiento, de válvulas de fluidos líquidos, es una línea recta cuya pendiente es el coeficiente de dimensionamiento C_v , fig. 3.6 , esta ecuación y la gráfica - - implican que no hay límite aparente para el flujo que puede ser obtenido, tanto como la diferencial de presión a través de la válvula se incrementa, ésta no es una representación real, debido a que los fenómenos de cavitación y flasheo pueden ocurrir, Asumiendo que tenemos presión constante - aguas arriba, existe una limitante al flujo que puede ser alcanzada por - el decremento de la presión aguas abajo.

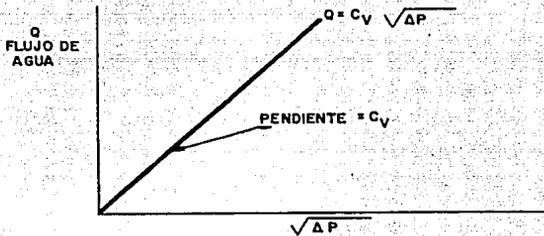


FIG. No. 3.6

En realidad, la curva de flujo se exhibe como se muestra en la fig.3.7, la desviación de la curva de la línea recta es debido a la formación de burbujas en la corriente de flujo.

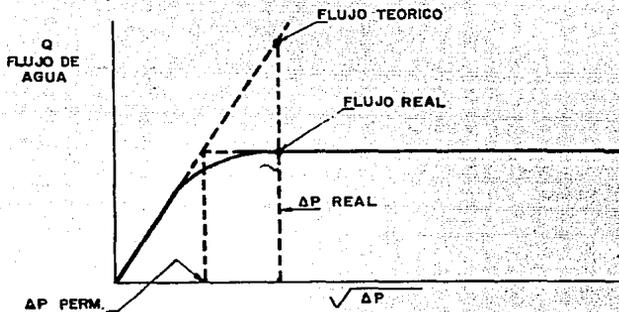


FIG. No. 3.7

Si la caída de la presión en la válvula es incrementada ligeramente abajo del punto donde comienzan a formarse las burbujas, la condición de flujo tapón es alcanzada, a incrementos futuros en la caída de presión no se incrementará el flujo, esta presión diferencial limitante se le llamará caída de presión permisible. La caída de presión permisible para una aplicación dada, debe ser conocida para prevenir un posible error de aplicación en la ecuación de dimensionamiento, por ejemplo, suponga que la caída de presión del servicio real es más grande que la caída de presión permisi--

ble, si usted usa la caída de presión real en la ecuación de dimensionamiento, se predecirá un flujo mayor al que existirá en servicio, este ejemplo presenta claramente porque debemos utilizar la caída de presión más baja de las dos caídas de presión en la ecuación de dimensionamiento básica para obtener resultados reales.

La caída de presión a la cual ocurre el flujo tapón, debido a los fenómenos de cavitación o flasheo, es función de la geometría de la válvula, aunque puede variar ampliamente de un estilo de válvula a otro, es completamente predecible para cualquier tipo de válvula dado y es determinado fácilmente. El coeficiente experimental usado para definir el punto de flujo tapón para cualquier tipo de válvula, llamado K_m , se encuentra tabulado junto con el coeficiente de dimensionamiento C_v . Antes de definir el K_m , revisemos lo que hemos expuesto anteriormente. La caída de presión a través de la válvula es una medida de la característica de recuperación. En el punto de saturación, la caída de presión es la permisible, también vimos que la caída de presión entre la presión de entrada y la presión en la venta contracta, es una medida del flujo que pasa por la válvula. El coeficiente de recuperación K_m se define como la relación de estas dos presiones diferenciales cuando la válvula ha alcanzado el flujo tapón. La caída de presión permisible es la máxima presión diferencial a través de la válvula que será efectiva para incrementar el flujo, de esto podemos observar que K_m relaciona la recuperación de presión característica de la válvula y la cantidad de flujo pasando por ella.

$$K_m = \frac{\Delta P_{perm}}{(P_1 - P_{vc})} \quad \dots 3.5$$

Donde:

P_1 = Presión de entrada.

P_{vc} = Presión en la vena contracta.

ΔP_{perm} = Presión diferencial permisible.

Por ejemplo, suponga que en dos válvulas está pasando el mismo flujo de saturación, pero tienen diferentes características de recuperación, una es de alta recuperación y la otra de baja, ya que ambas válvulas han alcanzado el mismo flujo de saturación, la presión diferencial en la entrada de la vena contracta es la misma para ambas válvulas. Por otro lado, la característica de recuperación de presión y consecuentemente el valor de la caída de presión permisible son completamente diferentes, relacionando esto a la definición de k_m , es fácil ver que la válvula de alta recuperación tendrá un valor de k_m más pequeño que la de baja recuperación, así k_m indica la característica de recuperación de una válvula, fig. 3.8.

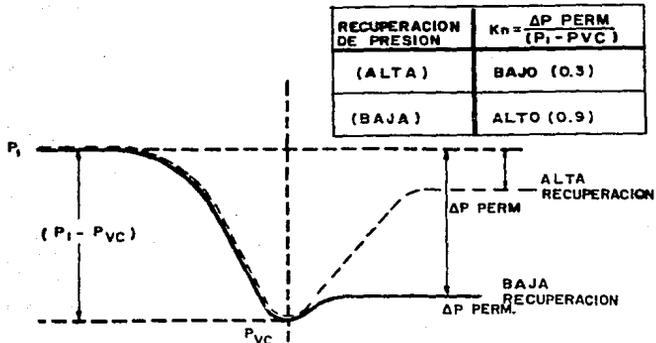


FIG. No. 3.8

Las válvulas de alta recuperación tendrán valores de k_m bajos, y las de baja recuperación están caracterizadas por valores más altos. Un rango típico de valores de k_m es de aproximadamente 0.3 a 0.96.

Las válvulas con características de recuperación intermedia, tendrán valores entre este rango. Ahora veamos como se usa el coeficiente de recuperación. La expresión para k_m puede tener un arreglo más usual, el cual es referido frecuentemente como la ecuación k_m .

$$k_m = \frac{\Delta P_{perm}}{(P_1 - P_{vc})}$$

$$\Delta P_{perm} = k_m (P_1 - P_{vc}) \quad \dots 3.5$$

Normalmente conocemos P_1 , la presión de entrada en la válvula, podemos obtener k_m del catálogo de dimensionamiento, si solamente conocemos la presión en la vena contracta, es posible calcular la caída de presión limitante para un flujo de saturación.

En termodinámica existe un término llamado relación de presión crítica, r_c , el cual relaciona la presión en la vena contracta cuando ocurre el flujo tapón y la presión de vapor del líquido, esta expresión es arreglada fácilmente en una forma usual en la ecuación de k_m , consecuentemente, la presión en la vena contracta se puede evaluar ahora. Para cualquier tipo de líquido es posible determinar el valor de r_c como una función de la presión de vapor y la presión crítica del líquido, fig. 3.9 .

Retomemos ahora la ecuación de K_m y sustituyamos la presión en la vena contracta con el producto de r_c y la presión de vapor, usando ésta forma de la ecuación K_m , la caída de presión permisible para el flujo tapón, -- puede ser calculada fácilmente, la P_1 , presión de entrada y la presión de vapor P_v son parte de las condiciones de servicio conocidas, K_m y r_c pueden ser fácilmente obtenidas en el catálogo de dimensionamiento,

$$\Delta P_{perm} = K_m (P_1 - r_c P_v) \quad \dots 3.6$$

ΔP_{perm} = Presión diferencial permisible

K_m = Coeficiente de recuperación

r_c = Relación de presión crítica.

P_v = Presión de vapor

En resumen, la ecuación básica de dimensionamiento, puede ser usada para -- determinar el flujo de líquido a través de una válvula. La ecuación K_m es usada para calcular la caída de presión permisible para el flujo tapón, --- debido al flasheo y a la cavitación. Si la caída de presión en el servicio real es más grande de la permisible, el valor más pequeño debe ser el - usado en la ecuación de dimensionamiento para obtener un cálculo de flujo - real.

El uso de la ecuación de dimensionamiento más común, es para determinar el tamaño de la válvula apropiado para las condiciones de servicio dadas.

El primer paso es calcular el Cv requerido, usando la ecuación de dimensionamiento, recuerde que la caída de presión usada debe ser la más pequeña entre la caída de presión real y la caída de presión permisible, - el segundo paso es seleccionar una válvula del catálogo con un Cv igual o mayor del valor calculado.

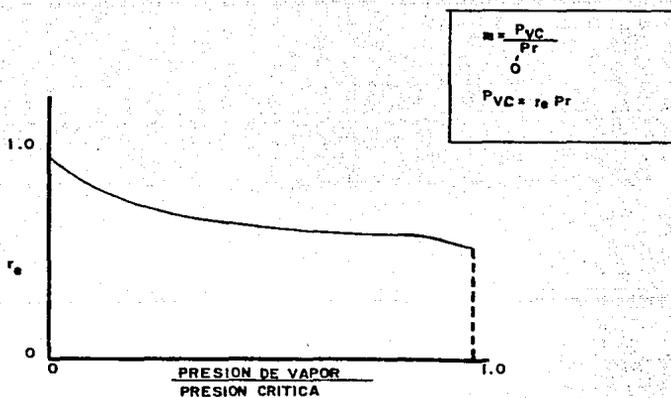


FIG. No. 3.9

3.2- Dimensionamiento de Válvulas de Control para flujos gaseosos.

Para el dimensionamiento de válvulas que manejarán fluidos gaseosos, regresemos al desarrollo de la teoría de dimensionamiento de válvulas para fluidos líquidos. Daniel Bernoulli, el famoso físico, aplicó la teoría de flujo de fluidos a los problemas de flujos líquidos. Las modificaciones experimentales a ésta teoría, producen una ecuación para fluidos gaseosos, la cual fue ampliamente aceptada para dimensionar válvulas usadas en servicios gaseosos.

$$Q = C_V \sqrt{\frac{\Delta P}{GE}} \quad \dots EC.3.3$$

DONDE:

Q = Flujo de líquidos (GPM)

C_V = Coeficiente de dimensionamiento (a dimensional).

ΔP = Caída de presión en la válvula (PSIA)

GE = Densidad relativa del líquido. (adimensional).

Las válvulas que funcionaron bien para controlar líquidos, se pensó en emplearlas para controlar fluidos gaseosos. Para utilizar la ecuación de C_V en la predicción del flujo de aire, -- fue necesario hacer dos modificaciones.

La primera fue introducir un factor de corrección para cambiar

las unidades de flujo de galones por minuto a pies cúbicos - estandar por hora.

La segunda modificación consistió en interpretar la definición de densidad relativa de líquidos en términos de presión, lo cual es más adecuado para fluidos gaseosos. El resultado fue la ecuación de C_v aplicable para el flujo de aire a 60°F.

$$Q_{\text{GPM}} = C_v \sqrt{\frac{\Delta P}{G E}}$$

Para líquidos, se convierte en:

$$Q_{\text{SCFH}} = 59.64 C_v P_1 \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}}$$

Para aire a 60°F.

Donde:

Q = Flujo de aire a 60°F (SCFH)

C_v = Coeficiente de dimensionamiento (adimensional)

P_1 = Presión de entrada a la válvula (PSIA)

ΔP = Caída de presión en la válvula. (PSI)

Para hacer esta ecuación aplicable a cualquier tipo de gas a cualquier temperatura, se llevó a cabo una modificación simple basada en la ley de los gases de Charles. El coeficiente 520, - representa el producto de la densidad relativa y temperatura absoluta del aire a condiciones estandar. La densidad relativa --

igual a 1 y la temperatura igual a 520°Ranking, la cual corresponde a 60°Fahrenheit. La GE y la T, representan la gravedad específica y temperatura absoluta del gas.

$$Q_{SCFH} = 59.64 C_v P_1 \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \sqrt{\frac{520}{GE T}}$$

Una representación gráfica de ésta ecuación, es una línea recta, fig. 3.10, cuya pendiente es una función del coeficiente de dimensionamiento, entre mayor sea la pendiente, el C_v se incrementa aún más, la curva real estará de acuerdo con la teórica a bajas caídas de presión, pero una desviación significativa ocurrirá a incrementos de la relación $\Delta P/P_1$ a 0.02. Esta desviación ocurre debido a que la ecuación está basada a la suposición de que los flujos líquidos son incompresibles, cuando la relación $\Delta P/P_1$ excede aproximadamente el valor de 0.02 - los gases no pueden seguir siendo considerados fluidos incompresibles.

Un problema más serio de limitación en esta situación, implica el fenómeno de flujo crítico. Para explicar el flujo crítico en una válvula de control, cualquier apertura de la válvula -- puede ser representada por una restricción simple en la línea. Cuando el flujo pasa a través de la restricción física, existe una contracción de la corriente del flujo. El área mínima de sección transversal de la corriente del flujo, ocurre a una --

distancia corta aguas abajo de la restricción en un punto llamado vena contracta, fig. 3.11

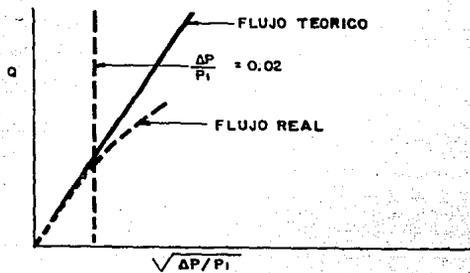


FIG. No. 3.10

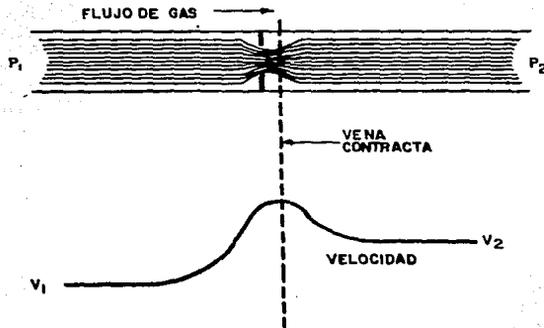


FIG. No. 3.11

Para mantener un flujo constante a través de la válvula, la velocidad debe incrementarse en la vena contracta donde el área de sección transversal es menor. Cuando la caída de presión a través de la válvula se incrementa, el flujo y la velocidad en la vena contracta también se incrementan, sin embargo, en algún valor de la caída de presión, el gas alcanza la velocidad sónica en la vena contracta, debido a que el gas no puede rebasar esta velocidad se crea una condición de flujo de saturación conocido con el nombre de flujo crítico.

Si la relación de caída de presión es mayor que el valor crítico, la ecuación de C_v se convierte en obsoleta para predecir el flujo real, Ver. fig. 3.12.

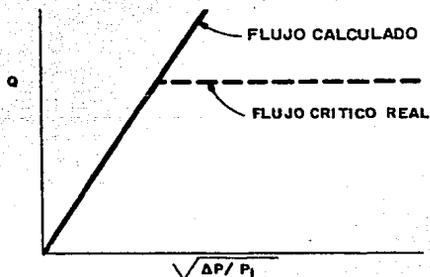


FIG. No. 3.12

La línea fuerte ilustra el flujo calculado por la ecuación de C_v , mientras que la línea punteada ilustra el flujo real una vez que el flujo crítico es alcanzado, así tenemos que la ecuación se desvía significativamente del flujo real para relaciones de caída de presión mayores de 0.02, y es totalmente inadecuada una vez que el flujo crítico es alcanzado.

Se contempló modificar la ecuación C_v en un intento por predecir la conducta de los gases bajo condiciones de flujo crítico y subcrítico. Esta aproximación tuvo una fuerte aceptación, ya que significó que se podrían continuar las pruebas con agua en válvulas, para obtener el C_v . La modificación de esta ecuación tomaría la predicción de flujo de gas sin necesidad de desarrollar pruebas con aire.

$$Q = 1360 C_v \sqrt{\frac{(P_1 - P_2) P_2}{GE T}}$$

$$Q = 1364 C_v \sqrt{\frac{(P_1 - P_2) P_1}{GE T}}$$

$$Q = 1360 C_v \sqrt{\frac{\Delta P}{GE T}} \sqrt{\frac{P_1 + P_2}{2}}$$

Aplicando las 3 ecuaciones se obtuvo un trabajo exacto de predicción de flujo de gas a través de válvulas de globo estandar, a relaciones de -- caída de presión menores de 0.5, el flujo crítico en válvulas de baja - recuperación se alcanza en valores de relación de caída de presión de a- proximadamente 0.5 .

Si la relación $\Delta P/P_1$ es igual a 0.5, cada una de las ecuaciones modifi- cadas predecirá un flujo, el cual se aproximará al flujo crítico real - para relaciones de $\Delta P/P_1$ mayores de 0.5, las tres ecuaciones pueden ser reducidas a la forma representada, donde k es un valor específico deter- miando en condiciones de flujo crítico. Esta ecuación indica que el -- valor del flujo crítico depende de P_1 y no de ΔP .

$$Q_{\text{CRITICO}} = KC_v P_1$$

$$\frac{\Delta P}{P_1} > 0.5$$

El problema aparentemente estaba resuelto, podíamos predecir flujos crí- ticos y subcríticos, pero hicieron su aparición las válvulas de alta re- cuperación, tales como las válvulas de bola y mariposa. El flujo a tra- vés de una válvula de alta recuperación es completamente lineal y efi-- ciente comparada con una válvula de baja recuperación. Si dos válvulas tienen la misma área de flujo y están pasando el mismo flujo, la válvu- la de alta recuperación exhibirá una ΔP menor que la válvula de baja re- cuperación, entonces alta y baja recuperación, se refieren a la habili- dad de la válvula para convertir la velocidad alcanzada en la vena con-

tracta en presión aguas arriba, las dos válvulas tienen la misma presión de entrada y pasan el mismo flujo. Si el flujo crítico es eminente, es obvio que la relación de $\Delta P/P_1$ para la válvula de alta recuperación será menor que para la válvula de baja. Ver fig. 3.13.

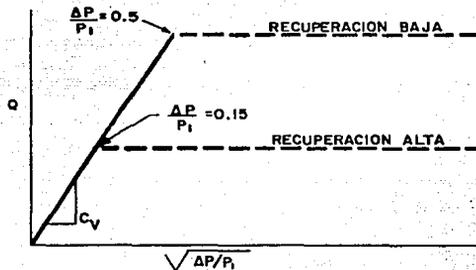


FIG. No. 3.13

Mientras que es cierto que las válvulas de baja recuperación tales como las válvulas de globo, exhiben un flujo crítico a una relación de $\Delta P/P_1$ de 0.5, las válvulas de alta recuperación pueden presentar flujos críticos a relaciones de $\Delta P/P_1$ tan bajos como 0.15. Ahora, consideremos el caso de una válvula de alta recuperación y una de baja, ambas con el mismo C_v y la misma presión de entrada P_1 , ya que la pendiente inicial de la curva de flujo está relacionada con el C_v , ésta porción de la curva será la misma para ambas válvulas, fig. 3.2 .

Debido a que el flujo predecido por la ecuación de flujo crítico depende directamente del C_v , la ecuación predecirá el mismo flujo crítico pa

ra ambas válvulas. Sin embargo hemos visto que la válvula de alta recuperación exhibirá flujo crítico a relaciones de $\Delta P/P_1$ tan bajas como 0.15, en otras palabras, la ecuación modificada de C_v hará una -- sobre predicción de flujo: a través de la válvula de alta recuperación. Este punto es importante para no caer en errores repetitivos. Una válvula de alta recuperación con el mismo C_v y bajo condiciones de -- flujo crítico, tendrá mucho menos capacidad de flujo que la de baja, así, nosotros usamos la ecuación de C_v modificada, la cual fue -- diseñada para válvulas de baja recuperación, para dimensionar una de alta recuperación, podemos llegar a sobre estimar la capacidad de flujo crítico de la válvula hasta un 300%.

Esto podría sonar como una circunstancia extraña, pero sería posible que ambas válvulas tuvieran el mismo C_v , la válvula de alta recuperación sería mucho más pequeña que la válvula de baja recuperación, --- porque la configuración geométrica de la válvula influye en el flujo de líquidos. Sin embargo, el flujo crítico del gas depende principalmente del área de flujo mínimo, así, en la válvula más pequeña de -- alta recuperación fluiría menos gas bajo condiciones críticas de flujo. Debido a los problemas en el uso del C_v para predecir flujos críticos en válvulas de alta y baja recuperación, se desarrollaron pruebas en -- válvulas con aire, como las que se habían llevado a cabo con agua, el resultado de estas pruebas arrojaron un nuevo coeficiente de dimensionamiento C_g el cual relaciona el flujo crítico a la relación de presión de entrada absoluta, ya que C_g es experimentalmente determinado -- para cada estilo de válvula, puede ser usado para un cálculo exacto -- del flujo crítico, para válvulas de alta y baja recuperación.

$$Q_{\text{CRITICO}} = C_g P_1$$

C_g es determinado por pruebas en la válvula con aire a 60°F y bajo condiciones de flujo crítico. Para que la ecuación sea aplicable a algún gas a cualquier temperatura, el mismo factor de corrección puede ser usado como fue aplicado previamente a la ecuación del C_v original.

$$Q_{\text{CRITICO}} = C_g P_1 \sqrt{\frac{520}{GE T}}$$

Hasta ahora, hemos encontrado dos ecuaciones de dimensionamiento de gas, una que es aplicable a relaciones de $\frac{\Delta P}{P_1}$ completamente bajas y la otra para predecir flujos críticos. En un intento de combinar ambas ecuaciones, se desarrollaron miles de pruebas en un laboratorio, con todos los tipos de válvulas disponibles, incluyendo válvulas de alta, intermedia y baja recuperación.

Cuando el resultado de estas pruebas fueron normalizadas con respecto al flujo crítico y graficadas, se notó que todos los puntos de prueba, en la porción de inclinación de la curva de flujo, pueden ser completamente enmarcados por el primer cuarto de ciclo de una curva senoidal, fig. 3.14, como resultado de este programa de pruebas, se introdujo la ecuación de dimensionamiento de gases. Esta ecuación es aplicable en el sentido de que predice con exactitud el flujo para válvulas de alta y baja recuperación, para cualquier gas y bajo cualquier condición de flujo, se incorpora la ecuación del C_v y la ecuación del flujo crítico C_g en una ecuación simple, donde un nuevo coeficiente C_1 es introducido.

$$Q_{SCFH} = \frac{520}{GE T} C_g P_1 \text{ Sen } \left[\frac{59.64}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right] \text{ rad.}$$

Este coeficiente C_1 , es definido como la relación entre el coeficiente de dimensionamiento de válvulas que manejan líquidos

y las que manejan gases.

$$C_1 = C_v / C_g$$

El valor numérico del C_1 nos dirá si la válvula es de baja, - alta ó intermedia recuperación, el siguiente párrafo nos ayudará a clarificar la relación entre C_1 y la característica de recuperación de la válvula.

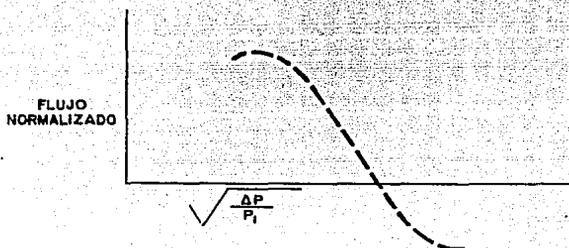


FIG. No. 3.14

RECUPERACION ALTA



RECUPERACION BAJA

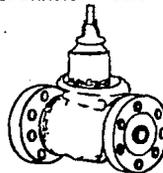


FIG. No. 3.15

Suponga dos válvulas con área de flujo idéntica. Una de alta recuperación y la otra de baja. C_g es determinado bajo condiciones de flujo crítico, es relativamente independiente de la característica de recuperación de la válvula, debido a que el

flujo crítico es una función principalmente del área de la -- válvula. Así, ambas válvulas tendrán el mismo C_g . La geometría de flujo, sin embargo, tiene una influencia significativa en el coeficiente de flujo de líquidos. La mayor lineabilidad y eficiencia de la válvula de alta recuperación, permitirá el paso de aproximadamente dos veces el flujo de líquido, para la misma área de una válvula de baja recuperación y correspondientemente al C_v será aproximadamente dos veces mayor, fig. 3.15

Este ejemplo no solamente muestra que C_1 variará con la característica de recuperación de las válvulas. También nos ilustra que las válvulas de alta recuperación asumen valores bajos de C_1 , mientras que las válvulas de baja recuperación asumen valores de C_1 altos.

ALTA RECUPERACION

$$C_1 = \frac{C_g}{C_v}$$

$$C_1 = \frac{4680}{254}$$

$$C_1 = \underline{18.4}$$

BAJA RECUPERACION

$$C_1 = \frac{C_g}{C_v}$$

$$C_1 = \frac{4680}{135}$$

$$C_1 = \underline{34.7}$$

Para obtener una predicción exacta de flujo de gas en cualquier estilo de válvula, son necesarios dos coeficientes de --

dimensionamiento. C_g ayuda a predecir el flujo, basado en el área de flujo y el tamaño físico, mientras que C_1 acumula las diferencias en las características de recuperación de las válvulas.

La ecuación de dimensionamiento para gases, aparenta ser muy compleja, pero analizandola en sus valores extremos, podemos observar que no lo es tanto. Primero, considere el extremo -- donde la relación $\Delta P/P_1$ es pequeña. Esto significa que también el ángulo será pequeño en radianes. De trigonometría básica, podemos recordar que para ángulos pequeños, el seno del ángulo puede ser aproximado por el mismo ángulo en radianes.

$$\frac{\Delta P}{P_1} = 0.02$$

$$\text{SEN} \left[\frac{59.64}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right] \text{ rad} \approx \left[\frac{59.64}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right] \text{ rad}$$

Bajo esta suposición de relaciones de P pequeña, la ecuación de dimensionamiento para gases, se reduce a la ecuación original de C_v . Nosotros sabemos que ésta ecuación es exacta cuando la relación de $\Delta P/P_1$ es menor de 0.02.

$$Q = \frac{520}{\text{GET}} C_g P_1 \left[\frac{59.64}{C_g/C_v} \frac{\Delta P}{P_1} \right]$$

$$Q = 59.64 C_v P_1 \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \sqrt{\frac{520}{\text{GET}}}$$

En el otro extremo de la ecuación de dimensionamiento de gases, en la región de flujo crítico, este es establecido en el punto donde la función senoidal alcanza su valor máximo, al final del primer cuarto de ciclo, en este lugar la función senoidal es igual a 1 y el ángulo es igual a $\pi/2$ radianes. La relación de $\Delta P/P_1$ en este punto es conocida como la relación de $\Delta P/P_1$ crítica, la función senoidal se convierte en 1, y la ecuación de dimensionamiento se reduce a la que fue desarrollada originalmente para predecir el flujo crítico para cualquier estilo de válvula, basada en determinaciones experimentales del coeficiente de dimensionamiento de gas, C_g .

$$\left[\frac{59.64}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right]_{\text{rad}} = \frac{\pi}{2}$$

$$\text{SEN} \left[\frac{59.64}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right] = 1$$

$$Q = \sqrt{\frac{520}{\text{GET}}} C_g P_1 \text{ SEN} \left[\frac{59.64}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right]_{\text{rad}}$$

$$Q_{\text{crítico}} = C_g P_1 \sqrt{\frac{520}{\text{GET}}}$$

En resumen, la ecuación de dimensionamiento de gases incluye la ecuación básica de C_v en uno de los extremos y la ecuación de flujo crítico en el otro y ambas, enlazadas con una función senoidal que involucra datos experimentales, Fig. 3.16.

En algunos problemas específicos, es más conveniente trabajar con ángulos en grados, en lugar de radianes esta conversión se logra simplemente agregando una constante, por lo tanto, se incluye la constante .3417 en lugar de 59.64, ahora el ángulo será 90° a la relación de $\Delta P/P_1$ crítica, en lugar de $\pi/2$ radianes.

$$\left[\frac{.3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right] \text{Deg} = 90$$

Como la ΔP a través de la válvula se incrementa, el valor del ángulo se incrementa de 0° a 90° , si el ángulo rebasa este rango de valores, la ecuación predecirá un decremento en el flujo, ya que esto no puede ser una situación real, el ángulo deberá ser limitado a 90° .

El uso más común de la ecuación de dimensionamiento es la determinación del tamaño adecuado de una válvula para unas condiciones de servicio específicas. El primer paso es calcular el C_g requerido, el segundo es seleccionar una válvula del catálogo del fabricante con un C_g , el cual iguale o exceda el valor calculado. El C_1 , de esta selección se lee el valor de C_1 con el cual se corrige el cálculo tomando en cuenta este valor y así se obtendrá el C_g exacto.

$$C_g = \frac{Q}{\sqrt{\frac{520}{G E T}} P_1 \text{ SEN} \left[\frac{.3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right] \text{Deg.}} \quad \dots 3.7$$

C_g = Coeficiente de dimensionamiento para gases.

Q = Flujo del gas, ft^3/HR estandar.

GE = Densidad relativa.

P_1 = Presión de entrada PSI

ΔP = Presión diferencial PSI

T = Temperatura $^{\circ}\text{R}$

C_1 = Relación C_g/C_v de tablas

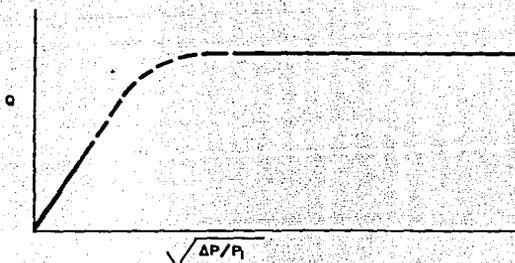


FIG. No. 3.16

3.3. DIMENSIONAMIENTO DE VALVULAS DE CONTROL QUE MANEJARAN FLUIDOS EN INTERFACE.

Para dimensionar válvulas de control que manejarán fluidos en dos fases, - es necesario calcular el coeficiente de dimensionamiento del líquido, del gas y posteriormente aplicar la fórmula siguiente.

$$Cv_r = (C_{v_l} + C_{v_g})(1 + F_m) \quad \dots 3.8$$

Donde:

Cv_r = Cv requerido para la mezcla del flujo.

Cv_l = Cv para la fase líquida.

Cv_g = Cv requerido para la fase gas.

F_m = Factor de corrección de Cv .

El valor del factor de corrección, F_m , puede ser obtenido en la curva de - la fig. 3.17 como una función de la relación de volúmen V_r . La relación de volúmen de gas para una mezcla líquido-gas puede ser obtenida por la ecuación.

$$V_r = \frac{V_g}{V_e + V_g} = \frac{Q_g}{\frac{284 Q_e \cdot P_1}{T_1} + Q_g} \quad \dots 3.9$$

O para una mezcla líquido-vapor.

$$V_r = \frac{V_g}{V_g + V_e \left(\frac{1-X}{X} \right)} \quad \dots 3.10$$

Donde:

V_r = relación del volúmen del gas

V_g = flujo de gas (ft^3/Seg).

V_l = Flujo de líquido (ft^3/Seg).

g = Volúmen específico de la face gaseosa.

l = Volúmen específico de la face líquida (ft^3/lb).

X = Calidad, lb vapor/lb mezcla.

Si la relación de caída de presión ($\Delta P/P_1$) excede la relación requerida para dar el flujo de gas crítico al 100% determinado en la fig. 3.18, la caída de presión del líquido será limitado a la - diferencial de presión requerida para dar flujo de gas al 100% -- crítico.

Debido a la posibilidad de que el flujo tapón ocurra, la caída de presión en el líquido deberá ser limitada también por la ecuación.

$$\Delta P_{(\text{perm})} = K_m (P_1 - r_c P_v) \quad \dots 3.11$$

P_v = Presión de vapor del líquido
 P_{sia} .

Una vez calculado el coeficiente de flujo real C_{vT} se procederá a - seleccionar del catálogo del fabricante el tamaño de válvula requerido por nuestros datos de proceso

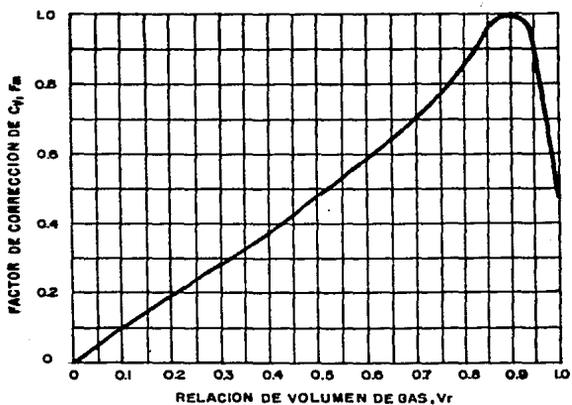


FIG. 3.17

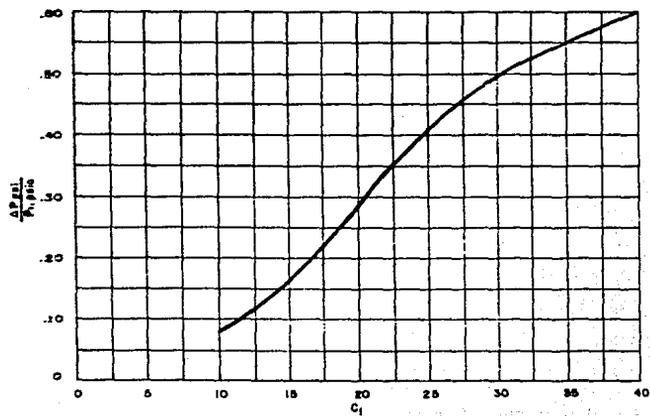


FIG. 3.18

SELECCION DE VALVULAS DE CONTROL

Los procesos industriales se han optimizado a través del avance tecnológico, en la actualidad se requiere una adecuada selección del equipo que se instalará en las modificaciones, ampliaciones ó nuevos proyectos, cada uno de estos equipos se deberá de seleccionar de la mejor forma considerando cada uno de los aspectos más importantes involucrados en ésta, como son las condiciones de trabajo, seguridad, tiempo de vida y el aspecto económico, las válvulas de control no podrían ser la excepción de aquí nuestro interés al llevar a cabo este estudio.

En este estudio mostraremos las partes que constituyen una válvula de control, su función, los materiales de construcción y algunas recomendaciones sobre su uso y selección.

Fundamentalmente, una válvula de control está constituida por el cuerpo y el actuador. El fluido pasa a través del cuerpo y obstaculizado por una apertura variable, entre una parte móvil llamada tapón y otra fija llamada asiento. El tapón está unido al actuador por un vástago, que se desliza a través de un bonete localizado en el cuerpo de la válvula y sujeto a las mismas condiciones de presión y temperatura.

Existen varias configuraciones en cuanto al cuerpo de las válvulas de control cuya selección depende de las condiciones de operación y de las características del fluido entre otras cosas.

Las válvulas tipo globo son las más comunes y pioneras de las válvulas de control.

No obstante que la válvula de globo es la más usada, existen también en el mercado válvulas de mariposa, bola, saunders.

4.1.- Válvulas Tipo Globo

Las partes que forman una válvula de globo son las mostradas en la fig. 4.1.

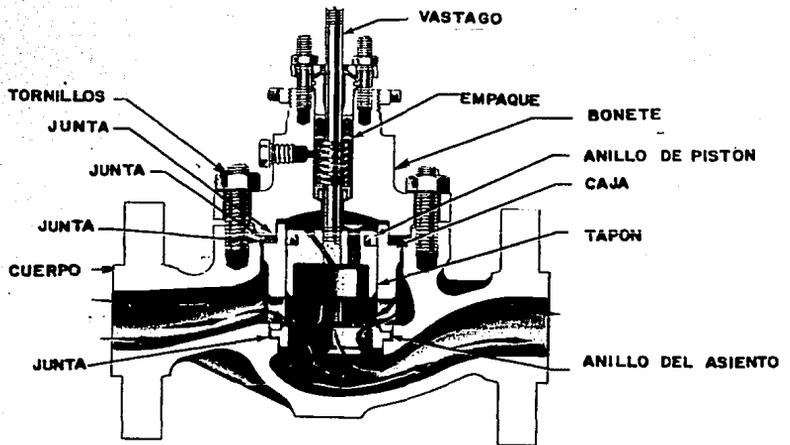


FIG. 4.1

TORNILLERA

Aunque es uno de los elementos que normalmente no se les presta importancia cabe mencionar que existen algunas aplicaciones en las que esta tornillera deberá cumplir con ciertas normas; para citar algunos ejemplos podemos -- mencionar el manejo de gas amargo, para este servicio, todos los elementos de la válvula, directa o indirectamente en contacto con este fluido deberán cumplir con la norma NACE MR-01-75 , que consiste en un tratamiento termi co de relevado de esfuerzos, para hacer que el grano del acero al carbón se vuelva más uniforme y cerrado para evitar que los sulfatos penetren a -- los poros y dañen el material, otro servicio en el cual se deberá tener - - cuidado es para el manejo de fluidos, tanto a altas como a bajas temperatur as, ya que deberá existir una compatibilidad entre el material del cuerpo y el del bonete para evitar que las contracciones o expansiones termicas generen esfuerzos que pudieran fracturar alguno de los componentes. Los materiales de construcción más comunes son: Acero al carbón (ASTM216 - GRWCB) acero inoxidable 316SST y algunas aleaciones más.

BONETE

El bonete cumple con varios objetivos, el principal es sujetar junto con la tornillera todas las partes internas de la válvula, otra función es el de - alojar los empaques de la válvula, y además es la de disipar o absorber - - calor del medio ambiente

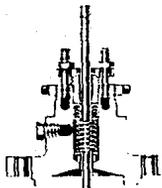


FIG. 4.2

BONETE PLANO: Se emplea para servicios generales en donde la temperatura del fluido no rebasa los límites de -50°F y 450°F . y los empaques que se estén empleando empaques de teflón. fig. 4.2

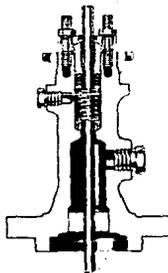


FIG. 4.3

BONETE DE ALETAS O EXTENSION I: Es usado para servicios en donde el fluido rebasa los límites de -50°F y 450°F y los empaques tengan que ser de teflón, forzosamente debido al servicio. fig. 4.3

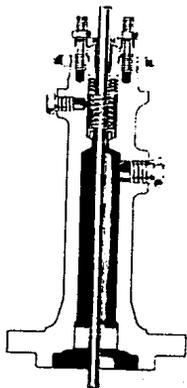


FIG. 4.4

BONETE DE EXTENSION TIPO II: Este tipo de bonete es de mayor longitud que el anterior y su aplicación principal es cuando la temperatura del fluido que se está manejando es inferior a -150°F y debido al servicio se tengan que emplear forzosamente empaques de teflón. fig.4.4

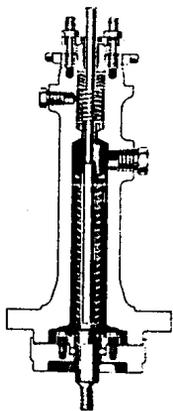


FIG. 4.5

BONETE DE EXTENSION PARA FUELLES: Este bonete es especial para alojar en su interior un sello de fuelles en vez de empaques. fig. 4.5

EMPAQUES

Los empaques en una válvula permiten al vástago deslizarse durante su operación y además evitan la fuga del fluido a la atmósfera.

Los materiales usados como empaques deben cumplir los siguientes requisitos:

1. Deben ser inertes al ataque químico del fluido manejado.
2. Deben presentar baja fricción
3. Deben tener un coeficiente de expansión bajo cuando la temperatura es alta
4. Deben ser lo suficientemente elásticos para hacer el sello y mantenerse -- comprimidos.
5. Deben ser resistentes a la abrasión.
6. Deben tener una vida económicamente costeable y se podrán reemplazar facilmente.

Los principales materiales usados son los siguientes:

TEFLON.- Moldeado en forma de V no requiere lubricación. Se usa entre - 40 y 450 °F.

TEFLON ASBESTO .- Compuestos de asbestos trenzados y recubiertos de teflón, - se usan entre - 100°F y + 450°F. Se recomienda lubricación excepto para servicio de oxígeno.

ASBESTOS GRAFITADOS.- Se usan para servicios de petróleos destilados, vapor, - aceite y aire hasta 450°F. Se recomienda la lubricación.

GRAFOIL.- Apropriados para servicios nucleares a altas temperaturas o donde -- hay bajo contenido de cloruros. Apropriados para servicios para temperaturas -

desde criogénicas hasta 1,200°F. No requieren lubricación pero si un bonete de extensión y yugo de acero cuando la temperatura es superior a 800°F.

SEMI-METALICOS.- Usados para aplicaciones de altas temperaturas y presiones, donde la superficie del vástago no es perfecta.

Apropiados para servicios hasta 900°F. La lubricación es recomendada y se deberá usar bonete de extensión y yugo de acero en temperaturas que excedan de 800°F.

SELLOS DE FUELLES.- son usados cuando ninguna fuga a través del vástago puede ser tolerada. Son frecuentemente utilizados en el manejo de fluidos tóxicos, volátiles, radioactivos o considerablemente costosos. Su uso está limitado a 300 psig y 70°F y su selección debe estudiarse detenidamente, una vez instalado requerirá mantenimiento e inspección continua.

JUNTAS

Se emplean para evitar que las partes metálicas de la válvula se friccionen entre sí y sufran fractura debido a la expansión o contracción térmica o a la vibración mecánica generada por el trabajo que se está desarrollando. El material de construcción es generalmente asbesto, aunque en ocasiones especiales se emplea algún metal blando.

VASTAGO

La función del vástago es la de transmitir el movimiento generado por el actuador al tapón de la válvula. Los materiales de construcción más comunes.

son acero inoxidable 316, acero inoxidable 17.4PH, acero inoxidable 416, - - inconel y algunas aleaciones más. La selección del material dependerá del tipo de fluido y por otro lado de la fuerza que se maneje al poner en movimiento al tapón.

TAPON Y ANILLO DE ASIENTO

La función de estos dos componentes es la de modular el fluido que se está controlando, se puede clasificar en dos tipos de tapones, balanceados y desbalanceados; dentro de esta clasificación existen varios diseños que son: Guiados arriba y abajo, guiados en puerto, guiados arriba y guiados en caja, aunque los tres primeros se consideran en una sola clasificación.

A continuación se ilustra cada uno de los diferentes diseños: fig. 4.6

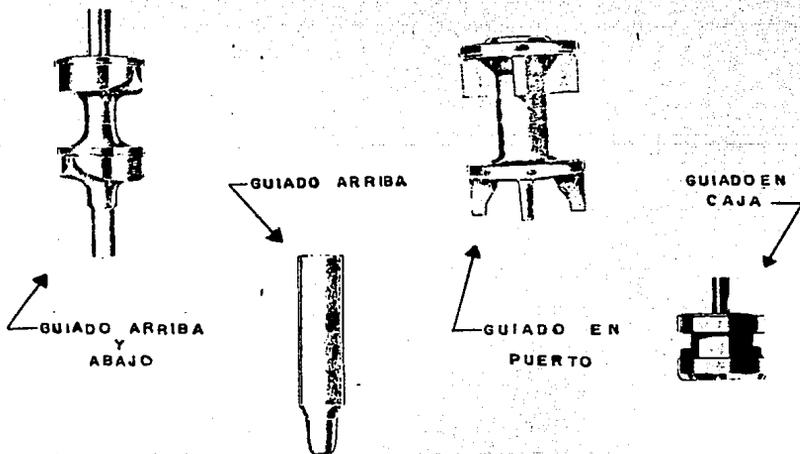


FIG. 4.6

Dentro de estos diseños únicamente hay 3 tipos de tapones balanceados y que son los guiados arriba y abajo con dos puertos, guiados en puerto con dos puertos y guiados en caja, los desbalanceados son 4: guiados arriba y abajo un puerto, guiados en puerto de un puerto, guiados arriba y guiados en caja.

Como se podrá notar en los diseños de tapones con dos puertos la presión del fluido es sobre la cara inferior del tapón superior, y la cara superior del tapón inferior por lo que se crea un balance de fuerzas, lo que implica que con una fuerza mínima aplicada al tapón a través del vástago se pueda modular, por otro lado en el diseño guiado en caja existen unos orificios en el tapón los cuales permiten el paso del fluido que se está manejando a la parte superior del mismo, evitando también una fuerza de desbalance, lo cual ayudará a que no se requiera gran fuerza para mover el tapón.

En los diseños desbalanceados podemos observar que el fluido pega directamente sobre la cara inferior o superior del tapón provocando que éste en un momento dado, se mueva o tome una posición indeseable, por lo que se requerirá un actuador más robusto que nos proporcione la suficiente fuerza para evitar que el fluido nos cierre ó nos abra el tapón, representando un costo mayor.

Otro aspecto para analizar es la hermeticidad, a continuación mostramos una clasificación de los diferentes grados de ésta para fines más específicos.

TABLA 4.1

TABLA 4.1

CLASIFICACION DE HERMETICIDAD

ANSI B16.104-1976	MAXIMA FUGA				MEDIO DE PRUEBA	PRESION Y TEMPERATURA
CLASE II	0.5% De la capacidad total				AIRE	Servicio ΔP 50 psid 50 PSID O MAYOR Y 50°F A 125°F
CLASE III	0.1% De la capacidad total				AIRE	IDEM
CLASE IV	0.1% De la capacidad total				AIRE	IDEM
CLASE V	5 x 10 ⁻⁴ mL/min/psid/in diam.de puerto (5 x 10 ⁻¹² m ³ /sec/bar diferencial/mm diam. de puerto)				AGUA	IDEM
CLASE VI	DIAMETRO NOMINAL DE PUERTO		BURBUJAS POR MINUTO	mL POR MINUTO	AIRE	IDEM
	In	mm				
	1	25	1	0.15		
	1-1/2	38	2	0.30		
	2	51	3	0.45		
	2-1/2	64	4	0.60		
3	76	6	0.90			
4	102	11	1.70			
6	152	27	4.00			
8	203	45	6.75			

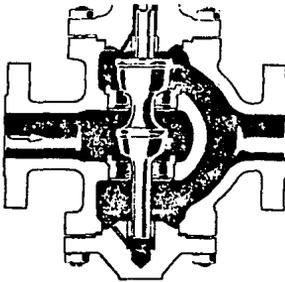


FIG. 4.7

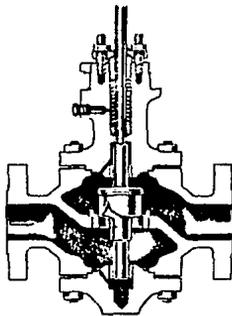


FIG. 4.8

Para los tapones balanceados guiados en caja existen diferentes diseños que cubren casi todos los tipos de cierres, solo que el costo se ve seriamente afectado en función del grado de herméticidad que se requiera, a continuación se ilustran los diferentes tipos de construcción

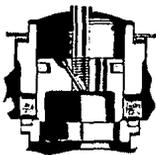


FIG. 4.9

En los diseños de válvulas con dos puertos es difícil lograr que éstas cierren herméticamente ya que el maquinado deberá de ser de tal exactitud que ambos tapones tengan exáctamente la misma distancia a la que estarán colocados los anillos de asiento, generalmente se logra un cierre tipo II y con opción a III. fig. 4.7

En los diseños de válvulas con un tapón desbalanceado el tipo de cierre es IV, V y VI. El tipo de cierre estandar es IV, y el opcional es V el cual se logra con un lapeado en las caras del tapón y el asiento, para lograr un mejor asentamiento. El tipo VI se logra instalando un anillo de teflón sobre el anillo de asiento para lograr que el tapón selle herméticamente sobre la superficie de éste. fig. 4.8

El diseño de esta válvula es el más económico (costo equivalente a las válvulas desbalanceadas de un puerto), el cual nos ofrece un tipo de cierre clase II con opción III su ventaja es que puede manejar hasta 1100°F, considerando el material del cuerpo en acero inoxidable tipo 316SST, podemos observar que la fuga es debida al claro que existe entre el tapón y la caja y que únicamente el anillo del pistón

es el que impide mayor fuga, y al claro que pudiera existir entre el tapón y el anillo de asiento para lograr un tipo de cierre clase III es necesario lappear las caras del asiento y el tapón que van a estar en contacto al cerrar la válvula. fig. 4.9

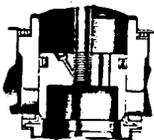


FIG. 4.10

Este tipo de construcción va inclinado a obtener -- una mayor herméticidad su costo es mayor al ante-- rior en un 25% apróximadamente, su tipo de cierre - es V. Su desventaja es que no puede manejar arriba de 400°F cuando se tiene la construcción estandar y 450° cuando se opta por prescindir del anillo de - teflón que tiene instalado en el asiento, entonces- el grado de herméticidad será tipo IV, como podemos observar a diferencia del tipo de construcción ante rior éste cuenta con un anillo de pistón adicional- o de respaldo, que impide el paso del fluido, y por otro lado cuenta con un anillo de teflón y un ani- llo retensor para lograr la herméticidad. fig.4.11

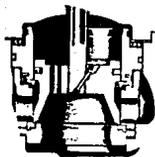


FIG. 4.11

El diseño de ésta válvula es aún más especial ya que se encuentra clasificada dentro de la máxima herméticidad. Es aún más costosa y rebasa en un 25% a-- próximadamente a la anterior, la máxima temperatura que soporta son 400°F y la manera en que logra esta herméticidad es que además de contar con un anillo- de pistón, el tapón esta maquinado de tal manera -- que cuenta con una ranura que al momento de bajar - el tapón choca con otro anillo de algún elastomero- para evitar cualquier fuga, por otro lado el tapón-

termina en su extremo con un filo que se incrusta en el anillo de teflón que se encuentra alojado en el anillo de asiento. fig. 4.11

Existen diseños de válvulas herméticas clasificadas dentro del tipo IV que soportan hasta 800°F, pero su aplicación es muy especial y son de poco uso.

Los materiales de construcción más comunes para estos dos elementos de la válvula son: acero inoxidable tipo 316, 416, 17 4HP, 410, 316 recubierto de estelite en los asientos y algunas aleaciones especiales.

Existe un termino llamado característica de flujo de la válvula, el cual analizaremos en este punto ya que para los diseños de válvulas con tapones guiados arriba y abajo, guiados en puerto y guiados arriba la forma del tapón nos va a determinar que tipo de característica de flujo tiene una válvula, existen principalmente cuatro tipos de característica de flujo, que son los siguientes:

- 1.- Apertura rápida
- 2.- Lineal
- 3.- Igual porcentaje
- 4.- Parabólico modificado

A continuación ilustramos algunos diseños de tapones con sus correspondientes características. fig. 4.11,1

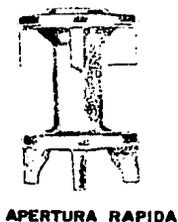


FIG. 4.11.1

Podemos definir a la característica de flujo de una válvula como el comportamiento de la cantidad de flujo que pasa a través de la válvula de función del desplazamiento del tapón. A continuación ilustramos con gráficas de las mismas.

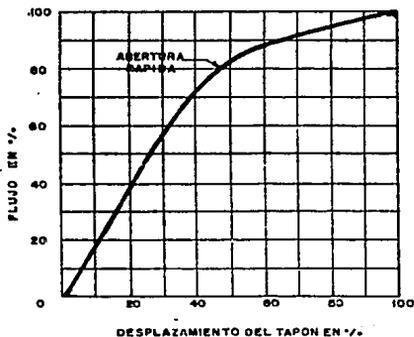


FIG. 4.12

Podemos observar que una válvula con característica de flujo apertura rápida, maneja casi toda su capacidad en los primeros porcentajes de apertura del tapón. Fig. 4.12

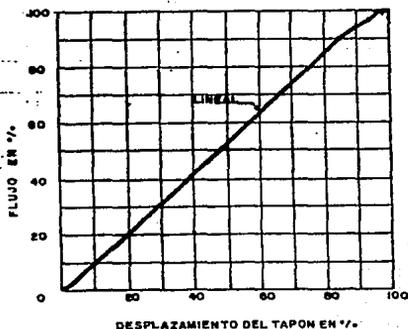


FIG. 4.13

Una válvula con característica de flujo lineal se identifica porque la cantidad de flujo que pasa - - a través de ella es proporcional - al desplazamiento del tapón.

FIG. 4.13

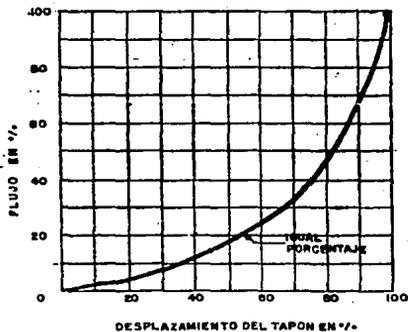
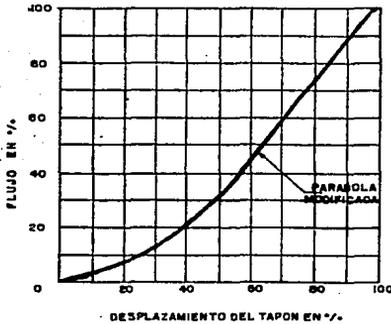


FIG. 4.14

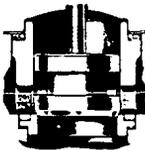
Como podemos observar una válvula con característica igual porcenta je se identifica porque la respu- esta en el incremento de flujo al iniciarse el desplazamiento del - tapón es mínimo y posteriormente se comporta de una forma exponen- cial. FIG. 4.14



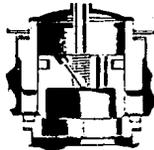
PARABOLA MODIFICADA.
 esta característica es intermedia
 entre la lineal y la de igual por
 centaje su empleo es poco común.
 FIG. 4.15

FIG. 4.15

Para los diseños de válvulas guiados en caja sólo existen tres tipos de características que son lineal, igual porcentaje y apertura rápida en éste tipo de válvulas, en su gran mayoría la característica de flujo de la válvula determina la caja guía, aunque también en algunos casos la forma del tapón, a continuación se ilustran los diferentes tipos de tapones. FIG.4.16



TAPON DESBALANCEADO



PISTON BALANCEADO

Estos tipos de tapones se fabrican desde 1 a 36 pulgadas, su característica de flujo la determina la caja que lo guía.

FIG. 4.16



FIG. 4.17

TAPON ESTRIADO

Este tipo de tapón se fabrica en 1/4" con 1, 2 y 3 estrías la característica de flujo la determina el mismo tapón y dadas las dimensiones en que se fabrica, se emplea para muy bajos flujos. Fig. 4.17



FIG. 4.18

TAPON CONTORNEADO

Este tipo de tapón se fabrica desde 1/4" hasta 4" la característica de flujo es igual porcentaje y es determinada por el mismo tapón. Fig. 4.18



FIG. 4.19

TAPON MICROFLUJO

Este tipo de tapón se fabrica solamente con un diámetro de $3/16''$ con diferentes ángulos, su característica de flujo es igual porcentaje y es determinada por el mismo tapón. Fig. 4.19

Caja:

La caja tiene como principal objetivo, guiar al tapón firmemente para evitar vibraciones mecánicas, además la de determinar la característica de flujo y en algunas aplicaciones especiales para atenuar ruido aerodinámico, y para eliminar el fenómeno de cavitación en fluidos líquidos, manejados en condiciones críticas.

A continuación se ilustran los diferentes diseños de cajas. Fig. 4.20

CAJAS



LINEAL



IGUAL PORCENTAJE



APERTURA RAPIDA



SILENCIADORA



ANTICAVITACION



SILENCIADORA

FIG. 4.20

En este punto haremos un paréntesis para hacer un estudio más profundo sobre problemas de ruido en las válvulas de control.

RUIDO

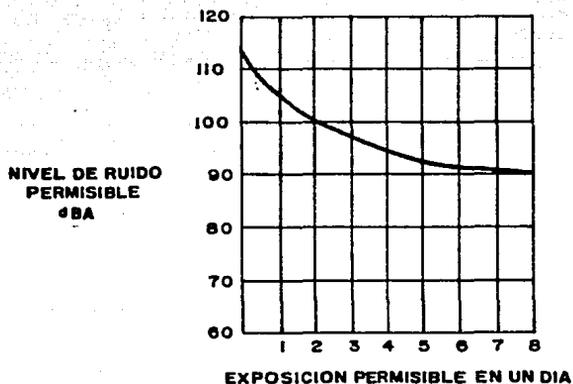
El tema que nos ocupará en éste estudio será el del ruido generado por válvulas de control, su atenuación y problemas subsecuentes.

El mayor problema que se presenta en un medio ruidoso industrial es la gente que se encuentra en contacto directo con la fuente generadora de ruido; para la protección de ésta existen normas que ayudan a conservar su salud, las cuáles basan su fundamento en tres parámetros principalmente:

- 1.- Las personas.
- 2.- Niveles de ruido generado.
- 3.- Tiempo de exposición.

1. En un medio ruidoso en donde se rebasen los límites establecidos, no será necesario realizar algún estudio sobre este problemas si la gente no va a estar en contacto con este.
2. Si los niveles de ruido no rebasan los límites permitidos, tampoco será necesario evitarlo.
3. A continuación se presenta una gráfica en donde se --
ilustran los niveles de ruido que pueden ser sopor-
tados por el oído humano en determinado tiempo. Gráfi-
ca 4.1.

Como podemos observar en una jornada de trabajo de 8 hrs., el máximo nivel de ruido, permitido es de 90dBA. En caso de que se rebasen estos límites, se procederá a realizar un estudio para atenuar el ruido generado.



GRAFICA 4.1

En caso de que se tenga un medio ruidoso ya existente, es necesario saber algo sobre el comportamiento de la propagación del sonido.

¿Qué pasa cuando existen dos fuentes sonoras? La cantidad de ruido resultante no es la suma de ambas, debido a que - su comportamiento aritmético es logarítmico, si ejemplificamos esto, dos fuentes sonoras de 90dBA cada una de ellas nos producirá una resultante de aproximadamente 93dBA.

¿Qué ocurre cuando existen dos fuentes sonoras de diferente intensidad?

Lo que ocurrirá será que la contribución al ruido resultante de la fuente de menor intensidad será mínima pues básicamente se escuchará la fuente que genera más ruido.

Por ejemplo: si existen dos fuentes, una de 95dBA y otra - de 80dBA de ruido resultante será de 95.135dBA.

Conociendo esto, nosotros sabemos que el primer paso para atacar un problema de ruido ya existente, es identificar - los equipos que generan la mayor cantidad de ruido y tratarlos; ya que como hemos mencionado antes, si eliminamos el ruido de las fuentes pequeñas, el ruido total no se verá afectado, aún eliminando una de dos fuentes dominantes, la mejora tan solo sería en 3dBA, en el ejemplo dado anteriormente.

¿Cómo identificar los equipos que generan la mayor canti--

dad de ruido en un medio? Existen métodos que requieren de cierta experiencia y una herramienta llamada acelerómetro - que capta las vibraciones de la pared de la tubería y registra la cantidad de ruido generado, dado que es un método -- complejo, lo más recomendable es acudir al fabricante de -- los equipos y consultar la cantidad de ruido que genera.

Una vez determinadas las fuentes que generan la mayor cantidad de ruido, se procederá a atacarla.

El ruido generado en válvulas de control es debido principalmente a tres causas; vibración mecánica, cavitación y altas caídas de presión cuando se manejan fluidos gaseosos.

RUIDO MECANICO

Este tipo de ruido es debido a la vibración de los componentes de la válvula y es resultado de las fluctuaciones de la presión en el cuerpo y/o el choque del fluido sobre las partes móviles o flexibles. El ruido producido por vibraciones es de importancia secundaria y quizás hasta preventivo, --- pues indica una condición que puede provocar fallas en el control. Generalmente este tipo de ruido ha sido eliminado mediante la mejora del diseño de la válvula, considerándose más bien como un problema de estructura y no de ruido.

RUIDO HIDRODINAMICO

La fuente principal que produce el ruido hidrodinámico, es la cavitación, la cual se define como "cavidades" o vacíos dentro de una corriente de flujo. Para que la cavitación exista, se deben de suscitar dos etapas. La primera consiste en la formación de burbújas debido a la disminución de presión del fluido en la vena contracta y la segunda es la implosión de las mismas cuando la presión se ha recuperado.

Confirmando lo anteriormente expuesto, podemos observar en la figura 3.4 que cuando la presión del fluido disminuye más que el valor de la presión de vapor del mismo, este se comenzará a evaporar y al recuperarse nuevamente, las burbújas que se han formado, se tornarán en líquido nuevamente.

Son estas implosiones las que causan la erosión de los materiales que están en contacto con el líquido cavitante ya que no se conoce ningún material que pueda soportarlo, se han desarrollado algunos accesorios que puedan evitarlo.

Existen algunas teorías del mecanismo de la erosión de los materiales, una de ellas la más aceptada, es que cuando la burbúja se convierte en líquido nuevamente, provoca un va-

cfo bastante brusco, el cual hace que el liquido viaje velozmente a ocupar el espacio y esto hace que el material - se vea afectado.

El daño provocado por la cavitación, es fácilmente identificado por su apariencia opaca. Fig. 4.21



FIGURA 4.21

El ruido generado por cavitación tiene un amplio rango de frecuencia tal que el sonido es similar al paso de arena o grava dentro de la línea. La cavitación en sí, dañará severamente cualquier superficie que la esté conteniendo y - reducirá drásticamente la vida de cualquier válvula, entonces hablando en forma general, el ruido que ocasiona la cavitación es un problema secundario.

En válvulas de control guiadas en caja, existe una forma - de prevenir el ruido y los daños ocasionados por la cavitación. Consiste en instalar una caja que cuenta con orifi-

cios concéntricos que guían la cavitación al centro de la misma, formando un colchón de vapor y líquido en donde no existe material y no causan daño y por consecuencia --- ruido. Fig. 4.22.

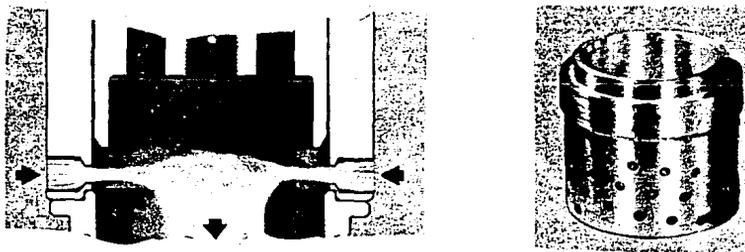


FIGURA 4.22

Una forma de evitar la cavitación, es dividiendo la caída de presión en varios pasos, o sea algo equivalente a instalar varias válvulas de control en serie, la forma en que se logra esto es por medio de un diseño de caja cuyos orificios concéntricos cuentan con varios diámetros a lo largo de estos, los cuáles provocan una caída de presión en varios pasos; a la vez que guían la posible cavitación al centro

de la caja. Fig. 4.23

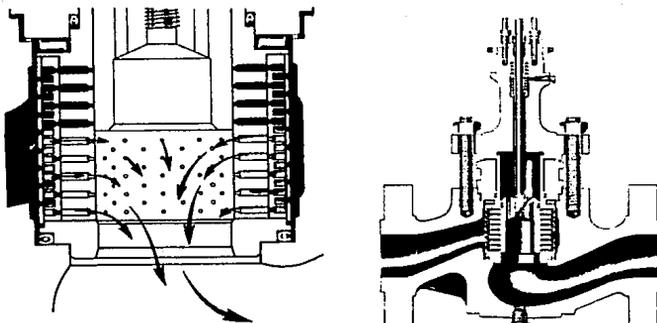


FIGURA 4.23

Otro problema de ruido que se presenta cuando se controlan fluidos líquidos, es el flasheo, el cual visto desde un -- punto de vista de generación de ruido, no tiene mayor im-- portancia, ya que los niveles de ruido que se generan, nun-- ca rebasan los 90 dBA permitidos.

Lo único que se cuida en este tipo de fenómeno, es el endu-- recer las superficies del tapón y el anillo de asiento pa-- ra prolongar su tiempo de vida. La apariencia del daño -- que provoca el flasheo, es una superficie pulida y brillan-- te y el mayor daño se presenta en donde el líquido alcanza las velocidades más altas. Fig. 3.5

¿Cómo determinar la existencia de estos dos fenómenos? -- Considerando algunos conceptos y fórmulas determinadas en capítulos anteriores, sabemos que estos fenómenos se presentarán cuando la presión del líquido que se está controlando, alcanza presiones inferiores a su presión de vapor en la vena contracta.

La manera de determinar si esto va a ocurrir, es calculando la caída de presión permitida (ΔP_{perm}) con la relación

$$\Delta P_{perm} = K_m (\Delta P_1 - r_c P_v) \dots 3.6$$

Si $\Delta P_{perm} < \Delta P$ de proceso, podemos afirmar que uno de los fenómenos está ocurriendo, cuando se lleve a cabo la cavitación, la presión de salida debe ser mayor a la presión de vapor, si existe flasheo, la presión de salida de la válvula será menor a la presión de vapor.

Si analizamos cada uno de los términos implicados en la relación 3.6, podemos observar lo siguiente: la relación de presión crítica, la presión de vapor y la presión de entrada, son términos que no pueden variarse y el coeficiente de recuperación será característica de cada diseño de válvula, por lo que cuando se presente un problema de este tipo, se procederá a seleccionar válvulas cuyos coeficientes de recuperación sean elevados y finalmente recurrir a vál-

vulas con diseños de internos especiales como los antes mencionados.

Existen métodos de predicción de ruido basados en gráficas que han sido determinadas experimentalmente, uno de ellos es el que a continuación se explica:

La ecuación que nos determina la cantidad de ruido que genera una válvula de control es la siguiente:

$$SPL = SPL \angle P + \Delta SPL_{Cv} + \Delta SPL \Delta P / (P_1 - P_v) + \Delta SPLK \dots 4.1$$

donde:

$SPL \angle P$ = Ruido generado debido a la caída de presión - provocado por la válvula.

ΔSPL_{Cv} = Ruido generado debido a la fricción del flujo que pasa a través de la válvula

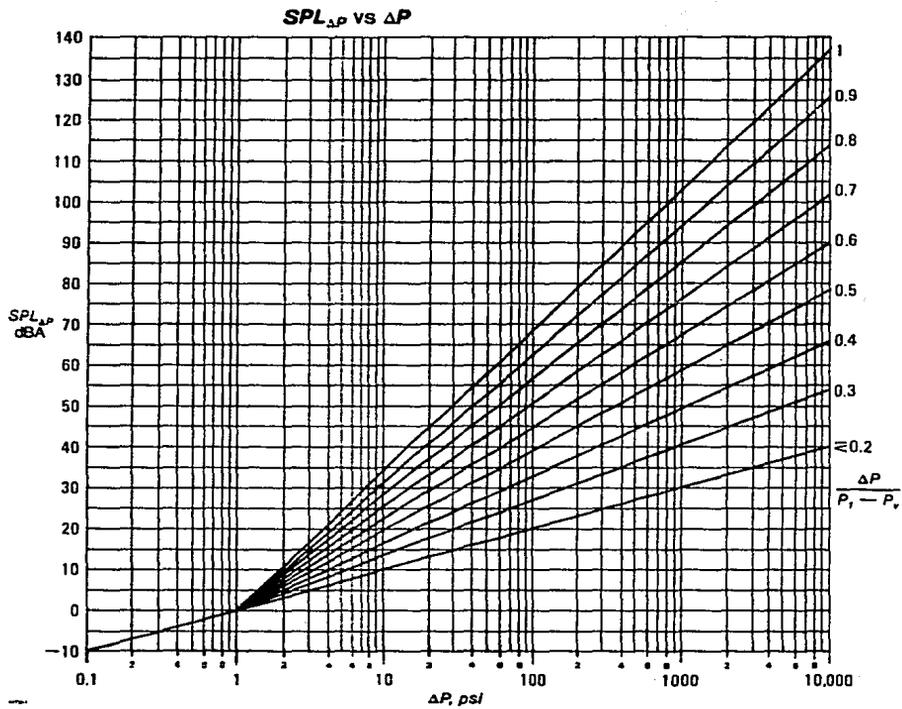
$\Delta SPL \Delta P / P_1 - P_v$ = Ruido generado debido a la recuperación de la válvula.

$\Delta SPLK$ = Ruido absorbido por la tubería.

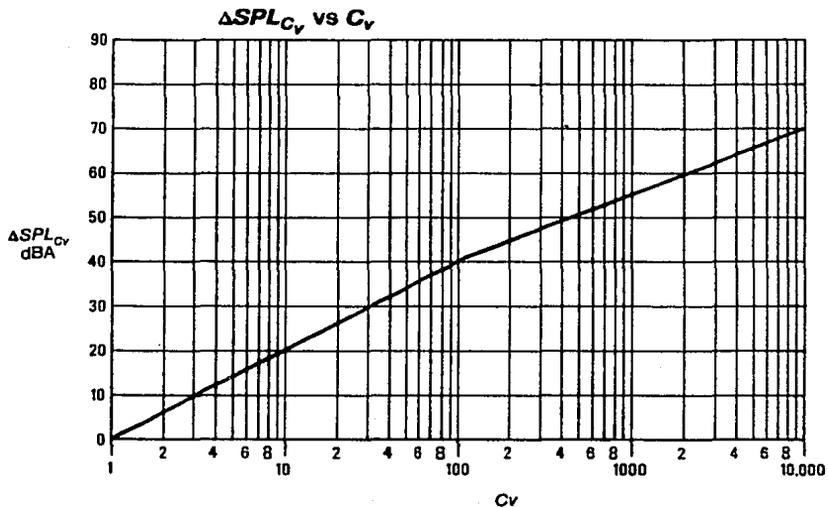
Cada uno de estos valores se muestran en las gráficas subsecuentes que como hemos mencionado, han sido determinadas en el laboratorio.

RUIDO AERODINAMICO

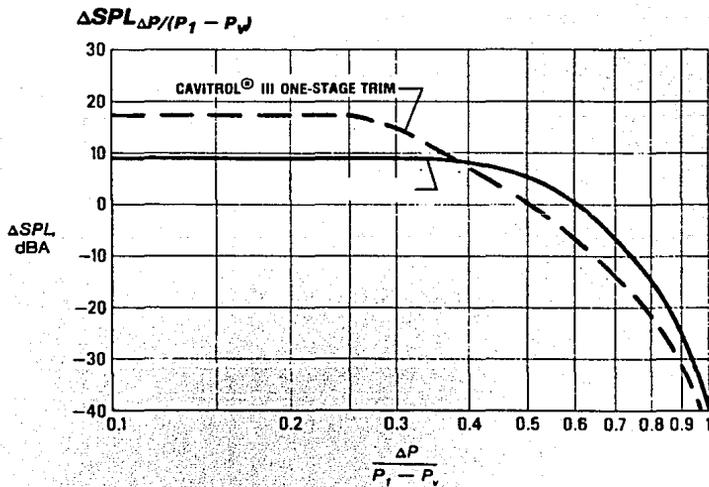
El ruido aerodinámico es considerado como el problema más -- grave en cuanto a ruido se refiere, debido principalmente a



GRAFICA 4.2



GRAFICA 4,3



GRAFICA 4,4

ΔSPL_x Correction for Steel Pipe Wall Attenuation, dBA

Pipe Size, In.	Steel Schedule												
	10	20	30	40	60	80	100	120	140	160	STD	XS	XXS
1	---	---	---	-19.0 ¹	---	-21.6	---	---	---	-24.5	-19.0	-21.6	-27.6
1-1/2	---	---	---	-19.8 ¹	---	-22.6	---	---	---	-25.6	-19.8	-22.6	-28.6
2	---	---	---	-20.4 ¹	---	-23.4	---	---	---	-27.3	-20.4	-23.4	-29.4
3	---	---	---	-23.4 ¹	---	-26.2	---	---	---	-29.5	-23.4	-26.2	-32.3
4	---	---	---	-24.2 ¹	---	-27.2	---	-29.5	---	-31.2	-24.2	-27.2	-33.2
6	---	---	---	-25.8 ¹	---	-29.5	---	-31.8	---	-33.9	-25.8	-29.5	-35.5
8	---	-24.9	-25.6	-27.1 ¹	-29.1	-30.9	-32.4	-34.1	-35.1	-36.1	-27.1	-30.9	-35.8
10	---	-24.9	-26.7	-28.2 ¹	-31.0	-32.4	-34.1	-35.5	-37.0	-38.0	-28.2	-31.0	---
12	---	-25.1	-27.5	-29.3	-32.1	-33.8	-35.6	-37.1	-38.1	-39.5	-28.8	-31.1	---
14	-25.4	-27.1	-28.7 ¹	-30.0	-32.6	-34.7	-36.6	-38.0	-39.1	-40.1	-28.7	-31.2	---
16	-25.3	-27.2	-28.9 ¹	-31.3	-33.6	-35.8	-37.6	-39.0	-40.4	-41.3	-28.8	-31.3	---
18	-25.3	-27.2	-30.1	-32.3	-34.8	-36.7	-38.6	-40.1	-41.2	-42.3	-28.8	-31.3	---
20	-25.4	-28.9 ¹	-31.4	-32.9	-35.6	-37.7	-39.1	-40.9	-42.3	-43.3	-28.9	-31.4	---
24	-25.6	-29.1 ¹	-32.6	-34.4	-37.4	-39.4	-41.3	-42.8	-43.9	-45.0	-29.1	-31.6	---
30	-27.7	-31.8	-33.7	---	---	---	---	---	---	---	-29.3	-31.8	---
36	-28.0	-32.1	-34.1	-35.6	---	---	---	---	---	---	-29.6	-32.1	---
42	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	-29.8	-32.3	---
44	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	-29.9	-32.4	---
48	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	-30.0	-32.5	---
52	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	-30.2	-32.7	---
56	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	-30.3	-32.8	---
60	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	-30.4	-32.9	---

1. Standard schedule.

TABLE 4.2

dos razones; la primera es que el ruido aerodinámico tiene sus componentes de mayor energía en la misma frecuencia donde el oído humano es más sensible y otra es que la mayor -- parte de energía que se libera, se convierte en ruido sin -- afectar a las partes internas de la válvula.

La energía que contiene un fluido se evidencia en la pre--- sión y en la velocidad del mismo, si nosotros analizamos -- que es lo que pasa con la energía cuando el fluido pasa a -- través de la válvula encontraremos lo siguiente:

La presión del fluido (energía potencial) baja y obtiene su mínimo valor al pasar por la vena contracta, la velocidad -- (energía cinética) se incrementa y alcanza su máximo valor en la vena contracta, el parámetro para saber la cantidad -- de energía que se libera, podríamos decir que es la pérdida de presión a través de la válvula, y esta energía se libera en forma de vibración, calor y ruido principalmente.

Existen varias formas de atacar este problema, la primera -- es tratando directamente a la fuente y la segunda es tratar al medio para evitar la propagación del sonido, aunque recientemente se han realizado investigaciones que han dado -- como resultado que la solución de este problema no es esta última, debido a que las vibraciones en la válvula persisti-- rán y esto representa el acortar la vida de la misma.

Una manera de atacar la fuente en válvulas de globo guiadas en caja, es empleando diseños que cuentan con aberturas de forma, tamaños y espacios especiales, fig. 4.24. - Diseñados para disminuir la turbulencia y proporcionar -- una favorable distribución de la velocidad en el área de expansión.

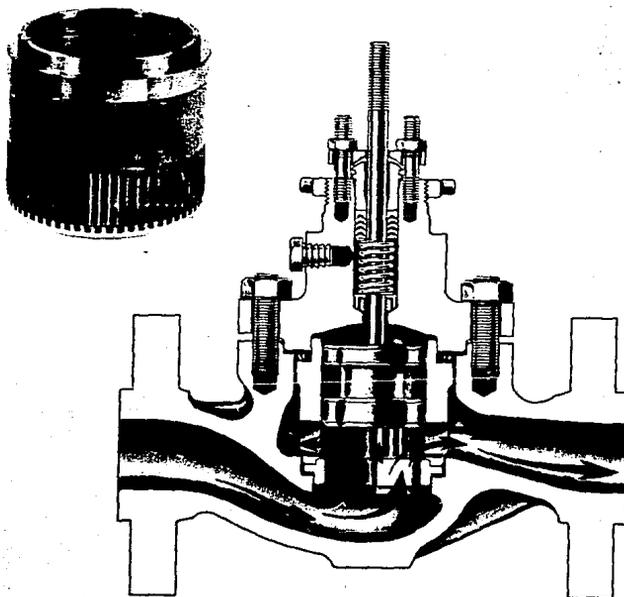


FIGURA 4.24

La utilización de este tipo de caja en conjunto, con el tamaño de la válvula adecuadamente seleccionada, puede dar como resultado, atenuaciones de 15 a 20 dBA, este tipo de soluciones se deberá aplicar cuando la relación $\Delta P/P_1$ sea igual o menor a 0.65

Un segundo método, es utilizar conceptos mencionados anteriormente y es fraccionando la fuente de ruido.

Si un flujo al pasar por un puerto genera una cantidad de ruido arriba de lo permitido, la forma de disminuirlo es haciéndolo pasar por dos puertos con un área de flujo equivalente. Obtendríamos como resultado aproximadamente, la mitad del ruido generado inicialmente y teniendo en cuenta que la suma del ruido de dos fuentes no es aritmética y solo se sumarían el ruido 4 dBA. arriba del ruido generado por uno de los puertos.

Considerando lo mencionado más el hecho de que el fluido no debe alcanzar la velocidad del sonido en la vena contracta, se obtienen diseños de interiores en nuestras cajas como las que se muestran en la figura 4.25

Como podemos observar, el tapón va variando en su recorrido la cantidad de puertos que permitan el paso del fluido.

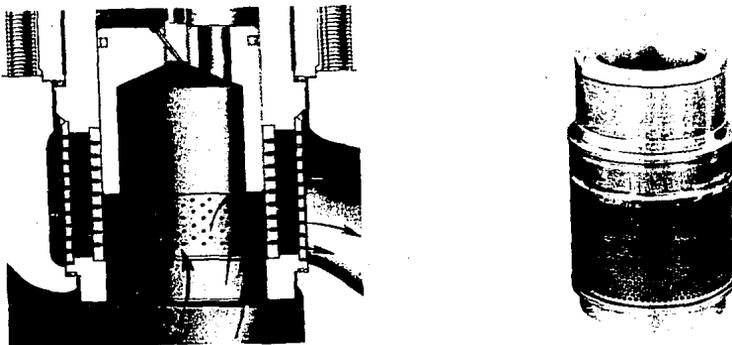


FIGURA 4.25

Las formas mencionadas para la solución a problema de ruido aerodinámico, van encaminadas a atacar directamente a la fuente del problema, pero existen otros métodos que -- aplicando el mismo principio atenden el ruido generado -- por la válvula de control, aunque éste se seguirá generando, lo cual no es recomendable. Entre los accesorios que atenden el ruido en el medio, podemos citar a los difusores, silenciadores y difusores de venteo, fig. 4.26

DIFUSOR



SILENCIADOR



DIFUSOR DE VENTEO

FIGURA 4.26

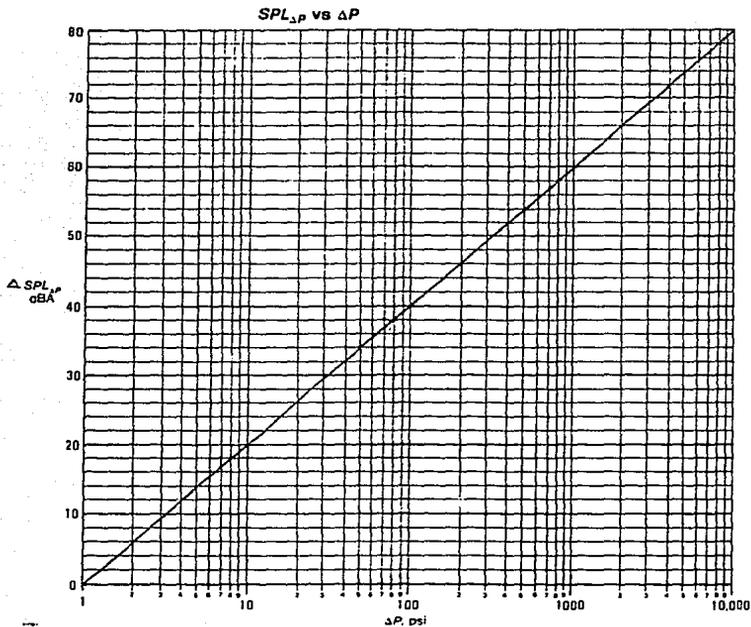
La forma de calcular el ruido generado por la válvula de control, es por medio de la siguiente expresión:

$$\text{SPL} = \Delta\text{SPL}_{\Delta P} + \Delta\text{SPL}_{Cg} + \Delta\text{SPL}_{\Delta P/P_1} + \Delta\text{SPL}_K(\text{dBA}) + \Delta\text{SPL}_{P_2} \quad \dots 4.2$$

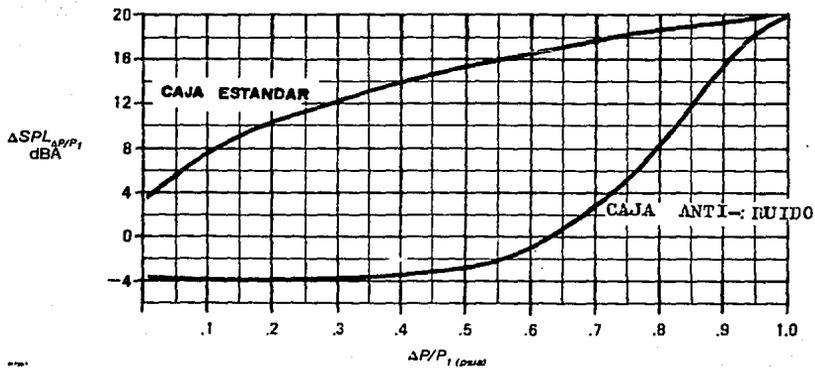
donde:

- $\Delta\text{SPL}_{\Delta P}$ = Ruido generado debido a la caída de presión
- ΔSPL_{Cg} = Ruido generado por la fricción del fluido -
pasando a través de la válvula.
- $\Delta\text{SPL}_{\Delta P/P_1}$ = Ruido generado debido a la configuración --
geométrica de la válvula.
- ΔSPL_K = Ruido absorbido por la tubería adyacente a
la válvula.
- ΔSPL_{P_2} = Ruido que arrastra la presión del fluido --
aguas abajo.

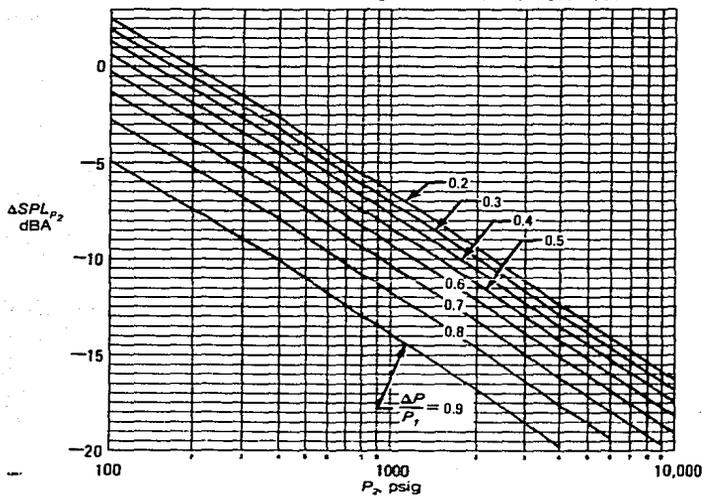
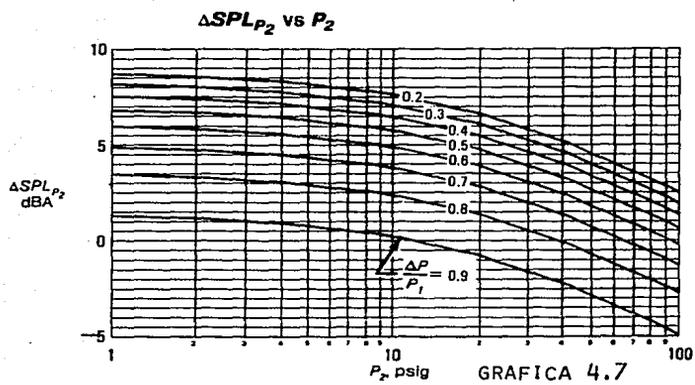
Los valores de éstos términos se pueden localizar en las -
correspondientes gráficas que fueron determinadas experi--
mentalmente y que a continuación se muestran:

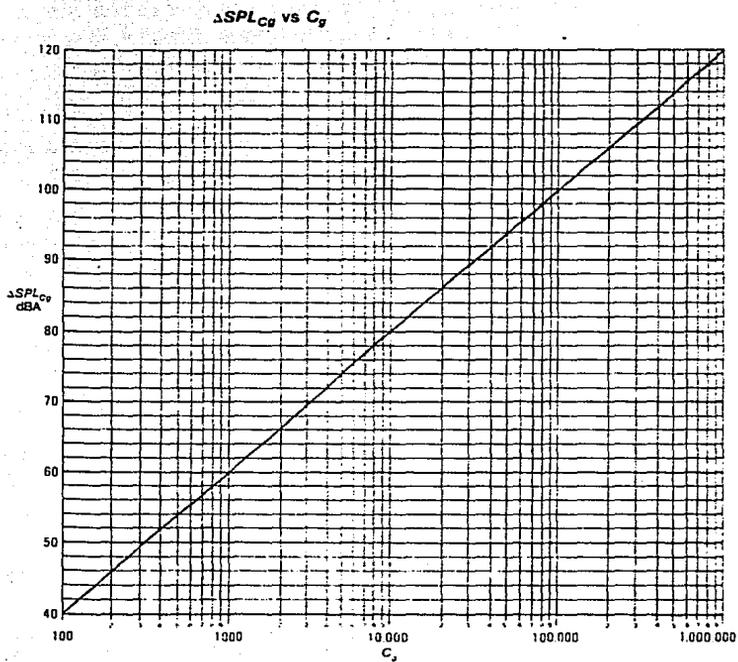


GRAFICA 4.5
 $\Delta SPL_{\Delta P/P_1}$ vs $\Delta P/P_1$ (psia)



GRAFICA 4.6





GRAFICA 4,9

CUERPO:

La función principal del cuerpo de la válvula, es la de alojar en su interior a todos los componentes que van a estar en contacto con el fluido y la de contener al mismo que va a circular a través de él.

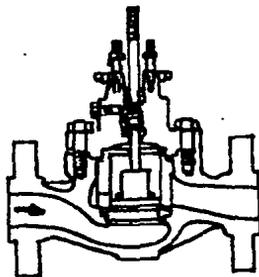
Existen varios diseños que son variaciones del diseño original y que determinan el estilo de válvula, figura 4.27

En el mismo cuerpo van incluidas las conexiones de la válvula y los tres métodos más comunes de instalar válvulas de control en la tubería son por medio de bridas, conexiones para soldar y conexiones roscadas.

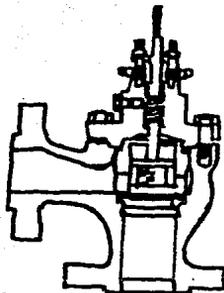
Conexiones roscadas.- Son bastante comunes en válvulas pequeñas hasta en 2" y son más económicas que los extremos bridados. Las roscas son usualmente especificadas (hembra NPT), en el cuerpo y (macho) en la tubería.

Conexiones bridadas.- Las válvulas con extremos bridados pueden ser fácilmente removidas de la línea y son apropiadas para el uso a través del rango de presiones para las cuáles la mayoría de las válvulas son fabricadas. Las conexiones bridadas, son usadas en un rango de temperatura desde el cero absoluto hasta 1500°F, son disponibles desde

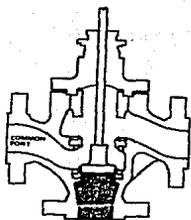
1" hasta los tamaños más grandes que se fabrican y se rigen por la norma ANSI B-16.5 1968.



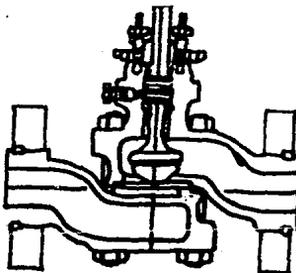
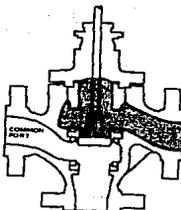
GLOBO



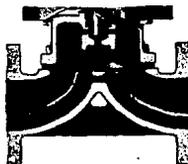
ANGULO



TRES VIAS



CUERPO DIVIDIDO



SAUNDERS

FIGURA 4.27

PRESSURE - TEMPERATURE RATINGS*

The pressure and temperature ratings given below apply to all flange facings used on steel valve bodies. Screwed steel fittings have the same rating as shown under 600 pound.

All pressures are in pounds per square inch gauge (psig)

Service Temp. Deg. F.	150 POUND										300 POUND									
	WCB	WCI	WC6	WC9	C5	C12	304	347	316		WCB	WCI	WC6	WC9	C5	C12	304	347	316	
20-100	275										720								615	720
150	255										710								585	710
200	240										700								550	700
250	225										600								520	690
300	210										650								495	680
350	195										675								470	675
400	180										665								450	665
450	165										650								430	650
500	150										625								410	625
550	140										590								395	690
600	130										555								380	555
650	120										515								370	515
700	110										470	480	485						355	495
750	100										425	445	450						340	470
800	92										305	410	415						330	450
850	82	82									300	370	385						320	425
875	75	75									255	355	365						315	415
900	70	70									225	335	350						310	400
925	60	60									180	320	335						305	390
950	55	55									165	300	315						305	380
975	50	50									120	280	300						300	370
1000	L 40	L 40									L 85	L 215	265	260	260	260	300	365		
1025	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	230	235	215	240	295	345		
1050	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	190	200	180	190	290	335		
1075	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	165	170	145	160	275	325		
1100	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	135	145	115	115	255	310		
1125	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	110	125	95	95	225	300		
1150	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	85	105	75	75	195	260	290	
1175	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	65	85	65	65	175	215	260	
1200	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	40	70	60	60	155	170	235	
1225	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	135	140	205	
1250	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	110	115	180	
1275	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	100	95	160	
1300	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	85	75	135	
1325	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	75	65	115	
1350	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	60	50	95	
1375	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	55	45	80	
1400	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	50	40	70	
1425	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	40	35	60	
1450	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	35	30	60	
1475	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	30	30	45	
1500	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	25	25	35	

* Extracted from ANSI Standard Steel Pipe Flanges and Flanged Fittings (ANSI B16.5 - 1968) with the permission of the publisher, the American Society of Mechanical Engineers, United Engineering Center, 345 East 47th Street, New York, New York, 10017.

Note: Bracketed shading indicates areas with identical pressure-temperature ratings. Figures set in brackets must be used in accordance with the Introductory Note, Paragraph 2.3, of ANSI B16.5 - 1968, which states that "A product used under the jurisdiction of the ASME Boiler and Vessel Code or of the ANSI Code for Pressure Piping, is subject to any limitation of the code. This includes any maximum temperature limitation for a material, or a code rule governing the use of a material at a low temperature."

TABLE 4.3

PRESSURE - TEMPERATURE RATINGS*

The pressure and temperature ratings given below apply to all flange facings used on steel valve bodies. Screwed steel fittings have the same rating as shown under 600 pound.

All pressures are in pounds per square inch gauge (psig)

Service Temp. Des. F.	600 POUND										900 POUND									
	WCB	WC1	WC5	WC9	CS	C12	304	307	316		WCB	WC1	WC6	WC9	CS	C12	304	307	316	
20-100	1440						1235	1440			2160						1650	2160		
150	1420						1165	1420			2130						1750	2130		
200	1400						1095	1400			2100						1645	2100		
250	1380						1040	1380			2070						1565	2070		
300	1365						985	1365			2050						1480	2050		
350	1350						945	1350			2025						1415	2025		
400	1320						900	1320			2000						1350	2000		
450	1305						860	1305			1975						1290	1975		
500	1290						825	1290			1950						1235	1950		
550	1180						795	1180			1775						1180	1775		
600	1110						795	1110			1660						1145	1660		
650	1030						735	1030			1650						1105	1650		
700	940	960	965				710	985			1410	1440	1450				1065	1450		
750	850	890	890				695	840			1275	1320	1350				1025	1410		
800	730	815	835				660	895			1100	1225	1280				985	1345		
850	600	745	795				640	860			900	1115	1160				960	1275		
875	525	710	735				630	820			785	1050	1100				945	1240		
900	445	670	700				620	805			670	1010	1050				930	1205		
925	375	625	660				610	780			565	955	1000				920	1175		
950	310	600	635				610	760			465	900	950				915	1140		
975	240	555	600				605	735			360	835	900				905	1105		
1000	170	430	535	535	500	985	600	715			L 285	645	600	800	740	875	900	1070		
1025	--	--	455	465	430	480	695	890			--	685	700	645	720	890	1035			
1050	--	--	375	400	365	375	885	870			--	665	695	535	665	875	1000			
1075	--	--	320	345	290	300	850	845			--	490	515	435	455	825	970			
1100	--	--	275	290	225	225	815	825			--	410	430	340	340	770	935			
1125	--	--	225	245	180	180	685	690			--	335	370	265	265	680	900			
1150	--	--	170	205	150	150	395	520	585		--	265	310	225	225	590	750	875		
1175	--	--	125	170	125	125	350	430	525		--	190	255	190	190	525	650	785		
1200	--	--	80	135	105	105	310	345	465		--	125	205	155	165	465	615	700		
1225	--	--	--	--	--	--	265	295	415		--	--	--	--	--	--	400	425	620	
1250	--	--	--	--	--	--	225	225	305		--	--	--	--	--	--	335	340	545	
1275	--	--	--	--	--	--	185	190	320		--	--	--	--	--	--	275	285	480	
1300	--	--	--	--	--	--	170	150	275		--	--	--	--	--	--	250	225	410	
1325	--	--	--	--	--	--	145	125	230		--	--	--	--	--	--	220	160	345	
1350	--	--	--	--	--	--	125	105	185		--	--	--	--	--	--	185	165	280	
1375	--	--	--	--	--	--	110	95	160		--	--	--	--	--	--	165	140	240	
1400	--	--	--	--	--	--	80	70	105		--	--	--	--	--	--	145	125	205	
1425	--	--	--	--	--	--	80	70	120		--	--	--	--	--	--	125	110	180	
1450	--	--	--	--	--	--	70	60	105		--	--	--	--	--	--	105	95	155	
1475	--	--	--	--	--	--	60	55	85		--	--	--	--	--	--	90	85	130	
1500	--	--	--	--	--	--	50	50	70		--	--	--	--	--	--	75	75	105	

* Extracted from ANSI Standard Steel Pipe Flanges and Flanged Fittings (ANSI B16.5 - 1969) with the permission of the publisher, the American Society of Mechanical Engineers, United Engineering Center, 345 East 47th Street, New York, New York, 10017.

Note: Bracketed shading indicates areas with identical pressure-temperature ratings. Figures set in brackets must be used in accordance with the Introductory Notes, Paragraph 2.3, of ANSI B16.5 - 1969, which states that "A product used under the jurisdiction of the ASME Boiler and Vessel Code or of the ANSI Code for Pressure Piping, is subject to any limitation of the code. This includes any maximum temperature limitation for a material, or a code rule governing the use of a material at a low temperature."

TABLE 4.4

PRESSURE - TEMPERATURE RATINGS*

The pressure and temperature ratings given below apply to all flange facings used on steel valve bodies. Screwed steel fittings have the same ratings as shown under 600 pound.

All pressures are in pounds per square inch gauge (psig)

Service Temp., Deg. F.	1500 POUND										2500 POUND									
	WC8	WC1	WC6	WC8	CS	C12	304	347	316	316	WC8	WC1	WC6	WC8	CS	C12	304	347	316	
90-100	2660						3095	3600			5600								6165	6000
150	3850						2915	3580			5915								4855	5915
200	3800						2740	3500			5630								4665	5630
250	3450						3005	3450			5750								4340	5330
300	3415						2470	3415			6690								4115	5690
350	3375						2360	3375			6625								3930	5625
400	3330						2245	3330			5550								3745	5550
450	3255						2150	3255			5430								3555	5430
500	3125						2065	3125			5210								3430	5210
550	2955						1985	2955			4925								3305	4925
600	2770						1910	2770			4520								3180	4620
650	2650						1845	2650			4300								3070	4300
700	2350	2400	2415				1775	2465			3920	4000	4025						2960	4110
750	2125	2220	2250				1710	2355			3550	3700	3745						2850	3920
800	1830	2040	2080				1645	2240			3050	3400	3470						2745	3730
850	1500	1850	1915				1595	2125			2500	3100	3180						2660	3540
875	1305	1770	1830				1570	2070			2180	2950	3055						2620	3445
900	1115	1650	1710				1545	2010			1855	2800	2915						2560	3350
925	945	1590	1655				1535	1955			1570	2650	2775						2560	3260
950	770	1500	1585				1525	1900			1285	2500	2640						2540	3165
975	600	1325	1400				1510	1840			1000	2320	2500						2520	3070
1000	430	1070	1325	1335	1250	1485	1500	1785			715	1785	2230	2230	2085	2430	2500	2975		
1025			1140	1185	1070	1200	1485	1725					1900	1945	1755	2000	2410	2880		
1050			945	985	890	945	1455	1670					1670	1655	1485	1670	2430	2785		
1075			815	855	730	785	1370	1615					1385	1430	1215	1255	2285	2690		
1100			685	720	565	605	1265	1555					1145	1200	945	945	2145	2595		
1125			555	615	470	470	1135	1500					930	1030	785	785	1895	2500		
1150			430	615	378	378	985	1305	1455				715	865	630	630	1645	2170	2430	
1175			315	430	315	315	885	1260	1310				630	715	530	530	1465	1900	2165	
1200			205	345	255	285	770	855	1165				345	570	430	430	1285	1430	1945	
1225							665	710	1035								1105	1185	1730	
1250							555	605	810								930	945	1515	
1275							490	470	795								815	785	1330	
1300							420	375	665								700	630	1145	
1325							365	315	575								605	530	955	
1350							310	255	465								515	430	770	
1375							275	230	405								440	365	670	
1400							240	205	340								400	345	670	
1425							205	180	300								345	300	600	
1450							175	155	265								285	245	530	
1475							150	140	215								250	235	355	
							130	130	170								215	215	285	

* Extracted from ANSI Standard Steel Pipe Flanges and Flanged Fittings (ANSI B16.5 - 1968) with the permission of the publisher, the American Society of Mechanical Engineers, United Engineering Center, 345 East 47th Street, New York, New York, 10017.

Note: Bracketed shading indicates areas with identical pressure-temperature ratings. Figures set in brackets must be used in accordance with the Introductory Note, Paragraph 2.3, of ANSI B16.5 - 1968, which states that "A product used under the jurisdiction of the ASME Boiler and Vessel Code or of the ANSI Code for Pressure Piping, is subject to any limitation of the code. This includes any maximum temperature limitation for a material, or a code rule governing the use of a material at a low temperature."

TABLE 4.5

Las conexiones bridadas más comunes son: Cara plana (F.F.)
 Cara realzada (R.F.) y conexiones tipo junta de anillo ---
 (R.T.J.), figura 4.28

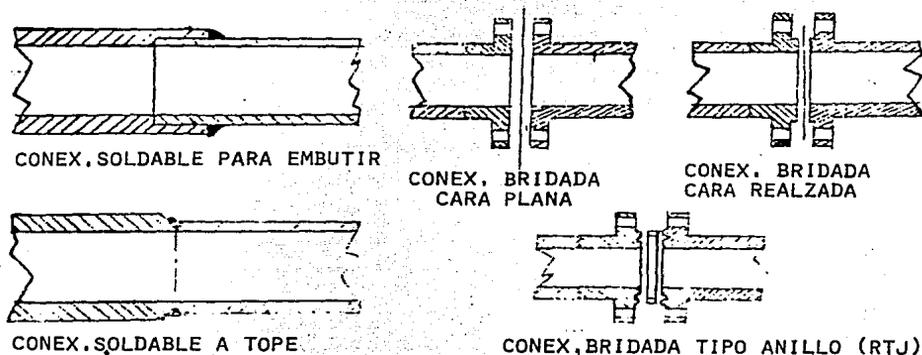


FIGURA 4.28

Las conexiones cara plana, permiten a la brida compañera -
 tener un contacto total con el empaque engarzado entre ---
 ellas. Esta construcción es comunmente usada para bajas -
 presiones y válvulas fabricadas de hierro y bronce.

Las conexiones bridadas tipo cara realzada, tienen una ca-
 ra circular en relieve con diámetro interior idéntico al -

de la válvula y un diámetro exterior un poco menor al diámetro del círculo de los pernos. La cara realzada tiene un acabado con estrías circulares concéntricas que dan buen sello y evitan que el empaque se fracture. Este tipo de bridas con empaques de distintos materiales son usados para presiones hasta de 6,000PSIG y temperaturas hasta 1,500°F. son normalmente usados en cuerpos de hierro, acero, inoxidable y aleaciones.

Las conexiones bridadas, tipo junta de anillo son similares a las de cara realzada, excepto que una estría es corta en forma de U, en la cara realzada en la cual va un empaque metálico de forma elíptica u octagonal que al apretar los pernos de la brida, sellarán cualquier fuga, el empaque es suave, usualmente de hierro o monel, pero puede ser de algún otro metal.

Es una excelente unión usada para presiones hasta de 1,500 PSIG, pero generalmente no son recomendadas para temperaturas altas. Su uso común es en cuerpos de acero, acero inoxidable y algunas aleaciones.

Conexiones soldables.- tienen la ventaja de ser herméticas a cualquier presión y temperatura y son económicas en principio. Las válvulas con este tipo de conexiones, son obviamente más difíciles de retirar de la línea y están limitadas a los materiales soldable.

Existen dos tipos:

La conexión soldable para embutir, utilizada en válvulas - hasta de 2" de tamaño.

La conexión soldable a tope, se usa normalmente para válvulas de 2" o mayores.

CORROSION

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

La tabla 4.6, permite seleccionar los materiales resistentes a la corrosión, debiendo señalar que solo constituye -- una guía sin ser una recomendación exacta, ya que la gran -- variedad de condiciones de servicio, puede alterar las características de resistencia del material, realmente la selección particular de un material específico dependerá de -- las pruebas experimentales a que se someta en el proceso.

TABLA 4,6

Fluido corrosivo	Concentración (%)	Condiciones Temperatura (°C)	13-Cr Acero	Austenita S.S. (304)	316	Hierro 1.4301 (304)	Carpa-ter 20 S	Incoral	Monel	Haste-loy B	Haste-loy C	Haste-loy D	Alumi- ni- um	Ni- que- l	Cobre	Plo- mo	Tita- ni- o	
Acido clorídico	≤ 1	≤ 30	C	C	B	B	B	B	B	A	A	B	B	B	B	B	A	
		≤ 50	C	C	C	B	B	B	B	A	A	B	C	B	C	C	A	
	1 ~ 5	< punto ebullición	C	C	C	B	C	B	B	A	A	C	C	B	C	C	C	
		≤ 30	C	C	B	B	B	B	B	A	A	B	C	B	B	B	A	
	5 ~ 10	≤ 50	C	C	C	B	B	B	B	A	A	C	C	B	C	C	A	
		< punto ebullición	C	C	C	C	C	C	C	A	C	C	C	C	C	C	C	
	10 ~ 20	≤ 30	C	C	C	B	B	B	B	A	A	B	C	C	B	B	B	
		≤ 70	C	C	C	≤ 50°C	C	C	C	A	≤ 50°C	C	C	C	C	C	C	
	> 20	< punto ebullición	C	C	C	C	C	C	C	B	C	C	C	C	C	C	C	
		≤ 30	C	C	C	C	C	C	C	A	B	C	C	C	B	C	≤ 30%	
	C - seco	≤ 0.25	≤ 30	C	A	A	A	A	B	A	A	A	A	B	B	B	A	A
			≤ 50	C	B	A	≤ 50°C	A	B	B	A	A	≤ 50°C	C	B	B	A	—
0.25 ~ 5		< punto ebullición	C	C	B	B	A	B	C	A	B	B	C	C	C	A	—	
		≤ 30	C	B	B	A	A	B	B	A	A	A	C	B	B	A	A	
5 ~ 25		≤ 80	C	C	≤ 80°C	A	A	C	B	A	A	A	C	B	B	A	—	
		< punto ebullición	C	C	C	B	B	C	C	A	B	B	C	C	C	A	—	
25 ~ 50		≤ 30	C	C	A	A	A	B	B	A	A	A	C	B	B	A	—	
		≤ 50	C	C	C	≤ 50°C	A	C	B	A	≤ 50°C	≤ 50°C	C	B	B	A	—	
50 ~ 60		< punto ebullición	C	C	C	C	> 60°C	—	C	≤ 120°C	≤ 90°C	B	C	C	C	A	—	
		≤ 30	C	C	C	A	A	—	B	A	A	A	C	B	B	A	B	
60 ~ 75		≤ 60	C	C	C	≤ 60°C	B	—	C	≤ 95°C	≤ 70°C	A	C	B	B	A	≤ 20°C	
		< punto ebullición	C	C	C	A	C	—	C	≤ 120°C	C	A	C	C	C	B	—	
75 ~ 95	≤ 30	C	C	C	A	A	—	B	A	A	A	C	B	B	A	C		
	≤ 50	C	C	B	A	A	B	C	A	A	A	C	C	C	A	C		
	< punto ebullición	C	C	C	A	C	—	C	≤ 60°C	≤ 65°C	A	C	C	C	C	≤ 120°C		
																≤ 200°C	C	

TABLA 4.6 (CONTINUACION)

Fuente de carbono	Concentración (%)	Condiciones Temperatura (°C)	13-Cr Acero	Austenita S.S. (304)	Austenita S.S. (316)	Hierro fundido alio Si	Carbon tar 20	Inconel Monel	Hasta-Hoy B	Hasta-Hoy C	Hasta-Hoy D	Alum. Gno	Níquel	Cobre	Plomo	Titanio	
Ácido sulfúrico	95 ~ 100	≤ 30	C	A	A	A	—	C	A	A	A	C	C	C	—	C	
		< punto ebullición	C	B	B	A	≤ 50°C	—	C	B	B	A	C	C	C	—	C
	> 100	≤ 30	C	A	A	—	A	—	C	C	C	—	B	C	C	—	—
		< punto ebullición	C	A	A	—	A	—	C	C	C	—	C	C	C	—	—
		≤ 60	C	A	A	—	A	—	C	C	C	—	C	C	C	—	—
		< punto ebullición	C	B	A	A	≤ 200°C	≤ 200°C	—	C	C	C	—	C	C	C	—
Ácido nítrico	≤ 0.5	≤ 30	A	A	A	A	A	C	C	A	C	B	C	C	C	A	
		< punto ebullición	B	A	A	A	A	—	C	C	A	C	C	C	C	C	A
	0.5 ~ 20	≤ 30	A	A	A	A	A	A	C	C	A	C	C	C	C	C	A
		< punto ebullición	B	A	A	A	A	—	C	C	A	C	C	C	C	C	A
	20 ~ 40	≤ 30	B	A	A	A	A	A	C	C	A	C	C	C	C	C	A
		< punto ebullición	C	A	A	A	A	—	C	C	—	C	C	C	C	C	B
40 ~ 70	≤ 30	B	A	A	A	A	A	C	C	A	C	C	C	C	C	A	
	< punto ebullición	C	A	A	A	A	—	C	C	—	C	C	C	C	C	B	
Acero inoxidable	70 ~ 80	≤ 30	C	A	A	A	A	—	C	C	—	C	C	C	C	A	
		< punto ebullición	C	B	B	A	B	—	C	C	—	C	C	C	C	C	B
	80 ~ 90	≤ 30	C	A	A	A	A	—	C	C	—	C	C	C	C	C	A
		< punto ebullición	C	C	C	A	C	—	C	C	—	C	C	C	C	C	B
	90 ~ 95	≤ 30	C	A	A	A	A	—	C	C	—	C	C	C	C	C	A
		< punto ebullición	C	B	B	A	B	—	C	C	—	C	B	C	C	C	B
Acero inoxidable	> 95	≤ 30	C	B	B	A	B	—	C	C	—	C	C	C	C	B	
		< punto ebullición	C	C	C	A	C	—	C	C	—	C	B	C	C	B	
	≤ 5	≤ 30	C	A	A	A	A	A	B	A	A	A	C	B	B	A	A
		< punto ebullición	C	C	A	A	A	B	≤ 100°C	A	A	A	C	C	B	≤ 95°C	B
	5 ~ 25	≤ 30	C	C	A	A	A	A	B	A	A	A	C	C	B	A	A
		< punto ebullición	C	C	A	A	A	C	B	A	A	A	C	C	≤ 60°C	C	B
25 ~ 50	≤ 30	C	C	A	A	A	A	B	A	A	A	C	B	B	A	A	
	< punto ebullición	C	C	A	A	A	B	B	A	A	B	C	B	≤ 60°C	A	C	
50 ~ 85	≤ 30	C	C	A	A	A	B	B	A	A	A	C	C	B	A	C	
	< punto ebullición	C	C	≤ 120°C	A	A	B	B	A	≤ 65°C	≤ 65°C	C	C	≤ 50°C	≤ 50°C	≤ 205°C	
S.S. - 100	≤ 30	C	A	A	C	A	C	C	C	A	C	A	B	A	A	A	
Acero inoxidable	≤ 200	≤ 100	C	B	A	C	A	C	C	A	C	A	B	A	A	A	
S.S. - 100	≤ 200	≤ 200	C	C	A	C	A	C	C	A	C	A	B	A	A	A	

TABLA 4.6 (CONTINUACION)

F. de corrosión	Concentración (%)	Condiciones Temperatura (°C)	13-Cr Acero	Austenita S.S. (304)	Austenita S.S. (316)	Hierro Limpio	Carbonífero 20	Inconel	Monel	Haste-loy B	Haste-loy C	Haste-loy D	Aluminio	Níquel	Cobre	Platino	Titanio	
Hidróxido sodico	≤ 10	≤ 30	B	A	A	B	A	A	A	A	A	A	C	A	B	B	A	
		≤ 90	B	A	A	C	A	A	A	A	A	A	C	A	B	≤ 90°C	A	
	10 ~ 30	< punto ebullición	B	A	A	C	A	A	A	A	A	A	C	A	B	C	A	
		≤ 30	B	A	A	B	A	A	A	A	A	B	C	A	B	B	A	
	30 ~ 50	≤ 100	C	A	A	C	A	A	A	A	A	B	C	A	≤ 80°C	C	A	
		< punto ebullición	C	B	B	C	A	A	A	A	B	C	A	C	C	C	A	
	50 ~ 70	≤ 30	C	A	A	B	A	A	A	A	A	B	C	A	C	C	A	
		≤ 100	C	A	A	C	A	A	A	A	A	B	C	A	C	C	B	
	70 ~ Anhidro	≤ 80	C	A	A	C	≤ 100°C	≤ 100°C	A	A	—	—	B	C	A	C	C	B
		< punto ebullición	C	B	B	C	≤ 150°C	≤ 150°C	A	A	—	—	B	C	A	C	C	B
	Solución NaOH	≤ 260	C	B	B	C	B	B	B	—	—	C	C	A	C	C	B	
		≤ 480	C	C	C	C	C	B	B	—	—	C	C	A	C	C	B	
Amoníaco	< 28	< 100	B	A	A	B	A	A	C	A	A	C	A	C	C	—	—	
Amoníaco vapor	< 100	< 100	B	A	A	B	A	A	C	A	A	C	A	C	C	—	—	
Amoníaco	100	< 300	A	A	A	A	A	A	C	A	A	A	A	A	C	A	A	

4.2 VALVULAS TIPO MARIPOSA.

El cuerpo de este tipo de válvula está formado por un anillo cilíndrico dentro del cual gira transversalmente un disco circular. figura 4.29

Este tipo de válvulas se puede utilizar en el 70% de las aplicaciones, por su diseño, es la más barata en el mercado de gran capacidad, utiliza pequeños espacios, se fabrican desde 1" hasta 100" ó más en algunos casos, por poder suministrarse un recubrimiento interior de elastómero, tanto del cuerpo como del disco, estos son ampliamente usados en el manejo de fluidos corrosivos, evitando el uso de materiales especiales que incrementan considerablemente el costo.

Así como presenta varias ventajas, existen serias limitaciones, no son recomendables cuando se tienen caídas de presión muy altas, porque en estos casos se requiere de una fuerza grande del actuador para accionar la válvula y no siempre es posible proporcionarlo; otra desventaja es el mantenimiento del elastómero que se utiliza para obtener un sello hermético, además de que este elastómero no permite manejar fluidos a altas temperaturas, no hay dispositivos para eliminar ruido y cavitación, así como es necesario desmontarla para darle mantenimiento, ya que sus co-

nexiones son entre bridas; la característica de flujo de -
tipo de válvula, es invariablemente igual porcentaje.

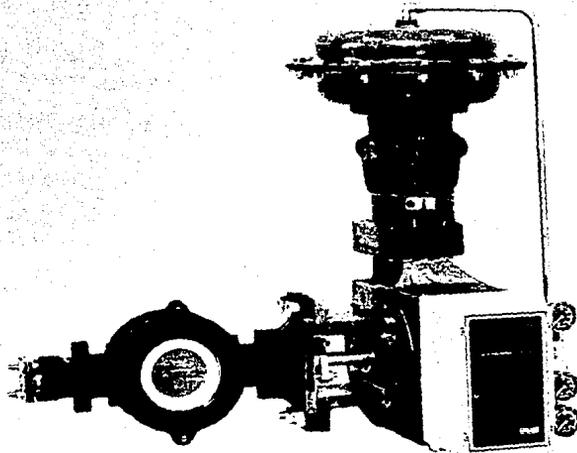


FIGURA 4.29

4.3 VALVULAS DE BOLA.

El cuerpo de la válvula tiene una cavidad interna esférica que alberga un obturador en forma de esfera o de bola (de ahí su nombre) figura 4.30. La bola tiene un corte adecuado (usualmente en V) que fija la curva característica de la válvula y gira transversalmente, accionada por un servomotor exterior. El cierre estanco se logra con un arco de teflón incorporado al cuerpo contra el cual asienta la bola cuando la válvula está cerrada. En posición de apertura total, la válvula equivale aproximadamente en tamaño a 75% del tamaño de la tubería. La válvula de bola se emplea principalmente en el control de caudal de fluidos fibrosos con gran porcentaje de sólidos en suspensión y fluidos con alto grado de viscosidad. Por ser de paso completo, tiene gran capacidad, su tipo de conexión es entre bridas y se puede montar en bridas 150, 300, 600, 900 libras ANSI, --- existen tres opciones de sellos que se pueden instalar, la primera es con un sello de teflón y la clasificación de fuga es VI, la segunda es con sellos metálicos y la clasificación de fugas es tipo VI y el tercero es un anillo de flujo y la fuga es tipo III, este tipo de válvula puede manejar el flujo en ambos sentidos.

DESVENTAJAS

Este tipo de válvulas no es adecuado para aplicaciones en -

donde la cavitación es evidente, están limitadas en cuanto a. accesorios anti-ruido se refiere para su mantenimiento, es necesario desmontarse de la línea sus límites en temperatura son relativamente bajos (750°F).

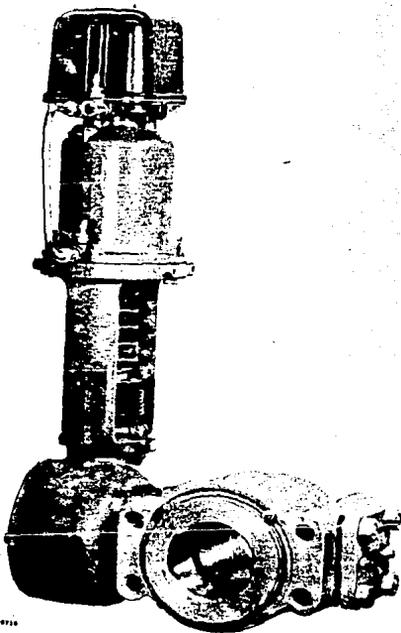


FIGURA 4.30

4.4 VALVULAS SAUNDERS

En la válvula Saunders (fig. 4.31), el obturador es una membrana flexible que a través de un vástago unido a un servomotor, es forzada contra un resalte del cuerpo, cerrando el paso de un fluido.

La válvula se caracteriza porque el cuerpo puede recubrirse fácilmente de goma o de plástico para trabajar con fluidos abrasivos.

Tiene la desventaja de que el servomotor de accionamiento - debe ser muy potente. Se utiliza principalmente en procesos químicos difíciles, en particular en el manejo de fluidos negros o abrasivos, o bien en el control de fluidos con teniendo sólidos en suspensión.

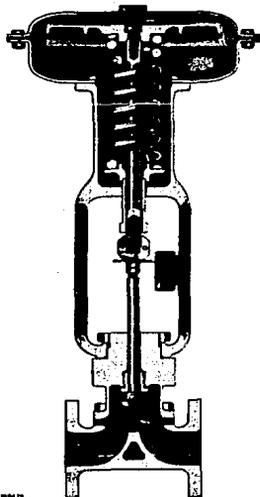


FIGURA 4.31

ACTUADORES

Hasta ahora hemos dedicado todos nuestro estudios y comentarios a seleccionar y dimensionar correctamente la válvula de control, pero ¿con qué vamos a mover éstas válvulas? ¿quién nos va a proporcionar esta fuerza o este mando?

Existen básicamente dos tipos de actuadores, los cuáles van a formar parte de la válvula de control para proporcionar -- fuerza suficiente para dar movimiento a la válvula ya seleccionada.

Estos dos principales tipos de actuadores podrían clasificarse como neumáticos, eléctricos.

Dentro de los neumáticos existen dos:

- 1.- Diafragma.
- 2.- Pistón.

Actuadores de Diafragma:

Estos actuadores están formados comunmente por una cámara -- donde se recibe la señal de aire, un diafragma sobre el cual se ejercerá la presión del aire, un resorte que servirá de -- contrapresión a la vez que proporcionará el retorno y un vás tago que es el elemento que nos proporcionará el movimiento final para activar la válvula.

Generalmente para válvulas de globo, serán dos versiones de actuadores, una que recibirá el aire por la parte superior del diafragma, el cual nos dará una acción directa y el otro que recibirá la señal por la parte inferior que nos proporcionará una acción inversa.

Para válvulas rotatorias, únicamente será necesario el actuador de acción directa, ya que la acción directa o inversa la proporcionará la posición del giro del disco de la válvula en la que se instale dicho actuador.

Actuador de Pistón:

Este tipo de actuador tiene como componentes principales, - una cámara donde recibirá el suministro de aire, un pistón el cual se moverá al recibir dicho suministro y un vástago-conectado a éste, el cual nos proporcionará el movimiento final.

Actuadores Eléctricos:

Estos actuadores son generalmente constituidos por un motor trifásico, el cual moverá una caja de engranes que nos convertirá el movimiento rotatorio de éste motor a un movimiento lineal.

Ventajas y desventajas principales:

Actuadores Neumáticos

Actuadores de Diafragma

Ventajas:

- 1.- Económicos.
- 2.- Proporcionan un amplio rango de fuerza para vencer diferentes fuerzas de desbalance.
- 3.- Emplea bajos suministros de aire 20 ó 35 Psi.
- 4.- Contiene acción de falla de aire integrado.
- 5.- Disponibilidad para montarle distintos accesorios.

Desventajas:

- 1.- Las fuerzas de desbalance disponibles, son relativamente limitadas.
- 2.- Las carreras a desarrollar no exceden de 4"

Actuadores de Pistón:

Ventajas.

- 1.- En algunos casos resulta más económico que un actuador de diafragma.
- 2.- Puede vencer altas fuerzas de desbalance.
- 3.- Desarrolla carreras hasta 24"
- 4.- Hay una gran variedad de tamaños.
- 5.- La velocidad de cierre es de consideración para usos específicos donde es muy importante este parámetro.

Desventajas:

- 1.- Únicamente acepta suministros mínimos de 60 Psi.
- 2.- Requiere de un accesorio adicional para proporcionar posición a falla de aire.
- 3.- Para control, requiere necesariamente de un posicionador.

Actuadores Eléctricos:**Ventajas:**

- 1.- No requiere de suministro de aire.
- 2.- Pueden operarse manualmente prescindiendo de la señal de control
- 3.- Vencen altas fuerzas de desbalance.
- 4.- Son muy exactos.

Desventajas:

- 1.- La velocidad de cierre es relativamente baja.
- 2.- Tiene un costo muy elevado.

Cálculo de actuadores para válvulas de globo ó vástago deslizante por el método de fuerza.

El cálculo de un actuador únicamente es la suma de las fuerzas que debemos de vencer al estar operando la válvula de --

control, dichas fuerzas las mencionamos a continuación:

- a).- Fuerza de desbalance.- Esta fuerza se refiere al balance estático de la válvula y variará dependiendo del tipo de válvula en cuestión (si es balanceada o desbalanceada).

Cuando es balanceada, variará en función de la caída de presión, por el área de desbalance del tapón y la desbalanceada variará en función de la caída de presión -- por el área del tapón.

- b).- Fuerza de carga en el asiento.- Esta es referida a la presión necesaria que debe existir entre el tapón y el anillo de asiento para lograr cierta hermeticidad y que será en base a la clase de cierre que tenga la válvula y el diámetro del tapón.

- c).- Fuerza de fricción de empaque.- Esta fuerza considera la fricción producida entre el vástago de la válvula y los empaques, por lo que variará dependiendo del diámetro del vástago y del material de los empaques.

- d).- Fuerzas adicionales.- Esta fuerza únicamente será considerada para válvulas de alta presión, las cuáles tienen una construcción especial que nos ocasiona fricciones adicionales por el anillo de pistón.

Para todo esto, debemos considerar también:

Tamaño de la conexión del yugo.

Suministros y señales disponibles.

Carrera de la válvula y disponibilidad del equipo.

Además del método anterior, cada fabricante tiene un tabulado para sus diversas válvulas y actuadores en donde conjuga el diámetro de puerto, carrera, señal a recibir Vs. la caída de presión de cierre a vencer. Esto es, sencillamente una comparación directa.

Para válvulas rotatorias existen también 2 formas de cálculo que son: Por el método de "torque" y por comparación directa siendo éste último, similar al de la válvula de vástago deslizante.

Por el método de torque, se involucran las fuerzas de fricción entre el disco y/o bola y el sello, la flecha y bujes y la flecha y empaques.

Estas fuerzas forman el torque de "arranque", TB, esto es -- cuando la válvula está a una posición de 0° .

El torque dinámico, TD, es generado cuando el fluido pasa a través de la válvula creando áreas de alta o baja presión -- tendiendo a cerrar o abrir la válvula.

4.5 ACCESORIOS

Posicionadores:

1).- Definición.- El posicionador es uno de los principales accesorios de las válvulas de control, cuya función fundamental es situar con precisión la posición del tapón de la válvula, posición que es proporcionar a la señal del controlador.

II). Introducción.- Los posicionadores neumáticos han sido utilizados en la industria de proceso por 30 ó 35 años. Durante este período, muchos fabricantes y usuarios desarrollaron o adoptaron reglas empíricas, las cuáles ayudaban en la decisión para determinar donde deberían ser aplicados. La mayoría de estas reglas caían en una de dos categorías; aquellas relacionadas con problemas en la carga del actuador y aquellas relacionadas con problemas transitorios de control. En la primera categoría, las reglas recomendaban el uso del posicionador en todas las aplicaciones donde los efectos de la carga del actuador excediera del mínimo nivel, por lo que se encontraban sugerencias o recomendaciones para el uso de posicionadores, en todas las válvulas arriba de un tamaño particular, tal como 4 ó 6 pulgadas. También frecuentemente se recomendaba el posicionador para aquellas válvulas que manejaban grandes caídas de presión con respecto a un cierto valor esta-

blecido, limitación que usualmente es función del estilo de la válvula (doble asiento, asiento sencillo, bola, mariposa, etc..). El empleo de empaquetaduras, para elevadas temperaturas o condiciones de servicios donde se depositan pequeñas partículas extrañas en el vástago de la válvula, son propiciadoras del incremento en la fricción del vástago y por lo tanto a menudo citadas como razones para el empleo del posicionador.

Los problemas transitorios de control, pueden empeorar por la carga neumática del actuador, cuando éste sustituye al posicionador como operador, así que grandes cámaras del diafragma o líneas de transmisión largas son también citadas como situaciones que requieren del uso del posicionador.

Han aparecido varias razones para poner en tela de juicio tales reglas empíricas, pero tal vez más significativo es el hecho de que tales reglas son extremadamente pobres en confiabilidad.

Frecuentemente el funcionamiento de un circuito de control puede ser mejorado, ya sea quitando o adicionando un posicionador en contradicción a las reglas empíricas.

Como resultado de estas observaciones y debido a las inconsistencias en otras, se inició un estudio de investigación -

dirigido al establecimiento firme y confiable de nuevas ---
gufas, en la aplicación de los posicionadores.

Como resultado del estudio de investigación y después de to
mar consideraciones prácticas en cuenta, las siguientes ---
gufas son recomendadas como una ayuda para la aplicación de
posicionadores y amplificadores neumáticos (boosters)

- 1a. Deben descartarse problemas de carga, fricción en el -
vástago y desbalance del tapón en la recomendación de
posicionador o amplificador.
- 2a. Un actuador neumático de diafragma-resorte, si es apro
piadamente dimensionado, efectuará un excelente traba
jo sin la ayuda del posicionador o amplificador.
- 3a. Cinco casos son reconocidos para la aplicación del po
sicionador o del amplificador neumático (boosters).
 - A). Donde la carga de la presión al actuador debe ser au--
mentada arriba del rango estandar 3-15 psig. para obte
ner un adecuado empuje o rigidez.
 - B). Donde se requiere rango dividido.
 - C). En actuadores sin resorte o sea actuadores de pistón!

- D). Donde se requiere el mejor control posible, ejemplo:
 En un sistema donde se desea mínimos disparos y rápida recuperación después de un disturbio.
- E). En largas líneas de transmisión.

Los casos citados anteriormente, solo indican que puede ser aplicado un posicionador o un amplificador neumático, la selección de uno y otro depende de la dinámica del sistema.

- 1° Si el sistema es relativamente rápido, como son los casos de la presión de líquidos, la mayoría de los flujos, presión de gases, la adecuada selección nos conduce a un amplificador neumático.
- 2° Si el sistema es relativamente lento, tal como circuito de control de nivel de líquidos, de mezclado, temperatura y el control de algunos reactores, la selección apropiada es un posicionador.

Cuando la señal del controlador es electrónica o digital, - el propio posicionador puede contener un convertidor para pasar la señal electrónica o digital a neumática.

Levas de Caracterización

Algunos posicionadores son suministrados con tres levas, --

una es lineal (A) y dos más caracterizadoras (B y C). Cuando la leva lineal (A) es la de operación, existe una relación lineal entre el cambio de la presión del instrumento y el cambio de la carrera de la válvula, donde la característica del flujo de la válvula la proporciona el tapón o caja instalada. Cuando cualquiera de las otras levas (B o C) es instalada como leva de operación, la relación entre el cambio de presión del instrumento y la carrera de la válvula es cambiado, es decir, ya no es lineal, con el resultado que más o menos el cambio de la presión del instrumento será requerido para crear un incremento en el flujo.

Válvulas Solenoides.

La válvula solenoide de tres vías (fig. 4.32), permite posicionar a la válvula de control en un punto que suele ser el correspondiente a la posición o falla de aire, la señal eléctrica que recibe en la válvula solenoide para operar, es independiente del lazo de control y su finalidad es accionar la válvula de control para protección de otros equipos involucrados de alguna forma en el proceso o llevarlo a un estado de seguridad.

Transductores.

Los transductores electroneumáticos reciben como señal de entrada, una corriente directa y utilizan un motor de torsión, ensamble de boquilla, palometa y un relevador para convertir

la señal eléctrica a una señal neumática proporcional de salida.

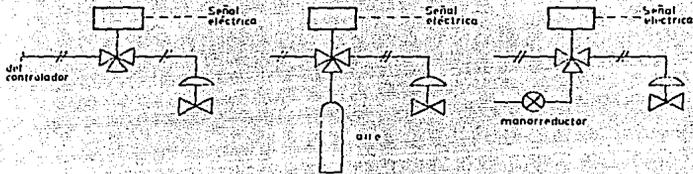


FIGURA 4.32

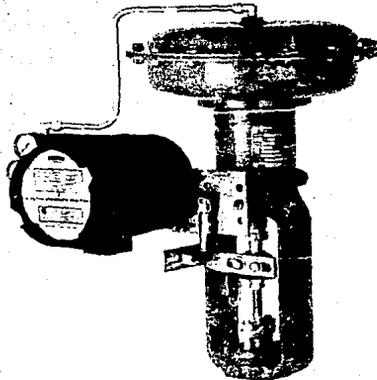


FIGURA 4.33

Como se muestra en la figura 4.33, el transductor puede ser montado directamente en una válvula de control y operarla - sin necesidad de adicionar amplificador o relevador.

Los transductores electroneumáticos se usan también para dos posiciones (On-Off) y se emplean por lo general para sustituir válvulas de solenoide en sistemas de seguridad intrínseca.

El transductor también puede ser empleado para proveer una - operación estable cuando su señal de salida es transmitida a pequeñas cámaras, tales como son los posicionadores neumáticos.

CANDADO NEUMATICO

Se utiliza cuando el proceso requiere mantenimiento de la señal neumática, en el actuador en el último valor que tenía - antes de que se produjera algún fallo en el suministro de -- aire. Bloquea automáticamente el aire entre el controlador y la válvula de control cuando la presión del aire de alimentación disminuye por abajo de un valor prefijado.

Interruptores de Posición.

Los interruptores de posición están colocados en el yugo de la válvula y son excitados por una pequeña palanca fijada al

vástago. Pueden ser eléctricos o neumáticos y permiten la -
señalización a distancia, en el panel de control, de la aper-
tura del cierre o del paso por una o varias posiciones deter-
minadas del obturador de la válvula. Revelan estos puntos -
con mucha mayor seguridad que la simple indicación de la se-
ñal de salida del controlador leída de un manómetro situado -
en el panel de control, no presentan la posibilidad de una -
avería en la línea neumática y no poseen el error dinámico -
inherente a la transmisión de la señal del controlador a la
válvula.

Volante de accionamiento manual.

En los casos en que se exige la máxima seguridad de funcionamiento de una instalación y el proceso debe continuar trabajando independientemente de las averías que puedan producirse en el circuito de control, es necesario mantener un control de la apertura de la válvula en condiciones de fallo de aire. figura 4.34

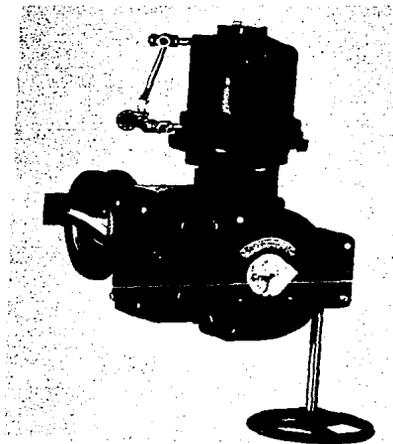


FIGURA 4.34

V

CALCULOS

PROBLEMA.

En la alimentación de agua a un reactor, se necesitan 350-GPM, la bomba que la suministra provee una presión a la salida de 175PSIG; la presión máxima a la que debe ser suministrada el agua, es de 100PSIG, el agua se encuentra a -- temperatura ambiente (60°F), la tubería por la que fluye -- el agua es de 3" cédula 40 y se requiere que la válvula -- cierre totalmente cuando el suministro de aire falle, para efectos de la reacción se necesita que el nivel se mantenga constante.

Datos:

Fluido: = Agua.
 GE = 1.00
 T = 60.00°F
 P₁ = 175.00 PSIG.
 P₂ = 100.00 PSIG.
 ΔP = 75.00 PSIG.
 Q = 350.00 GPM.
 P_v = 0.37 PSIA
 P_c = 3,206.00 PSIA
 Ø Línea = 3.00 PULG.
 Céd. = 40.00

FORMULAS:

$$C_v = Q \sqrt{\frac{GE}{\Delta P}}$$

$$\Delta P_{perm} = K_m (P_1 - r_c P_v)$$

CALCULO:

$$C_v = 350 \sqrt{\frac{1}{75}}$$

$$C_v = 40.41$$

$$\Delta P_{perm} = K_m (P_1 - r_c P_v)$$

$$K_m = 0.72 \text{ (estimado)}$$

$$r_c = 0.96 \text{ (figura 3.9)}$$

$$\Delta P_{perm} = 0.72 [189.7 - (0.96)(0.37)]$$

$$\Delta P_{perm} = 136.2 \text{ Psi.}$$

$$\Delta P < \Delta P_{perm}$$

$$\Rightarrow C_v = 40.41$$

La característica de la válvula se selecciona lineal.

Tomando en cuenta que este servicio lo puede efectuar una -
válvula de globo o una de mariposa, consideremos ambas al-
ternativas.

Una vez calculado el C_v de la válvula, procedemos a seleccionar la más adecuada a nuestro servicio, tomando en cuenta los diseños más comunes en el mercado.

Por lo cual, tenemos que recurrir a las tablas de C_v del -- catálogo de selección de algún fabricante. Tabla 5.1

Comparando el C_v calculando con esta tabla, observamos que éste es cubierto por una válvula de 2" a en 82% de recorrido del tapón, y el valor de K_m para ésta válvula es 0.72, - el cual fue estimado para el cálculo y no habrá necesidad - de corregir.

Para una válvula de mariposa, Tabla 5.2, el C_v es cubierto a 62° de apertura y el $K_m = 0.6$ por lo que procederemos a corregir el de caída de presión permisible.

$$\Delta P_{perm} = K_m (P_1 - P_v r_c)$$

$$\Delta P_{perm} = 0.6 \cdot 189.7 \cdot (0.96) \cdot (0.37)$$

$$\Delta P_{perm} = 132.5 \text{ Psi.}$$

$$\Rightarrow C_v = 40.1$$

VALVULA TIPO GLOBO

Tamaño 2"

Característica Lineal.

Ventaja no requerida posicionador, además la característica se podrá cambiar únicamente instalando una caja -- con diferente característica de flujo y para servicios -- más específicos.

COSTO: \$ 2,365.00 U.S. DLLS.

Las demás características de la válvula son:

CUERPO: Acero al carbón.

INTERNOS: SST

EMPAQUES: TFE.

JUNTAS: Asbesto.

TORNILLOS: Acero al Carbón

ANILLO DE PISTON: Teflón-carbón.

CONEXIONES: 150 ANSI RF.

CLASE DE CIERRE: II.

ACTUADOR: Normalmente cerrado

VALVULA TIPO MARIPOSA

Tamaño 2"

Característica Igual porcentaje.

Se requerirá adicionar un - posicionador con una leva - caracterizadora para modificar la característica de -- de igual porcentaje a li---neal.

COSTO: \$ 2,225.00 U.S. DLLS.

Las demás características de la válvula son:

CUERPO: Acero al Carbón.

INTERNO SST.

EMPAQUES: TFE

TORNILLOS: Acero al carbón

CLASE DE CIERRE: II.

CONEXIONES: Sin bridas para montarse entre las de la tubería, la presión nominal -- será 150 ANSI RF.

Para la selección final, el usuario deberá de considerar que la válvula de globo ha tenido desarrollos tecnológicos muy avanzados, gracias a ello, se cuentan con accesorios que se pueden instalar para solución de problemas específicos como lo es la cavitación, flasheo o ruido aerodinámico, además de

de la gran variedad de materiales de construcción de cada uno de sus componentes, por lo que si en un futuro algunas condiciones del proceso variaran a un punto extremo, la mayor parte de las válvulas tendría utilidad para el nuevo servicio.

En las válvulas de mariposa no tendremos estas opciones.

PROBLEMA.

Una planta que produce un complemento proteínico necesita, para una de las fermentaciones que realiza a lo largo de - su proceso, limpiar uno de sus reactores con agua limpia, - los residuos que contiene el reactor son HNO_3 (ácido nítri- co) y NaOH al 13% (hidróxido de sodio).

El agua que se va a deshechar se incorporará a un cabezal de aguas residuales y, según cálculos, el agua que se extraerá del reactor no deberá exceder de 308.2 GPM. La presión a la cual se tendrá el agua es de 35.55 PSIG y el -- agua deberá de tener una presión de 28.44 al incorporarse al cabezal; la temperatura del agua es ambiental (70°F), - la tubería por la cual fluirá el agua tiene un diámetro de 6" de acero inoxidable tipo 316SST, la posición de la válvula a falta de energía deberá ser normalmente abierta.

Datos:

Fluido	=	Agua + NaOH o Agua + HNO_3
GE	=	1.00
T	=	70.00°F
P_1	=	35.55 PSIG
P_2	=	28.44 PSIG
ΔP	=	7.11
Q	=	308.20 GPM
P_v	=	0.37 PSIA

$$P_c = 3,206.00 \text{ PSIA}$$

$$\emptyset \text{ Línea} = 6.00 \text{ PULG.}$$

$$\text{Céd.} = 10S$$

FORMULAS:

$$C_v = Q \sqrt{\frac{GE}{\Delta P}}$$

$$\Delta P_{\text{perm}} = K_m (P_1 - r_c P_v)$$

CALCULO:

$$C_v = 308.20 \sqrt{\frac{1}{7.11}}$$

$$C_v = 115.58$$

$$\Delta P_{\text{perm}} = K_m (P_1 - r_c P_v)$$

$$K_m = 0.72 \text{ (estimado)}$$

$$r_c = 0.96 \text{ (Fig. 3.9)}$$

$$\Delta P_{\text{perm}} = 0.7 [51.25 - (0.96)(0.37)]$$

$$\Delta P_{\text{perm}} = 35.62$$

$$\Delta P > \Delta P_{\text{perm}}$$

$$C_v = 115.58$$

La característica de flujo se seleccionó igual porcentaje.

Al igual que en el ejemplo anterior analizaremos las dos alternativas. Recurriremos a los diseños de válvulas más comunes:

Comparando el C_v calculado (115.58), V.S. los valores de la tabla 5.3, observamos que éste es cubierto por una válvula de 4" a un 70% de recorrido del tapón; y el valor de K_m es de 0.68 por lo cual corregiremos en nuestro cálculo.

$$\Delta P_{perm} = 0.68 \quad [51.25 - (0.96)(0.37)]$$

$$\Delta P_{perm} = 34.60 \text{ PSI}$$

La caída de presión de nuestro proceso sigue siendo inferior a la caída de presión permisible por lo que no tendremos problemas de cavitación o flasheo.

Para una válvula de mariposa, tabla 5.2, el C_v es cubierto a 70° de apertura en una válvula de 3", y el K_m es igual a 0.5, por lo que procederemos a corregir nuestro valor de caída de presión permisible.

$$\Delta P_{perm} = 0.5 \quad [51.25 - (0.96)(0.37)]$$

$$\Delta P_{perm} = 25.44 \text{ PSI}$$

$$C_v = 115.58$$

VALVULA TIPO GLOBO

Tamaño 4"

Característica igual porcentaje.

COSTO: \$6,315.00 U.S.DLLS.

Las demás características -- de la válvula son:

CUERPO: SST

INTERNOS: SST

EMPAQUES: TFE

JUNTAS: Asbesto

TORNILLOS: Acero al Carbón

ANILLO DE PISTON: Teflón-carbón

CONEXIONES: 150 ANSI FR.

CLASE DE CIERRE: II

ACTUADOR: Normalmente abierto

VALVULA TIPO MARIPOSA

Tamaño 3"

Característica igual porcentaje.

COSTO: \$1,810.00 U.S. DLLS.

Las demás características de la válvula son:

CUERPO: Hierro

INTERNOS: SST

RECUBRIMIENTO DEL CUERPO: TFE

EMPAQUES: TFE

TONILLOS: Acero al Carbón

CLASE DE CIERRE: VI

CONEXIONES: Sin bridas para montarse entre las de la tubería, la presión nominal será 150 ANSI RF.

Para la selección final, el usuario deberá de considerar que la válvula de globo ha tenido desarrollos tecnológicos muy avanzados, gracias a ello, se cuentan con accesorios que se pueden instalar para solución de problemas específicos como lo es la cavitación, flasheo o ruido aerodinámico, además de la gran variedad de materiales de construcción de cada uno de sus componentes, por lo que si en un futuro algunas condiciones del proceso variaran a un punto extremo, la mayor parte de las válvulas tendría utilidad para el nuevo servicio.

En las válvulas de mariposa no tendremos estas opciones, -- mas sin embargo se debe considerar el costo de ambas válvulas, que como podemos observar, es bastante considerable.

Un consejo adicional es recurrir a algún fabricante de válvulas para checar la selección final.

PROBLEMA.

En una planta petroquímica se desea controlar el flujo de benceno a una temperatura de 100°F , en una tubería de 4" de diámetro cédula 40, el caudal requerido para una reacción específica es de 200 GPM, la presión a la cual fluye este fluido es de 40 PSI y la densidad relativa es de - - 0.884, el equipo que va a estar recibiendo este flujo está dimensionado para aceptarlo a una presión constante de 2 PSI y la planta está operada por un sistema de control distribuido que opera con señales de 4-20 mA dc.

Datos:

Fluido	=	Benceno
P_1	=	40.00 PSIG
P_2	=	2.00 PSIG
ΔP	=	38.00 PSI
T	=	100.00°F
Q	=	200.00 GPM
P_v	=	3.22 PSIA
P_c	=	710.40 PSIA
GE	=	0.84
\emptyset Línea	=	4.00 PULG.
Céd.	=	40

FORMULA:

$$C_v = Q \sqrt{\frac{GE}{\Delta P}}$$

$$\Delta P_{perm} = Km (P_1 - P_v r_c)$$

$$C_v = 200 \sqrt{\frac{0.84}{38}}$$

$$C_v = 29.73$$

$$Km = 0.72 \quad (\text{estimado})$$

$$r_c = 0.94 \quad (\text{figura 3.9})$$

$$\Delta P_{perm} = 0.72 [54.7 - (3.22)(0.94)]$$

$$\Delta P_{perm} = 37.20 \quad \Rightarrow \quad \text{Cavitación o Flasheo}$$

$$P_2 = 16.7 \text{ PSIA}$$

$$P_v = 3.22 \text{ PSIA}$$

$$P_2 > P_v \quad \Rightarrow \quad \text{Cavitación}$$

Esto implica que debemos recurrir a una válvula que tenga una baja recuperación, o sea, que su coeficiente de recuperación (K_m) sea más elevado que 0.72 para evitar cualquier posibilidad de cavitación.

De la tabla 5.4 observamos que una válvula de 2" con un diámetro de puerto de 2" con característica de igual porcentaje, cubre nuestro C_v al 68% de apertura del tapón y el coeficiente de recuperación es de 0.91, por lo que procederemos a recalcular nuestro valor de ΔP_{perm} .

$$\Delta P_{\text{perm}} = 0.91 [54.7 - (3.22)(0.94)]$$

$$\Delta P_{\text{perm}} = 47.02 \text{ PSI}$$

$$\Delta P_{\text{perm}} > \Delta P_{\text{proceso}} \quad \text{No-Cavitación} \quad \text{No-Flasheo}$$

Nuestra válvula podría ser identificada con la siguiente hoja de especificación.

NOTAS:

1. Se seleccionan conexiones bridadas 150#ANSI RF debido a que la presión y la temperatura no son tan críticas.
2. El material del cuerpo e interiores se seleccionan en acero inoxidable 316SST, debido a que el fluido se considera con características corrosivas.
3. El material de los empaques se seleccionan de grafito laminado, debido a que el benceno es un solvente orgánico y el teflón no lo soportaría.
4. Se adiciona un posicionador electroneumático para que la señal electrónica (4-20 mA) la convierta en neumática (3-15 PSIG), y sea compatible con la señal que recibe el actuador.
5. Las demás características de la válvula son inherentes al diseño seleccionado.

PROBLEMA:

En una planta que fabrica azulejos, se desea controlar la presión del gas natural que es suministrado por un gasoducto de PEMEX; la caseta de gas (propiedad de PEMEX) provee una presión de 100 PSIG y los equipos que se instalaron están diseñados para trabajar a una presión máxima de 50 - - PSIG; por lo que es deseable que la presión en el cabezal de suministro sea como máxima de 47 PSIG. El volumen de gas que se va a consumir en condiciones máximas es de - -- 567,400 SCFH, la densidad relativa es de 0.6 y la temperatura a la que fluye el gas es de 70°F, la línea en donde se desea instalar esta válvula es de 4 pulgadas cédula 40, las bridas que se instalaron son 150#ANSI RF. Se desea - que la válvula cierre completamente a falla de aire y la característica de flujo se recomienda que sea de igual por centaje.

Datos:

Fluido	=	Gas natural
P_1	=	100.00 PSIG
P_2	=	47.00 PSIG
ΔP	=	52.00 PSI
T	=	70.00°F
Q	=	567,400.00 SCFH

GE = 0.60
 Ø línea = 4.00 PULG.
 Céd. = 40

FORMULA:

$$C_g = \frac{Q}{\sqrt{\frac{520}{GT}} P_1 \text{ Sen } \left[\frac{3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \right] \text{ Deg.}} \quad \dots 3.7$$

$$C_1 = 35 \text{ (estimado)}$$

$$C_g = \frac{567,400}{\sqrt{\frac{520}{(0.6)(530)}} (114.7) \text{ Sen } \left[\frac{3417}{35} \sqrt{\frac{53}{114.7}} \right] \text{ Deg.}}$$

$$C_g = 4,243.3$$

Recurriendo a la tabla 5.3 observamos que una válvula de --
 4 Pulg. nos cubre este gasto al 72% de apertura, por lo que
 el valor de C_1 es igual a 33.8; de aquí corregiremos nues--
 tro cálculo:

$$C_g = \frac{567,400}{\sqrt{\frac{520}{(0.6)(530)}} (114.7) \text{ Sen } \left[\frac{3417}{33.8} \sqrt{\frac{53}{114.7}} \right] \text{ Deg.}}$$

$$C_g = 4,170.2$$

Como podemos observar la misma válvula puede operar en estas condiciones de servicio.

Analizaremos pues que pasa con el ruido que pudiese generar, en un momento dado, nuestra válvula:

Ecuación 4.1

$$SPL = \Delta SPL_p + \Delta SPL_{C_g} + \Delta SPL_{P/p_1} + \Delta SPL_k + \Delta SPL_{P_2}$$

De la gráfica 4.5

$$\Delta SPL_p = 35\text{dBA}$$

De la gráfica 4.9

$$\Delta SPL_{C_g} = 73\text{dBA}$$

De la gráfica 4.6

$$\Delta SPL_{P/p_1} = 15\text{dBA}$$

De la Tabla 4.2

$$\Delta SPL_k = -24.2\text{dBA}$$

De la gráfica 4.7

$$\Delta SPL_{P_2} = 3\text{dBA}$$

$$SPL = 35\text{dBA} + 73\text{dBA} + 15\text{dBA} - 24.2\text{dBA} + 3\text{dBA}$$

$$SPL = 101.8\text{dBA}$$

Según la Dirección de Normas, el ruido producido por un --- equipo no deberá rebasar los 90dBA.

Debido a ésto procederemos a seleccionar una válvula con Caja Anti-Ruido.

De la tabla 5.5 podemos observar:

1. La característica de flujo en una válvula de éste tipo de caja es lineal.
2. En este caso la válvula se seleccionará entre un 50, 60 ó 40% de apertura.
3. El diámetro de la válvula no varía.
4. El C_1 es igual a 38.9.

Considerando ésto procederemos a corregir nuestro cálculo - original:

FORMULA:

$$C_g = \frac{567,400}{\sqrt{\frac{520}{(0.6)(530)}} (114.7) \text{ Sen } \left[\frac{3417}{38.9} \sqrt{\frac{53}{114.7}} \right] \text{ Deg.}} \quad \dots 3.7$$

$$C_g = 4506.2$$

⇒ que la válvula será de 4".

Regresando al procedimiento para calcular el ruido generado:

$$SPL = \Delta SPL_P + \Delta SPL_{C_g} + \Delta SPL_{\Delta P/P_1} + \Delta SPL_k + \Delta SPL_{P_2}$$

De la gráfica 4.5

$$\Delta SPL_P = 35\text{dBA}$$

De la gráfica 4.9

$$\Delta SPL = 73\text{dBA}$$

De la gráfica 4.6

$$\Delta SPL_{P/P_1} = -3\text{dBA}$$

De la Tabla 4.2

$$\Delta SPL_k = -24.2\text{dBA}$$

De la gráfica 4.7

$$\Delta SPL_{P_2} = 3\text{dBA}$$

$$SPL = 35\text{dBA} + 73\text{dBA} - 3\text{dBA} - 24.2\text{dBA} + 3\text{dBA}$$

$$SPL = 83.8\text{dBA}$$

Que está dentro de los límites permitidos.

Finalmente la válvula seleccionada será según la descripción siguiente:

Tamaño	:	4 PULG.
Válvula tipo	:	Globo
Conexiones	:	Bridadas 150#ANSI RF
Material del Cuerpo	:	Acero al carbón

Material de los internos: SST

Diámetro del puerto : 4 3/8 PULG.

Tipo de guía : Caja

Característica de flujo : Lineal

Tipo de caja : Anti-Ruido

Clase de cierre : IV

Bonete tipo : Estandar

Empaques : Teflón en "V"

Tornillería : Acero al carbón

Actuador : Acción inversa

Aire al actuador : 3-15 PSIG

A falla de aire : La válvula cierra

Accesorios:

1. Controlador de Presión:

Acción : Inversa

Elemento de medición : Tubo bourdon

Rango : 0-100 PSIG

Material del sensor : SST

Señal de salida : 3-15 PSIG

2. Sello químico:

Material de las bridas : Acero al carbón

Material del capilar : SST

Fluido de relleno : Silicón

Longitud del capilar : 6 ft

Conexión a proceso : ½ PULG. NPT

Conexión al controlador : ¼ PULG. NPT

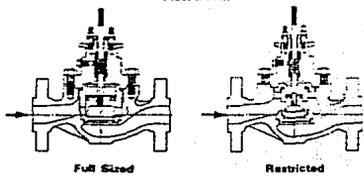
3. Filtro regulador:

Conexiones : $\frac{1}{4}$ PULG. NPT
Rango de salida : 5-35 PSIG
Máxima presión de ent. : 250 PSIG

4. Posicionador:

Señal de entrada : 3-15 PSIG
Señal de salida : 3-15 PSIG
Suministro : 20 PSIG
Leva caracterizadora : =Porcentaje
Costo : 8,045.00 U.S. DLLS.

Flow Down



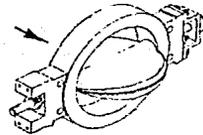
Design ED
Classes 125 - 600
Linear Cage

FLOW COEFFICIENTS

For additional body information see Bulletin 81.1-ED

Linear				Linear Characteristic																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
Coefficients	Body Size, In.	Port Diameter, In.	Total Travel, In.	Value Opening—Percent of Total Travel																K _v and C _v																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
				10	20	30	40	50	60	70	80	90	100																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																															
C _v (Liquid)	1 & 1-1/4	1-5/16	3/4	3.21	5.50	8.18	10.9	13.2	15.0	16.9	18.8	19.9	20.6	21.1	21.6	22.1	22.6	23.1	23.6	24.1	24.6	25.1	25.6	26.1	26.6	27.1	27.6	28.1	28.6	29.1	29.6	30.1	30.6	31.1	31.6	32.1	32.6	33.1	33.6	34.1	34.6	35.1	35.6	36.1	36.6	37.1	37.6	38.1	38.6	39.1	39.6	40.1	40.6	41.1	41.6	42.1	42.6	43.1	43.6	44.1	44.6	45.1	45.6	46.1	46.6	47.1	47.6	48.1	48.6	49.1	49.6	50.1	50.6	51.1	51.6	52.1	52.6	53.1	53.6	54.1	54.6	55.1	55.6	56.1	56.6	57.1	57.6	58.1	58.6	59.1	59.6	60.1	60.6	61.1	61.6	62.1	62.6	63.1	63.6	64.1	64.6	65.1	65.6	66.1	66.6	67.1	67.6	68.1	68.6	69.1	69.6	70.1	70.6	71.1	71.6	72.1	72.6	73.1	73.6	74.1	74.6	75.1	75.6	76.1	76.6	77.1	77.6	78.1	78.6	79.1	79.6	80.1	80.6	81.1	81.6	82.1	82.6	83.1	83.6	84.1	84.6	85.1	85.6	86.1	86.6	87.1	87.6	88.1	88.6	89.1	89.6	90.1	90.6	91.1	91.6	92.1	92.6	93.1	93.6	94.1	94.6	95.1	95.6	96.1	96.6	97.1	97.6	98.1	98.6	99.1	99.6	100.1	100.6	101.1	101.6	102.1	102.6	103.1	103.6	104.1	104.6	105.1	105.6	106.1	106.6	107.1	107.6	108.1	108.6	109.1	109.6	110.1	110.6	111.1	111.6	112.1	112.6	113.1	113.6	114.1	114.6	115.1	115.6	116.1	116.6	117.1	117.6	118.1	118.6	119.1	119.6	120.1	120.6	121.1	121.6	122.1	122.6	123.1	123.6	124.1	124.6	125.1	125.6	126.1	126.6	127.1	127.6	128.1	128.6	129.1	129.6	130.1	130.6	131.1	131.6	132.1	132.6	133.1	133.6	134.1	134.6	135.1	135.6	136.1	136.6	137.1	137.6	138.1	138.6	139.1	139.6	140.1	140.6	141.1	141.6	142.1	142.6	143.1	143.6	144.1	144.6	145.1	145.6	146.1	146.6	147.1	147.6	148.1	148.6	149.1	149.6	150.1	150.6	151.1	151.6	152.1	152.6	153.1	153.6	154.1	154.6	155.1	155.6	156.1	156.6	157.1	157.6	158.1	158.6	159.1	159.6	160.1	160.6	161.1	161.6	162.1	162.6	163.1	163.6	164.1	164.6	165.1	165.6	166.1	166.6	167.1	167.6	168.1	168.6	169.1	169.6	170.1	170.6	171.1	171.6	172.1	172.6	173.1	173.6	174.1	174.6	175.1	175.6	176.1	176.6	177.1	177.6	178.1	178.6	179.1	179.6	180.1	180.6	181.1	181.6	182.1	182.6	183.1	183.6	184.1	184.6	185.1	185.6	186.1	186.6	187.1	187.6	188.1	188.6	189.1	189.6	190.1	190.6	191.1	191.6	192.1	192.6	193.1	193.6	194.1	194.6	195.1	195.6	196.1	196.6	197.1	197.6	198.1	198.6	199.1	199.6	200.1	200.6	201.1	201.6	202.1	202.6	203.1	203.6	204.1	204.6	205.1	205.6	206.1	206.6	207.1	207.6	208.1	208.6	209.1	209.6	210.1	210.6	211.1	211.6	212.1	212.6	213.1	213.6	214.1	214.6	215.1	215.6	216.1	216.6	217.1	217.6	218.1	218.6	219.1	219.6	220.1	220.6	221.1	221.6	222.1	222.6	223.1	223.6	224.1	224.6	225.1	225.6	226.1	226.6	227.1	227.6	228.1	228.6	229.1	229.6	230.1	230.6	231.1	231.6	232.1	232.6	233.1	233.6	234.1	234.6	235.1	235.6	236.1	236.6	237.1	237.6	238.1	238.6	239.1	239.6	240.1	240.6	241.1	241.6	242.1	242.6	243.1	243.6	244.1	244.6	245.1	245.6	246.1	246.6	247.1	247.6	248.1	248.6	249.1	249.6	250.1	250.6	251.1	251.6	252.1	252.6	253.1	253.6	254.1	254.6	255.1	255.6	256.1	256.6	257.1	257.6	258.1	258.6	259.1	259.6	260.1	260.6	261.1	261.6	262.1	262.6	263.1	263.6	264.1	264.6	265.1	265.6	266.1	266.6	267.1	267.6	268.1	268.6	269.1	269.6	270.1	270.6	271.1	271.6	272.1	272.6	273.1	273.6	274.1	274.6	275.1	275.6	276.1	276.6	277.1	277.6	278.1	278.6	279.1	279.6	280.1	280.6	281.1	281.6	282.1	282.6	283.1	283.6	284.1	284.6	285.1	285.6	286.1	286.6	287.1	287.6	288.1	288.6	289.1	289.6	290.1	290.6	291.1	291.6	292.1	292.6	293.1	293.6	294.1	294.6	295.1	295.6	296.1	296.6	297.1	297.6	298.1	298.6	299.1	299.6	300.1	300.6	301.1	301.6	302.1	302.6	303.1	303.6	304.1	304.6	305.1	305.6	306.1	306.6	307.1	307.6	308.1	308.6	309.1	309.6	310.1	310.6	311.1	311.6	312.1	312.6	313.1	313.6	314.1	314.6	315.1	315.6	316.1	316.6	317.1	317.6	318.1	318.6	319.1	319.6	320.1	320.6	321.1	321.6	322.1	322.6	323.1	323.6	324.1	324.6	325.1	325.6	326.1	326.6	327.1	327.6	328.1	328.6	329.1	329.6	330.1	330.6	331.1	331.6	332.1	332.6	333.1	333.6	334.1	334.6	335.1	335.6	336.1	336.6	337.1	337.6	338.1	338.6	339.1	339.6	340.1	340.6	341.1	341.6	342.1	342.6	343.1	343.6	344.1	344.6	345.1	345.6	346.1	346.6	347.1	347.6	348.1	348.6	349.1	349.6	350.1	350.6	351.1	351.6	352.1	352.6	353.1	353.6	354.1	354.6	355.1	355.6	356.1	356.6	357.1	357.6	358.1	358.6	359.1	359.6	360.1	360.6	361.1	361.6	362.1	362.6	363.1	363.6	364.1	364.6	365.1	365.6	366.1	366.6	367.1	367.6	368.1	368.6	369.1	369.6	370.1	370.6	371.1	371.6	372.1	372.6	373.1	373.6	374.1	374.6	375.1	375.6	376.1	376.6	377.1	377.6	378.1	378.6	379.1	379.6	380.1	380.6	381.1	381.6	382.1	382.6	383.1	383.6	384.1	384.6	385.1	385.6	386.1	386.6	387.1	387.6	388.1	388.6	389.1	389.6	390.1	390.6	391.1	391.6	392.1	392.6	393.1	393.6	394.1	394.6	395.1	395.6	396.1	396.6	397.1	397.6	398.1	398.6	399.1	399.6	400.1	400.6	401.1	401.6	402.1	402.6	403.1	403.6	404.1	404.6	405.1	405.6	406.1	406.6	407.1	407.6	408.1	408.6	409.1	409.6	410.1	410.6	411.1	411.6	412.1	412.6	413.1	413.6	414.1	414.6	415.1	415.6	416.1	416.6	417.1	417.6	418.1	418.6	419.1	419.6	420.1	420.6	421.1	421.6	422.1	422.6	423.1	423.6	424.1	424.6	425.1	425.6	426.1	426.6	427.1	427.6	428.1	428.6	429.1	429.6	430.1	430.6	431.1	431.6	432.1	432.6	433.1	433.6	434.1	434.6	435.1	435.6	436.1	436.6	437.1	437.6	438.1	438.6	439.1	439.6	440.1	440.6	441.1	441.6	442.1	442.6	443.1	443.6	444.1	444.6	445.1	445.6	446.1	446.6	447.1	447.6	448.1	448.6	449.1	449.6	450.1	450.6	451.1	451.6	452.1	452.6	453.1	453.6	454.1	454.6	455.1	455.6	456.1	456.6	457.1	457.6	458.1	458.6	459.1	459.6	460.1	460.6	461.1	461.6	462.1	462.6	463.1	463.6	464.1	464.6	465.1	465.6	466.1	466.6	467.1	467.6	468.1	468.6	469.1	469.6	470.1	470.6	471.1	471.6	472.1	472.6	473.1	473.6	474.1	474.6	475.1	475.6	476.1	476.6	477.1	477.6	478.1	478.6	479.1	479.6	480.1	480.6	481.1	481.6	482.1	482.6	483.1	483.6	484.1	484.6	485.1	485.6	486.1	486.6	487.1	487.6	488.1	488.6	489.1	489.6	490.1	490.6	491.1	491.6	492.1	492.6	493.1	493.6	494.1	494.6	495.1	495.6	496.1	496.6	497.1	497.6	498.1	498.6	499.1	499.6	500.1	500.6	501.1	501.6	502.1	502.6	503.1	503.6	504.1	504.6	505.1	505.6	506.1	506.6	507.1	507.6	508.1	508.6	509.1	509.6	510.1	510.6	511.1	511.6	512.1	512.6	513.1	513.6	514.1	514.6	515.1	515.6	516.1	516.6	517.1	517.6	518.1	518.6	519.1	519.6	520.1	520.6	521.1	521.6	522.1	522.6	523.1	523.6	524.1	524.6	525.1	525.6	526.1	526.6	527.1	527.6	528.1	528.6	529.1	529.6	530.1	530.6	531.1	531.6	532.1	532.6	533.1	533.6	534.1	534.6	535.1	535.6	536.1	536.6	537.1	537.6	538.1	538.6	539.1	539.6	540.1	540.6	541.1	541.6	542.1	542.6	543.1	543.6	544.1	544.6	545.1	545.6	546.1	546.6	547.1	547.6	548.1	548.6	549.1	549.6	550.1	550.6	551.1	551.6	552.1	552.6	553.1	553.6	554.1	554.6	555.1	555.6	556.1

**Type 7600
Class 2
Fishtail® Disc**
ANSI Classes 125-300



Flow Coefficients—Approximately Equal Percentage Characteristic

Coefficient	Valve Size, In.	Disc Angle of Opening									
		10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	
C _v	Thru 5	27.3	29.9	30.0	31.0	29.8	27.2	23.0	19.1	18.1	
	6 - 72	27.3	29.9	35.0	34.5	31.5	28.7	24.4	19.1	16.0	
K _v	All Sizes	.70	.70	.70	.70	.67	.60	.50	.45	.43	
	2	1.81	4.78	8.37	14.3	24.6	39.5	61.7	80.0	91	
C _v (Liquid)	2 1/2	2.82	7.10	13.2	22.6	38.9	62.2	99.9	133	154	
	4	4.17	10.7	19.3	33.2	56.2	91.7	146	201	234	
	6	7.75	19.4	35.0	61.2	102	171	275	408	480	
	8	11.7	30.8	55.2	98.4	162	278	444	652	848	
	10	15.9	44.4	80.2	147	241	416	682	1120	1410	
	12	20.5	55.2	103	187	315	540	880	1400	1800	
	14	25.5	70.0	130	235	395	660	1080	1750	2300	
	16	30.5	85.0	155	285	480	800	1300	2100	2800	
	18	35.5	100	180	335	560	950	1550	2500	3300	
	20	40.5	115	205	385	640	1100	1750	2800	3700	
	24	50.5	145	265	485	810	1350	2200	3500	4600	
	30	65.5	190	355	635	1060	1750	2800	4300	5700	
	36	80.5	230	435	785	1280	2100	3300	5000	6600	
	42	95.5	275	525	945	1480	2450	3700	5500	7300	
	48	110.5	320	615	1105	1680	2800	4200	6200	8200	
	54	125.5	365	705	1265	1880	3150	4700	7000	9200	
	60	140.5	410	795	1425	2080	3500	5200	7800	10500	
	66	155.5	455	885	1585	2280	3850	5700	8500	11500	
	72	170.5	500	975	1745	2480	4200	6200	9200	12500	
	C _v (Gas)	2	49.4	143	252	445	773	1070	1420	1530	1650
		2 1/2	73.0	230	399	702	1160	1690	2280	2540	2790
		3	113	327	580	1030	1870	2480	3370	3840	4230
		4	170	490	840	1500	2750	3700	4950	5650	6150
		5	211	587	1050	1890	3050	4670	6330	7800	8870
		6	259	691	1260	2280	3600	5150	7000	8700	9800
		8	461	1330	2310	5080	7600	11300	15600	21300	22500
		10	632	2390	5020	8950	13600	21300	29400	40300	39100
		12	890	3680	7780	14200	21900	33800	46600	63200	64200
		14	1190	5260	11200	20600	30800	48600	68300	95400	95800
		16	1540	7040	15100	26500	40500	61500	85000	117000	116000
18		1940	9120	20400	35400	53500	80500	111000	153000	150000	
20		2390	11500	26300	45400	68500	102000	140000	195000	190000	
24		3190	15500	35400	61400	92500	138000	193000	268000	260000	
30		4220	20400	47500	82400	124000	185000	259000	359000	340000	
36		5500	27000	63600	111000	166000	245000	340000	470000	450000	
42		7040	35400	83800	148000	220000	325000	450000	610000	580000	
48		8860	45800	111000	194000	288000	425000	580000	790000	750000	
54		10900	59200	147000	258000	388000	565000	770000	1050000	1000000	
60		13200	75600	193000	341000	518000	755000	1040000	1420000	1350000	
66		15800	95000	248000	433000	689000	1000000	1400000	1910000	1800000	
72		18600	118000	303000	524000	820000	1200000	1680000	2300000	2150000	
C _v (Steam)		2	2.47	7.15	12.6	22.2	36.6	57.7	71.0	76.4	82.3
		2 1/2	3.85	11.5	19.8	35.1	58.0	84.5	114	127	139
		3	5.69	16.1	29.0	51.5	83.6	124	166	192	211
		4	8.4	24.6	42.4	74.7	118	177	233	273	298
		5	11.9	34.0	58.6	103	161	233	316	368	402
		6	15.3	44.0	77.6	137	214	318	410	477	517
		8	23.0	66.4	140	254	380	596	831	1060	1180
		10	31.6	90.0	190	342	521	780	1070	1470	1650
	12	41.6	120	250	452	680	1070	1470	2000	2250	
	14	52.8	158	320	578	860	1300	1780	2400	2700	
	16	65.2	194	389	720	1090	1680	2330	3010	3210	
	18	79.0	231	461	861	1340	2030	2730	3570	3870	
	20	94.0	271	546	1030	1640	2430	3140	4070	4370	
	24	121	351	715	1290	2060	3050	3950	5100	5400	
	30	153	446	901	1670	2470	3920	5520	7310	7860	
	36	196	570	1170	2060	3080	4870	7020	9120	9850	
	42	245	724	1480	2580	3850	5650	8050	11400	12400	
	48	299	906	1840	3150	4750	6850	9650	12900	14000	
	54	359	1110	2250	3780	5750	8250	11400	15400	16500	
	60	425	1340	2710	4500	6900	9900	13600	18400	19800	
	66	498	1600	3240	5350	8200	11600	15900	21400	23000	
	72	577	1890	3930	6350	9700	13400	18300	24600	26500	

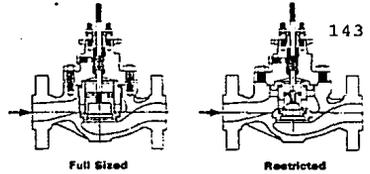
Note 1 For flow coefficients with line size 18 they are times greater than 1. Use correction multipliers on page 1-21.

Note 2 For flow coefficients above ANSI Class 300 see correction multipliers on page 1-21.

TABLE 5.2

**Design ED
Classes 125 - 600**
Equal Percentage Cage

Flow Down



FLOW COEFFICIENTS

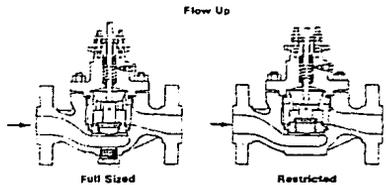
For additional body information
see Bulletin 91.1:ED

Equal Percentage				Equal Percentage Characteristics											
Coefficients	Body Size, In.	Port Diameter, In.	Total Travel, In.	Valve Opening—Percent of Total Travel											K _v and C _v
				10	20	30	40	50	60	70	80	90	100		
C _v (Liquid)	1 & 1-1/4	1-5/16	3/4	.783	1.54	2.20	2.89	4.21	5.78	7.83	10.9	14.1	17.2	.77	
	1-1/2	1-7/8	3/4	1.52	2.63	3.87	5.41	7.45	11.2	17.4	24.5	30.8	35.9	.70	
	2	2-5/16	1-1/8	1.86	2.93	4.56	6.98	10.8	16.5	25.4	37.3	50.7	58.7	.72	
	2-1/2	2-7/8	1-1/2	3.43	7.13	10.8	15.1	22.4	33.7	49.2	71.1	89.5	99.4	.71	
	3	3-7/16	1-1/2	4.32	7.53	10.9	17.1	27.2	43.5	66.0	97.0	120	138	.68	
	4	4-3/8	2	5.95	11.6	18.3	30.2	49.7	79.7	125	171	205	224	.68	
	6	7	2	12.9	25.8	43.3	87.4	134	182	239	316	368	394	.73	
	8	8	2	18.5	38.0	58.4	86.7	130	189	268	371	478	587	.72	
	8	8	3	27.0	56.1	105	188	307	478	695	976	1261	1518	.74	
	1-1/2	1-5/16	3/4	1.12	1.56	2.22	3.10	4.27	6.17	9.01	13.1	18.2	23.1	.83	
	2	1-5/16	3/4	.923	1.42	2.09	2.84	4.11	5.83	8.58	12.8	18.5	24.3	.77	
	2-1/2	1-7/8	3/4	1.57	2.67	3.82	5.44	7.84	11.5	18.2	28.7	35.1	43.9	.79	
3	2-5/16	1-1/8	1.78	3.11	4.77	7.07	10.7	17.0	27.9	41.8	58.0	70.7	.75		
4	2-7/8	1-1/2	3.82	7.65	11.4	16.9	25.5	38.2	60.5	85.7	105	112	.79		
6	4-3/8	2	5.40	10.1	15.8	26.7	46.2	71.2	111	169	232	274	.78		
C _g (Gas)	1 & 1-1/4	1-5/16	3/4	31.2	48.3	67.4	94.4	138	191	270	380	483	562	32.7	
	1-1/2	1-7/8	3/4	53.7	90.2	131	183	256	378	511	678	811	1020	1180	33.0
	2	2-5/16	1-1/8	60.4	107	164	233	358	546	851	1280	1880	1980	33.2	
	2-1/2	2-7/8	1-1/2	121	239	359	497	727	1090	1600	2320	2910	3230	32.5	
	3	3-7/16	1-1/2	152	263	360	545	854	1350	2150	3230	3930	4470	32.9	
	4	4-3/8	2	200	374	587	970	1560	2520	4100	5890	7040	7870	33.8	
	6	7	2	428	851	1430	2270	3480	5500	8200	10900	13000	15300	35.3	
	8	8	2	631	1200	1810	2860	3980	5790	8300	11600	15600	19300	34.0	
	8	8	3	887	1880	3350	5860	8850	15000	20600	25000	32000	38400	35.9	
	1-1/2	1-5/16	3/4	40.8	58.0	80.4	104	145	206	294	418	587	773	33.4	
	2	1-5/16	3/4	32.5	49.0	72.0	95.5	139	197	280	410	583	783	32.2	
	2-1/2	1-7/8	3/4	56.2	89.4	129	179	248	377	577	857	1180	1480	33.7	
3	2-5/16	1-1/8	65.0	114	171	246	367	540	813	1300	1840	2370	33.6		
4	2-7/8	1-1/2	132	258	380	563	816	1210	1880	2750	3600	4040	36.0		
6	4-3/8	2	219	389	542	864	1430	2230	3480	5280	7360	9140	33.3		
C _g (Steam)	1 & 1-1/4	1-5/16	3/4	1.58	2.42	3.37	4.72	6.90	9.55	13.5	19.0	24.2	28.1	32.7	
	1-1/2	1-7/8	3/4	2.69	4.51	6.55	9.15	12.8	19.1	28.9	40.6	51.0	59.0	33.0	
	2	2-5/16	1-1/8	3.02	5.35	8.00	11.9	17.9	27.3	42.8	64.0	84.0	99.0	33.2	
	2-1/2	2-7/8	1-1/2	6.05	12.0	18.0	24.9	36.4	54.5	80.0	116	148	182	32.5	
	3	3-7/16	1-1/2	7.60	12.7	18.0	27.3	42.7	67.5	108	162	197	224	32.9	
	4	4-3/8	2	10.0	18.7	28.4	48.5	78.0	128	205	298	352	378	33.8	
	6	7	2	21.4	42.6	71.5	114	174	275	470	585	650	695	35.3	
	8	8	2	31.8	60.0	90.6	133	198	290	415	580	780	965	34.0	
	8	8	3	43.4	84.0	128	193	293	433	610	850	1150	1370	35.9	
	1-1/2	1-5/16	3/4	2.03	2.90	4.02	6.20	7.25	10.3	14.7	21.0	29.4	36.7	33.4	
	2	1-5/16	3/4	1.63	2.45	3.60	4.78	6.95	9.85	14.5	20.5	28.2	39.2	32.2	
	2-1/2	1-7/8	3/4	2.91	4.47	6.45	8.95	12.3	18.9	28.9	42.8	59.0	74.0	33.7	
3	2-5/16	1-1/8	3.40	5.70	8.55	12.3	18.4	27.3	40.7	65.0	92.0	119	33.8		
4	2-7/8	1-1/2	6.60	12.8	19.0	27.7	40.8	60.5	93.0	137	180	202	36.0		
6	4-3/8	2	11.0	18.5	27.1	43.2	71.5	112	174	244	368	457	33.3		

*The column lists the K_v values for the C_v coefficients and the C_g values for the C_v and C_g coefficients at 100% travel.
Restricted Flow

Note: The coefficients shown on this page are also appropriate for the Designs EDR, ET and ETR.

TABLE 5.3



Design EZ
Equal Percentage Valve Plug

FLOW COEFFICIENTS

For additional information see Bulletin 81.1.12(10)

Equal Percentage			Equal Percentage Characteristic														
Coeff-ic-ient	Body Size, in.	Port Diameter, in.	Total Travel, in.	Valve Opening—Percent of Total Travel										K _v and C _t			
				10	20	30	40	50	60	70	80	90	100				
C _v (Liquid)	1	1	3/4	.79	1.25	1.80	2.53	4.16	5.52	7.59	10.7	12.7	13.2	83			
	1-1/2	1-1/2	3/4	.795	1.23	1.91	2.95	4.20	6.46	9.84	16.4	22.2	28.1	94			
	2	2	1-1/8	1.65	2.61	4.30	6.62	11.1	20.7	32.8	44.7	50.0	63.8	91			
	3	3	1-1/2	3.11	5.77	9.12	13.7	21.7	36.0	60.4	86.4	104	114	84			
	4	4	2	4.90	8.19	13.5	20.1	31.2	52.6	96.7	140	170	190	81			
	1-1/2	1	3/4	.770	1.22	1.98	2.98	3.67	5.54	8.30	12.0	15.1	17.3	85			
	2	1	3/4	1.02	1.50	2.05	2.78	3.90	5.57	8.16	11.8	14.5	15.9	85			
	3	2	1-1/8	2.11	3.11	4.58	6.78	10.7	20.7	34.3	48.3	61.5	71.5	85			
C _g (Gas)	4	2	1-1/8	1.86	3.05	4.43	6.88	11.9	22.3	36.7	50.9	61.8	72.7	84			
	1	1	3/4	25.3	39.8	55.7	77.5	111	163	244	353	442	497	37.7			
	1-1/2	1-1/2	3/4	27.1	40.5	65.4	94.8	132	193	304	530	783	1030	36.7			
	2	2	1-1/8	53.4	79.6	124	188	330	602	1060	1600	1900	2040	37.9			
	3	3	1-1/2	97.9	178	282	431	669	1080	1850	2950	3670	4030	35.4			
	4	4	2	151	248	404	606	944	1580	2820	4710	8110	8940	35.5			
	1-1/2	1	3/4	24.9	38.7	55.2	80.3	110	182	239	364	507	642	37.1			
	2	1	3/4	31.5	47.7	65.6	94.7	118	166	236	349	475	605	38.1			
C _s (Steam)	3	2	1-1/8	78.9	104	147	214	328	556	883	1480	1980	2450	34.3			
	4	2	1-1/8	81.7	92.5	140	218	362	655	1180	1670	2180	2570	35.4			
	1	1	3/4	1.27	1.99	2.78	3.88	5.64	8.15	12.2	17.6	22.1	24.8	37.7			
	1-1/2	1-1/2	3/4	1.36	2.03	3.27	4.74	6.60	9.65	15.2	26.6	39.2	51.5	36.7			
	2	2	1-1/8	2.67	3.98	6.20	9.90	16.5	30.1	63.0	80.0	95.0	102	37.9			
	3	3	1-1/2	4.90	8.90	14.1	21.6	33.5	54.0	92.5	148	184	202	35.4			
	4	4	2	7.55	12.4	20.2	30.3	47.2	79.0	141	236	306	347	36.5			
	1-1/2	1	3/4	1.25	1.94	2.78	4.02	5.60	8.10	12.0	18.2	25.4	32.1	37.1			
				2	1	3/4	1.58	2.34	3.18	4.24	5.90	8.30	11.8	17.5	23.8	30.3	38.1
				3	2	1-1/8	3.95	5.20	7.35	10.7	16.4	27.8	46.2	74.0	99.0	123	34.3
				4	2	1-1/8	3.09	4.63	7.00	10.9	18.1	32.8	59.0	83.5	109	129	35.4

*The column lists the K_v values for the C_v coefficients and the C_t values for the C_g and C_s coefficients at 100% travel. Restricted Trim

TABLE 5.4

Flow Up

FLOW COEFFICIENTS

For additional information
see Bulletin 51.1:ES

Cage Level	Coefficients	Body Size, In.	Port Diameter, In.	Max Travel, In.	Valve Opening, Percent of Maximum Travel										K _v ² and C ₁
					Linear Characteristic										
					10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
C _v (Liquid)	1 & 1-1/4 1-1/2 2 2-1/2 3	1-5/16 1-7/8 2-5/16 2-7/8 3-7/16	3/4 3/4 1-1/8 1-1/2 1-1/2	3/4	316	6.97	11.8	15.1	16.5	17.2	17.3	17.4	17.4	18.4	
				3/4	342	8.78	14.6	22.2	27.7	31.6	34.0	35.1	36.0	37.2	
				1-1/8	8.27	21.8	35.3	47.3	55.1	60.2	63.2	65.3	66.8	67.8	
	4 6 7	4-3/8 4-3/8 4-3/8	2 2 2	2	25.1	56.5	85.6	111	128	139	147	151	208	211	
				1-1/2	54.1	114	174	231	281	319	349	369	387	401	
				3/4	2.84	6.74	11.3	17.4	22.1	25.6	27.7	28.7	29.1	29.3	
	2 2-1/2 3 4	1-5/16 1-7/8 2-5/16 2-7/8	3/4 3/4 1-1/8 1-1/2	3/4	3.02	7.07	11.7	18.4	23.3	27.6	31.1	34.0	35.8	37.0	
				1-1/8	3.07	6.65	11.1	17.4	22.1	25.6	27.7	28.7	29.1	29.3	
				1-1/2	6.63	18.1	30.8	43.4	56.1	67.1	77.8	87.2	95.9	102	
	C _g (Gas)	1 & 1-1/4 1-1/2 2 2-1/2 3	1-5/16 1-7/8 2-5/16 2-7/8 3-7/16	3/4 3/4 1-1/8 1-1/2 1-1/2	3/4	115	241	351	456	530	562	573	580	586	606
					3/4	109	283	450	599	750	898	1020	1110	1180	1190
					1-1/8	266	559	832	1120	1410	1700	1920	2060	2150	2200
4 6 7		4-3/8 4-3/8 4-3/8	2 2 2	2	495	930	1350	1760	2170	2510	2720	2870	2960	3000	
				1-1/2	680	1160	1620	2110	2570	3040	3440	3730	3950	4070	
				3/4	1110	2030	2830	3660	4540	5300	5930	6380	6630	6780	
1-1/2 2 2-1/2 3 4		1-5/16 1-7/8 2-5/16 2-7/8 3-7/16	3/4 3/4 1-1/8 1-1/2 1-1/2	3/4	92.9	227	339	453	560	670	773	865	946	888	
				1-1/8	114	248	365	477	582	695	795	902	987	1040	
				1-1/2	124	314	479	628	774	918	1070	1220	1350	1460	
4 6 7		4-3/8 4-3/8 4-3/8	2 2 2	2	495	930	1350	1760	2170	2510	2720	2870	2960	3000	
				1-1/2	680	1160	1620	2110	2570	3040	3440	3730	3950	4070	
				3/4	1110	2030	2830	3660	4540	5300	5930	6380	6630	6780	
C _s (Steam)	1 & 1-1/4 1-1/2 2 2-1/2 3	1-5/16 1-7/8 2-5/16 2-7/8 3-7/16	3/4 3/4 1-1/8 1-1/2 1-1/2	3/4	5.75	12.1	17.6	22.8	26.5	28.1	28.7	29.0	29.3		
				3/4	5.45	14.2	22.5	30.0	37.5	44.9	51.0	55.5	58.0		
				1-1/8	13.3	28.0	41.6	56.0	70.5	85.0	96.0	103	108		
	4 6 7	4-3/8 4-3/8 4-3/8	2 2 2	2	48.5	96.5	141	184	227	265	292	318	332		
				1-1/2	69.0	153	222	280	348	412	468	516	556		
				3/4	4.85	11.4	17.0	22.7	28.0	33.5	38.7	43.3	47.3		
	1-1/2 2 2-1/2 3 4	1-5/16 1-7/8 2-5/16 2-7/8	3/4 3/4 1-1/8 1-1/2	3/4	5.70	12.4	18.3	24.4	29.1	34.8	39.8	45.1	49.4		
				1-1/8	6.20	15.7	23.9	31.4	38.7	45.9	53.3	61.0	67.5		
				1-1/2	15.7	29.5	42.8	56.5	70.5	83.5	96.5	109	121		
	4 6 7	4-3/8 4-3/8 4-3/8	2 2 2	2	48.5	96.5	141	184	227	265	292	318	332		
				1-1/2	69.0	153	222	280	348	412	468	516	556		
				3/4	4.85	11.4	17.0	22.7	28.0	33.5	38.7	43.3	47.3		

TABLA 5.5

VI

CONCLUSIONES

El presente trabajo es una herramienta para poder seleccionar adecuadamente una válvula de control, teniendo en cuenta, tanto aspectos técnicos, económicos; como de seguridad. Nos ayuda a visualizar parámetros que no solamente intervienen en la mejor selección de nuestra válvula, abarcando el lazo de control y como consecuencia el de nuestro proceso.

VII

BIBLIOGRAFIA

CATALOGO 10 FISHER CONTROLS INT. ED. NOVIEMBRE 1981.

CATALOGO 71 FISHER CONTROLS INT. ED. NOVIEMBRE 1981.

CATALOGO 501 FISHER CONTROLS INT. ED. NOVIEMBRE 1981.

INSTRUMENTACION
INDUSTRIAL ANTONIO CREUS, 2a. ED. 1979.

REPORTE 550. A.P.I.

ISA-S20 I.S.A.