



31
2º y
UNIVERSIDAD LA SALLE A. C.

**ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA U. N. A. M.**

**“ ESTUDIO DE LA VALVULA DUO - CHECK COMO
UNA OPCION DE VALVULA DE RETENCION EN
LA INDUSTRIA ”**

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE :
INGENIERO MECANICO - ELECTRICISTA
AREA PRINCIPAL EN INGENIERIA MECANICA
P R E S E N T A
EDUARDO JAVIER RAMIREZ GARCIA

MEXICO, D. F.

1989

FALLA ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



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 esta 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 DE FIGURAS.	XVI
INDICE DE TABLAS.	XXII
INTRODUCCION.	XXV
CAPITULO 1: IMPORTANCIA DE LAS VALVULAS INDUSTRIALES.	1
1.1 Antecedentes.	2
1.2 Definición de válvula.	3
1.2.1 Selección de la válvula adecuada.	3
1.2.2 Relación entre presiones y temperatura.	4
1.2.3 Especificaciones.	13
1.2.4 Marcas.	15
1.2.5 Acabado.	16
1.3 Tipos de válvulas.	16
1.3.1 Válvula de compuerta.	16
1.3.2 Válvula de globo.	24
1.3.3 Válvula de aguja.	29
1.3.4 Válvula de ángulo.	30
1.3.5 Válvula de bola.	31
1.3.6 Válvula de mariposa.	33
1.3.7 Válvula de diafragma.	37
1.3.8 Válvula macho.	39
1.3.9 Válvula de seguridad y alivio.	41
1.3.10 Válvula para aire.	44

1.4 Inversión económica en una planta industrial.	46
CAPITULO 2: VALVULAS DE RETENCION.	49
2.1 Generalidades.	50
2.2 Válvula de columpio estandar (Swing check).	51
2.2.1 Ventajas.	51
2.2.2 Desventajas.	55
2.3 Válvula de columpio modificada (Modified swing check).	56
2.3.1 Ventajas.	58
2.3.2 Desventajas.	60
2.4 Válvula de disco basculante (Tilting disc check).	60
2.4.1 Ventajas.	61
2.4.2 Desventajas.	62
2.5 Válvula de elevación (Lift check).	64
2.5.1 Ventajas.	65
2.5.2 Desventajas.	66
2.6 Válvula de tipo oblea (Wafer check).	67
2.6.1 Válvula uni-check.	67
2.6.1.1 Ventajas.	67
2.6.1.2 Desventajas.	68

CAPITULO 3: VALVULA DUO-CHECK.	72
3.1 Descripción.	73
3.2 Principio de operación.	73
3.3 Características de operación.	75
3.4 Componentes de la válvula.	77
3.4.1 Desensamble de la duo-check.	78
3.4.2 Ensamble de la duo-check.	79
3.5 Diseño de los platos.	82
3.6 Diseño del resorte.	84
3.7 Diseño del asiento.	87
3.8 Pruebas hidrostáticas.	91
3.9 Análisis dimensional en válvulas de retención.	92
3.9.1 Válvula de columpio.	92
3.9.2 Válvula duo-check.	96
3.10 Velocidad mínima de operación en válvulas de retención.	100
3.10.1 Válvula de columpio.	100

3.10.1.1	Análisis físico.	103
3.10.1.2	Limitaciones de las fórmulas.	108
3.10.1.3	Efecto del ángulo de impacto en la v_{\min} .	112
3.10.1.4	Fluctuación en la fuerza sobre el disco por turbulencia.	114
3.10.1.5	Efecto de la redistribución de la velocidad aguas arriba.	115
3.10.1.6	Margen de la fuerza del asiento.	117
3.10.1.7	Alcance de la fórmula de v_{\min} .	117
3.10.1.8	Caso histórico.	119
3.10.2	Válvula duo-check.	121
3.10.2.1	Análisis físico.	121
3.10.2.2	Alcance de la fórmula de v_{\min} .	124
3.10.2.3	Efectos por turbulencia y perturbaciones en la línea.	126
3.10.2.4	Margen de la fuerza del asiento.	126
3.10.3	Determinación de gráficas de v_{\min} para las válvulas de columpio y duo-check.	127
3.11	Desarrollo de las relaciones de afinidad para las características de modelado en válvulas de retención.	132
3.11.1	Teoría de modelos.	135
3.11.2	Pérdida de carga.	139
3.11.3	Momento de torsión.	141
3.11.4	Caso práctico.	149
3.12	Equipo y pruebas de laboratorio para evaluar el	

comportamiento de las válvulas de retención.	150
3.12.1 Flujo estable.	151
3.12.2 Flujo inestable o transitorio.	152
3.12.3 Contra-flujo.	154
3.12.4 Sistema de prueba.	155
3.12.5 Laboratorio de Flujo Transitorio (LFT).	158
3.12.6 Prueba de velocidad.	160
3.12.7 Patrón de prueba en flujo horizontal.	164
3.12.8 Patrón de prueba en flujo vertical.	166
3.13 Comportamiento y desgaste de las válvulas duo-check.	169
3.13.1 Estudio visual.	172
3.13.2 Estudio de desgaste acelerado.	174
3.13.3 Correlaciones de desgaste reales.	179
3.13.4 Recomendaciones de instalación.	182
3.14 Ventajas económicas.	184
3.15 Aplicaciones.	186
3.16 Limitaciones de diseño.	187
CAPITULO 4: SELECCION Y CASOS PRACTICOS.	189
4.1 Selección.	190

4.1.1	Figura de Identificación.	190
4.1.2	Servicio ANSI y API.	191
4.1.3	Estilos.	191
4.1.3.1	De cuerpo estandar.	195
4.1.3.2	De cuerpo extendido.	195
4.1.3.3	De aletas roscadas.	196
4.1.4	Accesorios.	197
4.1.4.1	Duo-check con bridas integradas o conexiones soldables.	198
4.1.4.2	Duo-check con extensión de tubería.	198
4.2	Casos prácticos.	201
4.2.1	Caso A.	201
4.2.2	Caso B.	207
CAPITULO 5: COMERCIALIZACION.		212
5.1	Fabricantes.	213
5.1.1	Fabricantes nacionales.	213
5.1.1.1	Conjunto Manufacturero, S.A. de C.V.	213
5.1.1.2	Manufacturas Metálicas Especiales, S.A. de C.V.	214
5.1.2	Fabricantes extranjeros.	215
5.1.2.1	TRW Mission Manufacturing Company.	215
5.1.2.2	Marlin Valve Company, Inc.	216
5.1.2.3	Proquip Limited.	217
5.2	Distribuidores.	219

5.2.1	Chekmar, S.A. de C.V.	219
5.2.2	Casa Trottner, S.A. de C.V.	219
5.2.3	Comercial Axy, S.A. de C.V.	220
5.2.4	Materiales Industriales de México, S.A. de C.V.	220
5.3	Mercado actual.	221
CONCLUSIONES.		227
BIBLIOGRAFIA.		231
APENDICE 1: CONCEPTOS DE MECANICA DE FLUIDOS.		236
A1.1	Descripción del fenómeno de golpe de ariete.	237
A1.2	Pérdida de carga por válvulas.	241
A1.3	Teorema T1 de Buckingham.	251
A1.4	Números adimensionales de uso común.	255
A1.5	Sustentación y resistencia al avance.	260
APENDICE 2: ESTANDARES API.		271
A2.1	Estandar API 594: Válvulas de retención tipo oblea.	272
A2.2	Estandar API 598: Pruebas e inspección de válvulas.	284
APENDICE 3: CATALOGOS DE FABRICANTES.		289
A3.1	Conjunto Manufacturero S.A. de C.V. (México)	290
A3.2	Manufacturas Metálicas Especiales S.A. de C.V. (México)	306
A3.3	TRW Mission Manufacturing Company. (E.U.A.)	312

A3.4 Harlin Valve Company, Inc. (E.U.A.)

340

A3.5 Proquip Limited. (Canada)

375

INDICE DE FIGURAS

CAPITULO 1.

Fig. 1 Diagrama de cuerpo libre (DCL) de la mitad del cuerpo de una válvula.	4
Fig. 2 Válvula de compuerta.	17
Fig. 3 Dirección del flujo en una válvula de compuerta.	18
Fig. 4 Tipos de conexiones.	20
Fig. 5 Tipos de vástagos.	21
Fig. 6 Tipos de discos.	22
Fig. 7 Tipos de bonetes.	23
Fig. 8 Válvula de globo.	25
Fig. 9 Dirección del flujo en una válvula de globo.	26
Fig.10 Tipos de discos.	28
Fig.11 Válvula de aguja.	29
Fig.12 Válvula de ángulo.	31
Fig.13 Dirección del flujo en una válvula de bola.	31
Fig.14 Válvula de bola.	32
Fig.15 Válvula de mariposa.	34
Fig.16 Válvulas de mariposa con operador.	36
Fig.17 Válvula de diafragma.	38
Fig.18 Válvula macho.	40
Fig.19 Válvula de seguridad con descarga en ángulo lateral.	42
Fig.20 Válvula de seguridad con descarga recta.	43
Fig.21 Válvula para aire.	45

CAPITULO 2.

Fig.22	Dirección del flujo en una válvula de columpio (Swing check).	52
Fig.23	Válvula de columpio modelo "Y" .	52
Fig.24	Válvula de columpio de paso completo,	53
Fig.25	Válvula de columpio con peso y palanca.	57
Fig.26	Válvula de columpio con peso, palanca y amortiguador.	58
Fig.27	Válvula de columpio con palanca y resorte.	59
Fig.28	Válvula de disco basculante (Tilting disc check).	61
Fig.29	Válvulas de disco basculante de 32" y 40" .	63
Fig.30	Válvula de elevación (Lift check).	64
Fig.31	Válvula uni-check.	68

CAPITULO 3.

Fig.32	Principio de operación de la duo-check.	74
Fig.33	Tamaños desde 2" hasta 72" en que se fabrica la duo-check.	75
Fig.34	Extremos de la duo-check.	76
Fig.35	Partes de la duo-check con vista lado corriente abajo.	78
Fig.36	Partes de la duo-check con vista lado corriente arriba.	80
Fig.37	Corte de la duo-check.	83
Fig.38	Diseño convencional del soporte de los platos.	85
Fig.39	Diseño optimizado del soporte de los platos.	86
Fig.40	Diseño de los resortes.	88
Fig.41	Curva de mejoría en un 25% de la vida útil de la duo-check, con el diseño de resorte optimizado.	89

Fig.42 Sellos resilientes.	89
Fig.43 Sellos metal a metal.	90
Fig.44 Análisis de operación de una válvula de columpio.	104
Fig.45 Relación " W/A " contra el tamaño de válvula para una línea de válvulas clase ANSI 900.	112
Fig.46 El efecto del ángulo de Impacto del Fluido para requerimientos de velocidad mínima.	113
Fig.47 Papel de la turbulencia al causar vibraciones del disco en válvulas de tipo columpio.	115
Fig.48 Efecto de la distribución de la velocidad cuando hay turbulencia aguas arriba y en la fuerza de levantamiento del disco.	116
Fig.49 Análisis de operación de una válvula duo-check.	122
Fig.50 Gráfica de v_{min} para válvula de columpio de acero manejando agua (65°F).	133
Fig.51 Gráfica de v_{min} para válvula duo-check de acero manejando agua (65°F).	134
Fig.52 Gráfica del factor " K " contra el número de Reynolds para una válvula duo-check real de 6" .	138
Fig.53 Gráfica del factor " K " promedio contra la posición de los platos para un modelo de 12", de una válvula duo-check de 72" .	138
Fig.54 Gráfica de la pérdida de carga contra el gasto (en el modelo de 12", de una válvula duo-check de 72").	140
Fig.55 Gráfica de pérdida de carga contra gasto (amplificada a una válvula de 72") .	141

Fig.56	Gráfica de la posición de los platos contra la velocidad (para dos resortes diferentes) de un modelo de 12", para una válvula de 72" .	142
Fig.57	Gráfica de gasto contra el momento de torsión, con los platos colocados en diferentes ángulos, para 12" .	145
Fig.58	Gráfica de valores de " C " contra la posición de los platos.	146
Fig.59	Gráfica de gasto contra momento de torsión para una válvula de 72" .	147
Fig.60	Gráfica de la posición del resorte contra el momento de torsión.	148
Fig.61	Gráfica del gasto contra la posición de los platos, para una válvula de 72" .	149
Fig.62	Gráfica de pérdida de carga contra el gasto, para una válvula de 72" .	150
Fig.63	Gráfica de gasto contra ángulo o elevación de la válvula en puntos de corriente fija.	152
Fig.64	Gráfica de gasto contra la posición del elemento móvil, donde se observa el retroceso.	153
Fig.65	Esquema de un sistema sencillo de prueba.	155
Fig.66	Laboratorio de Flujo Transitorio.	158
Fig.67	Gráfica típica de velocidad y presión contra tiempo en un LFT.	160
Fig.68	Probeta de velocidad.	161
Fig.69	Oscilograma de una válvula duo-check de 12" .	162
Fig.70	Gráfica de desaceleración contra golpe de ariete, para una válvula de 6" con resortes de diseño	

convencional.	164
Fig.71 Gráfica de desaceleración contra el golpe de ariete, para una válvula de 6" con resortes de diseño optimizado.	165
Fig.72 Gráfica de desaceleración contra golpe de ariete, para una válvula de columpio de 6" .	166
Fig.73 Gráfica de desaceleración contra golpe de ariete, para una duo-check de 6" sin resortes.	167
Fig.74 Gráfica de velocidad contra severidad de desgaste, para válvulas de 6" y 12" que manejan agua y gasolina.	171
Fig.75 Vista de una válvula y un sistema de pruebas hechos de plexiglas.	173
Fig.76 Válvula duo-check con conductores eléctricos adheridos a los platos para su fijación.	174
Fig.77 Inserto especial de aluminio, colocado en la base del cuerpo.	175
Fig.78 Gráfica de la severidad de desgaste contra la velocidad para una válvula de 6", junto a reductores de 4" x 6" .	176
Fig.79 Gráfica de la severidad de desgaste contra la velocidad para una válvula de 6", junto a un codo de 6" x 6" .	177
Fig.80 Gráfica de la distancia de separación contra la severidad de desgaste para una válvula de 6", después de un reductor de campana.	177
Fig.81 Instalación de una válvula duo-check después de un codo de 14" x 20" .	181
Fig.82 Red de tuberías simplificadas con la duo-check.	184

Fig.83	Duo-check de 6" instalada en una línea vertical que lleva gasolina con flujo hacia abajo.	185
---------------	--	------------

CAPITULO 4.

Fig.84	Duo-check de cuerpo extendido.	196
Fig.85	Duo-check de aletas roscadas.	197
Fig.86	Duo-check bridada.	198
Fig.87	Duo-check con extensión de tubería.	199
Fig.88	Gráfica de costos de operación caso A.	206
Fig.89	Gráfica de costos de operación caso B.	211

CAPITULO 5.

Fig.90	Consumo de unidades de 1981 a 1986 de Conjunto Manufacturero, S.A. de C.V.	225
Fig.91	Proyección promedio de unidades de 1987 a 1991 de Conjunto Manufacturero, S.A. de C.V.	226

INDICE DE TABLAS

CAPITULO 1.

Tabla 1.	Factores a considerar al seleccionar una válvula.	5
Tabla 2.	Presión y temperatura permisibles por clases ANSI para acero ASTM-A-216-GR-WCB y ASTM-A-217-GR-WCB.	9
Tabla 3.	Tipos de válvulas: servicios recomendados y rangos de operación.	47
Tabla 4.	Porcentaje de aplicación de los tipos de válvulas, en la industria de los hidrocarburos.	48

CAPITULO 2.

Tabla 5.	Pérdida de carga a través de la válvula uni-check,	69
Tabla 6.	Tipos de válvulas de retención: servicios recomendados y rangos de operación.	71

CAPITULO 3.

Tabla 7.	Pérdida de carga a través de la válvula duo-check.	76
Tabla 8.	Dimensiones fundamentales para las variables del análisis dimensional en una válvula de tipo columpio.	93
Tabla 9.	Dimensiones fundamentales para las variables del análisis dimensional en una válvula duo-check.	97
Tabla 10.	Comparación de la predicción por análisis y resultados de prueba de velocidad mínima para abrir completamente el disco.	109
Tabla 11.	Valores de W_{eff} (lbm) para la válvula de columpio.	128

Tabla 12. Valores de H_t (lb-plg) para la válvula duo-check.	129
Tabla 13. Valores de v_{min} (pies/seg) para válvula de columpio de acero manejando agua (65°F).	130
Tabla 14. Valores de v_{min} (pies/seg) para válvula duo-check de acero manejando agua (65°F).	131
Tabla 15. Servicios recomendados, rangos de operación y características principales de diseño de la duo-check y de columpio.	187

CAPITULO 4.

Tabla 16. Materiales recomendados para diversos fluidos.	192
Tabla 17. Medidas y pesos de la válvula de retención tipo columpio y la duo-check con bridas y extensión de tubería.	199

INTRODUCCION

El mundo actual está sufriendo cambios dramáticos en sus estructuras sociales, políticas y económicas, debido a las constantes y complejas interacciones comerciales y diplomáticas que llevan a cabo todos los países del orbe. México no es la excepción y por esto es necesario formular nuevas estrategias y así poder elevar los niveles en la Economía del país y la calidad de vida de sus ciudadanos.

El Sector Industrial ocupa un lugar muy importante dentro de -- las actividades económicas del país, por lo que siempre busca nuevos métodos de fabricación, optimización de equipos industriales ya instalados, una mejor planeación de proyectos, etc., todo esto para lograr conseguir - un mayor número de beneficios al menor costo posible.

La presente tesis pretende lograr este fin, exponiendo a consideración de todos los relacionados con la Industria Valvulera, la válvula duo-check como una opción de la válvula de retención para las diversas -- aplicaciones industriales en que se requiere. Con esto se pretende lograr que la duo-check sea más promovida por las empresas dedicadas a la comercialización de válvulas industriales, con la cual podrían obtener mayores ventas, y por los consumidores, quienes percibirían ahorros importantes - en sus costos de adquisición, instalación y mantenimiento con el uso de - este tipo de válvula.

El trabajo de investigación se estructura de la siguiente manera:

En el Capítulo I se expone al lector los tipos y la importancia de las válvulas industriales, tratando de familiarizarlo con los conceptos

que se manejan en la Industria Valvulera.

El Capítulo 2 desarrolla las válvulas de retención más comunes que existen en el mercado, para poder así tener un marco de comparación - en el cual ubicar a la duo-check, que se describe ampliamente en el Capítulo 3.

En el Capítulo 4 se establecen los parámetros de selección que requieren los fabricantes para poder surtir la duo-check, así como el desarrollo de dos casos prácticos en los cuales se demuestran sus ventajas económicas y de operación.

El Capítulo 5 es una recopilación de los fabricantes y distribuidores más importantes, así como la situación actual en el mercado de la duo-check expresada por ellos mismos, a través de una encuesta realizada por medio de un cuestionario que se diseñó en base a esta necesidad.

Asimismo, al final del presente trabajo, se añaden tres apéndices que soportan esta investigación.

CAPITULO 1: IMPORTANCIA DE LAS VALVULAS INDUSTRIALES

1.1 Antecedentes.

El agua siempre ha sido vital para el hombre, por esta razón -- fue necesario mantener un control sobre ella para poder realizar su consumo de acuerdo a sus necesidades.

La palabra control explica por qué surgió el término válvula, -- pues si se investigara su origen en una buena enciclopedia, se vería que se relaciona con el vocablo "puerta", lo cual significa que permite o -- no el paso según su posición. De esta manera, también se explica por qué -- en la antigua Pompeya se usaban ya válvulas, pues al descubrir sus ruinas se encontró un sistema de distribución de agua hecho con tubos de madera -- y válvulas similares a las actuales de mariposa y macho.

La evolución de la tecnología en válvulas fué lenta debido a -- que hasta hace 100 años, el único fluido importante que se transportaba -- de un lugar a otro en tuberías, seguía siendo el agua. Por ello, antes no se justificaba el diseño de más tipos y en diversos materiales como los -- hay en nuestros días.

Al aumentar su demanda por el surgimiento de las grandes cuida -- des industriales, fué necesario que los primeros fabricantes tuvieran que asegurar su funcionamiento mediante pruebas para evitar que ocurrieran -- más accidentes, debido a que se manejaban ya fluidos en condiciones que -- exigían se garantizara a los usuarios su seguridad, tanto humana como eco -- nómica.

Fue así como surgieron diversas sociedades técnicas dedicadas - exclusivamente a desarrollar normas oficiales para su fabricación y métodos de prueba para sus materiales y funcionamiento.

1.2 Definición de válvula.

Las válvulas son siempre una parte muy importante del equipo de una planta industrial. Su diversidad y especialización van en desarrollo - constante, ya que se usan para controlar fluidos, principalmente en sistemas de tubería, de tal manera que abren, bloquean y regulan volúmenes, presiones y relaciones de flujo, y también impiden el flujo en sentido contrario (válvula de retención) al movimiento del fluido.

1.2.1 Selección de la válvula adecuada.

Hay que escoger la válvula adecuada para cada servicio específico. Este principio es esencial para la larga vida y bajo costo del mantenimiento de las válvulas, y por lo tanto de la instalación. La selección de cada válvula requiere una variedad de datos como: clase de fluido, temperatura, presión en ambos sentidos del flujo, tipo de control, situación de la instalación, etc. A partir de estos datos, puede seleccionarse cada válvula en cuanto a sus características de diseño, como son: tipo de construcción, tamaño, material del cuerpo, empaque, modo de operación, aleación de sus interiores, tipo de asiento, conexión, etc.

Además de lo anterior, hay factores determinantes que deben to -

marse en cuenta al seleccionar cada válvula en cuanto a sus características de servicio, tales como tipo y cantidad de líquido o gases, presión y temperatura de trabajo, requisitos de operación fluidos corrosivos o erosivos y tamaño. (Ver Tabla 1).

1.2.2 Relación entre presiones y temperaturas.

Al seleccionar una válvula, es muy importante considerar las tablas de especificaciones (ANSI - API) que los fabricantes toman como base para recomendar las presiones de trabajo con relación a temperaturas.

Ejemplo 1: Para un servicio con 600 psig de presión a 500°F, no es necesario emplear una válvula de clase ANSI 600. Según especificaciones una válvula de acero fundido ASTM-A-216-GR.WCB clase ANSI 300, está diseñada para trabajar hasta 600 psig y 500°F. (Ver Tabla 2)

Analizando una válvula instalada en un sistema, se establece que:

1.- Al estar fluyendo un líquido a temperatura ambiente a través de la válvula, ésta se somete a una presión interior igual a la presión del fluido solamente. Una presión interna produce un esfuerzo de tensión en la válvula igual a: (Ver Fig. 1).

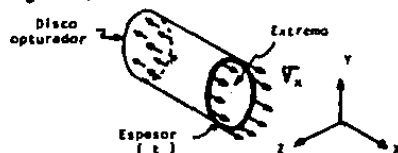


Fig. 1 Diagrama de cuerpo libre de la mitad del cuerpo de una válvula.

Tabla 1. Factores a considerar al seleccionar una válvula.

Factor	Variantes	Considerar
I.- TIPO DE SERVICIO	Obturar o permitir flujo. Regular flujo. Cambiar dirección de flujo. Evitar retroceso del flujo.	Grado de hermeticidad. Caída de presión. Tipo de regulación deseada. Velocidad del cierre. Dirección del flujo.
II.- NATURALEZA DEL FLUIDO	Aceite, vapores de aceite, gas agua, vapor de agua, compuestos químicos, productos alimenticios, etc.	Acción corrosiva. Acción erosiva. Peligro de fugas (Toxicidad, Inflamabilidad, etc) Densidad. Contaminación con otros productos, etc.)
III.- TEMPERATURA DEL FLUIDO	Máxima. Mínima. Bajo cero (criogénica)	Efecto de la temperatura sobre los materiales. (cuerpo, guarniciones, empaques, lubricantes, etc.)

<p>IV.- PRESION DEL FLUIDO</p>	<p>Máxima. Vacío.</p>	<p>Resistencia de los materiales. Efecto de la temperatura sobre la presión de trabajo. Posibilidad de golpe de ariete.</p>
<p>V.- TAMAÑO DE LA VALVULA</p>	<p>Paso completo. Paso completo y continuado. Paso restringido. Venturí.</p>	<p>Gasto. Caída de presión. Paso de herramientas. Distancia entre extremos.</p>
<p>VI.- CONEXION A LA TUBERIA</p>	<p>Bridas cara realizada. Bridas junta tipo anillo. Bridas macho-hembra. Grapas. Cajas para soldar. Biseles para soldar. Rosca.</p>	<p>Hermeticidad de la conexión. Presión de trabajo. Permanencia en la línea. Tiempo de instalación. Tamaño de la válvula.</p>
<p>VII.- COLOCACION DE LA VALVULA</p>	<p>En el piso. Elevada. Enterrada. Bajo agua.</p>	<p>Cambios de temperatura y corrosividad del medio ambiente.</p>

	<p>En espacio limitado.</p> <p>En lugar inaccesible.</p> <p>En lugar remoto.</p> <p>En cantilliver.</p>	<p>Posibilidad de operación de la válvula.</p> <p>(cadena, extensión del vástago, vástago saliente o fijo, operador y control remoto, etc.)</p> <p>Dimensiones de la válvula.</p> <p>Resistencia estructural de la válvula.</p> <p>Salidas para lubricación, drenaje, alivio.</p>
<p>VIII.- OPERACION DE LA VALVULA</p>	<p>Manual.</p> <p>Transmisión de engranes.</p> <p>Cadena.</p> <p>Embolos hidráulicos o neumáticos.</p> <p>Motor eléctrico o de aire.</p>	<p>Frecuencia de operación.</p> <p>Presión diferencial máxima.</p> <p>Ubicación.</p> <p>Grado de automatización.</p> <p>Control remoto.</p>
<p>IX.- NORMAS</p>	<p>Servicio en refinerías.</p> <p>Servicio contra incendio.</p> <p>Servicio en calderas.</p>	<p>Diseño de la válvula.</p> <p>Seguridad.</p> <p>Intercambiabilidad.</p> <p>Reglamentos.</p>

	<p>Servicio en producción de hidrocarburos.</p> <p>Servicio en plantas químicas.</p> <p>Servicio en productos alimenticios, etc.</p>	
X.- COSTO	<p>Tipo de la válvula.</p> <p>Materiales especiales para cuerpo, <u>guarniciones</u>, empaques, etc.</p> <p>Tamaño de la válvula.</p> <p>Aditamentos especiales.</p>	<p>Costo inicial.</p> <p>Costo de mantenimiento.</p> <p>Costo de reposición</p> <p>Costo de instalación.</p> <p>Costo de desperfectos.</p>

Fuente : Referencia bibliográfica (4)

Tabla 2. Presión y temperatura permisibles por clases ANSI para
acero ASTM-A-216-GR-WCB y ASTM-A-217-GR-WC6.

RELACIONES PRESION-TEMPERATURA
Fundición de Acero, ASTM-A-216-GR-WCB^a
Válvulas de Compuerta, Globo y Retención
Extremos bridados y soldables
Relaciones de presión - temperatura. Clase Estándar, ANSI B16.34-1977

Temperatura	Máximas recomendadas de operación en Psi, por clase.						
	150	300	400	600	900	1500	2500
-30 + 100	285	740	980	1480	2220	3705	6170
200	250	675	895	1350	2025	3375	5625
300	230	630	870	1315	1970	3280	5475
400	200	535	845	1270	1900	3170	5280
500	170	460	800	1200	1795	2995	4980
600	140	380	730	1085	1640	2735	4580
640	125	335	715	1075	1610	2695	4475
700	110	305	710	1065	1600	2685	4440
750	95	265	670	1010	1510	2520	4300
800	80	230	660	975	1435	2385	3930
850	65	200	645	935	1365	2265	3765
900	50	170	630	900	1300	2160	3600
950	35	145	615	865	1240	2065	3450
1000	20	120	600	830	1185	1980	3300

^a Rangos de temperatura permisibles, pero no recomendados para usos prolongados arriba de 800° F.

NOTA 1: Cuando la instalación requiere uniones soldables, se debe tomar en consideración la posible formación de grafita en el acero al carbón arriba de 800° F.

RELACIONES PRESION-TEMPERATURA
Fundición de Acero, ASTM-A-217-GR-WC6^a
Válvulas de Compuerta, Globo y Retención
Extremos bridados y soldables
Relaciones de presión - temperatura. Clase Estándar, ANSI B16.34-1977

Temperatura	Máximas recomendadas de operación en Psi, por clase.						
	150	300	400	600	900	1500	2500
-30 + 100	280	750	1000	1500	2250	3750	6250
200	260	710	950	1425	2135	3600	5950
300	235	675	895	1345	2020	3385	5675
400	205	580	850	1315	1975	3280	5485
500	175	490	805	1265	1925	3210	5380
600	145	410	760	1210	1875	3025	5040
640	125	360	755	1175	1795	2940	4805
700	110	320	745	1135	1705	2840	4730
750	95	280	730	1095	1645	2750	4630
800	80	240	715	1055	1575	2660	4530
850	65	210	700	1015	1505	2570	4430
900	50	180	685	975	1440	2485	4330
950	35	150	670	935	1375	2400	4230
1000	20	125	655	895	1310	2315	4130
1050	20*	140	640	855	1245	2230	4030
1100	20*	95	625	815	1180	2145	3930

^a Para extremos soldables únicamente. Los rangos para extremos bridados son válidos únicamente hasta 1000° F.

NOTA 2: Cuando la instalación requiere uniones soldables, se debe tomar en consideración la posible formación de grafita en el acero al molibdeno arriba de 875° F.
No usar este material arriba de 1100° F.

donde, calculando la sumatoria de fuerzas en el eje X, tenemos que :

$$\pm \sum F_x = 0$$

$$(\nabla_x) (\pi D t) - \frac{P \pi D^2}{4} = 0$$

y por lo tanto :

$$\nabla_x = \frac{P D^2}{4 D t}$$

$$\nabla_x = \frac{P D}{4 t} \quad (1)$$

en donde :

∇_x = esfuerzo a que está sometida un lado de la válvula en psig .

P = presión del fluido en psig .

D = diámetro nominal de la válvula en pulgadas .

t = espesor de la válvula en pulgadas .

De aquí se observa que la variable crítica a controlar es el espesor de " t " de la válvula, el cual determinará el tipo de material a emplear en su fabricación, surgiendo después la interrogante de ¿ qué material usar ?. La respuesta a esta pregunta puede partir de la diferencia de precios que hay entre diversos materiales, ya que se podría pensar en el uso de un material económico (p. ej. hierro), pero cuando tenemos condiciones severas por cambios de temperatura (choques térmicos), altas temperaturas o muy bajas (criogénicas), así como altas presiones de trabajo, sería muy peligroso en ocasiones y muy caro en otras, debido a que se tendrían que usar espesores muy grandes para que lograra soportar las presiones a que son sometidas.

La fórmula que relaciona el espesor con la presión de trabajo en una válvula es la fórmula de Lamé que establece:

$$t = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{V_m + P}{V_m - P}} - 1 \right) \quad (2)$$

en donde : V_m = esfuerzo máximo de trabajo permisible del material en lb/plg^2

Ejemplo 2: Para una válvula que tuviera 4" de diámetro interior sometida a una presión de trabajo de 1 000 psig y que se fabricara en hierro y en acero fundido, tendría los siguientes espesores mínimos de pared:

$$\text{si } V_m \text{ del hierro} = 3\,000 \text{ lb/plg}^2$$

$$y \quad V_m \text{ del acero} = 11\,000 \text{ lb/plg}^2$$

Fuente : Referencia bibliográfica (4)

tenemos que:

$$t \text{ hierro} = \frac{4}{2} \left(\sqrt{\frac{3\,000 + 1\,000}{3\,000 - 1\,000}} \right) - 1$$

$$t \text{ hierro} = 0.8284'' \text{ (21.0414 mm)}$$

$$y \quad t \text{ acero} = \frac{4}{2} \left(\sqrt{\frac{11\,000 + 1\,000}{11\,000 - 1\,000}} \right) - 1$$

$$t \text{ acero} = 0.1909'' \text{ (4.8489 mm)}$$

Con lo cual se concluye que, aunque el hierro es más barato que el acero fundido, el espesor de pared del acero es tres veces menor que el del hierro y por lo tanto sería el material más óptimo para la fabricación de esta válvula.

2.- Si el fluido que pasa a través de la válvula aumenta de temperatura - (debido a un cambio en las condiciones de operación) entonces, además del esfuerzo a la tensión, se tendrá ahora un esfuerzo de compresión debido a - la expansión térmica que sufren las tuberías además de la propia expansión de la válvula.

Por lo tanto, es de suma importancia conocer las condiciones de presión y temperatura que tendrá el fluido dentro del sistema de tuberías, para seleccionar así el material óptimo de fabricación de la válvula.

1.2.3 Especificaciones.

Diversas asociaciones técnicas y profesionales han establecido especificaciones para la fabricación de válvulas, en función de los servicios industriales, como por ejemplo:

NORMAS ANSI AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE
(Instituto Nacional Americano de Estándares)

- B1.1 Roscas para tornillos.
- B1.20.1 Roscas para tubo (excepto sello seco).
- B16.1 Bridas para hierro gris y conexiones.
- B16.5 Bridas para tubos de acero y conexiones bridadas.
- B16.10 Dimensiones cara a cara y extremo a extremo para válvulas ferrosas.
- B16.21 Juntas no metálicas para bridas.
- B16.25 Extremos soldables.
- B16.34 Válvulas de acero.
- B31.1 Tubería de presión.
- B31.2 Tubería para gas.
- B31.3 Tubería para plantas químicas y petroquímicas.
- B31.4 Sistemas de tubería para transportación de petróleo líquido.

- 831.5 Tubería de refrigeración.
- 831.8 Sistemas de tuberías para transmisión y distribución de gas.

NORMAS API AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE
(Instituto Americano del Petróleo)

- 595 Válvulas de compuerta de hierro gris.
- 598 Inspección y prueba de válvulas.
- 600 Válvulas de compuerta en acero, con extremos bridados o soldables.
- 604 Válvulas de compuerta de hierro dúctil y extremos bridados.

NORMAS ASTM AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS
(Sociedad Americana para el Ensayo de Materiales)

Y

NORMAS MSS MANUFACTURERS STANDARDIZATION SOCIETY OF THE
VALVES AND FITTINGS INDUSTRY
(Sociedad de Estandarización de los Fabricantes para la Industria
de Válvulas y Conexiones)

- SP-6 Acabados de superficies para bridas de contacto en tuberías, conexiones y válvulas.
- SP-9 Refrentado de barrenos en bridas de bronce, hierro y acero.
- SP-25 Sistemas normalizados para mercado de válvulas, conexiones, bridas y uniones.

- SP-45 Conexión normalizada para derivación lateral (by-pass) y orificios de purga.
- SP-55 Prueba de calidad para fundiciones de acero (método visual).
- SP-61 Prueba de presión en válvulas de acero.
- SP-70 Válvulas de hierro gris de compuertas extremos bridados y roscados.
- SP-71 Válvulas de hierro gris de retención extremos bridados y roscados.
- SP-82 Métodos de pruebas de presión para válvulas.
- SP-85 Válvulas de globo y ángulo de hierro gris de extremos bridados y róscados.

Al seleccionar válvulas también son dignas de tomarse en cuenta y seguirse, las recomendaciones que proporcionan los fabricantes responsables para cada caso en particular.

1.2.4 Marcas.

Todas las válvulas son marcadas con su tamaño y presión de trabajo, así como el nombre, iniciales o marca de la fábrica. El fabricante - generalmente coloca un disco de identificación bajo la tuerca del volante, así por ejemplo: en las válvulas para vapor y fluidos calientes el disco es rojo, y negro en las destinadas a agua, aceite o gases fríos.

1.2.5 Acabado.

Las piezas fundidas deben estar limpias de rajaduras y de porosidad excesiva, además de que deben estar lisas las líneas donde se unen los moldes de fundición y las forjas tampoco deben tener rajaduras. Todas las superficies de las válvulas deben estar lisas y limpias, tanto por dentro como por fuera.

1.3 Tipos de válvulas.

Existe una gran variedad de tipos de válvulas, de las cuales a continuación se describirán las más comerciales:

1.3.1 Válvula de compuerta.

Son diseñadas para permitir el flujo de gas o líquido en línea recta, con una caída mínima de presión (Ver apéndice A1.2). Se usan donde el disco de la válvula se mantiene totalmente abierto o totalmente cerrado. No son adecuadas para estrangulación dejando la válvula parcialmente abierta, porque la velocidad del flujo actuando contra el disco parcialmente abierto, causa erosión y daña al disco y a la superficie de los asientos. Pueden usarse para cualquier líquido, gas, vapor, etc., por lo general en donde la operación es poco frecuente. (Ver Fig. 2)

Operan mediante un disco que se mueve verticalmente, en forma perpendicular a la línea de fluido y que asienta en medio de dos anillos-

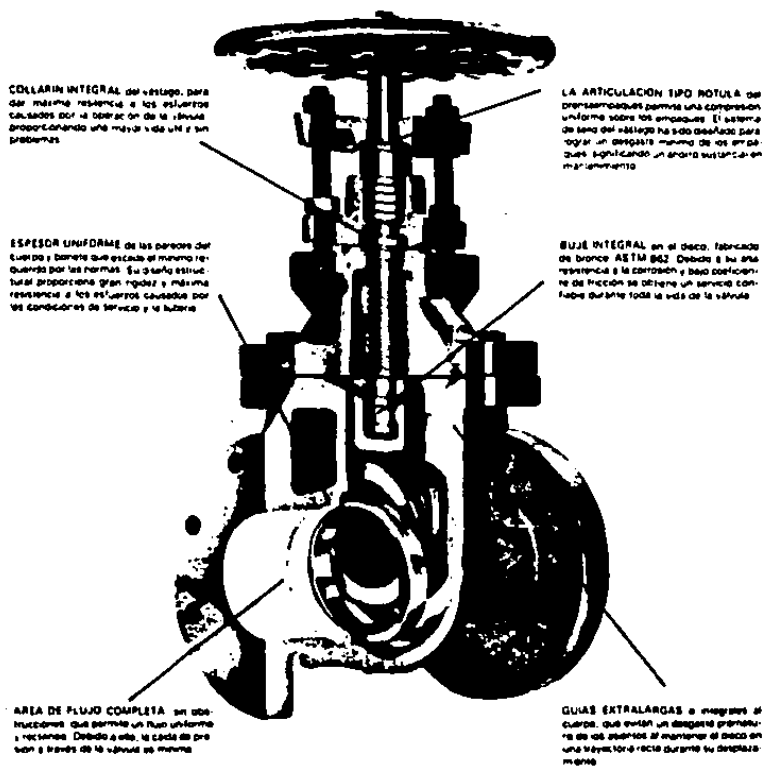


Fig. 2 Válvula de compuerta.

para cerrar el flujo (Ver Fig. 3). El vástago roscado y el volante mueven el disco para abrir y cerrar la válvula. El volumen del flujo va en relación directa con el número de vueltas al volante.



Fig. 3 Dirección del flujo en una válvula de compuerta.

Estando totalmente abierta, el área de paso no será menor que el área de un círculo cuyo diámetro sea igual al diámetro nominal de la misma válvula.

Las características generales de diseño, de las válvulas de compuerta, son las siguientes:

- a) Tamaños: desde 1/8" (3 mm) hasta 108" (2 740 mm).
- b) Rango de temperatura: desde -300°F (- 184°C) hasta 1 800°F (970°C).

c) Rango de presión: desde vacío hasta 10 000 psig.

d) Materiales:

1.- Cuerpo: latón, bronce, hierro fundido, hierro dúctil, acero fundido y forjado en todas las aleaciones, titanio, etc.

2.- Interiores: bronce, acero inoxidable, acero aleado, monel, estelita, etc.

e) Conexiones: bridadas, roscadas y soldables (Ver Fig. 4).

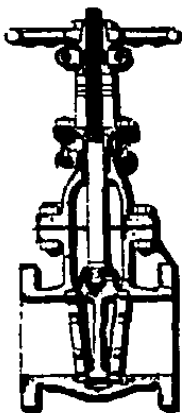
f) Vástagos: existen tres tipos diferentes que son (Ver Fig. 5):

1.- Vástago ascendente: la rosca del vástago actúa contra la rosca situada en el interior del bonete. El vástago y el volante ascienden al abrirse la válvula.

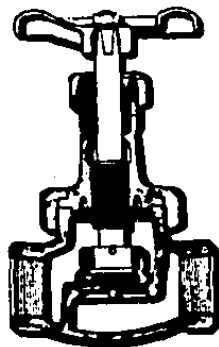
2.- Vástago fijo: éste gira en el bonete y su rosca actúa dentro del disco de la válvula, haciéndolo subir o bajar mientras que el volante se mantiene fijo.

3.- Vástago saliente: parte de la rosca del vástago siempre está por fuera de la válvula.

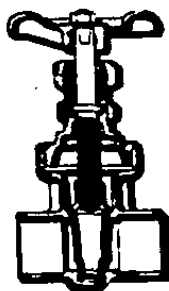
g) Tipos de discos: los más comunes son (Ver Fig. 6):



Bridados

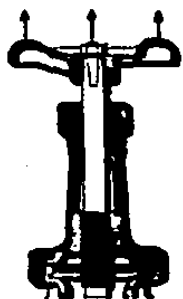


Roscados

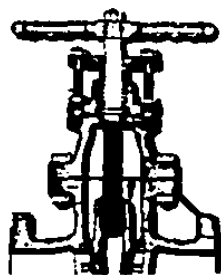


Soldables

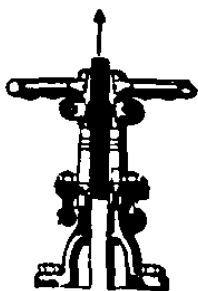
Fig. 4 Tipos de conexiones.



Ascendente

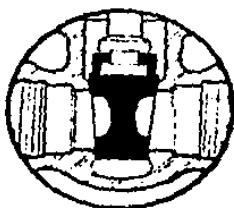


Fijo

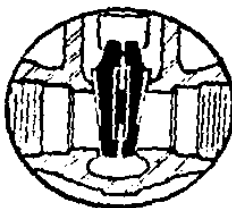


Saliente

Fig. 5 Tipos de vástagos.



Disco sólido



Disco flexible



Disco doble

Fig.6 Tipos de discos.

- 1.- Disco sólido: Básicamente su aplicación es para servicio de alta - presión. Es el tipo de disco más usado por su facilidad de fabricación, ya que es fundido de una sola pieza.

- 2.- Disco flexible: Este disco permite un sello más hermético debido - a que su diseño (dos discos unidos por una pieza en forma de "H") le permite conservar su sellado a pesar del uso, ya que conforme - se va desgastando el disco, éste se va encajando más en los asientos. Se utilizan, principalmente, cuando se manejan fluidos peligrosos y se necesita tener cero fugas. También amortigua cambios - de flujo y de presión, que se presenten en la línea.

- 3.- Disco doble: Este se conforma por dos discos que se unen por medio de una rótula; sus características son similares al flexible.

De manera general se aplican de la siguiente forma:

CLASE	TAMAÑO	DISCO
150	hasta 12" más de 12"	Flexible o doble Doble
300	hasta 12" más de 12"	Flexible o doble Doble
600 y más	todos	Sólido

h) Tipos de bonetes: los cuatro más comunes son (Ver Fig. 7):

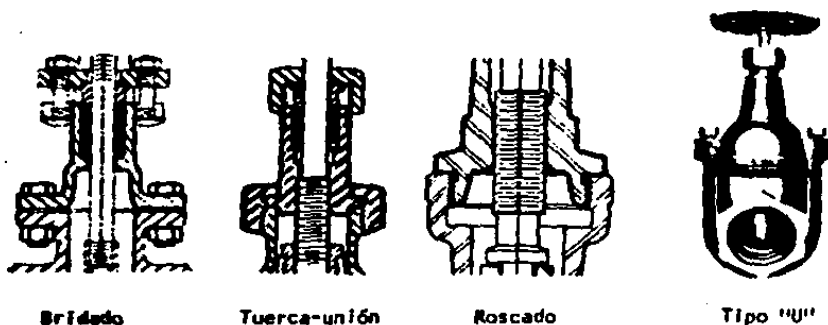


Fig. 7 Tipos de bonetes.

1.- Bridado: más pesado y fuerte que los demás. Es el más adecuado para presiones y temperaturas elevadas. Generalmente empleado en válvulas de más de 3" .

- 2.- Tuerca-unión: permite desmontar con frecuencia el cuerpo de la válvula, sin dañar las superficies de contacto. Proporciona rigidez y solidez al cuerpo para soportar presiones internas y distorsión.
- 3.- Roscado: de construcción sencilla, fácil de desmontar y que puede ser deformado por choques o vibraciones.
- 4.- Tipo "U": se usa cuando es necesaria la frecuente inspección y limpieza de las partes interiores de la válvula. Permite apertura fre-
cuenta sin afectar el cierre entre el cuerpo y el bonete. Puede --
desmontarse el bonete aflojando solamente dos tuercas.

1.3.2 Válvula de globo.

El uso principal de las válvulas de globo consiste en regular o estrangular un fluido, desde goteo hasta sello completo y operan eficientemente en cualquier posición intermedia del vástago. El diseño horizontal de su asiento ofrece mucha más resistencia al flujo que las válvulas de compuerta y, por lo tanto, ocasiona una considerable caída de presión (Ver apéndice A1.2). Con interiores adecuados, pueden usarse en servi-
cios normales de vapor, líquidos y gases, bajo la presión y temperatura máximas asignadas a la línea. Se usan en servicio que requiere operación-
frecuente (Ver Fig. 8).

La válvula de globo cierra cuando al dar vuelta al volante, el disco o pistón sella firmemente sobre la apertura circular del asiento. -
El volumen del flujo es aproximadamente proporcional al número de vueltas

GRAN ESTABILIDAD DIMENSIONAL
 en el cuerpo de la válvula hace posible atender a variaciones excesivas, causadas por servicio en condiciones críticas

REGULACIÓN PRECISA de flujo se obtiene con las válvulas debido a la acción de una empujadora que no es accionada con precisión en el vástago

SELLO HERMÉTICO que permite reemplazar la válvula estando en servicio o totalmente abierta. El cuerpo y macanudo están hechos del mismo material y el cuerpo entero del bonete permite realizar esta operación con seguridad

AJUSTE EXACTO entre los asientos debido a que la que integra el disco está empujada con el asiento del cuerpo, evitando deformarse el vástago por causa de una velocidad o presión del fluido

DISCO DE UN SOLO MATERIAL, bronce o hierro se tornan en las válvulas de globo. Cuestión que sed se llama

CIERRE POSITIVO Y HERMÉTICO de flujo se logran mediante el disco sólido de asiento estéril de las válvulas. El diseño provee un sello duradero y evita la infiltración de líquidos en la superficie de asiento

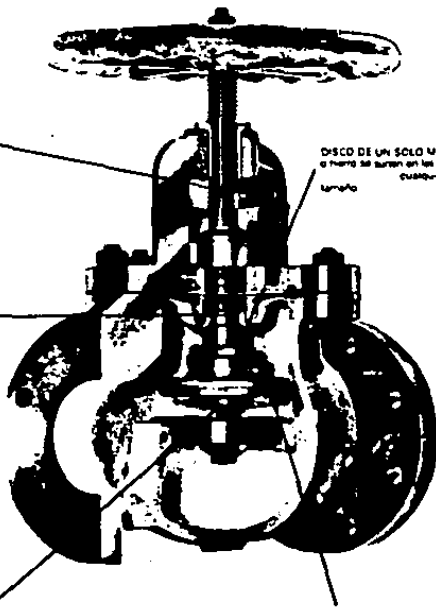


Fig. 8 Válvula de globo.

del volante. Deben instalarse de modo que el flujo corra de abajo hacia arriba del asiento (Ver Fig. 9).

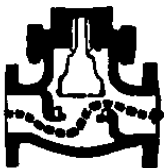


Fig. 9 Dirección del flujo en una
válvula de globo.

Las características generales de diseño, de las válvulas de globo, son :

a) Tamaños: existen dos clasificaciones:

1.- Roscados: desde 1/8" (3 mm) hasta 4" (102 mm).

2.- Bridados: desde 2" (51 mm) hasta 24" (610 mm).

b) Rango de temperatura: desde - 400°F (- 240°C) hasta 1 500°F (830°C)

c) Rango de presión: desde vacío hasta poco más de 11 000 psig

d) Materiales:

1.- Cuerpo: latón, bronce, hierro fundido, hierro dúctil, acero fundido y forjado en todas las aleaciones, titanio, etc.

2.- Interiores: bronce, acero inoxidable, acero aleado, monel, estellita, etc.

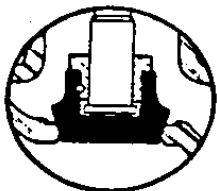
e) Conexiones: bridadas, roscadas y soldables (Ver Fig. 4)

f) Vástagos: pueden ser ascendentes o fijos (Ver Fig. 5). Usualmente tienen doble rosca ACME. La longitud de la rosca nunca es menor que el diámetro nominal de la válvula.

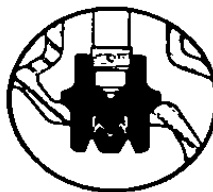
g) Discos y asientos: la superficie de los discos y asientos pueden ser plana o biselada. A fin de proporcionar un control efectivo del flujo y buena resistencia contra incrustaciones y sólidos en suspensión, se suministran discos cónicos o ahusados, aumentando así el área de contacto con el asiento.

Los discos convencionales, diseñados en forma plana o con un bisel estrecho, proporcionan una superficie angosta de contacto con el asiento, lo cual resulta en mayor presión de contacto. De esta manera el contacto puede romper los depósitos que se formen en los asientos y se asegura un sello completo (Ver Fig. 10).

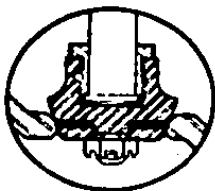
Pueden obtenerse discos de composición, cuyas ventajas consisten en resiliencia y fácil limpieza. Se llaman de composición debido a que el material del cuerpo es de metal y el sello de algún elastómero.



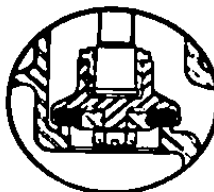
Disco tipo tapón



Disco tipo puerto "V"



Disco de sello doble



Disco renovable

Fig. 10 Tipos de discos.

Las válvulas de clase ANSI 125, tienen usualmente disco de bronce con asiento integral (que es el moldeado al cuerpo desde la fundición) del mismo material. Se dispone de válvulas de clase ANSI 150 -- con disco de composición y asiento integral de bronce. Las de clase -- ANSI 200 o más tienen generalmente asientos renovables, es decir, que son intercambiables.

Los discos no metálicos (de composición) deben emplearse para vapor (hasta 125 psig), agua caliente, aire, gas, agua fría y agua - salada. Cuando no se conoce su aplicación, el disco debe de ser adecuado para servicio de vapor a la presión especificada.

h) Tipos de bonetes: bridado, con tuerca-unión y roscado (Ver Fig. 7).

1.3.3 Válvula de aguja.

El diseño de estas válvulas es de globo, y se fabrican con el fin de controlar flujos con la máxima precisión. Actúan mediante un asiento cónico y un émbolo ahusado, en forma de aguja. Se suministran en tipo-ángulo y recto (Ver Fig. 11)

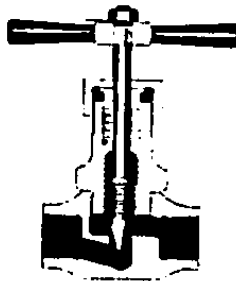


Fig. 11 Válvula de aguja.

Las características de diseño, de la válvula de aguja, son las siguientes:

- a) Tamaños: desde 1/8" (3 mm) hasta 2" (51 mm).
- b) Rango de temperatura: desde - 40°F (40 °C) hasta 5 000°F (2 600°C).
- c) Rango de presión: desde vacío hasta 10 000 psig
- d) Materiales:

1.- Cuerpo: bronce, acero fundido, inoxidable, etc.

e) Asientos: de tipo integral.

f) Conexiones: roscadas, hembra y macho-hembra (Ver Fig. 19).

1.3.4 Válvula de ángulo.

Son similares a las de globo en diseño, construcción y operación, excepto que su salida está en ángulo de 90° con respecto a la entrada. Ofrecen menor resistencia al flujo que un codo o una válvula de globo recta. Con interiores adecuados, pueden usarse normalmente en servicios de vapor, líquidos y gases, para cambiar la dirección del flujo sin necesidad de codo (Ver Fig. 12).

Las características de diseño de la válvula de ángulo, son iguales que la válvula de globo.

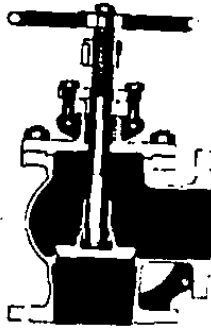


Fig. 12 Válvula de ángulo.

1.3.5 Válvula de bola.

Son de tipo cierre rápido. Consisten principalmente de una bola perforada y asientos diseñados para embonar en ella. Por lo general la --
 abertura de la bola no es menor que el diámetro interior del tubo conecta--
 do. De esta manera, el flujo no tiene obstrucción y, por lo tanto, vir --
 tualmente no hay pérdida de presión (Ver Fig. 13 y apéndice A1.2).

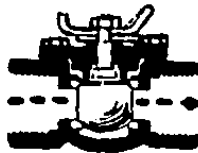


Fig. 13 Dirección del flujo en una
 válvula de bola.

La mayor parte de los asientos se hacen de goma, buna o teflón- (el buna no debe usarse para válvulas cuya temperatura de trabajo sea mayor de 180°F / 82°C). Los sellos del vástago son usualmente del tipo " O-ring " o de empaques corrientes. En algunos tipos, los asientos y los sellos pueden inspeccionarse o retirarse sin quitar de la línea el cuerpo de la válvula. Otros tipos permiten mantenimiento sólo para fugas en el asiento. Un tercer tipo necesita retirarse de la línea para su reparación o mantenimiento.

Las válvulas de bola pueden obtenerse con conexiones roscadas, -bridadas o soldables (Ver Fig. 4). Las roscadas se suministran con cualquier tipo de material del cuerpo.

La posición de la palanca de mando indica la posición de la bola (abierta o cerrada). La válvula se abre o cierra con 1/4 de vuelta a la palanca (Ver Fig. 14).

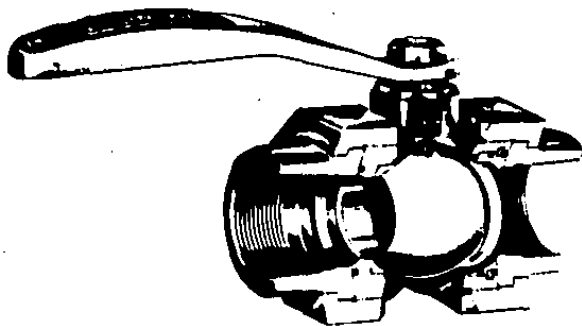


Fig. 14 Válvula de bola.

Las características de diseño, de la válvula de bola, son:

- a) Tamaños: desde 1/4" (6 mm) hasta 36" (914 mm).
- b) Rango de temperatura: desde 0°F (- 17.8°C) hasta 600°F (315°C).
- c) Rango de presión: desde vacío hasta 1 850 psig.
- d) Materiales:

1.- Cuerpo: bronce, hierro fundido o maleable, aluminio, acero forjado, acero fundido, acero inoxidable, PVC, etc.

2.- Bola: acero acabado en cromo duro, bronce, PVC, etc.

3.- Asientos: buna, teflón, teflón reforzado, carbón grafitado, etc.

e) Servicios: vapor, agua, gas, productos químicos, etc.

1.3.6 Válvula de mariposa.

Se usan principalmente cerradas o abiertas del todo, aunque también pueden regular flujo. Consisten de un disco colocado dentro del cuerpo de la válvula, controlado mediante un eje. En la posición de cierre, - el disco sella contra un asiento elástico o de metal. La palanca de mando indica la posición del disco, y tiene topes mecánicos para evitar que el disco se desplace excesivamente al cerrar o al abrir. Por lo general, el-

disco puede fijarse cerrado, abierto y en varias posiciones intermedias -
(Ver Fig. 15).

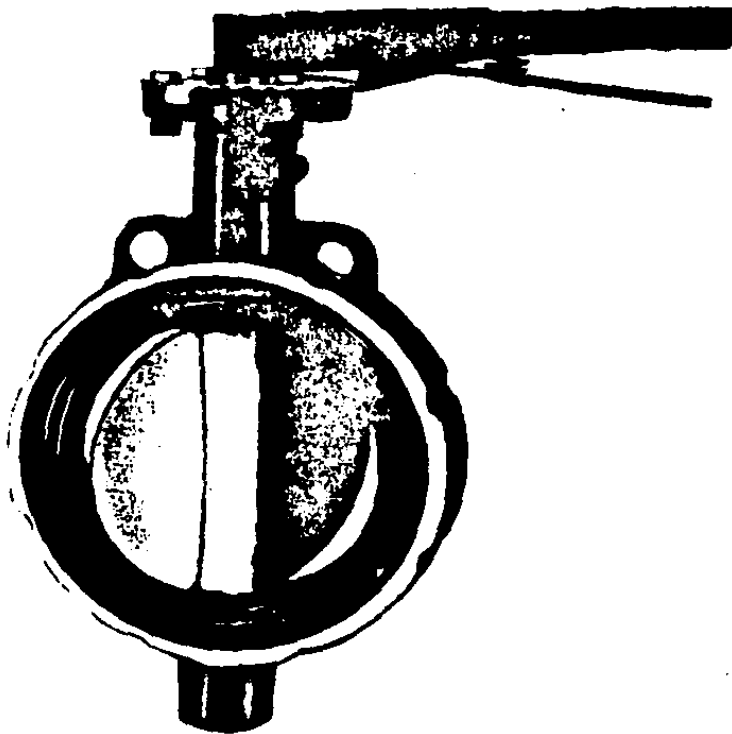


Fig. 15 Válvula de mariposa.

Las características de diseño, de la válvula de mariposa, son - las siguientes:

a) Tamaños: desde 1/4" (6 mm) hasta 72" (1 828 mm).

b) Rango de temperatura: desde - 50°F (- 46°C) hasta 450°F (230°C).

c) Rango de presión: desde 50 a 700 psig.

d) Materiales:

1.- Cuerpo: hierro fundido, acero de todas clases, bronce, aluminio, - etc.

2.- Asientos: neopreno, buna, hycar, silicón y metálicos.

3.- Discos: hierro fundido, acero, bronce, aluminio, monel, etc.

4.- Vástago: acero, monel, etc.

e) Diseños del cuerpo:

1.- Bridado, de acuerdo con ANSI B16.5 o con otra especificación.

2.- Sin bridas, tipo oblea (wafer) y provista solamente de agujeros para alineación con la brida.

Las mariposas, ya sean bridadas o del tipo oblea (wafer), pueden instalarse entre dos tubos bridados. Requieren poco espacio. Se suministran también con diferentes tipos de operadores: motorizados, mecánicos, manuales, etc. (Ver Fig. 16).

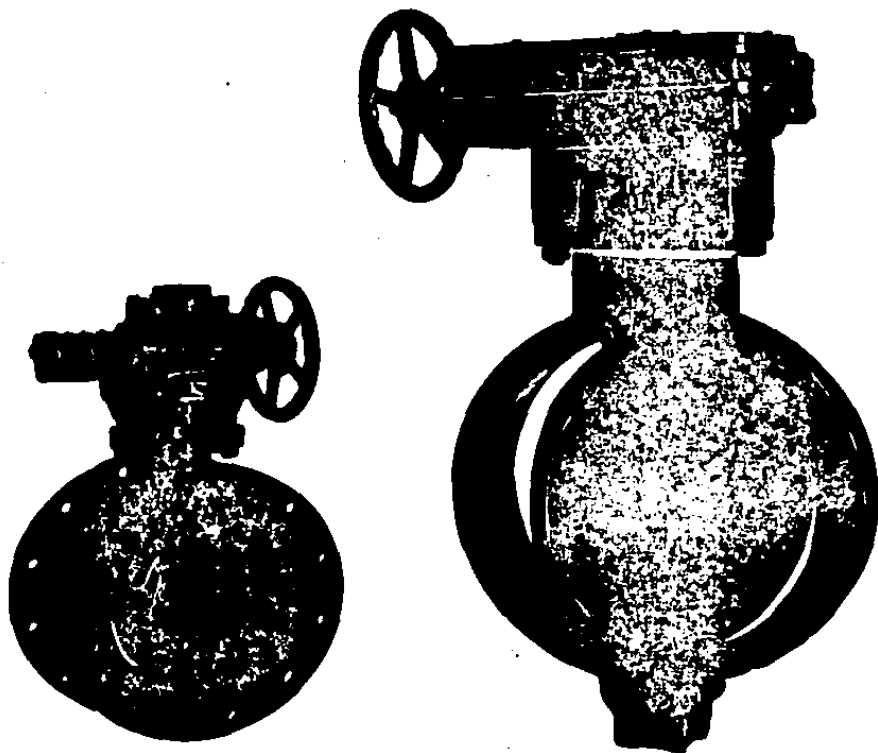


Fig. 16 Válvulas de mariposa con operador.

3.- Sin bridas, tipo oblea, y con ranuras semicirculares para embonar con los pernos de las bridas.

4.- Roscada.

f) Servicios: agua fría, agua de mar, aceites, etc.

1.3.7 Válvula de diafragma.

Se usan en servicios de aire, vacío, productos químicos y fluidos abrasivos. También se aplican en sistemas que requieren control preciso. Por lo general no se usan para estrangulación.

Consisten de tres elementos: cuerpo, diafragma y bonete. El diafragma flexible separa al cuerpo del bonete. No llevan empaque en el vástago, ya que el diafragma proporciona el sello necesario, evitando que los fluidos o gases en la línea dañen las partes móviles.

El diafragma se eleva para permitir el flujo y se baja para impedirlo, funcionando mediante la acción de un vástago con su operador o volante. Para impedir el flujo, el diafragma se aprieta herméticamente contra el fondo del cuerpo (Ver Fig. 17).

Las características de diseño, de la válvula de diafragma, son las siguientes:

a) Tamaños: desde 1/8" (3 mm) hasta 16" (406 mm).

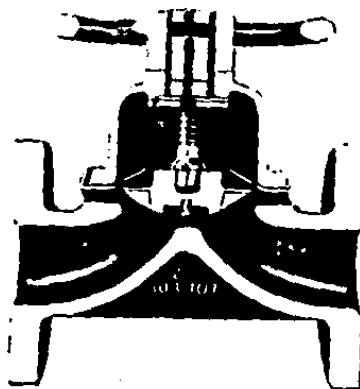


Fig. 17 Válvula de diafragma.

b) Rango de temperatura: desde 0°F ($- 17.8^{\circ}\text{F}$) hasta 350°F (176°C).

c) Rango de presión: desde vacío hasta 150 psig.

d) Materiales:

1.- Cuerpo: hierro fundido, aceros de todas clases, bronce, PVC y otros

plásticos, aluminio, etc.

Pueden recubrirse con vidrio o gomas, materiales sintéticos, plomo, etc.

2.- Diafragmas: goma, neopreno, hycar, teflón, dipoliene y tripoliene.

e) Conexiones: bridadas, roscadas y soldables (Ver Fig. 4).

f) Servicios: toda clase de fluidos, abrasivos y erosivos, gases, productos químicos, etc.

1.3.8 Válvula macho.

Esta válvula actúa mediante la rotación del tapón, que generalmente es cilíndrico o cónico. Es de cierre rápido, abriendo y cerrando mediante $1/4$ de vuelta y su uso es abierta o cerrada del todo (Ver Fig. 18).

Se fabrican también con puertos múltiples de 3 ó 4 vías. La posición de abierto o cerrado se indica mediante topes. Pueden operarse con palanca o llaves de mano (manerales), así como mediante operadores mecánicos, eléctricos, neumáticos, etc.

En algunos tipos se emplea un lubricante para sellar el tapón, - reducir la fricción y facilitar la operación (válvulas macho lubricadas).

Las características de diseño, de la válvula macho, son las siguientes:

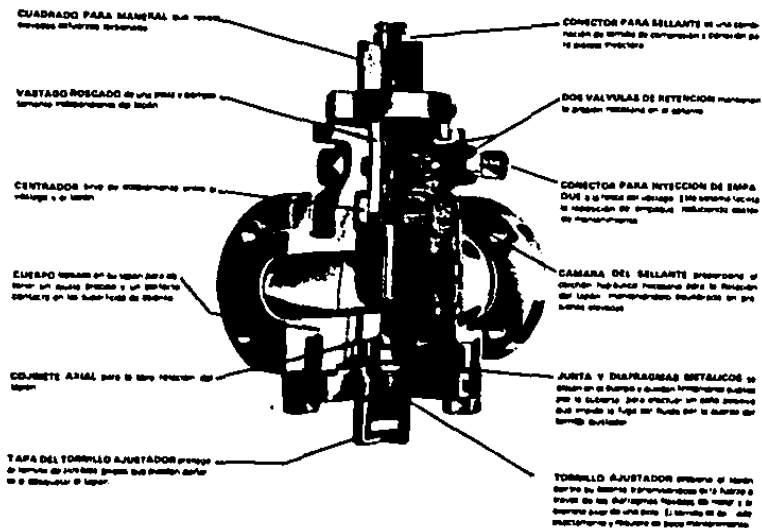


Fig. 18 Válvula macho.

- a) Tamaños: desde 1/4" (6 mm) hasta 36" (914 mm).
- b) Rango de temperatura: desde 0°F (- 17.8°C) hasta 1 200°F (650°C).
- c) Rango de presión: desde la clase ANSI 125 hasta la clase ANSI 1 500.
- d) Materiales:

1.- Cuerpo y tapón: bronce, hierro y acero fundido.

e) Conexiones: bridadas, roscadas y soldables (Ver Fig. 4).

f) Servicios: gas, agua y aceite.

1.3.9 Válvula de seguridad y alivio.

Se usan para descargar la presión excesiva creada por un fluido dentro de una línea o recipiente, conforme a la presión máxima de ajuste que tenga la válvula.

Operan por medio de un elemento sensible a la presión (resorte) que mantiene la válvula cerrada mediante un disco y su asiento. Se construyen para descarga en ángulo lateral (Ver Fig. 19) o en ángulo recto (Ver Fig. 20). Después de descargar la presión excesiva, la válvula cierra automáticamente por la acción de su resorte.

Las características de diseño, de la válvula de seguridad y alivio, son las siguientes:

a) Tipos:

- 1.- De seguridad: se caracteriza por su rápida apertura total o acción de disparo. Esta válvula se utiliza para servicio de vapor, aire y gas.
- 2.- De alivio: abre proporcionalmente al incremento de presión que sucede después de la presión de operación. Esta válvula se usa para-

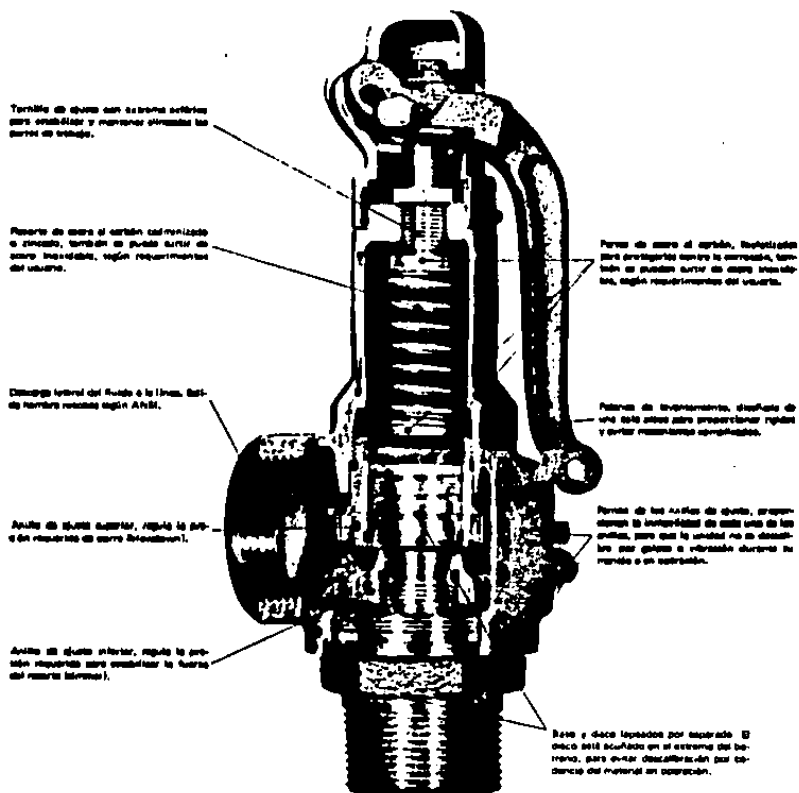


Fig. 19 Válvula de seguridad con descarga en ángulo lateral.

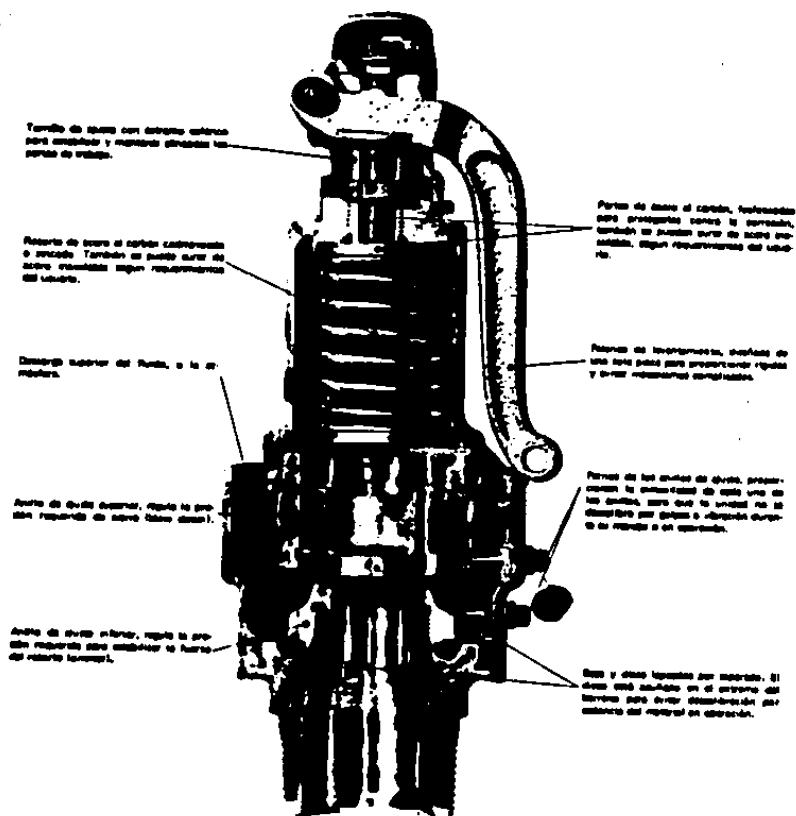


Fig. 20 Válvula de seguridad con descarga
recta.

servicio de líquidos.

3.- De seguridad y alivio: dispositivo similar a los anteriores que -- puede usarse como válvula de seguridad o de alivio, dependiendo de su aplicación.

b) Tamaños: desde 1/2" (13 mm) hasta 12" (305 mm).

c) Rango de temperatura: desde - 20°F (- 29°C) hasta 1 000°F (540°C).

d) Rango de presión: desde vacío hasta 2 500 psig.

e) Materiales:

1.- Cuerpo: bronce, hierro y acero fundido.

2.- Discos y asientos: bronce, acero fundido o acero inoxidable.

f) Conexiones: bridas o roscadas: macho o hembra (Ver Fig. 19).

1.3.10 Válvula para aire.

Estas válvulas se emplean generalmente en acueductos para desalojar de las tuberías el exceso de aire, sin permitir la salida del líquido. Funcionan mediante una esfera flotante que desciende para abrir, y asciende con el líquido hasta sellar contra la abertura superior (Ver Fig. 21).

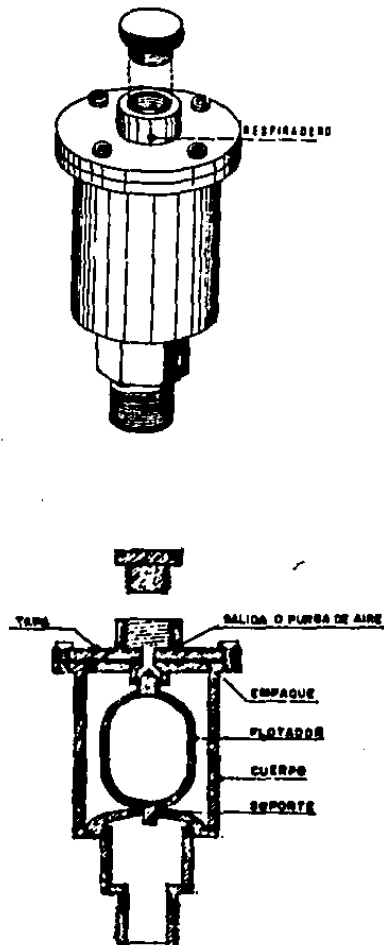


Fig. 21 Válvula para aire.

Las características de diseño, de la válvula para aire, son las siguientes:

a) Tamaños: desde 1" (25 mm) hasta 4" (102 mm).

b) Rango de presión: hasta 600 psig.

c) Materiales:

1.- Cuerpo: hierro fundido.

2.- Esfera: acero inoxidable o bronce.

3.- Asientos: neopreno o teflón.

d) Conexiones: bridadas o roscadas (Ver Fig. 4).

En la Tabla 3 se expone, a manera de resumen, los servicios recomendados, tamaños, rangos de temperatura y presión de los diferentes tipos de válvulas descritos en el presente inciso.

1.4 Inversión económica en una planta industrial.

La Ingeniería está tomando actualmente un gran interés por las válvulas, ya que representan una inversión considerable en las plantas industriales y ocupan un lugar importante en los gastos de mantenimiento.

Tabla 3. Tipos de válvulas: servicios recomendados y rangos de operación.

VALVULA	ABIERTAS O PARA REG. CERRADAS	FLUJO	OPERACION FRECUENTE	BAJA CAIDA DE PRESION	SOLIDOS EN SUSPENSION	EN APERTURA RAPIDA	TAMAROS (plg)	RANGO DE TEMPERATURA (°F)	RANGO DE PRESION (psig)
Compuerta	*			*		* +	1/8-108	-300 a 1800	hasta 10000
Globo		*	*				1/8- 24	-400 a 1500	hasta 11000
Aguja		*	*				1/8- 2	-40 a 5000	hasta 10000
Angulo		*	*				1/8- 24	-400 a 1500	hasta 11000
Bola	*		*	*	*	*	1/4- 36	0 a 600	hasta 1850
Mariposa	*	*	*	*	*	*	1/4- 72	- 50 a 450	hasta 700
Diafragma	*	*	*			*	1/8- 16	0 a 350	hasta 150
Macho	*			*	*	*	1/4- 36	0 a 1200	hasta 3705
Seg./Alivio	*		*				1/2- 12	- 20 a 1000	hasta 2500
Para aire	*			*			1- 4	0 a 68	hasta 600

+ En válvulas del tipo de cierre rápido.

Se estima que el 8% de la inversión total en la instalación de una nueva planta industrial, está destinado a válvulas.

Una distribución porcentual aproximada, de las válvulas instaladas en la industria de los hidrocarburos es como se muestra en la Tabla 4.

Tabla 4. Porcentaje de aplicación de los tipos de válvulas, en la industria de los hidrocarburos.

VALVULA	PORCENTAJE
Compuerta	72%
Macho	15%
Bola	2%
Retención	1%
Globo y mariposa	10%

Fuente: Referencia bibliográfica (1).

Según estos datos es difícil imaginar una planta química sin válvulas, así también respecto a refinerías, plantas procesadoras de alimentos, plantas termoeléctricas, etc.

Por consiguiente, la Ingeniería en general ha tomado gran interés por la correcta selección y adecuada instalación de las válvulas, para tratar así de minimizar los gastos del proyecto industrial que se esté realizando.

CAPITULO 2: VALVULAS DE RETENCION

2.1 Generalidades.

Las válvulas de retención evitan el cambio de dirección del flujo en una tubería. Se cierran automáticamente cuando el flujo cambia de sentido. La presión del fluido mantiene abierta la válvula y, generalmente, no tiene ningún control externo.

En el presente capítulo, se analizarán solamente cinco tipos de válvulas de retención, que son los más representativos en la industria:

- a) De columpio estandar (Swing check).
- b) De columpio modificada (Modified swing check).
- c) De disco basculante (Tilting disc check).
- d) De elevación (Lift check).
- e) De oblea (Wafer check).

En términos generales, los materiales utilizados para la fabricación de estos cinco tipos de válvulas son:

- a) Para el cuerpo: latón, bronce, hierro fundido, hierro dúctil, acero fundido y forjado todas las aleaciones, titanio, etc.
- b) Para el tapón (disco o bola): bronce, hierro, acero, etc.

Se pueden conseguir en los tres tipos de conexiones: bridadas, rosca y soldables (Ver Fig. 4). Los servicios en donde se pueden aplicar son de una gran variedad: vapor, agua, gas, aceites, productos químicos, etc.

2.2 Válvula de columpio estandar (Swing check).

Este es el tipo de válvula de retención más aplicable en la industria, por lo cual, será contra esta válvula con la que se comparará principalmente la " Duo-check " (Ver Capítulo 3),

La válvula de columpio consta de un disco que pivotea en un eje - colocado en el cuello del cuerpo (Ver Fig. 22); sus rangos de operación son:

a) Tamaños:

- 1.- Modelo en " Y ": desde 1/4" (6 mm) hasta 6" (152 mm) (Ver Fig. 23).
- 2.- Modelo de paso completo: desde 1/8" (3 mm) hasta 48" (1 219 mm) (Ver Fig. 24).

b) Rango de presión:

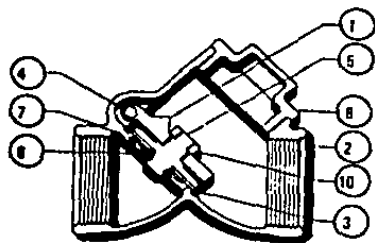
- 1.- Modelo en " Y ": desde clase ANSI 125 hasta 150.
- 2.- Modelo de paso completo: desde clase ANSI 125 hasta 4 500.

2.2.1 Ventajas.

Desde un punto de vista general, tienen las siguientes ventajas:



Fig. 22 Dirección del flujo en una
válvula de columpio (Swing check).



- | | |
|----------------------|--------------------------------|
| 1 Columpio. | 6 Retén del disco. |
| 2 Cuerpo. | 7 Roldana del disco. |
| 3 Disco. | 8 Tapa. |
| 4 Perno de columpio. | 9 Tapón lateral (no mostrado). |
| 5 Portadisco. | 10 Tuerca del columpio. |

Fig. 23 Válvula de columpio modelo "Y".

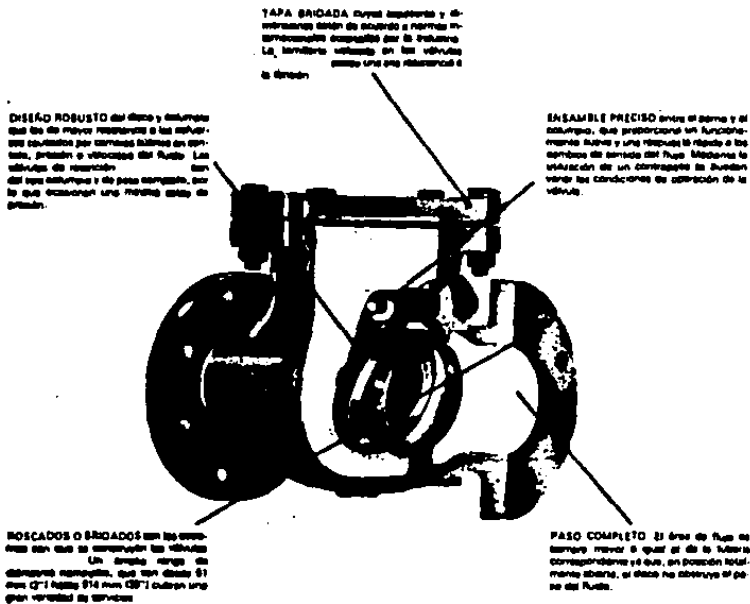


Fig. 24 Válvula de columpio de
paso completo.

- a) Pueden ser usadas en servicios de líquido o vapor.
- b) Fácilmente pueden adaptarse Indicadores de posición visual o eléctrico.
- c) Se emplean en líneas verticales y horizontales (en medidas pequeñas).

Las ventajas específicas, debidas a los elementos que la constituyen, son :

- a) Diseño de paso completo (dependiendo del diseño del fabricante): esto significa que el conducto interior de la válvula, debe ser de dimensiones tales que permitan, sin obstáculo, el paso de herramientas de limpieza de tubería (diablos de limpieza), sin perjuicio para la válvula. - Gracias a esto, puede operar con sólidos en suspensión. Ocasiona además una baja caída de presión en medidas pequeñas (Ver apéndice A1.2).
- b) Tapa del cuerpo: gracias a esta tapa (bridada o roscada al cuerpo), - es relativamente fácil el acceso al interior de la válvula (asientos) para inspeccionarla o repararla.
- c) Asientos: por lo general son removibles y se pueden fabricar en una -- gran variedad de materiales, según el servicio a que será sometida la - válvula.
- d) Disco: rota y continuamente regresa al asiento y es fácil de reemplazar.

2.2.2 Desventajas.

Las desventajas generales son:

- a) En medidas grandes el peso de la válvula es considerable, por lo que -
redunda en grandes costos de instalación y mantenimiento para el usua-
rio.
- b) Ocupan un espacio considerable y es necesario instalar soportes, cuan-
do se tratan de válvulas grandes.
- c) Generalmente (en medidas grandes) se usan para flujo horizontal.
- d) Son muy propensas a cerrar de golpe, por lo que se aumenta la probabi-
lidad de ocasionar golpe de ariete (Ver apéndice A1.1).

Las desventajas específicas de sus elementos son:

- a) Asientos: existe la probabilidad del goteo de reflujos, después de ci-
clos severos de uso causado por el cierre de golpe del disco en el ---
asiento. El diseño del asiento de tipo cuña (de algunos diseños) pue-
de ocasionar que el disco se encaje en el asiento, después de cerrar -
bruscamente, impidiendo que el disco abra cuando se requiera.
- b) Disco: el perno que sostiene el disco está expuesto a la línea, por lo
que es propenso a la corrosión (dependiendo del material del perno).
Asimismo, el peso del disco redunda en una operación ruidosa y el uso-

Intempestivo de la válvula a grandes velocidades cuando no está totalmente abierta, ocasiona que el disco vibre.

El peso del disco puede desgastar el perno y la boquilla del barren-- donde se inserta el perno y, después de cierres repetitivos, puede oc sionar que fugue en contra-flujo o se encaje. En válvulas grandes se - presentan elevadas caídas de presión, debido a que el flujo debe ven-- cer el peso del disco para poder pasar (Ver apéndice A1.2).

2.3 Válvula de columpio modificada (Modified swing check).

Este tipo de válvula es una de columpio estandar, pero con algu nas modificaciones externas destinadas a controlar la acción del disco. - Algunas de estas variantes son las siguientes:

- a) Peso y palanca.
- b) Peso, palanca y amortiguador.
- c) Resorte.

A.- Peso y palanca.

Este dispositivo consiste en una palanca que se une en la punta del perno que sostiene el disco, además de un contrapeso que puede ase gurarse a lo largo de la palanca. La palanca y el contrapeso tienen como función agregar peso al disco, para prevenir que la válvula se abra antes de que haya alcanzado la presión adecuada y también proporciona un cierre más rápido para prevenir el contra-flujo; o como contrabalanza, de modo -

que la válvula se abra a la más ligera presión (Ver Fig. 25).

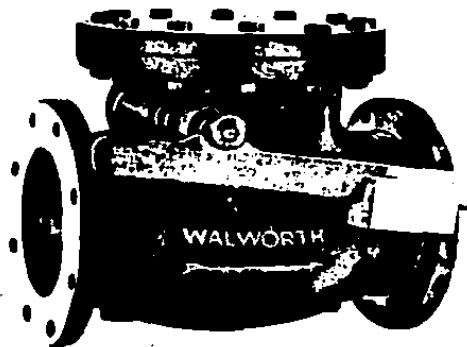


Fig. 25 Válvula de columpio con
peso y palanca.

B.- Peso, palanca y amortiguador.

Este arreglo es semejante al anterior, pero con la diferencia de que se coloca un amortiguador en la palanca, para evitar que cierre de golpe el disco. Generalmente este aditamento se coloca en válvulas de gran tamaño y dependiendo de las necesidades del usuario (Ver Fig. 26).

C.- Resorte.

Esta modificación varía del arreglo de peso y palanca en que, en

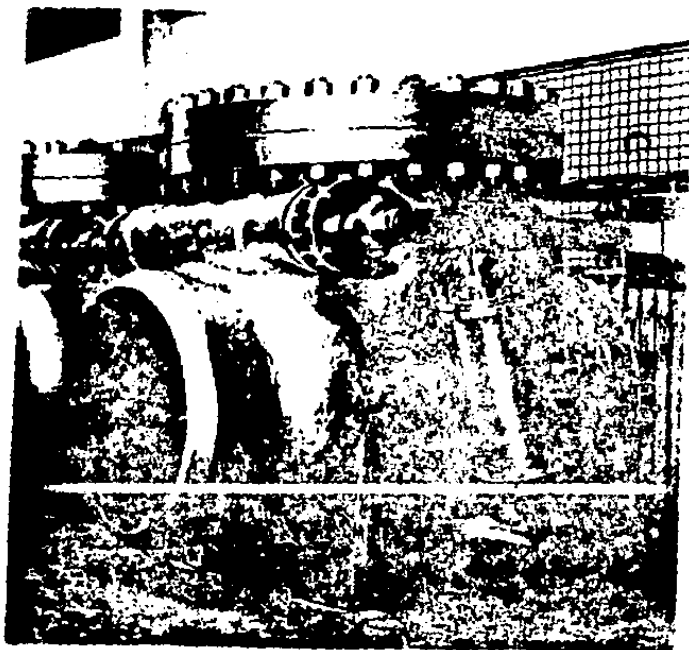


Fig. 26 Válvula de columpio con peso,
palanca y amortiguador.

lugar del contrapeso en el extremo de la palanca, se coloca un resorte que trabaja a tensión (Ver Fig. 27).

2.3.1 Ventajas.

Una gran ventaja que presenta la válvula de columpio modificada es que se tiene un mayor control sobre la operación del disco ya que, de--

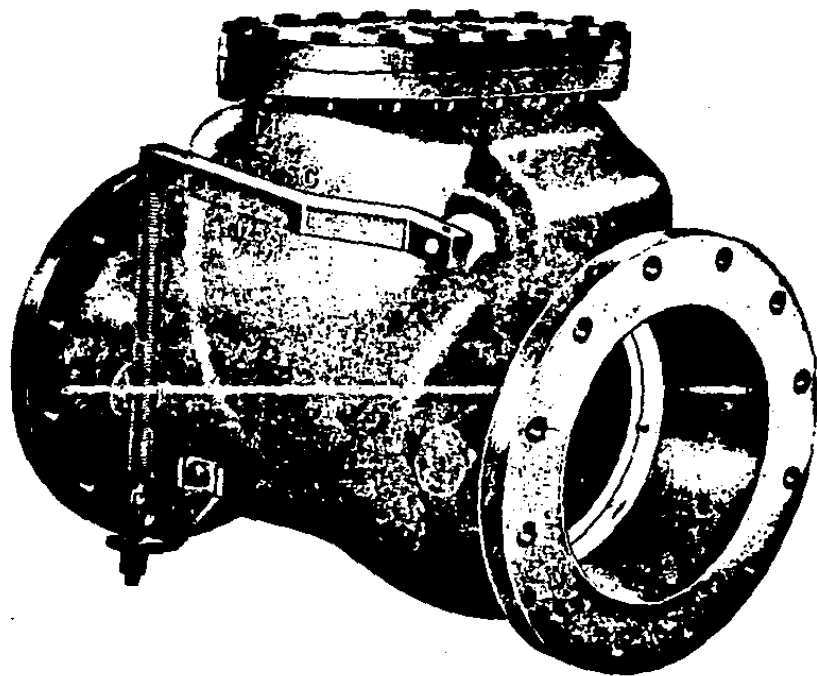


Fig. 27 Válvula de columna con
palanca y resorte.

pendiendo en donde se coloque el peso, el amortiguador o el resorte, se logrará que la válvula responda dentro de los límites de presión y flujo deseados, y así prevenir el golpe de ariete (Ver apéndice A1.1).

Otra ventaja es que con el arreglo de peso y palanca, al utilizar el peso como contrabalanza, es decir, de modo que facilite la apertura del disco, se logra obtener una baja caída de presión durante la operación de la válvula.

2.3.2 Desventajas.

Una desventaja es debida a que cuando estas modificaciones impiden la fácil apertura del disco, se presenta un aumento en la caída de presión de la línea. Asimismo, al usar el peso y palanca como contrabalanza, ocasiona que la válvula sea más propicia al golpeteo debido a que aumenta su sensibilidad de operación.

2.4 Válvula de disco basculante (Tilting disc check).

Este tipo de válvula consiste en un sólo disco el cual pivotea en un perno transversal semejante al del columpio, pero colocado ligeramente arriba del centro de gravedad del disco (Ver Fig. 28).

Los rangos de operación de esta válvula son:

a) Tamaños: desde 2" (51 mm) hasta 72" (1 828 mm).

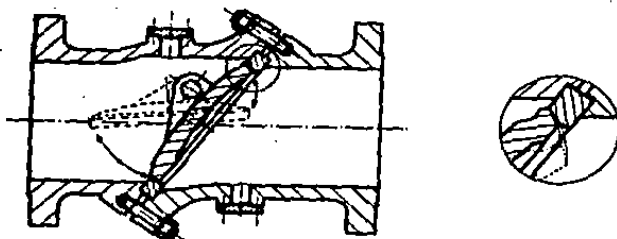


Fig. 28 Válvula de disco basculante
(Tilting disc check).

b) Rango de presión : desde clase ANSI 150 hasta 1 500.

2.4.1 Ventajas.

- a) El perno de equilibrio proporciona un cierto balance en el disco, que ocasiona una baja caída de presión debido a que el perno está colocado muy cerca del centro de gravedad del disco.
- b) El diseño del asiento tipo cuña proporciona un buen sello alrededor de todo el disco (Ver detalle Fig. 28).
- c) La mayor parte de los diseños de esta válvula tienen incorporados al -

cuerpo dos bridas ciegas (una superior y otra inferior) para ofrecer mayor facilidad de inspección y reparación en el interior de la válvula (Ver Fig. 28).

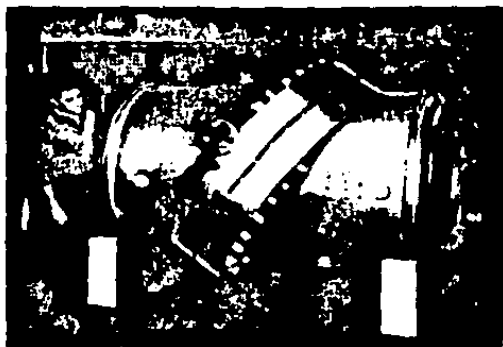
d) Fácilmente se pueden adaptar indicadores de posición visual o eléctrico.

2.4.2 Desventajas.

- a) En medidas grandes el peso de la válvula es considerable, por lo que se incrementan los costos de instalación y mantenimiento para el usuario - (Ver Fig. 29).
- b) Cuando se presentan cambios bruscos de temperatura, provocan que el díco no asiente bien o impide que éste abra, debido a la diferencia de -- coeficiente de expansión entre el disco y el asiento del cuerpo, obviamente, cuando éstos son de distinto material.
- c) En el caso de medidas grandes, el disco es bastante pesado, por lo cual se requiere de un vástago capaz de soportar grandes esfuerzos radiales y axiales.
- d) Los interiores y empaques requieren de inspección regular.
- e) Las válvulas que no emplean las bridas ciegas (superior e inferior) - son difíciles de inspeccionar o reparar, por lo que la válvula debe ser removida de la línea.



Válvula de 32" (813 mm), de conexión bridada.



Válvula de 40" (1 016 mm), de conexión soldable.

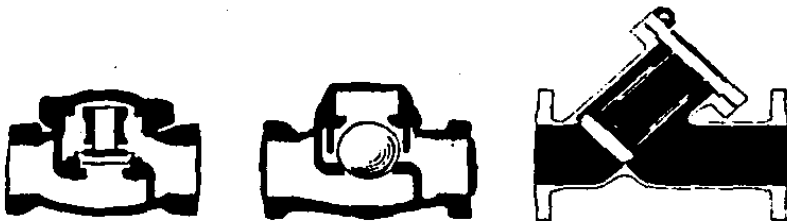
Fig. 29 Válvulas de disco basculante de 32" y 40".

f) El diseño del puerto, no es de paso completo (Ver Fig. 28).

2.5 Válvula de elevación (Lift check).

La válvula de elevación consiste, como su nombre lo indica, en un dispositivo de sello que se desplaza de manera ascendente sobre guías interiores, integradas al cuerpo. Abre cuando circula el fluido en la línea y sella cuando se presenta una contrapresión o contraflujo.

Existe una gran variedad de diseños en este tipo de válvula, dependiendo del fabricante, como son; el de pistón, el de bola, el de pistón en "Y" con resorte, etc. (Ver Fig. 30).



Tipo pistón

Tipo bola

Tipo pistón en "Y"
con resorte.

Fig. 30 Válvulas de elevación (Lift check).

Los rangos de operación de esta válvula son:

a) Tamaños:

1.- Sin resorte de carga: desde 1/8" (3 mm) hasta 12" (305 mm).

2.- Con resorte de carga: desde 1/8" (3 mm) hasta 24" (610 mm).

3.- Tipo pistón: desde 1/4" (6 mm) hasta 24" (610 mm).

b) Rango de presión:

1.- Sin resorte de carga: desde clase ANSI 125 hasta 1 500.

2.- Con resorte de carga: desde clase ANSI 125 hasta 2 500.

3.- Tipo pistón: desde clase ANSI 125 hasta 2 500.

2.5.1 Ventajas.

a) El elemento de sello (pistón o bola), al moverse libremente dentro de la válvula, disminuye las probabilidades de fallas por causas mecánicas.

b) Rápida respuesta de la válvula para evitar el golpe de ariete (Ver --- apéndice A1.1), cuando se presentan cambios frecuentes en el sentido--del flujo.

- c) El golpeteo reducido, hace que esta válvula sea aceptable para aplicaciones de flujo pulsante.
- d) La mayoría de los asientos, en las válvulas de tipo pistón, pueden ser reemplazados.

2.5.2 Desventajas.

- a) Una gran caída de presión a través de la válvula.
- b) No es aplicable para fluidos sucios o viscosos, los cuales pueden causar que el elemento de sello (pistón o bola) se atasque sobre sus guías.
- c) Los asientos de tipo cuña, en las válvulas de tipo pistón, pueden afectar la eficiencia del sello cuando se presentan cambios bruscos de temperatura.
- d) Las válvulas de tipo pistón deben ser instaladas solamente en líneas de tubería horizontal.
- e) El diseño del puerto no es de paso continuado. (El diseño de paso continuado significa que el conducto interior de la válvula, debe ser de forma que no exista más caída de presión del flujo, que la que equivale aproximadamente a un tramo igual de tubería del tamaño nominal correspondiente).

2.6 Válvula de tipo oblea (Wafer check).

Existen, principalmente, dos clases de válvulas de tipo oblea.- Ambos diseños son de dimensiones cara a cara muy pequeñas, comparados con los tipos estudiados en los incisos anteriores de este capítulo. Estos diseños son la uni-check y la duo-check (que será estudiada en el siguiente capítulo) según el estandar API 594 (Ver apéndice A2.J API 594-2.2).

2.6.1 Válvula uni-check.

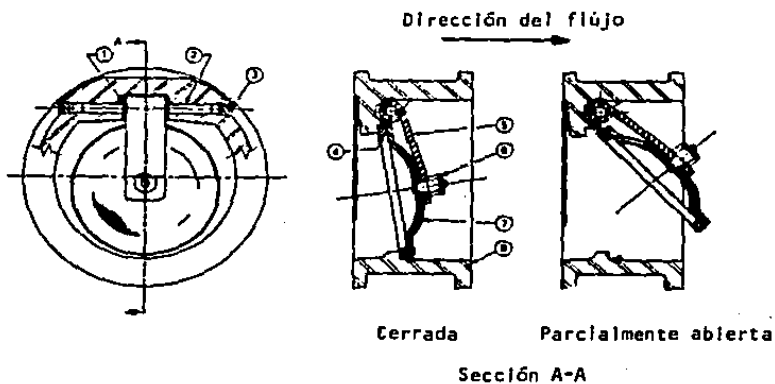
Este tipo de válvula consiste en un disco simple, el cual puede tener o no un resorte de carga, bisagrado en la parte superior del cuerpo de la válvula (Ver Fig. 31).

Los rangos de operación de esta válvula son :

- a) Tamaños: desde 2" (51 mm) hasta 12" (305 mm).
- b) Rango de presión: desde clase ANSI 125 hasta 300.

2.6.1.1 Ventajas.

- a) De fácil instalación: debido a que ocupa muy poco espacio de tubería, es simple y rápida de instalar.
- b) Facilidad de mantenimiento: el disco y el asiento pueden ser reemplazados en línea. No requiere de equipo o servicio especial.



- | | |
|----------------------|---------------------|
| 1 Retenes. | 5 Brazo del plato. |
| 2 Eje principal. | 6 Tuerca del brazo. |
| 3 Retenes del eje. | 7 Plato. |
| 4 Asiento de anillo. | 8 Cuerpo. |

Fig. 31 Válvula Uni-check.

c) Baja caída de presión: reduce la turbulencia y permite máxima apertura para fluidos a altas velocidades (Ver Tabla 5).

d) De bajo costo de adquisición.

2.6.1.2 Desventajas.

a) El peso del disco (al igual que en una válvula de columpio) redundan en una operación ruidosa y el uso intempestivo en fluidos a grandes ve

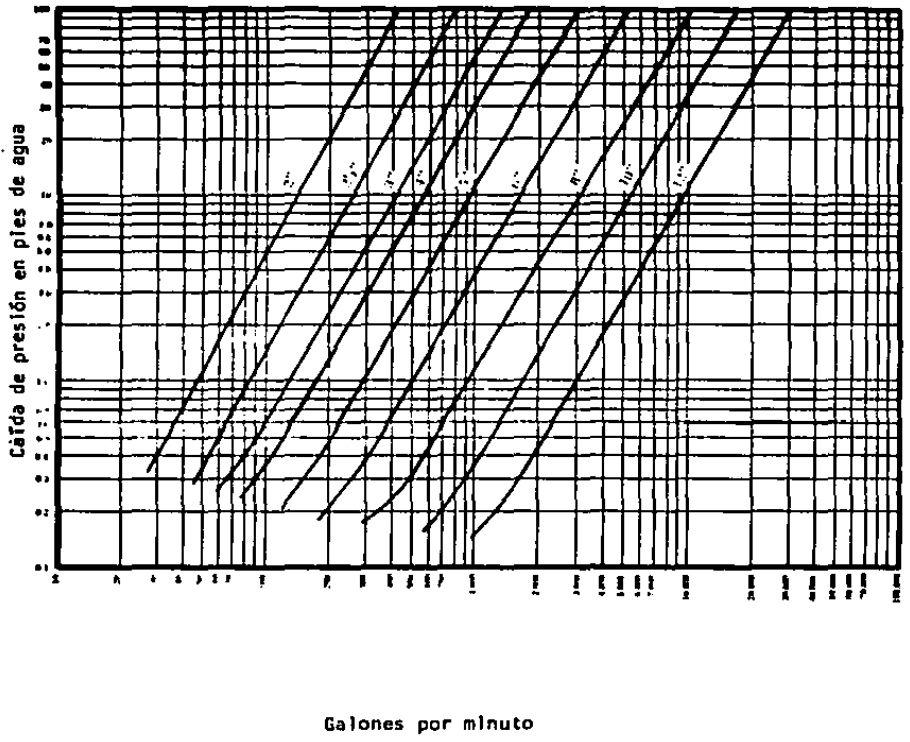


Tabla 5. Pérdida de carga a través de la válvula uni-check.

- locidades, donde la válvula no es totalmente abierta, ocasiona que el disco vibre.
- b) Propensa a cerrar de golpe, por lo que puede ocasionar golpe de ariete (Ver apéndice A1.1).
 - c) Sujeta a desgaste del asiento, cuando se presenta flujo pulsante en la línea.
 - d) No es de paso completo (Ver Fig. 31).

En la Tabla 6, se resumen las características principales de las válvulas de retención, descritas en este capítulo.

Tabla 6. Tipos de válvulas de retención: servicios recomendados y rangos de operación.

VALVULA	SOLIDOS EN SUSPENSION	BAJA CAIDA DE PRESION	PASO COMPLETO Y CONTINUADO	FLUJO VERTICAL (†) Y HORIZONTAL	PROPENSA A GOLPE DE A.	TAMAROS (p _{ig})	RANGO ANS I DE PRESION
De columpio estandar	*	* ⁺	*	*	*	1/4- 48	125-4 500
De columpio modificada	*	* [#]	*		*	1/4- 48	125- 4 500
De disco basculante		*		*		2 - 72	150- 1 500
De elevación						1/8- 24	125- 2 500
De tipo oblea (uni-check)	*	*		*	*	2 - 12	125- 300

+ En medidas pequeñas.

Dependiendo de la localización de la modificación.

CAPITULO 3: VALVULA DUO-CHECK

3.1 Descripción.

La válvula duo-check consiste en dos discos semicirculares que son oprimidos por un resorte para ayudar al cierre de la válvula, cuando una contra-presión o un reflujo forzan a los discos contra el asiento del cuerpo de la válvula (Ver apéndice A2.1 API 594-2.2.1.b).

3.2 Principio de operación.

Observando la secuencia de la Fig. 32, se expone el principio de operación de la duo-check:

Posición 1: Los platos se encuentran en posición cerrada.

Posición 2: El área expuesta al fluido comienza a levantarse, cuando éste comienza a fluir.

Posición 3: Los platos en apertura total (aprox. 85°) bajo el efecto de un flujo normal (aprox. 10 pies/seg.)

Posición 4: El asiento del plato cierra primero cuando el flujo se reduce.

Posición 5: Antes que el flujo pierda su presión, la válvula cierra por la acción de los resortes, evitando el golpe de ariete (Ver -- apéndice A1.1).



Posición 1



Posición 2



Posición 3



Posición 4



Posición 5

Fig. 32 Principio de operación de la duo-check.

3.3 Características de operación.

Se ofrece en una gama completa de tamaños, desde 2" (51 mm) hasta 72" (1 828 mm) (Ver Fig. 33). Los extremos de la duo-check pueden ser de cara realzada, junta de anillo o cara plana (Ver Fig. 34 y apéndice A2.1 API 594-2.1.3).

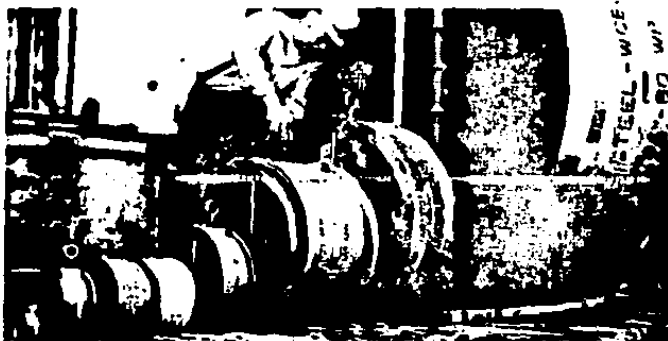


Fig. 33 Tamaños desde 2" a 72" en que se fabrica la duo-check.

Dependiendo de los servicios y temperaturas, comúnmente se fabrican en acero al carbón, acero inoxidable 410 y 316, aluminio, hierro fundido y bronce aluminico; aunque también se pueden fabricar en otros materiales (Ver apéndice A2.1 API 594-3.1 y Tabla 16).

La válvula duo-check presenta, en promedio, una más baja caída de presión al paso del fluido (Ver Tabla 7), respecto a los tipos de válvulas de retención estudiados en el capítulo anterior.



Cara realizada



Junta de anillo



Cara plana

Fig. 34 Extremos de la duo-check.

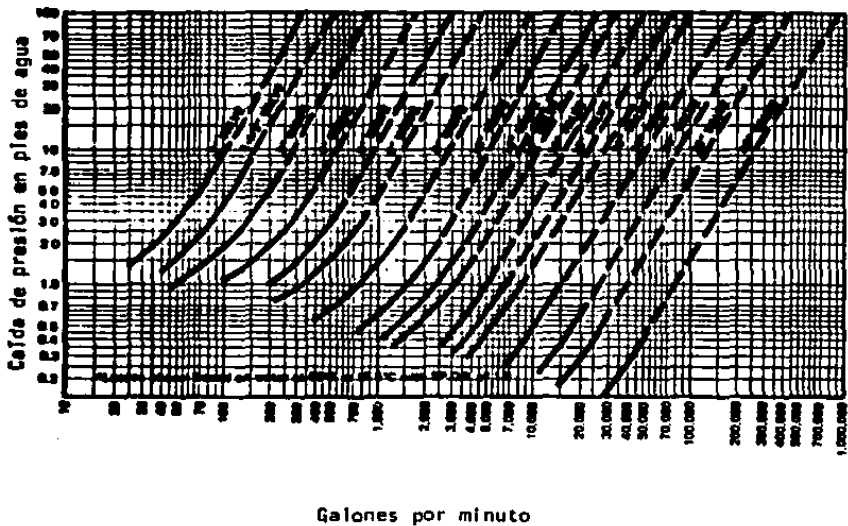


Tabla 7. Pérdida de carga a través de
la válvula duo-check.

Los rangos de operación de la duo-check son:

- a) Rango de temperatura; desde - 450°F (- 268°C) hasta 1 500°F (816°C) (Ver apéndice A2.1 API 594-1.3).
- b) Rango de presión: desde vacío hasta 6 170 psig (Ver apéndice A2.1 API 594-1.3), cumpliendo con las especificaciones de la serie ANSI 125 -- hasta la 2 500, y las de la serie API 2 000 hasta la 5 000.

3.4 Componentes de la válvula.

Consta solamente de seis partes ensambladas sin sujetadores interiores o juntas de ninguna clase. Todas estas partes son completamente -- flotantes, no existiendo carga axial sobre el pasador, el cual a su vez, es completamente flotante (Ver apéndice A2.1 API 594-1.1.4).

Los dos barrenos en donde tiene acomodo el pasador, están sellados por dos tapones de cuerda estandar (NPT). Todas las partes son Inter cambiables con un mantenimiento mínimo.

En caso de que se presente la necesidad de hacer algún tipo de revisión a la válvula, limpieza o mantenimiento, a continuación se enlistan los pasos para desensamblar y ensamblar la duo-check, indicando a su vez -- cada una de las partes de la válvula.

3.4.1 Desensamble de la duo-check.

Los pasos a seguir para desarmar la duo-check son los siguientes (Ver Fig. 35) :

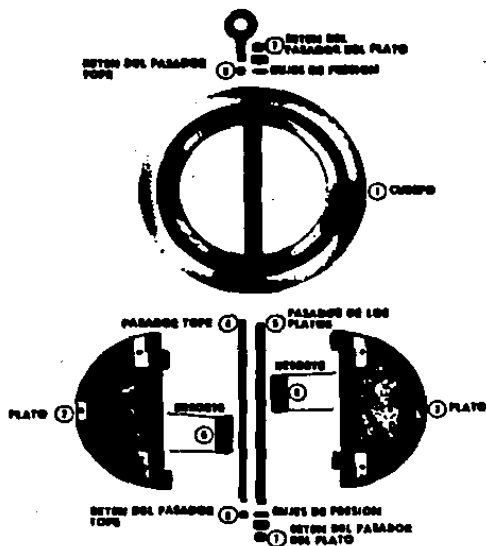


Fig. 35 Partes de la duo-check con vista lado corriente abajo.

- 1.- Remover los dos retenes del pasador de los platos (7) y los dos retenes del pasador tope (8).
- 2.- Presionar hacia afuera el pasador tope (4).
- 3.- Levantar el resorte o los resortes (6) (dependiendo del diámetro de la válvula), para liberar el pasador de los platos (5).
- 4.- Deslizar el pasador de los platos (5) hacia afuera del cuerpo (1) - sosteniendo firmemente el resorte, o los resortes, al mismo tiempo ya que estando sujetos a torsión podrían hacerlo saltar hacia afuera al quedar libre el primero.
- 5.- Retirar el resorte (6) y los platos (2). (Empujar los bujes de -- presión o arandelas si la válvula los tiene). El material de sello -- elástico está vulcanizado a los platos como parte integral de los mismos. Si este sello se ha dañado, instalar nuevos platos.

3.4.2 Ensamble de la duo-check.

Los pasos a seguir para armar la duo-check son los siguientes -- (Ver Fig. 36) :

- 1.- Limpiar todas las partes con un solvente adecuado.
- 2.- Colocar los platos (2) entre el cuerpo (1), alineando las orejas -- con los barrenos del retén del pasador.

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

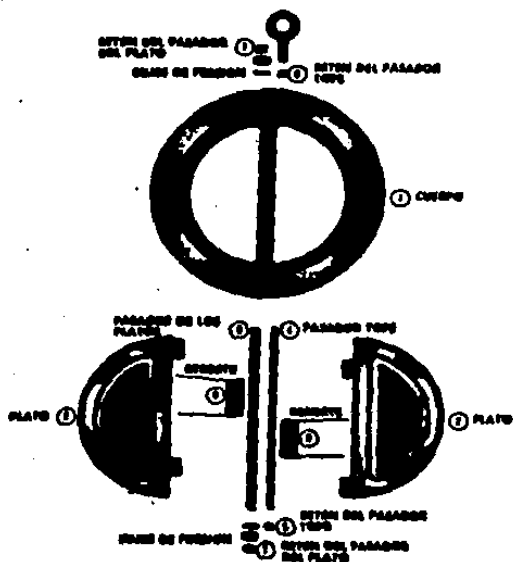


Fig. 36 Partes de la duo-check con
vista lado corriente arriba.

- 3.- Si la válvula lleva arandelas o bujes de presión, hay que instalarlos en la misma posición.
- 4.- Alinear estas partes, temporalmente, con el pasador (5).
- 5.- Retirar el pasador (5) lo suficiente para permitir la instalación -

del resorte o resortes (6).

- 6.- Enrollar el resorte por sus extremos (media vuelta), para obtener - la torsión inicial. Instalar el resorte con los brazos contra los platos. Los brazos del resorte deberán quedar perpendiculares y por debajo del pasador (5). No desenrollar el resorte ya que esto cambiaría la torsión especificada.
- 7.- Deslizar el pasador de los platos (5) a través del resorte, sosteniendo éste en posición tal que permita el paso del mismo sin problema.
- 8.- Instalar el pasador tope (4).
- 9.- Instalar los retenes del pasador (7) y (8). Estos retenes se arman en fábrica y se envuelven con cinta de teflón para facilitar su desarmado en el campo, y para asegurar un sello positivo en la rosca. Una cinta similar, o un compuesto para roscas, se debe de usar en la operación de armado para sellar y como protección contra raspaduras.

Estas son algunas recomendaciones e instrucciones generales, de como armar y desarmar la duo-check en caso de necesidad en el campo. Sin embargo es preferible acudir y solicitar la inspección de técnicos especializados, de parte del proveedor o fabricante correspondiente, en caso de que se presente alguna dificultad.

3.5 Diseño de los platos.

Las dos placas se encuentran suspendidas de un perno vertical - que permite reducir el peso de ellas y también elimina el desgaste excesivo en las orejas de las mismas. Muchas válvulas de retención tienen placas más pesadas que están apoyadas simplemente sobre un perno horizontal (válvula de tipo columpio), lo cual acelera el desgaste del mismo y de la oreja de la placa. Este desgaste puede provocar la caída del disco en relación a la superficie del asiento quedando abierta, con la subsecuente falla de la válvula (Ver Fig. 37).

Una importante característica de la duo-check es que no depende de la presión ni del flujo para cerrar los platos en relación a la superficie selladora, para que se efectúe el sellado. Los diseños convencionales de un solo plato (válvula de tipo columpio) no obstante que cuentan con guías de centrado, todos requieren de una contra-presión o un flujo contrario para centrar el plato con respecto al asiento y así poder efectuar un ajuste sin fugas. Esta característica se torna extremadamente arriesgada - en los casos de flujo reducido y el manejo de gases a baja presión.

Actualmente se puede conseguir en el mercado válvulas duo-check (de 24" en adelante) que tienen un diseño de bisagras, las cuales reducen la fuerza de fricción durante la operación de la válvula en un 66% e incrementan significativamente la respuesta de la misma (Ver Fig. 38 y - 39 y apéndice A3.3).

En algunos diseños, se tiene que el peso de una bisagra y un pla

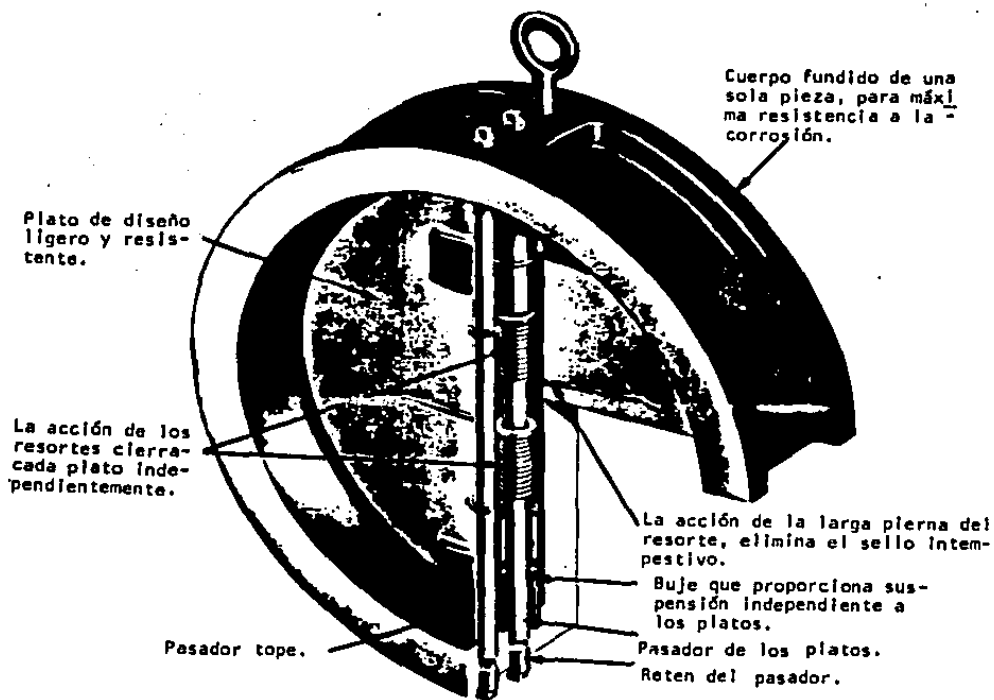


Fig. 37 Corte de la duo-check.

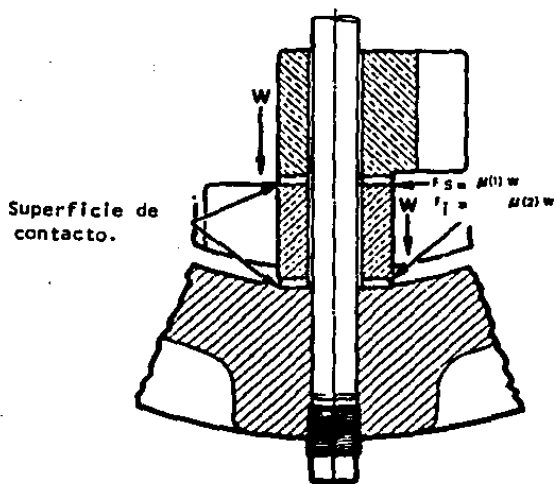
to, descansan sobre la otra bisagra cuando la válvula se opera en posición horizontal. Esto causa tres veces más resistencia a la fricción durante el cierre, por lo que el plato superior cierra primero (Ver Fig. 38).

Ahora, la duo-check puede emplear como soportes unos bujes, a través de los cuales pasa el pasador de los platos. Así, durante la operación de la válvula, la bisagra superior no descansa sobre la bisagra inferior, sino que es soportado independientemente por el buje inferior, de este modo los platos pueden cerrar al mismo tiempo (Ver Fig. 39 y apéndice A3).

3.6 Diseño del resorte.

La acción selladora de la duo-check se efectúa por medio de resortes de torsión (de acero inoxidable o resistente al calor) que cierran las dos placas a medida que disminuye el flujo (Ver apéndice A2.1 - API 594-3.3). Esta rápida y efectiva acción de cerrar por medio de resortes, es posible al poco peso de los platos ya que al dividir en dos la apertura, el espesor de los platos se reduce al grado de requerir solamente la octava parte del peso de una placa convencional (del tipo columpio), para soportar una presión equivalente.

Los resortes están especialmente diseñados para cada válvula, y el bajo esfuerzo a que se someten les da gran resistencia a la fatiga. La rápida acción de los resortes cierran la válvula antes que la reversión -



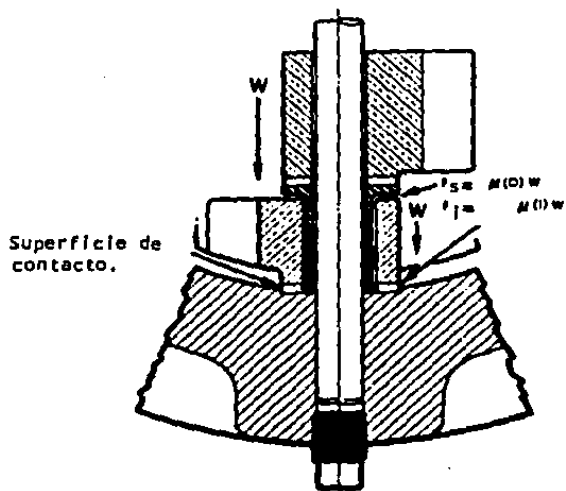
donde:

F_s = Fuerza superior
 F_l = Fuerza inferior
 F_f = Fuerza de fricción total
 W = Peso del plato
 μ = Coeficiente de fricción

y

$$\begin{aligned}
 F_f &= F_s + F_l \\
 &= (1) W\mu + (2) W\mu \\
 &= (3) W\mu
 \end{aligned}$$

Fig. 38 Diseño convencional del soporte de los platos.



donde:

$$\begin{aligned}
 F_f &= F_s + F_i \\
 &= (0)W\mu + (1)W\mu \\
 &= (1)W\mu
 \end{aligned}$$

Fig. 39 Diseño optimizado del soporte de los platos.

del flujo pueda ocurrir, disminuyendo así el perjudicial golpe de ariete (Ver apéndice A1.1).

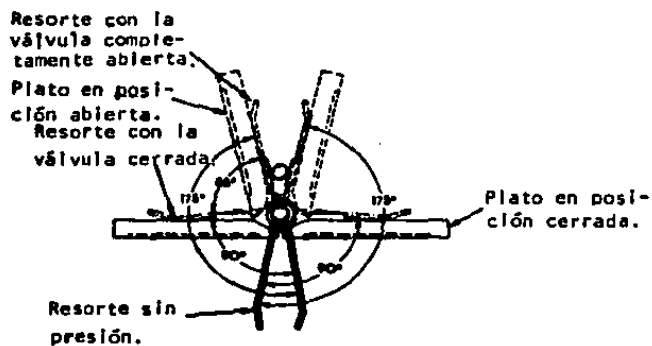
La duo-check (de 6" en adelante) puede obtenerse actualmente con un diseño del resorte capaz de mejorar la respuesta de la válvula. Cada plato tiene su propio resorte o resortes, los cuales proveen una acción de cerrado independiente (Ver Fig. 37 y apéndice A3.3).

Este diseño supera los problemas de otros diseños de duo-check, donde ambos platos son cerrados por " piernas " opuestas de un mismo resorte, en donde la acción de fuerzas desiguales en cada plato causa que los platos cierren desigualmente (Ver Fig. 40). Este diseño del resorte, provee de un aumento del 25% de mejora en la vida o respuesta de la válvula, con respecto a otros diseños (Ver Fig. 41).

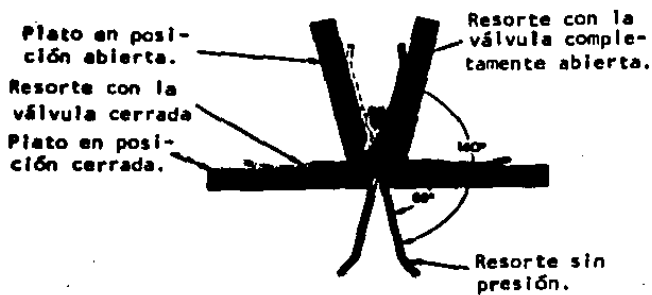
La acción combinada del diseño de los platos y del resorte, producen una respuesta en la válvula sin precedente y hacen de la duo-check una válvula de gran eficiencia.

3.7 Diseño del asiento.

El diseño de asiento plano, elimina cualquier posibilidad de que los platos se encajen en el asiento, lo cual ocurre con frecuencia en otras válvulas de retención por su asiento tipo cuña. El asiento de la duo-check puede ser fabricado con sellos de materiales resilientes, que proporcionan un sello sin fugas, y con sellos de metal, con un goteo mínimo.



Diseño convencional



Diseño optimizado

Fig. 40 Diseño de los resortes.

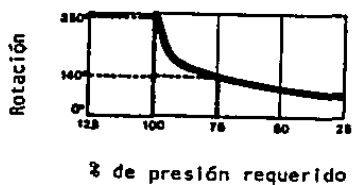


Fig. 41 Curva de mejora en un 25% de la vida útil en la duo-check, con el diseño de resorte optimizado.

A continuación se muestran los tipos de sellos (resistentes y - metálicos) que se pueden encontrar en el mercado:

1.- Sellos resistentes (Ver Fig. 42): completamente integrados y vulcanizados en la superficie de sellado.

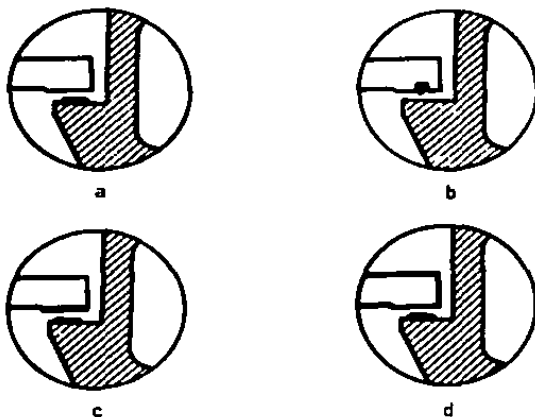


Fig. 42 Sellos resistentes.

- a) Sello integrado al asiento del cuerpo, diseñado para servicio de baja presión en las medidas de 2", 2 1/2" y 3" desde ANSI 125 hasta ANSI 600. Y de 4" en adelante desde ANSI 125 hasta ANSI 300 (Los platos y el cuerpo pueden ser del mismo material, excepto en hierro fundido).
- b) Sello integrado al asiento del plato, diseñado para servicio de alta presión en las medidas de 2", 2 1/2" y 3" desde ANSI 900 hasta ANSI 2 500. Y de 4" en adelante desde ANSI 400 hasta ANSI 2 500 (Los platos y el cuerpo pueden ser del mismo material, excepto en hierro fundido).
- c) Sello integrado al cuerpo, con platos de bronce aluminio en las medidas de 2" a 24". Y de 30" en adelante con platos de hierro dúctil y asiento de bronce.
- d) Sello integrado al cuerpo, con platos de hierro ductil cubiertos con níquel por electrodeposición.
- 2.- Sello metal a metal (Ver Fig. 43): las superficies de sello, así como su rango de goteo, se encuentran especificadas en los estándares API 594 o MSS-5P61.

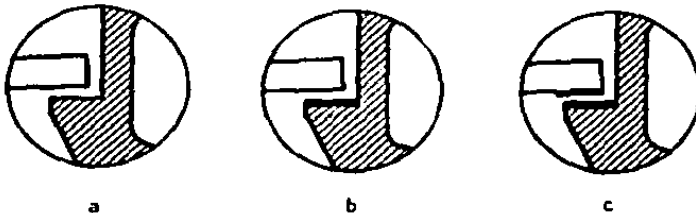


Fig. 43 Sellos metal a metal.

- a) El cuerpo y los platos del mismo material, por ejemplo, acero al carbón, acero inoxidable, bronce, etc.
- b) En la mayoría de las series ANSI 150 y ANSI 300, la capa superficial es soldada al asiento del cuerpo únicamente (completa penetración del metal a soldar: de 1/16" a 3/32" de espesor en la superficie de sellado). Los platos son del mismo material que la capa superficial.
- c) En la mayoría de las series ANSI 400 en adelante, la capa superficial es soldada en el cuerpo y en el asiento del plato. (completa penetración del metal a soldar: de 1/16" a 3/32" de espesor en la superficie de sellado).

3.8 Pruebas hidrostáticas.

Las características de las pruebas hidrostáticas, como lo son : las pruebas de presión del cuerpo, las pruebas de sello, así como el flujo de prueba a utilizar, se encuentran normadas en los estándares API 598 y API 594 sección 5 (Ver apéndice A2.1 y A2.2).

3.9 Análisis dimensional en válvulas de retención.

En este inciso se aplicará el teorema de Buckingham (Ver apéndice A1.3), para determinar, por medio del análisis dimensional, la forma de la ecuación de la velocidad en el interior de una válvula de tipo columpio y en la válvula duo-check.

3.9.1 Válvula de columpio.

La velocidad " v ", a través de una válvula de retención tipo - columpio, depende principalmente del peso efectivo del disco " W_{eff} ", de la densidad del fluido " ρ " que maneje, del diámetro " D " , - del ángulo total de impacto " θ " y del tiempo " t " de apertura del disco (Ver Fig. 44).

Luego entonces la función " F ", se define como :

$$F (v, W_{\text{eff}}, \rho, D, \theta, t) = 0$$

donde $m = 6$ y $n = 3$, por lo tanto $m - n = 6 - 3 = 3$. Y las dimensiones fundamentales de cada una de las variables lo indica la Tabla 8, donde los números representan los exponentes de dichas unidades.

Habrán entonces tres parámetros adimensionales; esto es, existe la relación :

$$f (\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) = 0$$

Dimensiones fundamentales	Magnitudes variables					
	ρ	D	t	θ	W_{eff}	v
M	1	0	0	0	1	0
L	-3	1	0	0	0	1
T	0	0	1	0	0	-1

Tabla 8. Dimensiones fundamentales para las variables del análisis dimensional en una válvula de tipo columpio.

Si se eligen como variables repetitivas ρ , D y t, el parámetro adimensional Π_1 , es de la forma :

$$\begin{aligned}
 \Pi_1 &= \theta \rho^\alpha D^\beta t^\gamma \\
 &= (1) (ML^{-3})^\alpha (L)^\beta (T)^\gamma \\
 &= (M^\alpha) (L^{-3\alpha + \beta}) (T^\gamma)
 \end{aligned}$$

donde :

$$\begin{aligned}
 \alpha &= 0 \\
 -3\alpha + \beta &= 0 \\
 \gamma &= 0
 \end{aligned}$$

cuya solución de este sistema de ecuaciones es :

$$\alpha = 0 \qquad \beta = 0 \qquad \gamma = 0$$

por lo tanto : $\Pi_1 = 0$

El parámetro adimensional Π_2 es de la forma :

$$\begin{aligned} \Pi_2 &= w_{eff} \rho^\alpha D^\beta t^\gamma \\ &= (M) (ML^{-3})^\alpha (L)^\beta (T)^\gamma \\ &= (M^{1+\alpha}) (L^{-3\alpha+\beta}) (T^\gamma) \end{aligned}$$

$$\text{donde : } 1 + \alpha = 0$$

$$-3\alpha + \beta = 0$$

$$\gamma = 0$$

cuya solución de este sistema de ecuaciones es :

$$\alpha = -1 \qquad \beta = -3 \qquad \gamma = 0$$

por lo tanto : $\Pi_2 = \frac{w_{eff}}{\rho D^3}$

Y el parámetro adimensional Π_3 es de la forma :

$$\begin{aligned}
 \Pi_3 &= v \rho^\alpha D^\beta t^\gamma \\
 &= (L T^{-1}) (M L^{-3})^\alpha (L)^\beta (T)^\gamma \\
 &= (M^\alpha) (L^{1-3\alpha+\beta}) (T^{-1+\gamma})
 \end{aligned}$$

donde :

$$\alpha = 0$$

$$1 - 3\alpha + \beta = 0$$

$$-1 + \gamma = 0$$

cuya solución de este sistema de ecuaciones es :

$$\alpha = 0$$

$$\beta = -1$$

$$\gamma = 1$$

por lo tanto :

$$\Pi_3 = \frac{v t}{D}$$

Entonces la función "f", se integra de la siguiente manera :

$$f\left(\theta, \frac{W_{eff}}{\rho D^3}, \frac{v t}{D}\right) = 0$$

o bien :

$$\frac{v t}{D} = f\left(\theta, \frac{W_{eff}}{\rho D^3}\right)$$

despejando v :

$$v = \frac{D}{t} f \left(\theta, \frac{W_{eff}}{\rho D^3} \right) \quad (3)$$

Cabe mencionar que la viscosidad no contribuye en la fuerza requerida de operación del disco, según se demuestra en el apéndice A1.5 -- (Ver Fig. A1.18), por lo que no se considera en el análisis dimensional de la velocidad.

3.9.2 Válvula duo-check.

La velocidad " v ", a través de una válvula duo-check, depende principalmente del momento de torsión " M_t " del resorte, de la densidad del fluido " ρ " que maneje, del diámetro " D ", del ángulo de impacto --- " θ " y del tiempo " t " de apertura de los platos (Ver Fig. 49).

Luego entonces la función " F ", se define como :

$$F (v, M_t, \rho, D, \theta, t) = 0$$

donde $m = 6$ y $n = 3$, por lo tanto $m - n = 6 - 3 = 3$. Y las dimensiones fundamentales de cada una de las variables lo indica la Tabla 9, donde los números representan los exponentes de dichas unidades.

Si se eligen como variables repetitivas ρ, D y t , el parámetro adimensional Π_1 es de la forma :

Dimensiones fundamentales	Magnitudes variables					
	ρ	D	t	θ	M_c	v
M	1	0	0	0	1	0
L	3	1	0	0	2	1
T	0	0	1	0	-2	-1

Tabla 9. Dimensiones fundamentales para las variables del análisis dimensional en una válvula duo-check.

$$\begin{aligned}
 \Pi_1 &= \rho^\alpha D^\beta t^\gamma \\
 &= (1) (ML^{-3})^\alpha (L)^\beta (T)^\gamma \\
 &= (M^\alpha) (L^{-3\alpha + \beta}) (T^\gamma)
 \end{aligned}$$

donde :

$$\alpha = 0$$

$$-3\alpha + \beta = 0$$

$$\gamma = 0$$

cuya solución de este sistema de ecuaciones es :

$$\alpha = 0 \qquad \beta = 0 \qquad \gamma = 0$$

por lo tanto : $\Pi_1 = 0$

El parámetro adimensional Π_2 es de la forma :

$$\begin{aligned} \Pi_2 &= M_t \rho^\alpha D^\beta t^\gamma \\ &= (M L^2 T^{-2}) (M L^{-3})^\alpha (L)^\beta (T)^\gamma \\ &= (M^{1+\alpha}) (L^{2-3\alpha+\beta}) (T^{-2+\gamma}) \end{aligned}$$

donde : $1 + \alpha = 0$

$$2 - 3\alpha + \beta = 0$$

$$-2 + \gamma = 0$$

cuya solución de este sistema de ecuaciones es :

$$\alpha = -1 \qquad \beta = -5 \qquad \gamma = 2$$

por lo tanto : $\Pi_2 = \frac{M_t t^2}{\rho D^5}$

Y el parámetro adimensional Π_3 es de la forma :

$$\begin{aligned}\Pi_3 &= v \rho^\alpha D^\beta t^\gamma \\ &= (L T^{-1}) (M L^{-3})^\alpha (L)^\beta (T)^\gamma \\ &= (M^\alpha) (L^{1-3\alpha+\beta}) (T^{-1+\gamma})\end{aligned}$$

donde : $\alpha = 0$

$$1 - 3\alpha + \beta = 0$$

$$-1 + \gamma = 0$$

cuya solución de este sistema de ecuaciones es :

$$\alpha = 0 \quad \beta = -1 \quad \gamma = 1$$

por lo tanto : $\Pi_3 = \frac{v t}{D}$

Entonces la función " f ", se integra de la siguiente manera :

$$f \left(\theta, \frac{M_t t^2}{\rho D^5}, \frac{v t}{D} \right) = 0$$

o bien :

$$\frac{v \cdot t}{D} = f' \left(\theta, \frac{M_t \cdot t^2}{\rho \cdot D^5} \right)$$

despejando v :

$$v = \frac{D}{t} f' \left(\theta, \frac{M_t \cdot t^2}{\rho \cdot D^5} \right) \quad (4)$$

3.10 Velocidad mínima de operación en válvulas de retención.

En este inciso se determinará la fórmula de velocidad mínima de operación, para una válvula de tipo columpio y una válvula duo-check, por medio de un análisis físico.

3.10.1 Válvula de columpio.

La falla frecuente de las válvulas de columpio, teniendo el flujo en dirección normal, dió por resultado la urgente necesidad de investigar a fondo la causa del problema. Las vibraciones del disco provocan repetidos impactos contra el tope del disco, causando la fractura de la conexión roscada entre el disco y el brazo. Al investigar y revisar la literatura disponible de los fabricantes de válvulas, sorprendentemente se encontró que no había información acerca de la velocidad mínima necesaria del flujo-

para mantener firmemente el disco en posición abierta. Por lo tanto se ha desarrollado una fórmula para determinar esta velocidad mínima del flujo, la que muestra excelente correlación con los resultados reales de prueba. Aplicando apropiadamente esta fórmula, se obtiene una gran ayuda para identificar problemas potenciales en válvulas de columpio; y al mismo tiempo, mejorar la disponibilidad de plantas al llevar a cabo una acción correctiva a tiempo.

Muchas de las válvulas de retención instaladas en plantas nucleares en los Estados Unidos, son del tipo de columpio, como se muestra en la Fig. 22. El disco se soporta con un brazo que puede girar libremente pivotando en un perno. En operación normal de flujo, las fuerzas del impacto del fluido sobre la superficie del disco sobrepasan el peso del disco y lo mantienen en posición abierta. Cuando en la tubería empieza a aparecer un flujo inverso, el disco se desplaza hacia la posición cerrada, tratando de interrumpir este flujo inverso.

Uno de los problemas con la utilización de estas válvulas es la rapidez de cierre del disco, lo que puede producir fuertes impactos contra el asiento causando esfuerzos muy altos y torsiones excesivas por las ondas de impulso. Estos impactos pueden dañar el disco y el asiento, volviendo inoperable a la válvula. Este problema en particular se ha estudiado extensamente, tanto teórica como experimentalmente, dando como resultado contar con recomendaciones que minimizan los efectos de impacto y de las ondas de impulso.

Un problema muy serio con válvulas de columpio en la dirección normal del fluido no ha sido notado, probablemente debido a la falta de ruido o impacto dramático. Para abrir totalmente y poner firmemente en posición el disco, es necesario tener una velocidad mínima de flujo. Si no se da esta velocidad mínima, el disco de la válvula puede responder a las fluctuaciones de la corriente del flujo. Esto puede originar un desgaste prematuro y daño en el arreglo del soporte del disco.

Las vibraciones inducidas por el flujo y la acción repetida del golpe de ariete pueden causar una falla por fatiga del soporte mecánico y separación del disco del brazo del columpio. Esto, obviamente, puede tener serias consecuencias dado que la válvula queda totalmente incapacitada para llevar a cabo su función. Este tipo de falla se ha observado en varias instalaciones donde las velocidades de flujo fueron insuficientes para asegurar que el disco quede en posición totalmente abierta.

Aún cuando hay muchos fabricantes de válvulas de retención tipo columpio, sólo algunos han dado lineamientos a seguir en cuanto a tamaño y selección. Hay gran variación en la geometría de las válvulas, pesos y ángulos del disco totalmente abierta, en los diseños ofrecidos por diferentes fabricantes. Sin embargo, la mayoría de los fabricantes no han hecho pruebas o análisis para dar información concerniente a la velocidad mínima. Algunos fabricantes han recomendado simplemente las mismas velocidades mínimas proporcionadas por otros, que sí han hecho pruebas, aún cuando las configuraciones de sus válvulas sean completamente diferentes. Esto ha resultado en una gran falla en la aplicación de muchas válvulas.

El problema se vuelve evidente sólo cuando ocurre algún incidente serio en la planta de fuerza, en donde las válvulas se ponen en -- operación encontrándose inoperables debido a los discos dañados.

Este inciso presenta el desarrollo teórico de una fórmula para requerimientos de velocidad mínima para abrir el disco de la válvula a la posición de abierto total. También, se incluye la comparación con datos de pruebas y algunas guías de aplicación. Finalmente, un caso histórico -- real de fallas en válvulas de retención en la planta de generación nuclear en San Onofre, en los Estados Unidos.

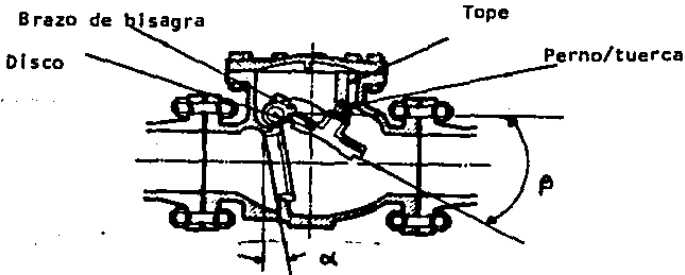
3.10.1.1 Análisis físico.

La posición del disco se puede determinar considerando los momentos que ejercen la fuerza de impacto del fluido y las fuerzas gravitacionales que actúan en el disco y alrededor del perno pivote. La Fig. 44 muestra la posición de equilibrio (ángulo θ) de un disco en una corriente de flujo con velocidad uniforme aguas arriba (con respecto al disco). El rango de flujo másico del fluido impactando el disco se expresa por :

$$\dot{m} = \rho v A \sin \theta \quad (5)$$

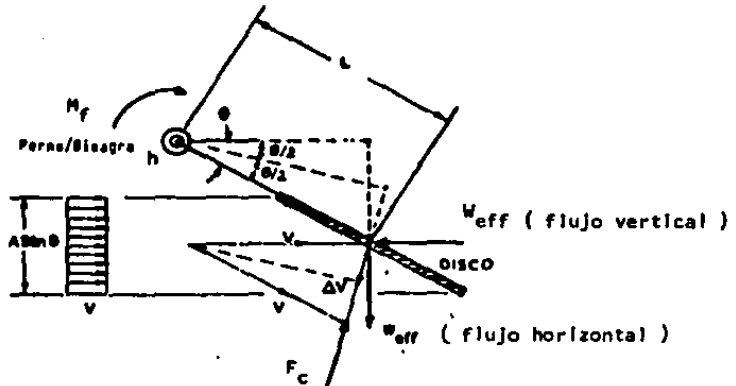
donde :

- ρ = densidad de masa del fluido,
- v = velocidad de entrada en la válvula.
- A = área del disco.
- θ = ángulo de impacto del flujo, con respecto al plano del disco.



- donde :
- α = ángulo de inclinación del plano del asiento con respecto a la vertical.
 - β = ángulo del disco con respecto a la horizontal,
 - $\theta = \alpha + \beta =$ ángulo total de impacto.

a) Configuración de una válvula de columpio.



- donde :
- F_c = fuerza requerida de operación.
 - L = distancia entre el perno pivote y el centro de gravedad del disco.
 - Δv = cambio de velocidad del fluido,
 - W_{eff} = peso efectivo del disco.
 - M_f = momento de fricción en el perno pivote.

b) Posición de equilibrio del disco a un ángulo θ .

Fig. 44 Análisis de operación de una válvula de columpio.

La velocidad del fluido, antes del impacto contra el disco - tiene una componente normal a la superficie del disco. Después del impacto, la corriente tiene una deflexión y se aleja del disco paralelamente a la - superficie del mismo. El cambio de la componente de velocidad, " Δv ", se obtiene del triángulo de velocidad (Ver Fig. 44):

$$\Delta v = 2 v \text{ sen } (\theta/2) \quad (6)$$

La fuerza dinámica del fluido, " F ", actuando sobre el disco en una corriente libre de flujo del fluido, se puede calcular a partir - de las ecuaciones (5) y (6) :

$$F = \dot{m} \Delta v \quad (7)$$

$$F = [\rho v A \text{ sen } \theta] [2 v \text{ sen } (\theta/2)] \quad (8)$$

En realidad el flujo del fluido a través del área cuerpo / disco está confinado; por esto la fuerza ejercida sobre el disco será mayor que la calculada por la ecuación (8) para un campo de velocidad de - flujo libre. La distribución de velocidades a través del cuerpo de la válvula y el área del disco en una válvula de retención tipo columpio es compleja; depende de la configuración del cuerpo, el diámetro de paso del -- asiento, de la forma y el diámetro del disco (D) y del claro entre el -- disco y el cuerpo. Para una configuración de una válvula dada, esto resultará en modificar la fuerza sobre el disco como sigue :

$$F_c = k \rho v A \text{ sen } \theta 2 v \text{ sen } (\theta/2) \quad (9)$$

donde " k " es la constante para la configuración, la cual debe ser mayor que la unidad y se puede calcular empíricamente por pruebas de flujo. Esta constante " k " puede ser válida para válvulas de otras medidas siempre y cuando se mantenga la similitud geométrica.

Calculando la sumatoria de momentos alrededor de la bisagra -- " h ", tenemos que (Ver Fig. 44.b) :

$$\sum M_h = 0$$

$$M_f + [W_{eff}] [L \cos \theta] - [F_c] [L \cos (\theta/2)] = 0 \quad (10)$$

sustituyendo la ecuación (9) en la (10) :

$$M_f + W_{eff} L \cos \theta - k \rho v A \sin \theta \cdot 2 v \sin (\theta/2) L \cos (\theta/2) = 0$$

suponiendo que $M_f = 0$, entonces :

$$W_{eff} \cos \theta = k \rho A v^2 \sin \theta \cdot 2 \sin (\theta/2) \cos (\theta/2)$$

$$W_{eff} \cos \theta = k \rho A v^2 \sin^2 \theta \quad (11)$$

El peso efectivo del disco está dado por :

$$W_{eff} = W_d + 0.5 W_a \quad (12)$$

donde : W_d = peso del disco.

W_a = peso del brazo.

La velocidad que se requiere para soportar el peso del disco a un ángulo " θ ", se puede encontrar con la fórmula (11) :

$$v = \sqrt{\frac{C W_{eff} \cos \theta}{k \rho A \sin^2 \theta}} = \sqrt{\frac{4 C W_{eff} \cos \theta}{k \rho \pi D^2 \sin^2 \theta}} \quad (13)$$

donde " C " es el factor de flotación que representa el peso del disco en el fluido, dividido por su peso en el aire.

La ecuación (5) dicta la posición angular de equilibrio del disco, con base en la velocidad del flujo, la mínima velocidad que se requiere para tener el disco completamente abierto está gobernada por el cambio total en el ángulo de la corriente de flujo impactando sobre el disco. Como se muestra en la Fig. 44.a , este cambio de ángulo " θ ", es igual a la suma de dos ángulos , que son : el ángulo " α ", que es la inclinación del plano del asiento con respecto a la vertical, y el ángulo " β ", que es el ángulo que hace el plano del disco con respecto a la horizontal (eje del flujo de la tubería) cuando el disco al estar totalmente abierto toca el tope .

La Tabla 10 muestra una comparación de los valores teóricos calculados de la velocidad mínima contra los datos disponibles de prueba. Esta comparación abarca siete válvulas hechas por cinco fabricantes diferentes, cubriendo un rango de medidas de 2" a 16" y un rango de presiones de clase ANSI 150 a 900. El valor de la constante empírica usada en esta comparación fue de 2.074, y se usó en el cálculo de " V_{th} " de la ecuación - (13).

La diferencia entre los resultados teóricos y experimentales está entre $\pm 15\%$. Esta correlación es excelente considerando el hecho de que la configuración de la válvulas hechas por estos cinco fabricantes no llenan los requisitos de la exacta similitud geométrica. Si los requisitos de similitud geométrica fueran más cercanos, se podría esperar que las predicciones estuvieran dentro del 10% de error. En la Tabla 10 los datos para la válvula No. 7 son producto de una verificación experimental independiente para la fórmula de velocidad. Estos resultados muestran claramente que los requisitos de velocidad mínima para mantener totalmente abierto el disco, se pueden predecir con razonable exactitud utilizando el modelo teórico aquí desarrollado, en combinación con algunos datos experimentales. - Esto puede ser muy valioso para desarrollar información para líneas de productos que tengan diferentes rangos de medidas y presiones.

3.10.1.2 Limitaciones de las fórmulas.

Algunos fabricantes dan sus recomendaciones de velocidad mínima para mantener el disco totalmente abierto, la fórmula básica de sus fórm

Tabla 10. Comparación de la predicción por análisis y resultados de prueba de velocidad mínima para abrir completamente el disco.

FABRICA	TAMANO DE VLV. Y CLASE	DIAMETRO DEL DISCO	W _{eff} PESO EFECTIVO DEL DISCO	ANGULO TOTAL DE IMPACTO SOBRE EL DISCO	VLV A LA ENTRADA DE LA VLV. COMPLETAMENTE ABIERTA	V _{req} PARA CONDICION COMPLETAMENTE ABIERTA		V _{th} V _{req}	DIFERENCIA EN PORCENTAJE.	
						pies/seg.	pies/seg.			
		Pulg.	Lbs.	g°	pies/seg	ENTRADA DE LA VALVULA	PUERTO DE LA VALVULA			
1.	A	10"-600#	11.25	62.8	35°	7.1	7.6	N.A.	0.934	-6.6
2.	B	12"-300#	15.0	48.0	11°	17.2	17.7	17.7	0.949	-3.0
3.	C	6"-150#	6.8	10.7	25°	7.3	7.8	8.7	0.924	-7.6
4.	C	12"-150#	11.7	59.5	25°	9.8	8.3	9.9	1.145	+16.5
5.	C	16"-150#	14.6	80.8	25°	8.8	9.1	13.0	0.978	-3.3
6.	D	10"-900#	9.25	60.0	35°	8.5	9.9	13.9	0.859	-14.1
7.	E	2"-N.A.	2.0242	0.389	16°	6.9	6.75	N.A.	1.022	+3.2

Notas : (1) Los cálculos se basan usando agua a temperatura ambiental 65°F y $\rho = 62.4 \text{ lbm/ple}^3$.

(2) Al calcular V_{th} , el peso efectivo del disco es ajustado por $C = 0.9$.

(3) $k = 2.074$ usado para calcular V_{th} .

* Sólomente para comparación contra la velocidad de entrada de la válvula.

mulas, basadas en resultados de pruebas, es :

$$v_{\min} = C_1 \sqrt{\bar{V}} \quad (14)$$

donde C_1 = una constante y $\bar{V} = 1/p$, que es el volumen específico del fluido. Considerando que el ángulo "θ" para el disco completamente abierto es constante para todos los diseños de un fabricante, la ecuación (13) basada en un modelo teórico, se podría simplificar a :

$$v_{\min} = C_2 \sqrt{\frac{W_{\text{eff}} \cdot 1}{A \cdot p}} \quad (15)$$

o bien :

$$v_{\min} = C_2 \sqrt{\bar{V} \cdot \frac{W_{\text{eff}}}{A}} \quad (16)$$

donde

$$C_2 = \sqrt{\frac{C \cos \theta}{k \sin^2 \theta}} = \text{constante} \quad (17)$$

Comparando las ecuaciones (14) y (16) se puede ver que las fórmulas empíricas desarrolladas por los fabricantes implícitamente se basan en la suposición de que la relación " W_{eff} / A " es constante para todas las válvulas, no obstante sean de diferentes medidas y rangos de presión. Si se mantuviera una similitud exacta, la relación " W_{eff} / A " debería ser proporcional al factor de escalación geométrica "D". Sin embargo, en realidad, el peso del disco no está en relación directa con la medida de la válvula debido a otras consideraciones como el espesor mínimo --

práctico que se usa en la fabricación; consideraciones de simplificación de diseños e inventarios para permitir el uso del mismo espesor para diferentes medidas y presiones.

Para evaluar este efecto, se hizo una comparación de las relaciones " W_{eff} / A ", de los productos de una línea, en la cual el espesor de los discos planos se diseñó de acuerdo con la fórmula para bridas ciegas dadas en el código ASME, Sección III. El resultado de este estudio --- aplicado a medidas desde 1" hasta 36", clase ANSI 900, se muestra en la Fig. 45. La información se normalizó de acuerdo con los resultados de la válvula de 12", clase ANSI 900.

Es obvio que se obtenga una variación muy alta en las relaciones " W/A " para las líneas externas de la línea del producto. Sin embargo, para las medidas entre 3" y 30" la desviación de esta relación está entre $\pm 20\%$ de la relación " W/A " para el disco de 900 lb, de una válvula de 12". Esta variación será diferente para distintos fabricantes. Así también, algunos fabricantes usan el mismo disco para diferentes rangos de presión en la misma medida de válvula; en tanto que otros prefieren variar el espesor del disco según las diferentes clases de presión.

Esto resulta en una desviación muy grande para la relación --- " W/A ", y por tanto, el uso de la fórmula simplificada $v = C\sqrt{W}$, introduce un error más grande aún. Para eliminar la contribución al error debido a este efecto de la medida, se recomienda el uso de la ecuación (13), para determinar los requisitos de velocidad mínima, ya que toma en cuenta-

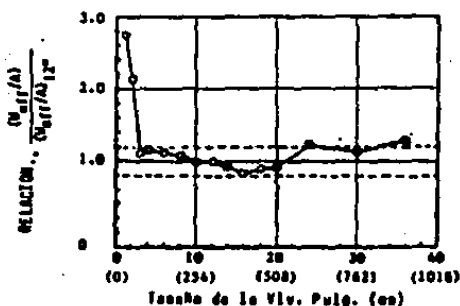


Fig. 45 Relación " W/A " contra el tamaño de válvula para una línea de válvulas clase ANSI 900.

en forma apropiada todos los parámetros básicos de una válvula de tipo columpio (Ver inciso 3.9.1).

3.10.1.3 Efecto del ángulo de impacto en la v_{\min} .

La velocidad mínima requerida para mantener abierto el disco y contra su tope, depende del ángulo $\theta = \alpha + \beta$, que es el cambio total de ángulo a que es sometida la corriente de flujo, debido al impacto. En sus diseños diferentes fabricantes usan distintos ángulos. El rango para este ángulo " θ " entre 10 y 35 grados, cubre la mayoría de los diseños de los diferentes fabricantes de válvulas de retención de columpio.

Para observar como afecta la variación de este ángulo a la velocidad mínima requerida para tener el disco completamente abierto, se usó la información de la válvula No. 2 de la Tabla 10, variando el ángulo " θ ",

sobre todo el rango. Los resultados de este estudio están graficados en la Fig. 46. Como se observa, conforme el ángulo θ del disco se reduce, los requisitos de velocidad mínima aumentan asintóticamente. Para una válvula -- que tenga $\theta = 10^\circ$, la velocidad mínima requerida para mantener abierto el disco es cerca de tres veces mayor que para $\theta = 30^\circ$.

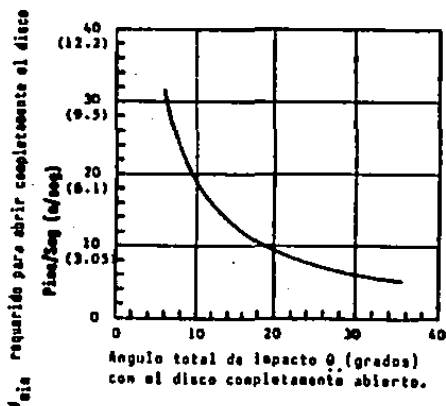


Fig. 46 El efecto del ángulo de Impacto del fluido para requerimientos de velocidad mínima.

Algunos diseños de válvulas usan a propósito un ángulo " θ " -- pequeño para reducir la resistencia al flujo debida al disco, incrementando así la capacidad de flujo. Debido al incremento asintótico de la velocidad del flujo, según " θ " sea disminuido, cambios pequeños en el ángulo -- " θ " resulta en grandes cambios del porcentaje en la velocidad requerida. Esto hace que el diseño de la válvula sea sumamente sensible a las tolerancias de fabricación y a los disturbios del flujo, los cuales con más seguridad causarían vibraciones e inestabilidad en el disco.

Cualquier obstrucción en el flujo aguas arriba causa disturbios en las características del flujo aguas abajo. Dos de las características -- del flujo causan disturbios : una es la intensidad de la turbulencia (Ver número de Reynolds en apéndice A1.4) y la otra es la distribución de la velocidad. La turbulencia se caracteriza por fluctuaciones incontrolables con respecto a la velocidad media. La obstrucción aguas arriba puede cambiar la intensidad de la turbulencia, la frecuencia de la fluctuación, la escala de turbulencia o la distribución de la velocidad. También pueden cambiar simultáneamente las características de flujo aguas arriba y aguas abajo.

3.10.1.4 Fluctuación en la fuerza sobre el disco por turbulencia.

La Fig. 47 ilustra el papel que juega la fluctuación por turbulencia de la fuerza en la vibración del disco. Si la fuerza para cerrar el disco es de la misma magnitud que la fuerza de fluctuación, el disco se moverá de la posición cerrada y la fuerza de excitación será igual a la fuerza de fluctuación por turbulencia menos la fuerza para cerrar el disco. Esto causará golpeteo y vibración en el disco.

Como se podrá observar en la parte superior de la Fig. 47, -- cuando la fuerza para cerrar tiene suficiente margen sobre la fuerza de -- fluctuación para turbulencia, el disco se mantiene fijo contra su tope y - las vibraciones quedarán eliminadas. Un disco suspendido o marginalmente - cerrado puede ser excitado para vibrar con gran amplitud por las fuerzas - de fluctuación.

En general, a mayor intensidad de turbulencia mayor amplitud -

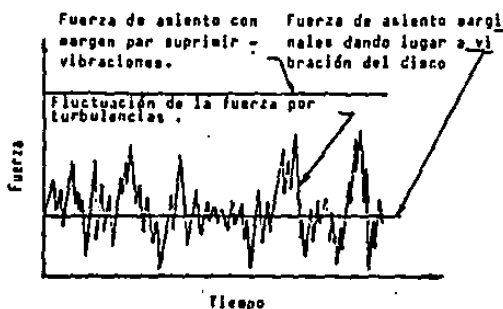


Fig. 47 Papel de la turbulencia al causar vibraciones del disco en válvulas de tipo columpio.

de vibración. La frecuencia de impactos entre el disco y el tope depende de la proximidad del disco al tope, de la fuerza neta para cerrar el disco y de la magnitud y frecuencia de la fuerza de fluctuación. La amplitud del movimiento depende de la diferencia entre la fuerza de fluctuación y la fuerza para cerrar el disco.

3.10.1.5 Efecto de la redistribución de la velocidad aguas arriba.

La Fig. 48 ilustra como la redistribución de la velocidad debido a perturbaciones aguas arriba (tales como codos, válvulas de mariposa, etc.) puede afectar a la fuerza del flujo para levantar el disco en válvulas de tipo columpio. La velocidad será orientada hacia la parte inferior si el codo situado aguas arriba está hacia arriba. O bien, la velocidad será orientada hacia la parte superior de la tubería si el codo colocado aguas arriba está hacia abajo. La distribución de velocidad será orientada hacia el centro cuando se tenga un orificio aguas arriba.

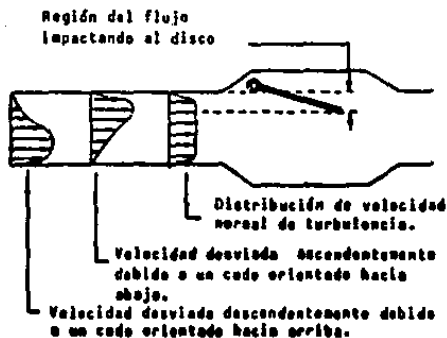


Fig. 48 Efecto de la distribución en la velocidad cuando hay turbulencia aguas arriba y en la fuerza de levantamiento del disco.

Para los casos de codos orientados hacia arriba, y orificios colocados aguas arriba, la fuerza de levantamiento desarrollada en el disco será menor que aquella producida con distribución de velocidad uniforme. Asimismo, la fuerza de levantamiento desarrollada en el disco será mayor en caso de tener un codo orientado hacia abajo colocado aguas arriba, que aquella producida con distribución de velocidad uniforme.

Para minimizar el efecto por perturbación del flujo, se necesita tener cierta longitud de tubería entre la causa de la perturbación del flujo y la válvula de retención para que se recobre el flujo de las perturbaciones. Los datos de pruebas obtenidos por los investigadores Barbin y Jones demuestran que se requiere una longitud de tubería equivalente a 10 para que la velocidad cerca de las paredes de la tubería alcance su valor total de desarrollo. Esta información coincide con la regla práctica, común

mente usada en la industria, de instalar una válvula de tipo columpio a -- una distancia aguas abajo, equivalente también a 10 diámetros.

3.10.1.6 Margen de la fuerza de asiento.

Ambos factores antes mencionados, que afectan la fuerza dinámi- ca del fluido sobre el disco, deben ser considerados cuando se seleccione- la medida de una válvula retención. Para asegurar que el disco permanecerá firmemente colocado contra el tope, la velocidad real a la entrada de la - válvula deberá ser mayor que los requisitos mínimos que se establecieron - previamente. El margen para la fuerza de asiento se puede determinar a par- tir de la relación del momento (con respecto al perno pivote) debido a - las fuerzas dinámicas sobre el disco, dividido entre el momento del peso -- efectivo del disco. La ecuación (11) se puede arreglar para obtener :

$$\text{Margen de la fuerza de asiento} = \left[\frac{k_p A v^2 \sin^2 \theta}{C W_{\text{eff}} \cos \theta} - 1 \right] * 100\% \quad (18)$$

Esta expresión da un margen para la fuerza de asiento igual a- cero por ciento si la velocidad " v " es exactamente igual a los requisit- tos mínimos. Tomando en cuenta que la magnitud exacta del margen necesario variará de una aplicación a otra, se recomienda un margen mínimo de 20%, a menos que se hagan pruebas que justifiquen usar un valor menor.

3.10.1.7 Alcance de la fórmula de v_{min} .

La fórmula de velocidad mínima de operación, para mantener el disco completamente abierto, desarrollado a lo largo de este inciso, ha sido deducida suponiendo la válvula de retención en posición horizontal (Ver Fig. 44); sin embargo también se puede aplicar en válvulas que se encuentran en posición vertical, con flujo ascendente. Esto se debe a que deduciendo la fórmula de velocidad mínima, de la misma manera en que se llegó a la ecuación (13), pero con la válvula en posición vertical, la velocidad en este caso es menor que la que se ha desarrollado, por lo que se debe calcular los requerimientos de velocidad mínima, conforme a la ecuación (13), por ser la fórmula que cubre ambos casos.

Para demostrar lo anterior, la sumatoria de momentos alrededor de la bisagra " h " (Ver Fig. 44), suponiendo la válvula en posición vertical es :

$$\sum M_h = 0$$

$$M_f + [W_{eff}] [L \text{ sen } \theta] - [F_c] [L \text{ cos } (\theta/2)] = 0 \quad (19)$$

sustituyendo la ecuación (9) en la (19) :

$$M_f + W_{eff} L \text{ sen } \theta - k \rho v^2 A \text{ sen } \theta \text{ sen } (\theta/2) L \text{ cos } (\theta/2) = 0 \quad (20)$$

suponiendo que $M_f = 0$, entonces :

$$W_{eff} \text{ sen } \theta = k \rho v^2 A \text{ sen } \theta \text{ sen } (\theta/2) \text{ cos } (\theta/2) \quad (21)$$

$$W_{eff} \operatorname{sen} \theta = k \rho A v^2 \operatorname{sen}^2 \theta \quad (22)$$

despejando " v " :

$$v = \sqrt{\frac{C W_{eff}}{k \rho A \operatorname{sen} \theta}} \quad (23)$$

comparando las ecuaciones (13) y (23), tenemos que :

$$\sqrt{\frac{C W_{eff} \cos \theta}{k \rho A \operatorname{sen}^2 \theta}} > \sqrt{\frac{C W_{eff}}{k \rho A \operatorname{sen} \theta}} \quad (24)$$

simplificando términos semejantes :

$$\cos \theta > \operatorname{sen} \theta \quad (25)$$

dado que : $\lim_{\theta \rightarrow 0} \cos \theta = 1$

y $\lim_{\theta \rightarrow 0} \operatorname{sen} \theta = 0$

entonces la desigualdad (25) se cumple y por consiguiente queda demostrada la utilización de la ecuación (13), expresada anteriormente.

3.10.1.8 Caso histórico.

En noviembre de 1985, en la unidad No. 1 de la planta de generación nuclear en San Onofre, ocurrió un golpe de ariete en la línea de agua de alimentación de un reactor horizontal. La investigación del problema demostró que este golpe de ariete fue causado por fallas en las válvulas de retención tipo clumpio. La conexión tornillo-tuerca del disco estaba fracturada debido a los repetidos impactos contra el tope de posición abierta, lo que ocasionó que el disco se separara del brazo antes de ocurrir este golpe de ariete (Ver apéndice A1.1).

Se encontró que la causa principal de esta falla había sido la baja velocidad de flujo de entrada, cuyo valor fue menor que el mínimo requerido para mantener firmemente abierto el disco y contra el tope de posición abierta. Aún cuando estas válvulas habían operado satisfactoriamente por varios años en condiciones de plena carga antes del suceso en cuestión, la fuerza del asiento era marginal.

Cuando la planta se operó en capacidad reducida, aproximadamente al 85%, la fuerza del asiento, que ya era marginal a plena carga, ahora fue insuficiente para mantener el disco firmemente contra el tope. Esto -- causó vibraciones del disco y repetidos impactos contra el perno del disco y el tope, dando por resultado la falla por fatiga de la conexión roscada entre el disco y el brazo en menos de 15 meses de operación.

Los daños relacionados directamente con esta falla fueron por arriba de 5 millones de dólares, sin contar los pagos por demandas debidas a la suspensión del servicio. La planta fue parada durante ocho meses, en-

los cuales se incluyó el tiempo para reposición de combustible. Sin embargo, se estima que algo más de dos meses del tiempo de paro son atribuibles al problema del golpe de ariete (Ver apéndice A1.1) causado por las fallas de estas válvulas de retención.

La acción correctiva consistió en reemplazar las válvulas dañadas por otras en las cuales los requisitos de velocidad mínima se cumplieran, y que existiera un margen para la fuerza del asiento aún bajo condiciones reducidas de operación. Las válvulas de reposición se probaron y se encontró que trabajaban satisfactoriamente bajo condiciones simuladas de la operación de la planta. También se revisaron todas las demás válvulas de retención tipo columpio críticas y se tomaron las acciones correctivas apropiadas para tener una operación satisfactoria.

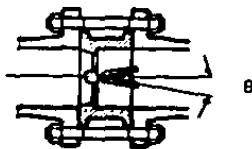
3.10.2 Válvula duo-check.

En este inciso, de manera semejante como en el anterior, se deducirá la fórmula de velocidad mínima necesaria en la línea, para mantener los platos de la duo-check completamente abiertos.

3.10.2.1 Análisis físico.

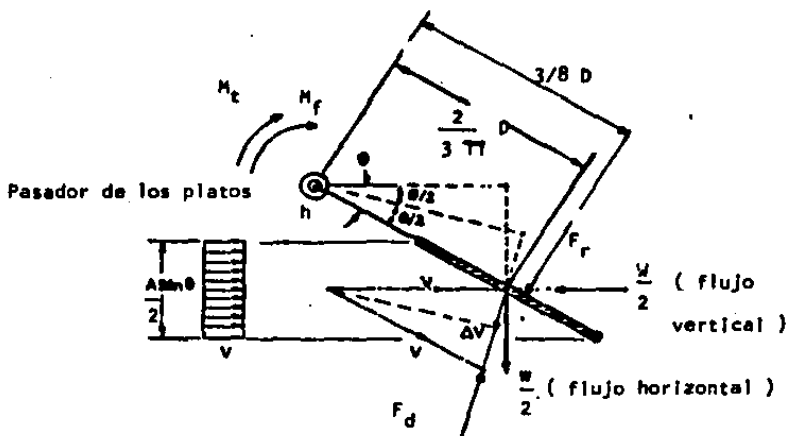
Calculando la sumatoria de momentos alrededor del pasador -- " h " (Ver Fig. 49), tenemos que :

$$\sum M_h = 0$$



donde : θ = ángulo total de impacto.

a) Vista superior de una válvula duo-check.



donde :

- F_d = fuerza requerida de operación.
- F_r = fuerza aplicada por el resorte.
- M_f = momento de fricción en el pasador.
- M_t = momento de torsión del resorte.
- h = pasador de los platos.
- $W/2$ = peso de un plato.
- D = diámetro nominal de los platos.
- $3/8 D$ = punto de apoyo del resorte.
- $2/3\pi D$ = centro de gravedad del plato.

b) Posición de equilibrio del plato a un ángulo θ .

Fig. 49 Análisis de operación de una válvula duo-check.

$$M_f + M_t - F_d \left[\frac{2 D}{3 \pi} \cos (\theta/2) \right] = 0 \quad (26)$$

despejando " F_d " y suponiendo que $M_f = 0$:

$$F_d = \frac{3 \pi M_t}{2 D \cos (\theta/2)} \quad (27)$$

de la ecuación (9) tenemos que la fuerza dinámica del fluido es :

$$F_d = k \rho v \frac{A}{2} \sin \theta \quad 2 v \sin (\theta/2) \quad (28)$$

sustituyendo la ecuación (28) en la (29) y simplificando :

$$\frac{3 \pi M_t}{D} = k \rho A v^2 \sin \theta \quad 2 \sin (\theta/2) \cos (\theta/2) \quad (29)$$

entonces, expresando " A " en términos de " D " :

$$12 \pi M_t = k \rho \pi D^3 v^2 \sin^2 \theta \quad (30)$$

despejando " v " :

$$v = \sqrt{\frac{12 M_t}{k \rho D^3 \sin^2 \theta}} \quad (31)$$

3.10.2.2 Alcance de la fórmula de v_{\min} .

La ecuación (31) es la fórmula de velocidad mínima necesaria para mantener los platos abiertos de la duo-check, cuando se instala en una línea con flujo horizontal.

Ahora bien, cuando se coloca la duo-check en una línea vertical con flujo ascendente, el peso de los platos se opone directamente al flujo del fluido. Dando un giro a la Fig. 49 de 90°, se tiene que la sumatoria de momentos alrededor del pasador " h " es :

$$\sum M_h = 0$$

$$M_f + M_t - F_d \left[\frac{2 D}{3 \pi} \cos (\theta/2) \right] + \frac{W}{2} \left[\frac{2 D}{3 \pi} \sin \theta \right] = 0 \quad (32)$$

despejando " F_d " y suponiendo que $M_f = 0$:

$$F_d = \frac{M_t + \frac{W D}{3 \pi} \sin \theta}{\frac{2 D}{3 \pi} \cos (\theta/2)} \quad (33)$$

sustituyendo la ecuación (28) en la (33) :

$$M_t + \frac{W D}{3 \pi} \sin \theta = k_f v^2 \frac{A}{2} \frac{2 D}{3 \pi} \sin \theta \frac{2 \sin (\theta/2) \cos (\theta/2)}{1} \quad (34)$$

entonces , expresando " A " en términos de " D " :

$$M_t + \frac{W D}{3 \pi} \operatorname{sen} \theta = k \rho v^2 \frac{\pi D^2}{4} \frac{D}{3 \pi} \operatorname{sen}^2 \theta \quad (35)$$

despejando " v " :

$$v = \sqrt{\frac{12 \left(M_t + \frac{W D}{3 \pi} \operatorname{sen} \theta \right)}{k \rho D^3 \operatorname{sen}^2 \theta}} \quad (36)$$

comparando las ecuaciones (31) y (36) , tenemos que :

$$\sqrt{\frac{12 \left(M_t + \frac{W D}{3 \pi} \operatorname{sen} \theta \right)}{k \rho D^3 \operatorname{sen}^2 \theta}} > \sqrt{\frac{12 M_t}{k \rho D^3 \operatorname{sen}^2 \theta}} \quad (37)$$

simplificando términos semejantes :

$$\frac{W D}{3 \pi} \operatorname{sen} \theta > 0 \quad (38)$$

obviamente la desigualdad (38) se cumple y por consiguiente la ecuación - (36) es la que, por diseño, se usará para calcular la velocidad mínima requerida en la duo-check.

3.10.2.3 Efectos por turbulencia y perturbaciones en la línea.

Los efectos de la fluctuación en la fuerza necesaria para mantener los platos de la duo-check completamente abiertos, también son necesarios tomarse en cuenta para una buena operación de la válvula, los cuales serán estudiados en el inciso 3.12 .

Asimismo, los efectos por la redistribución de la velocidad debido a perturbaciones aguas arriba de la válvula se analizarán en el inciso 3.13 .

3.10.2.4 Margen de la fuerza de asiento.

Al igual que en una válvula de tipo columpio, para asegurar que los platos permanecerán firmemente colocados contra el pasador tope (Ver -- Fig. 35), la velocidad real a la entrada de la válvula deberá ser mayor -- que los requisitos mínimos que establece la ecuación (36).

El margen de la fuerza de asiento será :

$$\left[\frac{k_f D^3 v^2 \sin^2 \theta}{12 \left(H_t + W \frac{D}{3 \pi} \sin \theta \right)} - 1 \right] * 100\% \quad (39)$$

Esta expresión, como en el caso de una válvula de tipo columpio, da un margen igual a cero por ciento si la velocidad " v " es exacta--

mente igual a los requisitos mínimos. Pero tomando en cuenta que el margen necesario variará de una aplicación a otra, se recomienda un margen también mínimo de un 20%.

3.10.3 Determinación de gráficas de v_{\min} para las válvulas de columpio y duo-check.

En este inciso se determinarán las gráficas de velocidad mínima para las válvulas de columpio y duo-check (de acero fundido), con la ayuda de las Tablas 11 y 12 donde se encuentran los valores de " W_{eff} " y " H_c ", respectivamente, para diferentes rangos de diámetro y clases ANSI.

Sustituyendo los valores de las Tablas 11 y 12 en las ecuaciones (13) y (36) tomando en cuenta los valores de " θ ", indicados en las Tablas; de " ρ ", " C " y " k " de la Tabla 10; multiplicando por el factor :

$$g_c = 32.174 \frac{\text{lbm pie}}{\text{lbf seg}^2}$$

para hacerlas dimensionalmente homogéneas; y como el peso de los platos representan la octava parte del peso de una placa convencional (Ver inciso - 3.6), entonces :

$$W = \frac{W_{\text{eff}}}{8} \quad (40)$$

se obtienen así las Tablas 13 y 14, que son los valores de velocidad mínima necesaria para las válvulas de columpio y duo-check, respectivamente, los -

Tabla 11. Valores de W_{eff} (lbm) para la válvula de columpio.

DIAMETRO NOMINAL	CLASES 150		300		600		900		1 500	
	Ø	33.5°	33.5°	35.0°	35.0°	39.5°	39.5°	45.0°	45.0°	
2		4.0	5.5	7.0	8.5*					20.0
2 1/2		5.0	8.0	10.0	12.0*					27.5
3		6.0	9.0	13.0	24.0					35.0
4		10.0	15.0	23.0	42.0					51.2
5		14.0	22.0	36.0	69.0*					105.0
6		17.0	27.0	51.0	89.0					147.0
8		28.0	46.0	89.0	178.0					225.0
10		40.0	82.0	105.0	197.0*					245.6*
12		65.0	120.0	170.0	273.0*					327.4*
14		96.0	136.0	216.0*	380.8*					467.8*
16		130.0	187.0	380.0	777.6*					987.5*
18		166.0	246.0	517.0*	1 075.3*					1 370.0*
20		205.0	305.0	644.0*	1 342.4*					1 711.1*
24		302.0	400.0	732.2*	1 416.6*					1 778.0*
30		410.0	505.0*	827.0*	1 490.0*					1 840.1*

* Valores interpolados. Fuente: Referencia bibliográfica (3)

Tabla 12. Valores de M_c (lb-pig) para la válvula
duo-check.

DIAMETRO NOMINAL	CLASES	150	300	600	900	1 500
	Ø	20.0°	20.0°	20.0°	20.0°	20.0°
2		0.383*	0.383*	0.383*	0.425*	0.510*
2 1/2		0.528	0.528	0.528	0.564*	0.637*
3		0.637	0.637	0.637	0.703*	0.764
4		1.140	1.140	1.390	1.390	1.390
5		1.730	1.730	2.150	2.570*	3.410*
6		3.600	3.600	6.300	6.300	6.300
8		5.800*	5.800*	11.800*	11.800*	11.800*
10		7.800	7.800	16.800*	16.800*	16.800*
12		10.200*	10.200*	25.100*	25.100*	25.100*
14		10.700	10.700	26.500	69.500	69.500*
16		25.000	25.000	41.800*	79.500*	85.100*
18		30.000*	30.000*	47.200*	80.400*	86.500*
20		35.000	35.000	52.500	81.200*	87.700*
24		49.500	49.500	86.500	86.500	96.000*
30		111.000	111.000	139.500	139.500*	139.500*

* Valores Interpolados. Fuente: Conjunto Manufacturero, S.A. de C.V.
+ Resorte de Inconel; los demás de A-316.

Tabla 13. Valores de v_{\min} (pies/seg) para válvula de columpio de acero manejando agua (65°F).

DIAMETRO NOMINAL	CLASES	150	300	600	900	1 500
2		10.6	12.4	13.4	12.9	17.0
2 1/2		9.5	12.0	12.8	12.3	16.0
3		8.7	10.6	12.1	14.4	15.0
4		8.4	10.3	12.1	14.3	13.6
5		7.9	9.9	12.1	14.7	15.6
6		7.3	9.2	12.0	13.9	15.4
8		7.0	9.0	11.9	14.8	14.3
10		6.7	9.6	10.4	12.4	11.9
12		7.1	9.7	11.0	12.2	11.5
14		7.4	8.8	10.6	12.3	11.8
16		7.6	9.1	12.3	15.4	15.0
18		7.6	9.2	12.8	16.1	15.7
20		7.6	9.3	12.8	16.2	15.8
24		7.7	8.8	11.4	13.9	13.4
30		7.2	7.9	9.7	11.4	10.9

Tabla 14. Valores de v_{\min} (pies/seg) para válvula duo-check de acero
manejando agua (65°F.)

DIAMETRO NOMINAL	CLASES 150	300	600	900	1 500
2	13.9	14.1	14.3	15.2	17.8
2 1/2	11.7	12.1	12.3	12.8	14.9
3	10.1	10.4	10.8	11.8	13.0
4	8.7	9.0	10.2	11.1	11.5
5	7.8	8.1	9.3	11.0	13.0
6	8.3	8.6	11.4	12.2	13.2
8	7.0	7.3	10.4	11.4	12.0
10	5.9	6.5	8.9	9.7	10.1
12	5.4	6.0	8.5	9.2	9.6
14	4.7	5.1	7.3	11.2	11.5
16	5.6	5.9	7.9	11.0	11.9
18	5.2	5.6	7.5	10.3	11.2
20	5.0	5.4	7.1	9.7	10.6
24	4.7	5.0	6.6	8.0	8.8
30	4.8	4.9	5.9	6.8	7.3

cuales se encuentran graficados en las Fig. 50 y 51, en donde se observa que algunos valores de la válvula de columpio son menores que los de la duo-check, aunque esto sólo se presenta en medidas pequeñas siendo más altos en clases y diámetros mayores.

Cabe mencionar que las Fig. 50 y 51 son gráficas de las velocidades mínimas requeridas en válvulas de columpio y duo-check, respectivamente, de acero fundido que manejen exclusivamente agua a temperatura ambiental (65°F). Gráficas similares pueden hacerse para diferentes materiales de construcción y otros fluidos; éstas se proporcionan sólo como referencia.

3.11 Desarrollo de las relaciones de afinidad para las características de modelado en válvulas de retención.

El elemento móvil en una válvula de retención, asume posiciones dependiendo del flujo, el cual hace el modelado más complejo que aquel de dispositivos fijos. De esta forma es necesario determinar la fuerza en la placa (Ver Inciso 3.10) para producir el equivalente en válvulas más grandes, que sería inconveniente construir y probar a escala normal. Los datos de prueba son obtenidos y las relaciones de afinidad desarrolladas para medir por escala la resistencia al flujo, a la torsión y a la posición.

El método directo para determinar la pérdida de la presión de una válvula, es una sencilla prueba de laboratorio. Esta aproximación tal

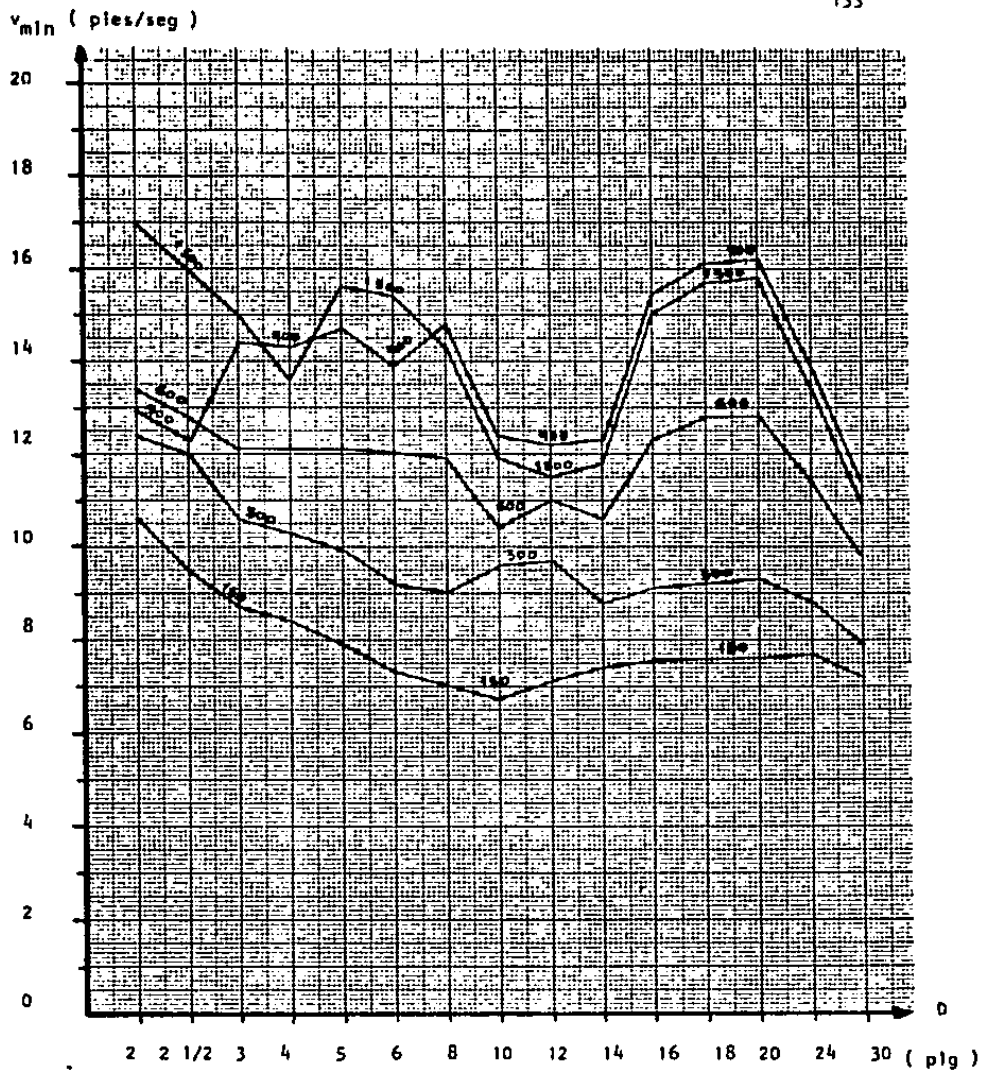


Fig. 50 Gráfica de v_{min} para válvula de columpio de acero
manejando agua (65°F) .

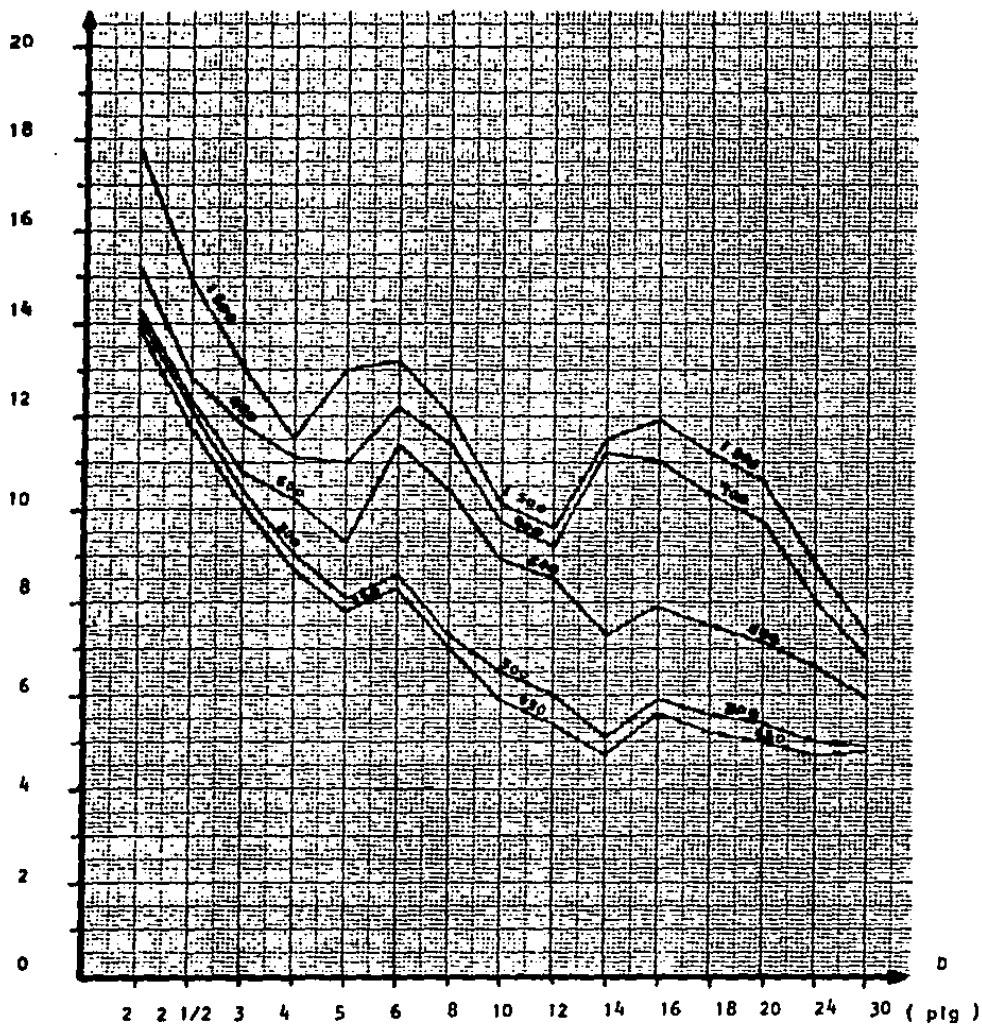
v_{min} (pies/seg)

Fig. 51 Gráfica de v_{min} para válvula duo-check de acero
manejando agua (65°F) .

vez no sea posible, cuando la válvula es grande o cuando la multiplicidad de variables son tales que el programa de prueba toma mucho tiempo y los aparatos e instalaciones para la prueba no son los adecuados. En este caso predicciones satisfactorias pueden ser hechas si la información básica seleccionada de la prueba, es propicia para proporcionar un modelo fiel.

El tunel de viento que los hermanos Wright usaron, les permitió usar modelos de unas pocas pulgadas de tamaño, para predecir las habilidades de una aeronave que podía llevar un hombre y consecuentemente, a creer que la información de Langley estaba errónea, habiéndose basado en cálculos teóricos en vez de pruebas reales.

Ahora se sabe que los modelos fijos, son confiables para predecir las características de una superficie aerodinámica o la caída de presión a través de un orificio.

Este inciso presenta los medios para hacer predicciones similares cuando la geometría del dispositivo varía, complicando así la predicción. Este elemento en particular, una válvula de retención, es un ejemplo de dispositivos que usualmente serían probados en vez de modelados, pero válvulas tan grandes como de 48" o 72" presentan un problema en la preparación de las instalaciones para la prueba y en hacer los cambios necesarios. Si los experimentos con modelos son válidos, podrían ser ahorradas cantidades muy significativas de tiempo y dinero a la hora de predecir la acción de las válvulas grandes.

3.11.1 Teoría de modelos.

El uso de relaciones de afinidad o medición a escala, requiere de modelos que tengan semejanza geométrica (Ver apéndice A1.4). Esto no es normal en una línea de productos, como resultado de varios procedimientos de fabricación y manufactura. De ahí que es necesario hacer un modelo real de la válvula grande o desarrollar un medio para obtener la influencia de las diferentes variables entre sí (Ver inciso 3.9).

Suponiendo una semejanza geométrica, entonces todas las dimensiones en el modelo son una escala reducida de la válvula de tamaño normal:

$$\frac{\text{Dimensión real}}{\text{Dimensión del modelo}} = \text{Escala} = N$$

entonces :

$$D_r = N D_m \quad (41)$$

$$L_r = N L_m \quad (42)$$

$$A_r = \pi R_r^2 \quad (43)$$

$$A_m = \pi R_m^2 \quad (44)$$

$$A_r = \pi N^2 (A_m / \pi) \quad (45)$$

$$A_r = A_m N^2 \quad (46)$$

Para una similitud dinámica, el número de Reynolds debe ser el

el mismo para el modelo y la válvula real (Ver inciso A1.4). Sin embargo, esto presenta algún problema en la prueba con líquidos donde no se puede hacer los cambios que se realizan en un túnel de viento, para obtener el número de Reynolds real. Es posible aumentar la velocidad, pero si queremos probar el mismo número de Reynolds para un octavo del tamaño (suponiendo una válvula real de 48", y un modelo de 6") entonces se necesita aumentar el flujo 8 veces más. Esto incrementaría la presión requerida durante la prueba, por el cuadrado de la relación de la escala (64 veces la caída de presión) y podría aumentar la potencia necesaria al cubo de la relación de la escala (512 veces la potencia). Sin embargo, la referencia de datos de una superficie aerodinámica indican que muchas características son despreciables por el uso del número de Reynolds.

Los resultados de una prueba en la laboratorio de fluidos para una válvula duo-check, con los platos en posiciones fijas (Ver Fig. 52) - demuestran que el factor de la pérdida de presión de la válvula " K ", es una constante sobre el rango usado del número de Reynolds. La constante " K " para cada ángulo, se muestra en la Fig. 53. Esto ayuda para lograr el objetivo, que consiste en hacer predicciones útiles sin equipo especial.

Además, las curvas del factor de fricción " f " demuestran -- que esta variable es baja en la zona de turbulencia total y que tiene solamente una pequeña variación en un rango muy grande. Por ejemplo, en una línea de 6" :

Re =	300 000	v = 3.7 pies/seg	f = 0.0170
	500 000	v = 6.0 pies/seg	f = 0.0163

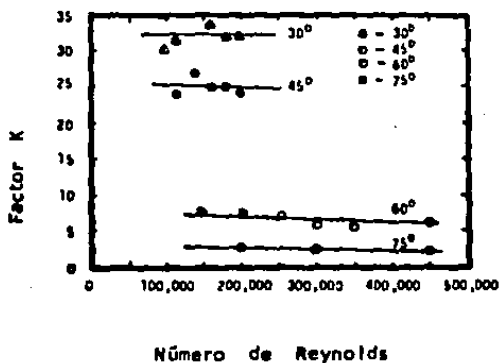


Fig. 52 Gráfica del factor "K" contra el número de Reynolds para una válvula duo-check real de 6" .

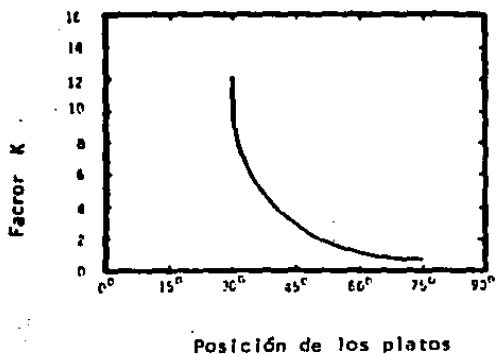


Fig. 53 Gráfica del factor "K" promedio contra la posición de los platos para un modelo de 12", de una válvula duo-check de 72" .

800 000	$v = 10.0$ pies/seg	$f = 0.0158$
1 000 000	$v = 12.5$ pies/seg	$f = 0.0155$

La diferencia es de aproximadamente de un 10% .

Si una válvula de 30" tiene un $Re = 10^6$, a una velocidad de 2.8 pies/seg:

$$Re = \frac{(2.8) (30''/12)}{6.75 \times 10^{-6}} = 10^6 \quad (\text{Ver apéndice A1.4})$$

entonces un modelo de 6" debería ser probado a aproximadamente a 14 pies/seg; y un modelo de 12 pulgadas debería ser probado a 7 pies/seg para alcanzar un número de Reynolds igual . Así, dependiendo de la exactitud necesaria y poder de bombeo disponible, las " K " pueden ser seleccionadas a la medida de flujo apropiado.

3.11.2 Pérdida de carga.

La pérdida de carga para un ángulo fijo , que representa -- una geometría dada, en una válvula de retención es :

$$h = K \frac{v^2}{2g} \quad (47)$$

(Ver apéndice A1.2)

La " K " (Ver Fig. 53) será un valor seguro para cada ángulo diferente al que los platos o el disco sean fijados. Los resultados de una prueba en un modelo geométrico de 12", de una válvula de 72", se muestran - en la Fig. 54 .

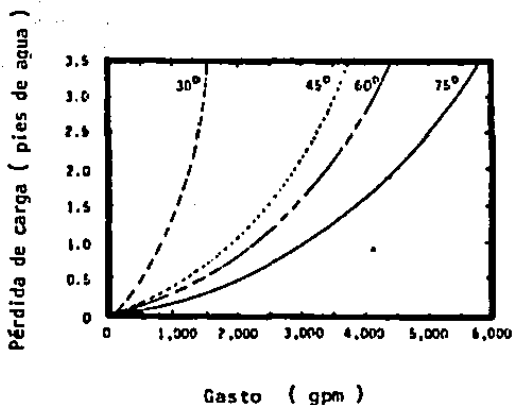


Fig. 54 Gráfica de la pérdida de carga contra el gasto
(en el modelo de 12", de una válvula duo-check de 72").

La pérdida de carga para una válvula real geoméricamente similar y el modelo a escala, en cada posición fija de los platos a cierta velocidad, serán iguales. Por supuesto que el gasto a través de la válvula real es el producto de la escala al cuadrado (N^2) veces el gasto a través de la válvula pequeña:

$$h_r = h_m \quad (48)$$

$$K_r = K_m \quad (49)$$

La pérdida de carga para una válvula de 72" geoméricamente similar, puede ser obtenida al amplificar la curva de prueba para el modelo de 12", usando la ecuación (50) para desarrollar la Fig. 55 .

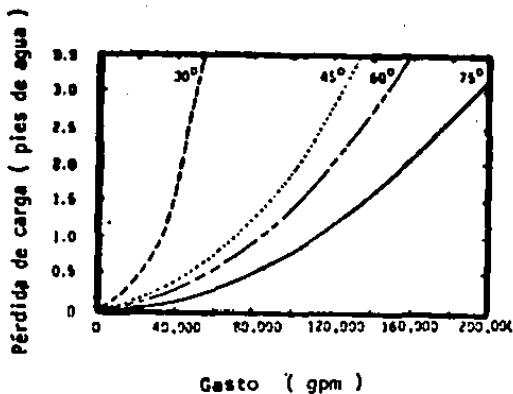


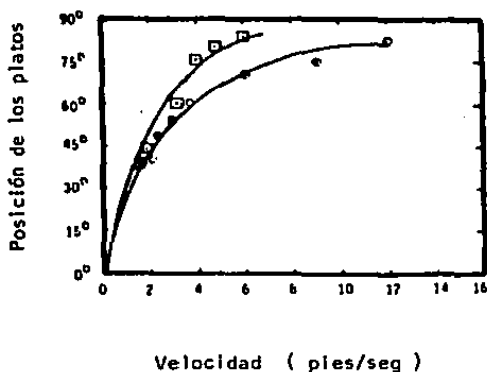
Fig. 55 Gráfica de pérdida de carga contra gasto (amplificada a una válvula de 72 ") .

$$Q_{72} = Q_{12} N^2 \quad (50)$$

3.11.3 Momento de torsión.

El modelado de dispositivos fijos en flujo, puede ser manejado como se muestra a continuación; sin embargo, en válvulas de retención reales, los platos no están fijos en varios ángulos, sino que están retenidos dependiendo del peso de los platos, la configuración o el momento de torsión " M_t " del resorte (Ver Tabla 12) .

Un resorte suave abrirá a un ángulo amplio fácilmente, mientras que un resorte duro requerirá de un flujo mayor para desviarlo al mismo ángulo, como se muestra en la Fig. 56 .



□ Resorte suave ○ Resorte duro

Fig. 56 Gráfica de la posición de los platos contra la velocidad (para dos resortes diferentes) de un modelo de 12", para una válvula de 72" .

Con el fin de modelar la fuerza dinámica del fluido " F ", debemos determinar algunos de los valores reales (Ver Tabla 14); como se vio en el inciso 3.10.2, ésta es el resultado de la velocidad del fluido, su densidad, el área de los platos y el ángulo a través del cual el fluido es desviado. Así entonces :

$$F_r = \rho_r C_r A_r (v_r^2 / 2g) \quad (51)$$

$$F_m = \rho_m C_m A_m (v_m^2 / 2g) \quad (52)$$

$$F_r = \rho_r C_r (A_m N^2) (v_m^2 / 2g) \quad (53)$$

$$A_m = F_m (2g) / \rho_m C_m v_m^2 \quad (54)$$

$$F_r = \rho_r C_r [F_m (2g) / \rho_m C_m v_m^2] [N^2] [v_m^2 / 2g] \quad (55)$$

$$F_r = F_m N^2 \quad (56)$$

donde : C = Coeficiente de resistencia al avance o de arrastre,
(Ver apéndice A1.5) .

En una válvula duo-check , al igual que en una uni-check (Ver Fig. 31), los platos rotan alrededor de un pasador y esta rotación produce un momento de torsión en el resorte; ésta se modela como sigue :

$$M_{t r} = F_r L_r \quad (57)$$

$$M_{t m} = F_m L_m \quad (58)$$

$$M_{t r} = F_r (N L_m) \quad (59)$$

$$F_m = F_r / N^2 \quad (60)$$

$$M_{t r} = (F_m N^2) (N L_m) \quad (61)$$

$$F_r = F_m N^2 \quad (62)$$

$$M_{t r} = F_m L_m N^3 \quad (63)$$

$$M_{t r} = M_{t m} N^3 \quad (64)$$

Ya que las velocidades son iguales, el gasto equivalente es :

$$v = \frac{Q_r}{A_r} = \frac{Q_m}{A_m} \quad (65)$$

o bien ,

$$\frac{Q_r}{\frac{\pi D_r^2}{4}} = \frac{Q_m}{\frac{\pi D_m^2}{4}} \quad (66)$$

$$Q_r = Q_m N^2 \quad (67)$$

Entonces, entre la válvula real y el modelo, se tienen las siguientes características :

- a) La longitud varía con N ;
- b) El gasto varía con N^2 ;
- c) El momento de torsión varía con N^3 y
- d) La pérdida de carga es igual .

Las relaciones precedentes demuestran las interacciones entre la válvula real y el modelo, y son la base para la solución gráfica que se muestra más adelante.

Con el objeto de obtener los momentos de torsión de prueba, el modelo debe hacerse en base al tamaño real de la válvula, y las pruebas pa-

ra determinar la pérdida de carga y las características del momento de torsión sobre una amplia gama de ángulos. La Fig. 57 muestra los momentos de torsión de prueba de un modelo de 12" para una válvula de 72".

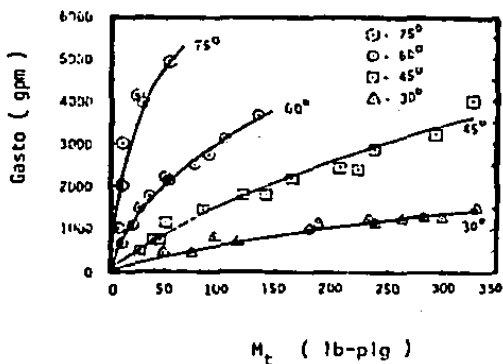


Fig. 57 Gráfica de gasto contra el momento de torsión, con los platos colocados en diferentes ángulos, para 12".

Este modelo permite a cada plato moverse independientemente o ser fijados a diferentes posiciones. El momento de torsión fue leído por medidores de deformación montados en el pasador de los platos (Ver Fig. 35).

Las curvas para cada posición de los platos, tienden a ser una parábola, ya que el momento de torsión varía con el cuadrado de la velocidad. Los datos de la prueba pueden ser usados para obtener las característi

cas en la ecuación típica de una parábola ($y^2 = 2 p x$) o un promedio de " C ", en la ecuación :

$$Q^2 = 2 C M_c \quad (68)$$

como se muestra en la Fig. 58 .

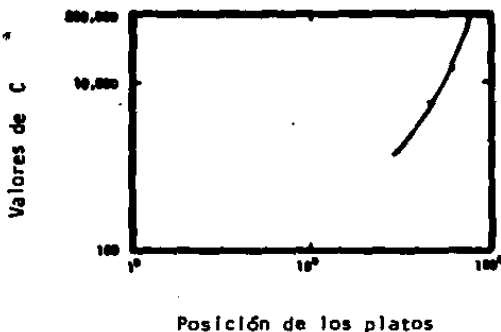


Fig. 58 Gráfica de los valores de " C " contra la posición de los platos.

Una válvula geoméricamente parecida, de medida más grande, experimentará un momento de torsión a un cierto ángulo proporcional a " N ". De este modo, se puede volver a medir la Fig. 57 para una válvula de 72" ;

$$N = \frac{72}{12} = 6 \quad (69)$$

$$M_{t\ 72} = N^3 M_{t\ 12} = 216 M_{t\ 12} \quad (70)$$

$$Q_{72} = N^2 Q_{12} = 36 Q_{12} \quad (71)$$

como se muestra en la Fig. 59 .

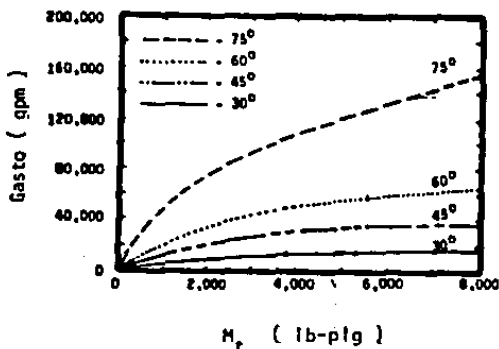


Fig. 59 Gráfica de gasto contra momento de torsión
para una válvula de 72" .

Los resortes que desarrollarán una pérdida de presión baja serán suaves, mientras que los que respondan más rápidamente tendrán un momento

to de torsión alto. Las características de un resorte en particular son -
graficadas en la Fig. 60, en la que el momento de torsión se obtiene al -
ser trazada contra el ángulo de desviación (medido a partir del asiento).

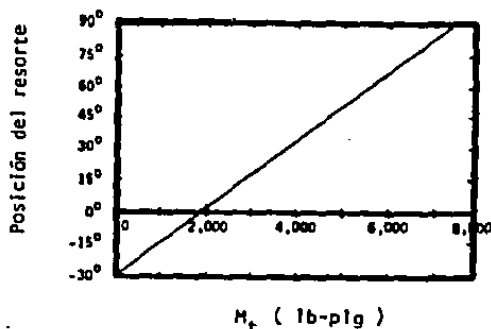


Fig. 60 Gráfica de la posición del resorte
contra el momento de torsión.

La Interpolación gráfica entre las Fig. 59 y 60 (pronóstico --
del momento de torsión en varias posiciones fijas) , produce una nueva cur-
va del ángulo de los platos contra el gasto (o velocidad) para la válvula
deseada (Ver Fig. 61). Ya que se tiene el ángulo de los platos, se puede-
seleccionar un valor " K " de la Fig. 53, para la prueba real de un modelo;
aproximadamente a la misma velocidad o tan cerca como sea posible al número
de Reynolds, para mayor exactitud con el resultado final de una curva de --

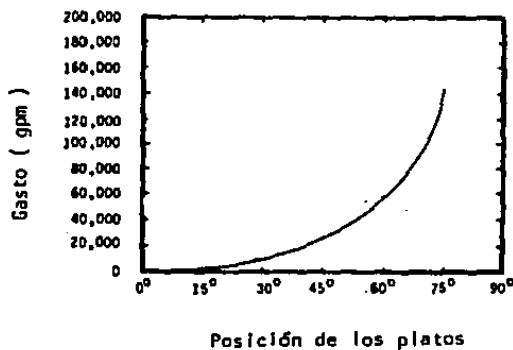


Fig. 61 Gráfica del gasto contra la posición de los platos, para una válvula de 72" .

pérdida de carga como una función de gasto, según se observa en la Fig. 62.

3.11.4 Caso práctico.

Una válvula duo-check de 72" se instala en una planta generadora, donde el gasto es de 142 500 gpm. El ángulo de los platos es de 75° y la pérdida de carga de 1.5 pies.

Este ángulo se mide por la instalación de medidores de deformación del resorte y registrando el ángulo durante la operación. La predic --

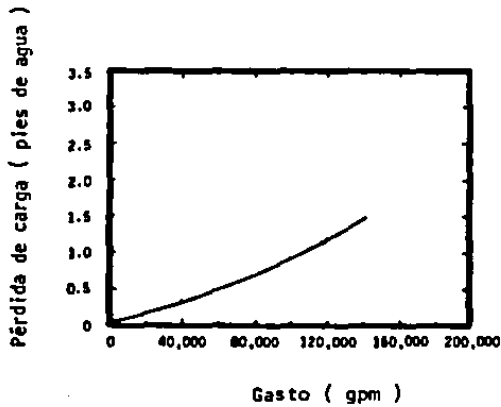


Fig. 62 Gráfica de la pérdida de carga contra el gasto, para una válvula de 72" .

ción gráfica es de 77° y 1.5 pies, que son muy cercanos a los datos de campo y confirma que esta aproximación puede ser usada para establecer predicciones útiles de las características de valores dinámicos, cuando alguna información anterior del modelo está disponible para ser usada en una válvula parecida de prueba.

3.12 Equipo y pruebas de laboratorio para evaluar el comportamiento de las válvulas de retención.

Lo más crítico en una válvula de retención, es el corto lapso de tiempo en que el flujo desacelera. Las características de este periodo aún no se han definido del todo. Los investigadores sugieren que se podría utilizar el valor de la gravedad "g", como un parámetro de desaceleración y describir las ventajas de una prueba, que puede proporcionar una gran variedad de índices de desaceleración, y expresar los resultados de dichas pruebas en unidades "g".

Mediante este método se puede aplicar el cálculo de la desaceleración de un sistema, en el funcionamiento de una válvula, con el fin de poder tomar medidas de algún exceso de flujo en una instalación nueva. También se puede predecir alguna mejora en cualquier situación problemática que pudiera surgir.

Las válvulas de retención se usan constantemente en los sistemas de flujo para prevenir la contracorriente. Para lograr esto se han inventado una gran cantidad de aparatos de diversas configuraciones durante siglos, pero su funcionamiento básico ha sido el mismo en todos ellos -- (Ver Capítulo 2).

El disco, plato o boia de la válvula se abren al ser movidos por la corriente. Estos se abren mucho o poco dependiendo del gasto, tal como aparece en la Fig. 63 . Es importante notar que el elemento móvil tiene un ángulo o elevación para cada valor de gasto "Q" (Ver inciso 3.11).

3.12.1 Flujo estable.

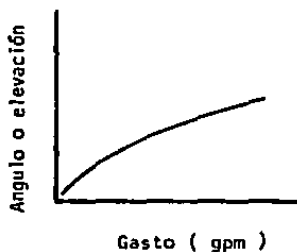


Fig.63 Gráfica de gasto contra ángulo o elevación de la válvula en puntos de corriente fijos.

La curva que aparece en la Fig. 63 representa un trazo de la elevación o ángulo que se obtiene por el bombeo a través de una válvula, en un flujo estable para diferentes valores de gasto.

Ninguna de las válvulas, al operar, se abren completamente, ni tampoco se cierran del todo instantáneamente. Por lo tanto el disco, plato o bola, responden a los cambios de flujo a distintas velocidades (Ver inciso 3.10). Al realizar dicha prueba, se encuentra que la válvula tarda cierto tiempo en alcanzar un punto de equilibrio en determinada posición cuando se altera el flujo.

3.12.2 Flujo inestable o transitorio.

La potencia de una bomba cesa cuando ésta se corta al presionar el botón de apagado en el interruptor de un motor eléctrico, pero el flujo en la tubería sigue circulando. Se puede comparar esto con un auto cuando se apaga el interruptor de ignición. El auto se deslizará durante unos instantes a la misma velocidad e irá disminuyendo progresivamente si las pruebas se realizan en un plano inclinado. Sucede que la energía cinética en el flujo circulante, mantendrá el movimiento hasta que ésta se consuma totalmente.

Una vez que se interrumpa la corriente del fluido, disminuirá el gasto y como consecuencia el disco, plato o bola de la válvula, volverá a su lugar conforme se agota el flujo. Esto tiene que suceder para que la fuerza aplicada (W_{eff} o M_t) al elemento móvil, la regrese a su asiento con ayuda de cierto retroceso en la línea. Esto se puede apreciar en la Fig. 64.

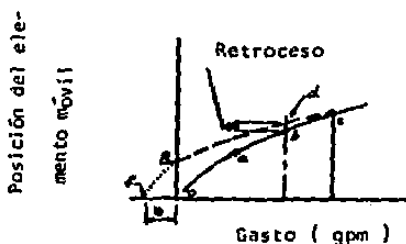


Fig. 64 Gráfica de gasto contra posición del elemento móvil, donde se observa el retroceso.

Para obtener la curva o - a - b - c , hay que hacer circular un flujo estable, lo bastante prolongado, para obtener un estado de equilibrio. Si la corriente rápidamente disminuye de " c " a " b " después de que se corta el flujo, la válvula se mantendrá abierta y retrocederá de -- " b " a " d " . Cuando la corriente circulante se detenga, el disco, plato o bola continuará abierto en el punto " e " .

3.12.3 Contra-flujo.

El contra-flujo a través de la válvula parcialmente abierta, - continúa como se muestra en la línea punteada de la Fig. 64. Este flujo se encuentra aguas arriba de la válvula y su movimiento acelera el cierre. El momento en que se cierra totalmente en el punto " f " , el contra-flujo ha aumentado a una velocidad " v_R " , Esta velocidad se detendrá por el elemento móvil ya cerrado y tendrá lugar el golpe de ariete (Ver apéndice --- A1.1) aguas abajo y disminuirá la presión aguas arriba.

La cantidad de contra-flujo que se puede predecir depende de - muchos factores, tales como la forma y el tipo de válvula, la fuerza de -- mando que puede prevenir de resortes (duo-check), del peso del disco - (válvula de columpio) o algún peso externo (válvula de columpio modificada), así como de la inercia; de todos modos para cualquier válvula específica, la velocidad al que decae el sistema tendrá un efecto muy importante. Un sistema rápido tenderá a correr delante de la válvula así que retrocederá más rápido, permitiendo un mayor contra-flujo que dará como resultado un mayor golpe de ariete.

3.12.4 Sistema de prueba.

Alguna característica del sistema que podría proporcionar una medición del tiempo en que un fluido seguirá circulando y la velocidad a la que disminuirá, sería de mucha utilidad si dicha característica pudiera modelarse en alguna prueba, para que se pudiera medir su funcionamiento y probar el sistema a gran escala después (Ver inciso 3.11).

Aunque con frecuencia los sistemas reales son demasiado complicados, muchas veces se pueden simplificar buscando divisiones. Por ello, se elaborará el siguiente estudio preliminar sobre un sistema sencillo que consiste de una bomba, una válvula de retención y una línea con un factor de fricción bajo, del depósito al tanque atmosférico que tiene una elevación de suministro, como se ve en la Fig. 65 .

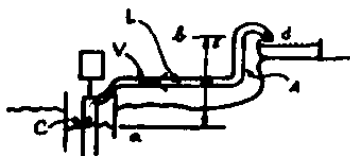


Fig. 65 Esquema de un sistema sencillo de prueba,

La bomba levanta el líquido de " a " a " b " a cierta velocidad a través del diámetro de un tubo uniforme. La columna de agua de la superficie del tanque de succión que va del punto " c " al " d ", aparece con línea punteada " L ". Suponiendo que la bomba se detiene instantáneamente, entonces disminuye la fricción del líquido.

La desaceleración del flujo a partir de la ecuación de Newton, es de :

$$\frac{F}{m} = a \quad (72)$$

Con la presencia de la presión atmosférica en cada extremo del tubo, la diferencia de presiones entre " a " y " b ", será la columna de fluido " L ". Esta tendrá cierta influencia en todo el interior del tubo " A ", así que :

$$F = E \gamma A \quad (73)$$

La masa de fluido que se está deteniendo, representa todo el contenido de la tubería :

$$m = \frac{L A \gamma}{g} \quad (74)$$

Por lo que la desaceleración del sistema será de :

$$\frac{E \gamma A}{\frac{L A \gamma}{g}} = a \quad (75)$$

$$\text{o bien : } a = \frac{E}{L} g \quad (76)$$

Esto es, en un sistema como el de la Fig. 65 la desaceleración del sistema será la relación que haya entre la elevación " E " y la longitud " L " del fluido.

Ya que la característica del sistema " E/L " es una relación - adimensional, se tiene la oportunidad de examinar el modelo de un sistema- que tiene la misma relación que la planta de estudio. Por ejemplo la Fig.- 65 representa una instalación en una planta en la que se está bombeando -- desde un estanque hasta una torre de enfriamiento lejana. Si la velocidad- ha sido 10 pies/seg, la torre mide 40 pies de altura y se encuentra a una- distancia de 400 pies, tendríamos una relación :

$$a = \frac{40}{400} = 0.1 g$$

Esto es un décimo de una unidad gravitacional, es decir :

$$(0.1) (32.174 \text{ pies/seg}^2) = 3.217 \text{ pies/seg}^2$$

En un sistema sin fricción, la fórmula de $v = a t$, se puede- aplicar y entonces el fluido se detendrá en :

$$\frac{10 \text{ pies/seg}}{3.217 \text{ pies/seg}^2} = 3.108 \text{ seg.}$$

Se podría hacer un modelo a escala de 1/10 de esta tubería en un laboratorio con 40 pies de tubería y una elevación de 4 pies. Tendría una relación de "E/L" igual a 0,1 como la instalación real del fluido. Si se genera una corriente de 10 pies/seg, la corriente del modelo deberá disminuir a cero en 3.108 seg. Y si se empieza con la misma velocidad inicial y se desacelera al mismo tiempo, la válvula en estudio experimentará un cierre paulatino igual que en el sistema real. Conforme disminuye el flujo, el disco, plato o bola se irán cerrando dependiendo de la velocidad en cada punto en el tiempo que transcurra.

3.12.5 Laboratorio de Flujo Transitorio (LFT).

La Fig. 66 muestra un laboratorio que se construyó para elaborar experimentos con que se mide la respuesta de las válvulas de retención con distintas desaceleraciones. Se le conoce como laboratorio transitorio puesto que es un equipo movable.

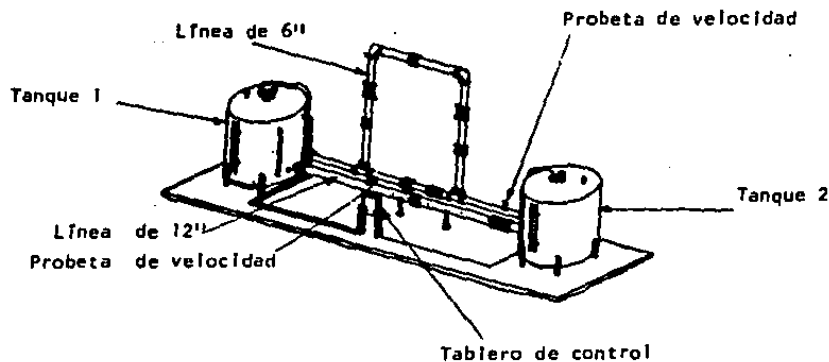


Fig. 66 Laboratorio de Flujo Transitorio.

Sin embargo, hay dos puntos de mayor interés en la prueba de una válvula de retención. Se ha trabajado mucho en el segundo punto, que es el golpe de ariete (Ver inciso A1.1), el cual se genera una vez que el sistema ha cerrado su válvula; aunque la meta es la de hacer algo con el golpe de ariete, la intención del laboratorio no es analizar las ondas del agua por sí mismas, aunque éstas también deben de tomarse en cuenta. El objetivo básico del estudio será la desaceleración del sistema y el comportamiento de la válvula en este período.

El sistema que aparece en la Fig. 66 consiste en un par de recipientes a presión. Estos se seleccionaron de modo que sólo se sucita un pequeño cambio en el nivel del líquido, durante la desaceleración. Una línea recta que hay entre los tanques, facilita la prueba de la válvula.

Los tanques a presión proporcionan cierta flexibilidad en diversos aspectos. Se pueden aumentar la presión del tanque 1 para aumentar la aceleración (Ver Fig. 67) hasta la velocidad deseada. El efecto es una cantidad indefinida de bombeos sin mayor problema. Una vez que se llegó a la velocidad deseada, el ingeniero de la prueba o el control automático pueden agotar la presión del aire para iniciar la fase de desaceleración.

Una presión previamente seleccionada en el tanque 2 desacelerará el flujo, por lo tanto la diferencia de presión en ambos tanques puede convertirse en la elevación " E " que detenga al flujo. La longitud de la tubería entre los dos tanques, representa la longitud de la corriente " L".

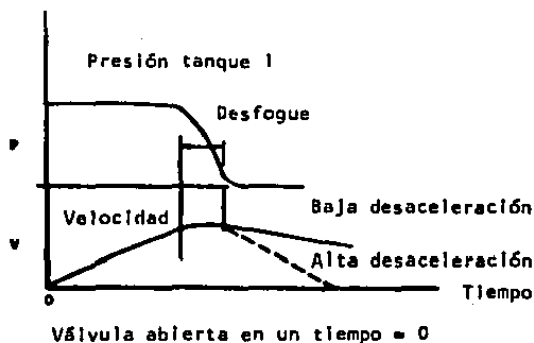


Fig. 67 Gráfica típica de velocidad y presión
contra tiempo en un LFT .

Dependiendo de la presión en el tanque 2, la desaceleración del fluido puede ajustarse por una variedad de válvulas.

3.12.6 Prueba de velocidad.

La medición de la velocidad es importante, ya que la disminución gradual entre la velocidad y el tiempo es la desaceleración o la típica relación característica de (E/L) g (Ver inciso 3.12.4).

Los flujómetros, por lo general, no sirven para medir los flujos cambiantes en tan poco tiempo. Se retrasan debido a sus propios efectos de inercia. La probeta de velocidad que aparece en la Fig. 68 es un disco flotante, suspendido en una punta en la que los sensores de deformación se instalan. Esto puede diseñarse para producir una señal de salida

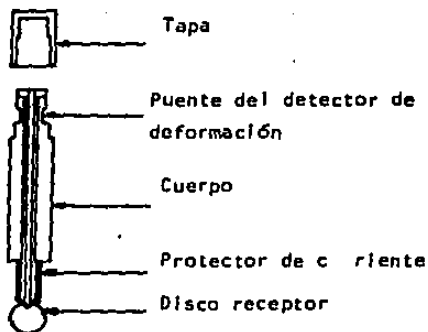


Fig. 68 Probeta de velocidad.

confiable, pero no produce una respuesta lineal; ésta es baja si el flujo es bajo, por lo que se requiere mejorar las mediciones de velocidad.

En la Fig. 69 aparece el resultado de una prueba típica. Se trata de un oscilograma de una válvula duo-check de 12". Se graficaron los trazos con ayuda de un oscilógrafo de rayos catódicos de alta respuesta -- (600 cps). Se pueden ver los trazos de la velocidad de la línea (linealizados con un transductor de raíz cuadrada) de la cual se puede sacar la desaceleración del sistema.

El trazo 1 es la gráfica del nivel de sonido; se eleva cuando tiene lugar el golpe de ariete (Ver apéndice A1.1) ,

Los trazos 2 y 3 son medidas del ángulo de los platos.

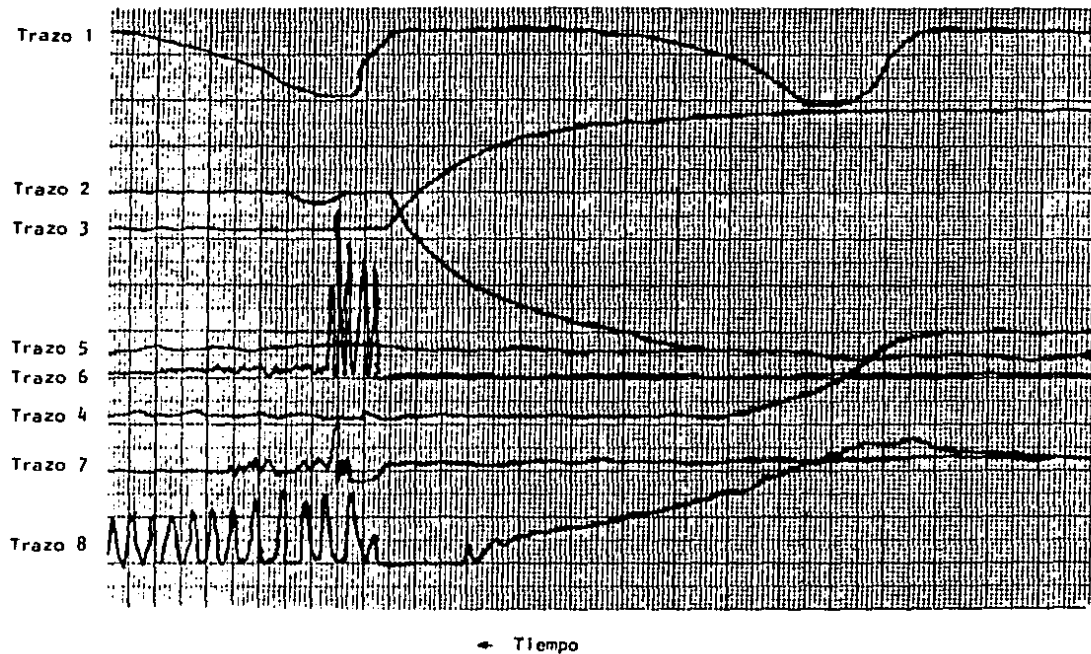


Fig. 69 Oscilograma de una válvula duo-check de 12" .

El trazo 4 es la presión que sube en el tanque 1 (Ver Fig. 66) o de desaceleración. Cuando la velocidad que se busca se obtiene, esta presión sale y descarga al ambiente.

El trazo 5 es la presión inicial en el tanque 2.

El trazo 6 es un golpe de ariete aguas abajo de la válvula, en el cual aparece la primera onda de choque.

El trazo 7 es un golpe de ariete justo aguas arriba de la válvula de prueba, en donde tiene lugar el vacío que origina el golpe de ariete.

El trazo 8 representa la probeta de velocidad, donde se nota - que la pendiente de la velocidad es de 8 pies/seg entre 0.5 seg, es decir 16 pies/seg^2 ó 0.5 g .

La diferencia en la presión, trazo 5 (8.2 psi) menos trazo 6 (1.1 psi) es de 7.1 psi ó 16.4 pies (E) . El tubo mide 36 pies de largo, por lo que (E/L) g es igual a 0.46 g .

Una medición muy exacta del contra-flujo puede ser usada para calcular el golpe de ariete esperado. A veces surgen algunas dificultades - al obtener una respuesta alta con velocidades bajas. Aquí la velocidad que se indica es de 2.1 a 3 pies/seg , mientras que el trazo de las primeras - ondas en un punto donde resulta difícil de leer, es debido a que la - onda dura muy poco tiempo. Los galvanómetros utilizados en este registro -

son lineales a 600 cps y han sido verificados por un osciloscopio de retención de imágenes.

3.12.7 Patrón de prueba en flujo horizontal.

Definitivamente surge un patrón, debido a la presión del golpe de ariete (Ver apéndice A1.1) registrada a partir de una válvula en particular, en un gran rango de desaceleraciones. La Fig. 70 muestra un diseño antiguo de una válvula duo-check probada en el LFT, con el mismo resorte de 0.2 a 1.0 g. La presión del golpe de ariete a 0.5 g fue aproximadamente de 200 psi.

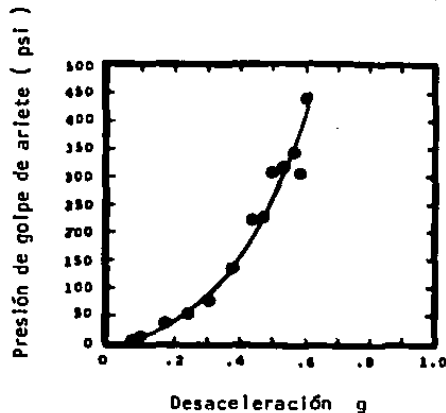


Fig. 70 Gráfica de la desacceleración contra el golpe de ariete, para una válvula de 6" con resortes de diseño convencional .

Un diseño optimizado (Ver Fig. 37 y 40) de resortes, aparece en la Fig. 71. En esta gráfica el golpe de ariete disminuyó casi a 70 psi en 0.5 g de desaceleración.

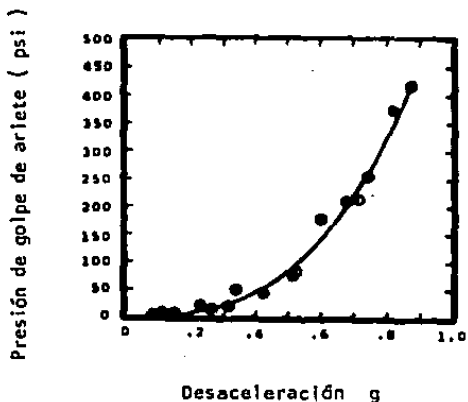


Fig. 71 Gráfica de desaceleración contra el golpe de ariete, para una válvula de 6" con resortes de diseño optimizado.

Las válvulas anteriores fueron probadas en una línea horizontal que como se sabe, los platos giran en un eje vertical (Ver Fig. 35) para que el peso de éstos no provoque el cierre (Ver Fig. 49). Mientras que la válvula de columpio comúnmente utilizada, se sirve sólo de su peso (Ver Fig. 44). El patrón sacado de estas pruebas en línea horizontal, para una de columpio, aparece en la Fig. 72 , donde el golpe de ariete es mayor de los 400 psi cuando el sistema desacelera a 0.5 g .

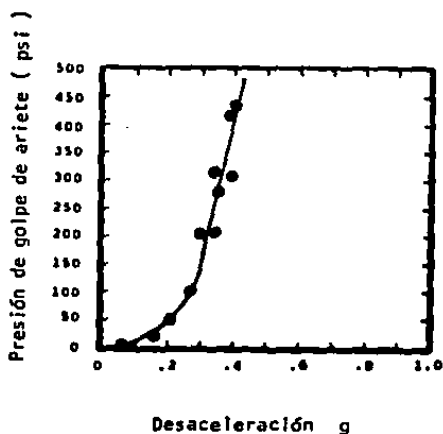


Fig. 72 Gráfica de desaceleración contra golpe de ariete, para una válvula de columpio de 6" .

Al principio , el disco de la válvula se mantiene casi completamente abierto a una velocidad del fluido de 10 pies/seg. Pero el peso del disco provoca que la válvula cierre en la primera parte de este ciclo. Más tarde, conforme se acerca a la posición vertical, la fuerza del peso se alinea con el disco y cae en la dirección de cierre.

3.12.8 Patrón de prueba en flujo vertical.

En una línea vertical, la fuerza de cierre sobre los platos de una válvula duo-check es la suma que resulta de la carga de los resortes - más una fracción de su peso (Ver inciso 3.10.2.2). Los resultados de la prueba aparecen en la Fig. 73. Existe una reducción en el golpe de ariete-

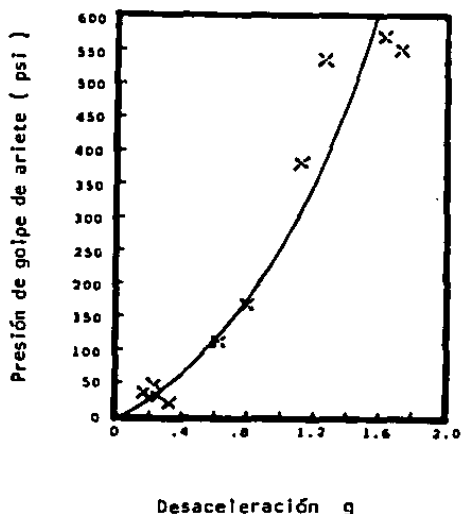


Fig. 73 Gráfica de des aceleración contra golpe de ariete, para una duo-check de 6" sin resortes.

en la válvula, por lo que parece ser esta una de las posiciones preferibles para la instalación de la duo-check.

El efecto de la gravedad en cada uno de los platos en un flujo vertical o bien en el disco de una válvula de columpio, cambia completamente la posición de abierto a cerrado. Los platos de la duo-check fueron probados en flujo vertical y se les quitó el resorte, pero aunque éstos tienen menos inercia, el golpe de ariete es similar al que se presenta sobre el disco de una válvula de columpio. Este modo de instalación podría utilizarse, en sustitución de una de columpio, cuando se requiera una válvula de re

tención en un flujo vertical ascendente, por lo que de la ecuación (36) se podría eliminar el " H_c ", resultando que la velocidad mínima de operación para trabajar en este sentido sea menor aún.

Las pruebas anteriores han demostrado que la relación característica (E/L) g es una medida de la desacefración del sistema, que puede utilizarse para obtener las características del funcionamiento de las válvulas de retención. Las pruebas también demostraron que el diseño de la válvula influye en una variedad de posibles resultados, por los que los datos obtenidos de las pruebas son necesarios para clasificar las diversas configuraciones de las válvulas (Ver Capítulo 2).

Esta posibilidad de poder determinar el funcionamiento de las válvulas de retención, ha sido muy discutida con la finalidad de proporcionar alguna información preliminar, tanto para la industria como para los usuarios, sobre un eterno y difícil problema, teniendo como finalidad básica la de promover más la investigación en la materia para poder desarrollar una guía práctica, para la correcta selección de las válvulas de retención reales.

Las relaciones que se presentaron en el inciso anterior pueden utilizarse para predecir el comportamiento de válvulas geoméricamente similares, adecuándose a sus diversas dimensiones, resortes y momentos de inercia.

Tal como se hicieron las pruebas, hubo un desfogue rápido del-

tanque 1 (Ver Fig. 66) simulando pequeños motores que se detienen rápidamente. La evacuación podría tomarse como patrón para simular motores más grandes, con apagado prolongado.

Estas pruebas podrían haberse realizado también con diversos factores de fricción " f " en la tubería, con el fin de obtener toda una familia de curvas. Dichas pruebas se sugieren como un medio experimental para determinar el comportamiento real de las válvulas.

Se podría realizar también un enfoque matemático alternativo, a partir de la información como la que se proporcionó en el inciso anterior, que tiene mucho que ver con las características del sistema. Dichos cálculos podrían probarse comparándolos con los resultados de pruebas similares. Se está implementando en la actualidad, un sistema para computadoras relativo a las válvulas de retención, así como para las válvulas que operan en las bombas de lodos. Este trabajo es extenso y podría ser tema de otra tesis profesional.

3.13 Comportamiento y desgaste de las válvulas duo-check.

Se han llevado a cabo investigaciones para observar el comportamiento de las válvulas duo-check bajo diferentes condiciones de flujo y así desarrollar las directrices a seguir, para procedimientos de instalación en tuberías, que deberían ser aplicados para obtener la máxima vida de la válvula. Este estudio era necesario porque las válvulas son a menudo instaladas y la falla o próxima falla, es detectada durante el mantenimiento

to de la unidad.

El flujo del fluido sobre un plato, creará los vórtices o torbellinos de Von Karman. La formación de estos vórtices creará la vibración de los platos, especialmente cuando estos no están rígidamente colocados. Un ejemplo sencillo de esto es visto cuando una bandera ondea en el aire. La frecuencia de vibración está matemáticamente descrita por :

$$\frac{S \cdot v}{D} = f_r \quad (77)$$

donde el número de Strouhal (Ver apéndice A1.4) para un plato plano varía de 0.22 a 0.24 .

Un gran rango de frecuencias " f_r " de vibración son generadas por la presencia de los vórtices o torbellinos a lo largo del diámetro " D " de los platos complicando su movimiento.

Una fuerza adicional es aplicada en los platos por el fluido fluctuante llamada fuerza de arrastre (Ver apéndice A1.5) y que se define por :

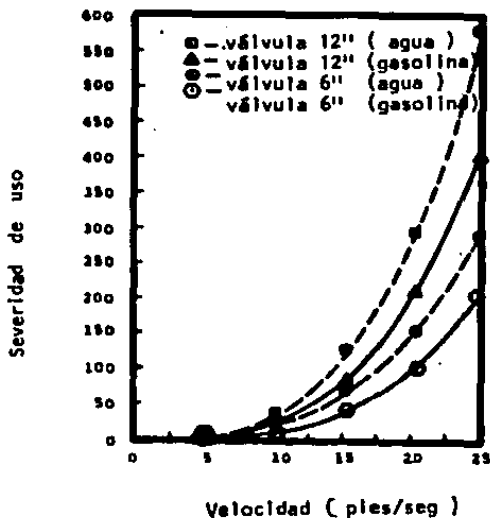
$$F_D = C_D A \frac{\rho v^2}{2g} \quad (78)$$

El desgaste de la válvula sería proporcional a las fuerzas de apoyo o cargas de fluctuación del fluido y al número de roces debido a la frecuencia de vibración " f_r ". De ahí que la severidad de desgaste se--

ra una función de la frecuencia y fuerza de arrastre, o sea :

$$WS = f (f_r , F_D) \quad (79)$$

La Fig.74 es un esquema de la severidad de desgaste " WS ", - donde se observa el efecto anticipado de la velocidad, tamaño de la válvula y densidad del fluido.



donde :

$$1 \text{ WS} = L^{-3} = 0,0001''$$

Fig.74 Gráfica de velocidad contra severidad de desgaste, para válvulas de 6" y 12" que manejan - agua y gasolina.

El conocimiento de la frecuencia y amplitud de la vibración - por sí solos, no son la respuesta completa al problema. La fuerza real que empuja sobre el pasador es un factor importante. La fuerza hidráulica sobre los platos (Ver inciso 3.10.1.1) aumenta con el cuadrado del gasto, incrementando así la fuerza por fricción en gastos altos. Además el arrastre actúa contra los resortes causando oscilaciones de los platos.

Para obtener resultados de valor práctico, una prueba acelerada de desgaste fue lo indicado. Después de varios intentos preliminares, - el uso de pasadores de aluminio suave fue iniciado. Esto produjo patrones de desgaste medibles en un período de tiempo corto. El resultado de cerca de 200 pruebas son la base para los datos que se presentan en este inciso.

Cuando los pasadores de aluminio fueron sustituidos por estándares de acero inoxidable (Ver Tabla 16), el desgaste se produjo en pocas horas, cosa que normalmente llevaba años.

3.13.1 Estudio visual.

El primer paso para determinar la influencia del gasto y la configuración de la tubería, fue observar las placas visualmente. Se construyeron tramos de tubería y ventanas especiales de plexiglas, para instalar una válvula duo-check de 6" (Ver Fig. 75).

Movimientos de los platos y frecuencias altamente variables -- fueron observadas y filmadas. Las pruebas que se hicieron con tuberías de-

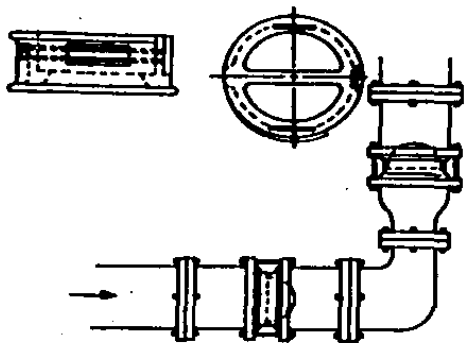


Fig. 75 Vista de una válvula y un sistema de pruebas hechos de plexiglas.

diferentes configuraciones, produjeron casi el mismo movimiento de los platos y vibración. Conductores eléctricos fueron adheridos a los platos de las válvulas para poder estudiar diferentes patrones de flujo (Ver Fig. - 76).

Las frecuencias de los platos fueron obtenidas cuando se filmaba y luego se contaron las vibraciones al irse proyectando la película a una velocidad más lenta. Esta información fue desatinada y con muchos errores. Varios intentos para determinar la frecuencia " f_p " usando un acelerómetro (con un circuito integrado electrónico para obtener la velocidad de los platos y su desplazamiento) no produjeron resultados satisfacto --



Fig. 76 Válvula duo-check con conductores eléctricos adheridos a los platos para su filmación.

rios. El movimiento del pasador implica la rotación del mismo, el impacto y el desplazamiento.

3.13.2 Estudio de desgaste acelerado.

Debido a la naturaleza de la vibración, se vio que sería muy difícil medir el desgaste correctamente, mejores pruebas de desgaste eran necesarias todavía. La experiencia indicaba varias condiciones problemáticas: velocidades de fluido muy altas, condiciones de la tubería muy turbulentas e instalaciones especiales. Probar válvulas estándares en estas condiciones tomaría meses para cada prueba. No era aceptable seguir llevando a cabo este tipo de pruebas; un método para acelerar el desgaste era necesario.

Varios métodos fueron puestos a prueba para crear el desgaste -

acelerado. Pasadores con un acabado espejo fueron difíciles de maquinarse y medir. Pasadores revestidos, para producir y medir el grueso de la película era difícil y las capas que revestían a los pasadores usualmente se descascaraban en vez de mostrar desgaste. Pasadores de plexiglas eran muy quebradizos.

Se obtuvieron buenos resultados con pasadores de aluminio suave, ya que presentan un desgaste fácilmente medible en un período corto de tiempo. Esto probó ser la respuesta y 140 pruebas fueron hechas con aproximadamente 220 juegos de pasadores, en válvulas colocadas tanto vertical como horizontalmente.

En una válvula estándar los pasadores de acero inoxidable causaron el desgaste, pero los de aluminio recibieron el desgaste en estas pruebas. Se experimentó también con insertos de aluminio (Ver Fig. 77) - los cuales se colocaron en la base del cuerpo y pasadores de acero inoxidable fueron usados para producir un desgaste acelerado en la superficie de contacto.

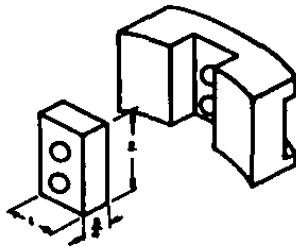


Fig. 77 Inserto especial de aluminio, colocado en la base del cuerpo.

Los resultados de las pruebas están sintetizados brevemente en las siguientes figuras.

En la Fig. 78 la válvula está adyacente a un reductor de tipo campana y también a uno de tipo cónico en flujo vertical y horizontal. El desgaste fue de 262 para una válvula en flujo vertical con un reductor de campana a 200 gpm, mientras que el desgaste de una válvula en flujo vertical pero con un reductor cónico fue sólo de 20 a 200 gpm.

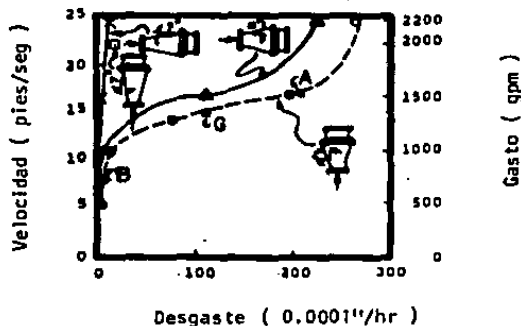


Fig. 78 Gráfica de la severidad de desgaste contra la velocidad para una válvula de 6", junto a reductores de 4" x 6" .

La Fig.79 muestra una válvula en flujo vertical u horizontal adyacente a un codo de 6" x 6"; el desgaste fue de 2 a 4 con 2 000 gpm.

En la Fig.80 la válvula fue colocada en flujo vertical, a par-

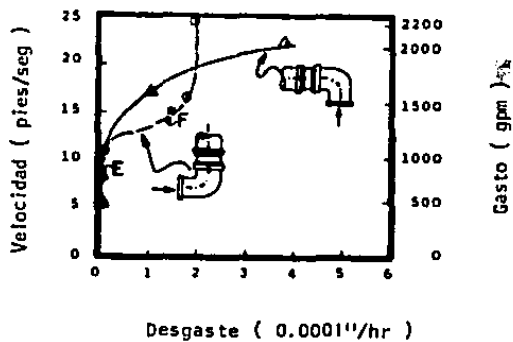


Fig. 79 Gráfica de la severidad de desgaste contra la velocidad para una válvula de 6", junto a un codo de 6" x 6" .

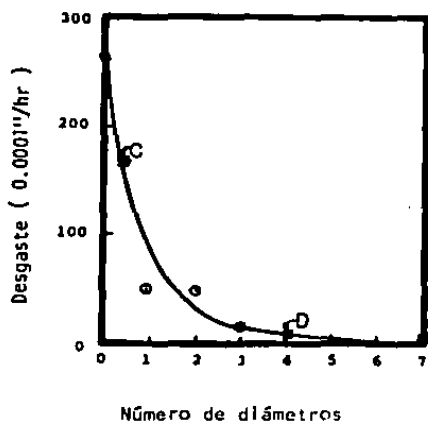


Fig. 80 Gráfica la distancia de separación contra la severidad de desgaste para una válvula de 6", después de un reductor de campana.

tir del reductor a siete diámetro de tubería aguas abajo. El desgaste varió desde 267 con la válvula junto al reductor; a 85 a una separación de un diámetro y a 10 a tres diámetros de tubería de separación.

Los datos de la Fig. 78 fueron obtenidos usando dos diferentes tipos de reductores comerciales disponibles. El primer reductor era de tipo campana con una pendiente de 15° por lado (según ANSI B16.9). El segundo era de tipo cónico con una pendiente de 7° por lado (según ANSI B16.1). Ambos reductores eran estándares de 4" x 6" .

La Fig. 78 también muestra que el desgaste más dramático ocurrió cuando la válvula estaba en flujo vertical inmediatamente adyacente al reductor de campana. La severidad de desgaste con el reductor cónico fue mucho menor bajo las mismas condiciones.

Como un ejemplo, a 2 000 gpm (22.2 pies/seg) en flujo vertical, la severidad de desgaste fue trece veces mayor usando el reductor de campana (262), comparado contra 20 usando el cónico. El flujo horizontal dio medidas de desgaste similares : a 2 200 gpm (24.4 pies/seg) el desgaste fue de casi 15 veces más, usando el reductor de campana (220) comparado contra 15 usando el reductor cónico.

La Fig. 79 muestra que el desgaste fue el mismo para ambos flujos (horizontal y vertical) cuando la válvula fue colocada junto al codo de 6" x 6" . La turbulencia creada por este tipo de codo, no fue factor importante de desgaste.

La Fig. 80 es un ejemplo crítico de lo que puede ser obtenido, por el sólo hecho de mover la válvula lejos de la zona de alta turbulencia. La turbulencia creada por el reductor de campana, causó un desgaste de 267 cuando la válvula se colocó inmediatamente aguas abajo de él. Al mover la válvula sólo un diámetro de tubería (es decir, 6"), se redujo el desgaste tres veces (a 85). Al moverla tres diámetros aguas abajo, causó que se bajara el desgaste a 10. Esto se debe a que la turbulencia es rápidamente disipada en la parte recta de la tubería, causando un desgaste muy bajo.

3.13.3 Correlaciones de desgaste reales.

Las pruebas de desgaste acelerado son útiles en cuanto que proporcionan información de aplicación, sin embargo la relación de desgaste - real es necesario para tener un juicio de ingeniería confiable en una instalación real. El desgaste, discutido en este inciso, es generado en res - puesta a las condiciones de flujo, aunque también puede resultar de condiciones corrosivas, abrasivas o galvánicas que podrían ser muy severas y deben de ser examinadas separadamente.

En un caso específico, ocurrió un desgaste perjudicial de tres años en una válvula instalada después de la salida de descarga en una bonba centrífuga. En este caso, era muy difícil hacer cambios de tubería para mejorar las condiciones de desgaste. El cliente escogió escogió usar - la experiencia como guía, para hacer una lista de inspección por partes .-

En 1977, una válvula de hierro fundido de 18" fue instalada en

un flujo vertical ascendente, 8" después de la salida de descarga en una bomba centrífuga, de una planta de fuerza de material combustible fósil.-- El fluido estaba enfriando el agua a una velocidad de 17 a 18 pies/seg. -- Después de 6 semanas, el pasador de los platos y el pasador tope (Ver Fig. 35) fueron desgastados aproximadamente un 65% de su diámetro original, en el punto de contacto con el cuerpo de la válvula. Los bujes de los pasadores (Ver Fig. 37) también se habían desgastado dos veces más que su tamaño original.

Observando la Fig. 78 , se puede comparar el desgaste acelerado que esta velocidad podría causar. A 17 pies/seg, el desgaste sería de 205 (ver punto A), si la velocidad fuera reducida a una velocidad más normal de flujo de 8 pies/seg, el desgaste disminuiría a 10 (ver punto B). Esto incrementaría la esperanza de vida a un límite de 20 pies/seg. Si hubiera sido posible mover la válvula cuatro diámetros de tubería más allá, en vez de la mitad del diámetro (Ver Fig. 80), el desgaste disminuiría. A la mitad del diámetro, el desgaste era de 165 (ver punto C) y a cuatro diámetros, éste bajó a 10 (ver punto D); esto redujo el desgaste cerca de 17 veces.

En este caso, la configuración de la tubería y gasto no podían ser cambiadas, así que otros medios para disminuir la severidad de desgaste debían de ser encontrados. La válvula fue removida y partes que incluían estabilizadores para los pasadores fueron instalados, para que volviera a dar servicio.

Un caso, es el de una válvula de 20" en un hospital de la Cd.

de Dallas. Esta fue instalada al final de un codo de 14" x 20" de 90°, en la descarga de una bomba centrífuga de flujo vertical ascendente. La velocidad del fluido era aproximadamente de 15 pies/seg y la válvula experimentó un desgaste perjudicial de dos años (Ver Fig. 81).

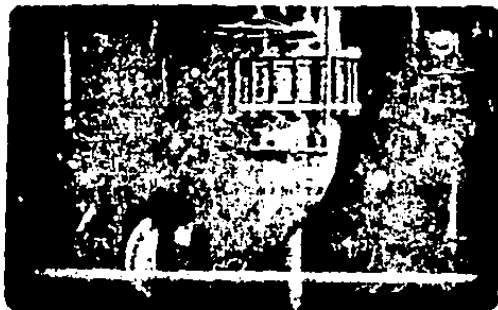


Fig. 81 Instalación de una válvula duo-check después de un codo de 14" x 20".

Al usar el codo, debido a la expansión se esperaba una influencia de desgaste combinado, similar a aquel de un reductor y un codo. De la Fig. 79 podemos determinar el aumento de desgaste causado al usar una velocidad de fluido por arriba de la recomendada, o sea, de 8 a 15 pies/seg. A 8 pies/seg, el desgaste es de 0.1 (ver punto E) y a 15 pies/seg, se incrementa a 1.5 (ver punto F), o sea, aumentó 15 veces. La Fig. 78 muestra que a 8 pies/seg el desgaste fue de 10 (ver punto B) mientras que a 15 pies/seg, se aumento a 115 (ver punto G), por lo que se tendrá un límite de 12 pies/seg.

El valor del gasto y la tubería no pudieron ser cambiados debido al costo que esto representaba; por lo tanto fueron instalados unos estabilizadores en los pernos, después de esto no se han presentado mayores problemas en los 2 casos descritos anteriormente. El estabilizador es un elastómero que presiona a los pernos en el cuerpo, previniendo el movimiento y el desgaste al mismo tiempo que permite un ensamblado fácil.

Se ha encontrado que en las pruebas aceleradas, donde mostraron un desgaste alto, el desgaste real ocurrió en periodos de tiempo relativamente cortos. Cuando las pruebas demostraron poco o ningún desgaste, la vida de esa parte era larga, algunas veces de hasta 10 a 15 años. Ciertas características de los diseños futuros, pueden ser desarrolladas para reducir el desgaste bajo malas condiciones, tales como el estabilizador del pasador elastomérico que ha trabajado bien en muchos casos.

Se sugiere que las recomendaciones que originen un bajo desgaste, sean usadas cuando sea posible como un diseño conservativo, para obtener el mejor funcionamiento posible.

El desgaste de la válvula depende de la proximidad que tenga de perturbaciones fijas (codos, reductores, etc.) en la tubería y de la velocidad de flujo (Ver Inciso 3.10). Las válvulas que se colocaron adyacentes a los reductores con expansión brusca, experimentaron un desgaste severo con velocidades de fluido por arriba de 15 pies/seg.

3.13.4 Recomendaciones de instalación.

- a) Para una mejor vida útil, colocar la válvula a unos 8 diámetros de tubería aguas abajo de codos, reductores, etc. conservando la velocidad abajo de 11 pies/seg. El desgaste por la vibración será despreciable (1% de la reducción).
- b) Para una buena vida de servicio, si la velocidad debe ser alta (de 22 a 25 pies/seg) :
- 1.- Colocar la válvula a 6 diámetros aguas abajo de cualquier disturbio de la corriente u obstrucción (válvula, bomba, codo, reductor, etc.).
 - 2.- Evitar aumentos severos en la velocidad, usando reductores graduales (como de tipo cónico).
- Las medidas de desgaste resultantes de esto, serán muy bajas (5% de la reducción).
- c) Evitar el uso de reductores agudos de 15° (tipo campana), pues causan turbulencia que puede incrementar el desgaste a un límite de 17 - sobre un reductor cónico de 7° (Ver Fig. 78).

- d) Si es necesario el uso de un reductor agudo, se deben hacer inspecciones periódicas.

3.14 Ventajas económicas.

Ya que la duo-check se coloca entre las bridas de la tubería, - no necesita de bridas propias, de ahí el secreto de su reducido peso y, - al igual que todos los diseños de duo-check, pueden instalarse sin necesidad de equipo o herramientas especiales; no se necesita de soportes o bases costosas, debido a que el peso promedio de la duo-check es del 10 al 20% de una válvula convencional de retención bridada de tipo columpio --- (Ver Fig.82 y Tabla 17)

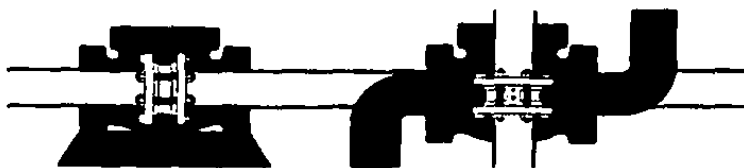


Fig. 82 Red de tuberías simplificada
con la duo-check.

Bajo la acción de los resortes, las livianas placas de la válvula trabajan casi en cualquier posición, permitiendo mayor versatilidad y simplicidad en las instalaciones de la tubería. En algunas medidas, la instalación puede hacerse aún en líneas verticales con flujo hacia abajo. (Ver Fig. 83).

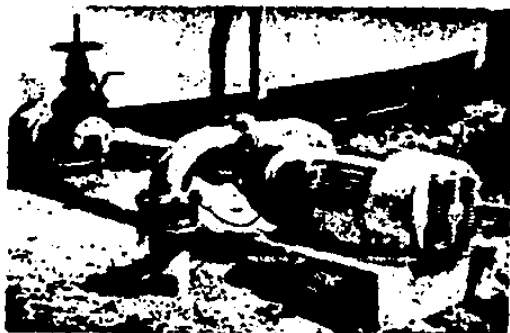


Fig. 83 Duo-check de 6" instalada en una línea vertical que lleva gasolina con flujo hacia abajo.

Únicamente un juego de pernos, de suficiente longitud, es necesario para abarcar el espacio ocupado por la válvula entre las bridas de la tubería, para su instalación. La duo-check, siendo más rígida que un largo equivalente de tubería de pared gruesa, no requiere de soportes ni juntas de expansión en su montaje.

3.15 Aplicaciones.

Actualmente, la duo-check está teniendo paulatinamente una mayor participación en la demanda de válvulas de retención en la Industria-Nacional (Ver inciso 5.3), la cual tiene sus principales aplicaciones -- en los siguientes campos:

- a) Plantas de proceso químico.
- b) Estaciones de bombeo de riego, agua potable o tratada.
- c) Plantas generadoras de energía eléctrica.
- d) Plantas de bebidas (cerveceras, refresqueras, vitivinícolas, etc.).
- e) Plantas siderúrgicas y mineras.
- f) Sistemas de aire acondicionado y de vacío.
- g) Plantas de proceso petroquímico.
- h) Plantas alimenticias.
- i) Plantas de proceso de aguas industriales, etc.

3.16 Limitaciones de diseño.

Dentro de las limitaciones de diseño de la duo-check, cabe mencionar las siguientes:

- a) No es recomendable para servicio en bombas reciprocantes.
- b) No tiene un diseño de puerto continuo, por lo que no permite el paso de herramientas de limpieza (diablos de limpieza).
- c) No es posible instalar indicadores de posición.

En la Tabla 15, se resumen las características principales de las válvulas duo-check y de columpio descritas en este capítulo.

Tabla 15. Servicios recomendados, rangos de operación y características principales de diseño de la duo-check y de columpio.

	DUO-CHECK	COLUMPIO
Sólidos en suspensión		*
Baja caída de presión	*	n*
Paso completo y continuo		n

	DUO-CHECK	COLUMPIO
Flujo vertical y horizontal	*	*
Flujo vertical ↓	* +	
Propensa a golpe de ariete		*
Menor dimensión entre bridas	*	
Tamaños (plg)	2 - 72	1/4 - 48
Rango de presión	125 - 2 500 (ANSI) 2 000 - 5 000 (API)	125 - 4 500 (ANSI)
Diámetro mínimo des pués de disturbio	8 (11 pies/seg) 6 (25 pies/seg)	10

Fórmula de la velocidad mínima de operación

$$\sqrt{\frac{12 \left(M_t + \frac{W D \sin \theta}{3 \pi} \right)}{k \rho D^3 \sin^2 \theta}} \quad \sqrt{\frac{4 c W_{eff} \cos \theta}{k \rho \pi D^2 \sin^2 \theta}}$$

+ En medidas pequeñas.

CAPITULO 4: SELECCION Y CASOS PRACTICOS

4.1 Selección.

En la Tabla 1, del capítulo 1, se mencionan los factores más relevantes a considerar para la selección de cualquier tipo de válvula. Una vez seleccionada el tipo de válvula, que en nuestro caso es una válvula de retención duo-check, se procede a definir los tipos de requerimientos que comúnmente solicitan los fabricantes, para poder surtir la duo-check más adecuada.

4.1.1 Figura de identificación.

Para la correcta selección de la válvula que se desea adquirir, los fabricantes han establecido un orden en la nomenclatura de la figura de identificación, así como un código de letras para conocer las características de cada elemento de la duo-check (Ver apéndice 3).

La figura de identificación, de manera general, tiene el siguiente orden:

12 A 300 C C P Y R - B 3/4

donde:

Medida de la válvula en pulgadas	:	12
Estilo o modelo	:	A
Serie ANSI o API de las bridas	:	300
Materia] del cuerpo	:	C
Materia] de los platos	:	C
Materia] del asiento en el cuerpo	:	P
Materia] del resorte	:	Y

Tipo de extremos : R
 Números adicionales* : B 3/4

* Números adicionales: indican combinaciones de materiales o características especiales en la válvula.

En la Tabla 16, se enlistan los materiales recomendados en diversos flúidos para cada una de las partes de la duo-check, según la nomenclatura de la figura de identificación que se muestra.

4.1.2 Servicio ANSI y API.

La válvula duo-check puede emplearse para servicios de operación regidos por los estándares ANSI o API, dependiendo del tamaño y la presión a la que será sometida la válvula.

Para servicio ANSI se fabrican válvulas desde 2" (51 mm) hasta 72" (1 828 mm) (Ver Fig. 33), desde la serie ANSI 125 hasta ANSI 2 500; mientras que en servicio API se fabrican sólo desde 2" (51 mm) hasta 12" (304 mm), en las series API 2 000, 3 000 y 5 000 (Ver apéndice 3).

4.1.3 Estilos.

Cada fabricante tiene sus propias modificaciones al diseño básico de la duo-check, sea en el diseño del resorte, en el tipo de apoyo de las placas, etc., pero de manera general se pueden clasificar en tres estilos o modelos, desde el punto de vista del cuerpo de la válvula:

Tabla 16. Materiales recomendados para
diversos fluidos.

Cuerpo y Platos

A Aluminio
 B Bronce aluminico
 C Acero inoxidable 316
 D Acero inoxidable 304
 E Acero inoxidable 410
 H Hierro fundido (IBBM)†
 M Monel
 N Niquel
 S Acero

Sello

B Butyl
 M Buna N
 N Neopreno
 P Metal
 S Silicio
 V Vitón A

Topo

A Aluminio
 C Acero inoxidable 316
 E Acero inoxidable 410
 M Monel
 S Acero
 N Acero niquelado

C	M	S	A	C	S
CUERPO Y PLATOS DE ACERO	SELLO DE BUNA N	TOPE DE ACERO	PASADOR DE ACERO INOXIDABLE 316	RESORTE DE ACERO INOXIDABLE 316	TAPON MACHO DE ACERO

Pasador

C Acero Inoxidable 316
 E Acero Inoxidable 410
 M Monel

Resorte

C Acero Inoxidable 316
 I Inconel
 M Monel

Tapón Macho

C Acero Inoxidable 316
 E Acero Inoxidable 410
 M Monel
 S Acero
 H Hierro fundido

Aceite apietan S M S C C C S
 Aceite base asfáltica S N S C C C S
 Aceite base parafínica H M N C C C H
 Aceite combustible doméstico S M S C C S
 Aceite combustible y gas H M N C C C H
 Aceite crudo, base asfáltica H M N C C C H
 Aceite crudo, base parafínica C N C C C C C
 Aceite crudo, corrosivo C N C C C C C
 Aceite de adorción H M N C C C H
 Aceite de cacahuete H M N C C C H
 Aceite de coco H M N C C C H
 Aceite de linaza C N C C C C C
 Aceite de nabina H M N C C C H
 Aceite de ovas H M N C C C H
 Aceite de palma H M N C C C H
 Aceite de pino C P C C C C H
 Aceite de quercocina H M N C C C H
 Aceite de ricino C P C C C C C
 Aceite de semilla de algodón C N C C C C C
 Aceite de silicio C P C C C C C
 Aceite de soya H M N C C C H
 Aceite diesel H M N C C C H
 Aceite fusel C P C C C C C
 Aceite hidráulico H M N C C C H
 Aceite hidráulico para la fuerza aérea C P C C C C C
 Aceite lubricante H M N C C C H
 Aceite mineral H M N C C C H
 Aceite para templado H M N C C C H
 Aceite para transformador H M N C C C H
 Aceite rico H M N C C C H
 Aceite selante H M N C C C H
 Aceite soluble para corte H M N C C C H
 Aceite vegetal H M N C C C H
 Aceite y amoníaco H M N C C C H
 Aceite y cloruro de metileno C P C C C C C
 Aceite y dióxido de azufre H M N C C C H
 Aceites vegetales sulfonados C M C C C C C
 Acetaldehído C P C C C C C
 Acetato cúprico de amonio C P C C C C C
 Acetato de amilo C P C C C C C
 Acetato de butilo C P C C C C C
 Acetato de etilo C P C C C C C
 Acetato de sodio C P C C C C C
 Acetato, solventes H M N C C C H
 Acetatos, ésteres y derivados del petróleo C P C C C C C
 Acetileno con agua C M C C C C C
 Acetileno, gas S M S C C C S
 Acetona C P C C C C C
 Acido acético C P C C C C C
 Acido acético glacial C P C C C C C
 Acido acético propiónico C P C C C C C
 Acido bórico C M C C C C C
 Acido butírico C P C C C C C
 Acido carbónico C P C C C C C
 Acido cresílico C P C C C C C
 Acido cresol cresílico C P C C C C C
 Acido estérico B N C C C C C
 Acido estérico y oléico C N C C C C C
 Acido ferulacético (75%) C P C C C C C
 Acido fórmico C P C C C C C
 Acido fosfórico (45% +) C P C C C C C
 Acido graso de coco S M S C C C S
 Acido hidrocianico C M C C C C C
 Acido láctico C M C C C C C
 Acido málico C P C C C C C
 Acido oléico C N C C C C C
 Acido osálico C N C C C C C
 Acido palmítico C M C C C C C
 Acido picroico (fundido) C P C C C C C

Acido picroico (solución acuosa) C M C C C C C
 Acido propiónico C P C C C C C
 Acido tartárico C N C C C C C
 Acido terifático, lechada en agua 10%, ácido nítrico C P C C C C C
 Acidos grasos C P C C C C C
 Acrilato de metilo C N C C C C C
 Acronitrilo C P C C C C C
 Adipato dibutil cetosolve S M S C C C S
 Alcanos C P C C C C C
 Alcohol butílico B M C C C C C
 Alcohol etílico B M C C C C C
 Alcohol graso sulfonado C M C C C C C
 Alcohol isopropílico B M C C C C C
 Alcohol metílico B M C C C C C
 Alcohol octílico H M N C C C H
 Alcohol y aceite lubricante H M N C C C H
 Aldehído C P C C C C C
 Aila picolina C P C C C C C
 Aili acetona C P C C C C C
 Aili amina C P C C C C C
 Aili cloruro C P C C C C C
 Alquilato ligero C N C C C C C
 Alquíl benceno C P C C C C C
 Alumbre, solución C N C C C C C
 Alumbre de cromo M N M M M M M
 Aluminio alcalino de sodio S N S C C C S
 Aluminio de sodio S N S C C C S
 Aluminio, hidróxido S N S C C C S
 Aminas grasas condensadas C P C C C C C
 Amoníaco acuoso S N S C C C S
 Amoníaco anhidro, S N S C C C S
 Amoníaco gaseoso S N S C C C S
 Amoníaco, licores y acetos M P M M M M M
 Amonio bifloruro C P C C C C C
 Anhidrido acético B M C C C C C
 Anticongelante S N S C C C S
 Argón, gas M V M M M M M
 Azufre fundido
 Agua:
 Acida de minas, no oxidante C P C C C C C
 Acida de minas, oxidante M N M M M M M
 Arenosa, fría B M C C C C C
 Con aceite soluble B M C C C C C
 Condensada Dióxido de carbono C P C C C C C
 Dulce (limpia y fría) H M N C C C H
 Jabonosa (hasta 100°C, 212°F) B M C C C C C
 Jabonosa (hasta 65°C, 150°F) B M C C C C C
 Lavado de aire refrigera lo B M C C C C C
 Salobre B N C C C C C
 Servicio de condensados refrigerados B M C C C C C
 Torre de enfriamiento H M N C C C H
 Barinas H M N C C C H
 Benceno (benzol) H M N C C C H
 Bicarbonato de potasio C M C C C C C
 Bicarbonato de sodio C N C C C C C
 Bixido de carbono B N C C C C C
 Bixido de carbono (seco) C N C C C C C
 Bisulfato de sodio C N C C C C C
 Bisulfito de calcio C P C C C C C
 Bisulfito de sodio C N C C C C C
 Bisulfuro de calcio C P C C C C C
 Bisulfuro de carbono C P C C C C C
 Borax en solución C N C C C C C

Bromuro de metilo C P C C C C C
 Butadieno C P C C C C C
 Butano H M N C C C H
 Butanamina S M S C C C S
 Butileno S M S C C C S
 Calpa C P C C C C C
 Carbón C P C C C C C
 Carbonato de amonio S N S C C C S
 Carbonato de potasio C M C C C C C
 Carbonato de sodio S N S C C C S
 Carbonato dietílico C P C C C C C
 Carga de-etanizadora S N S C C C S
 Celosolve metílico C P C C C C C
 Celosolve plastificante C P C C C C C
 Cenizas (carbonato de sodio) S N S C C C S
 Cerveza C M C C C C C
 Cianamida de sodio C P C C C C C
 Cianuro de cobre S N S C C C S
 Cianuro de potasio C M C C C C C
 Cianuro de sodio S N S C C C S
 Cianuro de zinc S N S C C C S
 Ciclohexano C P C C C C C
 Cloas M P M M M M M
 Clorobenceno H M N C C C H
 Cloroforno C P C C C C C
 Cloruro de amonio M M M M M M M
 Cloruro de etilo M P M M M M M
 Cloruro de metileno C P C C C C C
 Cloruro de metilo C P C C C C C
 Cloruro de sodio M M M M M M M
 Cloruro de vinilidina C P C C C C C
 Cloruro de vinilo gas C P C C C C C
 Combustibles aromáticos (hasta 40%) B M C C C C C
 Combustibles aromáticos (más de 40%) C P C C C C C
 Combustible diesel S M S C C C S
 Compuestos de sulfuro de hidrógeno y sulfuro orgánico M P M M M M M
 Creosota C P C C C C C
 Diaetona C P C C C C C
 Dicianolano M P M M M M M
 Dietanolemina C M C C C C C
 Dietilenoamina C P C C C C C
 Difeni C P C C C C C
 Difeni clorinado C P C C C C C
 Diisobutil tetona C P C C C C C
 Dimetil hidrazina C P C C C C C
 Diniro cloro benceno C P C C C C C
 Diniro cloro benceno y estireno C P C C C C C
 Diocetil amina C M C C C C C
 Diocetil talato C V C C C C C
 Disulfido de azufre, líquido anhidro C P C C C C C
 Dowtherm "A" C P C C C C C
 Dowtherm "B" C P C C C C C
 Espirinas minerales B M C C C C C
 Estereos Halicos C P C C C C C
 Estireno C P C C C C C
 Estireno y dinitrocloro-benceno C P C C C C C
 Etano S M S C C C S
 Eter B M C C C C C
 Eter clorometílico C P C C C C C
 Etilenoalcol (hasta -40°C, -40°F) B M C C C C C
 Etilenoalcol (hasta -81°C, -120°F) C P C C C C C
 Etil piridina C P C C C C C
 Fenol C V C C C C C
 Fenol, mezcla formaldehído C P C C C C C
 Fluido de silicio C P C C C C C

Fluido de silicona Dow	C P C C C C C	Lata	S M S C C C S	Refinado	S N S C C C S
Formaldehído dimetil	C P C C C C C	Lechada de almidón	H M N C C C H	Reflejo debutanizador	S N S C C C S
Formaldehído o formalina	C M C C C C C	Lechada de cera	S N S C C C S	Reflejo etropropionador	S N S C C C S
Fosfato de amonio	C P C C C C C	Licor de jabón de sosa	M P M M M M M	Resinas de melamina	C P C C C C C
Fosfato de potasio, Di o Tri	C P C C C C C	Licor de perlina	C N C C C C C	Reveladores fotográficos	C P C C C C C
Fosfato de sodio (Di)	C P C C C C C	Licotes de azúcar de remolacha	H M N C C C H	Sal de Glaubers	C N C C C C C
Fosfato de sodio (Mono)	C P C C C C C	Licotes de rabe de azúcar	H M N C C C H	Salmuera cloruro de calcio	H N N C C H
Fosfato de sodio (Tri)	C P C C C C C	Lindol (fosfato de trióxido)	C P C C C C C	Salmuera cloruro de sodio	H N N C C H
Fosfato trisódico	S N S C C C S	Malta	H M N C C C H	Salsa de tomate	C M C C C C C
Freon 11 y aceite refrigerante (hasta -40°C. -60°F)	S N S C C C S	Masteca	H M N C C C H	Silicato de sodio	S N S C C C S
Freon 11 y aceite refrigerante (hasta -84°C. -120°F)	C P C C C C C	Masteca de cacao	S M S C C C S	Solución de ácido benzoico	C N C C C C C
Freon 12 y aceite refrigerante (hasta -84°C. -120°F)	C P C C C C C	Mayonesa	H M N C C C C	Solución de sulfuro de hidrógeno	C P C C C C C
Freon 12 y aceite refrigerante (hasta -90°C. -80°F)	S N S C C C S	Mercuriano	C P C C C C C	Solución tiosulfuro de almidón	C N C C C C C
Freon 22 y aceite refrigerante (hasta -84°C. -120°F)	C P C C C C C	Metalóxido	C P C C C C C	Soluciones de ácido cítrico	C N C C C C C
Freon 22 y aceite refrigerante (hasta -90°C. -80°F)	S N S C C C S	Metalofato de sodio	C P C C C C C	Soluciones de azúcar	C N C C C C C
Freon 113 y 114 y aceite refrigerante (hasta -40°C. -40°F)	S N S C C C S	Metal cresol	C P C C C C C	Soluciones de DDT (solventes querosén)	B M C C C C C
Freon 113 y 114 y aceite refrigerante (hasta -84°C. -120°F)	C P C C C C C	Metano	B M C C C C C	Soluciones de DDT (solvente tolueno)	C P C C C C C
Furural	C P C C C C C	Metil celulosa	C P C C C C C	Soluciones de nitrato de bario	C P C C C C C
Gas licoro de petróleo (Lpg)	B N C C C C C	Metil isobutil celosa	M P M M M M M	Solventes de laca	C P C C C C C
Gas natural	B M C C C C C	Miel, alto contenido de azúcar (hasta 93°C. 200°F)	C M C C C C C	Sulfato de amonio	M M M M M M M
Gasolina	H M N C C C H	Miel, alto contenido de azúcar (desde 93°C. 200°F)	C P C C C C C	Sulfato de cobre, vitriolo azul	C M C C C C C
Gasolina con H ₂ S	C M C C C C C	Mono etilaminina (hasta 93°C. 200°F)	C P C C C C C	Sulfato de cobre, vitriolo azul	C M C C C C C
Gasolina con mercaptano	C M C C C C C	Mono etilaminina (desde 93°C. 200°F)	C P C C C C C	Sulfato de magnesio (sales de escom)	C N C C C C C
Gelatina	C M C C C C C	Moxidado de carbono	B N C C C C C	Sulfato de nicotina	C P C C C C C
Glicerina o glicerol	H M N C C C H	Moatza	M P M M M M M	Sulfato de níquel	C M C C C C C
Glicerol	B M C C C C C	Mozza para curveta (hasta 100°C. 212°F)	C P C C C C C	Sulfato de potasio	C M C C C C C
Glicerol sintético	C M C C C C C	Nafta	H M N C C C H	Sulfato de sodio	C N C C C C C
Glicerol	C M C C C C C	Nafta agria o gasolina naftica (trazas de H ₂ S)	C M C C C C C	Sulfato de zinc	C P C C C C C
Grasa (más de 100°C. 212°F)	C P C C C C C	Nafta VMP	H M N C C C H	Sulfuro de sodio	C P C C C C C
Heptano	B M C C C C C	Nafaleno	C P C C C C C	Suspension de carbonato de calcio	S N S C C C S
Hexano	B M C C C C C	Nitrato de amilo	C P C C C C C	Suspension de sulfato de calcio	B N C C C C C
Hexosa	C P C C C C C	Nitrato de amonio	C P C C C C C	Tetraborato de sodio (borax)	C P C C C C C
Hidracina maleica	C P C C C C C	Nitrato de cobre	C M C C C C C	Tetraclorotileno	M P M M M M M
Hidrogeno	C N C C C C C	Nitrato de plata	C N C C C C C	Tetracloruro de carbono (anhidro)	H M N C C C H
Hidrogeno y agua	B N C C C C C	Nitrato de potasio	C P C C C C C	Tetracloruro de carbono (húmedo)	M V M M M M M
Hidrolubrificantes Ucon	B M C C C C C	Nitrato de sodio	C P C C C C C	Tetracloruro de titanio	M P M M M M M
Hidrosulfito de sodio	C M C C C C C	Nitrato de zinc	C P C C C C C	Tetracloruro de plomo	C P C C C C C
Hidrosulfito de magnesio	C P C C C C C	Nitro metano	H M N C C C H	Tetracloruro de titanio	C P C C C C C
Hidrosulfito de potasio (50%)	S M S C C C S	Nitrogeno, gas	S N S C C C S	Tetracloruro de titanio (húmedo)	M V M M M M M
Hidrosulfito de sodio 0-30% (hasta 51°C. 125°F)	C V C C C C C	Olina (cruda)	C N C C C C C	Tetracloruro de titanio (seco)	H M N C C C H
Hidrosulfito de sodio 30-60% (Hasta 100°C. 212°F)	M V M M M M M	Oxido de estileno	C P C C C C C	Tetracloruro de titanio (seco)	S M S C C C S
Iso-butano	S N S C C C S	Oxido propilénico	C P C C C C C	Tetracloruro de titanio (húmedo)	H M N C C C H
Iso-butileno	S N S C C C S	Paracetamol	C M C C C C C	Tetracloruro de titanio (seco)	S M S C C C S
Iso-pentano	S N S C C C S	Parafina fundida	H M N C C C H	Tetracloruro de titanio (seco)	S M S C C C S
Iso-propil amina	S N S C C C S	Pegamento colas	C P C C C C C	Tetracloruro de titanio (húmedo)	H M N C C C H
Iso-propil acetato	C P C C C C C	Pegamento de películas	C P C C C C C	Tetracloruro de titanio (seco)	S M S C C C S
Jugo de café	H M N C C C H	Perclorofenol	C P C C C C C	Tetracloruro-vinil-cloruro	C P C C C C C
Jugo de frutas	C P C C C C C	Perileno	S N S C C C S	Vinagre	C N C C C C C
Jugos vegetales	C P C C C C C	Perborato de sodio	C P C C C C C	Vino	C M C C C C C
		Perclorotileno	C V C C C C C	Whiskies	H M N C C C H
		Perfluoro acetatopotasio	C P C C C C C	Xileno o xilol	C P C C C C C
		Permanganato de potasio	C V C C C C C	Yodoforno	C P C C C C C
		Peroxisulfato de hidrogeno	C V C C C C C		
		Piridina	C P C C C C C		
		Piridina vinilica	C P C C C C C		
		Plastificante tipo estir	S M S C C C S		
		Plumbita de sodio	B M C C C C C		
		Poliálcoles	B M C C C C C		
		Polimero de propileno	H M N C C C H		
		Propeno	S N S C C C S		
		Propilenglicol	B M C C C C C		
		Propileno	S N S C C C S		
		Propion aldehido	C P C C C C C		
		Pulpa de tomate	C N C C C C C		
		Queroquina	B M C C C C C		

- a) De cuerpo estandar.
- b) De cuerpo extendido.
- c) De aletas roscadas.

4.1.3.1 De cuerpo estandar.

Es la duo-check convencional de distancia corta entre caras, analizada en el capítulo 3 (Ver Fig. 37).

4.1.3.2 De cuerpo extendido.

Este tipo de válvula, está diseñada para utilizarse en aquellas aplicaciones en que se necesita una resistencia excepcional para satisfacer condiciones poco comunes de un sistema.

El diseño incluye las características ya comprobadas de la duo-check vistas en el capítulo 3, pero también proporciona una resistencia mayor en las placas y las partes internas de la válvula. El diseño de las placas y del perno tope es tal que equilibra la carga que se le impone a estas partes, de tal manera que pueden soportar cualquier condición rigurosa de servicio.

Un uso típico que se da a esta válvula, consiste en colocarla en la línea de descarga de un compresor en donde las condiciones de apertura rápida y flujo turbulento, pueden imponer niveles anormales de esfuerzos en la válvula de retención.

La válvula duo-check de cuerpo extendido se fabrica en tamaños de 10" (254 mm) hasta 72" (1 828 mm), en rangos de presión desde ANSI 150 hasta ANSI 2 500 (Ver Fig. 84).



Fig. 84 Duo-check de cuerpo extendido.

4.1.3.2 De aletas roscadas.

La duo-check de aletas roscadas no necesita retirarse de la línea, cuando se quita una de las bridas. Los tornillos que atraviesan la otra brida del tubo, se atornillan a la duo-check sujetándola. En un diseño no normal de tuberías, la válvula se instala próxima a una bomba. Antes, cuando se tenía que quitar la bomba de la línea para proporcionarle mantenimiento, también se tenía que quitar la válvula de retención. Ahora, mientras una de las bridas permanezca en su posición, la duo-check de aletas roscadas se queda en su lugar manteniendo la presión corriente abajo (Ver Fig. 85).



Fig.85 Duo-check de aletas roscadas.

Este tipo de válvula se fabrica para servicios ANSI y API (Ver apéndice A3.4).

4.1.4 Accesorios.

Cuando se desea sustituir una válvula de retención convencional (tipo colimpio) por una duo-check, la distancia entre bridas que ocupaba aquella en la línea, es fácil de cubrir utilizando las siguientes alternativas de diseño:

- a) Duo-check con bridas integradas o conexiones soldables.
- b) Duo-check con extensión de tubería.

4.1.4.1 Duo-check con bridas integradas o conexiones soldables.

Esta válvula tiene la duo-check integrada en un sólo cuerpo, con conexiones bridadas o soldables (Ver Fig. 86).

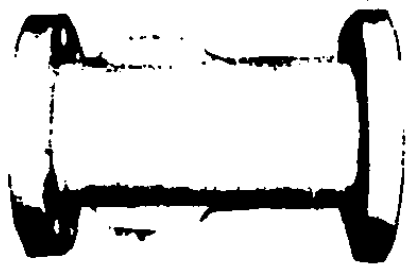


Fig. 86 Duo-check bridada.

4.1.4.2 Duo-check con extensión de tubería.

Consiste en la unión de la duo-check con una extensión de tubería tipo Venturi, para cubrir así la distancia entre bridas ocupada por la válvula sustituida (Ver Fig. 87).

La aplicación en campo de uno u otro accesorio se deja a la experiencia y a las necesidades de los consumidores, pero la ventaja en peso sigue siendo superior a la válvula de retención convencional, en cualquiera de los dos casos (Ver Tabla 17).

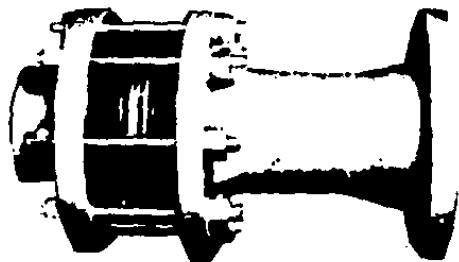


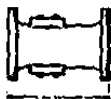
Fig. 87 Duo-check con extensión de tuberfa.

Tabla 17 Medidas y pesos de la válvula de retención tipo columpio y la duo-check con bridas y extensión de tuberfa.



Válvula de retención tipo columpio.

Tamaño	ANSI SERIES	L1	Peso (lbs)
2"	150	8"	40
	300	10 1/2"	55
2 1/2"	150	8 1/2"	50
	300	11 1/4"	80
3"	150	9 1/2"	60
	300	12 1/4"	90
4"	150	11 1/2"	100
	300	14"	150
5"	150	13"	140
	300	15 1/4"	220
6"	150	14"	170
	300	17 1/2"	270
8"	150	19 1/2"	280
	300	21"	460
10"	150	24 1/2"	400
	300	24 1/2"	620
12"	150	27 1/2"	650
	300	28"	1200

Duo-check con
bridas.

Tuercas y pernos				
L3	Peso (lbs)	Pernos	Medida	Tamaño
8"	22	8	1/2" x 3/4"	2"
10 1/2"	25	16	1/2" x 3/4"	
8 1/2"	32	8	1/2" x 3/4"	2 1/2"
11 1/4"	37	16	1/2" x 6"	
9 1/2"	40	8	1/2" x 3/4"	3"
12 1/4"	46	16	1/2" x 4 1/2"	
11 1/4"	61	16	1/2" x 3 1/4"	4"
16"	67	16	1/2" x 4 1/2"	
13"	77	16	1/2" x 4"	5"
15 1/2"	86	16	1/2" x 4 1/2"	
16"	96	16	1/2" x 4"	6"
17 1/2"	109	24	1/2" x 5"	
19 1/2"	166	16	1/2" x 4 1/2"	8"
21"	174	24	1/2" x 5 1/2"	
24 1/2"	263	24	1/2" x 4 1/2"	10"
24 1/2"	263	32	1" x 6 1/2"	
27 1/2"	386	24	1/2" x 4 1/2"	12"
28"	391	32	1 1/4" x 6 1/2"	



Duo-check con extensión de tubería.

Tamaño	DUO-CHEK		Tuercas y pernos			Ext.	Tuercas y pernos			Junta	Tamaño
	L3	Peso (lbs)	L3A	Pernos	Medida		L3B	Pernos	Medida		
2"	8"	19	2 1/2"	4	1/2" x 5/8"	5 1/2"	4	1/2" x 3/4"	1/2"	2"	
	10 1/2"	25	2 1/2"	8	1/2" x 6"	8"	8	1/2" x 3/4"	1/2"		
2 1/2"	8 1/2"	30	2 1/2"	4	1/2" x 6 1/2"	5 1/2"	4	1/2" x 3/4"	1/2"	2 1/2"	
	11 1/4"	33	2 1/2"	8	1/2" x 6 1/2"	8 1/2"	8	1/2" x 4"	1/2"		
3"	9 1/2"	38	2 1/2"	4	1/2" x 6 1/2"	6 1/2"	4	1/2" x 3/4"	1/2"	3"	
	12 1/4"	39	2 1/2"	8	1/2" x 7"	9 1/2"	8	1/2" x 4 1/2"	1/2"		
4"	11 1/2"	51	2 1/2"	8	1/2" x 6 1/2"	8 1/2"	8	1/2" x 3/4"	1/2"	4"	
	14"	64	2 1/2"	8	1/2" x 7 1/2"	11"	8	1/2" x 4 1/2"	1/2"		
5"	13"	72	3 1/2"	8	1/2" x 7 1/2"	9 1/2"	8	1/2" x 4"	1/2"	5"	
	15 1/2"	102	3 1/2"	8	1/2" x 8 1/2"	12 1/2"	8	1/2" x 4 1/2"	1/2"		
6"	14"	90	3 1/2"	8	1/2" x 8"	10"	8	1/2" x 4"	1/2"	6"	
	17 1/4"	136	3 1/2"	12	1/2" x 9"	13 1/2"	12	1/2" x 5"	1/2"		
8"	18 1/2"	165	5"	8	1/2" x 9 1/2"	14 1/2"	8	1/2" x 4 1/2"	1/2"	8"	
	21"	239	5"	12	1/2" x 10 1/2"	15 1/2"	12	1/2" x 5 1/2"	1/2"		
10"	24 1/2"	254	5 1/2"	12	1/2" x 10 1/2"	18 1/2"	12	1/2" x 4 1/2"	1/2"	10"	
	24 1/2"	345	5 1/2"	16	1" x 12 1/2"	18 1/2"	16	1" x 6 1/2"	1/2"		
12"	27 1/2"	394	7 1/2"	12	1/2" x 12"	20 1/2"	12	1/2" x 4 1/2"	1/2"	12"	
	28"	527	7 1/2"	16	1 1/4" x 14"	20 1/2"	16	1 1/4" x 14"	1/2"		

4.2 Casos prácticos.

4.2.1 Caso A.

Se requiere instalar una válvula de retención, en una línea de tubería que maneja 700 gpm de glicerina con una presión de 150 psig a 93°C; el diámetro nominal de la tubería es de 4" (102 mm). La válvula - se encontrará a nivel del piso.

1.- Selección.

a) Siguiendo los factores a considerar al seleccionar una válvula, según la Tabla 1, se tiene que:

I.- Tipo de servicio: evitar el retroceso del flujo.

II.- Naturaleza del fluido: glicerina.

III.- Temperatura del fluido: 93°C.

IV.- Presión del fluido: 150 psig.

V.- Tamaño de la válvula: 4" .

VI.- Colocación de la válvula: en el piso.

b) Consultando la Tabla 16 se observa que cuando se maneja glicerina, - se recomienda:

Cuerpo y platos	:	hierro fundido.
Sello	:	buna N.
Tope	:	acero níquelado.

Pasador : acero inoxidable.
 Resorte : acero inoxidable.
 Tapón macho (retén) : hierro fundido.

c) Ahora, para determinar el tipo y clase de hierro a solicitar, se puede consultar una tabla de relación presión y temperatura, como la -- del apéndice A3.1, en donde se obtiene que el hierro fundido ASTM-A 126 clase B ANSI 125, soporta las 150 psig a los 93°C.

2.- Costo total de operación.

Se comparará el costo total de una duo-check con una válvula de retención de tipo columpió, equivalente para este servicio:

a) Velocidad del fluido:

$$\text{se sabe que : } Q = v A$$

$$\text{por lo tanto : } v = \frac{Q}{A} = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$Q = (700 \text{ gpm}) \left(\frac{1 \text{ m}^3/\text{min}}{263.7131 \text{ gpm}} \right) = \left(2.6544 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right)$$

$$Q = 0.0442 \text{ m}^3/\text{seg}$$

entonces:

$$v = \frac{4 (0.0442 \text{ m}^3/\text{seg})}{(\pi) (0.102 \text{ m})^2} = 5.4092 \text{ m/seg} \quad \left(\text{Ver ecuación (13)} \right)$$

y (36))

b) Pérdidas por válvulas:

De la Tabla 7 se ve que, para 700 gpm en una válvula duo-check de 4", la pérdida de carga es:

$$h_{dc} = \left(15 \text{ pies } H_2O \right) \left(\frac{0.3048 \text{ m}}{1 \text{ pie}} \right) = 4.5720 \text{ m}$$

Mientras que de la Tabla A1.8, para una válvula de retención tipo - columpio de $D = 0.10 \text{ m}$:

$$\text{si } k = 8, \quad y \quad h = \frac{Kv^2}{2g} \quad (\text{Ver apéndice A1.2})$$

$$h_r = \frac{(8)(5.4092 \text{ m/seg})^2}{(2)(9.8 \text{ m/seg}^2)} = 11.9426 \text{ m}$$

Ahora bien, expresando estas pérdidas en términos de potencia hidráulica, se tiene que:

$$\text{si} \quad \text{Potencia} = \frac{\gamma Q h}{102} \quad L^{-1} \text{ KW}$$

Fuente: Referencia bibliográfica (4)

donde γ (peso específico de la glicerina) = 1 257.57 kgf/m³

Fuente: Referencia bibliográfica (8)

$$\text{luego: Potencia} = \frac{(1\,257.57)(0.0442) h}{102} = 0.5449 \text{ h}$$

$$\text{entonces: Potencia}_{dc} = (0.5449)(4.5720) = 2.4913 \text{ KW}$$

$$\text{Potencia}_r = (0.5449)(11.9426) = 6.5075 \text{ KW}$$

Suponiendo que se operan ininterrumpidamente todo el año, se tiene que:

$$(365)(24 \text{ hr}) = 8760 \text{ hr}$$

luego entonces, se obtiene un consumo de KW-hr en el año de:

$$\text{Consumo}_{dc} = (8760 \text{ hr})(2.4913 \text{ KW}) = 21823.7880 \text{ KW-hr}$$

$$\text{Consumo}_r = (8760 \text{ hr})(6.5075 \text{ KW}) = 57005.7000 \text{ KW-hr}$$

Y si el costo del KW-hr es de \$ 93.00 (al mes de julio de 1988), por lo tanto el costo de las pérdidas de cada válvula será de:

$$\text{Costo } h_{dc} = (21823.7880)(93) = \$ 2029612.2840 \text{ anual}$$

$$\text{Costo } h_r = (57005.7000)(93) = \$ 5301530.1000 \text{ anual}$$

Hay que añadir todavía el costo de adquisición de cada válvula, que aproximadamente es de:

$$\text{Costo adquisición }_{dc} = \$ 558450.00 \text{ (precio de lista marca } \\ \text{CM Mission en agosto/1988)}$$

$$\text{Costo adquisición }_r = \$ 1025000.00 \text{ (precio de lista marca } \\ \text{Walworth en agosto/1988)}$$

Luego entonces, las curvas de costo total de cada válvula (suponiendo una inflación cero en el tiempo), son (Ver Fig. 88):

Curva _{dc}	=	558 450	+	2 029 612.2840 t
Curva _r	=	1 025 000	+	5 301 530.1000 t

En conclusión, el principal factor que afecta a la potencia hidráulica es la velocidad, porque:

$$\text{si Potencia} = \rho Q h$$

$$\text{y } Q = v A \quad ; \quad h = \frac{K v^2}{2 g}$$

$$\text{entonces: Potencia} = (\rho)(v A) \frac{K v^2}{2 g}$$

$$\text{Potencia} = \frac{\rho A K}{2 g} v^3 \quad (\text{Ver inciso 3.10})$$

Por lo tanto al aumentar la velocidad, la potencia hidráulica aumentará en razón cúbica y el costo de las pérdidas de cada válvula, en la misma proporción. Esto hace que la gráfica de costos en la Fig. 88 varíe, dependiendo de la velocidad del fluido dentro de la misma línea de tubería. Sin embargo, el costo total a través del tiempo de la duo-check seguirá siendo menor respecto a la válvula de tipo columpio, equivalente para este servicio.

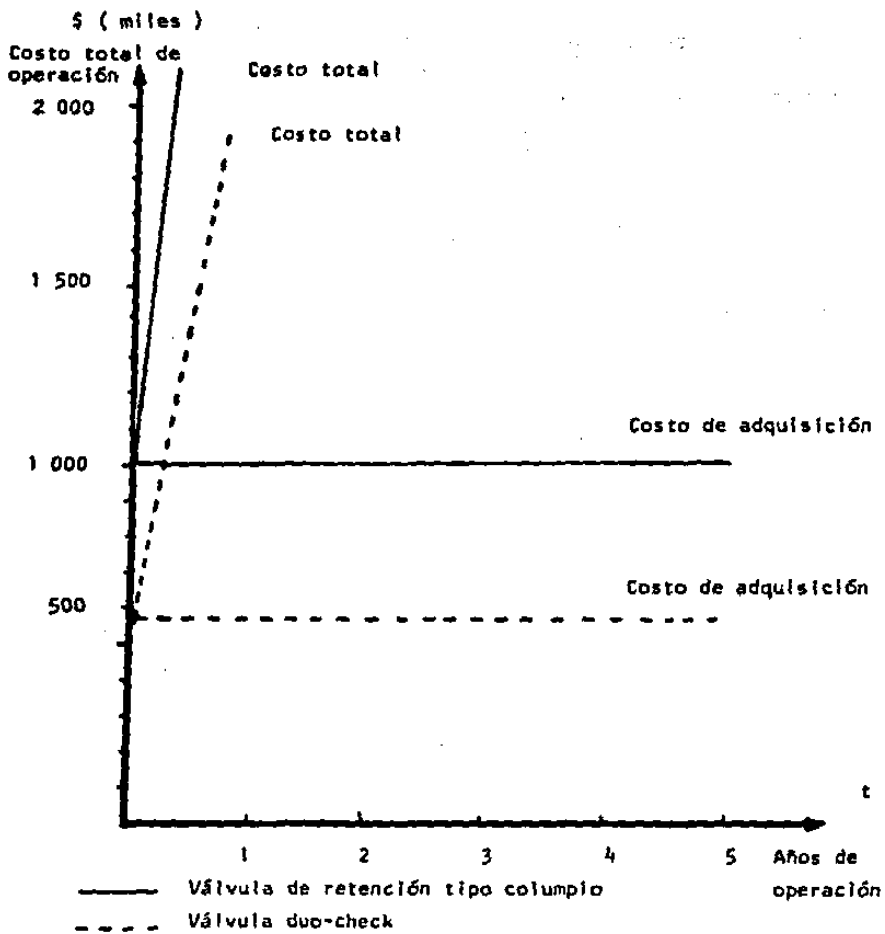


Fig. 88 Gárfica de costos de operación caso A.

Igualando el costo de adquisición de la válvula de tipo columpio al costo total de la duo-check, se tiene que:

$$1\ 025\ 000 = 558\ 450 + 2\ 029\ 612.2840\ t$$

despejando t :

$$t = \frac{1\ 025\ 000 - 558\ 450}{2\ 029\ 612.2840}$$

$$t = 0.2299\ \text{años}$$

luego, el costo total de la duo-check será igual al costo de adquisición de la retención tipo columpio, después de casi tres meses de -- servicio en la línea.

4.2.2 Caso B

Se solicita cotizar una válvula de retención, para colocarse a la salida de una bomba centrífuga, la cual impulsa ⁴ 500 gpm de aceite combustible (grado medio) con una presión de 700 psig a 100°F. La tuberfa tiene un diámetro nominal de 12" (305 mm).

1.- Selección.

a) De Tabla 1:

f.- Tipo de servicio: evitar el retroceso a la bomba.

II.- Naturaleza del fluido: aceite combustible.

III.- Temperatura del fluido: 100°F.

IV.- Presión del fluido: 700 psig

V.- Tamaño de la válvula: 12".

VI.- Colocación de la válvula: en el piso.

b) De Tabla 16 :

Cuerpo y platos	:	acero.
Sello	:	buna N.
Tope	:	acero.
Pasador	:	acero inoxidable 316.
Resorte	:	acero inoxidable 316.
Tapón macho (retén)	:	acero.

c) De Tabla 2:

Para cuerpo y platos: Acero fundido ASTM-A-216-GR.WCB, clase ANSI 300.

2.- Costo total de operación.

a) Velocidad del fluido:

$$v = \frac{4 Q}{\pi D^2} = \frac{(4)(4500)}{(\pi)(0.305)^2(263.7131)(.60)} = 3.8926 \text{ m/seg}$$

(Ver ecuación (12)
y (36)).

b) Pérdidas por válvulas:

$$\text{De Tabla 7 : } h_{dc} = (3)(0.3048) = 0.9144 \text{ m}$$

$$\text{De Tabla A1.8, } D = 0.3 \text{ m : } k = 3.5$$

$$y \quad h_r = \frac{(3.5)(3.8926)^2}{(2)(9.8)} = 2.7058 \text{ m}$$

$$\text{si } \gamma \text{ (aceite combustible) = } 857.07 \text{ kgf/m}^3$$

Fuente: Referencia bibliográfica (8)

$$\text{entonces : Potencia} = \frac{(857.07)(0.2844)}{102} \text{ h} = 2.3897 \text{ h}$$

$$y \quad \text{Potencia}_{dc} = (2.3897)(0.9144) = 2.1851 \text{ KW}$$

$$\text{Potencia}_r = (2.3897)(2.7058) = 6.4661 \text{ KW}$$

$$\text{luego : Consumo}_{dc} = (8760)(2.1851) = 19141.4760 \text{ KW-hr}$$

$$\text{Consumo}_r = (8760)(6.4661) = 56643.0360 \text{ KW-hr}$$

$$\text{por lo tanto : Costo } h_{dc} = (19141.4760)(93) = \$ 1780157.2680 \text{ anual}$$

$$\text{Costo } h_r = (56643.0360)(93) = \$ 5267802.480 \text{ anual}$$

y

$$\text{Costo adquisición}_{dc} = \$ 5741325.00 \text{ (precio de lista marca CM}$$

Misión en agosto/1988)

$$\text{Costo adquisición}_r = \$ 23148000.00 \text{ (precio de lista marca}$$

Walworth en agosto/1988)

Luego entonces, las curvas de costo total de cada válvula (suponiendo una inflación cero en el tiempo), son (Ver Fig. 89) :

$\begin{aligned} \text{Curva}_{dc} &= 5\,741\,325 + 1\,780\,157.2680\,t \\ \text{Curva}_r &= 23\,148\,000 + 5\,267\,802.3480\,t \end{aligned}$
--

Ahora, igualando el costo de adquisición de la válvula de tipo columpio al costo total de la duo-check (como en el caso anterior), se tiene que :

$$23\,148\,000 = 5\,741\,325 + 1\,780\,157.2680\,t$$

despejando t :

$$t = \frac{23\,148\,000 - 5\,741\,325}{1\,780\,157.2680}$$

$$t = 9.7782 \text{ años}$$

por lo tanto, el punto de equilibrio será después de más de 9 años de operación de la duo-check.

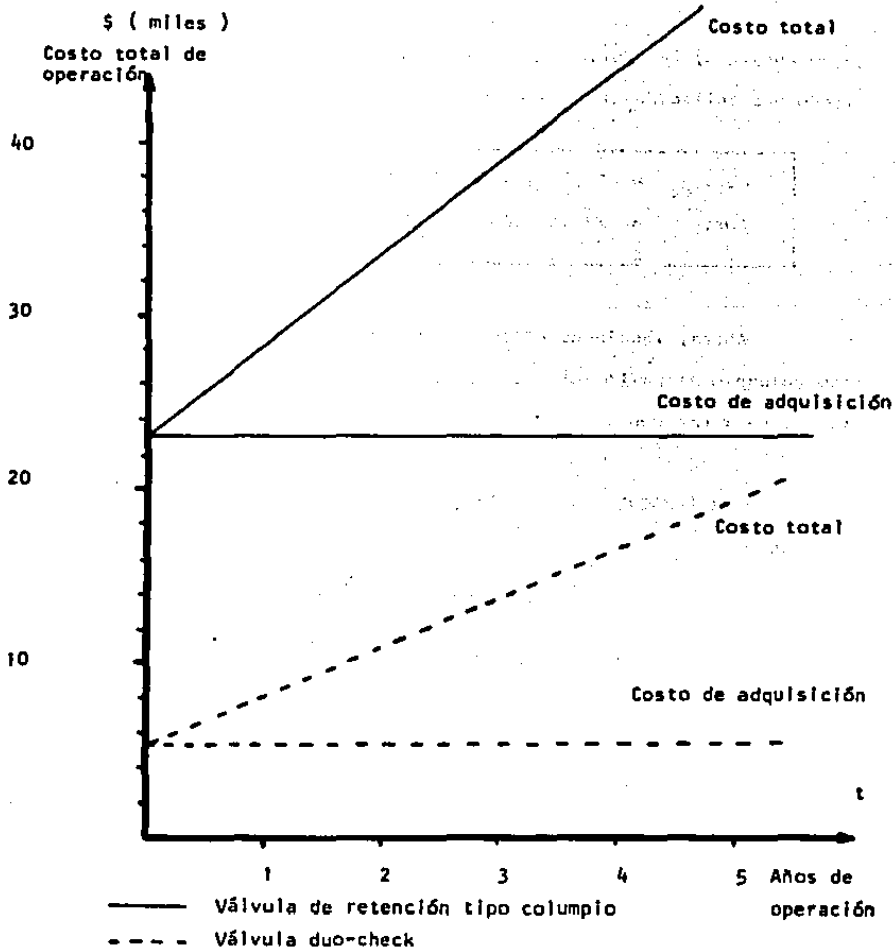


Fig. 89 Gráfica de costos de operación caso B.

CAPITULO 5: COMERCIALIZACION

5.1 Fabricantes.

Entre los fabricantes nacionales y extranjeros de la duo-check, se encuentran los siguientes.

5.1.1 Fabricantes nacionales.

Dentro de los fabricantes nacionales se encuentran principalmente dos: Conjunto Manufacturero, S.A. de C.V. y Manufacturas Metálicas--Especiales, S.A. de C.V.

5.1.1.1 Conjunto Manufacturero S.A. de C.V.

CM CONJUNTO
MANUFACTURERO, S.A. DE C.V.

Su domicilio y características generales de fabricación se enlistan a continuación (Ver apéndice A3.1):

Dirección: Vfa José López Portillo No. 6
Col. San Fco. Chilpan .
Tultitlan .
Estado de México .

Teléfono: 5 65 49 00 (conmutador)

Telex : 0172261

Marca : CM-Mission.

Estilos : De cuerpo estandar.
De cuerpo extendido.
De aletas roscadas.

Tamaños : Desde 2" (51 mm) hasta 54" (1 371 mm), desde clase ANSI
125 a 2 500.
Desde 2" (51 mm) hasta 12" (304 mm), en clase API --
2 000, 3 000 y 5 000.

5.1.1.2 Manufacturas Metálicas Especiales S.A. de C.V.



Manufacturas Metálicas Especiales S.A. de C.V.

Su domicilio y características de fabricación son (Ver apén-
dice A3.2):

Dirección: Vainilla No. 232 .
Col. Granjas México.
México, D.F.

Teléfono : 6 57 40 61 6 57 42 35 6 57 10 76

Marca : Doret.

Estilos : De cuerpo estandar.

Tamaños : Desde 2" (51 mm) hasta 48" (1 219 mm), en clase ANSI
125, 150 y 300.

5.1.2 Fabricantes extranjeros.

Existe una gran cantidad de fabricantes extranjeros de la duochek: Apco, Centerline, Gestra, Gulf, Marlin, Mueller, TRW Mission, Proquip, etc.

A continuación se presentan tres de estos fabricantes:

5.1.2.1 TRW Mission Manufacturing Company.

TRWMISSION
TRW Mission Manufacturing Company, a Division of TRW Inc.

El domicilio y características de este fabricante son (Ver -
apéndice A3.3):

Dirección : P.O. Box 4042 .
Houston, Texas 77240-0402 .
Houston Valve Facility.
8901 Jameel, Suite 180 .

- Teléfono** : 713 460 6300
713 460 6200
- Telex** : 77 5364 (Planta).
791 095 (Ventas).
- Marca** : Mission.
- Estilos** : De cuerpo estandar.
De cuerpo extendido.
De aletas roscadas.
- Tamaños** : Desde 2" (51 mm) hasta 88" (2 234 mm), desde clase ANSI
125 a 2 500.
Desde 2" (51 mm) hasta 12" (304 mm), en clase API --
2 000, 3 000 y 5 000.

5.1.2.2 Marlin Valve Company, Inc.



Su domicilio y características de fabricación son (Ver apén--
dice A3.4):

- Domicilio** : 9135 Irvington Boulevard
Houston, Texas 77022.
- Teléfono** : 713 697 4747
713 697 3551 (Fax).
- Telex** : 88 0037
- Marca** : Marlin.
- Estilos** : De cuerpo regular.
De aletas roscadas.
- Tamaños** : Desde 2" (51 mm) hasta 72" (1 828 mm), desde clase ANSI
125 a 2 500.
Desde 2" (51 mm) hasta 12" (304 mm), en clase API --
2 000, 3 000 y 5 000.

5.1.2.3 Proquip Limited.



Su dirección y características de fabricación son (Ver apéndice A3.5):

- Domicilio** : 487 Speers Rd.
Oakville, Ontario.
Canada L6K 2G4.
- Teléfono** : 416 842 1721
416 849 0923 (Fax).
- Telex** : 0698 2394.
- Marca** : Proquip.
- Estilos** : De cuerpo regular.
De cuerpo extendido.
- Tamaños** : Desde 2" (51 mm) hasta 72" (1 828 mm), desde clase ANSI
125 a 2 500.
Desde 2" (51 mm) hasta 12" (304 mm), en clase API --
2 000, 3 000 y 5 000.

5.2 Distribuidores.

Dentro de los distribuidores nacionales de la duo-check, se --
menciona a continuación algunos de los más representativos, dentro de la -
zona metropolitana en la Ciudad de México.

5.2.1 Chekmar, S.A. de C.V.



Domicilio : Vía Gustavo Baz No. 287.
C.P. 53310.
Echegaray.
Estado de México.

Teléfono : 3 73 69 55 con 5 líneas.

Director General : Claudio Gasio C.

5.2.2 Casa Trottner, S.A. de C.V.



casa trottner, s. a. de c. v.

Domicilio : Fray Servando Teresa de Mier No. 245-249.
C.P. 06820.
México, D.F.

Teléfono : 5 42 91 90 5 42 70 89 5 42 70 90 5 42 45 20

Telex : CATRME 1771894.

Director General : Lic. Dan Sheinberg.

5.2.3 Comercial Axy, S.A. de C.V.



COMERCIAL
AXY, S.A. DE C.V.

Domicilio : Av. Ferrocarril Central No. 542.
Apdo. Postal 63-223.
Col. Victoria de las Democracias.
México, D.F.

Teléfono : 3 55 16 11 3 55 17 00 3 55 25 84 3 55 26 48

Director General : Ing. Jorge Torres.

5.2.4 Materiales Industriales de México, S.A. de C.V.



MATERIALES INDUSTRIALES DE MÉXICO, S.A. DE C.V.

Domicilio : Av. Refinería de Atzacapotzalco No. 201
Col. Santo Domingo.
C.P. 02210
México, D.F.

Teléfono : 3 82 22 11 3 82 86 00 con 18 líneas.

Director General : Gerardo Martínez Lastra A.

5.3 Mercado actual.

Para poder tener una concepción veraz sobre la situación de la duo-check dentro del mercado de válvulas, a la fecha en que se expone la presente tesis profesional, se diseñó un cuestionario acerca de la válvula el cual se distribuyó entre los distribuidores mencionados en el inciso 5.2. Las preguntas de este cuestionario se enlistan a continuación :

CUESTIONARIO SOBRE LA VALVULA DE RETENCION

DUO-CHECK.

- 1.- ¿ Conoce usted hace cuánto tiempo que comenzó a comercializarse en México ?
- 2.- ¿ Desde cuándo comercializa con la duo-check ?
- 3.- Dentro de sus ventas (anuales o mensuales), ¿ qué porcentaje le representa por concepto de esta válvula ?
- 4.- ¿ Considera que el dato anterior es bajo o alto y por qué ?

- 5.- Definiendo el ciclo de vida de un producto en el mercado en cuatro etapas: introducción, crecimiento, madurez y declinación, ¿ en cuál etapa cree que se encuentre la duo-check ?
- 6.- ¿ Cuántos fabricantes de duo-check conoce ?
- 7.- ¿ Tiene problemas por parte de los fabricantes y cuáles serían ?
- 8.- ¿ Qué otros distribuidores conoce que manejan la duo-check ?
- 9.- ¿ Cuáles serían para usted los principales consumidores de la duo-check y en qué porcentaje ?
- 10.- ¿ Conoce cuáles son los usos que le dan a la válvula los consumidores ?
- 11.- ¿ Existe alguna medida o material en especial que sea el más solicitado ?
- 12.- ¿ Cree usted que se obtienen ventajas al usar una duo-check, en lugar de una válvula de retención convencional (pistón, columpio, etc.) y por qué ?
- 13.- ¿ Qué problemas serían los que impedirían esta conversión (precio, funcionalidad, costumbre, etc.) ?
- 14.- ¿ Cree usted que actualmente hay una mayor demanda por la duo-check ?
- 15.- ¿ Piensa que la válvula ha recibido la suficiente promoción y por qué ?
- 16.- ¿ Hay algo que deseara agregar sobre la situación actual de la duo-check dentro del mercado ?

Las respuestas generales a este cuestionario, son las siguientes :

- 1.- Se tiene conocimiento en México de la duo-check desde hace 10 ó 15 años.
- 2.- Se tiene de comercializarla entre 5 y 10 años.

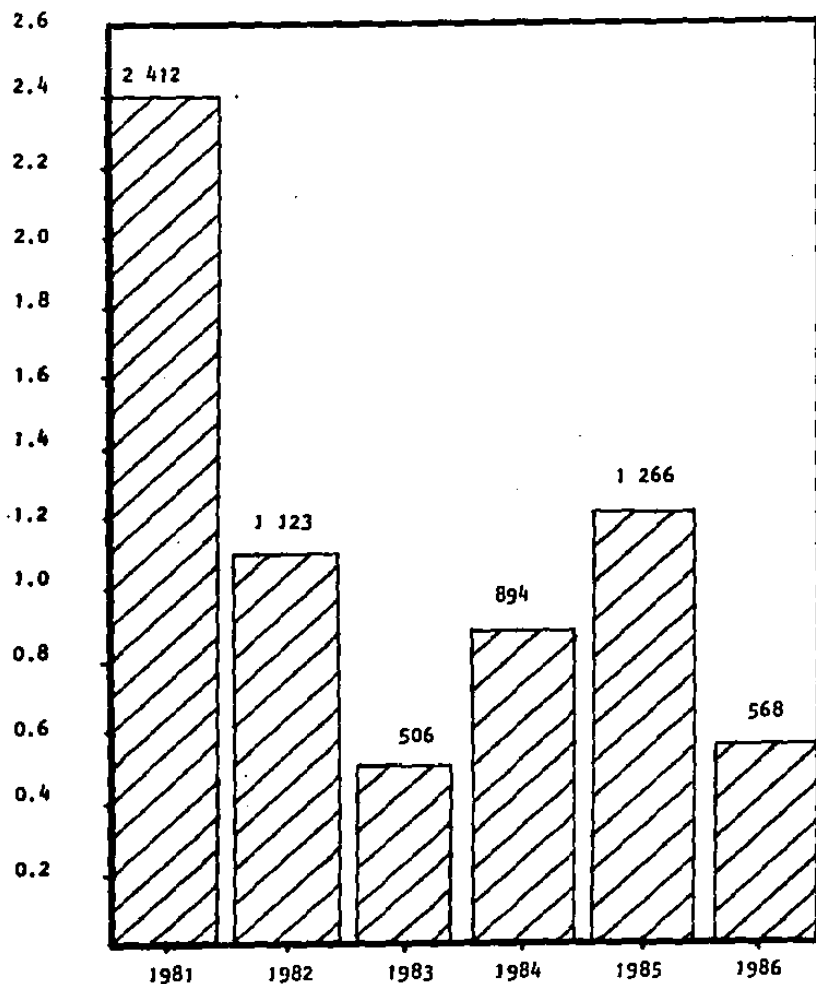
- 3.- Les representa entre el 10 y 15% de sus ventas totales.
- 4.- Todos coinciden en que es bajo y que podría aumentar si se diera a conocer un poco más en el mercado.
- 5.- La mayoría la ubicó en la etapa de crecimiento.
- 6.- Básicamente se conoce a los dos fabricantes nacionales (Ver Inciso - 5.1.1)
- 7.- Coinciden en que el tiempo de entrega es bastante largo (90 a 120 -- días), debido a que no tienen stock de material ya que mandan fundir al momento del pedido.
- 8.- Principalmente la manejan los cuatro distribuidores mencionados en el inciso 5.2 .
- 9.- Establecen que la válvula es consumida tanto por el Sector Público -- (Pemex, C.F.E., etc.) como por el Sector Privado, y afirman que éste último es el que más la solicita (aproximadamente en un 60% de sus - cotizaciones).
- 10.- Parece ser que la mayoría de los consumidores las utilizan para servicios generales y poco críticos (agua, gas y aceite).
- 11.- El rango de tamaños más solicitado es de entre 2" (51 mm) a 8" (203 mm) y el material más común es el hierro para clase ANSI 125.
- 12.- Todos coinciden en lo conveniente que es una duo-check sobre una re - tención convencional ya que, debido a sus características generales - de fabricación y diseño (Ver capítulo 3), tienen el 100% de factibilidad de ser reparada.
- 13.- El principal impedimento de la conversión a una duo-check, es la costumbre del usuario a utilizar otro tipo de válvula de retención, debido a que ya tienen instaladas en sus sistemas válvulas convencionales; y a causa del prolongado tiempo de entrega de algún fabricante.

- 14.- Coinciden en que hay tendencia (aunque lenta) a una mayor demanda - por la duo-check.
- 15.- Por unanimidad afirman que la válvula no ha recibido la suficiente -- promoción, tanto por parte de los distribuidores como por los mismos fabricantes.
- 16.- No agregaron nada más.

Las personas entrevistadas, por parte de los distribuidores,- fueron :

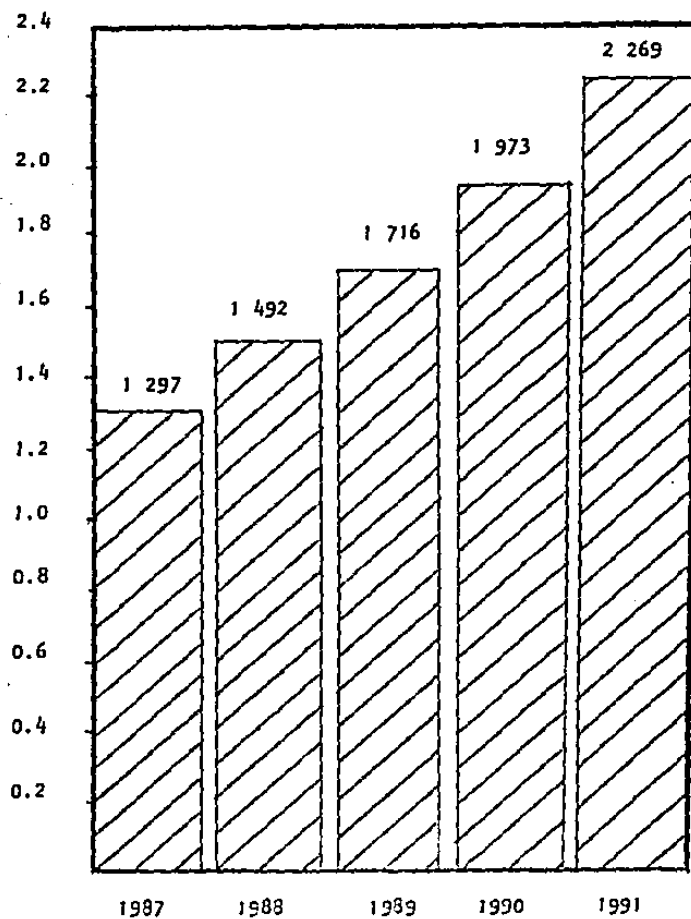
- a) Sr. Claudio Gaslo de Chekmar S.A. de C.V.
- b) Sr. José Luis Torres L. de Casa Trottnner, S.A. de C.V.
- c) Sr. Ernesto Moreno de Comercial Axy, S.A. de C.V.
- d) Sr. Salvador Tellez de Materiales Industriales de México, S.A. de C.V.

Por parte de los fabricantes, en la Fig. 90 se observa el con sumo en piezas de la duo-check, para Conjunto Manufacturero S.A. de C.V. (Ver Inciso 5.1.1.1) durante 1981 a 1986, y en la Fig. 91 lo que pro-- nostica para el período de 1987 a 1991.



Fuente: GILSA Bienes de Capital, Empresas Lanzagorta.

Fig. 90 Consumo de unidades de 1981 a 1986 de
Conjunto Manufacturero, S.A. de C.V.



Fuente: GILSA Bienes de Capital, Empresas Lanzagorta.

Fig. 91 Proyección promedio de unidades de
1987 a 1991 de Conjunto Manufacturero S.A.
de C.V.

CONCLUSIONES

Como conclusión a la exposición de la presente tesis, se expone a continuación una lista de las características específicas de manufactura, aplicación y servicio de la duo-check:

- 1.- Representa del 10 al 20% el peso de una válvula de retención convencional tipo columpio.
- 2.- Es de más fácil instalación que una válvula de retención convencional.
- 3.- Tiene las dimensiones de cara a cara más cortas que una válvula convencional (estilo de cuerpo estandar). Esto permite la instalación en áreas con un sistema de tuberías cercanas entre sí.
- 4.- Solamente un juego de birlos es necesario para instalar la válvula y en cambio en una válvula convencional se emplean dos juegos de birlos.
- 5.- Se ofrece una amplia gama de diámetros : desde 2" (51 mm) hasta 72" (1 828 mm) en clase ANSI 125 hasta 2 500; y desde 2" (51 mm) hasta 12" (304 mm) en clase API 2 000, 3 000 y 5 000.
- 6.- Se maneja una completa selección de materiales para todo tipo de servicios (Ver Tabla 16).
- 7.- La vida útil de la duo-check tiene mayor duración que una válvula convencional (Ver inciso 3.7).
- 8.- Es más resistente al golpeteo (Ver inciso 3.5).
- 9.- Tiene menor pérdida de carga que cualquier otra válvula con características de " no golpeteo " (Ver capítulo 2).
- 10.- El peso de la válvula permite instalarse sin requerir gasto excesivo en obra de Ingeniería Civil en cimentación para soportes, comparado con una válvula convencional (Ver Fig. 82).
- 11.- El diseño compacto la hace más fuerte que la válvula convencional (- Ver inciso 3.14).

- 12.- Proporciona una ventajosa economía en darle mantenimiento ya que solamente se requiere sacar la mitad de los birlos para removerla de la línea. En una válvula convencional de extremos bridados, se requiere sacar todos los birlos y tuercas para ser removida de las bridas de la tubería.
- 13.- Puede operar casi en cualquier posición (Ver Fig. 83).
- 14.- La reducida cantidad de piezas que integran la duo-check, permite una máxima intercambiabilidad de partes (Ver inciso 3.4).
- 15.- Es más fuerte y resistente que la equivalente longitud de pared de tubería. Esto es muy importante cuando se considera la contracción termal y de expansión (Ver inciso 1.2.2).
- 16.- Debido a la geometría y medida de la válvula, es más fácil realizar la aplicación de aislante externo, que en una válvula convencional.
- 17.- Como resultado del diseño de la duo-check, el peso de las placas no es factor relevante como lo es en válvulas convencionales. Esto es importante particularmente en sistemas de gas, pues debe vencer el peso de la placa en una válvula convencional (Ver inciso 3.10).
- 18.- El peso de la válvula reduce el costo de mantenimiento, especialmente en diámetros grandes donde se requiere de costosas grúas y maniobras para levantar una válvula convencional (Ver Tabla 17).
- 19.- En diámetros grandes de válvulas convencionales, se requiere de un sistema de compensación del peso de la placa, mientras que en la duo-check no (Ver inciso 2.3).

Con esto se pretende demostrar que la utilización de la duo-check, como una opción de válvula de retención, ofrece mucho más beneficios que desventajas (Ver inciso 3.16) en lugar de la utilización de una

válvula convencional de tipo columpio, que es la más usada en la actualidad por la industria.

Se pretende que el presente trabajo de investigación sea de utilidad para todas aquellas personas relacionadas con la comercialización de válvulas industriales, en beneficio de un mayor crecimiento económico para el país; si se cumple con esto, entonces la tesis ha logrado su objetivo.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Conozca sus válvulas.
Empresas Lanzagorta.
México, D.F.

- 2.- Analysis of check valve designs.
TRW Mission Engineering.
Houston, Texas.

- 3.- Catálogos Walworth de válvulas de hierro, bronce y acero.
Empresas Lanzagorta.
México, D.F.

- 4.- I Seminario de Ingeniería Mecánica Petrolera.
Instituto Mexicano del Petróleo.
Petróleos Mexicanos.
México, D.F. 1971.

- 5.- Catálogos de fabricantes de duo-check,
(Apéndice 3).

- 6.- Fundamentos de la mecánica de sólidos.
Ruiz, Jorge.
Apuntes de la Escuela de Ingeniería ULSA.
México, D.F. 1983.
- 7.- Hidráulica General.
Vol. I Fundamentos.
Sotelo Avila, Gilberto.
Editorial Limusa.
México, D.F. 1982.
- 8.- Mecánica de los fluidos.
Streeter, Victor L.
Editorial Mc Graw-Hill.
México, D.F. 1977.
- 9.- Mecánica de fluidos.
Massey, Bernard Stanford.
Compañía Editorial Continental, S.A.
México, D.F. 1979.

- 6.- Fundamentos de la mecánica de sólidos.
Ruiz, Jorge.
Apuntes de la Escuela de Ingeniería ULSA.
México, D.F. 1983.

- 7.- Hidráulica General.
Vol. I Fundamentos.
Sotelo Avila, Gilberto.
Editorial Limusa.
México, D.F. 1982.

- 8.- Mecánica de los fluidos.
Streeter, Victor L.
Editorial Mc Graw-Hill.
México, D.F. 1977.

- 9.- Mecánica de fluidos.
Massey, Bernard Stanford.
Compañía Editorial Continental, S.A.
México, D.F. 1979.

- 10.- Mecánica de fluidos.
Roberson, John A. y Crowe, Clayton T.
Editorial Interamericana.
México, D.F. 1984.

- 11.- Plant availability improvement by eliminating disc vibrations in swing check valves.
Kalsi, M.S. y Chiu, Chong.
ASME paper No. 86-JPGC-NE-6 .
New York, N.Y. 1986.

- 12.- Development of affinity relations for modeling characteristics of check valves.
Collier, S.L. y Hoerner, C.C.
Journal of Energy Resources Technology.
Vol. 103, pp. 196-200.
Houston, Tex. 1981.

- 13.- A facility and approach to performance test of check valves.
Collier, S.L. y Hoerner, C.C.
ASME paper No. 82-Pet-16
New York, N.Y. 1982.

14.- Behavior and wear of check valves.**Collier, S.L.; Hoerner, C.C. y Davila, C.E.****ASME paper No. 82-Pet-12.****New York, N.Y. 1982.**

APENDICE 1 : CONCEPTOS DE MECANICA DE FLUIDOS

Al.1 Descripción del fenómeno del golpe de ariete.

El golpe de ariete puede presentarse aguas arriba o aguas abajo de una válvula en una tubería. Cuando se cierra bruscamente una válvula, la cantidad de movimiento aguas arriba debe reducirse a cero muy rápidamente, lo que origina una gran presión en la válvula y causa una onda de alta presión que se mueve hacia aguas arriba de la válvula.

En el lado de aguas abajo de la válvula, la cantidad de movimiento del líquido hace que éste continúe moviéndose hacia aguas abajo a menos que la presión estática sea suficientemente alta para hacerlo permanecer en reposo, en tanto la presión se reduce en la válvula. Generalmente el fenómeno de cavitación se presenta aguas abajo. Eventualmente, el líquido llega al reposo y después es acelerado aguas arriba hacia la válvula, condensando el vapor y permitiendo el impacto de la columna líquida contra la válvula. Esto desarrolla una onda de alta presión que se mueve hacia aguas abajo.

A continuación se da una descripción de la sucesión de hechos que se producen cuando se cierra súbitamente una válvula en el extremo -- aguas abajo de una tubería que viene de un depósito (Ver Fig. Al.1). En este caso se despreja el rozamiento. En el instante en que se cierra la válvula ($t = 0$), el fluido más próximo a ella se comprime, se lleva al reposo, y la pared de la tubería se dilata (Ver Fig. Al.1 a).

Tan pronto se comprime la primera capa el proceso se repite a la siguiente. El fluido aguas arriba de la válvula sigue moviéndose hacia

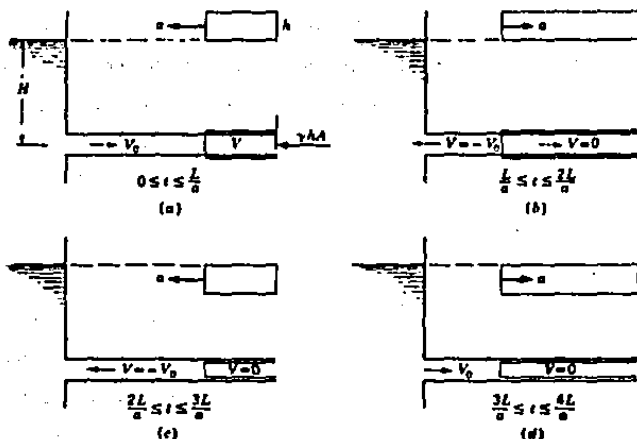


Fig. A1.1 Secuencia de sucesos para un ciclo de cierre rápido de una válvula.

abajo con una velocidad sin disminuir, hasta que se han comprimido capas sucesivas detrás de la válvula. La alta presión se mueve hacia abajo como una onda, dejando al pasar el fluido en reposo, comprimiéndole y ensanchando la tubería ($t = L/a$ seg), todo el fluido está bajo la altura extra "h", se ha perdido toda la cantidad de movimiento y toda la energía cinética se ha convertido en energía elástica.

Hay una situación de desequilibrio en el extremo de aguas arri

ba de la tubería (depósito) en el instante de la llegada de la onda de presión, ya que la presión en el depósito no ha cambiado. El fluido comienza a moverse hacia atrás empezando en el extremo aguas arriba. Este flujo hace que la presión en la válvula vuelva al valor normal que tenía antes del cierre, la pared de la tubería vuelve a su tensión normal y el fluido tiene una velocidad V_0 dirigida hacia atrás. Este proceso de transformación sigue aguas abajo hacia la válvula a la velocidad del sonido "a" en la tubería. En el instante $2L/a$ la onda llega a la válvula, las presiones vuelven a ser normales a lo largo de la tubería y la velocidad es en todas partes " V_0 " en dirección hacia atrás.

Como la válvula está cerrada no hay flujo a través de ella y se desarrolla una baja presión (-h) tal que el fluido es llevado al reposo. Esta onda de baja presión viaja hacia aguas arriba a la velocidad "a" haciendo que el fluido llegue al reposo en todos los puntos, produciendo una expansión a causa de la más baja presión y permitiendo a las paredes de la tubería contraerse. (Si la presión estática en la tubería no es suficientemente alta para hacer que la presión esté de la tensión del vapor, el líquido se vaporiza en parte y continúa moviéndose hacia atrás durante un largo periodo de tiempo).

En el instante en que la onda de presión negativa llega al extremo de aguas arriba de la tubería, $3L/a$ seg después del cierre, el fluido está en reposo, pero uniformemente con una altura "-h" menor que antes del cierre. Esto produce una situación de desequilibrio en el depósito y el fluido se mueve dentro de la tubería adquiriendo una velocidad " V_0 " hacia delante y haciendo volver al fluido a las condiciones normales, llenando

tras la onda progresa hacia aguas abajo a la velocidad "a." En el instante que esta onda llega a la válvula, las condiciones son exactamente las mismas que en el instante del cierre $4L/a$ seg antes.

Este proceso, por tanto, se repite cada $4L/a$ seg. La acción del rozamiento del fluido y de la imperfecta elasticidad del fluido y de la pared de la tubería, despreciada hasta ahora, hacen que se amortigüen las vibraciones y que el fluido llegue a alcanzar, de forma permanente, el equilibrio. El cierre de una válvula en menos de $2L/a$ seg se llama cierre rápido; cierre lento se refiere a tiempos de cierres mayores que $2L/a$ seg.

La serie de sucesos que tienen lugar en una tubería pueden compararse con la rápida detención de un pesado tren, cuando la máquina choca con un objeto inmóvil. El vagón que va detrás de la máquina comprime al muelle de unión con la máquina y se detiene ejerciendo una fuerza contra ésta; cada vagón, por orden, se mueve a su velocidad normal hasta que el anterior queda bruscamente en reposo.

Cuando el furgón de cola llega a quedarse quieto, toda la energía que llevaba el tren está almacenada en los muelles de unión (despreciando las pérdidas). Como sobre el furgón no actúa fuerza alguna, empezará a moverse hacia atrás liberando al vagón anterior de la fuerza del muelle, con lo que éste empezará a moverse hacia atrás, y así sucesivamente. Esta acción parece como una onda dirigida hacia la máquina, produciendo el movimiento de cada vagón hacia atrás con una velocidad igual a la de antes del choque.

Si suponemos que la máquina ha quedado inmóvil, el vagón próximo a ella se detiene debido a que el muelle de unión entre éste y aquella le impide continuar el movimiento, análogamente a lo que sucede con la onda de baja presión que se origina en el golpe de ariete.

El proceso se repite vagón por vagón, hasta que el tren se detiene de nuevo con todos los muelles de unión en tensión. El furgón es entonces atraído por la fuerza elástica del muelle que lo une al vagón anterior y empieza a moverse hacia adelante, siendo seguido a continuación por los otros vagones. Cuando esta onda alcanza la máquina, todos los vagones están en movimiento como antes del choque. Entonces se repite de nuevo el ciclo. El rozamiento actúa de tal manera que la energía se reduce a cero - después de unos cuantos ciclos.

A1.2 Pérdida de carga por válvulas.

Las tuberías de conducción que se utilizan en la práctica están compuestas, generalmente, por tramos rectos y curvos para ajustarse a los accidentes topográficos del terreno, así como a los cambios que se presentan en la geometría de la sección y de los distintos dispositivos para el control de las descargas (válvulas). Estos cambios originan pérdidas de energía, distintas a las de fricción, localizadas en el sitio mismo del cambio de geometría o de la alteración del flujo. Tal tipo de pérdida se conoce como pérdida local. Su magnitud se expresa como una fracción de la carga de velocidad, inmediatamente aguas abajo del sitio donde se produjo la pérdida; la fórmula general de pérdida local es:

$$h = K \frac{v^2}{2g}$$

- donde :
- h : pérdida de energía en m.
 - K : coeficiente sin dimensiones que depende del tipo de pérdida que se trate, del número de Reynolds y de la rugosidad del tubo.
 - $v^2 / 2g$: la carga de velocidad, aguas abajo, de la zona de alteración del flujo (salvo a la ración de lo contrario) en m.

Los coeficientes de pérdida por válvulas varían con el tipo y, para distintas posiciones, deben ser proporcionados por los fabricantes. A falta de estos datos, se pueden utilizar los valores medios que a continua ción se indican.

Para válvulas de compuerta (Ver Fig. A1.2) los coeficientes de pérdida, así como la relación del área abierta, al área total del con ducto, varía de acuerdo con la Tabla A1.1, válida para $D = 50$ mm.



Fig. A1.2 Válvula de compuerta

c	K	A/A_0
1/8	0.07	0.999
2/8	0.26	0.836
3/8	0.81	0.74
4/8	2.06	0.609
5/8	5.52	0.466
6/8	17	0.315
7/8	97.8	0.159
31/32	159	—

Tabla A1.1 Coeficientes de pérdida para válvulas de compuerta de diáme tro $D = 50$ mm.

Si la válvula de compuerta es de diámetro inferior o mayor de - 50 mm, la Tabla A1.2 sirve para seleccionar el coeficiente K , de pérdida, adecuado.

D mm	25	100	150	300	900	
Valores de c	0.95	—	—	830	680	—
	0.9	—	—	215	165	—
	0.8	—	—	47	35	20
	0.75	32	16	—	—	—
	0.7	—	—	16	12	9
	0.6	—	—	7	5.5	4
	0.5	4.1	2.6	3.3	2.7	1.8
	0.4	—	—	1.7	1.3	—
	0.3	—	—	1.05	0.65	—
	0.25	0.23	0.14	—	—	—
	0.2	—	—	0.68	0.29	—
	0	0.23	0.14	—	—	—

Tabla A1.2. Coeficientes de pérdida para válvulas de compuerta.

Los coeficientes de pérdida, para válvulas esféricas o de bola, (Ver Fig. A1.3) dependen del ángulo de apertura θ , como se indica en la Tabla A1.3 .



Fig. A1.3 Válvula esférica o de bola.

θ	K	A/A_0
5	0.05	0.926
10	0.29	0.85
15	0.75	0.772
30	1.56	0.602
25	3.10	0.613
30	5.17	0.535
35	9.48	0.458
40	17.3	0.385
45	31.2	0.315
50	52.6	0.25
55	106	0.19
60	206	0.137
65	486	0.091
82	∞	0

Tabla A1.3 Coeficientes de pérdida para válvula esférica o de bola.

Para válvulas de mariposa o de lenteja (Ver Fig. A1.4), K , se obtiene de la Tabla A1.4 . Si la válvula de mariposa está completamente abierta, el coeficiente de pérdida se obtiene de la siguiente fórmula:

$$K = t/d = \frac{\text{espesor de la hoja}}{\text{diámetro}}$$



Fig. A1.4 Válvula de lenteja o mariposa.

θ°	K	A/A_0
5	0.24	0.913
10	0.52	0.826
15	0.90	0.741
20	1.54	0.658
25	2.51	0.577
30	3.91	0.500
35	6.22	0.426
40	10.8	0.357
45	18.7	0.293
50	32.6	0.234
55	58.8	0.181
60	118	0.124
65	256	0.094
70	751	0.06
90	∞	0

Tabla A1.4 Coeficientes de pérdida para válvula de lenteja o mariposa.

Cuando se utilice una compuerta radial (Ver Fig. A1.5) para controlar la descarga en una conducción a presión, el coeficiente de pérdida, según Abeljew, depende de β / β_0 , o bien de b/w , de acuerdo con la Tabla A1.5 .

Si se utilizan compuertas deslizantes, como la mostrada en la Fig. A1.6 a, el coeficiente de pérdida depende no sólo de la relación de-

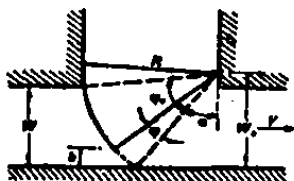


Fig. A1.5 Compuerta radial en una tubería.

α/θ_0	b/W	K
0.10	0.07	126
0.2	0.15	30.2
0.3	0.24	12.2
0.4	0.34	6.03
0.5	0.43	3.23
0.6	0.54	1.79
0.7	0.65	0.99
0.8	0.77	0.56
0.9	0.88	0.36
0.95	0.94	0.31
1.00	1.00	0.30

Tabla A1.5 Coeficientes de pérdida para compuertas radiales en una tubería.

abertura b/w , sino también de la forma del labio inferior de la compuerta (Ver Fig. A1.6 b). El coeficiente de pérdida se obtiene de la Tabla - A1.6 .

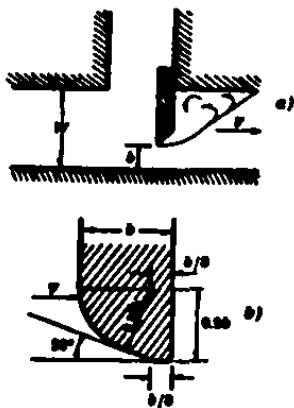
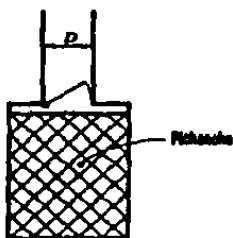


Fig. A1.6 Compuertas deslizantes en una tubería.

b/W	K canto afilado	K canto redondo
0.1	186.5	---
0.2	44.1	23.2
0.3	17.8	10.8
0.4	8.66	4.95
0.5	4.57	2.7
0.6	2.43	1.48
0.7	1.31	0.96
0.8	0.68	0.58
0.9	0.38	0.36
1	0.3	0.34

Tabla A1.6 Coeficientes de pérdida para compuertas deslizantes en una tubería.

Para válvulas de pie (Ver Fig. A1.7) con pichanča, completamente abierta, el coeficiente de pérdida depende del diámetro, como se indica en la Tabla A1.7 .



$D,$ en m	K	$D,$ en m	K
0.040	12.9	0.20	5.2
0.050	10.0	0.25	4.4
0.063	8.8	0.30	3.7
0.080	8.0	0.35	3.4
0.100	7.0	0.40	3.1
0.125	6.5	0.45	2.8
0.150	6.0	0.50	2.5

Fig. A1.7 Válvula de pie con pichanča abierta.

Tabla A1.7 Coeficientes de pérdida para válvulas de pie con pichanča-abierta.

Para calcular la pérdida, exclusivamente, en la pichanča, el coeficiente vale :

$$K = (0.675 \text{ a } 1.575) \left(\frac{A}{A_0} \right)^2$$

donde : A : área del tubo.

A_0 : área neta (únicamente las perforaciones de la pichanča).

Para una válvula check o de retención (Ver Fig. A1.8), completamente abierta, el coeficiente de pérdida depende del diámetro como se indica en la Tabla A1.8 .

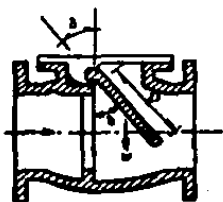


Fig. A1.8 Válvula de retención

Den m	K
0.05	18
0.075	11
0.10	8
0.15	6.5
0.2	5.5
0.25	4.5
0.3	3.5
0.35	3
0.4	2.5
0.5	0.8

Tabla A1.8 Coeficientes de pérdida para válvulas de retención completamente abiertas.

Si la válvula de retención está, parcialmente, abierta entonces K es como se indica en la Tabla A1.9 .

θ°	K
15	90
20	62
25	42
30	30
35	20
40	14
45	9.5
50	6.6
55	4.6
60	3.2
65	2.3
70	1.7

Tabla A1.9 Coeficientes de pérdida para válvulas de retención parcialmente abiertas.

Para válvulas de alivio (Ver Fig. A1.9) resulta conveniente emplear la fórmula siguiente :

$$K = 2.6 - 0.8 \frac{D}{z} + 0.14 \left(\frac{D}{z} \right)^2$$

Si la válvula es semejante a la Fig. A1.10, entonces tenemos que:

$$K = 0.6 + 0.15 \left(\frac{D}{z} \right)^2$$

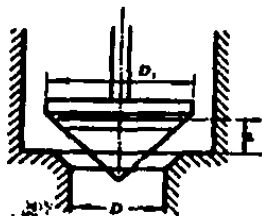


Fig. A1.9 Válvula de alivio de forma cónica.

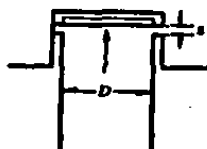


Fig. A1.10 Válvula de alivio plana.

Para válvulas de pequeño diámetro totalmente abiertas, se deben usar los coeficientes de pérdida indicados en la Fig. A.11 .

Para el control de gasto, en tuberías de gran diámetro se utilizan válvulas de aguja, en puntos intermedios o en el extremo final del conducto. La Fig. A1.12 muestra una válvula (del primer tipo) para la cual, en posición de apertura total, el gasto está expresado por la ecuación :

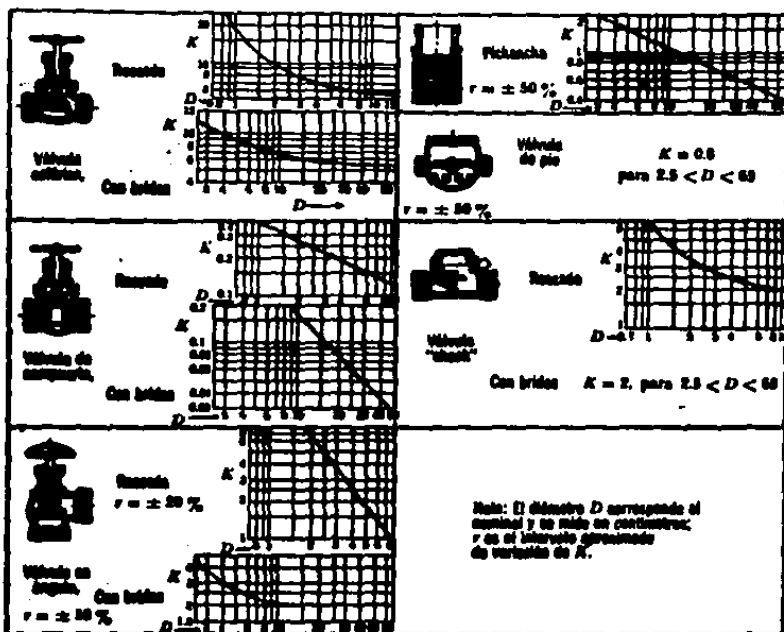


Fig. A1.11 Coeficientes de pérdida para válvulas completamente abiertas.

$$Q_{\text{máx}} = C_d \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2 g H}$$

- donde :
- C_d : igual a 0,58 , coeficiente de gasto,
 - D : diámetro a la entrada de la válvula, en m .
 - H : energía total antes de la válvula.

Cuando el diámetro de la válvula de aguja (del lado de la descarga) es 0.833 D, en la ecuación anterior $C_d = 0,503$.

La Fig. A1.13 muestra las dimensiones de una válvula de aguja, del tipo utilizado en el extremo final de un conducto para controlar las descargas. El coeficiente máximo de velocidad para este tipo de válvulas, totalmente abiertas, es $C_V = 0,96$ a $0,98$.

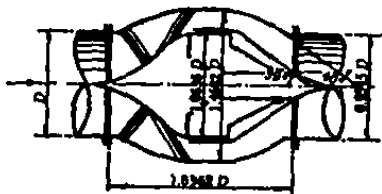


Fig. A1.12 Válvula interior de aguja (USBR)

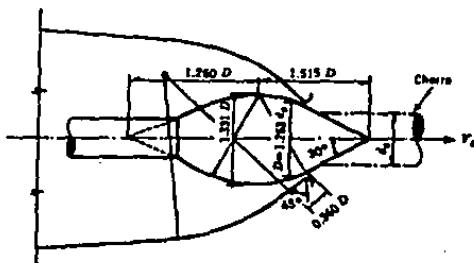


Fig. A1.13 Válvula de aguja según Escher.

Esto es, la velocidad del agua en la sección contracta del chorro descargado es :

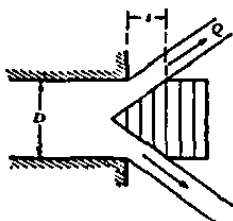
$$v_s = C_V \sqrt{2 g H}$$

o sea, el coeficiente de pérdida de energía quedaría expresado por la siguiente ecuación :

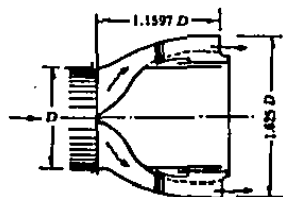
$$K = \frac{1}{C_V^2} - 1$$

que afectaría a la carga de velocidad, $v_s^2 / 2 g$, para obtener la pérdida.

En el caso de válvulas de chorro hueco, como la de la Fig. -- A1.14 a usadas en el extremo final de un conducto para controlar descargas, según la firma alemana Voith, $C_d = 0.808$ en la ecuación de $Q_{m\acute{a}x}$ para válvula totalmente abierta. Para estas mismas condiciones (de válvula totalmente abierta), la firma norteamericana U.S. Morgan Smith propone que $C_d = 0.85$ para las válvulas que fabrica.



a) Válvula de chorro hueco.



b) Válvula de chorro hueco (USBR).

Fig. A1.14 Válvula de chorro.

El U.S. Bureau of Reclamation estudió la válvula de chorro hueco mostrada en la Fig. A1.14 b, para la cual $C_d = 0.70$ en la ecuación de $Q_{m\acute{a}x}$, H deberá medirse un diámetro, aguas arriba, de la sección de entrada.

A1.3 Teorema π de Buckingham.

Pocas veces se puede obtener la solución completa de los problemas de Ingeniería por sólo los métodos analíticos, y por lo general se hacen necesarios los experimentos para determinar en su totalidad el modo

en el cual una variable depende de otras. Una técnica que ha probado ser muy útil para reducir al mínimo el número de experimentos requeridos, es la rama de las matemáticas aplicadas conocida como "análisis dimensional". Aunque no produce soluciones analíticas de los problemas, proporciona información acerca de la forma de las relaciones que conectan entre sí las variables pertinentes, y sugiere el modo más efectivo de agrupar estas variables entre sí.

El teorema fundamental en que se basa el análisis dimensional es el llamado teorema Π o de Buckingham, el cual puede enunciarse como sigue: toda relación dimensionalmente homogénea, como la representada por la ecuación:

$$F(A_1, A_2, A_3, \dots, A_m) = 0$$

entre "m" magnitudes físicas A_i susceptibles de ser expresadas en términos de "n" dimensiones fundamentales de medida (por ejemplo, en el sistema absoluto son: masa, longitud, tiempo), implica la existencia de otra relación de la forma:

$$f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_{m-n}) = 0$$

entre "m-n" parámetros Π_i . Dichos parámetros tienen la propiedad de ser funciones monómicas, adimensionales e independientes entre sí, y que son los productos de grupos distintos de las potencias de $A_1, A_2, A_3, \dots, A_m$, de la forma:

$$\Pi_i = A_1^{k_1} A_2^{k_2} A_3^{k_3} \dots A_m^{k_m}$$

Los exponentes k_i se relacionan entre sí de acuerdo con las dimensiones de cada magnitud variable A_i , de tal manera que con las "n" dimensiones fundamentales se obtiene un sistema de "n" ecuaciones con "m" incógnitas: $k_1, k_2, k_3, \dots, k_m$. Podrán entonces elegirse arbitrariamente los valores de un número "m-n" de las incógnitas k_i , para lo cual conviene seleccionar "n" de las "m" magnitudes variables A_i , para que aparezcan en cada uno de los "m-n" parámetros Π_i , que se llamarán variables representativas. Estas tendrán las siguientes características:

- a) Deben contener, en conjunto, las "n" dimensiones fundamentales.
- b) En el caso de un fluido, las variables repetitivas más importantes serán: una dimensión geométrica importante, una propiedad del fluido y una característica del flujo.
- c) Si se desea despejar una de las variables de la función $f(\Pi_i) = 0$ ésta no deberá usarse como variable repetitiva.

De esta manera se pueden obtener los exponentes "k" de las variables repetitivas, a partir de los correspondientes a las variables restantes, los que se eligen arbitrariamente en el sistema de ecuaciones antes mencionado.

Para utilizar dicho teorema es necesario conocer con seguridad las variables más importantes en el fenómeno por estudiar, pues una apreciación errónea puede conducir, aún con el análisis dimensional, a aplicaciones falsas. La identificación de esas magnitudes físicas debe

hacerse después de un análisis físico y de un completo entendimiento del problema.

En resumen, un análisis dimensional es útil para :

- a) comprobar cualitativamente las ecuaciones;
- b) determinar las dimensiones de los coeficientes empíricos;
- c) establecer y realizar experimentos generalizando los resultados;
- d) formular leyes de similitud de considerable importancia en la investigación experimental.

En los problemas en que se aplica el análisis dimensional la resolución es simple y directa, como ocurre en algunos casos; sin embargo, un error puede consistir en incluir variables cuya influencia ya se tomó en cuenta. Por ejemplo, podemos incluir dos o tres variables de longitud en un modelo a escala en el que sólo se debe tomar una longitud.

Otro error serio es la omisión de una variable fundamental. En estas condiciones faltará uno de los parámetros dimensionales. Para evitar esto, es conveniente hacer una lista de las variables que se piense pueden ser importantes y encontrar una categoría unidimensional (M, L o T) puede quedar incluida en una sola variable. En este caso se sabrá que hay un error en la selección de variables porque no será posible combinar dos variables para eliminar la dimensión aislada, y la variable que la contie-

ne debe excluirse de la lista (por no ser fundamental) o debe incluirse otra que no se había considerado.

¿ Cómo se puede saber si una variable es fundamental o no en un problema dado ? Probablemente la respuesta se base en la experiencia. - Cuando alguien trabaja en el campo de la mecánica de fluidos durante varios años, desarrolla un sentido para identificar las variables en cada tipo de aplicación. No obstante, aún un ingeniero sin experiencia sabrá que los datos producidos por las superficies libres no tienen significado en un conducto cerrado. En consecuencia, la tensión superficial, " σ ", no se incluirá como variable. En los tubos cerrados, cuando la velocidad del flujo es menor a la tercera parte de la velocidad del sonido, los efectos de compresibilidad son insignificantes.

A1.4 Números adimensionales de uso común.

La similitud cinemática entre dos sistemas de flujo se interpreta como la semejanza geométrica entre las líneas de corriente de ambos flujos, sin distorsión o con ella. La similitud dinámica implica que haya similitud geométrica, o bien, distorsionada, además de que sea la misma relación de las fuerzas dinámicas en puntos homólogos.

En la similitud dinámica, al igual que en la similitud geométrica, existen escalas de velocidades, de fuerzas, de tiempos, densidades, viscosidades, etcétera, que miden la relación entre las características de los flujos o propiedades de los fluidos utilizados en los mismos y referi-

das a dos puntos " R " homólogos (Ver Fig. A1.15).

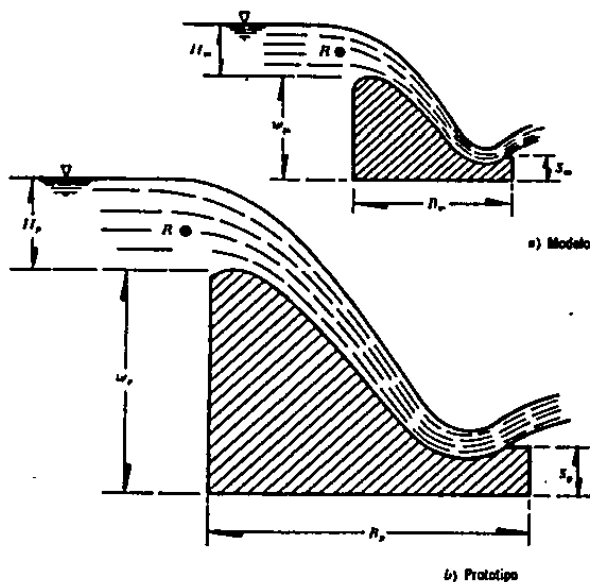


Fig. A1.15 Similitud dinámica entre dos flujos del modelo y el prototipo.

El primer parámetro o número adimensional se llama " número de Euler " y rige en aquellos fenómenos donde son preponderantes los cambios Δp de las presiones. Con $\rho = \gamma / g$ y $h = \Delta p / \gamma$, se escribe comúnmente así :

$$Eu = \frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza de presión}} = \frac{\rho v^2}{\Delta p} = \frac{v^2}{q h}$$

Parámetro que tiene que tiene importancia en fenómenos de flujo ocasionados por un gradiente de presiones donde la densidad y la aceleración del fluido intervienen primordialmente en el fenómeno y las fuerzas viscosas pierden importancia; es decir, el movimiento depende de la forma del flujo, con una configuración prácticamente invariable de las líneas de corriente. Esto ocurre en problemas de flujo a presión como en las tuberías, orificios, válvulas, distribución local de presiones sobre un obstáculo, etcétera.

El segundo número se llama de " Reynolds " y se acostumbra escribir :

$$Re = \frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza viscosa}} = \frac{v l}{\mu / \rho} = \frac{v l}{\nu}$$

Es válido en aquellos flujos a poca velocidad donde las fuerzas viscosas son las más importantes. Un número de Reynolds grande indica una preponderancia marcada de las fuerzas de inercia sobre las viscosas, como por ejemplo, el flujo turbulento, en que la viscosidad tiene escasa importancia y el fenómeno depende sólo del número de Euler. Cuando éste es pequeño, pero la viscosidad es importante, el fenómeno depende de ambos números.

El número de Reynolds se usa a menudo como el criterio de semejanza en la prueba de modelos de naves aéreas, cuerpos sumergidos en un flujo, medidores de gasto, transiciones en conductos, etcétera, en los cuales las características del flujo están sujetas a efectos viscosos.

El tercer número se llama de " Froude " y en general se representa como la raíz cuadrada de la relación de fuerzas, es decir :

$$Fr = \frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza gravitacional}} = \frac{v}{\sqrt{g l}}$$

El número de Froude tiene importancia en flujos con velocidades grandes que ocurren por la acción exclusiva de la gravedad; tal es el caso del flujo turbulento a superficie libre, donde los efectos viscosos son despreciables. A medida que aumenta el número de Froude, mayor es la reacción inercial de cualquier fuerza; en tanto disminuye, mayor es el efecto de la fuerza gravitacional. Cuando el flujo es horizontal, la acción del peso desaparece y con ella la influencia del número de Froude.

En aquellos problemas de flujo no permanente en los que la periodicidad del fenómeno es importante, el número es llamado de " Strouhal " caracteriza su acción. Si se considera que la frecuencia del fenómeno periódico es $f = 1 / t$, se tiene que :

$$S = \frac{\text{aceleración local}}{\text{fuerza de inercia}} = \frac{1}{v t} = \frac{f l}{v}$$

donde " l " representa una dimensión típica del cuerpo obstruyendo el flujo y " v " una velocidad típica dentro del flujo. Este número es importante en flujos relacionados con la formación de vórtices, movimiento de ondas, efectos de vibración en cuerpos colocados en un flujo, etcétera, y representa la raíz cuadrada de la relación de una fuerza hidrodinámica (que actúa para restaurar el equilibrio de la configuración de un flujo) y la fuerza de inercia de la masa oscilante del fluido.

Otro número comúnmente usado, es el llamado número de "Mach", que se define como :

$$Ma = \frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza elástica}} = \frac{v}{\sqrt{E_v / \rho}}$$

este número relaciona propiamente la velocidad característica del fluido y la celeridad con que se transmiten las ondas del sonido en el mismo; es importante en fenómenos relacionados con la compresibilidad de los gases. En el aire esto ocurre para velocidades del viento superiores a 150 m/seg, o sea, números de Mach mayores que $Ma = 150/360 \approx 0,4$.

A excepción de los casos de flujo no permanente, en especial problemas de golpe de ariete, la semejanza basada en el número de Mach tiene pocas aplicaciones en los ensayos con modelos hidráulicos. Aún en los problemas de golpe de ariete rara vez se usan modelos en tal sentido, debido a que éstos se estudian mejor analíticamente. El ensayo aerodinámico en túneles de viento con velocidades supersónicas ha conducido a una aplicación intensiva del parámetro.

Finalmente, en aquellos problemas en que la fuerza debida a la tensión superficial es importante, puede obtenerse el número llamado de "Weber" y se acostumbra escribir :

$$We = \frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza por tensión sup.}} = \frac{v^2}{\sigma / \rho l}$$

La ley de Weber raramente se emplea en las pruebas con modelos. Aquellos casos en que las fuerzas de tensión superficial gobiernan el movi-

miento (como las ondas capilares en pequeños canales y el movimiento capilar en los suelos) no tienen trascendencia en los problemas de ingeniería hidráulica.

Los efectos de la tensión superficial algunas veces interfieren como factores indeseables en los modelos; sin embargo, en la mayoría de los flujos de líquidos la tensión superficial raramente afecta el flujo y en los modelos de ríos, por ejemplo, éstos deben ser lo suficiente -- mente grandes para minimizar la influencia de dicha fuerza.

Como ya se había señalado, para lograr similitud dinámica es necesario que los números antes definidos resulten iguales en el modelo y en el prototipo. En la práctica no se pueden satisfacer todos los parámetros de manera simultánea y se da preferencia a aquel o aquellos que tengan mayor importancia en el flujo.

A1.5 Sustentación y resistencia al avance.

Un fluido en movimiento ejerce presiones y fuerzas viscosas sobre cualquier cuerpo sumergido en su seno. La suma de las fuerzas (presión, viscosidad o ambas) que actúan en dirección perpendicular a la del fluido -- sin perturbar constituye la sustentación y la suma de las fuerzas paralelas al movimiento es la resistencia al avance o arrastre. También pueden -- existir fuerzas de empuje (flotación) y gravitacionales: sin embargo, la sustentación y el arrastre serán, por definición, las únicas que se conside

rarán como producto de la acción dinámica del fluido en movimiento. Se comenzará por analizar la formulación matemática de la sustentación y la resistencia al avance en términos de esfuerzos viscosos y de presiones.

De las fuerzas que actúan en en ala de la Fig. A1.16, los vectores normales a la superficie del ala representan fuerzas perpendiculares por unidad de área, o sea, presiones. Como puede observarse de la figura, la presión se expresa en relación con la presión del fluido sin perturbar (libre de corrientes). Como la velocidad del fluido que pasa por la parte superior del ala es mayor que la del fluido sin perturbar, la presión es negativa o menor que en este. Ello se deduce inmediatamente del teorema de Bernoulli.

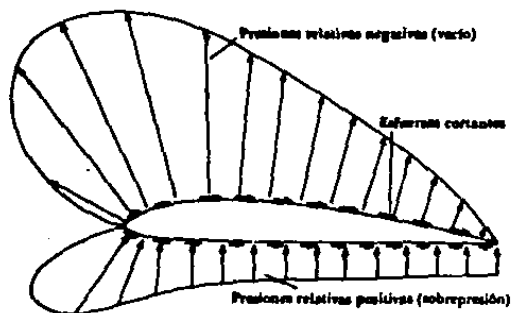


Fig. A1.16 Presiones y esfuerzos de corte que actúan en un ala.

Como la velocidad en la parte inferior del ala es menor que la del fluido sin perturbar, la presión en esta zona es positiva o mayor que la del fluido sin perturbar. Por consiguiente, tanto la depresión (presión negativa) en la parte superior como la sobrepresión (presión positiva) - en la inferior contribuyen a producir una fuerza de levantamiento, que es la sustentación.

Los vectores en la Fig. A1.16 paralelos a la superficie del ala, representan fuerzas de corte o tangenciales por unidad de área, es decir, esfuerzos cortantes. Con excepción de la parte frontal del ala, esos esfuerzos actúan prácticamente paralelos a la dirección del movimiento sin perturbar; por tanto incrementan notablemente la resistencia al avance del ala.

Una formulación matemática de la sustentación y la resistencia al avance en términos de la presión y los esfuerzos de corte se hace con ayuda de la Fig. A1.17 , en la que se muestran las fuerzas de viscosidad y presión que actúan sobre un elemento diferencial de superficie de ala. - La magnitud de la fuerza de presión es :

$$dF_p = p \, dA \quad (a)$$

y la de la fuerza de viscosidad es :

$$dF_\tau = \tau \, dA \quad (b)$$

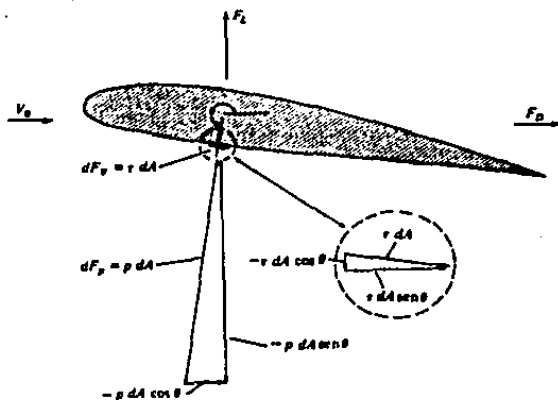


Fig. A1.17 Presiones y fuerzas de viscosidad en un elemento diferencial de superficie.

Sin embargo se desea descomponer estas fuerzas en sus componentes normal y paralela a la dirección sin perturbar para determinar la sustentación y la resistencia al avance, respectivamente. La fuerza diferencial de sustentación (tomando como convención que una dirección de τdA en el sentido del movimiento de las manecillas del reloj implica un signo positivo para τ) es :

$$dF_L = -p dA \sin \theta - \tau dA \cos \theta \quad (c)$$

y la fuerza diferencial de resistencia al avance es :

$$dF_D = -p dA \cos \theta + \tau dA \sin \theta \quad (d)$$

Entonces la sustentación y resistencia al avance en toda el ala se obtiene por integración de las fuerzas diferenciales respectivas sobre toda la superficie del ala :

$$F_L = \int (- p \operatorname{sen} \theta - \tau \cos \theta) dA \quad (e)$$

$$F_D = \int (- p \cos \theta + \tau \operatorname{sen} \theta) dA \quad (f)$$

Las ecuaciones (e) y (f) corresponden a un flujo bidimensional, es decir, no hay componente de velocidad en la dirección normal a la página y, por tanto, los vectores de esfuerzo cortante y fuerza de presión se encuentran sobre el plano de la página. Este mismo principio básico (descomposición de las fuerzas en direcciones paralela y perpendicular al viento sin perturbar) puede aplicarse, por extensión, al caso de tres dimensiones.

Se entiende por cuerpo bidimensional aquel sobre el cual actúa un flujo bidimensional. Por ejemplo, un cilindro muy largo sobre el que incide un flujo perpendicular a su eje se considerará bidimensional puesto que el flujo en sus extremos no afecta a la parte central del cuerpo. Por el contrario, un cilindro corto se clasificará como tridimensional puesto que las corrientes en los extremos afectan considerablemente el patrón del flujo y la distribución de presiones en la parte central. En los cuerpos de dos dimensiones se puede tomar una unidad de longitud para definir las fuerzas aerodinámicas y las áreas características. Para identificar los cuerpos adimensionales se sombreará su sección transversal.

Otra clasificación de los cuerpos se basa en su simetría. Si el flujo incidente es uniforme y paralelo al eje de simetría, el flujo resultante será bidimensional. Es decir, si se toma un sistema de coordenadas $x-r$, donde " x " se mide a lo largo del eje de simetría y " r " es la distancia radial normal al eje, sólo existen componentes de velocidad en las direcciones " x " y " r ".

Se pueden emplear las ecuaciones (e) y (f) para evaluar " F_L " y " F_D " y obtener así los valores de las presiones y esfuerzos de corte en forma analítica o experimental; sin embargo, la práctica común es medir los valores totales de sustentación y resistencia con un dinamómetro en un túnel de viento.

A continuación se verá la aplicación directa de las variaciones de presión y esfuerzo de corte sobre la superficie de una placa para calcular su resistencia.

Para mostrar el efecto relativo de las fuerzas de presión y viscosidad sobre la resistencia se considerará primero una placa plana paralela al flujo y después en posición normal al flujo. En la primera posición la única fuerza que actúa es la viscosidad en dirección del flujo; por tanto, la resistencia sobre las dos caras de la placa es:

$$F_D = 2 C_f B L \rho \frac{v_o^2}{2} \quad (g)$$

- donde :
- F_D = resistencia superficial producida por los esfuerzos cortantes en una cara de la placa.
 - C_f = coeficiente de esfuerzo cortante total.
 - B = ancho de la placa.
 - L = longitud.
 - ρ = densidad del fluido.
 - v_o = velocidad del viento sin perturbar.

Cuando la placa se orienta normal al flujo, como se ve en la Fig. A1.18, aparecen tanto fuerzas de viscosidad como de presión. Pero las fuerzas de viscosidad actúan sólo en dirección transversal y son simétricas con respecto al punto medio de la placa, por lo que no contribuyen directamente a la sustentación ni a la resistencia al avance de la placa. Como la presión sobre la placa produce una fuerza que sólo actúa en la dirección paralela al flujo, su efecto tiene lugar totalmente sobre la resistencia al avance del cuerpo; por tanto la ecuación (f) se reduce a :

$$F_D = \int (- p \cos \theta) dA \quad (h)$$

Experimentalmente se puede obtener las presiones sobre las caras frontal y posterior de la placa, cuyos valores se expresan generalmente en función de " C_p ", como se ve en la Fig. A1.19, que corresponde a un flujo con un número de Reynolds relativamente alto ($Re = v_o B / \nu$).

Como la presión en la cara posterior es básicamente constante :

$$p = p_o - 1.2 \rho \frac{v_o^2}{2} \quad (i)$$

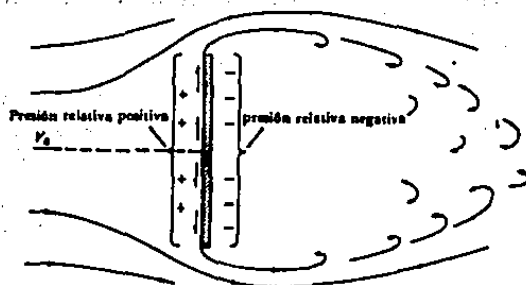


Fig. A1. 18 Flujo alrededor de una placa plana.

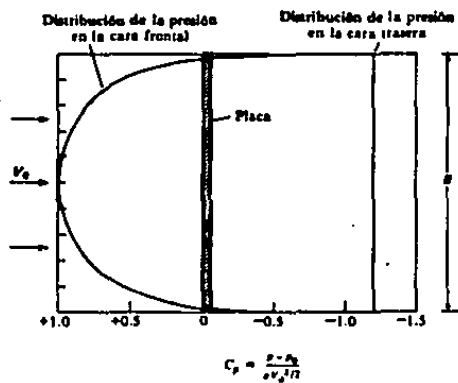


Fig. A1. 19 Distribución de presiones en una placa normal al flujo,

Y como $\theta = 0$, la contribución a la resistencia de la cara posterior es :

$$\begin{aligned} F_{D,\text{posterior}} &= - \left(p_0 - 1.2 \rho \frac{v_0^2}{2} \right) B l \\ &= - p_0 B l + 1.2 \rho \frac{v_0^2}{2} B l \quad (j) \end{aligned}$$

donde " l " es la longitud de la placa en el sentido normal al plano del papel, y por la definición de un cuerpo bidimensional, $l \gg \delta$. En la cara frontal, $\theta = \pi$; así que $\cos \theta = -1$ y la contribución a la resistencia de la presión sobre la cara frontal es :

$$\begin{aligned} F_{D,\text{frontal}} &= \int_{-B/2}^{B/2} \left(p_0 + c_p \rho \frac{v_0^2}{2} \right) l dy \\ &= p_0 B l + \rho \frac{v_0^2}{2} l \int_{-B/2}^{B/2} c_p dy \quad (k) \end{aligned}$$

Por lo tanto, la resistencia total de la placa está dada por :

$$\begin{aligned} F_D &= F_{D,\text{frontal}} + F_{D,\text{posterior}} \\ &= \rho \frac{v_0^2}{2} l \left(\int_{-B/2}^{B/2} c_p dy + 1.2 B \right) \quad (l) \end{aligned}$$

La evaluación del primer término dentro del paréntesis en la -

ecuación anterior nos da una magnitud de aproximadamente 0.80 B . Por tanto, la resistencia de esta placa será :

$$F_D = \rho \frac{v_o^2}{2} B l (0.80 + 1.2) \quad (m)$$

En este momento se debe tomar nota de los números adimensionales dentro del paréntesis de la ecuación anterior. El número " 0.80 " representa el coeficiente " C_p " de la presión media sobre la cara frontal . De hecho, la suma interior del paréntesis (0.80 + 1.2) refleja la forma en que se distribuye la presión sobre las dos caras del cuerpo. Como la -- presión varía directamente con la magnitud de esta cantidad podemos definir un coeficiente de resistencia al avance o de arrastre " C_D " con lo -- que la ecuación (m) se convierte :

$$F_D = C_D A_p \rho \frac{v_o^2}{2} \quad (n)$$

donde : C_D = coeficiente de resistencia al avance o de arrastre.

A_p = área proyectada del cuerpo.

ρ = densidad del flujo.

v_o = velocidad del viento sin perturbar.

El área proyectada " A_p " es la silueta que vería una persona -- que mira al cuerpo desde la dirección del viento sin perturbar. Por ejemplo,

el área proyectada de la placa que se ha considerado es " B1 " y el área proyectada por un cilindro con eje normal al flujo es " D1 ". Se sabe que " C_p " es una función del número de Reynolds (Re) y como C_D = f(C_p), - también " C_D " será función de Re. Cuando la resistencia al avance de los cuerpos se debe sólo a los esfuerzos de corte, " C_D " es también una función de Re, ya que τ es función de Re.

WAFER-TYPE CHECK VALVES



AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE
Division of Refining
1801 K Street, N.W.
Washington, D.C. 20006

API specifications [standards] are published as an aid to procurement of standardized equipment and materials. These specifications are not intended to inhibit purchasers and producers from purchasing or producing products made to specifications other than API.

Nothing contained in any API specification is to be construed as granting any right, by implication or otherwise, for the manufacture, sale, or use in connection with any method, apparatus, or product covered by letters patent, nor as insuring anyone against liability for infringement of letters patent.

API specifications may be used by anyone desiring to do so, and every effort has been made by the Institute to assure the accuracy and reliability of the data contained in them. However, the Institute makes no representation, warranty, or guarantee in connection with the publication of API specifications and hereby expressly disclaims any liability or responsibility for loss or damage resulting from their use; for any violation of any federal, state, or municipal regulation with which an API specification may conflict; or for the infringement of any patent resulting from the use of an API specification.

FOREWORD

This standard is a purchase specification for wafer-type check valves designed for installation between ANSI B16.1 flanges in 125-pound and 250-pound nominal pressure ratings and between ANSI B16.5 flanges in 150-pound through 2500-pound nominal pressure ratings.

Suggested revisions are invited and should be submitted to the director of the Division of Refining, American Petroleum Institute, 1801 K Street, N.W., Washington, D.C. 20006.

CONTENTS

	PAGE
NOTES TO PURCHASER	vi
SECTION 1—GENERAL	
1.1 Scope	1
1.2 Referenced Publications	1
1.3 Pressure-Temperature Ratings	2
1.4 Guarantee	3
SECTION 2—DESIGN	
2.1 Body	3
2.2 Closure Plates	3
2.3 Seating Surfaces	3
2.4 Bolting	4
2.5 Flow Indication	4
SECTION 3—MATERIAL	
3.1 Body	5
3.2 Closure Plates	5
3.3 Trim	5
3.4 Body Seat Rings	5
3.5 Bolting	5
3.6 Pipe Plugs	5
3.7 Nameplate	5
SECTION 4—INSPECTION	
4.1 Specified Inspection	5
4.2 Unspecified Inspection	5
4.3 Repair of Defects	6
SECTION 5—PRESSURE TESTS	
5.1 Test Required	6
5.2 Test Fluid	6
SECTION 6—SHIPMENT	
6.1 Marking	7
6.2 Coatings	7
6.3 Openings	7
6.4 Packaging	7

NOTES TO PURCHASER

1. If the purchaser requires a valve that deviates from this standard, the deviating requirements shall be stated in the purchase order.

2. If no exceptions are to be taken to this standard, the purchase order need only make reference to API Standard 594 and specify the items marked with an asterisk (*) in the following list. Other items listed are options that may also be specified.

- *a. Valve size (Par. 1.1.2).
- *b. Nominal pressure rating (Par. 1.1.3).
- *c. Single or dual plate type (Par. 1.1.4).
- *d. Facing (Par. 2.1.3 and 2.1.4).
- e. Drain connection (Par. 2.1.5).
- *f. Integral or removable body seating (Par. 2.1.6).
- g. Lifting eyebolt per ANSI B18.15, if required (Par. 2.1.8).
- *h. Valve body material (Par. 3.1).
- *i. Nominal trim material (Par. 3.3).
- j. Inspection (Par. 4.1).
- k. Alternate color or no painting (Par. 6.2.3, 6.2.4 and 6.2.5).
- l. Export packaging, if required (Par. 6.4.2).

WAFER-TYPE CHECK VALVES

SECTION 1—GENERAL

1.1 Scope

1.1.1 This standard covers cast iron, ductile iron, carbon and alloy steel wafer-type check valves in single and dual plate types with facings that permit installation between standard ANSI flanges.

1.1.2 The nominal valve size range covered is as follows:

125-pound valve—2 inches through 48 inches (excluding 3½-inch size).

250-pound valve—2 inches through 24 inches (excluding 3½-inch size).

150-pound valve through 1500-pound valve—2 inches through 24 inches (excluding 3½-inch and 5-inch sizes).

2500-pound valve—2 inches through 12 inches (excluding 3½-inch and 5-inch sizes).

1.1.3 This standard covers cast iron valves in 125-pound and 250-pound ANSI B16.1 nominal pressure ratings, ductile iron valves in 150-pound and 300-pound

ANSI B16.5 nominal pressure ratings, and carbon and alloy steel valves in 150-pound through 2500-pound ANSI B16.5 nominal pressure ratings.

1.1.4 The standard nomenclature for valve parts is shown in Fig. 1 and 2. These figures are illustrative of some wafer-type check valve designs. Although Fig. 1 and 2 are based on designs now available, they are not to be construed as sponsoring such designs in whole or in part or as discriminating against others available that comply with the general requirements specified herein.

1.2 Referenced Publications

The latest edition or revision of the following standards shall, to the extent specified herein, form a part of this standard:

API

598: Valve Inspection and Test

600: Steel Gate Valves—Flanged or Butt-welding Ends

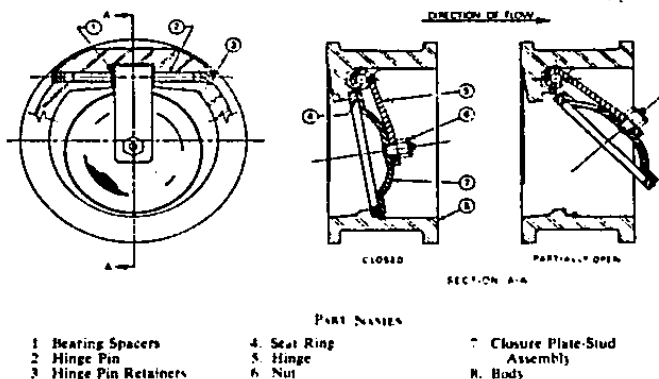


FIG. 1—Typical Single Plate Wafer-Type Check Valve.

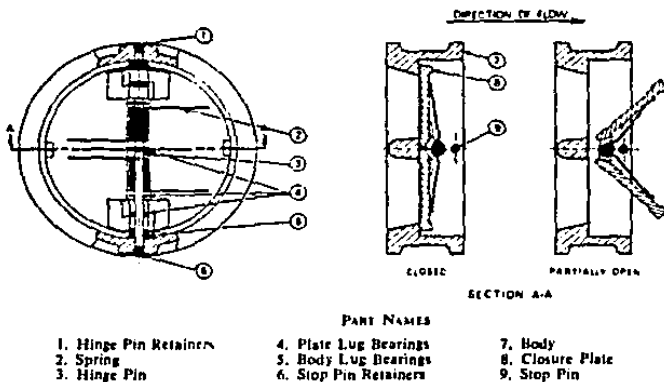


FIG. 2—Typical Dual Plate Wafer-Type Check Valve.

ANSI*

- B1.1: Unified Screw Threads
- B2.1: Pipe Threads (Except Dryseal)
- B16.1: Cast Iron Pipe Flanges and Flanged Fittings, 25, 125, 250, and 800 lb
- B16.5: Steel Pipe Flanges and Flanged Fittings
- B16.10: Face-to-Face and End-to-End Dimensions of Ferrous Valves
- B16.11: Forged Steel Fittings, Socket-Welding and Threaded
- B16.14: Ferrous Pipe Plugs, Bushings, and Lock-Nuts with Pipe Threads
- B16.20: Ring-Joint Gaskets and Grooves for Steel Pipe Flanges
- B18.15: Forged Eyebolts

ASTM†

- A 126: Gray Iron Castings for Valves, Flanges, and Pipe Fittings
- A 182: Forged or Rolled Alloy-Steel Pipe Flanges, Forged Fittings, and Valves and Parts for High-Temperature Service
- A 278: Gray Iron Castings for Pressure-Containing Parts for Temperatures up to 650 F

- A 296: Corrosion-Resistant Iron-Chromium, Iron-Chromium-Nickel, and Nickel Base Alloy Castings for General Application
- A 351: Ferritic and Austenitic Steel Castings for High-Temperature Service
- A 445: Ferritic Ductile Iron Castings for Valves, Flanges, Pipe Fittings, and Other Piping Components

MSS‡

- SP-6: Finishes for Contact Faces of Connecting End Flanges of Ferrous Valves and Fittings
- SP-25: Standard Marking System for Valves, Fittings, Flanges and Unions
- SP-71: Cast Iron Swing Check Valves, Flanged and Threaded Ends

1.3 Pressure-Temperature Ratings

1.3.1 Pressure-temperature ratings for cast iron valves covered by this standard shall be those shown in MSS SP-71 for sizes 2 inches through 24 inches and ANSI B16.1 for sizes 30 inches through 48 inches.

1.3.2 Pressure-temperature ratings for ductile iron valves covered by this standard shall be those shown

* American National Standards Institute, Inc., 1430 Broadway, New York, New York 10018.

† American Society for Testing and Materials, 1916 Race Street, Philadelphia, Pennsylvania 19103.

‡ Manufacturers Standardization Society of the Valve and Fittings Industry, 1815 North Fort Myer Drive, Arlington, Virginia 22209.

for carbon steel in ANSI B16.5 from -20 F to +650 F, inclusive.

1.3.3 Pressure-temperature ratings for carbon and alloy steel valves covered by this standard shall be those shown in ANSI B16.5.

1.3.4 Pressure-temperature ratings may be interpolated between the increments shown in the pressure-rating tables of ANSI B16.5 and MSS SP-71.

1.3.5 The design metal temperature for determining a pressure rating (maximum allowable pressure at design temperature) shall be selected by the purchaser.

1.3.6 Valves furnished with resilient seating materials shall have temperature limits conforming to the manufacturer's recommendations.

1.4 Guarantee

Valves shall be guaranteed by the vendor against defective material, poor workmanship, improper design, and failure from normal usage for a period of one year after being placed in service, but not exceeding 18 months after shipment. The vendor shall repair or replace, without charge, any valve found defective within this period of time.

SECTION 2—DESIGN

2.1 Body

2.1.1 Body wall thicknesses shall conform to those shown in Table 1.

2.1.2 Face-to-face dimensions shall conform to those shown in Table 2.

2.1.3 Ring joint grooves shall conform to dimensions shown in ANSI B16.20.

2.1.4 The facing finish for ductile iron, steel, carbon, and alloy steel valve ends for use with raised face connecting flanges shall be serrated with 24 to 50 grooves per inch, 0.001 to 0.006 inches deep, cut spirally or concentrically with a round-nose tool. Other valve end facings shall be finished as specified in MSS SP-6.

2.1.5 Drain connections in the body shall be furnished only if specified in the purchase order. The size and location shall be the manufacturer's standard. Threads shall conform to ANSI B2.1. The drain tap may require a boss to provide the minimum thread engagement, as indicated in the following tabulation:

Tap Size, Nominal Pipe Thread (inches)	Thread Engage- ment (inches, minimum)	Boss Diameter, If required (inches, minimum)
1/4	1/4	1
3/8	3/8	1 1/4
1/2	1/2	1 3/4
3/4	3/4	1 3/4
1	1 1/4	2 1/4

2.1.6 The valve body seats may be either integral or a removable ring.

2.1.7 If a tap is made in the body by the manufacturer for testing the valve, it shall not be larger than 1/2-inch

iron pipe size (IPS). Threads shall conform to ANSI B2.1. The testing tap may require a boss to provide the minimum thread engagement, as indicated in Par. 2.1.5.

2.1.8 Valves 6 inches and larger shall have a threaded bolt hole in the body for attachment of a lifting eyebolt. The bolt hole threads shall be coarse (UNC), Class 2B, conforming to ANSI B1.1.

2.2 Closure Plates

2.2.1 Types of closure plates are classified as follows:

a. **Single Plate**—A circular plate which when forced against the valve body seat by line back pressure or flow reversal acts as a valve closure. This closure may be aided by the use of springs or other devices.

b. **Dual Plate**—Consists of two semicircular plates that are spring loaded to assist the closing of the valve when line back pressure or flow reversal forces the plates against the valve body seats.

2.3 Seating Surfaces

2.3.1 Body seating surfaces may be deposited metal, integral metal, mechanically retained metal, or resilient material.

2.3.2 Closure plate seating surfaces may be deposited metal, integral metal, mechanically retained metal, or resilient material.

2.3.3 No welding is permitted on cast iron or ductile iron.

Bolting**2.4.1 EXTERNAL BOLTING**

Bolting 1 inch or smaller shall have coarse (UNC) threads; sizes larger than 1 inch shall be of the 8-thread series (N UN). Bolt threads shall be Class 2A and nut threads Class 2B, conforming to ANSI B1.1.

2.4.2 INTERNAL BOLTING

All internal bolting shall be the manufacturer's standard.

2.5 Flow Indication

The valve body shall be furnished with a cast, forged, or die stamped arrow to indicate the direction of flow through the valve.

TABLE 1—Body Wall Thickness (Inches)*
(Exclusive of removable body seat rings)

Valve Size (Inches)	Nominal Pressure Rating								
	125 lb	250 lb	150 lb	300 lb	400 lb	600 lb	900 lb	1500 lb	2500 lb
2	0.312	0.437	0.344	0.375	0.438	0.438	0.750	0.750	0.875
2½	0.312	0.500	0.375	0.438	0.469	0.469	0.875	0.875	1.000
3	0.375	0.562	0.406	0.469	0.500	0.500	0.750	0.938	1.188
4	0.500	0.625	0.438	0.500	0.500	0.625	0.844	1.125	1.406
5	0.500	0.687	—	—	—	—	—	—	—
6	0.562	0.750	0.469	0.625	0.656	0.750	1.031	1.500	1.906
8	0.625	0.812	0.500	0.688	0.750	1.000	1.250	1.875	2.438
10	0.750	0.937	0.562	0.750	0.844	1.125	1.438	2.250	2.656
12	0.812	1.000	0.625	0.812	0.938	1.350	1.656	2.625	3.406
14	0.875	1.125	0.656	0.875	1.062	1.375	1.812	2.750	—
16	1.000	1.250	0.688	0.937	1.125	1.500	2.062	3.125	—
18	1.062	1.375	0.718	1.000	1.167	1.625	2.250	3.500	—
20	1.125	1.500	0.750	1.062	1.312	1.750	2.500	3.875	—
24	1.250	1.625	0.812	1.187	1.437	2.000	2.875	4.500	—
30	1.437	2.000	—	—	—	—	—	—	—
36	1.625	—	—	—	—	—	—	—	—
42	1.812	—	—	—	—	—	—	—	—
48	2.000	—	—	—	—	—	—	—	—

* The wall thickness shown for 125 pound and 250 pound pressure classes conforms to ANSI B16.1—1967. Wall thickness at no point shall be less than 87.5 percent of the thickness given in the above table.

The wall thicknesses shown for 150 pound through 2500 pound pressure classes conform to the minimum wall thicknesses shown in API Standard 600, "Steel Gate Valves—Flanged or Butt-welding Ends."

TABLE 2—Single and Dual Plate Valve Face-To-Face Dimensions (Inches)†

Valve Size (Inches)	Nominal Pressure Rating								
	125 lb	250 lb	150 lb	300 lb	400 lb	600 lb	900 lb	1500 lb	2500 lb
2	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½
2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½
3	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½
4	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½
5	3½	3½	—	—	—	—	—	—	—
6	3½	3½	3½	3½	3½	3½	6½	6½	6½
8	5	5	5	5	5	6½	8½	8½	8½
10	5½	5½	5½	5½	8½	8½	9½	9½	10½
12	7½	7½	7½	7½	9	9	11½	12	12
14	7½	8½	7½	8½	10½	10½	14	14	—
16	7½	9½	7½	9½	12	12	15½	15½	—
18	8	10½	8	10½	14½	14½	17½	17½	—
20	8½	11½	8½	11½	14½	14½	17½	21	—
24	8½	12½	8½	12½	15½	15½	19½	22	—
30	12	—	—	—	—	—	—	—	—
36	16½	—	—	—	—	—	—	—	—
42	17	—	—	—	—	—	—	—	—
48	20½	—	—	—	—	—	—	—	—

† Face-to-face tolerance shall be as specified in ANSI B16.10

SECTION 3—MATERIAL

3.1 Body

The body shall be made of the material specified in the purchase order, using a material specification listed in Table 1 of ANSI B16.5 for carbon and alloy steel valves; ASTM A 445 for ductile iron valves; and ASTM A 278, Class No. 40 or ASTM A 126, Class B for cast iron valves.

3.2 Closure Plates

Closure plates that are fitted with separate facings or on which seating surfaces are welded shall be made of a material at least equal in corrosion resistance to that of the valve body.

3.3 Trim

3.3.1 Trim comprises the following:

1. Body seating surface.
2. Closure plate seating surface.
3. Spring.
4. Hinge Pin.

3.3.2 Trim material shall be the manufacturer's standard of the type shown in Table 3 for the nominal trim specified in the purchase order. Typical specifications in Table 3 represent some acceptable grades.

3.4 Body Seat Rings

The body seat ring material, if different from its seating surface material, shall be at least equal in corrosion resistance to that of the valve body material.

3.5 Bolting

Internal bolting shall be the manufacturer's standard and at least equal in corrosion resistance to that of the valve body.

3.6 Pipe plugs

The material for pipe plugs shall be at least equal in strength and corrosion resistance to that of the valve body.

3.7 Nameplate

The nameplate shall be attached to the valve body by pins or welding. Nameplate material and the material used for attachment shall be compatible with the valve body material and shall be one of the following:

1. Aluminum.
2. Brass.
3. 18 chromium-8 nickel (18 Cr-8 Ni) steel.
4. Nickel alloy.

TABLE 3—Seating Surface-Nominal Trim Material

Trim No.	Nominal Trim	Material Type*	Typical Specification (Grade)	
			Cast	Forged
1	410	17-13 Cr	ASTM A 351 (CA15)	ASTM A 182 (F6)
2	304	18-8 Cr-Ni	ASTM A 351 (CF8)	ASTM A 182 (F304)
5	Hardfaced	CoCr-A*	Manufacturer's Standard	Manufacturer's Standard
9	Monel	Ni-Cu Alloy	ASTM A 296 (M35W)	
10	316	18-8 Cr-Ni	ASTM A 351 (CF8M)	ASTM A 182 (F316)
13	Bronze	Bronze	Manufacturer's Standard	Manufacturer's Standard
14	Alloy 20	Alloy 20	ASTM A 351 (CN7M)	

*Resilient seating materials to be specified by the purchaser.

*This classification includes such trademarked materials as Stellite 6, Stowdy 6, and Walex 6.

SECTION 4—INSPECTION

4.1 Specified Inspection

If inspection is specified in the purchase order, inspection shall be in compliance with API Standard 598.

4.2 Unspecified Inspection

If inspection is not specified in the purchase order, the valve shall meet the requirements for visual examination described in API Standard 598.

3 Repair of Defects

4.3.1 Defects revealed by inspection or test may be repaired in the body of cast or forged carbon or alloy steel valves, but only as permitted by the most nearly

applicable ASTM cast material specification listed in Table 1 of ANSI B16.3.

4.3.2 No repair is permitted for defects found in cast iron or ductile iron castings.

SECTION 5—PRESSURE TESTS

5.1 Tests Required

The required tests described in Par. 5.1.1 and 5.1.2 shall be performed by the manufacturer on each valve.

5.1.1 BODY TEST

5.1.1.1 With both ends closed, the valve shall be subjected to the hydrostatic or pneumatic test pressures shown in Table 4, applied on the upstream side, with no leakage permitted.

5.1.1.2 Duration of pressure test shall be as follows:

1. Valve size 12 inches and smaller—1 minute.
2. Valve size 14 inches and larger—2 minutes.

5.1.1.3 If the test fluid is water, there shall be no visible evidence of drops nor any wetting of the external surfaces. If the test fluid is air or gas, no leakage shall be revealed by the established detection method.

5.1.2 SEAT TEST

5.1.2.1 The seat test shall be made with the seats clean and free of oil. The duration of the seat test shall be as specified in Par. 5.1.1.2.

5.1.2.2 The valve shall be subjected to a hydrostatic seat test equal to the maximum service pressure rating of the valve. The test pressure shown in Table 4 shall be

applied on the downstream side of the valve with the opposite side open to atmosphere. The maximum permissible leakage rate for metal-to-metal seated valves shall be three cubic centimeters per minute per inch of nominal valve size. The leakage rate for resilient seated valves shall be zero.

5.1.2.3 At the manufacturers option, a low-pressure pneumatic seat test of 80 pounds per square inch gage (psig) may be used in lieu of the hydrostatic seat test (see Par. 5.1.2.2). The pressure shall be applied as specified for the hydrostatic seat test (see Par. 5.1.2.2). The maximum permissible leakage rate for metal to metal seated valves shall be 1½ standard cubic feet of gas per hour per inch of nominal valve size. The maximum permissible leakage rate for resilient seated valves shall be zero.

5.2 Test Fluid

5.2.1 For the body test, the fluid shall be air, inert gas, water, or a liquid with a viscosity no higher than that of water.

5.2.2 For a high-pressure seat test, the fluid shall be water or a liquid with a viscosity no higher than that of water.

5.2.3 For a low-pressure seat test, the test fluid shall be air or inert gas.

TABLE 4—Valve Body and Seat Test Pressure Requirements

Material	Nominal Pressure Rating (pounds)	Body Test Pressure* (minimum psig)			Hydrostatic Seat Test Pressure† (minimum psig) (Maximum Service Pressure Rating, Nonback)		
		Size 2 in.-12 in.	Size 14 in.-24 in.	Size 30 in.-48 in.	Size 2 in.-12 in.	Size 14 in.-24 in.	Size 30 in.-48 in.
Cast Iron	125	350	265	—	—	275	—
	250	875	525	—	300	300	150
Ductile Iron	150	—	425	—	—	275	—
	300	—	1100	—	—	720	—
Carbon and Alloy Steel	150 thru 2500	Per ANSI B16.3			Per ANSI B16.3		

*For materials not covered herein, the test pressure shall be 1½ times the maximum service pressure rating.

†See Par. 5.1.2.3 for optional low-pressure pneumatic seat test.

5.2.4 For pneumatic body tests, the vendor shall demonstrate the adequacy of the method for detecting any leakage.

5.2.5 For hydrostatic body tests, the valve shall be essentially free of air.

5.2.6 Water used for pressure testing may contain a water-soluble oil or a rust inhibitor.

SECTION 6—SHIPMENT

6.1 Marking

Marking shall be as specified in MSS SP-25.

6.2 Coatings

6.2.1 A protective coating shall not be applied to any surface prior to inspection.

6.2.2 Machined surfaces shall be coated with an easily removable rust preventive.

6.2.3 Unmachined exterior surfaces of carbon and alloy steel valve bodies shall be painted aluminum. Austenitic steel valves shall not be painted.

6.2.4 Unmachined exterior surfaces of ductile iron valve bodies shall be painted green.

6.2.5 Unmachined exterior surfaces of cast iron valve bodies shall be painted black.

6.3 Openings

6.3.1 Valve ends shall be blanked with bolted or steel-strapped metal, hardboard, or wooden covers no smaller than the outside diameter of the valve ends.

6.3.2 All threaded connections in the valve body shall be fitted with ANSI B16.11 round- or square-head plugs, except that ferrous plugs conforming to ANSI B16.14 may be used for cast iron valves.

6.4 Packaging

6.4.1 Unless export packaging is specified, valves may be shipped loose or packed in a box or crate.

6.4.2 When export packaging is specified in the purchase order, valves shall be shipped individually or collectively in wooden boxes or crates in a manner which will prevent their shifting within the package.

VALVE INSPECTION AND TEST

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE
Division of Refining
1801 K Street, N.W.
Washington, D.C. 20006

CONTENTS

	PAGE
NOTES TO PURCHASER.....	2
1—GENERAL	
1.1 Scope	3
1.2 References	3
2—INSPECTION	
2.1 Inspection at Vendor's Plant	3
2.2 Inspection Outside Vendor's Plant	3
2.3 Extent of Inspection	3
2.4 Inspection Notice	3
2.5 Coated Surfaces	3
3—PRESSURE TESTS	
3.1 Tests Required	4
3.2 Optional High Pressure Closure Test	4
3.3 Test Location	4
3.4 Test Field	4
3.5 Test Pressure	4
3.6 Test Duration	4
3.7 Test Leakage	4
4—PRESSURE TEST PROCEDURE	
4.1 Shell Test	5
4.2 Necktest Test	5
4.3 Low Pressure Seat Test	5
4.4 High Pressure Closure Test	5
4.5 End Loading Under Test	5
5—VALVE RETEST	
5.1 Certification	5

THE UNIVERSITY OF TEXAS AT AUSTIN
 LIBRARY
 2000
 2000

VALVE INSPECTION AND TEST

1—GENERAL

1.1 Scope

a. This standard covers inspection and pressure test requirements for a valve of the gate or the plug type. It is intended to supplement the API standards listed in Par. 1.2, but may also be applied to other types of valves.

b. The inspection requirements pertain to inspection by the purchaser at the manufacturer's plant. The test requirements cover pressure tests by the vendor at the manufacturer's plant.

c. Tests specified herein are pressure tests, as follows:

1. Shell (body and bonnet of a gate valve, body and cover of a plug valve).
2. Backseat (for gate valve only).
3. Low pressure seat.
4. High pressure closure (not required unless specified).

1.2 References

a. The latest edition or revision of the following standards shall, to the extent specified herein, form a part of this standard:

USA Standards

- B16.5: Steel Pipe Flanges and Flanged Fittings
 B16.11: Forged Steel Fittings, Socket-Welding and Threaded

MSS Standards

- SP-53: Quality Standard for Steel Castings—Dry Particle Magnetic Inspection Method
 SP-54: Quality Standard for Steel Castings—Radiographic Inspection Method
 SP-55: Quality Standard for Steel Castings—Visual Method

b. Following are the API valve standards which this standard is intended to supplement:

API Standards

- 597: Steel Venturi Gate Valves
 600: Steel Gate Valves
 602: Compact Design Carbon Steel Gate Valves for Refinery Use
 603: 150-Lb. Light-Wall, Corrosion-Resistant Gate Valve for Refinery Use
 604: Flanged Nodular Iron Gate and Plug Valves for Refinery Use

2—INSPECTION

2.1 Inspection at Vendor's Plant

If inspection is specified in the purchase order, the valve shall be inspected by the purchaser's inspector at the vendor's plant. The inspector shall have free access to any part of the plant concerned with manufacture of the valves at any time work on his order is underway.

2.2 Inspection Outside Vendor's Plant

If inspection is specified to include shell components manufactured at other than the vendor's plant, these components shall be subject to the purchaser's inspection at that location.

2.3 Extent of Inspection

a. Unless supplementary examination is specified in the purchase order, inspection by the purchaser shall be limited to:

1. Examination of the valve (including the use of ordinary inspection tools) to assure compliance with the specifications of the purchase order.
2. Visual examination of any casting to assure conformance with MSS SP-55.
3. Witnessing of the required pressure tests.

The inspector may waive any part of this inspection.

b. For visual examination, a casting may be examined all over and shall be rejected if any defects are of equal or greater extent than those shown as "nonacceptable" in MSS SP-55.

c. Supplementary types of examination are required only if specified in the purchase order and to the extent specified. Magnetic particle and radiographic examination of steel castings shall be per MSS SP-53 and SP-54, respectively, if so specified. These examinations shall be made by the vendor subject to witnessing by the inspector.

2.4 Inspection Notice

If inspection is specified, the vendor shall notify the purchaser five days prior to the required valve testing, and any supplementary examination, addressing the notice as stated in the purchase order. Also, the vendor shall give purchaser five day's notice as to where and when shell components manufactured outside the vendor's plant may be inspected, if such inspection is required.

2.5 Coated Surfaces

Required protective coatings shall not be applied to any surface prior to inspection.

¹ United States of America Standards Inst., 10 East 40th St., New York, N.Y. 10016.

² Manufacturers Standardization Soc. of the Valve and Fittings Industry, 420 Lexington Ave., New York, N.Y. 10017.

3—PRESSURE TESTS

3.1 Tests Required

The following pressure tests shall be made on each valve:

Test	Valve Type
Shell	Gate or plug
Backseat	Gate only
Low pressure seat	Gate or plug

3.2 Optional High Pressure Closure Test

The high pressure closure test is not required unless specified in the purchase order, but the valve is required to be capable of passing this test (as a test of the design of the valve closure structure). It is considered unnecessary as a production test on each purchase order.

3.3 Test Location

Tests shall be performed by the vendor at the manufacturer's plant.

3.4 Test Fluid

a. For shell, backseat, and high pressure closure tests, the test fluid shall be air, inert gas, or water (including liquid with viscosity no higher than that of water).

b. For the low pressure seat test, the test fluid shall be air or inert gas.

c. For shell and backseat tests, if air or gas is used, the vendor shall demonstrate the adequacy of the method for detecting any leakage. If water is used, the valve shall first be essentially freed of air.

d. Water used for any test may contain a water-soluble oil or a rust inhibitor.

3.5 Test Pressure

a. The shell test pressure shall be as follows:

API Standard	Valve Pressure Rating (lb, nom)	Shell Test Pressure* (psig, min)
600	150 to 2500	(USAS B16.5)
602	150, 300, 600	(USAS B16.5)
602	800	3000
603	150	300
604	150, 300	(USAS B16.5)

* For a valve not covered by the API standards listed herein, the shell test pressure shall be 1½ times the pressure rating at 100 F.

b. Other test pressures shall be as follows:

Test	Test Pressure (psig)
Backseat	60 min
Low pressure seat	60 to 100
High pressure closure	Cold pressure rating,* min

* Maximum allowable pressure at 100 F, in accordance with the applicable purchase specification.

3.6 Test Duration

The required test pressure shall be maintained for each type of test, as follows:

Valve Size (in., nom)	Test Duration (minutes, minimum)		
	Shell	Backseat	Seat and Closure
1½ Down	¼	¼	¼
2 to 6	1	¼	1
8 to 12	2	¼	2
14 Up	5	¼	2

3.7 Test Leakage

a. For shell and backseat tests, no leakage is permitted. If the test fluid is water, there shall be no visible evidence of drops or any wetting of the external surfaces. If the test fluid is air or gas, no leakage shall be revealed by the established detection method.

b. For both the low pressure seat test and the high pressure closure test, the allowable leakage rate of the test fluid for the duration of the test is as follows:

Valve Size (in., nom)	Allowable Leakage (units*/min, max)
1½ Down	4
2 to 6	12
8 to 12	20
14 Up	28

* If test fluid is water, the unit is a drop (about 480 per ounce); if test fluid is air or gas, the unit is a bubble.

4—PRESSURE TEST PROCEDURE

4.1 Shell Test

a. The shell test shall be made prior to any painting of the shell.

b. The shell test shall be made by applying the pressure inside the assembled valve, with the valve ends closed, the valve partially closed, and the packing gland sufficiently tight to maintain the test pressure, thereby testing the stuffing box also.

4.2 Backseat Test

The backseat test of a gate valve shall be made by applying the pressure inside the assembled valve, with the valve ends closed, the valve fully open, and the packing gland loose. This test may be made consecutively with the shell test [Par. 4.1 (b)].

4.3 Low Pressure Seat Test

a. The low pressure seat test shall be made in accordance with one of the following procedures:

1. For a gate or plug valve, the pressure shall be applied successively to each side of the closed valve with the other side open to the atmosphere. Any leakage at the seat on the open side of the valve shall be detected by observation of bubbles, with the seat either covered with water or coated with a soap or similar solution. As an alternative, a displacement measuring device may be used.

2. For a gate valve other than a solid wedge gate, the pressure may be applied to the shell between the seats through a tapped connection, checking both seats for leakage, either simultaneously or separately. Leakage shall be detected as specified in procedure No. 1.

3. For a gate valve, the pressure may be applied separately to each seat through the valve port. Leakage into the shell between the seats shall be checked. Alternatively, for a gate valve other than a solid wedge gate valve, this pressure may be applied simultaneously to

both seats, in which case the leakage from each seat shall not exceed the allowable leakage for a single seat tested separately.

A tapped connection in the shell, if made to permit testing procedures No. 2 and No. 3, shall not exceed $\frac{3}{8}$ in. nominal pipe size and shall be fitted prior to shipment with a rounded head pipe plug, USAS B16.11, of a material of equivalent composition to the valve shell or having corrosion resistance not less than that of the shell.

b. The low pressure seat test shall be made with the seats clean and free of oil. However, if necessary to prevent galling, the seats may be coated with a film of oil not heavier than kerosene. This requirement does not apply to a valve in which a lubricant provides the primary seal.

4.4 High Pressure Closure Test

a. The high pressure closure test procedure shall be the same as for the low pressure seat test.

b. If water is used in testing a gate valve, the bonnet shall be full of water during the application of the test pressure.

4.5 End Loading Under Test

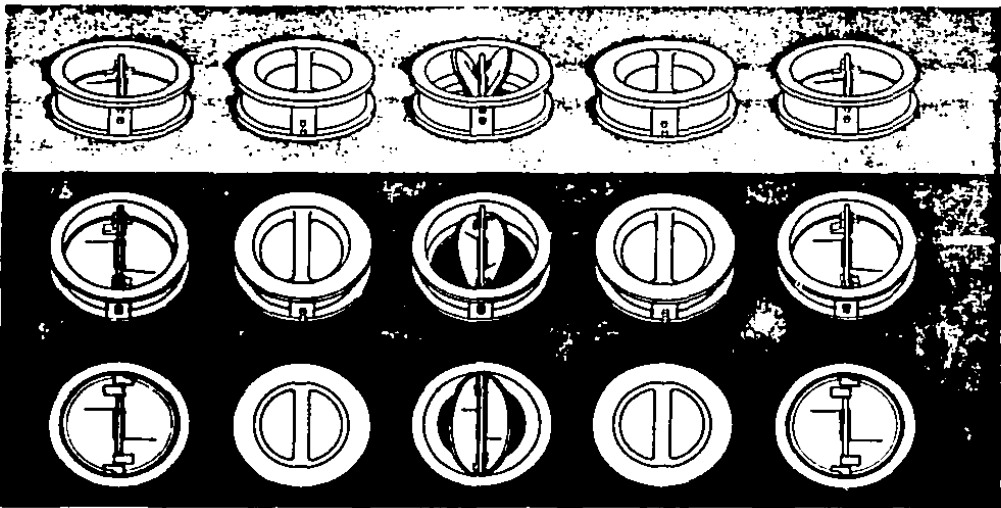
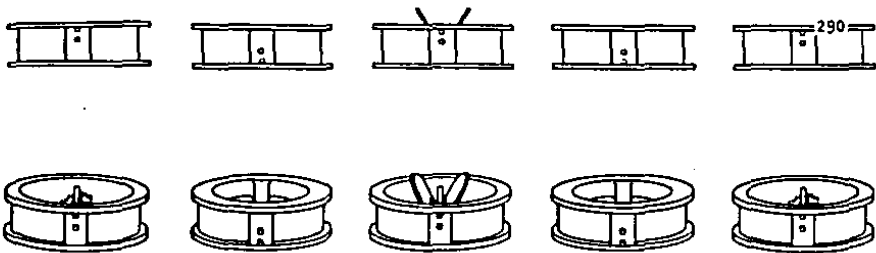
During seat tests, no excessive external forces which can affect seat leakage shall be applied to the valve ends.

5—VALVE RETEST

5.1 Certification

A completed valve is not required to be retested unless inspection by the purchaser is specified in the order. This retesting may be waived by the inspector upon written certification by the vendor that the valve has been completely tested and conforms to the requirements of this standard. Painted valves need not have paint removed for retest. Stored valves shall be crosschecked clean before retest and before shipment.

APENDICE 3: CATALOGOS DE FABRICANTES

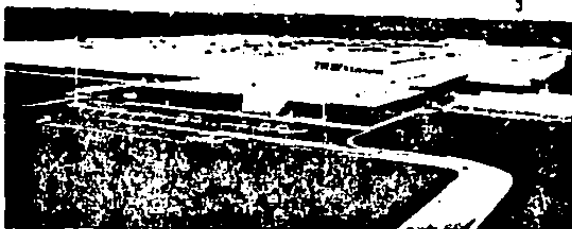


válvulas de retención

CM CONJUNTO MANUFACTURERO. S.A. DE C.V.

duo - chek

MISSION



TRW Mission Manufacturing Company
P.O. Box 40402, Houston, Texas 77240
Telefono: 713/403-8200
Cable address: MISSCO
Telex: 77-50564

TRW Mission Industria Limitada
Caja Postal 20098-ZC-22
Estr. de Vicente Carvalho 1159
Rio de Janeiro
Guáraná 20.000, Brasil

Manufacturas y Servicios Industriales
(MYSISA) Apartado Postal 16-157,
México 18, D.F. México.
Telefono planta: 565-81-11
Telefono ventas: 511-15-91 y 514-65-68
Telex: MYSIME - 067529



EL DISEÑO EXCLUSIVO DE LA DUO-CHEK y sus características patentadas han dado origen a nuevas formas de evaluar el rendimiento y las características de las válvulas de retención. La Duo-Chek presenta a los ingenieros diseñadores el gran desafío de hacer progresar la ciencia de la mecánica de los fluidos en su relación con la tecnología de válvulas.

Después de largas pruebas de rendimiento y resistencia se descubrió que la longitud de brazo del resorte tenía un apreciable efecto sobre la acción de la placa. Si el punto donde ejerce presión el brazo, está en el centro de gravedad de la placa, la orilla de ésta roza y se asienta antes que lo haga la base de la misma provocando un desgaste excesivo en la parte recta del sello. Los Ingenieros de Mission trasladaron el punto de presión aplicando por el brazo del resorte más allá del centro de gravedad de la placa.

En la Válvula de Retención Duo-Chek la orilla de la placa no roza y por lo tanto se evita el desgaste excesivo del sello debido a una fricción constante.

EL DISEÑO DE LA VALVULA DUO-CHEK COMBATE LA CORROSION con un cuerpo de una sola pieza constituido totalmente del material apropiado para el uso que usted le desee dar. No es una pieza fundida revestida que permita el paso de líquidos corrosivos que pueden causar feías peligrosas y costosas. Las válvulas Duo-Chek se ajustan a los requisitos de espesor mínimo de la pared que establecen las normas API y ANSI.

El asiento plano de la válvula Mission Duo-Chek ofrece muchas ventajas. El asiento plano elimina cualquier posibilidad de que la placa se encaje en el asiento lo cual ocurre con frecuencia en otras válvulas de retención. Las dos placas suspendidas de un perno vertical permite reducir el peso de ellas y también elimina el desgaste excesivo de las orejas de las mismas. Muchas válvulas de retención tienen placas más pesadas que están apoyadas simplemente sobre un perno horizontal, lo cual acelera el desgaste del mismo y de la oreja de la placa. Este desgaste puede provocar la caída de la placa en relación a la superficie del asiento quedando abierta, con la subsecuente falla de la válvula.

Una importante característica de la válvula Mission Duo-Chek es que no depende de la presión ni el flujo para centrar las placas en relación a la superficie selladora, para que se efectúe el sellado. Los diseños convencionales de una sola placa no obstante que cuentan con guías de centrado, todos requieren de una contra-presión y un flujo contrario para centrar el plato con respecto al asiento y así poder efectuar un ajuste sin fugas. Esta característica se torna extremadamente arriesgada en los casos de flujo reducido y al manejo de gases a baja presión.



VENTAJAS DEL DISEÑO DE LA DUO-CHEK: La válvula de retención Mission Duo-Chek es una válvula para uso general que desempeña todas las funciones de una válvula de retención convencional. Sin embargo es más ligera, más pequeña y por lo tanto menos costosa su instalación y mantenimiento.

LA VALVULA MISSION DUO-CHEK Se ofrece en una gama completa de tamaños, desde 50.8 mm (2") hasta 1,525.8 mm (72"), desde la Serie ANSI 125 hasta la 2,500. Las conexiones de la Duo-Chek pueden ser de cara plana, cara realizada o junta de anillo. Es posible proporcionar otros tipos de ceras si así se especifica. Dependiendo de los diversos servicios y temperaturas se fabrican en acero al carbono, acero inoxidable 410 y 316, aluminio, hierro fundido y bronce aluminio. Se pueden fabricar en otros materiales bajo pedido especial.

SIMPLICIDAD DE DISEÑO: Hay solamente seis componentes en el cuerpo de la Duo-Chek, la que es armada sin necesidad de sujetadores internos o juntas de alguna especie. Todas las válvulas de serie hasta de 300 Libras ANSI y las válvulas de 50.8 mm (2"), 63.6 mm (2½") 76.2 mm (3")

hasta la serie ANSI 600 tienen el sello vulcanizado al cuerpo. Las válvulas de serie superior a 300 ANSI con excepción de los tres tamaños citados en el párrafo anterior, utilizan un anillo sellador tipo "O" vulcanizado en una ranura con que cuentan las placas. La presión deforma este sello hasta provocar un contacto de metal con metal entre el plato y el asiento del cuerpo. El material sellador varía según el servicio y la temperatura.

LIGERA Y RESISTENTE: Por su perfecto diseño, la Duo-Chek es más pequeña que las válvulas de retención convencionales. No tiene bridas, pero ajusta perfectamente entre las bridas de la tubería. A pesar de que la Duo-Chek es más ligera, su resistencia es mayor. Al dividir la abertura de la válvula en dos partes, el área sin apoyo de la placa se reduce, logrando así que cada placa pese solamente un octavo del peso de una placa convencional de igual resistencia.

ACCION SELLANTE EFECTIVA: La acción selladora de la Duo-Chek se efectúa por medio de un resorte especial de torsión que cierra rápidamente las dos piezas a medida que disminuye el flujo.



INF.
GRAL.

El sello resiente en la Duo-Chek estandar soportará altas presiones sin sufrir fugas, distorsiones o daños. Como se muestra en la figura 1, el elemento sellador está vulcanizado en una ranura en la placa. Este elemento sellador forma un anillo "O" al cual la presión, deforma hasta lograr un contacto de metal a metal entre la placa y el sello del cuerpo, como se muestra en la figura 2. El sello está completamente asegurado para evitar que sufra daños bajo el efecto de la presión.

Las válvulas de retención de 50.8 (2"), 63.5 (2½") y 76.2 mm (3"), tienen sellos en el cuerpo (Fig. 3) hasta la Serie ANSI 600 inclusive. Estos mismos tamaños a partir de ANSI 900, tienen sellos en la placa (Fig. 1 y 2). Todas las válvulas de 101.6 mm (4") y mayores tienen el sello en el cuerpo (Fig. 3) hasta e incluyendo la serie ANSI 300. Todas las válvulas de 4" y mayores de la serie ANSI 400 en adelante tienen sellos en las placas (Fig. 1 y 2).

NO REQUIERE DE CIMENTOS COSTOSOS: Ya que la Duo-Chek se coloca entre las bridas de la tubería, no necesita de bridas propias, de ahí el secreto de su reducido peso. Por ejemplo, una válvula de acero Serie 300 ANSI de 152.4 mm (6") pesa solamente 18.5 kg (41 Lbs.), y al igual que todas las Duo-Chek pueda instalarse sin necesidad de equipo o herramientas especiales; no se necesita de apoyos o bases costosas, ya que el peso promedio de la Duo-Chek es de menos del 10% del peso de una válvula convencional de retención bridaada.

RED DE TUBERIAS SIMPLIFICADAS: Bajo la acción de los resortes, las livianas placas de la válvula Duo-Chek trabajan casi en cualquier posición, permitiendo mayor versatilidad y simplicidad en las instalaciones de la tubería. En algunas medidas la instalación puede hacerse aun en líneas verticales con flujo hacia abajo.



FIGURA 1



FIGURA 2



FIGURA 3

FACILIDAD DE INSTALACION: Las pequeñas dimensiones entre caras de la Duo-Chek permiten su fácil instalación entre bridas estandar. Únicamente un juego de bridas es necesario, de suficiente longitud para abarcar el espacio ocupado por la válvula. La Duo-Chek siendo más rígida que un largo equivalente de tubería de pared gruesa, no requiere soportes ni juntas de expansión especiales para su instalación.

AMPLIO RANGO DE TEMPERATURAS Y PRESIONES: Las válvulas Mission Duo-Chek satisfacen ampliamente las especificaciones ANSI referentes a los materiales del cuerpo, placas y elementos selladores. En las válvulas de acero, Serie 150, las presiones pueden variar desde 275 Lb/pulg² a temperaturas normales, hasta 40 Lb/pulg² a 538°C. Una válvula Serie 2500 de acero inoxidable 316 puede trabajar a 1945 Lb/pulg² a una temperatura de 648°C. (1200°F).





ansi

PRESION MAXIMA DE SERVICIO SIN GOLPE Lbs/pulg²

TEMPERATURA		Serie 125 y 150		Serie 250 y 300		Serie 400		Serie 800		Serie 900		Serie 1500		Serie 2500	
°C	°F	ACERO	AINOX 316	ACERO	AINOX 316	ACERO	AINOX 316	ACERO	AINOX 316	ACERO	AINOX 316	ACERO	AINOX 316	ACERO	AINOX 316
-29	-20														
38	100	275	275	720	720	960	960	1440	1440	2160	2160	3600	3600	6000	6000
66	150	255	255	710	710	945	945	1420	1420	2130	2130	3550	3550	5915	5915
93	200	240	240	700	700	930	930	1400	1400	2100	2100	3500	3500	5830	5830
121	250	225	225	690	690	920	920	1380	1380	2070	2070	3450	3450	5750	5750
149	300	210	210	680	680	910	910	1365	1365	2050	2050	3415	3415	5690	5690
177	350	195	195	675	675	900	900	1350	1350	2025	2025	3375	3375	5625	5625
204	400	180	180	665	665	890	890	1330	1330	2000	2000	3330	3330	5550	5550
232	450	165	165	650	650	870	870	1305	1305	1955	1955	3255	3255	5430	5430
260	500	150	150	625	625	835	835	1250	1250	1875	1875	3125	3125	5210	5210
288	550	140	140	590	590	790	790	1180	1180	1775	1775	2955	2955	4925	4925
316	600	130	130	555	555	740	740	1110	1110	1660	1660	2770	2770	4620	4620
343	650	120	120	515	515	690	690	1030	1030	1550	1550	2580	2580	4300	4300
371	700	110	110	470	495	635	660	940	985	1410	1480	2350	2465	3920	4110
399	750	100	100	425	470	575	625	850	940	1275	1410	2125	2355	3550	3920
427	800	92	92	365	450	490	585	730	895	1100	1345	1830	2240	3050	3730
454	850	82	82	300	425	400	565	600	850	900	1275	1500	2125	2500	3540
488	875	75	75	260	415	350	550	525	825	785	1240	1305	2070	2180	3445
492	900	70	70	225	400	295	535	445	805	670	1205	1115	2010	1655	3350
498	925	60	60	190	390	250	520	375	780	565	1175	945	1955	1570	3260
510	950	55	55	155	380	205	505	310	760	465	1140	770	1900	1285	3165
524	975	50	50	120	370	160	490	240	735	360	1105	600	1840	1000	3070
538	1000	40	40	65	355	115	475	170	715	255	1070	430	1785	715	2975
552	1025	—	—	—	345	—	460	—	690	—	1035	—	1725	—	2880
568	1050	—	—	—	335	—	445	—	670	—	1000	—	1670	—	2785
579	1075	—	—	—	325	—	430	—	645	—	970	—	1615	—	2690
593	1100	—	—	—	310	—	415	—	625	—	935	—	1555	—	2595
Ambiente															
Hydrostático		425	425	1100	1100	1450	1450	2175	2175	3250	3250	5400	5400	9000	9000



CADA VALVULA SE SOMETE A PRUEBAS DE PRESION

Todos los cuerpos y los asientos de las válvulas Mission Du-Chek sin excepción alguna, se prueban a presión después de ser manufacturados. Mission ha desarrollado también procedimientos de prueba especiales para servicios de refinamiento, procesamiento químico, tuberías, aeroespaciales, nucleares y marítimos. De igual manera cuenta con instalaciones de limpieza y prueba que satisfacen las especificaciones de la N.A.S.A. ajustándose también a las normas de prueba y limpieza que imponen muchos otros servicios críticos. Desde hace mucho tiempo, Mission ha reconocido la importancia de obtener datos fidedignos de las pruebas efectuadas en sus válvulas de retención. Para mantener su reputación de calidad y exactitud en los datos proporcionados a los clientes, Mission mantiene una instalación de prueba que con base a un flujo calibrado proporciona datos exactos acerca de la pérdida de presión de cada una de las válvulas que comprenden esta línea de venta. La válvula Mission Du-Chek ha sido aprobada por Factory Mutual, Underwriters Laboratory, La Marina y el Servicio de Guardacostas de los americanos así como muchas otras empresas extranjeras.



**PRESION MAXIMA
DE SERVICIO SIN GOLPE
Duo-Chek de Bronce
Alumínico.**

TEMPERATURA	SERIE 125 y 150		SERIE 250 y 300	
	°C	°F		
8°	-20°		275	500
38°	100°		265	485
93°	200°		260	475
121°	250°		250	465
149°	300°		245	455
177°	350°		240	445
204°	400°		235	430
232°	450°		230	420
260°	500°		225	410
288°	550°		220	400
316°	600°		215	390

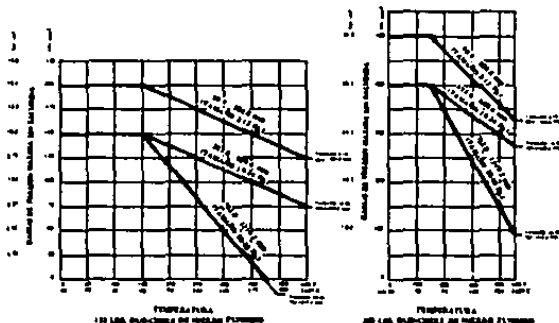
ASTM B-148 Aleación 952

**RANGOS DE PRESION Y TEMPERATURA EN VALVULAS
DUO-CHEK DE HIERRO FUNDIDO (IBBM)
(ASTM - 126 CLASE B)**

**PRESION MAXIMA
DE SERVICIO SIN GOLPE
Duo-Chek de Aluminio**

TEMPERATURA	SERIE 125 y 150		SERIE 250 y 300	
	°C	°F		
8°	-20°		275	500
38°	100°		260	485
93°	200°		260	485
121°	250°		255	475
149°	300°		225	395
177°	350°		185	300
204°	400°		145	185

**ASTM-B26
ALEACION ZC61A**



Esta válvula de retención Duo-Chek de 24" de diam., regula el paso de agua precalentada, para el enfriamiento del alto horno en la siderúrgica Lázaro Cárdenas, S.A. (derecha). Calefacción central y planta de refrigeración del City Water Board, San Antonio, Texas. Es la primera planta totalmente automatizada de este tipo en los Estados Unidos. Su capacidad de refrigeración es de 10 000 Ton. Y la de calefacción de 2 400 HP. Un centro de control computarizado controla el funcionamiento de las instalaciones de la calefacción y refrigeración así como todo el sistema de agua de San Antonio.

6 válvulas Duo-Chek de 304.8 mm (12") controlan la corriente de agua fría. 6 válvulas Duo-Chek de 406.4 mm (16") controlan el agua que entra al condensador. (Izquierda)



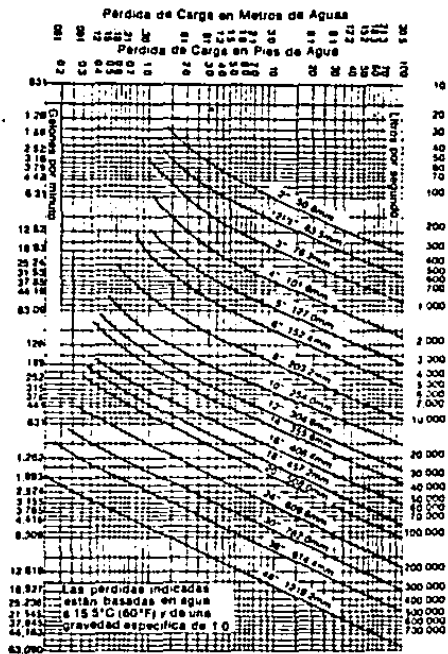


ansi

PERDIDA DE CARGA A TRAVES DE LA VALVULA DE RETENCION MISSION DUO-CHEK una Velocidad de Flujo de 3.048M. Seg. de Agua 15.6°C.

TAMANO DE LA VALVULA	GASTO		PERDIDA DE PRESION		PERDIDA DE CARGA		TUBERIA EQUIVALENTE
Diag. mm	Lit. /seg.	GPM	Kg /cm ²	Lbs /pulg ²	M. Pies	M. Pies	
2 50.8	8.50	103	.220	4.53	3.3	10.5	2.4 31
2 63.5	9.40	148	.264	3.78	2.7	8.7	10.1 33
3 76.2	14.91	230	.313	3.00	2.1	7.0	10.7 35
4 101.8	25.49	404	.468	2.34	1.6	5.4	11.3 37
5 127.0	39.31	623	.734	1.9	1.3	4.4	11.3 37
6 152.4	56.78	900	.110	1.58	1.1	3.8	11.8 38
8 203.2	87.78	1,550	.085	1.21	.88	2.8	12.5 41
10 254.0	146.3	2,540	.067	.95	.67	2.2	12.8 42
12 340.8	220.0	3,500	.058	.825	.58	1.9	13.7 45
14 388.0	276.0	4,280	.052	.738	.52	1.7	14.3 47
18 406.4	359.8	5,700	.043	.603	.43	1.4	14.3 47
18 437.2	499.7	7,820	.040	.564	.40	1.3	14.6 48
20 506.0	567.8	8,000	.037	.52	.37	1.2	15.2 50
24 606.8	848.2	15,000	.030	.424	.30	.98	15.8 52
36 814.4	2,000	31,700	.020	.39	.20	.86	16.5 54
48 1218.2	3,358	86,400	.015	.316	.15	.3	18.3 60

Estas tablas son validas tanto para las válvulas ANSI como para las API



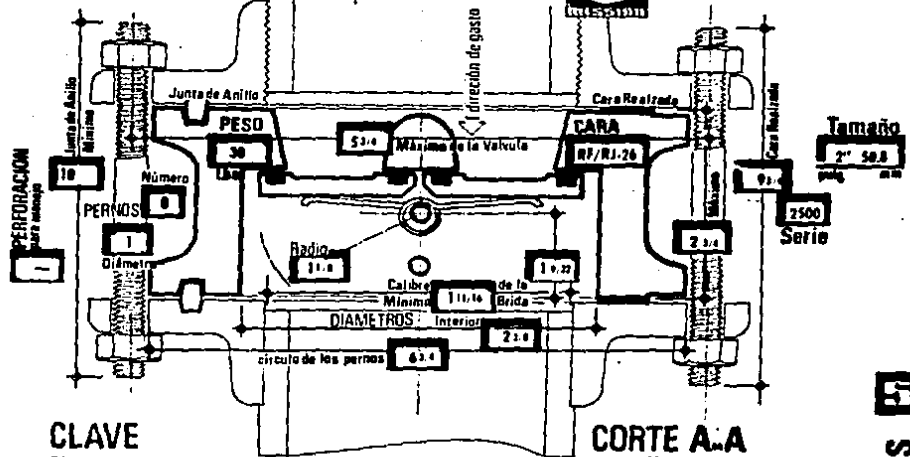
Geoducto. Válvulas Duo-Chek ANSI 600 de 254 mm (10") y 304 mm (12") en líneas de medición de flujo de gas natural, instaladas sobre una plataforma de la cual se han ahorrado 40 pies² de construcción debido a la corta distancia de cara a cara de las Duo-Chek. Las válvulas Duo-Chek de 254 mm (10") están acopladas directamente a las válvulas macho que se ven en la parte posterior. (Derecha)

Esta válvula de retención Duo-Chek de 24" de diam., regula el sistema de bombeo de la torre de enfriamiento de la refinería Tula, Mgo. (abajo).



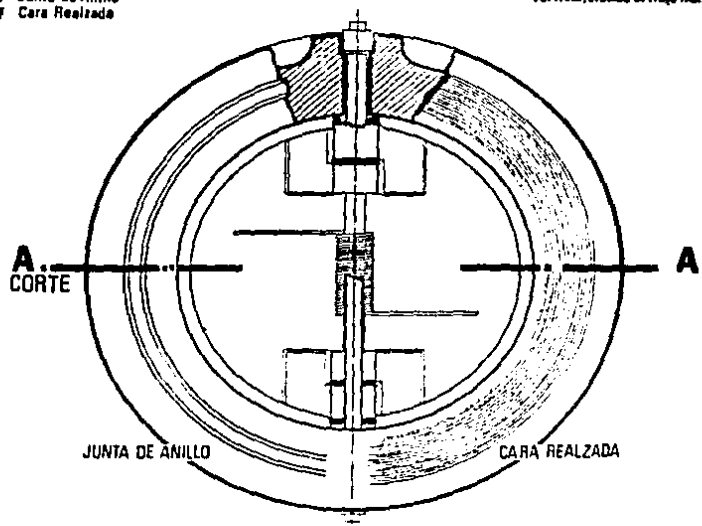
ANSI 2" a 5"  

296



CLAVE
Dimensiones en pulgadas
RJ Junta de Anillo
RF Cara Realzada

CORTE A-A
La posición de pernos debe ser vertical, siendo el flujo horizontal.



ANSI DIMENSIONES



297

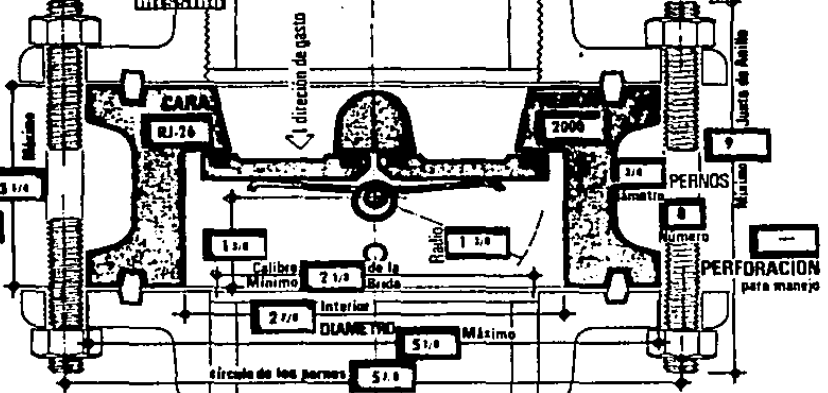


API



Tamaño
2 1/2 63.5

400
Serie



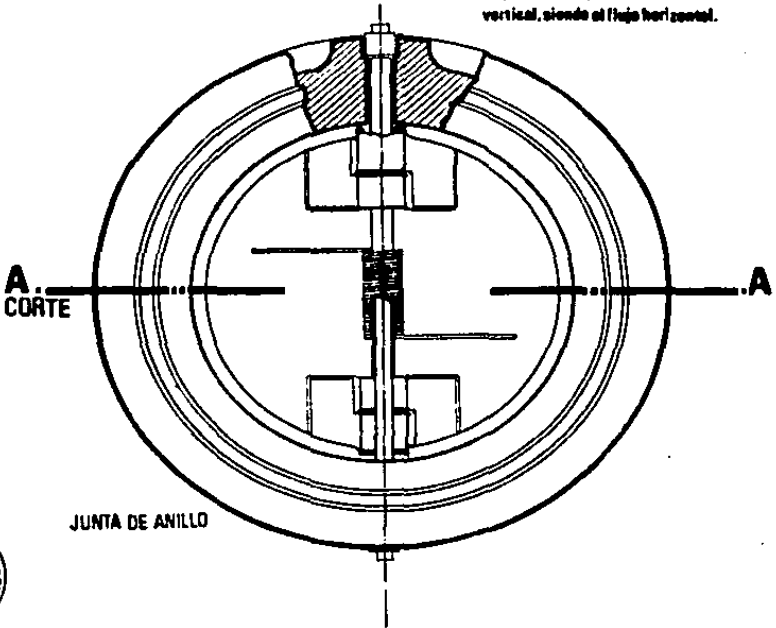
CORTE A..A

Dimensiones en pulgadas

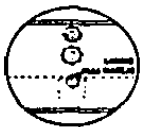
La posición de pernos debe ser vertical, siendo el flujo horizontal.



API DIMENSIONES



JUNTA DE ANILLO

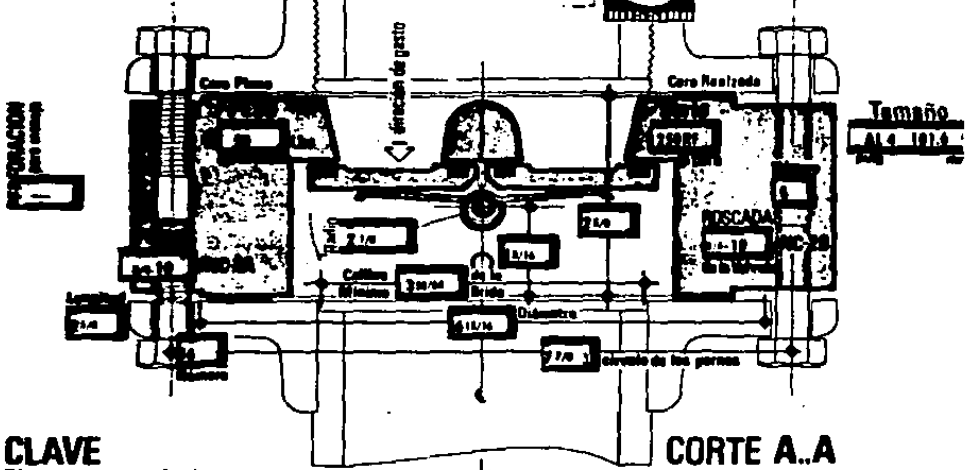




VALVULAS
ROSCADAS



298

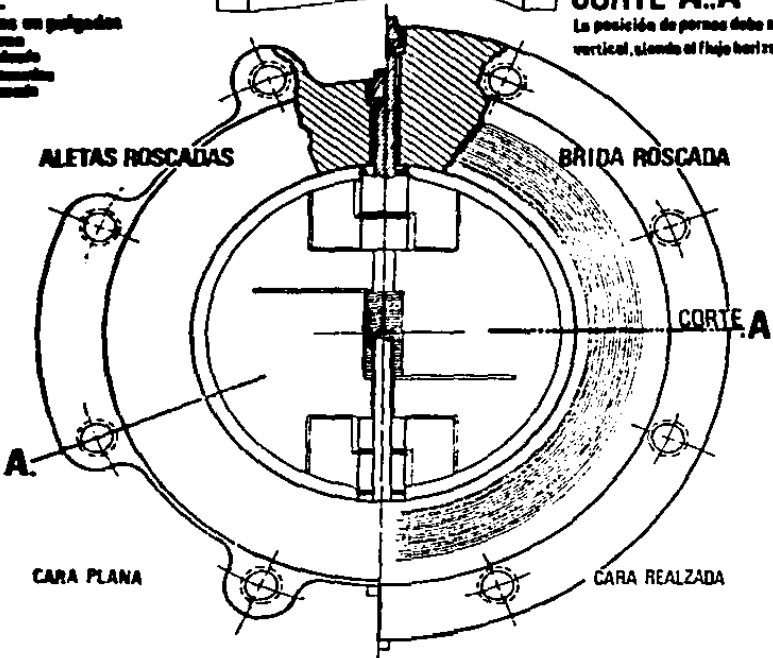


CLAVE

- Dimensiones en pulgadas
- Cara Plana
 - Cara Realzada
 - ▲ Aletas Roscadas
 - Brida Roscada

CORTE A..A

La posición de pernos debe ser vertical, siendo el flujo horizontal.

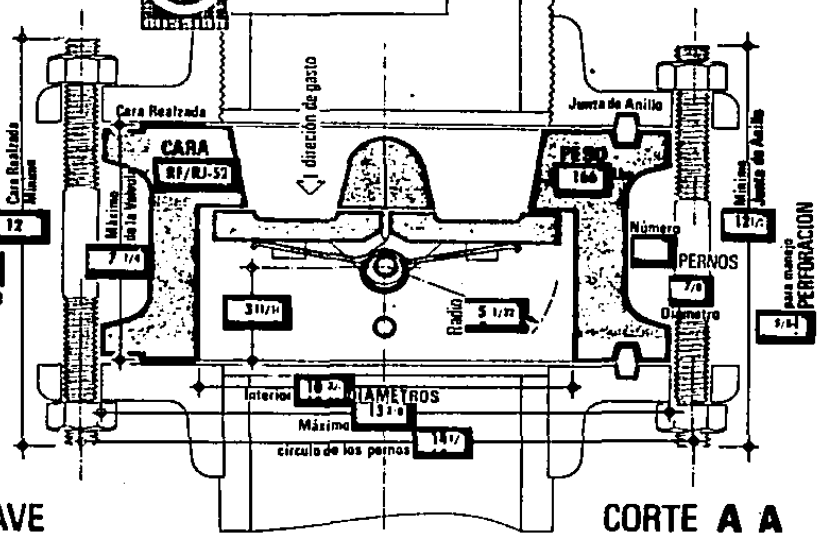


VALVULAS ROSCADAS

CUERPO EXTENDIDO

Tamaño
10 254.0
pulg. mm

Serie
150



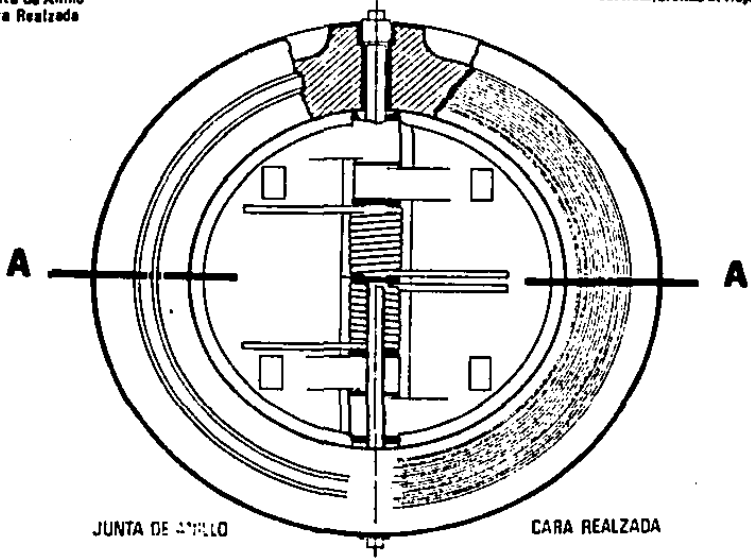
CLAVE

Dimensiones en pulgadas
RJ Junta de Anillo
RF Cara Realzada

CORTE A A

La posición de pernos debe ser vertical, siende el flujo horizontal.

CUERPO EXTENDIDO





ext.

VALVULA DE RETENCION DUO-CHEK DE CUERPO EXTENDIDO ESTILO "X"

Está diseñada para utilizarse en aquellas aplicaciones en que se necesita una resistencia excepcional para satisfacer condiciones poco comunes de un sistema. El diseño incluye las características ya comprobadas de la Duo-Chek pero también proporciona una resistencia mayor en las placas y las partes internas de la válvula. El diseño de las placas y del perno tope es tal que equilibra la carga que se le impone a estas partes, de tal manera que pueden soportar cualquier condición rigurosa de servicio. Un uso típico que se da a esta válvula consiste en colocarla en la línea de descarga de un compresor en donde las condiciones de apertura rápida de la válvula y flujo turbulento pueden imponer niveles anormales de esfuerzos en la válvula de retención. Se recomienda el uso de la Misión Duo-Chek de cuerpo extendido en donde las condiciones del sistema requieren un alto grado de resistencia y seguridad de funcionamiento. Las válvulas Misión Duo-Chek de cuerpo extendido se fabrican en tamaños desde 254.0 mm hasta 1828.8 mm (de 10" a 72") en rangos de presión de 150 ANSI hasta 2,500 ANSI. Se construyen de acero al carbón con aleaciones e interiores especiales disponibles según se soliciten.



ROSC.



MATERIALES:

CUERPO: Hierro Fundido ASTM A278 clase No. 40
PLACAS: Bronce aluminico ASTM B148 elección 952
PERNO DE LAS PLACAS: Acero inoxidable 316
PERNO TOPE: Acero inoxidable 316
RESORTE: Acero inoxidable 316
RETEN DEL PERNO: Hierro fundido
SELLO: Buna-N



LA DUO-CHEK DE ALETAS ROSCADAS no necesita retirarse cuando se quita una de las bridas. Los tornillos que atraviesan la otra brida del tubo se atornillan a la Duo-Chek sujetándola. En un diseño normal de tuberías la válvula Duo-Chek se instala próxima a una bomba. Antes, cuando se tenía que quitar la bomba de la línea para proporcionar mantenimiento también se tenía que quitar la Duo-Chek. Ahora mientras una de las bridas permanezca en su posición, la Duo-Chek de aletas roscadas se queda en su lugar manteniendo la presión. La Duo-Chek de aletas roscadas facilita aun más el mantenimiento de rutina. Cuando diseñe usted un sistema de tuberías asegúrese de especificar las válvulas Duo-Chek roscadas en todas las aplicaciones en que sea necesario desatornillar las bridas de la corriente arriba y además mantener el fluido de la corriente abajo a presión. Las válvulas Misión Duo-Chek de aletas roscadas cumplen con las especificaciones ANSI de los materiales del cuerpo, placa y el sello.

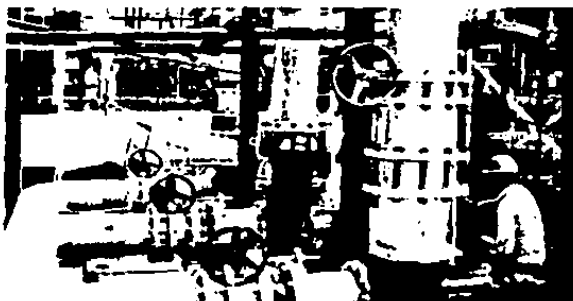
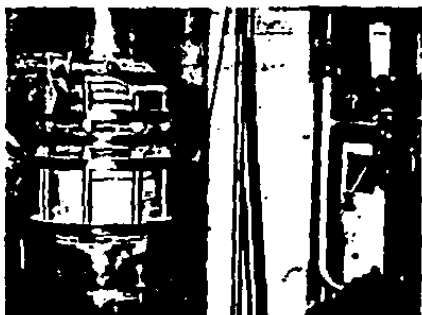
La válvula Misión Duo-Chek de aletas roscadas tiene el cuerpo de acero y placas de bronce (BBM). Para la serie ANSI 125 se fabrican en tamaños de 50.8 mm a 508.0 mm (de 2 a 20"). Este tipo de válvula Duo-Chek puede fabricarse en la Serie 125 ANSI con cara plana y en la Serie 250 ANSI con cara realzada.

FF



INF.
GRAL.

Su característica de cierre suave hace que las válvulas de retención Duo-Chek sean ideales para instalaciones de aire acondicionado. La fotografía muestra una válvula Duo-Chek de 203 mm (8") utilizadas en líneas de agua refrigerada en un hotel de 12 pisos. (Derecha).



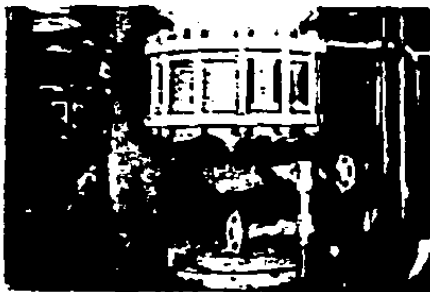
Esta válvula de retención Duo-Chek de 12" de diam., regula la alimentación de agua a calderas en la planta termoeléctrica num. 2 en Mazatlán, Sin. (Izquierda).

Campe Petrolera. Válvula de acero de 254 mm (10") Serie 2500 ANSI utilizadas para la represurización de gases provenientes de una planta de recuperación de hidrocarburos. El gas se encuentra bajo una presión de 28.714 kg/cm² (3800PSI). No se requiere ningún soporte especial para la Duo-Chek que pesa solo 173.27 kg (382 lb.) comparada con una válvula convencional que pesa más de 2288 kg (5000 lb.). (Derecha)



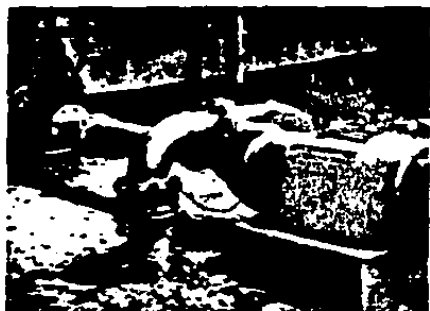
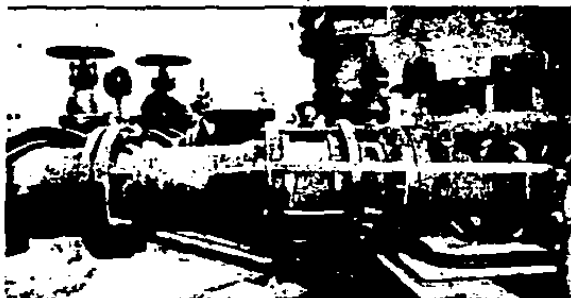


**INF.
GRAL.**



Estas válvulas Duo-Chek de 254 mm (10") serie 300 ANSI se encuentran en líneas de conducción de una refinería. Los 482°C. (900°F) de temperatura a que se encuentra el producto ha provocado que se quemara la pintura de la válvula que se ve al fondo. (izquierda)

Esta válvula de retención Duo-Chek de 5" de diámetro regula el sistema de bombeo que alimenta a la ciudad de Guadalupe, Jalisco (México).



Esta válvula de retención Duo-Chek de 152 mm (6") trabaja en servicio de gasolina. La válvula está instalada para controlar el flujo vertical hacia abajo de la gasolina. (izquierda)





INF.
GRAL.

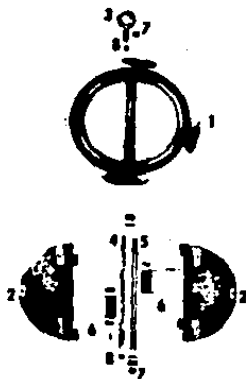
PARA DESARMAR LA VALVULA DE RETENCION DUO- CHEK.

1. Retire los dos retenes del perno de las placas (7) y retire los dos retenes del perno tope (8).
2. Presione hacia afuera del cuerpo el pasador tope (4).
3. Levante el resorte o los resortes (6) para librar el perno de las placas (5).
4. Deslice el perno de las placas (5) hacia afuera del cuerpo (1) sosteniendo firmemente el resorte o los resortes al mismo tiempo, ya que estando sujetos a torsión, podrían salir fuera de la válvula al quedar libre el primero.
5. Retire el resorte (6) y las placas (2) y los separadores.

PARA ARMAR LA VALVULA DE RETENCION DUO- CHEK

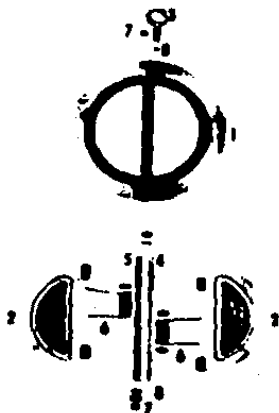
1. Limpie todas las partes con un solvente adecuado.
2. Coloque las placas (2) dentro del cuerpo (1) alineando las orejas con los barrenos que tiene el cuerpo para el perno.
3. Si la válvula lleva arandelas o separadores, instálelos en la misma posición.
4. Alinee estas partes temporalmente, instalando el perno (5).
5. Retire el perno (5) lo suficiente para permitir la instalación del resorte o resortes (6).
6. Enrolle el resorte o resortes (6) por sus extremos —media vuelta— para obtener la torsión inicial. Instale el resorte con los brazos apretados contra la placa. Los brazos del resorte deberán de quedar por abajo del pasador (4). No desenrolle el resorte ya que esto alteraría la torsión que debe proporcionar.
7. Deslice el perno de las placas (5) a través del resorte, sosteniendo éste en posición tal que permita el paso del mismo sin problema.
8. Instale el perno tope (4).
9. Instale los retenes del perno (7) y (8). Estos retenes cuando se arma la válvula en la fábrica se envuelven con cinta de teflón para facilitar su desarmado en el campo y para asegurar un sello positivo en la rosca. Una cinta similar, o un compuesto para roscas, se debe de usar cuando se reinstala la válvula, para sellar el reten y protegerlo contra raspaduras.

Lado Corriente Abajo



1. CUERPO
2. PLACA
3. GANCHO PARA MANEJO
4. PERNO TOPE
5. PERNO DE PLACAS
6. RESORTE
7. RETENES DEL PERNO DE LAS PLACAS
8. RETENES DEL PERNO TOPE

Lado Corriente Arriba



1. CUERPO
2. PLACA
3. GANCHO PARA MANEJO
4. PERNO TOPE
5. PERNO DE PLACAS
6. RESORTE
7. RETENES DEL PERNO DE LAS PLACAS
8. RETENES DEL PERNO TOPE

Los ganchos para manejo se encuentran en válvulas de 5" en adelante.

LAS VALVULAS DUO-CHEK SE IDENTIFICAN por completo con la designación que se les asigna. El número básico proviene de claves que indican (1) Serie de la Brida, (2) Material del Cuerpo y de las Placas, (3) Material Sellante y (4) Tipo de conexión. Ejemplo: K50BMP-27

K	50	S	M	F	27
ESTILO	DESIGNACION DE LA SERIE DE BRIDA	MATERIAL DE LAS PLACAS Y DEL CUERPO	MATERIAL SELLANTE	TIPO DE CONEXION	(ESPECIAL)

* Números adicionales indican combinaciones de materiales o características especiales en la válvula. Para ordenar partes sueltas, especifique siempre el tamaño, designación, y estilo de la válvula.

SERIE	PRESSION DE TRABAJO EN BRIDA Lbs/in ² /psi ^g MAN	PRESSION DE PRUEBA Lbs/in ² /psi ^g MAN	DESIG.
125			12
150	275	425	15
250			25
300	720	1100	30
400	960	1450	40
600	1440	2175	60
900	2160	3260	90
1800	3600	5400	180
2500	6000	9000	250
VALVULAS API			
600	2000	4500	21
900	3000	6000	31
1800	5000	10,000	61

Nota: Estas válvulas se pueden instalar con bridas estándar serie 125 y 250 de hierro fundido. Las presiones de trabajo dependen de la temperatura, material y el tamaño de la válvula.

MATERIAL DEL CUERPO Y DE LAS PLACAS

MATERIAL	ESPECIFICACION	DESIG:
Aluminio	ASTM B26	A
Bronce-Aluminico	ALEACION ZC81A	B
Acero Inoxidable (316)	ASTM B148 Grado 9A ASTM A351 Grado CF-8M	C
Acero Inoxidable (410)	Acero Inoxidable 12% cromo ASTM A351 Grado CA-15	E
Acero al carbón	ASTM A216 Grado WCB	S
Hierro fundido	ASTM A278 Clase No. 40	H

TIPO DE CONEXIONES

TIPO DE CONEXION	DESIG:
Cara realzada	F.
Cara plana	R
Junta de anillo	R

Otros tipos de conexiones se pueden proporcionar si se lo solicita.

MATERIALES ESTANDARD

Cuerpo y Placas	Sello	Pasador	Resorte	Topes	Retenes
Acero al carbón	Buna N A.I. 316	A.I. 316	Acero	Acero	
IBBM*	Buna N A.I. 316	A.I. 316 A.I. 316	H.F.		
IBDM**	Buna N A.I. 316	A.I. 316 A.I. 316	H.F.		
Acero Inox. 316	Buna N A.I. 316	A.I. 316 A.I. 316 A.I. 316			
Bronce aluminico	Buna N A.I. 316	A.I. 316 A.I. 316 A.I. 316			
Acero Inox. 410	Metál	A.I. 410 Inconel A.I. 410 A.I. 410			
Aluminio	Buna N A.I. 316	A.I. 316 A.I. 316 A.I. 316			

* Las válvulas IBBM de 50 B a 304 Bmm (2 a 12" tienen el cuerpo de hierro fundido y placas de bronce soldado. Las de 355 Bmm (14" y mayores tienen el cuerpo de hierro fundido y las placas de hierro dúctil con insertos de bronce.
** Las válvulas IBDM de 152 B a 1219 Bmm (6 a 48" tienen el cuerpo de hierro fundido y las placas de hierro dúctil con insertos de níquel.
A.I. Significa acero inoxidable.
H.F. Significa hierro fundido.

MATERIALES DEL RESORTE

MATERIAL DE RESORTE	TEMPERATURAS MAXIMAS DE TRABAJO RECOMENDADAS.
Tipo acero	121° C (250° F)
Inoxidable 316	121° C (250° F)
Inconel	316° C (600° F)
Inconel (tratamiento térmico)	593° C (1000° F)

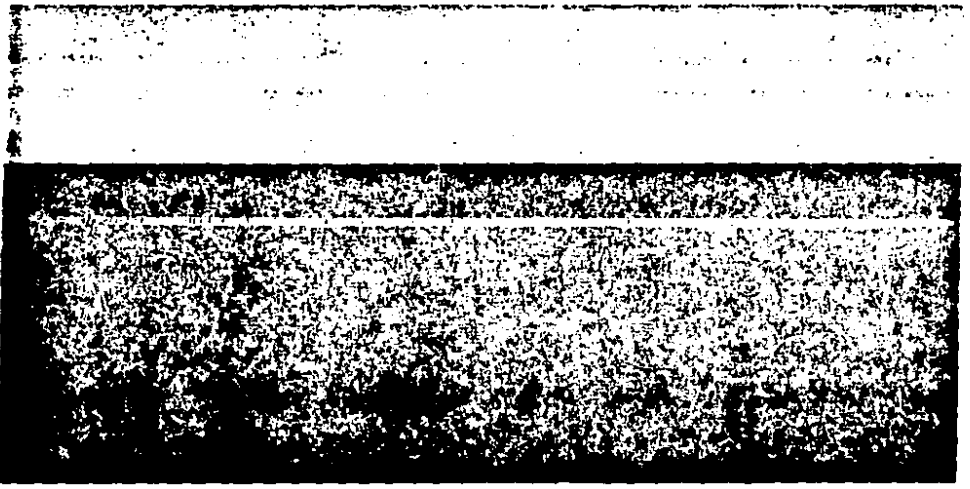
* Todas las válvulas según aparece en la lista de precios tienen resortes estándar fabricados a las condiciones que impone la temperatura. Todas las válvulas con sellos metal a metal y con insertos surten con resortes de Inconel. Este resorte de Inconel es adecuado para trabajar a temperaturas hasta 316°C (600°F) para temperaturas superiores a 316°C se deben especificar resortes de Inconel X.

MATERIALES DEL SELLO

MATERIAL DEL SELLO	TEMPERATURAS DE TRABAJO*	DESIG
(Buna-N	- 56° a -121° C (- 70° a- 250° F)	M
(Viton-A	- 40° a -204° C (- 40° a- 400° F)	V
(Metal con metal	-267° a -693° C (-450° a- 1100° F)	P
Butyl)	- 54° a -157° C (- 65° a- 325° F)	B
Neopreno	- 40° a -121° C (- 40° a- 250° F)	N

Nota: Esta tabla de temperaturas de trabajo se da como orientación general. Vase a según la aplicación a que se destina y el material de cuerpo y de las placas.

Se pueden fabricar válvulas que satisfagan normas DIN, Inglesas, Francesas y otros estándares internacionales. También se fabrican válvulas con interiores recubiertos de nite. Las válvulas Mission Duo-Chek satisfacen las especificaciones ANSI o API entre los límites de temperatura que se establecen para los materiales de cuerpo, placas y sellos, tal como se muestra en las tablas anteriores y en las que se encuentran en las otras secciones de este catálogo. Pueden suministrarse a solicitud válvulas para instalarse entre bridas de dimensiones máximas. La designación de estas válvulas es similar al sistema que se utiliza tomando como base las especificaciones ANSI Norteamericanas.



DORET

Válvula de Retención
CHECK Tipo Oblea

Actual

Moderna

Más Confiable

Más Segura

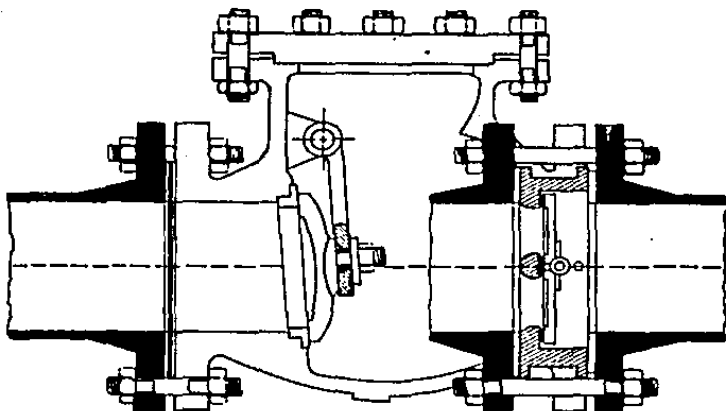
Más
Económica

Evita
el golpe
de Ariete

GARANTIZADA



DORET



TEMA DE COMPARACION

Precio de adquisición

Costo de instalación y mantenimiento.

Colocación

Sistema de operación.

Cierre.

Tamaño y Presión.

Materiales

COLUMPIO

Alto, por su gran peso y tamaño.

Costoso, pues es necesario soportes y cimentaciones especiales por su peso y tamaño.

No se puede colocar en forma vertical descendente.

El fluido tiene que soportar al disco para tenerlo abierto, necesita mayor presión para abrir y mayor contra presión para cerrar.

Es necesario contra flujo para que selle, y en ocasiones el columpio no baja, por lo que se usa contra peso.

Básicamente 125-150-300 tamaño básicamente de 2" a 24".

Hierro, acero, con interior de bronce, acero inoxidable, metal a metal.

DORET

Menor, su diseño la hace de menor peso y tamaño.

Económico, pues es ligera, resistente, tipo obvia, elimina los soportes y cimentaciones especiales.

Por el funcionamiento de discos y resortes, es posible en todas posiciones.

Discos con giro soportado en su eje vertical, el fluido no tiene que soportar el disco, necesita menor presión para abrir y cerrar.

Antes de que la presión del fluido sea cero, los resortes actúan y cierran los discos evitando el golpe de ariete.

En todas presiones 125-150-250-300-800-800-1200 tamaño de 2" a 60".

Hierro, acero, acero inoxidable, bronce, metal a metal. Elastómeros.



Partes de la Válvula de Retención ó CHECK DORET

308

- 1.- CUERPO: En forma cilíndrica, es la envoltura que contiene todos los componentes de la válvula, resiste la presión y temperatura del fluido, está diseñado y construido con un amplio factor de seguridad.
- 2.- DISCOS: Son los medios segmentos circulares, que giran pivotados en un eje soporte y son actuados por resortes de torsión, colocados de tal forma que al empujar resultante, coincide con el centro de figura del medio disco. Haciendo la operación de apertura y cierre más suave y libre.
- 3.- EJE DISCO: De acero inoxidable sirve de guía y pivote, para los medios discos, está sujeta en sus extremos de tal forma que no gira.
- 4.- RESORTES: Generalmente son dos, son los que actúan a los discos, para que cierren antes de que la presión del fluido sea cero, y cambie el sentido del flujo evitando el golpe de ariete.
- 5.- BUJE: Sirve de chumacera en válvulas donde el material del cuerpo es suave, y en tamaños grandes.
- 6.- EJE TOPE: De acero inoxidable sirve para evitar que un medio disco, abra más que el otro.
- 7.- TAPONES DEL EJE DISCO: Generalmente son tornillos afilen los cuales aseguran los ejes.
- 8.- TAPONES DEL EJE TOPE: Generalmente son tornillos afilen los cuales aseguran los ejes.
- 9.- PLACA: De identificación.
- 10.- REMACHES O TORNILLOS: De la placa de identificación.
- 11.- TORNILLO DE OJO: Para facilitar las maniobras de instalación.

Materiales de Construcción de la Retención, CHECK DORET

MATERIALES.	TEMPERATURA DE USO.	CLAVE.
Hierro a 126 GR B.	450°F. 232°C.	H
Acero fundido a 216 WCB.	1000°F. 538°C.	A
Bronce aluminio ASTM B148	600°F. 316°C.	B
Acero Inox. 316 a 351 CF8M	1500°F. 818°C.	1.316
Acero Inox. 304 a 351 CF8	1500°F. 818°C.	1.304
Buna N.	250°F. 121°C.	BN
Vitón.	400°F. 205°C.	V
Resorte Inox. 316	250°F. 121°C.	STD.
Resorte Inconel	600°F. 316°C.	IN.
Resorte Inconel X.	1000°F. 538°C.	IN. X.
Cara plana.		P
Cara realzada.		R
Metal a metal.		M
Junta anillo.		RTJ.

Como seleccionar su Válvula, Retención ó CHECK DORET

- 1.- Seleccionar los materiales del cuerpo y de los discos, más económicos para la presión que va a trabajar, y para las características de su fluido, así como su temperatura. Recuerde que en la siguiente hoja del catálogo, se indican que una válvula 12" 125-HBP-BN le resiste hasta 200 psi a temperatura -20 a 1500°F, (si que no tendrá que adquirir una válvula de acero 150 psi, más caro sólo por la presión).
- 2.- Si requiere de presiones y temperaturas mayores que las del semicero, (Hierro Fundido) entonces tendrá que seleccionar acero, y si su flujo es corrosivo tendrá que seleccionar acero inoxidable, para el cuerpo y los discos.
- 3.- Los asientos y resortes dependerán de la temperatura de operación.
- 4.- Los ejes serán de acero inoxidable a menos se solicite otro material.
- 5.- Los taponos serán del material del cuerpo.

Como se forma la clave para solicitar una Válvula Retención CHECK DORET

EJEMPLO: 150 AIR - V 8"

PRESION - 150. CUERPO - Acero. DISCOS - Inox. CARA - Realz. ASIENTO - Viton. DIAMETRO - 8".

EJEMPLOS NOMENCLATURAS

PRESION	CLAVE	CUERPO	DISCO	CARA	ASIENTO
125 Psi.	HBP-BN	Hierro	Bronce AL.	Plana	Buna - M.
125 Psi.	HIP-M	Hierro	Inox. 316	Plana	Metal a metal
125 Psi.	AAR-V	Acero WCB	Acero	Realzada	Vitón
150 Psi.	AIR-M	Acero	Inox.	Realzada	Metal a metal
300 Psi.	AAR-M	Acero	Acero	Realzada	Metal a metal
150 Psi.	IIR-M	Inox.	Inox.	Realzada	Metal a metal

EN SEMIACERO

TEMPERATURA °C °F	125 SERIE		
	PRESION MAX.		
	2"-12"	14"-20"	20"-48"
-29 -20			
a a	200	180	180
66 150			
83 200	180	136	116
107 225	180	130	100
121 260	175	126	86
136 275	170	120	66
149 300	166	110	60
163 325	165	106	-
177 350	160	100	-
190 375	148	-	-
204 400	140	-	-
218 425	130	-	-
232 450	126	-	-

Presión en lb/psq. 2 (psi)

EN ACERO

TEMPERATURA °C °F	180 SERIE		300 SERIE	
	PRESION MAX.			
	8"msl	31825	8"msl	31825
-29 -20				
a a	285	236	740	615
36 100				
53 200	290	205	675	535
148 300	280	185	655	496
206 400	245	176	635	456
260 500	230	170	600	450
316 600	210	165	645	435
343 650	205	166	635	430
371 700	205	160	635	430
399 750	196	160	606	410
427 800	190	155	410	405
454 850	105	106	265	400
482 900	86	66	170	400
510 950	40	40	106	400
532 1000	30	30	80	390
566 1050	-	-	-	365
603 1100	-	-	-	320

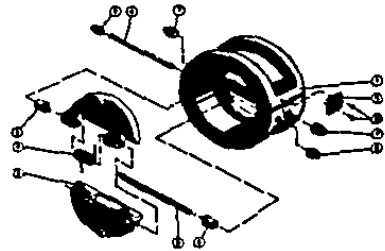
COEFICIENTE
FLUJO Cv

TAMARDO	Cv
2	48
2 1/2	120
3	136
4	270
5	660
6	720
8	1,400
10	2,800
12	3,800
14	5,000
16	7,200
18	10,000
20	12,400
24	23,000
30	40,000
36	60,000
42	81,800
48	111,000

EN U.S. G.P.M.

Lista de Partes

PARTE No.	DESCRIPCION	CANT.
1	CUERPO.	1
2°	DISCO.	2
3°	EJE DISCO.	1
4°	RESORTE.	1
5°	BIJUE CHUMACERA.°	2
6	EJE TOPE.	1
7	TAPON EJE DEL DISCO.	2
8	TAPON DEL EJE TOPE.	2
9	PLACA IDENTIFICACION.	1
10	REMACHES o TORNILLOS	2



*PARTES REFACCIONES RECOMENDADAS.
o VALVULAS ESPECIALES

Hecho en México - Marca Registrada®

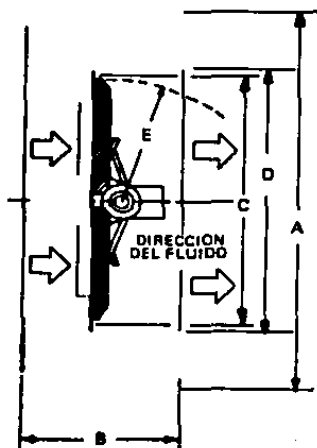


Válvula de Retención Instantánea

310

DIMENSIONES DE VALVULAS DORET

DIMENSIONES EN PULGADAS E = RADIO BIRLOS REQUERIDOS EN LA INSTALACION; F = NUMERO, G = DIAMETRO, H = LONGITUD, R.F. = CARA REALZADA.



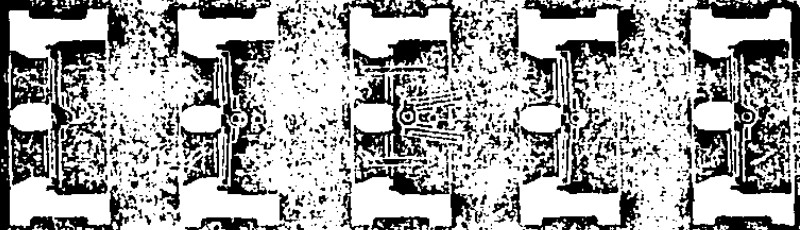
La Válvula debe instalarse con la FLECHA vertical en sentido HORIZONTAL.

Temp.Aprox	Base Cara	A	B	C	D	E	F	G	H
2"	125 PLANA	6 1/8	2 1/8	2 1/4	2 3/4	1 1/8	0	0 0	5 1/4
	150 R.F.	6 1/8	2 3/8	1 7/8	2 3/4	1 1/8	0	0 0	5 1/2
	200 R.F.	6 3/8	2 3/8	1 1/8	2 3/4	1 1/8	0	0 0	5 3/4
2 1/2"	125 PLANA	6 7/8	2 1/8	2 1/4	3	1 1/8	0	0 0	5 1/2
	150 R.F.	6 7/8	2 3/8	2 1/2	3	1 1/8	0	0 0	5 3/4
	200 R.F.	7 1/8	2 3/8	2 1/2	3	1 1/8	0	0 0	6 1/4
3"	125 PLANA	6 3/4	2 1/4	2 1/4	3 1/2	1 1/8	0	0 0	6 1/4
	150 R.F.	6 3/4	2 1/4	2 1/4	3 1/2	1 1/8	0	0 0	6 1/2
	200 R.F.	6 7/8	2 1/4	2 1/4	3 1/2	1 1/8	0	0 0	6 1/2
4"	125 PLANA	6 3/4	2 1/4	2 1/4	4	1 1/8	0	0 0	6 1/2
	150 R.F.	6 7/8	2 1/4	2 1/4	4	1 1/8	0	0 0	6 1/2
	200 R.F.	7 1/8	2 1/4	2 1/4	4	1 1/8	0	0 0	6 1/2
6"	125 PLANA	6 5/4	2	2 1/4	5 1/2	1 1/8	0	0 0	7
	150 R.F.	6 5/4	2	2 1/4	5 1/2	1 1/8	0	0 0	7 1/4
	200 R.F.	6 7/8	2 1/4	2 1/4	5 1/2	1 1/8	0	0 0	7 1/4
8"	125 PLANA	11	2 3/4	2 1/4	6 1/2	1 1/8	0	0 0	8
	150 R.F.	11	2 3/4	2 1/4	6 1/2	1 1/8	0	0 0	8 1/4
	200 R.F.	11 1/8	2 3/4	2 1/4	6 1/2	1 1/8	0	0 0	8 1/4
10"	125 PLANA	13 3/8	3 1/4	2 1/4	7 1/2	1 1/8	0	0 0	9
	150 R.F.	13 3/8	3 1/4	2 1/4	7 1/2	1 1/8	0	0 0	9 1/2
	200 R.F.	14 1/8	3 1/4	2 1/4	7 1/2	1 1/8	0	0 0	9 1/2
12"	125 PLANA	16 1/8	3 1/4	2 1/4	8 1/2	1 1/8	0	0 0	10 1/2
	150 R.F.	16 1/8	3 1/4	2 1/4	8 1/2	1 1/8	0	0 0	10 1/2
	200 R.F.	16 5/8	3 1/4	2 1/4	8 1/2	1 1/8	0	0 0	10 1/2
14"	125 PLANA	17 3/4	3 1/4	2 1/4	9 1/2	1 1/8	0	0 0	11
	150 R.F.	17 3/4	3 1/4	2 1/4	9 1/2	1 1/8	0	0 0	11 1/4
	200 R.F.	18 1/8	3 1/4	2 1/4	9 1/2	1 1/8	0	0 0	11 1/4
16"	125 PLANA	20 1/4	3 1/4	2 1/4	10 1/2	1 1/8	0	0 0	12
	150 R.F.	20 1/4	3 1/4	2 1/4	10 1/2	1 1/8	0	0 0	12 1/4
	200 R.F.	21 1/8	3 1/4	2 1/4	10 1/2	1 1/8	0	0 0	12 1/4
18"	125 PLANA	21 5/8	3 1/4	2 1/4	11 1/2	1 1/8	0	0 0	13
	150 R.F.	21 5/8	3 1/4	2 1/4	11 1/2	1 1/8	0	0 0	13 1/4
	200 R.F.	22 1/2	3 1/4	2 1/4	11 1/2	1 1/8	0	0 0	13 1/4
20"	125 PLANA	23 1/8	3 1/4	2 1/4	12 1/2	1 1/8	0	0 0	14 1/4
	150 R.F.	23 1/8	3 1/4	2 1/4	12 1/2	1 1/8	0	0 0	14 1/4
	200 R.F.	23 5/8	3 1/4	2 1/4	12 1/2	1 1/8	0	0 0	14 1/4
24"	125 PLANA	26 1/8	3 1/4	2 1/4	14 1/2	1 1/8	0	0 0	16 3/4
	150 R.F.	26 1/8	3 1/4	2 1/4	14 1/2	1 1/8	0	0 0	16 3/4
	200 R.F.	26 1/2	3 1/4	2 1/4	14 1/2	1 1/8	0	0 0	16 3/4
30"	125 PLANA	31 3/4	3 1/4	2 1/4	17 1/2	1 1/8	0	0 0	19 1/2
	150 R.F.	31 3/4	3 1/4	2 1/4	17 1/2	1 1/8	0	0 0	19 1/2
	200 R.F.	32 1/2	3 1/4	2 1/4	17 1/2	1 1/8	0	0 0	19 1/2
36"	125 PLANA	35 1/4	3 1/4	2 1/4	19 1/2	1 1/8	0	0 0	21 1/2
	150 R.F.	35 1/4	3 1/4	2 1/4	19 1/2	1 1/8	0	0 0	21 1/2
	200 R.F.	36 1/2	3 1/4	2 1/4	19 1/2	1 1/8	0	0 0	21 1/2
42"	125 PLANA	41 1/8	3 1/4	2 1/4	21 1/2	1 1/8	0	0 0	23 1/2
	150 R.F.	41 1/8	3 1/4	2 1/4	21 1/2	1 1/8	0	0 0	23 1/2
	200 R.F.	42 1/8	3 1/4	2 1/4	21 1/2	1 1/8	0	0 0	23 1/2
48"	125 PLANA	45	3 1/4	2 1/4	23 1/2	1 1/8	0	0 0	25 1/2
	150 R.F.	45	3 1/4	2 1/4	23 1/2	1 1/8	0	0 0	25 1/2
	200 R.F.	46 1/4	3 1/4	2 1/4	23 1/2	1 1/8	0	0 0	25 1/2

Válvulas con Selección de Materiales de Aplicación más común

CODIFICACION	CUERPO	DISCOS	INTERIORES	ASIENTO	APLICACIONES	TEMP. APROX.
125 NB 20 R-F 200	ACERO	BRONCE (INOX.)	INOX.	GOMA 40 (METAL)	AGUA-AIRS-ACEITES	-60° a 110°C.
150 AA 20 R-F 200	ACERO	ACERO (INOX.)	INOX.	VITON (METAL)	VAPOR-GASES	-60° a 200°C.
200 AA 16 R-F 200	ACERO	ACERO (INOX.)	INOX.	VITON (METAL)	VAPOR-GASES-TEMP.	-60° a 200°C.
100 N R-F 200	INOX.	INOX.	INOX.	ELAST. (METAL)	ACIDOS CONC. DILUIDOS	

H = HIERRO ASTM A 278. A = ACERO ASTM A 351 - W CB. P = CARA PLANA. E = ELASTOMER 3
 14 = BRONCE ASTM B 166. I = INOX. - ASTM A 351 - CF8M & 304. R = CARA REALZADA. M = METAL A 351



dirección

distribuido por



TRW Mission

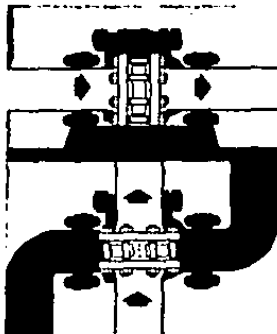


CONVENIENT, FLEXIBLE INSTALLATION

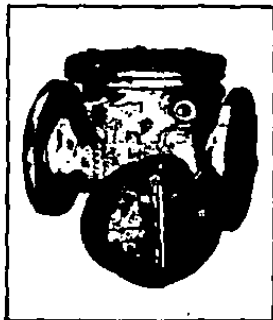
The Mission Duo-Chek II—the High Performance Check Valve—is a general purpose valve that is stronger, lighter, and smaller than conventional swing check valves and is, therefore, less expensive to install and maintain.

The lightweight and short face-to-face dimension of the Duo-Chek II make it easy to install between standard gaskets and line flanges. Only one set of flange studs is needed, with enough length to span the valve. The installed valve is inherently more rigid than an equivalent length of heavy walled pipe, and there is no need for expensive foundations, expansion joints, or special supports.

The spring-loaded, lightweight plates enable the Duo-Chek II to be operated in almost any position for the most efficient piping



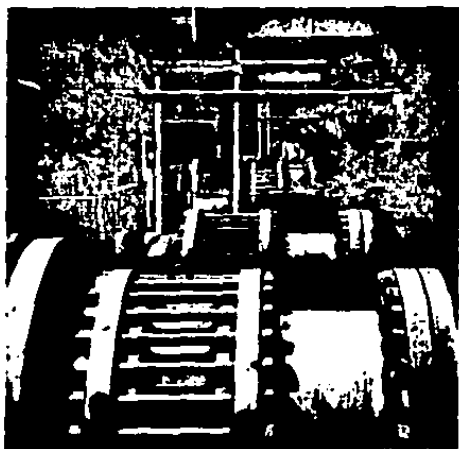
layout. In some sizes, installation can be made even in vertical lines.



A 6-inch GISSPF Duo-Chek II Series 150 steel valve weighs only 35 pounds as compared with 185 pounds for a conventional swing check valve which also requires twice as many studs and nuts.

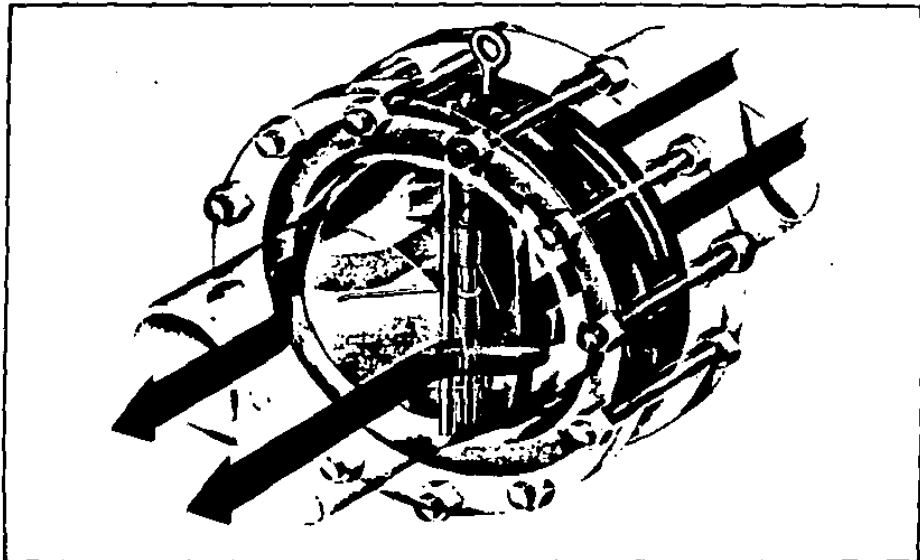
CONTENTS

	Page
Introduction	1
Design Features	2
ANSI Maximum Working Pressure	5
Head Loss	7
Ordering Information	8
Installation Dimensions	
ANSI Duo-Chek II	11
API Rated Duo-Chek II	16
Extended Body Duo-Chek II	20
Weights	
ANSI Duo-Chek II	17
API Rated Duo-Chek II	19
Extended Body Duo-Chek II	21



MISSION

The High Performance Check Valve

DUO-CHEK® III

The Mission Duo-Chek II check valve has exclusive design and patented features that result in exceptionally high performance and reliability for most liquid, vapor, gas and fluid applications. This newest Mission check valve incorporates the sound, imaginative design which has characterized Duo-Chek check valves for many years...plus added patented features that offer performance advantages not found in any other available check valve.

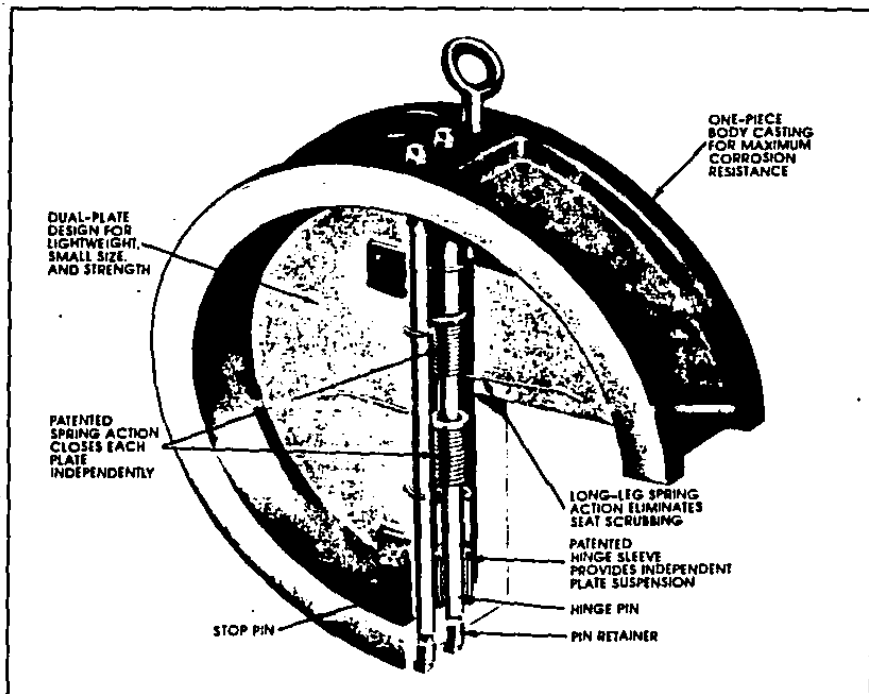
The Duo-Chek II family provides the following important features:

- Patented long-leg spring action which allows the plates to open and close without seat scrubbing.
- New, patented, independent spring design which provides as much as 25 percent lower stress and improvement in valve response.
- New, patented, independent plate suspension which reduces friction by 66 percent, which improves valve response.
- Dual-plate, flat-seat design for efficient seating under most flow and pressure conditions.
- Lightweight, small size, and strong construction compared with conventional swing check valves.
- Lower head loss than swing checks in larger sizes.

The advanced technology of the Duo-Chek II valve provides the Process Engineer with unique opportunities to advance the science of fluid mechanics and system design.

DESIGN FEATURES

Mission DUO-CHEK II The High Performance Check Valve



Duo-Chek II check valves are available to meet your process conditions:

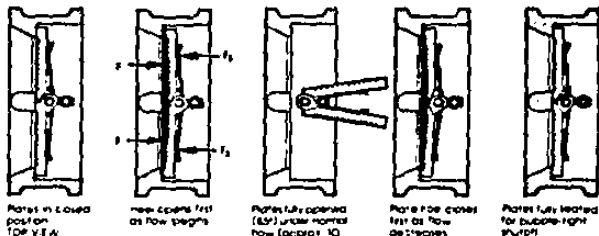
- A complete range of sizes from 2 through 72 inches.
- A wide variety of cast materials for bodies, plates and trim for all types of service and temperature conditions.
- Full line of Duo-Chek II valves, designed and rated in accordance with any ANSI 125# through 2500# and API 2000# through 5000# standards.
- For pressures from vacuum through 6,170 psi.
- For operational temperatures from -450°F through 1000°F (depending on materials of construction).
- The Duo-Chek II meets API 594 water check valve standard (except face to face on ANSI 125 cast iron 2-1/2-inch through 12-inch dimensions).

NEW, EXCLUSIVE PATENTED FEATURES

DUAL-PLATE, FLAT-SEAT DESIGN

The Duo-Chek II employs two spring-loaded plates (half discs) suspended on a central vertical hinge pin. This dual-plate design offers several advantages over one-piece disc designs. When the flow decreases, the plates close rapidly by torsion spring action without requiring reverse flow.

After extensive endurance and performance accelerated tests, Mission has perfected the spring action and hinge design so that the location of the spring force prevents the plate heel from dragging and causing seal wear.



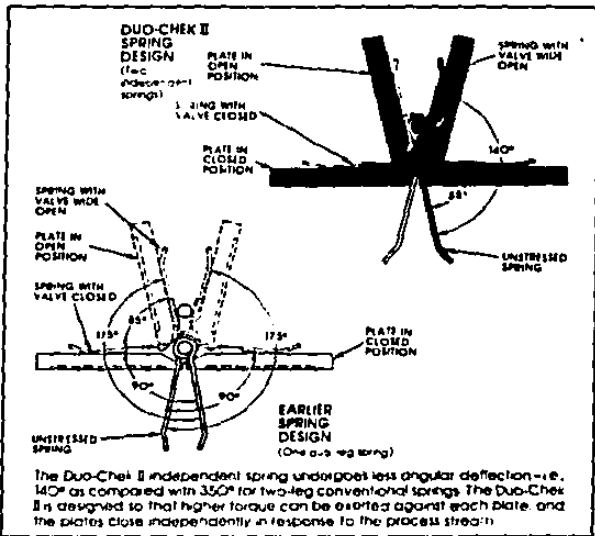
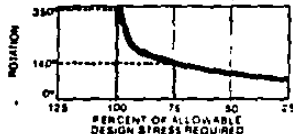
The fluid develops a Resistant Force (F) which acts at the center of the area of seated surface ($\text{O} \text{ } 424 \text{ radius}$). The point of Spring Force (F_s) acts beyond the center of area of each plate ($1/2$ to $3/4$ radius). This fulcrum causes the heel to open first, preventing rubbing of the seat surface prior to normal plate opening. At closing, when the fluid flow decreases the point of Spring force causes the toe of the plate to close first.

INDEPENDENT SPRING ACTION

The Duo-Chek II (6-inch and larger) employs a unique, new spring design for significant improvement in valve response. Each of the dual plates has its own spring, or springs, which provides independent closing action. This design overcomes the problems of earlier dual-plate valves where both plates are closed by opposite legs of a single spring, and where disparate forces acting on each plate cause the plates to close unevenly.

This patented spring action provides up to 25 percent improvement in life or valve response.

FOR EQUAL TORQUE AS MUCH AS 25% IMPROVEMENT SERVICE LIFE



The Duo-Chek II independent spring undergoes less angular deflection—i.e., 140° as compared with 35° for two-leg conventional springs. The Duo-Chek II is designed so that higher torque can be exerted against each plate, and the plates close independently in response to the process stream.

One or more of the following patents apply on every Duo-Chek II design (except 2" through 5" metal seal valves):

- Pat. No. 3,072,141
- Pat. No. 4,005,732
- Pat. No. 3,965,926

INDEPENDENT PLATE SUSPENSION

Duo-Chek II check valves (24-inch and larger) have a unique hinge design that reduces friction forces 66 percent and significantly improves valve response. In earlier designs of dual-plate valves, the weight of one hinge and plate rests upon the other hinge when a valve is operated in the hori-

zontal flow position. This causes three times more frictional resistance during closure, so one plate closes first. The Duo-Chek II employs support sleeves inserted through the outboard hinges. Thus, during valve operation, the upper hinge does not rest on the lower hinge, but is independently supported

by the lower sleeve so plates may close at the same time.

This patented feature, combined with independent spring action, produces unprecedented valve response and performance in the Duo-Chek II The High Performance Check Valve.

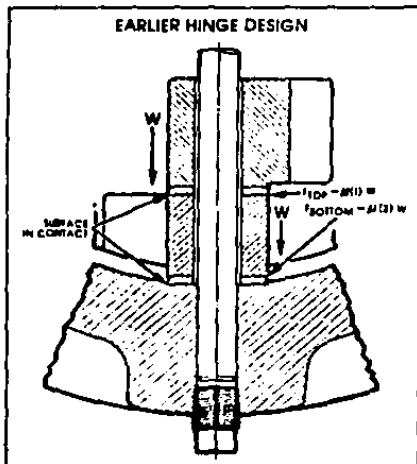
COMPARISON OF EARLIER HINGE DESIGN VERSUS NEW DUO-CHEK II HINGE

This analysis shows the reduction of frictional force on the bottom plate of the Duo-Chek II

Weight of Plate (left or right) = W

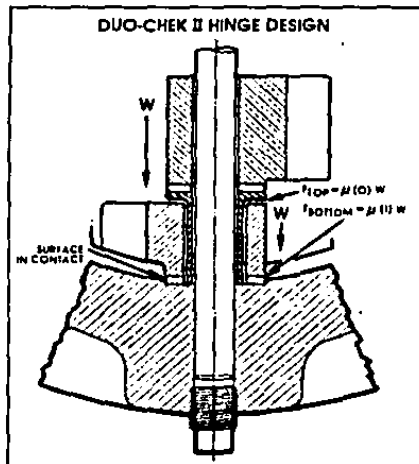
Coefficient of Friction = μ

Total Friction Force on Bottom (left) Plate = μ times (number of) W



Total Friction Force on Bottom Plate = F_1

$$\begin{aligned} F_1 &= F_{TOP} + F_{BOTTOM} \\ &= \mu(1)W + \mu(2)W \\ &= \mu(3)W \end{aligned}$$



Total Friction Force on Bottom Plate = F_2

$$\begin{aligned} F_2 &= F_{TOP} + F_{BOTTOM} \\ &= \mu(0)W + \mu(1)W \\ &= \mu(1)W \end{aligned}$$

With the Duo-Chek II independent suspension, the friction force on the bottom plate is reduced by two-thirds (66%) over earlier designs.

ANSI MAXIMUM WORKING PRESSURE

Mission DUO-CHEK II The High Performance Check Valve

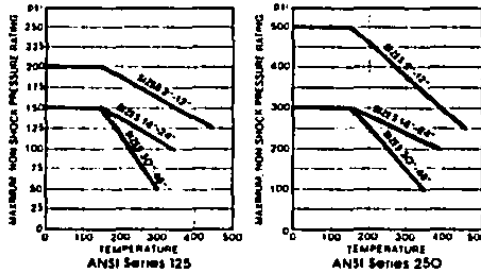
Pressure-Temperature Ratings of Steel and 316 Stainless Steel (ANSI B16.34, 1977)

Temp. °F	Maximum Non-Shock Service Pressure, psi (ANSI Series)													
	Series 180		Series 300		Series 400		Series 600		Series 800		Series 2800			
	Steel	316SS	Steel	316SS	Steel	316SS	Steel	316SS	Steel	316SS	Steel	316SS		
-20 to 180	285	275	740	720	990	980	1480	1440	2220	2180	3705	3600	6170	6000
180	270	255	705	670	945	890	1410	1340	2120	2010	3540	3345	5895	5580
200	260	240	675	620	900	825	1350	1240	2025	1860	3375	3095	5625	5160
250	245	225	665	590	865	800	1330	1180	1995	1770	3325	2845	5545	4910
300	230	215	655	560	875	725	1315	1120	1970	1680	3280	2795	5470	4680
350	215	205	645	535	860	705	1290	1075	1935	1610	3225	2680	5375	4470
400	200	195	635	515	845	685	1270	1030	1900	1540	3170	2570	5280	4280
450	185	180	615	495	820	660	1235	990	1845	1485	3080	2480	5135	4130
500	170	170	600	480	800	635	1200	955	1795	1435	2995	2390	4990	3980
550	155	155	575	465	765	615	1145	930	1715	1395	2865	2320	4925	3870
600	140	140	550	450	730	600	1095	905	1640	1355	2735	2255	4580	3780
650	125	125	535	445	715	580	1075	890	1610	1330	2685	2220	4475	3700
700	110	110	535	430	710	575	1065	865	1600	1295	2685	2180	4440	3680
750	95	95	505	425	670	565	1010	845	1510	1270	2520	2110	4200	3520
800	80	80	410	415	550	555	825	830	1235	1245	2080	2075	3430	3480
850	65	65	270	405	355	540	535	810	805	1218	1340	2030	2230	3320
875	35	35	220	400	290	530	440	800	660	1195	1100	2000	1830	3300
900	50	50	170	395	230	525	345	790	515	1180	880	1970	1430	3280
925	40	40	135	390	185	520	275	780	410	1170	685	1950	1145	3250
950	35	35	105	385	140	515	205	775	310	1160	615	1930	860	3220
975	25	25	75	375	105	500	155	750	230	1125	385	1875	645	3125
1000	20	20	50	365	70	485	105	725	155	1090	260	1820	430	3030
Hydro- static collapse	480	425	1125	1100	1800	1480	2225	2175	3390	3280	6575	6400	8275	8000

ALUMINUM-BRONZE DUO-CHEK II PRESSURE-TEMPERATURE RATINGS ASTM B148 ALLOY 952

Temperature Degrees °F	MAXIMUM NON-SHOCK SERVICE PRESSURE - PSI	
	180 & 180 Series	280 & 300 Series
0-180	225	500
175	220	490
200	215	475
250	205	450
300	195	425
350	180	400
400	170	375
450	160	350
500	150	325
550	140	300

CAST IRON DUO-CHEK II PRESSURE-TEMPERATURE RATINGS ASTM A126 CLASS B (ANSI B16.1)



COMPARISON OF PERFORMANCE

Conventional Swing Check Valve

- Tapered wedge seat
- Disc obstructed flow way
- Fluid supports weight of plate
- Less flow area

New Duo-Chek II Check Valve

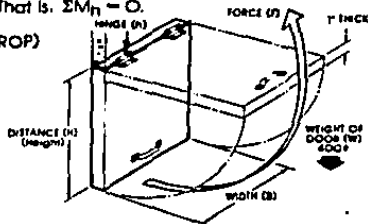
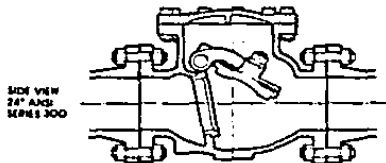
- Free release flat seats
- Streamline flow way
- Fluid does not support weight of plate
- More flow area

The design of the Duo-Chek II divides the total force in half, since each plate covers only one-half the area of a swing check disc. With one-half the force on each plate (for equal design parameters), the Duo-Chek II plate requires only one-half the thickness or one-fourth the mass of a swing check disc (flapper).

The following analysis uses the formula:

Summation (Σ) of moments (M) about the hinge (h) = 0. That is, $\Sigma M_h = 0$.

CONVENTIONAL SWING CHECK VALVE (HIGHER PRESSURE DROP)



F_f (hinge friction force) plus W (weight) times $1/2H$ (height) minus F (force) times H (distance) equals zero.

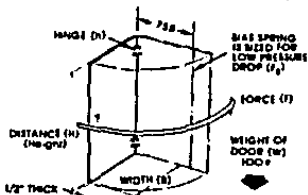
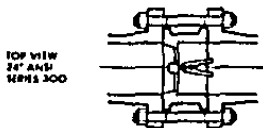
$$F_f \text{ (Friction of Hinge)} + W \frac{H}{2} - FH = 0$$

Therefore,

$$F = \frac{W}{2} + \frac{F_f \text{ (Friction of Hinge)}}{H}$$

[The weight of the door ($W=400\#$) significantly increases the force required.]

DUO-CHEK II VALVE (LOWER PRESSURE DROP)



F_f (hinge friction) plus F_s (spring force) times $3/4B$ (force point) minus F (force) times B (width) equals zero.

$$F_f \text{ (Friction of Hinge)} + F_s (7/8B) - FB = 0$$

Therefore,

$$F = .75F_s + \frac{F_f \text{ (Friction of Hinge)}}{B}$$

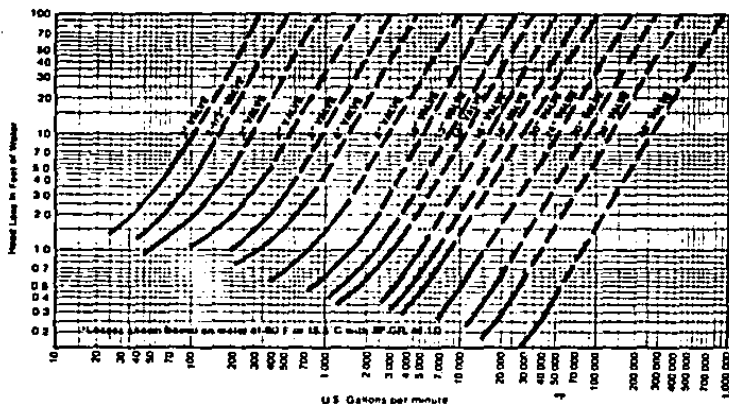
[The weight of the plates do not increase the force required.]

This analysis demonstrates why the Duo-Chek II has a lower ΔP than a swing check. Only the hinge friction and bias spring offer resistance in the Duo-Chek II (Opening a door which is hinged on the side).

HEAD LOSS

Mission DUO-CHEK II The High Performance Check Valve

THESE CHARTS APPLY TO BOTH ANSI AND API VALVES



- TRW Mission will provide Duo-Chek II valves with the appropriate response to match your system behavior.
- The above curves show pressure drops available with standard torque springs.
- Systems with drastic velocity changes may require higher torque springs for faster valve response.

- Each piping system has a unique geometry which should be evaluated whenever the media velocity exceeds 8 feet/second through a swage or expansion (15° or greater included angle) directly upstream of the valve. A minimum of five (5) pipe diameters distance should be maintained between the valve and the pipe fittings (swages or expansion).

HEAD LOSS THROUGH MISSION DUO-CHEK CHECK VALVE AT 10 FT/SEC FLOW VELOCITY WITH 60°F WATER

VALVE SIZE	FLOW GPM	PRESSURE LOSS PSI	HEAD LOSS FT	SOLV. PIPE C = 100 FT
2"	103	4.55	10.5	31
2-1/2"	149	3.76	8.7	33
3"	230	3.03	7.0	35
4"	404	2.34	5.4	37
6"	623	1.80	4.4	37
8"	900	1.56	3.6	38
10"	1,550	1.21	2.8	41
10"	2,540	0.95	2.2	42

VALVE SIZE	FLOW GPM	PRESSURE LOSS PSI	HEAD LOSS FT	SOLV. PIPE C = 100 FT
12"	3,500	0.825	1.8	45
14"	4,280	0.740	1.7	47
16"	5,700	0.611	1.4	47
18"	7,920	0.569	1.3	48
20"	9,000	0.526	1.2	50
24"	15,000	0.424	0.98	52
36"	31,700	0.264	0.65	54
48"	56,400	0.216	0.50	60

ORDERING INFORMATION

FIGURE NUMBER SYSTEM

EXAMPLE:



*In standard valves, body and plate material are the same except in cast iron valves.

**A modification number is assigned when non-standard features, material mixes, or documentation are ordered.

Example Order No. 24" G12HMP

Translation: 24" Duo-Chek II, 125 Series, Cast Iron Body, Aluminum Bronze Plate, Buna-N Seal, Plain Face Ends.

STYLE

Letter	Valve Sizes	Letter	Valve Sizes	Letter	Valve Sizes
X	2" thru 6"	G	6" thru 72"	X	10" thru 48"

FLANGE SERIES

ANSI VALVES				API VALVES			
Ordering Number	Series No. ANSI	Cold Working Press. psig ⁽¹⁾	Test Press. psig ⁽¹⁾	Ordering Number	API Rating	Cold Working Press. psig	Test Press. psig
12	125	See Note (2)	Note (2)	21	2000	2000	4000
15	150	285	450				
25	250	See Note (2)	Note (2)				
30	300	740	1125	31	3000	3000	6000
40	400	990	1500				
60	600	1480	2225				
90	900	2200	3350	51	5000	5000	10,000
150	1500	3750	5575				
250	2500	6170	9275				

(1) Carbon steel ambient temperature (ANSI B16.34 1977)

(2) These valves fit standard cast iron Series 125 and 250 flanges. Pressure ratings depend on temperature, material, and sizes (Pg. 8)

BODY AND PLATE




Ordering Letter	Material	Specification
C	316 Stainless Steel	ASTM A351, Grade CF8M
E	410 Stainless Steel	ASTM A217, Grade CA15 (12% Chrome-Stainless)
H	Cast Iron	ASTM A126, Class B
S	Carbon Steel	ASTM A216, Grade WC8

All materials meet ASTM Specifications traceability available when specified in standard valves, body and plate materials are the same except in cast iron valves.

SEAL*		
Ordering Letter	Material	Operating Temp. °F
M	Buna-N	-70° to +250°
V	Viton-A	-40° to +400°
P	Metal-to-Metal	-450° to 1000°

*This range of operating temperatures is for general guidance. The figures will vary with application, body & plate material.

DRAIN SIZES (Available when specified)			
ANSI 125 CAST IRON VALVES		ANSI 150-2500 BRSS	
SCHEDULE A		SCHEDULE B	
2"-8"	1/8" NPT	2"-2 1/2"	1/8" NPT
10"-12"	3/8" NPT	3"-4"	3/8" NPT
14" & up	1/2" NPT	8"	1/2" NPT
		6" & up	3/4" NPT

END CONSTRUCTION		
Ordering Letter	Connection	
F	Raised Face	
P	Plain Face	
R	Ring Joint	

*Other types of end connections are available on request.

STANDARD TRIM (WETTED PARTS) MATERIALS						
Typical Figure No.	Body & Plate	Seal	Hinge Pin	Spring	Stop Pin	Pin Retainer
CPF	316 Stainless	316 Stainless	316SS	Inconel	316SS	316SS
EPF	410 Stainless	410 Stainless	410SS	Inconel	410SS	410SS
HWP*	BBM	Buna-N	316SS	316SS	316SS	Cast Iron
HDMP**	BDM	Buna-N	316SS	316SS	316SS	Cast Iron
SPF	Carbon Steel	Carbon Steel	316SS	Inconel	Steel	Steel

*BBM (Iron Body Bronze Mounted) valves 2" through 24" have cast iron body and aluminum bronze plates. Sizes 30" and larger have cast iron body and ductile iron plates with bronze trim.

**BDM (Iron Body Ductile Mounted) valves 6" through 48" have cast iron body and electroless nickel coated ductile plates.

SPRING SELECTION

For temperatures up to 600°F, Inconel springs will be furnished as standard on all valves that are ordered with metal and Viton seals.

For service conditions above 600°F, Inconel X springs should be specified. For unique service conditions, light torque and heavy torque, as well as other springs materials are available.

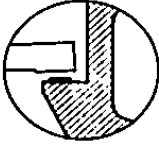
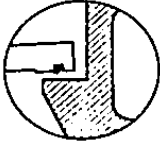
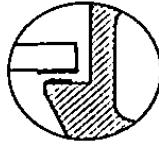
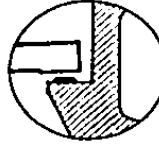
SPRING OPERATING TEMPERATURES	
Spring Material	Maximum Recommended Operating Temperature
Type 316SS	250°F
Inconel	600°F
Inconel X (Heat treated)	1000°F

NO LEAK, NO DISTORTION SEALS

The Duo-Chek II flat seal design can be furnished with resilient seal materials that provide tight seals

without leaking and metal seals with minimal leakage.

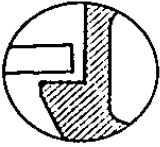
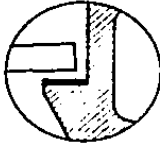
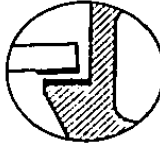
RESILIENT SEALS* Zero Leakage (Available When Specified)

Typical Figure Numbers ALL** (SMF)	Typical Figure Numbers ALL** (SMF)	Typical Figure Numbers Cast Iron (RDMP)	Typical Figure Numbers Cast Iron (RDMP)
Description Seal bonded to body seat in low pressure design in valves 2", 2 1/2", and 3" up to and including ANSI Series 600, and 4" and larger up to and including ANSI Series 300.	Description Seal bonded to plate seat in high pressure design in valves 2", 2 1/2", and 3" ANSI 900 Series and up, and 4" and larger ANSI 400 Series and up.	Description Seal bonded to body. Solid aluminum bronze plate, sizes 2"-24". Sizes 30" and larger have ductile iron plate with bronze trim.	Description Seal bonded to body. Plate, ductile iron electroless nickel coated.
			

* Die bonded and vulcanized to seating surface.

** Plate same material as body except for cast iron.

METAL TO METAL SEALS† (Body and Plate)

Typical Figure Numbers ALL** (SPF)	Typical Figure Numbers SPF-88† (SPF-111)	Typical Figure Numbers SPF-88† (SPF-111)
Description Body and plate same material, e.g., carbon steel, stainless steel, bronze.	Description Most ANSI 150 and 300 Series. Overlay is welded* on body seat only. Plate is same material as overlay (e.g., if body seat is 316SS, plates are 316SS).	Description Most ANSI 400 Series and higher ratings. Overlay is welded* on body and plate/seat surfaces.
		

† Seating surface meets flatness and finish to insure compliance with leak rate identified in API 564 or when specified MSS-SP61

* Full penetration weld metal 1/16 to 3/32 thick on seating surface (e.g., 316L, 410, and others)

ANSI INSTALLATION DIMENSIONS

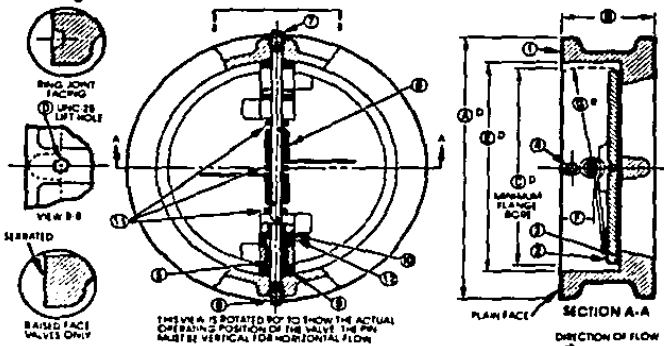
Mission DUO-CHEK II The High Performance Check Valve

ITEM NO	PART NAME
1	BODY
2	PLATE
3	SEAL*
4	STOP PIN
5	HINGE PIN
6	SPRING**
7	STOP PIN RET
8	HINGE PIN RET
9	BODY BEARING
10	PLATE BEARING
11	SPRING BEARING
12	SUP SLEEVE***

*Integral part of body

**Independent springs available in valve sizes 6" and larger only

***Independent plate suspension available in valve sizes 24" and larger only



Dimensions shown in inches

Size	Series	Type Facing	A	B	C	D	E	F	G
2"	1251	PLAIN FACE	4 1/8	2 1/8	2 1/8	None	2 1/8	1	1 3/32
	150	RF/RJ-22	4 1/8	2 1/8	1 1/16	None	2 1/8	1 1/16	1 1/32
	250	RF	4 1/8	2 1/8	None	None	2 1/8	1	1 1/32
	300-400-600	RF/RJ-23	4 1/8	2 1/8	1 1/16	None	2 1/8	1 1/16	1 1/32
	900	RF/RJ-24	5 1/8	2 3/8	1 1/16	None	2 1/8	1 1/32	1 1/8
	1500	RF/RJ-24	5 1/8	2 3/8	1 1/16	None	2 1/8	1 1/32	1 1/8
2500	RF/RJ-26	5 1/8	2 3/8	1 1/16	None	2 1/8	1 1/32	1 1/8	
2-1/2"	1251	PLAIN FACE	4 7/8	2 1/8	2 1/32	None	2 1/8	1	1 1/8
	150	RF/RJ-25	4 7/8	2 1/8	2 1/32	None	2 1/8	1 1/8	1 1/8
	250	RF	5 1/8	2 1/8	2 1/32	None	2 1/8	1	1 1/8
	300	RF/RJ-26	5 1/8	2 1/8	2 1/32	None	2 1/8	1 1/8	1 1/8
	400	RF/RJ-26	5 1/8	2 1/8	2 1/32	None	2 1/8	1 1/8	1 1/8
	600	RF/RJ-26	5 1/8	2 1/8	2 1/32	None	2 1/8	1 1/8	1 1/8
	900-1500	RF/RJ-27	6 1/8	3 1/8	2 1/8	None	2 1/8	1 1/8	1 1/16
2500	RF/RJ-28	6 1/8	3 1/8	2 1/8	None	2 1/8	1 1/8	1 1/16	
3"	1251	PLAIN FACE	5 1/8	2 1/8	3 1/16	None	3 1/8	1	1 1/8
	150	RF/RJ-29	5 1/8	2 1/8	2 1/32	None	3 1/8	1 1/32	1 1/8
	250	RF	5 1/8	2 1/8	2 1/32	None	3 1/8	1 1/16	1 1/8
	300-400-600	RF/RJ-31	5 1/8	2 1/8	2 1/32	None	3 1/8	1 1/32	1 1/8
	900	RF/RJ-31	6 1/8	3 1/8	2 1/8	None	3 1/8	1 1/32	1 1/16
	1500	RF/RJ-35	6 1/8	3 1/8	2 1/8	None	3 1/8	1 1/32	1 1/16
	2500	RF/RJ-32	7 1/8	3 1/8	2 1/8	None	3 1/8	1 1/32	1 1/16

These dimensions are for cast iron valves only. For material other than cast iron use 150 dimensions.

Dimensions shown in inches

Size	Series	Type Facing	A _D	B _D	C _D	D _D	E _D	F _D	G _D
4"	125I	PLAIN FACE	6 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	4	None	4 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	150	RF/RJ-36	6 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$ ₂₄	None	4 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	250	RF	7 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$ ₂₄	None	4 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	300	RF/RJ-37	7 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$ ₂₄	None	4 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	400	RF/RJ-37	7	3 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$ ₂₄	None	4 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$
	600	RF/RJ-37	7 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$ ₂₄	None	4 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$
	800	RF/RJ-37	8 $\frac{1}{2}$	4	3 $\frac{1}{2}$ ₂₄	None	4 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$
	1500	RF/RJ-39	8 $\frac{1}{2}$	4	3 $\frac{1}{2}$ ₂₄	None	4 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$
5"	125I	PLAIN FACE	7 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	5	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	150	RF/RJ-40	7 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	250	RF	8 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	5 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	300	RF/RJ-41	8 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	5 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	400	RF/RJ-41	8 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	5 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	600	RF/RJ-41	9 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	5 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	800	RF/RJ-41	9 $\frac{1}{2}$	—	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	5 $\frac{1}{2}$	—	—
	1500	RF/RJ-44	10	—	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	5 $\frac{1}{2}$	—	—
6"	125I	PLAIN FACE	8 $\frac{1}{2}$	3	6 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	6 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	150	RF/RJ-43	8 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	6 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$
	250	RF	9 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	6 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$
	300	RF/RJ-45	9 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	6 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$
	400	RF/RJ-45	9 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	6 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$
	600	RF/RJ-45	10 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	6 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$
	800	RF/RJ-45	11 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	6 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$
	1500	RF/RJ-46	11 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	6 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$
8"	125I	PLAIN FACE	11	3 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$ ₂₂	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	8 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	4
	150	RF/RJ-48	11	5	7 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	8 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$
	250-300	RF/RJ-49	12 $\frac{1}{2}$	5	7 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	8 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$
	400	RF/RJ-49	12	6 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	8 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$
	600	RF/RJ-49	12 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	8 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$
	800	RF/RJ-49	14 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	8 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$
	1500	RF/RJ-50	13 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	8 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$
	2500	RF/RJ-51	15 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	8 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$
10"	125I	PLAIN FACE	13 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$	10	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	10 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	150	RF/RJ-52	13 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	10 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	250	RF	14 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	10 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₂₂
	300	RF/RJ-53	14 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	10 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$ ₂₂
400	RF/RJ-53	14 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$ ₁₆	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	10 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$ ₂₂	

These dimensions for cast iron valves only. For materials other than cast iron use ISO dimensions.

Dimensions in inches

Blade	Series	Type Facing	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧
10°	600	RF/RJ-53	15%	8 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$ -10	10 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	
	800	RF/RJ-53	17 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$ -10	10 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	
	1500	RF/RJ-54	17 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$ -10	10 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	
	2500	RF/RJ-55	18%	10	8 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$ -10	10 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	
12°	125I	PLAIN FACE	16%	5 $\frac{1}{2}$	11 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$ -10	12%	2 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	
	150	RF/RJ-56	16%	7 $\frac{1}{2}$	11%	$\frac{3}{4}$ -10	12%	2 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	
	250-300	RF/RJ-57	16%	7 $\frac{1}{2}$	11%	$\frac{3}{4}$ -10	12%	2 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	
	400	RF/RJ-57	18%	8	11%	$\frac{3}{4}$ -10	12%	2 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	
	600	RF/RJ-57	18	9	11%	$\frac{3}{4}$ -10	12%	2 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	
	900	RF/RJ-57	19%	11%	10%	$\frac{3}{4}$ -10	12%	3 $\frac{1}{2}$	6%	
	1500	RF/RJ-58	20%	12	10%	$\frac{3}{4}$ -10	12%	4	6%	
	2500	RF/RJ-60	21%	12	10%	$\frac{3}{4}$ -10	12%	4 $\frac{1}{2}$	6%	
14°	125I	PLAIN FACE	17%	7%	12 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$ -10	14	3 $\frac{1}{2}$	6%	
	150	RF/RJ-59	17%	7%	12 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$ -10	14	3 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{2}$	
	250-300	RF/RJ-61	19%	8 $\frac{1}{2}$	12%	$\frac{3}{4}$ -10	14	3 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{2}$	
	400	RF/RJ-61	19	10%	12 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$ -10	14	4 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{2}$	
	600	RF/RJ-61	19%	10%	12 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$ -10	14	4 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{2}$	
	900	RF/RJ-62	20 $\frac{1}{2}$	14	11 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$ -10	14	5 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	
16°	1500	RF/RJ-63	22%	14	11 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$ -10	14	5 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	
	125I	PLAIN FACE	20%	7 $\frac{1}{2}$	15	1-8	16	3 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	
	150	RF/RJ-64	20%	7 $\frac{1}{2}$	15	1-8	16	3 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	
	250	RF	21%	9 $\frac{1}{2}$	14 $\frac{1}{2}$	1-8	16	3 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	
	300	RF/RJ-65	21%	9 $\frac{1}{2}$	14 $\frac{1}{2}$	1-8	16	3 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	
	400	RF/RJ-65	21%	12	14 $\frac{1}{2}$	1-8	16	3 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	
	600	RF/RJ-65	22%	12	14 $\frac{1}{2}$	1-8	16	3 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	
	900	RF/RJ-66	22%	15 $\frac{1}{2}$	12 $\frac{1}{2}$	1-8	16	5 $\frac{1}{2}$	8	
18°	1500	RF/RJ-67	25%	15%	12 $\frac{1}{2}$	1-8	16	5 $\frac{1}{2}$	8	
	125I	PLAIN FACE	21%	8	16%	1-8	18	3 $\frac{1}{2}$	8%	
	150	RF/RJ-68	21%	8	16%	1-8	18	3 $\frac{1}{2}$	8%	
	250	RF	23 $\frac{1}{2}$	10%	16%	1-8	18	4	8 $\frac{1}{2}$	
	300	RF/RJ-69	23 $\frac{1}{2}$	10%	16%	1-8	18	4	8 $\frac{1}{2}$	
	400	RF/RJ-69	23 $\frac{1}{2}$	14%	16%	1-8	18	5 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	
	600	RF/RJ-69	24 $\frac{1}{2}$	14%	16%	1-8	18	5 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	
	900	RF/RJ-70	25%	17%	14 $\frac{1}{2}$	1-8	18	6 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$	
20°	1500	RF/RJ-71	27%	18 $\frac{1}{2}$	13%	1-8	18	5 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	
	125I	PLAIN FACE	23%	8%	16 $\frac{1}{2}$	1-8	20	3 $\frac{1}{2}$	9%	
	150	RF/RJ-72	23%	8%	16 $\frac{1}{2}$	1-8	20	3 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$	
	250	RF	25%	11%	17 $\frac{1}{2}$	1-8	20	4 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$	
	300	RF/RJ-73	25%	11%	17 $\frac{1}{2}$	1-8	20	4 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$	
	400	RF/RJ-73	25%	14%	17 $\frac{1}{2}$	1-8	20	4 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$	

These dimensions for cast iron blades only. For material other than cast iron use ISO dimensions.

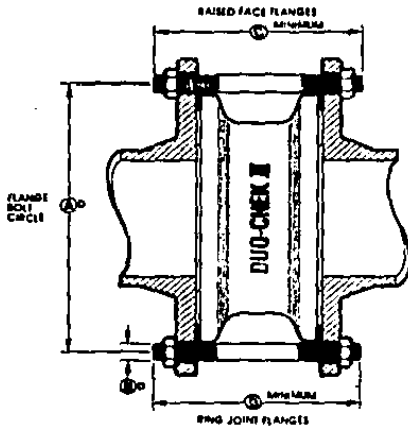
Dimensions shown in inches

Size	Series	Type Facing	A ¹	B	C ¹	D	E ¹	F	G ¹
20"	800	RF/RJ-73	26 $\frac{1}{2}$	14 $\frac{1}{2}$	17 $\frac{1}{2}$ ₁₆	1-8	20	4 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$
	800	RF/RJ-74	27 $\frac{1}{2}$	17 $\frac{1}{2}$	17 $\frac{1}{2}$ ₁₆	1-8	20	4 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$
	125	PLAIN FACE	28 $\frac{1}{4}$	8 $\frac{1}{2}$	22 $\frac{1}{2}$	1-8	24	3 $\frac{1}{2}$	11 $\frac{1}{2}$
	150	RF/RJ-76	28 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	22 $\frac{1}{2}$	1-8	24	3 $\frac{1}{2}$	11 $\frac{1}{2}$
24"	250	RF	30 $\frac{1}{2}$	12 $\frac{1}{2}$	21 $\frac{1}{2}$ ₁₆	1-8	24	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	11 $\frac{1}{2}$
	300	RF/RJ-77	30 $\frac{1}{2}$	12 $\frac{1}{2}$	21 $\frac{1}{2}$ ₁₆	1-8	24	4 $\frac{1}{2}$ ₁₆	11 $\frac{1}{2}$
	400	RF/RJ-77	30 $\frac{1}{2}$	15 $\frac{1}{2}$	19 $\frac{1}{2}$ ₁₆	1-8	24	5 $\frac{1}{2}$	11 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	600	RF/RJ-77	31 $\frac{1}{2}$	17 $\frac{1}{2}$	21 $\frac{1}{2}$ ₁₆	1-8	24	5 $\frac{1}{2}$	11 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	900	RF/RJ-78	33	19 $\frac{1}{2}$	21 $\frac{1}{2}$	1-8	24	6	11 $\frac{1}{2}$
	150	RF	32 $\frac{1}{2}$	14	24 $\frac{1}{2}$	1-8	26	4 $\frac{1}{2}$	12 $\frac{1}{2}$ ₁₆
28"	300	RF/RJ-93	32 $\frac{1}{2}$	14	24 $\frac{1}{2}$	1-8	26	4 $\frac{1}{2}$	12 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	400	RF/RJ-93	32 $\frac{1}{2}$	14	23 $\frac{1}{2}$	1-8	26	5 $\frac{1}{2}$	12 $\frac{1}{2}$
	600	RF/RJ-93	34 $\frac{1}{2}$	18	24	1-8	26	5 $\frac{1}{2}$	12 $\frac{1}{2}$
	125 $\frac{1}{2}$	PLAIN FACE	34 $\frac{1}{2}$	12	29 $\frac{1}{2}$	1-8	30	5	14 $\frac{1}{2}$ ₁₆
30"	150	RF	34 $\frac{1}{2}$	13	29 $\frac{1}{2}$	1-8	30	5 $\frac{1}{2}$	14 $\frac{1}{2}$
	250	RF	37 $\frac{1}{2}$	15 $\frac{1}{2}$ ₁₆	28 $\frac{1}{2}$	1-8	30	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	14 $\frac{1}{2}$
	300	RF/RJ-95	37 $\frac{1}{2}$	15 $\frac{1}{2}$ ₁₆	26 $\frac{1}{2}$	1-8	30	5 $\frac{1}{2}$	14 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	400	RF/RJ-95	37 $\frac{1}{2}$	18 $\frac{1}{2}$	28 $\frac{1}{2}$	1-8	30	4 $\frac{1}{2}$	14 $\frac{1}{2}$
	600	RF/RJ-95	38 $\frac{1}{2}$	19 $\frac{1}{2}$	28 $\frac{1}{2}$	1-8	30	5 $\frac{1}{2}$	14 $\frac{1}{2}$
	125 $\frac{1}{2}$	PLAIN FACE	41 $\frac{1}{2}$	14 $\frac{1}{2}$	35	1-8	36	6 $\frac{1}{2}$	17 $\frac{1}{2}$ ₁₆
36"	150	RF	41 $\frac{1}{2}$	15 $\frac{1}{2}$	35	1-8	36	5 $\frac{1}{2}$	17 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	250	RF	44	19 $\frac{1}{2}$	35	1-8	36	5 $\frac{1}{2}$	17 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	300	RF/RJ-98	44	19 $\frac{1}{2}$	35	1-8	36	6 $\frac{1}{2}$	17 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	600	RF/RJ-98	44 $\frac{1}{2}$	25	33 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$ -6	36	5 $\frac{1}{2}$	17 $\frac{1}{2}$ ₁₆
42"	125 $\frac{1}{2}$	PLAIN FACE	48	17	41	1 $\frac{1}{2}$ -6	42	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	20 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	150	RF	48	17	41	1 $\frac{1}{2}$ -6	42	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	20 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	250	RF	50 $\frac{1}{2}$	22 $\frac{1}{2}$	41	1 $\frac{1}{2}$ -6	42	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	20 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	300	RF	50 $\frac{1}{2}$	22 $\frac{1}{2}$	41	1 $\frac{1}{2}$ -6	42	5 $\frac{1}{2}$ ₁₆	20 $\frac{1}{2}$ ₁₆
	400	RF	50 $\frac{1}{2}$	27 $\frac{1}{2}$ ₁₆	39 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$ -6	42	6 $\frac{1}{2}$	20 $\frac{1}{2}$
	600	RF	51	27 $\frac{1}{2}$ ₁₆	39 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$ -6	42	6 $\frac{1}{2}$	20 $\frac{1}{2}$
48"	125 $\frac{1}{2}$	PLAIN FACE	54 $\frac{1}{2}$	20 $\frac{1}{2}$	47	1 $\frac{1}{2}$ -6	48	7	23 $\frac{1}{2}$
	150	RF	54 $\frac{1}{2}$	20 $\frac{1}{2}$	47	1 $\frac{1}{2}$ -6	48	7	23 $\frac{1}{2}$
	250	RF	58 $\frac{1}{2}$	24 $\frac{1}{2}$	47	1 $\frac{1}{2}$ -6	48	6 $\frac{1}{2}$ _{32}}	23 $\frac{1}{2}$ _{32}}
	300	RF	58 $\frac{1}{2}$	24 $\frac{1}{2}$	47	1 $\frac{1}{2}$ -6	48	6 $\frac{1}{2}$ _{32}}	23 $\frac{1}{2}$ _{32}}
54"	125 $\frac{1}{2}$	PLAIN FACE	61	21 $\frac{1}{2}$	51 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$ -6	54	6 $\frac{1}{2}$	28 $\frac{1}{2}$ _{32}}
	150	RF	61	21 $\frac{1}{2}$	51 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$ -6	54	6 $\frac{1}{2}$	28 $\frac{1}{2}$ _{32}}
60"	25 $\frac{1}{2}$	PLAIN FACE	67 $\frac{1}{2}$	26	58	2 $\frac{1}{2}$ -4	60	11	29 $\frac{1}{2}$
66"	25 $\frac{1}{2}$	PLAIN FACE	74 $\frac{1}{2}$	31	65 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ -4	66	12 $\frac{1}{2}$	32 $\frac{1}{2}$
72"	25 $\frac{1}{2}$	PLAIN FACE	80 $\frac{1}{2}$	36	68	2 $\frac{1}{2}$ -4	72	14 $\frac{1}{2}$	35 $\frac{1}{2}$ ₁₆

These dimensions are for cast iron valves only. For material other than cast iron, use 150 dimensions.

ANSI STUD SELECTION CHART

Mission DUO-CHEK II The High Performance Check Valve



Dimensions shown in inches

Valve Size	Valve Series	A ^o Flange Bolt Circle	Number of Studs	B ^o Bolt Diameter	Stud Length	
					C ^o Raised Face	D ^o Ring Joint
3"	125f	8	4	3/8	5 1/2	—
	150	8	4	3/8	6 1/2	7
	250	8 1/2	8	3/4	7 1/2	—
	300	8 1/2	8	3/4	7	8
	400-600	8 1/2	8	3/4	7 1/2	8 1/2
	900	7 1/2	8	3/4	9	9 1/2
	1500	8	8	1 1/4	10 1/2	10 1/2
4"	2500	9	8	1 1/4	12	12 1/2
	125f	7 1/2	8	3/4	6 1/2	—
	150	7 1/2	8	3/4	6 1/2	7
	250	7 1/2	8	3/4	7 1/2	—
	300	7 1/2	8	3/4	7 1/2	8 1/2
	400	7 1/2	8	3/4	8 1/2	8 1/2
	600	8 1/2	8	3/4	9 1/2	9 1/2
5"	900	9 1/2	8	1 1/4	10 1/2	11
	1500	9 1/2	8	1 1/4	11 1/2	12
	2500	10 1/2	8	1 1/2	14	14 1/2
	125f	8 1/2	8	3/4	6 1/2	—
	150	8 1/2	8	3/4	7 1/2	7 1/2
	250	9 1/2	8	3/4	8 1/2	—
	300	9 1/2	8	3/4	8	9
6"	400	9 1/2	8	3/4	9 1/2	10 1/2
	600	10 1/2	8	1	10 1/2	11
	900	11	8	1 1/4	—	—
	1500	11 1/2	8	1 1/2	—	—
	2500	12 1/2	8	1 1/2	—	—
	125f	9 1/2	8	3/4	7	—
	150	9 1/2	8	3/4	7 1/2	8 1/2
8"	250	10 1/2	12	3/4	9	—
	300	10 1/2	12	3/4	8 1/2	9 1/2
	400	10 1/2	12	3/4	11 1/2	11 1/2
	600	11 1/2	12	1	12	12 1/2
	900	12 1/2	12	1 1/4	14	14
	1500	12 1/2	12	1 1/4	16 1/2	16 1/2
	2500	14 1/2	8	2	20	20 1/2
8"	125f	11 1/2	8	3/4	8	—
	150	11 1/2	8	3/4	8 1/2	9 1/2
	250	13	12	3/4	10 1/2	—
	300	13	12	3/4	10 1/2	11 1/2
	400	13	12	1	13 1/2	13 1/2
	600	13 1/2	12	1 1/4	14 1/2	14 1/2

Dimensions shown in inches

Valve Size	Valve Series	A ^o Flange Bolt Circle	Number of Studs	B ^o Bolt Diameter	Stud Length	
					C ^o Raised Face	D ^o Ring Joint
2"	125f	4 1/2	4	3/8	5 1/2	—
	150	4 1/2	4	3/8	5 1/2	6
	250	5	8	3/8	6 1/2	—
	300	5	8	3/8	5 1/2	6 1/2
	400-600	5	8	3/8	6 1/2	7
	900	6 1/2	8	3/4	8 1/2	8 1/2
	1500	6 1/2	8	3/4	8 1/2	8 1/2
3-1/2"	2500	6 1/2	8	1	9 1/2	10
	125f	5 1/2	4	3/8	5 1/2	—
	150	5 1/2	4	3/8	6	6 1/2
	250	6 1/2	8	3/4	8 1/2	—
	300	6 1/2	8	3/4	8 1/2	7 1/2
	400-600	6 1/2	8	3/4	7 1/2	7 1/2
	900	7 1/2	8	1	9 1/2	9 1/2
1500	7 1/2	8	1	9 1/2	9 1/2	
	7 1/2	8	1	9 1/2	9 1/2	
	7 1/2	8	1	9 1/2	9 1/2	
2500	7 1/2	8	1 1/4	11	11 1/2	

These dimensions for cast iron valves. For valves of material other than cast iron use 150 raised face stud length.

Dimensions shown in inches

Valve Size	Valve Series	Flange Bolt Circle	Number of Studs	Bolt Diameter	Stud Length Raised Face	Stud Length Ring Joint
8"	900	15 1/2	12	1 1/2	18 1/2	17 1/2
	1500	15 1/2	12	1 1/2	19 1/2	20
	2500	17 1/4	12	2	23 1/2	24
	125†	14 1/2	12	1 3/8	9	—
	180	14 1/2	12	1 3/8	10 1/2	11
10"	250	18 1/4	16	1	12	—
	300	18 1/4	16	1	12	12 1/4
	400	18 1/4	16	1 1/8	15 1/2	16 1/2
	600	17	16	1 1/8	16 1/2	17 1/4
	800	18 1/2	16	1 1/8	18 1/2	19
	1500	19	12	1 1/2	23 1/2	23 1/2
	2500	21 1/2	12	2 1/2	29 1/2	30 1/2
12"	125†	17	12	1 3/8	10 1/2	—
	150	17	12	1 3/8	11 1/2	12 1/4
	250	17 1/2	16	1 1/2	14	—
	300	17 1/2	16	1 1/2	13 1/2	14 1/2
	400	17 3/4	16	1 1/2	17	17 1/2
	600	19 1/4	20	1 1/2	17 1/2	18
	800	21	20	1 1/2	21 1/2	21 1/2
14"	1500	22 1/2	16	2	27	27 1/2
	2500	24 1/2	12	2 1/2	33 1/2	34 1/2
	125	18 1/2	12	1	12	—
	150	18 1/2	12	1	12	13 1/2
	250	20 1/4	20	1 1/2	18 1/2	—
16"	300	20 1/4	20	1 1/2	16 1/4	16 1/4
	400	20 1/4	20	1 1/2	19	19
	600	20 1/4	20	1 1/2	20	20
	800	22	20	1 1/2	25	25 1/2
	1500	25	16	2 1/2	30 1/2	31 1/2
18"	125	21 1/2	16	1	13 1/2	—
	150	21 1/2	16	1	13 1/2	13 1/2
	250	22 1/2	20	1 1/2	16 1/2	—
	300	22 1/2	20	1 1/2	16 1/2	16 1/2
	400	22 1/2	20	1 1/2	21 1/4	21 1/4
	600	23 1/2	20	1 1/2	22 1/2	22 1/2
	800	24 1/2	20	1 1/2	26 1/2	27 1/2
20"	1500	27 1/2	16	2 1/2	33 1/2	34 1/2
	125	22 1/2	16	1 1/2	14	—
	150	22 1/2	16	1 1/2	14	15 1/4
	250	24 1/2	24	1 1/2	19	—
	300	24 1/2	24	1 1/2	19	19
	400	24 1/2	24	1 1/2	24 1/2	24 1/2
	600	25 1/2	20	1 1/2	24 1/2	24 1/2
24"	800	27	20	1 1/2	31	31 1/2
	1500	30 1/2	16	2 1/2	38 1/2	39 1/2
	125	25	20	1 1/2	14 1/2	—
	150	25	20	1 1/2	14 1/2	15 1/2
	250	27	24	1 1/2	20	—
28"	300	27	24	1 1/2	20	20
	400	27	24	1 1/2	26	26
	600	28 1/2	24	1 1/2	26	26
	900	28 1/2	20	2	26 1/2	29 1/2
	125	29 1/2	20	1 1/2	16 1/2	—
32"	150	29 1/2	20	1 1/2	16 1/2	16 1/2
	250	32	24	1 1/2	22 1/2	—
	300	32	24	1 1/2	22 1/2	22 1/2
	400	32	24	1 1/2	26 1/2	26 1/2
	600	33	24	1 1/2	30 1/2	30 1/2
36"	900	35 1/2	20	2 1/2	37	38
	150	31 1/2	24	1 1/2	21 1/2	—
	300	34 1/2	28	1 1/2	24 1/2	—
	400	34 1/2	28	1 1/2	25 1/2	—
	600	36	28	1 1/2	31 1/2	—
40"	125	36	28	1 1/2	19 1/2	—
	150	36	28	1 1/2	20 1/2	22
	250	39 1/2	28	1 1/2	26	—
	300	39 1/2	28	1 1/2	27	29 1/2
	400	39 1/2	28	2	32	32
44"	600	40 1/2	28	2	35	35
	125	42 1/2	32	1 1/2	22 1/2	—
	150	42 1/2	32	1 1/2	23 1/2	—
	250	46	32	2	32 1/2	—
	300	46	32	2	32 1/2	—
48"	400	46	32	2	39 1/2	—
	600	47	28	2 1/2	41	—
	125	49 1/2	36	1 1/2	25 1/2	—
	150	49 1/2	36	1 1/2	25 1/2	—
	250	52 1/2	36	2	35	—
52"	300	52 1/2	36	2	35	—
	400	52 1/2	32	2 1/2	44 1/2	—
	600	53 1/2	28	2 1/2	45 1/2	—
	125	56	44	1 1/2	29 1/2	—
	150	56	44	1 1/2	29 1/2	—
56"	250	60 1/2	40	2	30	—
	300	60 1/2	40	2	—	—
	125	62 1/2	44	1 1/2	32	—
60"	150	62 1/2	44	1 1/2	32	—
	25	69 1/2	52	1 1/2	37 1/2	—
66"	25	76	52	1 1/2	38	—
72"	25	82 1/2	60	1 1/2	45 1/2	—

(These dimensions for cast iron valves. For valves of material other than cast iron use 1/2" raised face stud length.)

APPROXIMATE WEIGHTS

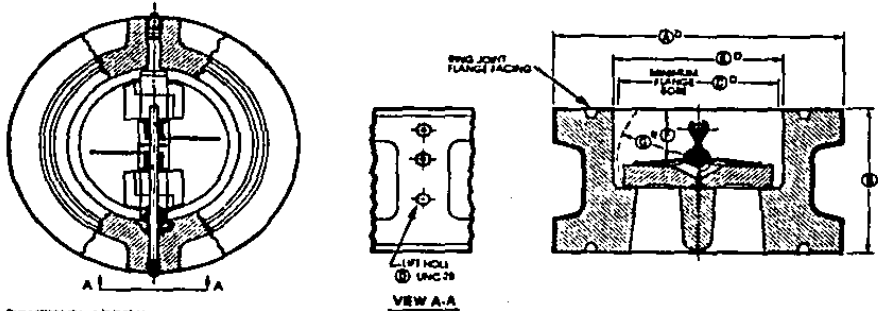
Mission DUD-CHEK II The High Performance Check Valve

Size	Series	Weight* (LBS)	Size	Series	Weight* (LBS)	Size	Series	Weight (LBS)
2"	125	5	6"	400	88	18"	125	281
	150	6		600	73		150	410
	250	8		800	117		250-300	668
	300-800	6		1500	130		400-600	680
	900	13		2900	180		125	388
2-1/2"	1500	14	8"	125	42	20"	150	640
	2500	30		150	71		250-300	827
	125-150	8		250-300	78		400	834
	250	11		400	145		600	1420
	300-800	9		600	180		125	671
3"	900	14	10"	800	197	24"	150	875
	1500	16		1500	215		250	1135
	2500	32		2900	285		300	1328
	125	9		125	88		400	1650
	150	12		150	104		600	2040
3-1/2"	250-800	14	12"	250-300	112	28"	150	1585
	900	28		400	213		300	1605
	1500	30		600	230		400	2450
	2500	46		800	292		600	2630
	125	12		1500	319		125	1000
4"	150	18	14"	2500	395	32"	150	1288
	250	18		125	123		250-300	2050
	300	18		150	188		400	2648
	400	23		280	200		600	3375
	600	25		300	185		125	1458
	800	38		400	288		150	1520
	1500	45		600	318		250-300	2574
	2500	93		800	375		400-600	8300
	125	18		1500	395		125-150	2900
	150	21		2500	475		250-300	6780
5"	250-300	29	16"	125	156	48"	400-600	8447
	400	42		150	214		125	4280
	600	50		250-300	390		150	4400
	800	77		400-600	436		250	6380
	1500	87		125	218		300	6572
6"	2500	135	18"	150	352	54"	125-150	8172
	125	22		250-300	503		25	7900
	150	35		400	886		25	12,000
	250-300	42		600	940		25	14,000

*25 & 250 Series Valves Reflect Core Iron Material

API INSTALLATION DIMENSIONS

MISSION API RATED DUO-CHEK II CHECK VALVES The High Performance Check Valve

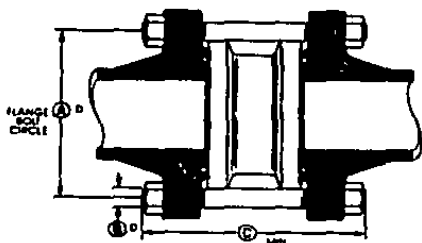


Dimensions shown in inches

Size	API Rating psi CW	Type Face	A ^B	B	C ^D	D	E ^D	F	G ^H
3"	2000	RJ-23	4 1/4	2 1/2	1 1/8	None	2 1/2	1 1/2	1 1/2
	3000	RJ-24	5 1/4	2 1/2	1 1/8	None	2 1/2	1 1/2	1 1/2
	5000	RJ-24	5 1/4	2 1/2	1 1/8	None	2 1/2	1 1/2	1 1/2
3 1/2"	2000	RJ-28	5 1/4	3 1/4	2 1/8	None	2 1/2	1 1/2	1 1/2
	3000	RJ-27	6 1/4	3 1/4	2 1/8	None	2 1/2	1 1/2	1 1/2
	5000	RJ-27	6 1/4	3 1/4	2 1/8	None	2 1/2	1 1/2	1 1/2
3"	2000	RJ-31	5 1/4	3 1/4	2 1/8	None	3 1/2	1 1/2	1 1/2
	3000	RJ-31	6 1/4	3 1/4	2 1/8	None	3 1/2	1 1/2	1 1/2
	5000	RJ-35	6 1/4	3 1/4	2 1/8	None	3 1/2	1 1/2	1 1/2
4"	2000	RJ-37	7 1/4	4	3 1/8	None	4 1/2	1 1/2	2 1/2
	3000	RJ-37	8 1/4	4	3 1/8	None	4 1/2	1 1/2	2 1/2
	5000	RJ-39	8 1/4	4 1/4	3 3/8	1/2-16	4 1/2	1 1/2	2 1/2
6"	2000	RJ-41	9 1/2	—	4 1/2	1/2-16	5 1/2	—	—
	3000	RJ-41	9 1/2	—	4 1/2	1/2-16	5 1/2	—	—
	5000	RJ-44	10	—	4 1/2	1/2-16	5 1/2	—	—
8"	2000	RJ-45	10 1/2	6 1/4	5 1/2	1/2-13	6 1/2	2 1/2	3 1/2
	3000	RJ-45	11 1/2	6 1/4	5 1/2	1/2-13	6 1/2	2 1/2	3 1/2
	5000	RJ-46	11 1/2	6 1/4	5 1/2	1/2-13	6 1/2	2 1/2	3 1/2
8"	2000	RJ-49	12 1/2	8 1/4	6 1/2	1/2-13	8 1/2	2 1/2	4 1/2
	3000	RJ-49	14 1/2	8 1/4	6 1/2	1/2-13	8 1/2	2 1/2	4 1/2
	5000	RJ-50	13 1/2	6 1/4	6 1/2	1/2-13	8 1/2	2 1/2	4 1/2
10"	2000	RJ-53	15 1/2	9 1/2	8 1/2	1/2-10	10 1/2	3 1/2	5 1/2
	3000	RJ-53	17 1/2	9 1/2	8 1/2	1/2-10	10 1/2	3 1/2	5 1/2
	5000	RJ-54	17 1/2	10	8 1/2	1/2-10	10 1/2	3 1/2	5 1/2
12"	2000	RJ-57	18	11 1/2	10 1/2	1/2-10	12 1/2	3 1/2	6 1/2
	3000	RJ-57	19 1/2	12	10 1/2	1/2-10	12 1/2	4	6 1/2
	5000	RJ-58	20 1/2	12	10 1/2	1/2-10	12 1/2	4 1/2	6 1/2

API STUD SELECTION CHART

API RATED MISSION DUO-CHEK II The High Performance Check Valve



Dimensions shown in inches

Valve Size	API Rating per CWP	Flange Bolt Circle	Number of Studs	Bolt Diameter	Stem Length
2"	2000	8	8	5/8	8
	3000	8 1/2	8	5/8	8 1/4
	5000	8 1/2	8	5/8	8 1/4

Valve Size	API Rating per CWP	Flange Bolt Circle	Number of Studs	Bolt Diameter	Stem Length
2 1/2"	2000	8 1/2	8	5/8	8
	3000	7 1/2	8	1	11 1/4
	5000	7 1/2	8	1	11 1/4
3"	2000	8 1/2	8	5/8	8 1/4
	3000	7 1/2	8	5/8	11 1/4
	5000	8	8	1 1/4	12
4"	2000	8 1/2	8	5/8	11 1/4
	3000	8 1/2	8	1 1/4	12
	5000	8 1/2	8	1 1/4	13
6"	2000	10 1/2	8	1	—
	3000	11	8	1 1/4	—
	5000	11 1/2	8	1 1/4	—
8"	2000	11 1/2	12	1	14
	3000	12 1/2	12	1 1/4	15 1/4
	5000	12 1/2	12	1 1/4	15 1/4
10"	2000	13 1/2	12	1 1/4	17
	3000	14 1/2	12	1 1/4	18 1/4
	5000	15 1/2	12	1 1/4	21
12"	2000	17	16	1 1/4	18
	3000	18 1/2	16	1 1/4	20
	5000	19	12	1 1/4	24 1/4
12"	2000	19 1/2	20	1 1/4	21 1/4
	3000	21	20	1 1/4	23 1/4

APPROXIMATE WEIGHTS

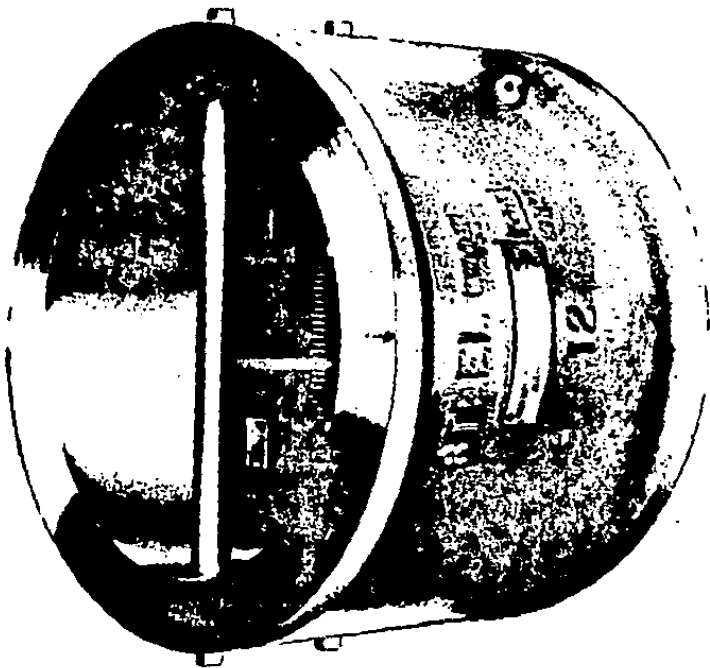
API RATED DUO-CHEK II CHECK VALVE The High Performance Check Valve

Size	API Rating per CWP	Weight (LBS)
2"	2000	8
	3000	13
	5000	28
2 1/2"	2000	8
	3000	15
	5000	30
3"	2000	28
	3000	28
	5000	43
4"	2000	36
	3000	43
	5000	88

Size	API Rating per CWP	Weight (LBS)
6"	2000	112
	3000	124
	5000	180
8"	2000	188
	3000	263
	5000	270
10"	2000	280
	3000	298
	5000	380
12"	2000	388
	3000	380
	5000	450

SPECIAL PURPOSE CHECK VALVES

EXTENDED BODY DUO-CHEK CHECK VALVES (STYLE X) The High Performance Check Valve



The Mission Extended Body Duo-Chek Valve, Style X, is designed for those applications where exceptional strength is required to satisfy unusual system conditions. The design incorporates the proven Duo-Chek features but also provides extra strength in the plates and other internal valve parts. The geometry of the plates and stop pin balance the loading of these members to withstand very severe service conditions.

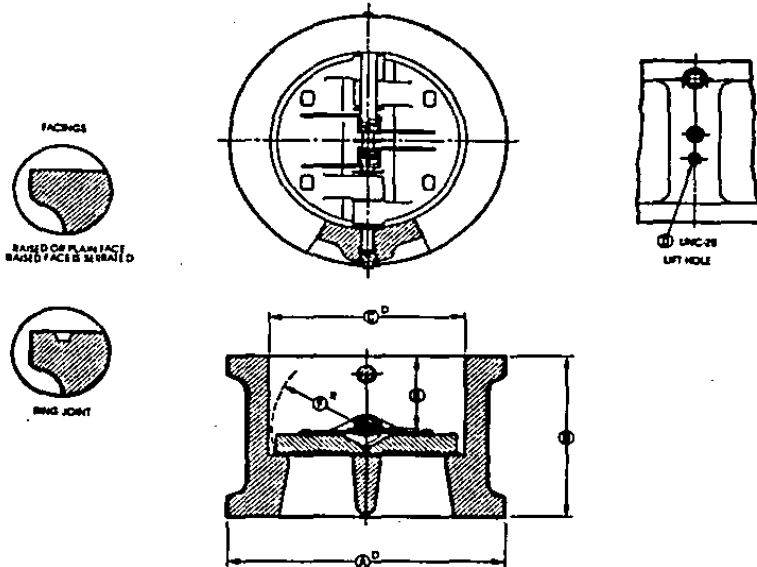
A typical application is centrifugal compressor discharge service, where extremely rapid valve

opening or surge conditions can impose unusually high stress levels on the check valve. Use of the Mission Extended Body Duo-Chek Valve is recommended for those applications where system conditions require the ultimate in strength and reliability.

Mission Extended Body Duo-Chek Valves are available in sizes from 10" through 54" in pressure ratings from ANSI 150 through ANSI 2500. Material of construction is carbon steel with alloys and special trims available on application.

ANSI INSTALLATION DIMENSIONS

EXTENDED BODY DUO-CHEK CHECK VALVES (STYLE X) The High Performance Check Valve



Dimensions shown in inches

Size	Series	Type Facing	(A) D	(B)	(C) B	(D)	(E)	(F) R
10"	150	RF RJ-52	13 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{4}$	10 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$ -11	3 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$
	300	RF RJ-53	14 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{4}$	10 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$ -11	3 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$
12"	150	RF RJ-56	16 $\frac{1}{2}$	8	12 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$ -10	4 $\frac{1}{8}$	6 $\frac{1}{8}$
	300	RF RJ-57	16 $\frac{1}{2}$	8	12 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$ -10	4 $\frac{1}{8}$	6 $\frac{1}{8}$
14"	150	RF RJ-59	17 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	14	9 $\frac{1}{2}$ -10	4 $\frac{1}{8}$	7
	300	RF RJ-61	18 $\frac{1}{2}$	10 $\frac{1}{4}$	14	9 $\frac{1}{2}$ -10	5	8 $\frac{1}{4}$
16"	150	RF RJ-64	20 $\frac{1}{2}$	9 $\frac{1}{2}$	16	1-8	5 $\frac{1}{8}$	7 $\frac{1}{8}$
	300	RF RJ-65	21 $\frac{1}{2}$	11 $\frac{1}{2}$	16	1-8	5 $\frac{1}{8}$	7 $\frac{1}{8}$

ANSI INSTALLATION DIMENSIONS

EXTENDED BODY DUG-CHEK CHECK VALVES (STYLE X) The High Performance Check Valve

Dimensions Shown in Inches

Size	Series	Type Fitting	①"	②	③"	④	⑤	⑥"
10"	100	RF FL-65	21%	10%	18	1-0	5%	8 1/2%
	200	RF FL-66	23%	12%	18	1-0	6%	9%
	300	RF FL-68	24%	10%	18	1-0	7%	8%
20"	100	RF FL-72	25%	11%	20	1-0	6%	9%
	200	RF FL-73	25%	12%	20	1-0	6 1/2%	9%
30"	100	RF FL-75	26%	12%	24	1-0	6%	11 1/2%
	200	RF FL-77	26%	10	24	1-0	6%	11 1/2%
36"	100	RF	24%	18	30	1-0	10 1/2%	14%
	200	RF FL-86	27%	20%	30	1-0	10 1/2%	14%
48"	100	RF	41%	21%	36	1-0	12%	17%
48"	100	RF	48	26%	42	1 1/2-0	14 1/2%	20%
48"	100	RF	64%	26%	48	1 1/2-0	17%	26%
60"	100	RF	61	32%	54	1 1/2-0	18%	26%

APPROXIMATE WEIGHTS

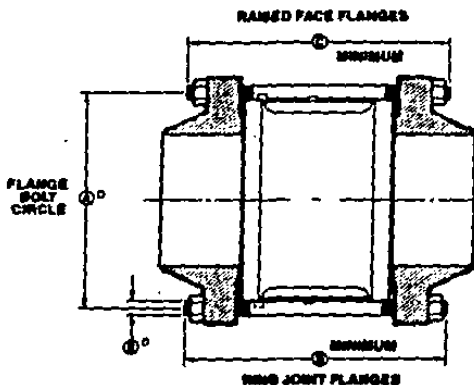
EXTENDED BODY DUG-CHEK CHECK VALVES (STYLE X)

Size	Series	Weight (Lbs.)	Size	Series	Weight (Lbs.)
10"	100-300	100	20"	100	248
12"	100-300	244		200	300
14"	100	200	24"	100	376
	200	487		200	1448
16"	100	248	28"	100	1564
	200	528		200	2457
18"	100	427	30"	100	2750
	200	600	48"	100	2600
	300	1067	48"	100	6000
			60"	100	—

Dimensions Shown in Inches

ANSI STUD SELECTION CHART

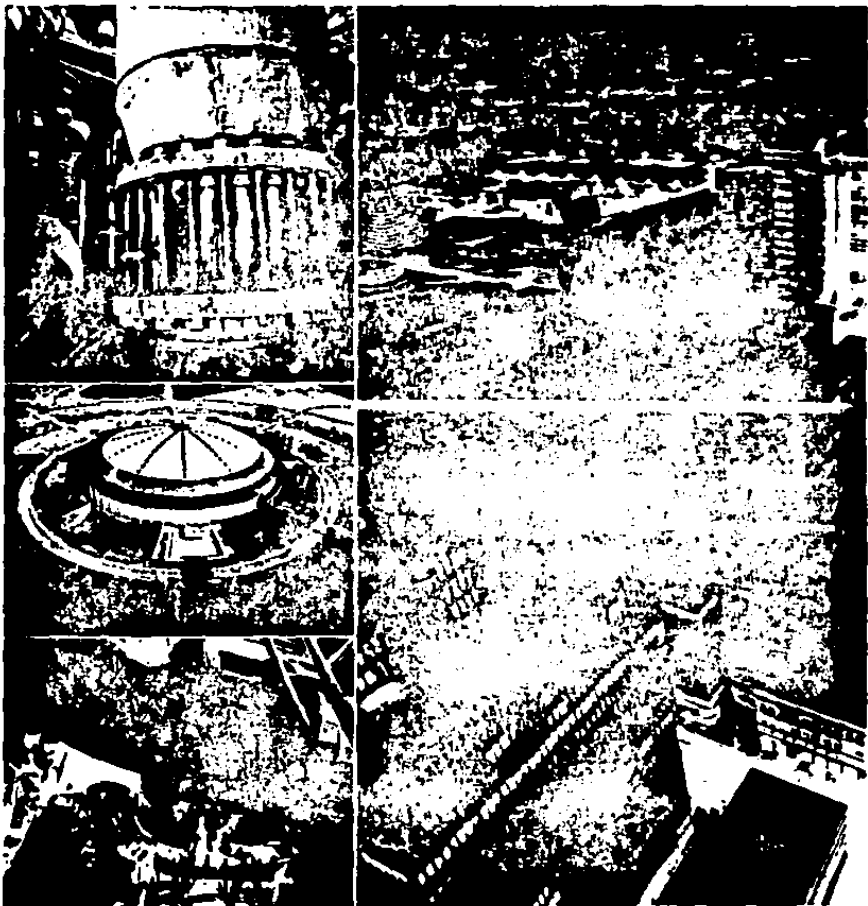
EXTENDED BODY DUO-CHEK CHECK VALVES (STYLE X)



Dimensions shown in inches

Valve Size	Valve Series	Flange Bolt Circle	Number of Studs	Bolt Diameter	Stud Length	
					Raised Face	Ring Joint
10"	150	14 1/2	12	3/8	12	12 1/2
	300	15 1/4	18	1	15 1/2	14 1/2
12"	150	17	12	3/8	15 1/2	14 1/2
	300	17 1/2	18	1 1/8	18 1/2	16 1/2
14"	150	19 1/2	12	1	13 1/2	16
	300	20 1/4	20	1 1/8	17 1/2	17 1/2
16"	150	21 1/2	18	1 1/8	18 1/2	15 1/2
	300	22 1/4	20	1 1/2	18 1/2	18 1/2
18"	150	22 1/2	18	1 1/8	18 1/2	17 1/2
	300	24 1/2	24	1 1/2	21 1/2	21 1/2
	600	25 1/4	20	1 1/2	27	27
20"	150	25	20	1 1/8	17 1/2	18 1/2
	300	27	24	1 1/2	22 1/2	22 1/2
24"	150	28 1/2	20	1 1/2	21 1/2	21 1/2
	300	33	24	1 1/2	28	28
26"	150	30	28	1 1/2	28 1/2	27
	300	30 1/2	28	1 1/2	31 1/2	34 1/2
30"	150	42 1/2	32	1 1/2	30 1/2	--
42"	150	48 1/2	36	1 1/2	34 1/2	--
48"	150	58	44	1 1/2	38 1/2	--

DUO-CHEKS IN ACTION



TRW MISSION THE VALVE COMPANY **QUALITY PRODUCTS AND SERVICES FOR OILFIELD, INDUSTRIAL AND MINING OPERATIONS**

Complete research, engineering, manufacturing, and testing are performed in Mission's 320,000-square-foot facility in Houston, Texas. The result: high-performance, dependable products backed by Mission's more than 80 years of experience.



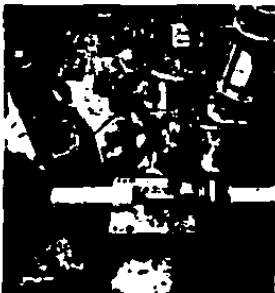
Mission's research and engineering skills cover a wide range of technical disciplines — chemical / electrical / mechanical / metallurgical. Mission constantly explores new ways to improve existing products and develop new products to meet the expanding needs of its customers.



Most Mission products begin in the modern casting facility built in 1975. Gray iron, ductile iron, carbon steel, stainless steel, and high-chrome iron are cast in furan-resin molds for accuracy and cleanliness.



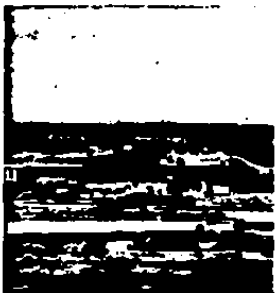
Mission's manufacturing capability is an impressive blend of individual craftsmanship with high-speed, automatic equipment. Rigid inspection and quality control procedures assure the delivery of superior products.



Accurate performance curves are developed using this modern test stand. Digital readout of flow, torque, speed and other required data is made while running the pump with this 150 hp electric dynamometer. Endurance tests are also run in our engineering test facility.



Mission's sales support effort includes product teams of engineering and manufacturing specialists and a growing distribution network. Mission customers around the world receive fast, effective service on equipment, plus assistance on problems at both the equipment and systems levels.



TRW Mission International headquarters is in Houston, Texas. Additional plants are in Mexico, Brazil, United Kingdom, France, Japan and Australia.

THE STAMP OF QUALITY

TRW Mission has continuously produced products of exceptional quality that conform to the most stringent specifications imposed by industry and government. Mission's commitment to excellence is reflected by a continuous effort to achieve quality through design engineering, research and development, and quality control. Mission produces the Duo-Chek Check Valve from the highest quality castings, whether the material specification is ASTM, API, or a unique customer requirement. Manufacture of the Duo-Chek is constantly checked and monitored by in-line quality control personnel to insure material, manufacturing, and testing requirements are met.

TRW Mission's concerted effort to produce a quality product insures that every customer has purchased valves of the highest quality available.



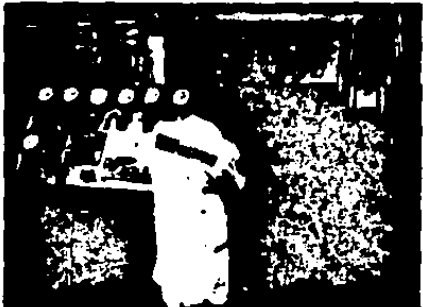
EVERY MISSION DUO-CHEK® II IS PRESSURE TESTED

(NOT JUST RANDOM SAMPLES)

Mission pressure tests every Duo-Chek II body and seal after manufacture. Mission also has special testing procedures for critical services in refining, chemical processing, pipeline, aerospace, maritime and fossil power applications.

Mission has long recognized the importance of reliable test data on its check valves. In keeping with its reputation for quality and accuracy in data furnished to customers, Mission maintains a calibrated flow test facility to provide accurate pressure drop data on the complete line of check valves.

Mission is capable of manufacturing valves to comply with Factory Mutual, Underwriters Laboratory, U.S. Navy, U.S. Coast Guard, API 6D and API 594 codes and standards.



TRW MISSION

TRW Mission Manufacturing Company, a Division of TRW Inc.

PO Box 40402, Houston, Texas 77040
 Cable Address: MESSCO-MOU
 Phone (713) 460-6200
 Telex - Phon: 77-5364
 Telex - Sales Office: 791/095

TRW Mission Limited
 Embassy Building
 Embassy Square
 London EC2A 4EJ, England
 Phone 071-2322
 Telex 06123179

Manufacturers of Services
 Indianapolis, IA 47403A
 American Patent 5-187
 Service to 21 States
 Phone 302-226-3111
 Telex 001170-699

TRW Mission, Smeethought
 Smeethought Road
 PO Box No. 48
 Yverdon, Valais
 Switzerland 2074
 Phone 456-3755
 Telex 790-21262

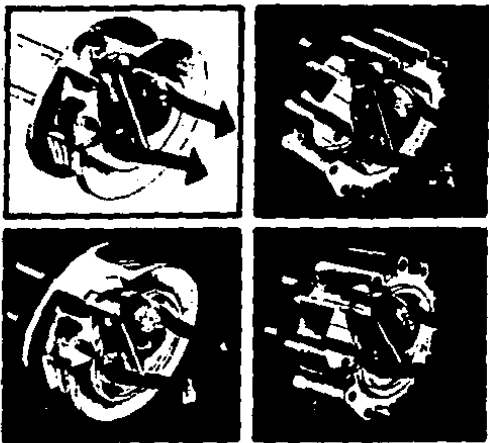
TRW Mission Engineering
 (Japan) Inc.
 24th Floor Building
 2-2-4 Nishi Shinjuku
 Shinjuku-Ku, Nishi 100, Japan
 Phone (03) 436-7411
 Telex 81342-4103

TRW Mission Industrie Limitada
 Casa Postal 8002
 Rua Sargento Ezequiel, 9 151
 Bairro Vila
 Rio de Janeiro, RJ, Brazil
 Phone 200-2999
 Telex 2121-261

TRW Mission Hydrovalves S.A.
 Monaco Commerce Building
 28 Rue de Lorraine
 75008 Paris, France
 Phone 343-0310
 Telex 542-667169

Mission makes better products.

High Performance Dual Disc Check Valves



W **MARLIN**
VALVE COMPANY, INC.

WHY YOU SHOULD SPECIFY WAFER CHECK VALVES

The wafer check valve is a general purpose check valve with a short face to face design. The standard flangeless wafer check valve is installed between two flanges inside of the bolt circle of the studs. This design makes a wafer check valve lighter, easier to install, and stronger than a conventional swing check valve. The lighter weight also makes the wafer check valve less expensive than a conventional swing check valve. This is especially true in the higher alloy materials where casting costs can be expensive. Savings are also realized through reduced maintenance, installation and shipping costs.

Only one set of flange studs, long enough to span the valve, is needed to install a standard wafer check valve. Unlike a conventional swing check valve, the wafer check valve does not require expensive joints or special supports.

The dual disc wafer check valve with its spring-loaded lightweight discs will perform equally well in either horizontal or vertical upflow without resorting to piping modifications such as 90 degree elbows. (Some sizes can be used in vertical downflow positions. Consult factory.)

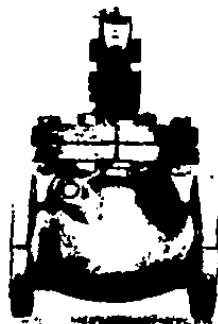
A dual disc wafer check valve offers little resistance to flow compared to a conventional swing check valve because the fluid does not have to support the weight of the disc as is the case with a swing check valve; therefore, a dual disc wafer check valve will provide a much lower pressure drop across the valve than the swing check valve (even more important as the valve size increases).

Marlin dual disc wafer check valves are offered in sizes 2" and larger to fit between ANSI B16.42, B16.5, B16.24, B16.1, B16.31, API 6A, API 6D, MSS SP44, AWWA, metric, and other flanges as established by flange manufacturers.

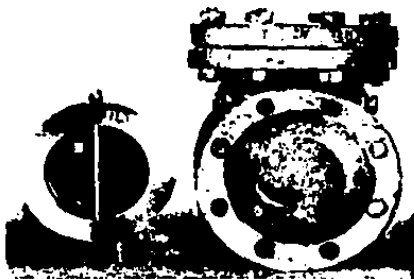
Marlin dual disc wafer check valves conform to API Standard 594, API Standard 6A (long pattern), and API Standard 6D (long pattern). Valve materials of construction conform to ASTM

Standards and, when requested, to NACE Standard MR-01-75.

Marlin check valves also meet U.S. Coast Guard and Military Specifications.



Laying length of a 4" wafer check valve compared with a 4" swing check valve



4" wafer check on left weighing approximately 17 lbs.
4" swing check on right weighing approximately 119 lbs.

SPECIAL DESIGN FEATURES OF MARLIN HIGH PERFORMANCE DUAL DISC WAFER CHECK VALVES

I. SEATING DESIGN



A. Resilient

Marlin valves can be provided with resilient seats which provide bubble tight shutoff when the valve closes. In the Marlin design, the seat is vulcanized into a groove in the valve body protected from the erosive line of flow. A controlled squariness is obtained at closure to give positive seating backed up by metal to metal seating providing an additional margin of safety in case of destruction of the resilient seat. The seat contained in the groove also prevents the seal from "flowing" under high pressures. ANSI 125# and 250# cast iron valves have a seat vulcanized to the body (not in a groove).



B. Integral Metal

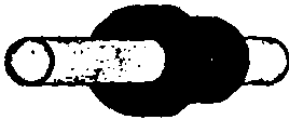
Integral metal seated valves are available when bubble tight closure is not required. The body is machined to provide an integral seating surface. Use caution to ensure that the body material is of a suitable material to withstand service conditions at the seating surfaces.



C. Overlay Welded Metal

Overlay welded metal seated valves are available when bubble tight closure is not required and integral metal seats cannot

meet service conditions. Standard overlay offerings include 316 SS, 410 SS and Monel. Other materials are available upon request.



II. RADIAL THRUST BEARINGS

Styles A, L, and T feature radial thrust bearings which prevent wear to the body caused by rotation of the hinge pin. This feature drastically reduces maintenance and replacement costs. The valve hinge pin floats freely in the radial thrust bearings and hinge lugs.



III. EXTENDED LENGTH SPRING LEG DESIGN

The discs are spring loaded to increase closure speed which improves valve response. The Marlin design affords the best possible non-slurming characteristics for normal flow and installation conditions. The location of the spring leg pressure point has a very favorable effect upon the seating of the discs. The spring acts at a point beyond the centroid of the disc. This feature, combined with the clearance between the hinge pin and the radial thrust bearing as well as the hinge pin and disc hinge lug, causes the heel of the disc to unseat before the toe of the disc when flow begins. Similarly, the heel of the disc seats after the toe of the disc when flow stops. This prevents the disc from hanging open or scrubbing on the seat which is a common problem among conventional swing check valves.

MARLIN STYLE A

This is our basic wafer check valve design. It is a flangeless dual disc, check valve that mounts between two flanges. The non-slamming, high performance design of the Style A makes it an excellent valve for pump, blower, and compressor discharge service.*

The vast range of sizes, pressure classes, and the materials of construction available make the Marlin Style A dual disc check valve suitable for use in all industries.

Marlin Style A check valves have been used extensively for years in petroleum refineries, oil and gas pipelines, gas meter runs, CO₂, nitrogen, and steam injection recovery systems, pulp and paper mills, chemical plants, HVAC, power plants, marine, and other industries.

*Consult factory for compressor discharge applications.

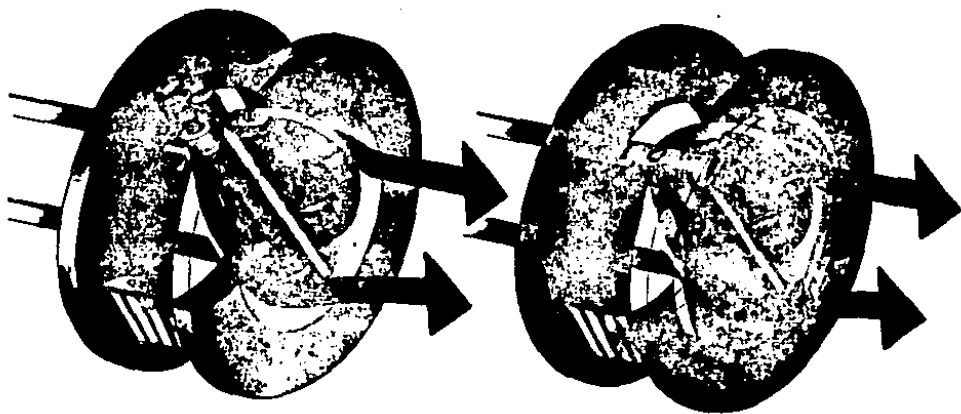
MARLIN STYLE AP*

Many industries are concerned about fugitive emissions escaping their piping systems. The Marlin Style AP Retainerless Dual Disc Check Valve was designed for hazardous or lethal service applications to prevent possible leak paths through the valve body into the atmosphere. This is accomplished by a design which incorporates an innovative retention system utilizing a solid one-piece body eliminating the use of pipe plugs for pin retainers in wafer check valves or bolted bonnets in swing check valves.

Until this design, the solution to eliminate leak paths has been to seal weld the pin retainers or bonnets to prevent media from escaping the valve body. This procedure rendered the valves non-field repairable, however, the Marlin Style AP valves are totally field repairable.

Marlin Style AP valves conform to the same standards and contain the same closure mechanism which has been performance proven by years of use. These valves are available in all sizes, pressure classes and materials as the Marlin Style A.

*Patented



With Retainers

Retainerless

MARLIN STYLE L AND T

The Marlin Style L and Style T are lug type dual disc wafer check valves. These styles utilize the basic Marlin Style A design except that the valve body is either lugged or flanged (12" and larger). Both styles are available in all sizes, pressure classes and materials as the Style A valves.

Style L — Slip-Through Lug
The slip-through lug type valve shields the bolting which is exposed on standard wafer check valves. This shielding is beneficial in protecting the studs from flame impingement and corrosive environments.

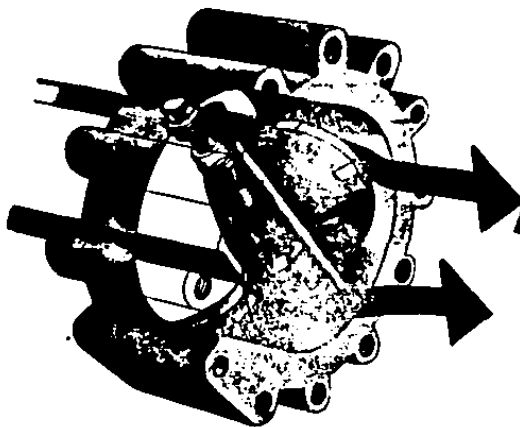
Style T — Threaded Lug
In addition to all of the benefits of the Style L design, the Style T valve will stay in position when one flange is removed. Cap screws are inserted in the pipe flange and screwed into the body.

MARLIN STYLE LP AND TP*

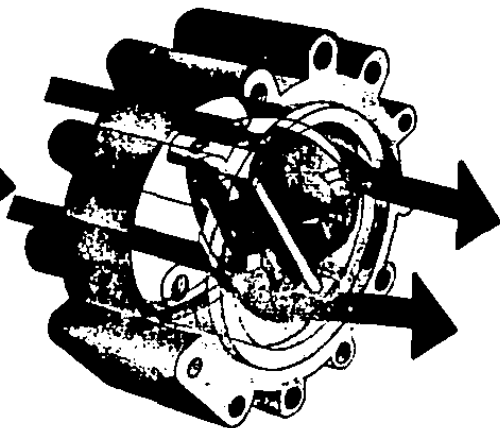
The Marlin Style LP and TP are lug type, retainerless design, dual disc wafer check valves. These styles utilize the special Marlin Style AP design except that the valve body is either lugged or flanged in the same manner as the Style L and T valves. Both styles are available in all sizes, pressure classes, and materials as the Style A valves.

*Patented

In order to keep the valve weight as light as possible, the body is designed as either full, scalloped, or flanged, depending on the valve size.



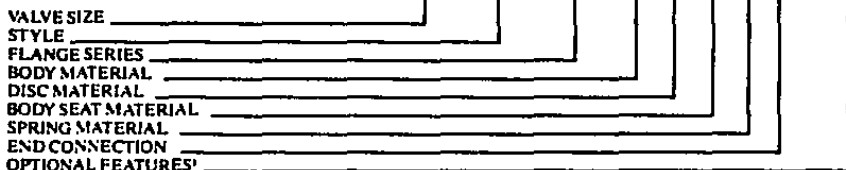
With Retainers



Retainerless

ORDERING INSTRUCTIONS

EXAMPLE: 12 A 300 C C P Y R --B34



*An optional feature number is used to describe modifications to the standard valve configuration.

OPTIONAL FEATURES	
B X	Indicates S, heliarc B drain connection of size "X" NPT down stream of valve
2XXX	First "X" indicates Radial Thrust Bearing material Second "X" indicates Hinge and Stop Pin material Third "X" indicates Hinge and Stop Pin Retainer material
1X	Indicates disc seating surface of material "X"

DRAIN SIZES (S, heliarc B)	
VALVE SIZE	DRAIN SIZE
2" - 2½"	1/4 NPT
3" - 4"	3/8 NPT
5"	1/2 NPT
6" & up	3/4 NPT

STANDARD MATERIALS OF CONSTRUCTION²

BODY MATERIAL

Z-Al-Bronze
 C-Carbon Steel
 L-LCB Carbon Steel
 H-Cast Iron
 S-316 Stainless Steel
 F-316L Stainless Steel
 G-317 Stainless Steel
 E-410 Stainless Steel
 M-Monel
 T-Alloy 20
 Q-Hastelloy C
 K-LCC Carbon-Mn Steel

ASTM SPECIFICATION

B148 Alloy 952
 A216-Grade WCB, A105
 A352-Grade LCB
 A126-Class B
 A351-Grade CF8M
 A351-Grade CF3M
 A351-Grade CG1M
 A217-Grade CA-15
 A744-Grade N735-I
 A351-Grade CN7M
 A744-Grade CW12M
 A352-Grade LCC

DISC MATERIAL

Z-Al-Bronze
 C-Carbon Steel
 I-Ductile Iron
 (Electroless Nickel Plated)
 S-316 Stainless Steel
 F-316L Stainless Steel
 G-317 Stainless Steel
 E-410 Stainless Steel
 M-Monel
 T-Alloy 20
 Q-Hastelloy C
 K-LCC Carbon-Mn Steel

ASTM SPECIFICATION

B148 Alloy 952
 A216-Grade WCB
 A395
 A351-Grade CF8M
 A351-Grade CF3M
 A351-Grade CG1M
 A217-Grade CA-15
 A744-Grade M35-1
 A351-Grade CN7M
 A744-Grade CW12M
 A352-Grade LCC

BODY SEAT MATERIAL

N-Buna-N
 V-Viton A®
 K-Teflon®
 G-Nemprene
 H-Hypon®
 D-EPDM
 P-Metal to Metal
 E-410 Stainless Steel
 S-316 Stainless Steel
 F-316L Stainless Steel
 M-Monel
 T-Alloy 20
 U-Si

OPERATING TEMPERATURE

-70° to + 250° F
 -40° to + 400° F
 -320° to + 350° F
 -40° to + 250° F
 -50° to + 275° F
 -40° to + 350° F
 -450° to + 1000° F
 -450° to + 1000° F
 -450° to + 1000° F
 -450° to + 1000° F
 -175° to + 500° F
 -450° to + 1500° F

SPRING MATERIAL

S-316 Stainless Steel
 W-Inconel
 Y-Inconel X-750
 M-Monel
 Q-Hastelloy C
 Z-17-7PH

MAXIMUM OPERATING TEMP.

600° F
 800° F
 1000° F
 450° F
 800° F
 350° F

²Other materials of construction are available, such as Duplex Stainless, Titanium, and Zirconium. Consult the Martin factory.

STANDARD MATERIALS OF CONSTRUCTION (CONT'D)

END CONNECTIONS

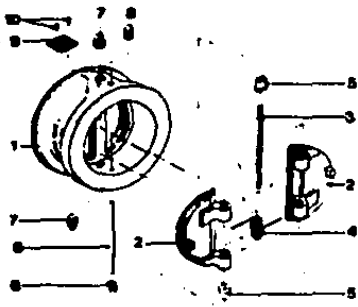
- F — Plain (Fits between Flat Faced Flanges)
 R — Serrated (Fits between Raised Faced Flanges)
 J — RTJ (Fits between Ring Type Joint Flanges)

COATINGS

Standard materials such as sacrificial zinc, coal tar epoxy and potable water coatings are readily available. Other coatings can be furnished upon request.

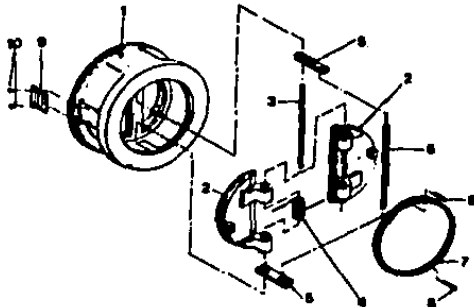
FLANGE SERIES

ORDERING NUMBER	ANSI RATING	ORDERING NUMBER	API RATING
125	125		
150	150		
250	250	2000	2000
300	300		
400	400		
600	600	3000	3000
900	900		
1500	1500		
2500	2500	5000	5000



STYLE A, L, T

- 1 — Body
 *2 — Disc
 *3 — Hinge Pin
 *4 — Spring
 *5 — Radial-Thrust Bearing
 6 — Stop Pin
 7 — Hinge Pin Retainers
 8 — Stop Pin Retainers
 9 — Name Tag
 10 — Drive Screws



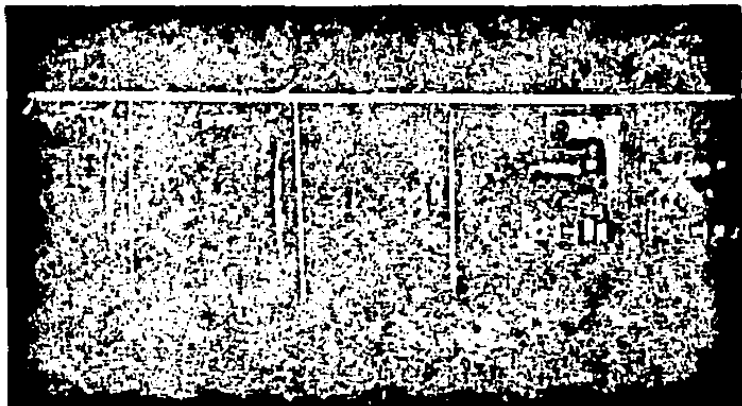
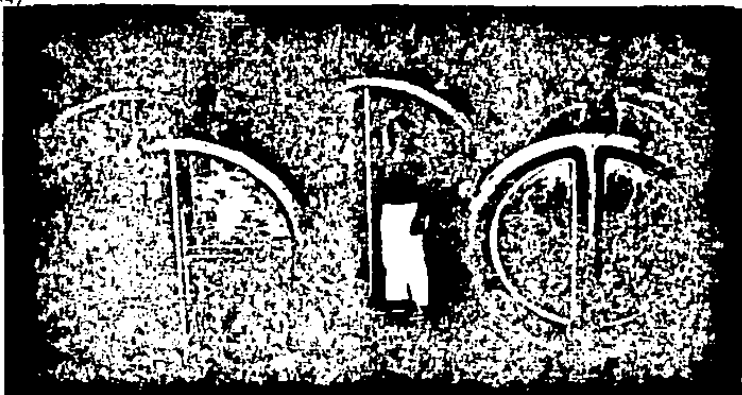
STYLE AP, LP, TP

- 1 — Body
 *2 — Disc
 *3 — Hinge Pin
 *4 — Spring
 *5 — Carriers
 6 — Stop Pin
 *7 — Retaining Ring
 *8 — Ring Screws
 9 — Name Tag
 10 — Drive Screws

*Recommended Spare Parts

When ordering spare parts, specify the complete valve figure number and include the part number in parentheses after it.

Example: 12-A 300-CCPVK(2) would specify a disc.



These 54" and 72" Marlin valves were installed in a power plant.
Marlin can handle all problems large and small

 **MARLIN'**
VALVE COMPANY, INC.
9133 Irvington Boulevard, Houston, Texas 77022
(713) 697-4747 Telex: 880037
Teletype: 713-697-3553

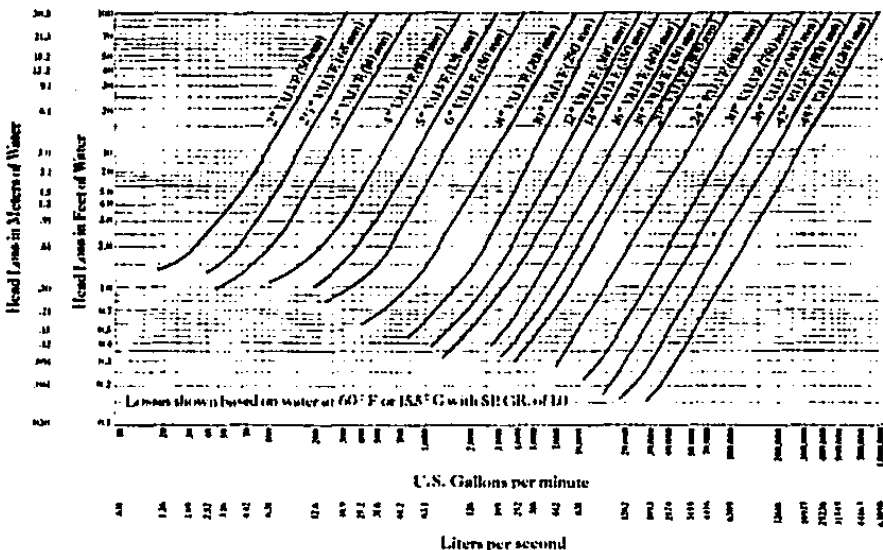
A Subsidiary of Stockham Valves and Fittings
10M-C11-87

WAFER CHECK ENGINEERING DATA

PRESSURE DROP & C_v FACTORS

Marlin Wafer Check Valve

THESE CHARTS APPLY TO BOTH ANSI AND API
VALVES WITH STANDARD TORQUE SPRINGS.



PRESSURE DROP THROUGH MARLIN CHECK VALVE AT 10 FT/SEC (3M/SEC) FLOW VELOCITY WITH 60°F (15°C) WATER

VALVE SIZE	FLOW		PRESSURE LOSS		HEAD LOSS		
	L/sec	GPM	kg/cm ²	psi	m	ft	
2"	80mm	6.5	103	336	4.60	3.2	10.6
2½"	85mm	9.4	149	273	3.74	2.6	8.6
3"	80mm	14.5	230	212	2.90	2.0	6.7
4"	100mm	25.4	404	164	2.24	1.6	5.1
5"	125mm	39.3	623	140	1.92	1.3	4.4
6"	150mm	56.7	900	114	1.56	1.1	3.6
8"	200mm	97.7	1,550	683	1.14	0.80	2.6
10"	250mm	160.2	2,540	367	0.92	0.64	2.1
12"	300mm	220.8	3,500	253	0.73	0.51	1.6

VALVE SIZE	FLOW		PRESSURE LOSS		HEAD LOSS		
	L/sec	GPM	kg/cm ²	psi	m	ft	
14"	350mm	270.0	4,280	148	0.68	0.45	1.5
16"	400mm	359.6	5,700	137	0.51	0.36	1.1
18"	450mm	499.7	7,920	137	0.50	0.35	1.1
20"	500mm	567.8	9,000	131	0.42	0.29	0.97
24"	600mm	945.2	15,000	128	0.36	0.25	0.83
30"	750mm	1,482.0	23,500	124	0.33	0.23	0.76
36"	900mm	2,000.0	31,700	117	0.23	0.16	0.53
42"	1100mm	2,900.0	46,000	116	0.22	0.16	0.50
48"	1200mm	3,558.0	56,400	114	0.19	0.13	0.44

C_v FACTORS

SIZE	C _v
2"	48
2½"	77
3"	135
4"	270
5"	450
6"	720

SIZE	C _v
8"	1,450
10"	2,650
12"	4,100
14"	5,300
16"	8,000
18"	11,000

SIZE	C _v
20"	14,000
24"	23,000
30"	41,000
36"	65,000
42"	94,000
48"	130,000


MARLIN[®]
VALVE COMPANY, INC.
 9135 Inverton Boulevard, Houston, Texas 77022
 (713) 697-4747 Telex: 882037
 Telecopy: 713-697-3551

A Subsidiary of Stockham Valves and Fittings
NED 5-188

350 WAFER CHECK ENGINEERING DATA

ANSI PRESSURE — TEMPERATURE RATINGS

A316 GRADE WCB OR A105, PER ANSI B16.34

TEMPERATURE, °F	WORKING PRESSURE BY CLASS, PSIG								
	150	300	600	900	1500	1800	2500	3500	4500
-20 to	100	288	740	980	1480	2220	2700	4170	11110
	200	280	815	830	1360	2025	3278	5425	10190
	300	230	864	873	1315	1970	3280	5470	8648
600	300	300	835	843	1270	1800	3170	5280	8008
	500	170	800	850	1270	1786	2995	4880	8080
	600	140	550	730	1086	1540	2735	4590	8210
650	125	115	815	715	1075	1810	2855	4775	8155
	700	110	535	710	1068	1800	2855	4440	7980
	750	86	506	670	1010	1810	2820	4200	7580
800	80	410	550	625	1235	2080	3430	6170	
	86	270	365	535	895	1340	2230	4010	
	920	80	170	230	345	515	860	1430	
900	30	106	140	206	310	515	860	1545	
	1000	20	80	70	108	158	240	430	770

A352 GRADE LCB, PER ANSI B16.34

TEMPERATURE, °F	WORKING PRESSURE BY CLASS, PSIG								
	150	300	600	900	1500	1800	2500	3500	4500
-20 to	100	246	695	925	1380	2085	3470	5785	10415
	200	250	684	875	1318	1970	3470	5470	8845
	300	230	640	860	1275	1815	3180	5215	8655
600	300	300	630	825	1238	1800	3088	5145	8780
	500	170	605	775	1168	1748	2910	4850	8735
	600	140	535	710	1086	1600	2860	4440	7880
650	125	115	625	695	1045	1870	2815	4355	7840

A352 GRADE LCB, PER ANSI B16.34 A317 GRADE CA-15, PER ANSI B16.34 ANNEX F

TEMPERATURE, °F	WORKING PRESSURE BY CLASS, PSIG								
	150	300	600	900	1500	1800	2500	3500	4500
-20 to	100	280	750	1000	1500	2220	2750	4250	11250
	200	280	750	1000	1500	2280	2780	4280	11250
	300	230	730	970	1455	2185	2680	4070	10825
400	200	200	706	940	1410	2115	2530	4080	10085
	500	170	665	885	1330	1895	2325	3540	8965
	600	140	605	805	1210	1815	2325	3240	8070
650	125	140	560	765	1175	1765	2260	3485	8225
	700	110	570	755	1135	1705	2240	3430	8515

A351 GRADE CF8M, PER ANSI B16.34

TEMPERATURE, °F	WORKING PRESSURE BY CLASS, PSIG								
	150	300	600	900	1500	1800	2500	3500	4500
-20 to	100	275	720	960	1440	2190	2600	4000	10870
	200	240	620	825	1240	1880	2885	4160	9280
	300	215	560	745	1120	1680	2795	4040	8980
400	180	515	665	845	1230	1780	2570	3720	7708
	500	170	682	835	865	1435	2390	3980	7146
	600	160	430	800	805	1384	2255	3760	6770
650	125	645	580	680	1320	2220	3700	6880	
	700	110	430	615	685	1290	2160	3600	6480
	750	88	425	565	645	1270	2110	3520	6335
800	80	415	555	630	1245	2075	3480	6230	
	86	405	540	610	1215	1970	3320	6085	
	920	51	395	425	780	1180	1970	3280	5895
900	20	285	515	575	1180	1830	3220	5798	
	1000	20	365	445	728	1080	1820	3030	5450
	1100	360	480	480	720	1080	1800	3000	5400
1100	225	430	645	645	885	1610	2585	4835	
	1150	275	565	640	640	1370	2285	4115	
	1200	204	275	410	410	620	1030	1715	3085
1250	180	245	365	365	445	810	1515	2725	
	1300	140	185	275	275	410	885	1145	2080
	1350	105	140	140	204	310	515	860	1545
1400	75	100	150	150	175	340	520	830	1158
	1450	40	80	80	115	175	290	465	878
	1500	60	55	55	85	123	200	345	620



A351 GRADE CN7M, PER ANSI B16.34

TEMPERATURE, °F	WORKING PRESSURE BY CLASS, PSIG							
	150	300	450	600	900	1500	2500	3500
-20 to 100	180	340	500	660	1000	1600	2600	3600
200	210	370	530	690	1050	1700	2700	3700
300	200	360	520	680	1040	1670	2670	3670

A126 CLASS B, PER ANSI B16.1

TEMPERATURE, °F	WORKING PRESSURE BY CLASS, PSIG						
	150	300	450	600	900	1500	2500
-20 to 150	200	360	520	680	1000	1600	2600
200	190	350	510	670	990	1590	2590
225	180	340	500	660	980	1580	2580
250	175	335	495	655	975	1575	2575
275	170	330	490	650	970	1570	2570
300	165	325	485	645	965	1565	2565
325	160	320	480	640	960	1560	2560
350	155	315	475	635	955	1555	2555
375	150	310	470	630	950	1550	2550
400	145	305	465	625	945	1545	2545
425	140	300	460	620	940	1540	2540
450	135	295	455	615	935	1535	2535

A385, PER ANSI B16.42

TEMPERATURE, °F	WORKING PRESSURE BY CLASS, PSIG	
	150	300
-20 to 100	230	460
200	220	450
300	210	440
400	200	430
500	190	420
600	180	410
650	175	405

B148 ALLOY 952, PER ANSI B16.31

TEMPERATURE, °F	WORKING PRESSURE BY CLASS, PSIG							
	150	300	450	600	900	1500	2500	
-20 to 100	195	390	585	780	1170	1950	3225	
150	185	375	562	750	1125	1875	3125	
200	185	375	562	750	1125	1875	3125	
250	185	375	562	750	1125	1875	3125	
300	185	375	562	750	1125	1875	3125	
350	185	375	562	750	1125	1875	3125	
400	185	375	562	750	1125	1875	3125	
450	185	375	562	750	1125	1875	3125	
500	185	375	562	750	1125	1875	3125	
550	185	375	562	750	1125	1875	3125	
600	185	375	562	750	1125	1875	3125	
650	185	375	562	750	1125	1875	3125	

MARLIN
VALVE COMPANY, INC.
9135 Irvington Boulevard, Houston, Texas 77022
(713) 697-4747 Telex: 883317
Telecopier: 713-697-3551

A Subsidiary of Stockham Valves and Fittings
MED 6-1287

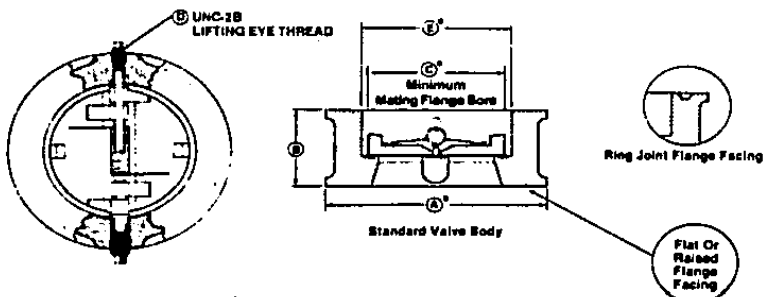
WAFER CHECK ENGINEERING DATA

STYLE A and AP
ANSI INSTALLATION DIMENSIONS
API INSTALLATION DIMENSIONS



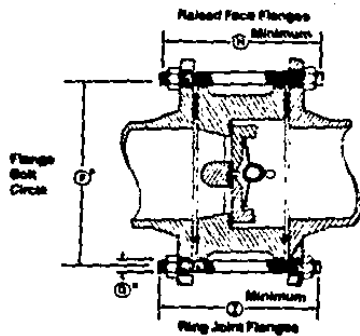
ANSI INSTALLATION DIMENSIONS

353



Hinge Pin Must Be Vertical For Horizontal Flow.

SIZE	SERIES	TYPE FACING	A ^a		B		C ^b		D	E ^a		ESTIMATED WEIGHT	
			mm	In	mm	In	mm	In		mm	In	Kg	Lb
2" 50mm	125	PLAIN	105	4 ¹ / ₈	54	2 ¹ / ₈	0	0	None	60	2 ³ / ₈	1.8	4
	150	RF RJ-22	105	4 ¹ / ₈	60	2 ³ / ₈	0	0	None	60	2 ³ / ₈	2.7	6
	250	RF	111	4 ³ / ₈	54	2 ¹ / ₈	0	0	None	60	2 ³ / ₈	1.8	4
	300-400-600	RF RJ-24	111	4 ³ / ₈	60	2 ³ / ₈	0	0	None	60	2 ³ / ₈	2.7	6
	1000-1500	RF RJ-24	143	5 ⁵ / ₈	70	2 ⁷ / ₈	0	0	None	60	2 ³ / ₈	5.0	13
2 ¹ / ₂ " 65mm	125	PLAIN	124	4 ⁷ / ₈	60	2 ³ / ₈	54	2 ¹ / ₈	None	89	3 ⁵ / ₈	3.2	7
	150	RF RJ-25	124	4 ⁷ / ₈	67	2 ⁵ / ₈	54	2 ¹ / ₈	None	89	3 ⁵ / ₈	4.1	9
	250	RF	130	5 ¹ / ₈	60	2 ³ / ₈	54	2 ¹ / ₈	None	89	3 ⁵ / ₈	3.2	7
	300-400-600	RF RJ-26	130	5 ¹ / ₈	67	2 ⁵ / ₈	54	2 ¹ / ₈	None	89	3 ⁵ / ₈	4.5	10
	1000-1500	RF RJ-11	149	5 ⁷ / ₈	73	2 ⁷ / ₈	51	2	None	89	3 ⁵ / ₈	4.1	9
3" 75mm	125	PLAIN	137	5 ³ / ₈	67	2 ⁵ / ₈	51	2	None	89	3 ⁵ / ₈	4.5	10
	150	RF RJ-20	137	5 ³ / ₈	73	2 ⁷ / ₈	51	2	None	89	3 ⁵ / ₈	5.4	12
	250	RF	149	5 ⁷ / ₈	67	2 ⁵ / ₈	51	2	None	89	3 ⁵ / ₈	4.1	9
	300-400-600	RF RJ-11	149	5 ⁷ / ₈	73	2 ⁷ / ₈	51	2	None	89	3 ⁵ / ₈	5.4	12
	1000	RF RJ-11	198	6 ⁵ / ₈	83	3 ¹ / ₈	57	2 ¹ / ₈	None	89	3 ⁵ / ₈	10.0	24
3 ¹ / ₂ " 90mm	150	RF RJ-33	175	6 ⁷ / ₈	83	3 ¹ / ₈	57	2 ¹ / ₈	None	89	3 ⁵ / ₈	11.8	26
	250	RF RJ-32	197	7 ⁷ / ₈	89	3 ⁵ / ₈	57	2 ¹ / ₈	None	89	3 ⁵ / ₈	14.1	31
	300	PLAIN	175	6 ⁷ / ₈	67	2 ⁵ / ₈	80	3 ¹ / ₈	None	114	4 ⁵ / ₈	5.0	13
	150	RF RJ-36	175	6 ⁷ / ₈	73	2 ⁷ / ₈	80	3 ¹ / ₈	None	114	4 ⁵ / ₈	7.7	17
	250	RF	181	7 ¹ / ₈	67	2 ⁵ / ₈	80	3 ¹ / ₈	None	114	4 ⁵ / ₈	5.0	13
4" 100mm	300	RF RJ-37	181	7 ¹ / ₈	73	2 ⁷ / ₈	80	3 ¹ / ₈	None	114	4 ⁵ / ₈	7.7	17
	400	RF RJ-37	178	7	70	3 ¹ / ₈	80	3 ¹ / ₈	None	114	4 ⁵ / ₈	8.6	19
	600	RF RJ-37	194	7 ⁵ / ₈	70	2 ⁷ / ₈	80	3 ¹ / ₈	None	114	4 ⁵ / ₈	10.0	22
	900	RF RJ-37	206	8 ¹ / ₈	102	4	87	3 ³ / ₈	None	114	4 ⁵ / ₈	18.1	40
	1500	RF RJ-39	210	8 ³ / ₈	102	4	87	3 ³ / ₈	None	114	4 ⁵ / ₈	18.0	41
	2500	RF RJ-38	215	8 ⁵ / ₈	105	4 ¹ / ₈	87	3 ³ / ₈	None	114	4 ⁵ / ₈	21.5	44



SIZE	SERIES	F ^a		NUMBER OF STUDS	G ^a BOLT DIAMETER		STUD LENGTH			
		mm	in		mm	in	H RAISED FACE		I RING JOINT	
3" 50mm	125	121	4 7/8	4	10	3/8	131	5 1/2	—	—
	150	121	4 7/8	4	16	3/8	152	6	165	6 1/2
	250	127	5	8	10	3/8	146	5 1/2	—	—
	300	127	5	8	16	3/8	152	6	165	6 1/2
	400-600	127	5	6	16	3/8	171	6 1/2	178	7
	800-1500	165	6 1/2	8	22	3/8	222	8 1/2	222	8 1/2
	2500	171	6 3/4	8	25	1	254	10	254	10
2 1/2" 65mm	125	140	5 1/2	4	16	3/8	146	5 1/2	—	—
	150	140	5 1/2	4	16	3/8	165	6 1/2	178	7
	250	140	5 1/2	8	10	3/8	171	6 1/2	—	—
	300	140	5 1/2	8	10	3/8	171	6 1/2	184	7 1/2
	400-600	140	5 1/2	6	10	3/8	191	7 1/2	197	7 1/2
3" 80mm	125	152	6	4	16	3/8	159	6 1/2	—	—
	150	152	6	4	16	3/8	171	6 1/2	184	7 1/2
	250	168	6 1/2	8	10	3/8	184	7 1/2	—	—
	300	168	6 1/2	8	10	3/8	184	7 1/2	197	7 1/2
	400-600	168	6 1/2	8	10	3/8	203	8	210	8 1/2
	800	191	7 1/2	8	22	3/8	235	9 1/2	235	9 1/2
	1500	203	8	8	24	1 1/8	267	10 1/2	267	10 1/2
	2500	229	9	8	32	1 1/8	311	12 1/2	318	12 1/2
4" 100mm	125	191	7 1/2	8	16	3/8	165	6 1/2	—	—
	150	191	7 1/2	6	16	3/8	171	6 1/2	184	7 1/2
	250	200	7 7/8	8	10	3/8	191	7 1/2	—	—
	300	200	7 7/8	6	10	3/8	191	7 1/2	210	8 1/2
	400	200	7 7/8	8	22	3/8	222	8 1/2	229	8
	600	216	8 1/2	8	22	3/8	220	8	235	8 1/2
	800	215	8 1/2	8	24	1 1/8	270	11	270	11
	1500	241	9 1/2	8	32	1 1/8	305	12	305	12
	2500	271	10 3/4	8	36	1 1/8	362	14 1/2	375	14 1/2

ANSI INSTALLATION DIMENSIONS

355

SIZE	SERIES	TYPE FACING	A°		B		C°		D	E°		ESTIMATED WEIGHT	
			mm	in	mm	in	mm	in		mm	in	Kg	Lb
5°	125	PLAIN	197	7 $\frac{3}{8}$	83	3 $\frac{1}{8}$	117	4 $\frac{3}{8}$	None	141	5 $\frac{1}{2}$	10.0	22
	150	RF RJ-40	197	7 $\frac{3}{8}$	86	3 $\frac{3}{8}$	117	4 $\frac{3}{8}$	None	141	5 $\frac{1}{2}$	10.0	24
	250	RF	216	8 $\frac{1}{2}$	83	3 $\frac{1}{8}$	117	4 $\frac{3}{8}$	None	141	5 $\frac{1}{2}$	10.0	22
6°	300	RF RJ-41	216	8 $\frac{1}{2}$	86	3 $\frac{3}{8}$	117	4 $\frac{3}{8}$	None	141	5 $\frac{1}{2}$	12.7	28
	125	PLAIN	222	8 $\frac{5}{8}$	103	3 $\frac{3}{8}$	140	5 $\frac{1}{8}$	5/11	168	6 $\frac{3}{8}$	13.6	30
	150	RF RJ-43	222	8 $\frac{5}{8}$	98	3 $\frac{1}{8}$	140	5 $\frac{1}{8}$	5/11	168	6 $\frac{3}{8}$	17.7	39
	250	RF	251	9 $\frac{1}{8}$	95	3 $\frac{1}{8}$	140	5 $\frac{1}{8}$	5/11	168	6 $\frac{3}{8}$	13.6	30
	300	RF RJ-45	251	9 $\frac{1}{8}$	98	3 $\frac{1}{8}$	140	5 $\frac{1}{8}$	5/11	168	6 $\frac{3}{8}$	17.7	39
	600	RF RJ-45	249	9 $\frac{3}{8}$	137	5 $\frac{1}{8}$	127	5	5/11	168	6 $\frac{3}{8}$	27.7	61
	600	RF RJ-45	267	10 $\frac{1}{8}$	137	5 $\frac{1}{8}$	127	5	5/11	168	6 $\frac{3}{8}$	30.8	68
	900	RF RJ-45	289	11 $\frac{1}{8}$	159	6 $\frac{1}{8}$	132	5 $\frac{1}{8}$	5/11	168	6 $\frac{3}{8}$	53.5	118
	1500	RF RJ-46	283	11 $\frac{1}{8}$	159	6 $\frac{1}{8}$	132	5 $\frac{1}{8}$	5/11	168	6 $\frac{3}{8}$	52.2	115
2500	RF RJ-47	318	12 $\frac{1}{2}$	150	6 $\frac{1}{8}$	132	5 $\frac{1}{8}$	5/11	168	6 $\frac{3}{8}$	64.0	141	
8°	125	PLAIN	279	11	127	5	191	7 $\frac{1}{2}$	5/11	219	8 $\frac{3}{4}$	20.8	50
	150	RF RJ-48	279	11	127	5	191	7 $\frac{1}{2}$	5/11	219	8 $\frac{3}{4}$	25.9	57
	250	RF	308	12 $\frac{1}{8}$	127	5	191	7 $\frac{1}{2}$	5/11	219	8 $\frac{3}{4}$	26.8	59
	300	RF RJ-49	308	12 $\frac{1}{8}$	127	5	191	7 $\frac{1}{2}$	5/11	219	8 $\frac{3}{4}$	34.9	77
	600	RF RJ-49	305	12	165	6 $\frac{1}{2}$	178	7	5/11	219	8 $\frac{3}{4}$	51.7	114
	600	RF RJ-49	321	12 $\frac{3}{8}$	165	6 $\frac{1}{2}$	178	7	5/11	219	8 $\frac{3}{4}$	55.8	123
	900	RF RJ-49	359	14 $\frac{1}{8}$	206	8 $\frac{1}{8}$	173	6 $\frac{3}{8}$	5/11	216	8 $\frac{3}{4}$	107.0	236
	1500	RF RJ-50	352	13 $\frac{3}{8}$	206	8 $\frac{1}{8}$	173	6 $\frac{3}{8}$	5/11	216	8 $\frac{3}{4}$	105.2	232
	2500	RF RJ-51	387	15 $\frac{1}{8}$	206	8 $\frac{1}{8}$	173	6 $\frac{3}{8}$	5/11	216	8 $\frac{3}{4}$	127.0	280
	10°	125	PLAIN	340	13 $\frac{1}{4}$	140	5 $\frac{1}{2}$	243	9 $\frac{3}{8}$	5/11	273	10 $\frac{3}{4}$	42.8
150		RF RJ-52	340	13 $\frac{1}{4}$	140	5 $\frac{1}{2}$	243	9 $\frac{3}{8}$	5/11	273	10 $\frac{3}{4}$	43.5	96
250		RF	362	14 $\frac{1}{8}$	140	5 $\frac{1}{2}$	243	9 $\frac{3}{8}$	5/11	273	10 $\frac{3}{4}$	42.8	94
300		RF RJ-53	362	14 $\frac{1}{8}$	140	5 $\frac{1}{2}$	243	9 $\frac{3}{8}$	5/11	273	10 $\frac{3}{4}$	53.5	118
600		RF RJ-53	359	14 $\frac{1}{8}$	213	8 $\frac{1}{8}$	213	8 $\frac{1}{8}$	5/11	273	10 $\frac{3}{4}$	59.4	131
600		RF RJ-53	400	15 $\frac{1}{4}$	213	8 $\frac{1}{8}$	213	8 $\frac{1}{8}$	5/11	273	10 $\frac{3}{4}$	105.7	233
900		RF RJ-53	435	17 $\frac{1}{8}$	241	9 $\frac{1}{8}$	218	8 $\frac{3}{8}$	5/11	270	10 $\frac{3}{4}$	193.0	430
1500		RF RJ-54	435	17 $\frac{1}{8}$	249	9 $\frac{3}{8}$	216	8 $\frac{3}{8}$	5/11	270	10 $\frac{3}{4}$	190.6	420
2500		RF RJ-55	478	18 $\frac{3}{8}$	254	10	216	8 $\frac{3}{8}$	5/11	270	10 $\frac{3}{4}$	217.7	480
12°	125	PLAIN	410	16 $\frac{1}{8}$	181	7 $\frac{1}{8}$	289	11 $\frac{1}{8}$	5/10	324	12 $\frac{3}{4}$	70.8	156
	150	RF RJ-56	410	16 $\frac{1}{8}$	181	7 $\frac{1}{8}$	289	11 $\frac{1}{8}$	5/10	324	12 $\frac{3}{4}$	73.9	163
	250	RF	422	16 $\frac{3}{8}$	181	7 $\frac{1}{8}$	289	11 $\frac{1}{8}$	5/10	324	12 $\frac{3}{4}$	70.8	156
	300	RF RJ-57	422	16 $\frac{3}{8}$	181	7 $\frac{1}{8}$	289	11 $\frac{1}{8}$	5/10	324	12 $\frac{3}{4}$	86.2	190
	600	RF RJ-57	419	16 $\frac{1}{2}$	229	9	279	11	5/10	324	12 $\frac{3}{4}$	129.8	284
	600	RF RJ-57	457	18	229	9	279	11	5/10	324	12 $\frac{3}{4}$	141.5	312
	900	RF RJ-57	406	16 $\frac{3}{8}$	292	11 $\frac{3}{8}$	267	10 $\frac{3}{8}$	5/10	324	12 $\frac{3}{4}$	143.6	316
	1500	RF RJ-58	521	20 $\frac{1}{8}$	305	12	254	10	5/10	324	12 $\frac{3}{4}$	170.0	377
	2500	RF RJ-60	549	21 $\frac{1}{4}$	303	12	254	10	5/10	324	12 $\frac{3}{4}$	180.0	400

SIZE	SERIES	F ^a		NUMBER OF STUDS	G ^b BOLT DIAMETER		STUD LENGTH			
		mm	In		mm	In	H RAISED FACE		I RING JOINT	
							mm	In	mm	In
5" 125mm	125	216	8½	8	19	¾	184	7½	—	—
	150	216	8½	8	19	¾	191	7¾	203	8
	250	235	9½	8	19	¾	210	8½	—	—
	300	235	9½	8	19	¾	210	8½	229	9
6" 150mm	125	241	9½	8	19	¾	203	8	—	—
	150	241	9½	8	19	¾	210	8½	222	8½
	250	270	10½	12	19	¾	229	9	—	—
	300	270	10½	12	19	¾	229	9	254	10
	400	270	10½	12	22	¾	292	11½	296	11½
	600	292	11½	12	25	1	311	12½	318	12½
	900	318	12½	12	29	1¼	356	14	362	14½
	1500	318	12½	12	35	1½	425	16½	432	17
	2500	368	14½	8	51	2	608	20	621	20½
8" 200mm	125	296	11½	8	19	¾	241	9½	—	—
	150	296	11½	8	19	¾	241	9½	254	10
	250	330	13	12	22	¾	273	10¾	—	—
	300	330	13	12	22	¾	273	10¾	292	11½
	400	330	13	12	25	1	343	13½	349	13½
	600	349	13½	12	29	1¼	362	14½	368	14½
	900	394	15½	12	35	1½	432	17	438	17½
	1500	394	15½	12	41	1¾	502	19½	540	21½
2500	438	17½	12	51	2	691	23½	610	24	
10" 250mm	125	362	14½	12	22	¾	260	10½	—	—
	150	362	14½	12	22	¾	267	10¾	279	11
	250	367	15½	16	25	1	308	12	—	—
	300	367	15½	16	25	1	311	12½	330	13
	400	367	15½	16	29	1¼	406	16	413	16½
	600	432	17	16	32	1½	432	17	438	17½
	900	470	18½	16	35	1½	483	19	483	19
	1500	483	19	12	48	1¾	591	23½	597	23½
	2500	540	21½	12	64	2½	749	29½	775	30½
12" 300mm	125	432	17	12	22	¾	305	12	—	—
	150	432	17	12	22	¾	311	12½	324	12½
	250	451	17½	16	29	1¼	356	14	—	—
	300	451	17½	16	29	1¼	362	14½	361	15
	400	451	17½	16	32	1½	436	17½	445	17½
	600	489	19½	20	32	1¼	457	18	464	18½
	900	533	21	20	35	1½	552	21½	552	21½
	1500	572	22½	16	51	2	666	27	705	27½
	2500	619	24½	12	70	2¾	851	33½	876	34½

ANSI INSTALLATION DIMENSIONS

357

SIZE	SERIES	TYPE FACING	A°		B		C°		D	E°		ESTIMATED WEIGHT	
			mm	In	mm	In	mm	In		mm	In	Kg	Lb
1 1/2" 38mm	125	PLAIN	451	17 3/4	184	7 1/4	318	12 1/2	1/2-10	336	14	84.4	186
	150	RF RJ-50	451	17 3/4	184	7 1/4	318	12 1/2	1/2-10	336	14	80.7	200
	250	RF	486	19 1/8	222	8 3/4	314	12 1/2	1/2-10	356	14	108.9	240
	300	RF RJ-61	486	19 1/8	222	8 3/4	314	12 1/2	1/2-10	356	14	137.0	302
	400	RF RJ-61	483	19	273	10 3/4	288	11 1/2	1/2-10	356	14	173.5	387
	600	RF RJ-61	492	19 1/2	273	10 3/4	248	9 3/4	1/2-10	356	14	179.2	395
	900	RF RJ-62	521	20 5/8	356	14	292	11 1/2	1/2-10	356	14	386.9	853
	1500	RF RJ-61	578	22 3/4	359	14	292	11 1/2	1/2-10	356	14	416.4	918
1 3/4" 40mm	125	PLAIN	514	20 1/8	191	7 1/2	362	14 1/4	1-8	406	16	112.0	247
	150	RF RJ-64	514	20 1/8	191	7 1/2	362	14 1/4	1-8	406	16	121.3	274
	250	RF	540	21 1/4	232	9 1/8	362	14 1/4	1-8	406	16	183.1	408
	300	RF RJ-63	540	21 1/4	232	9 1/8	362	14 1/4	1-8	406	16	181.7	403
	400	RF RJ-63	537	21 1/8	303	12	330	13	1-8	406	16	273.3	603
	600	RF RJ-63	563	22 1/8	303	12	330	13	1-8	406	16	281.3	625
	900	RF RJ-66	573	22 5/8	384	15 1/8	260	10 1/8	1-8	406	16	369.9	813
	1500	RF RJ-67	641	25 1/8	384	15 1/8	260	10 1/8	1-8	406	16	331.4	729
1 7/8" 48mm	125	PLAIN	540	21 1/8	203	8	425	16 1/2	1-8	437	18	137.1	302
	150	RF RJ-68	549	21 5/8	203	8	425	16 1/2	1-8	437	18	149.7	330
	250	RF	597	23 5/8	264	10 1/2	380	15	1-8	437	18	210.4	460
	300	RF RJ-69	597	23 5/8	264	10 1/2	380	15	1-8	437	18	216.3	474
	400	RF RJ-68	584	23 1/8	362	14 1/4	373	14 1/4	1-8	437	18	363.1	803
	600	RF RJ-68	611	24 1/8	362	14 1/4	373	14 1/4	1-8	437	18	376.9	831
	900	RF RJ-70	638	25 1/4	431	17 1/4	303	12	1-8	437	18	504.7	1111
	1500	RF RJ-71	703	27 5/8	468	18 3/8	303	12	1-8	437	18	848.7	1871
2 0" 51mm	125	PLAIN	606	23 7/8	213	8 1/2	473	18 1/2	1-8	508	20	178.7	394
	150	RF RJ-72	606	23 7/8	219	8 1/2	473	18 1/2	1-8	508	20	181.2	400
	250	RF	654	25 3/4	292	11 1/2	432	17	1-8	508	20	273.3	603
	300	RF RJ-73	654	25 3/4	292	11 1/2	432	17	1-8	508	20	293.3	651
	400	RF RJ-73	648	25 1/2	368	14 1/4	410	16 1/2	1-8	508	20	480.7	1073
	600	RF RJ-73	683	26 3/4	368	14 1/4	410	16 1/2	1-8	508	20	509.8	1124
	900	RF RJ-74	699	27 1/2	431	17 1/4	451	17 1/4	1-8	508	20	779.3	1719
	1500	RF RJ-75	756	29 3/4	431	17 1/4	318	12 1/2	1 1/2-6	508	20	1143.1	2520
2 1/4" 57mm	125	PLAIN	719	28 1/4	222	8 3/4	373	14 1/2	1-8	610	24	263.4	585
	150	RF RJ-76	718	28 1/8	222	8 3/4	373	14 1/2	1-8	610	24	279.1	610
	250	RF	773	30 3/8	318	12 1/2	348	13 1/2	1-8	610	24	471.7	1040
	300	RF RJ-77	773	30 3/8	318	12 1/2	348	13 1/2	1-8	610	24	484.3	1074
	400	RF RJ-77	798	31 1/4	394	15 1/2	479	19 1/2	1-8	610	24	547.0	1200
	600	RF RJ-77	791	31 1/8	438	17 1/4	348	13 1/2	1-8	610	24	807.4	1780
	900	RF RJ-78	818	32 1/4	493	19 1/2	321	12 1/2	1 1/2-6	610	24	1114.0	2433
	1500	RF RJ-79	892	35 1/8	539	21 1/2	318	12 1/2	1 1/2-6	610	24	1640.5	3620

SIZE	SERIES	F ^a		NUMBER OF STUDS	G ^b BOLT DIAMETER		STUD LENGTH			
		mm	In		H RAISED FACE		I RING JOINT			
					mm	In	mm	In		
14" 356mm	125	476	18 1/2	12	25	1	324	12 1/2	—	—
	175	476	18 1/2	12	25	1	324	12 1/2	337	13 1/2
	250	514	20 1/2	20	29	1 1/2	406	16	—	—
	300	514	20 1/2	20	29	1 1/2	406	16	425	16 1/2
	400	514	20 1/2	20	32	1 1/2	450	18 1/2	493	19 1/2
	600	527	20 1/2	20	35	1 1/2	514	20 1/2	521	20 1/2
	800	558	22	20	38	1 1/2	635	25	648	25 1/2
	1500	635	25	16	57	2 1/2	768	30 1/2	794	31 1/2
16" 406mm	125	540	21 1/2	16	25	1	337	13 1/2	—	—
	150	540	21 1/2	16	25	1	330	13	343	13 1/2
	250	572	23 1/2	20	32	1 1/2	432	17	—	—
	300	572	23 1/2	20	32	1 1/2	432	17	451	17 1/2
	400	572	23 1/2	20	35	1 1/2	533	21	540	21 1/2
	600	603	23 1/2	20	38	1 1/2	565	22 1/2	572	22 1/2
	800	634	24 1/2	20	41	1 1/2	670	26 1/2	686	27
	1500	707	27 1/2	16	64	2 1/2	836	33	870	34 1/2
18" 457mm	125	576	22 1/2	16	29	1 1/2	362	14 1/2	—	—
	150	576	22 1/2	16	29	1 1/2	356	14	368	14 1/2
	250	620	24 1/2	24	32	1 1/2	470	18 1/2	—	—
	300	620	24 1/2	24	32	1 1/2	470	18 1/2	488	19 1/2
	400	620	24 1/2	24	35	1 1/2	567	23 1/2	603	23 1/2
	600	654	25 1/2	20	41	1 1/2	641	25 1/2	648	25 1/2
	800	686	27	20	48	1 1/2	781	30 1/2	800	31 1/2
	1500	775	30 1/2	16	70	2 1/2	972	38 1/2	1010	39 1/2
20" 508mm	125	635	25	20	29	1 1/2	361	15	—	—
	150	635	25	20	29	1 1/2	367	15 1/2	401	15 1/2
	250	666	27	24	32	1 1/2	502	19 1/2	—	—
	300	666	27	24	32	1 1/2	502	19 1/2	527	20 1/2
	400	666	27	24	38	1 1/2	616	24 1/2	620	24 1/2
	600	723	28 1/2	24	41	1 1/2	660	26	667	26 1/2
	800	748	29 1/2	20	51	2	806	31 1/2	826	32 1/2
	1500	832	32 1/2	16	76	3	1060	42 1/2	1118	44
24" 609mm	125	740	29 1/2	20	32	1 1/2	401	15 1/2	—	—
	150	740	29 1/2	20	32	1 1/2	401	15 1/2	413	16 1/2
	250	811	32	24	36	1 1/2	552	21 1/2	—	—
	300	811	32	24	38	1 1/2	552	21 1/2	—	—
	400	811	32	24	44	1 1/2	667	26 1/2	680	27
	600	868	33	24	48	1 1/2	775	30 1/2	787	31
	800	902	35 1/2	20	64	2 1/2	940	37	965	38
	1500	991	40	16	89	3 1/2	1151	46 1/2	1228	49 1/2

ANSI INSTALLATION DIMENSIONS

359

SIZE	SERIES	TYPE FACING	A ^a		B		C ^a		D	E ^b		ESTIMATED WEIGHT	
			mm	In	mm	In	mm	In		mm	In	Kg	Lb
30" 750mm	125	PLAIN	383	15 1/8	305	12	721	28 3/8	1-8	762	30	517.1	1140
	150	RF	383	15 1/8	305	12	724	28 3/8	1-8	762	30	485.1	1070
	250	RF	631	24 7/8	368	14 1/2	705	27 3/8	1-8	762	30	816.5	1800
	300	RF RJ-95	653	25 7/8	368	14 1/2	705	27 3/8	1-8	762	30	789.1	1740
	400	RF RJ-95	940	37 1/8	490	19 1/8	654	25 3/8	1 1/2-6	762	30	980.7	2162
40" 1000mm	600	RF RJ-95	972	38 3/8	503	19 3/8	641	25 1/8	1 1/2-6	762	30	1270.1	2820
	125	PLAIN	1048	41 1/8	368	14 1/2	883	34 3/8	1 1/2-6	914	36	850.0	1875
	150	RF	1048	41 1/8	368	14 1/2	883	34 3/8	1 1/2-6	914	36	870.0	1918
	250	RF	1118	44	483	19	851	33 1/2	1 1/2-6	914	36	1360.6	3020
	300	RF RJ-98	1118	44	483	19	851	33 1/2	1 1/2-6	914	36	1380.2	3065
42" 1060mm	400	RF RJ-98	1118	44	613	23	660	26	1 1/2-6	914	36	1754.0	3867
	600	RF RJ-98	1180	46 1/2	635	25	727	28 1/2	1 1/2-6	914	36	2163.9	4775
	125	PLAIN	1210	48	432	17	1003	39 1/8	1 1/2-6	1067	42	1281.4	2825
	150	RF	1210	48	432	17	1003	39 1/8	1 1/2-6	1067	42	1224.7	2700
	250	RF	1280	50 3/8	568	22 1/2	991	39	1 1/2-6	1067	42	2217.0	4889
48" 1200mm	300	RF	1280	50 3/8	568	22 1/2	991	39	1 1/2-6	1067	42	2133.7	4704
	400	RF	1270	50 1/8	701	27 3/8	857	33 1/2	1 1/2-5	1067	42	2090.9	4614
	600	RF	1295	51	701	27 3/8	914	36	1 1/2-5	1067	42	3228.2	7117
	125	PLAIN	1354	53 1/8	524	20 3/8	1168	46	1 1/2-6	1219	48	2053.4	4527
	150	RF	1354	53 1/8	524	20 3/8	1168	46	1 1/2-6	1219	48	1996.7	4402
54" 1360mm	250	RF	1402	55 1/8	620	24 1/2	1156	45 1/2	2-4 1/2	1219	48	3135.7	7039
	300	RF	1492	58 3/8	620	24 1/2	1156	45 1/2	2-4 1/2	1219	48	3190.0	7044
	125	PLAIN	1540	61	540	21 1/8	1308	51 1/8	1 1/2-5	1372	54	2086.0	4645
72" 1800mm	150	RF	1540	61	540	21 1/8	1308	51 1/8	1 1/2-5	1372	54	2576.4	5680
	AWWA Class B†	PLAIN	2045	80 3/8	600	23 3/8	1727	68	2 1/2-4	1829	72	4785.4	10550

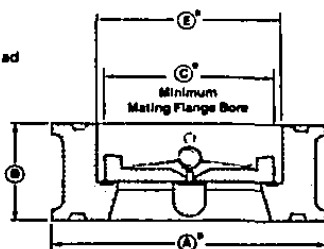
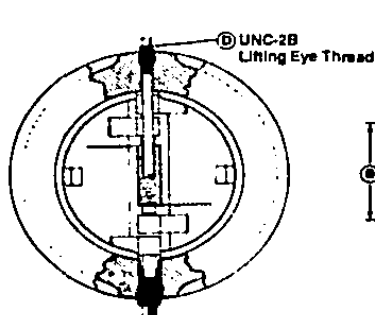
† Pressure Rating of AWWA Class B is 86 PSI.

AWWA Class B Flange Series can be modified to fit ANSI B16.1 Class 25 or Class 125 upon request.

SIZE	SERIES	F ^a		NUMBER OF STUDS	G ^b BOLT DIAMETER		STUD LENGTH			
		mm	in		mm	in	H RAISED FACE		I RING JOINT	
							mm	in	mm	in
90° 750mm	125	614	36	28	32	1½	508	20	—	—
	150	614	36	28	32	1½	540	21½	—	—
	250	697	39½	28	44	1½	641	25½	—	—
	300	697	39½	28	44	1½	667	26½	690	27½
	400	697	39½	28	51	2	613	32	820	32½
	600	1022	40½	28	51	2	880	35	1012	35½
90° 600mm	125	686	42½	32	38	1½	603	23½	—	—
	150	686	42½	32	38	1½	648	25½	—	—
	250	1108	46	32	51	2	764	31½	—	—
	300	1108	46	32	51	2	820	32½	857	33½
	400	1108	46	32	51	2	1020	40½	1054	41½
	600	1194	47	28	64	2½	1041	41	1071	42½
42° 1100mm	125	1257	49½	36	38	1½	670	26½	—	—
	150	1257	49½	36	38	1½	724	28½	—	—
	250	1340	52½	36	51	2	880	35	—	—
	300	1340	52½	36	51	2	927	36½	—	—
	400	1340	52½	32	64	2½	1130	44½	—	—
	600	1365	53½	28	70	2½	1213	47½	—	—
48° 1200mm	125	1422	56	44	36	1½	761	30½	—	—
	150	1422	56	44	38	1½	838	33	—	—
	250	1543	60½	40	51	2	972	38½	—	—
	300	1543	60½	40	51	2	1010	40	—	—
54° 1400mm	125	1594	62½	44	44	1½	826	32½	—	—
	150	1594	62½	44	44	1½	895	35½	—	—
72° 1500mm	AWWA Class B	2066	62½	60	32	1½	880	33	—	—

API INSTALLATION DIMENSIONS

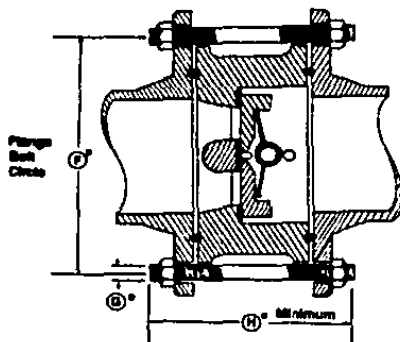
361



Standard Valve Body

Hinge Pin Must Be Vertical For Horizontal Flow.

SIZE	API RATING	TYPE FACING	A ^a		B		C ^b		D	E ^c		ESTIMATED WEIGHT	
			mm	In	mm	In	mm	In		mm	In	Kg	Lb
2" 50mm	2000	RJ-23	111	4 3/8	70	2 3/4	0	0	None	60	2 1/2	4.5	10
	3000	RJ-24	143	5 5/8	70	2 3/4	0	0	None	60	2 1/2	5.9	13
	5000	RJ-24	143	5 5/8	70	2 3/4	0	0	None	60	2 1/2	5.9	13
3" 80mm	2000	RJ-31	149	5 7/8	83	3 1/4	57	2 1/4	None	80	3 1/2	10.0	22
	3000	RJ-31	168	6 5/8	83	3 1/4	57	2 1/4	None	89	3 3/4	10.9	24
	5000	RJ-35	175	6 7/8	86	3 1/2	57	2 1/2	None	89	3 3/4	12.2	27
4" 100mm	2000	RJ-37	194	7 5/8	102	4	87	3 1/8	None	114	4 1/2	17.2	38
	3000	RJ-37	206	8 1/8	102	4	87	3 1/8	None	114	4 1/2	18.1	40
	5000	RJ-39	210	8 1/4	105	4 1/2	87	3 5/8	None	114	4 1/2	21.8	48
6" 150mm	2000	RJ-45	267	10 5/8	150	6 1/2	132	5 1/8	1/2-13	168	6 1/2	48.4	109
	3000	RJ-45	280	11 1/8	159	6 1/2	132	5 3/8	1/2-13	168	6 1/2	53.5	118
	5000	RJ-46	281	11 1/4	159	6 1/2	132	5 3/8	1/2-13	168	6 1/2	58.5	129
8" 200mm	2000	RJ-49	321	12 5/8	206	8 1/2	173	6 1/2	1/2-13	216	8 1/2	97.5	215
	3000	RJ-49	330	13 1/8	204	8 1/2	173	6 3/8	1/2-11	216	8 1/2	107.0	236
	5000	RJ-50	352	13 7/8	206	8 1/2	173	6 3/8	1/2-11	216	8 1/2	117.0	260
10" 250mm	2000	RJ-51	400	15 3/4	241	9 1/2	216	8 1/2	1/2-11	270	10 1/2	180.9	412
	3000	RJ-51	445	17 1/4	248	9 1/2	216	8 1/2	1/2-11	270	10 1/2	199.6	440
	5000	RJ-54	445	17 1/4	254	10	216	8 1/2	1/2-11	270	10 1/2	204.8	451
12" 300mm	2000	RJ-57	457	18	292	11 1/2	267	10 1/2	1/2-10	324	12 1/2	324.8	716
	3000	RJ-57	468	18 1/2	305	12	274	10	1/2-10	324	12 1/2	357.0	787



SIZE	API RATING	F'		NUMBER OF STUDS	G'		H'	
		mm	in		mm	in	mm	in
2"	2000	127	5	8	16	5/8	203	8
	3000	155	6 1/4	8	22	7/8	241	9 1/2
	5000	165	6 1/2	8	22	7/8	241	9 1/2
3"	2000	168	6 5/8	8	19	3/4	235	9 1/4
	3000	191	7 1/2	8	22	7/8	254	10
	5000	203	8	8	29	1 1/8	292	11 1/2
4"	2000	216	8 1/2	8	22	7/8	273	10 3/4
	3000	235	9 1/4	8	29	1 1/8	296	11 3/4
	5000	241	9 1/2	8	32	1 1/4	330	13
6"	2000	292	11 1/2	12	25	1	366	14
	3000	318	12 1/2	12	29	1 1/8	381	15
	5000	318	12 1/2	12	35	1 3/8	451	17 3/4
8"	2000	349	13 3/4	12	29	1 1/8	432	17
	3000	394	15 1/2	12	35	1 3/8	457	18
	5000	394	15 1/2	12	41	1 5/8	533	21
10"	2000	432	17	16	32	1 1/4	483	19
	3000	470	18 1/2	16	35	1 3/8	508	20
	5000	483	19	12	48	1 7/8	622	24 1/2
12"	2000	489	19 1/2	20	32	1 1/2	540	21 1/2
	3000	533	21	20	35	1 3/8	584	23

WAFER CHECK ENGINEERING DATA

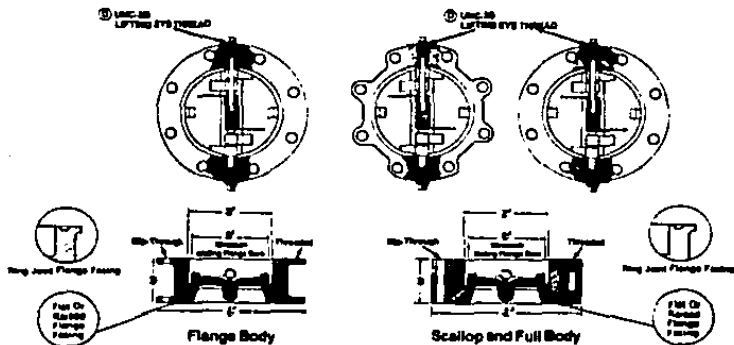
STYLE L, T, LP and TP

ANSI INSTALLATION DIMENSIONS
API INSTALLATION DIMENSIONS



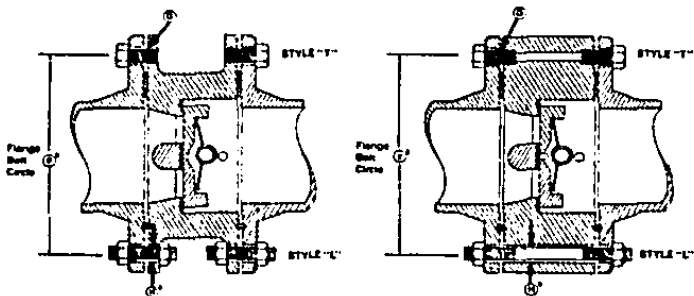
ANSI INSTALLATION DIMENSIONS

364



Hinge Pin Must Be Vertical For Horizontal Flow.

SIZE	SERIES	TYPE FACING	A ^a		B		C ^b		D	E ^c		ESTIMATED WEIGHT	
			mm	In	mm	In	mm	In		mm	In	Kg	Lb.
2" 50mm	125	PLAIN	152	6	54	2 1/4	0	0	None	60	2 3/8	7.3	16
	150	RF RJ-22	152	6	60	2 3/8	0	0	None	60	2 3/8	7.7	17
	250	RF	165	6 5/8	54	2 1/4	0	0	None	60	2 3/8	7.7	17
	300-400-600	RF RJ-23	165	6 5/8	60	2 3/8	0	0	None	60	2 3/8	8.2	18
	900-1500	RF RJ-24	216	8 5/8	70	2 3/8	0	0	None	60	2 3/8	16.8	37
2 1/2" 65mm	2500	RF RJ-28	235	9 3/8	70	2 3/8	0	0	None	60	2 3/8	21.8	48
	125	PLAIN	178	7	60	2 3/8	54	2 1/4	None	89	3 1/4	7.3	16
	150	RF RJ-35	178	7	67	2 3/8	54	2 1/4	None	89	3 1/4	7.7	17
	250	RF	191	7 5/8	60	2 3/8	54	2 1/4	None	89	3 1/4	9.1	20
3" 80mm	300-400-600	RF RJ-26	191	7 5/8	67	2 3/8	54	2 1/4	None	89	3 1/4	10.0	22
	125	PLAIN	191	7 5/8	67	2 3/8	51	2	None	89	3 1/4	7.3	16
	150	RF RJ-20	191	7 5/8	73	2 3/8	51	2	None	89	3 1/4	7.7	17
	250	RF	210	8 3/8	67	2 3/8	51	2	None	89	3 1/4	12.7	28
	300-400-600	RF RJ-31	210	8 3/8	73	2 3/8	51	2	None	89	3 1/4	13.8	30
	900	RF RJ-31	241	9 5/8	81	3 1/8	57	2 1/4	None	89	3 1/4	25.9	57
	1500	RF RJ-35	267	10 5/8	83	3 1/8	57	2 1/4	5-13	89	3 1/4	31.8	70
4" 100mm	2500	RF RJ-32	305	12	86	3 1/8	57	2 1/4	5-13	89	3 1/4	42.2	93
	125	PLAIN	229	9	67	2 3/8	89	3 1/2	None	114	4 1/4	12.2	27
	150	RF RJ-36	229	9	71	2 3/8	89	3 1/2	None	114	4 1/4	12.7	28
	250	RF	254	10	67	2 3/8	89	3 1/2	None	114	4 1/4	15.0	33
	300	RF RJ-37	254	10	73	2 3/8	89	3 1/2	None	114	4 1/4	16.1	36
	400	RF RJ-37	254	10	79	3 1/8	89	3 1/2	None	114	4 1/4	20.4	45
	600	RF RJ-37	271	10 5/8	79	3 1/8	89	3 1/2	None	114	4 1/4	22.7	50
	900	RF RJ-37	292	11 5/8	87	3 3/8	87	3 1/2	5-13	114	4 1/4	44.5	98
	1500	RF RJ-38	311	12 1/4	102	4	87	3 3/8	5-13	114	4 1/4	50.8	112
	2500	RF RJ-38	356	14	107	4	87	3 3/8	5-13	114	4 1/4	68.0	152



Flange Body

Scalloped and Full Body

SIZE	SERIES	F ^H		NUMBER OF STUDS	G THREAD SIZE	H ^P	
		mm	In			mm	In
2" 50mm	125	121	4 3/4	4	3/4 UNF	10	3/8
	150	121	4 3/4	4	3/4 UNF	19	3/4
	250	127	5	8	3/4 UNF	19	3/8
	300-100-600	127	5	8	3/4 UNF	19	3/8
	600-1700	165	6 1/2	8	1/2 UNF	25	1
	2500	171	6 3/4	8	1/2 UNF	20	1 1/8
2 1/2" 65mm	125	140	5 1/2	4	3/4 UNF	10	3/8
	150	140	5 1/2	4	3/4 UNF	19	3/4
	250	149	5 7/8	8	3/4 UNF	22	1 1/8
	300-100-600	149	5 7/8	8	3/4 UNF	22	1 1/8
3" 75mm	125	152	6	4	3/4 UNF	10	3/8
	150	152	6	4	3/4 UNF	19	3/4
	250	168	6 3/4	8	3/4 UNF	22	1 1/8
	300-100-600	168	6 3/4	8	3/4 UNF	22	1 1/8
	600	191	7 1/2	8	1/2 UNF	25	1
	1500	203	8	8	1/2 UNF	32	1 1/2
	2500	229	9	8	1/2 UNF	35	1 3/8
4" 100mm	125	191	7 1/2	8	3/4 UNF	19	3/4
	150	191	7 1/2	8	3/4 UNF	19	3/4
	250	290	7 1/2	8	3/4 UNF	22	3/8
	300	290	7 1/2	8	3/4 UNF	22	3/8
	600	200	7 1/2	8	1/2 UNF	25	1
	600	216	8 1/2	8	1/2 UNF	25	1
	800	235	9 1/8	8	1/2 UNF	32	1 1/8
	1500	241	9 1/2	8	1/2 UNF	35	1 3/8
	2500	273	10 3/4	8	1/2 UNF	41	1 3/4

ANSI INSTALLATION DIMENSIONS

366

SIZE	SERIES	TYPE	A*		B		C*		D	E*		ESTIMATED WEIGHT		
			mm	In	mm	In	mm	In		mm	In	Kg	Lb	
5"	125mm	125	PLAIN	254	10	83	3 $\frac{1}{2}$	117	4 $\frac{1}{2}$	None	141	5 $\frac{1}{2}$	15.0	33
		150	RF RJ-40	254	10	86	3 $\frac{1}{2}$	117	4 $\frac{1}{2}$	None	141	5 $\frac{1}{2}$	16.3	36
		250	RF	279	11	83	3 $\frac{1}{2}$	117	4 $\frac{1}{2}$	None	141	5 $\frac{1}{2}$	21.3	47
		300	RF RJ-41	279	11	86	3 $\frac{1}{2}$	117	4 $\frac{1}{2}$	None	141	5 $\frac{1}{2}$	23.1	51
6"	150mm	125	PLAIN	279	11	95	3 $\frac{1}{2}$	140	5 $\frac{1}{2}$	1-13	168	6 $\frac{1}{2}$	20.4	45
		150	RF RJ-43	279	11	98	3 $\frac{1}{2}$	140	5 $\frac{1}{2}$	1-13	168	6 $\frac{1}{2}$	21.8	48
		250	RF	318	12 $\frac{1}{2}$	95	3 $\frac{1}{2}$	140	5 $\frac{1}{2}$	1-13	168	6 $\frac{1}{2}$	35.4	78
		300	RF RJ-45	318	12 $\frac{1}{2}$	98	3 $\frac{1}{2}$	140	5 $\frac{1}{2}$	1-13	168	6 $\frac{1}{2}$	38.1	84
		600	RF RJ-45	318	12 $\frac{1}{2}$	137	5 $\frac{1}{2}$	137	5	1-13	168	6 $\frac{1}{2}$	44.9	99
		600	RF RJ-45	350	14	137	5 $\frac{1}{2}$	127	5	1-13	168	6 $\frac{1}{2}$	83.0	183
		900	RF RJ-45	381	15	150	6 $\frac{1}{2}$	132	5 $\frac{1}{2}$	1-13	168	6 $\frac{1}{2}$	114.3	252
		1500	RF RJ-46	394	15 $\frac{1}{2}$	150	6 $\frac{1}{2}$	132	5 $\frac{1}{2}$	1-13	168	6 $\frac{1}{2}$	118.6	262
		2500	RF RJ-47	483	19	150	6 $\frac{1}{2}$	132	5 $\frac{1}{2}$	1-13	168	6 $\frac{1}{2}$	175.1	386
		2500	RF RJ-47	483	19	150	6 $\frac{1}{2}$	132	5 $\frac{1}{2}$	1-13	168	6 $\frac{1}{2}$	175.1	386
8"	200mm	125	PLAIN	343	13 $\frac{1}{2}$	127	5	191	7 $\frac{1}{2}$	1-13	219	8 $\frac{1}{2}$	39.5	87
		150	RF RJ-48	343	13 $\frac{1}{2}$	127	5	191	7 $\frac{1}{2}$	1-13	219	8 $\frac{1}{2}$	42.2	93
		250	RF	381	15	127	5	191	7 $\frac{1}{2}$	1-13	219	8 $\frac{1}{2}$	56.7	125
		300	RF RJ-49	381	15	127	5	191	7 $\frac{1}{2}$	1-13	219	8 $\frac{1}{2}$	61.2	135
		300	RF RJ-49	381	15	165	6 $\frac{1}{2}$	178	7	1-13	219	8 $\frac{1}{2}$	93.3	210
		600	RF RJ-49	419	16 $\frac{1}{2}$	165	6 $\frac{1}{2}$	178	7	1-13	219	8 $\frac{1}{2}$	133.8	295
		900	RF RJ-49	470	18 $\frac{1}{2}$	206	8 $\frac{1}{2}$	173	6 $\frac{1}{2}$	1-11	216	8 $\frac{1}{2}$	200.0	441
		1500	RF RJ-50	481	19	206	8 $\frac{1}{2}$	173	6 $\frac{1}{2}$	1-11	216	8 $\frac{1}{2}$	221.4	488
		2500	RF RJ-51	552	21 $\frac{1}{2}$	206	8 $\frac{1}{2}$	173	6 $\frac{1}{2}$	1-10	216	8 $\frac{1}{2}$	309.3	682
		2500	RF RJ-51	552	21 $\frac{1}{2}$	206	8 $\frac{1}{2}$	173	6 $\frac{1}{2}$	1-10	216	8 $\frac{1}{2}$	309.3	682
10"	150mm	125	PLAIN	406	16	140	5 $\frac{1}{2}$	243	9 $\frac{1}{2}$	1-11	273	10 $\frac{1}{2}$	79.8	176
		150	RF RJ-52	406	16	146	5 $\frac{1}{2}$	243	9 $\frac{1}{2}$	1-11	273	10 $\frac{1}{2}$	85.7	189
		250	RF	445	17 $\frac{1}{2}$	140	5 $\frac{1}{2}$	243	9 $\frac{1}{2}$	1-11	273	10 $\frac{1}{2}$	113.9	251
		300	RF RJ-53	445	17 $\frac{1}{2}$	146	5 $\frac{1}{2}$	243	9 $\frac{1}{2}$	1-11	273	10 $\frac{1}{2}$	122.5	270
		300	RF RJ-53	445	17 $\frac{1}{2}$	213	8 $\frac{1}{2}$	213	8 $\frac{1}{2}$	1-11	273	10 $\frac{1}{2}$	126.1	278
		600	RF RJ-53	508	20	213	8 $\frac{1}{2}$	213	8 $\frac{1}{2}$	1-11	273	10 $\frac{1}{2}$	244.9	540
		900	RF RJ-53	540	21 $\frac{1}{2}$	241	9 $\frac{1}{2}$	216	8 $\frac{1}{2}$	1-10	270	10 $\frac{1}{2}$	357.0	787
		1500	RF RJ-54	564	23	248	10 $\frac{1}{2}$	216	8 $\frac{1}{2}$	1-10	270	10 $\frac{1}{2}$	415.9	917
		2500	RF RJ-55	673	26 $\frac{1}{2}$	254	10	216	8 $\frac{1}{2}$	1 - 8	270	10 $\frac{1}{2}$	559.3	1233
		2500	RF RJ-55	673	26 $\frac{1}{2}$	254	10	216	8 $\frac{1}{2}$	1 - 8	270	10 $\frac{1}{2}$	559.3	1233
12"	300mm	125	PLAIN	483	19	181	7 $\frac{1}{2}$	289	11 $\frac{1}{2}$	1-10	324	12 $\frac{1}{2}$	92.5	204
		150	RF RJ-56	483	19	181	7 $\frac{1}{2}$	289	11 $\frac{1}{2}$	1-10	324	12 $\frac{1}{2}$	98.9	218
		250	RF	521	20 $\frac{1}{2}$	181	7 $\frac{1}{2}$	289	11 $\frac{1}{2}$	1-10	324	12 $\frac{1}{2}$	187.9	414
		300	RF RJ-57	521	20 $\frac{1}{2}$	191	7 $\frac{1}{2}$	289	11 $\frac{1}{2}$	1-10	324	12 $\frac{1}{2}$	202.6	447
		400	RF RJ-57	521	20 $\frac{1}{2}$	229	9	279	11	1-10	324	12 $\frac{1}{2}$	188.2	415
		600	RF RJ-57	559	22	229	9	279	11	1-10	324	12 $\frac{1}{2}$	377.9	833
		900	RF RJ-57	610	24	282	11 $\frac{1}{2}$	267	10 $\frac{1}{2}$	1-10	324	12 $\frac{1}{2}$	447.7	987
		1500	RF RJ-58	673	26 $\frac{1}{2}$	305	12	254	10	1 - 8	324	12 $\frac{1}{2}$	646.4	1425
		2500	RF RJ-59	792	31	305	12	254	10	1 - 8	324	12 $\frac{1}{2}$	853.2	1881



SIZE	SERIES	P ^o		NUMBER OF STUDS	G THREAD SIZE	H ^o	
		mm	In			mm	In
5° 125mm	125	216	8 $\frac{5}{8}$	6	$\frac{3}{4}$ -10UNC	22	$\frac{7}{8}$
	150	216	8 $\frac{5}{8}$	6	$\frac{3}{4}$ -10UNC	22	$\frac{7}{8}$
	250	235	9 $\frac{1}{2}$	6	$\frac{3}{4}$ -10UNC	22	$\frac{7}{8}$
	300	235	9 $\frac{1}{2}$	6	$\frac{3}{4}$ -10UNC	22	$\frac{7}{8}$
6° 150mm	125	241	8 $\frac{5}{8}$	6	$\frac{3}{4}$ -10UNC	22	$\frac{7}{8}$
	150	241	8 $\frac{5}{8}$	6	$\frac{3}{4}$ -10UNC	22	$\frac{7}{8}$
	250	270	10 $\frac{1}{2}$	12	$\frac{3}{4}$ -10UNC	22	$\frac{7}{8}$
	300	270	10 $\frac{1}{2}$	12	$\frac{3}{4}$ -10UNC	22	$\frac{7}{8}$
	400	270	10 $\frac{1}{2}$	12	$\frac{1}{2}$ -8UNC	25	1
	600	282	11 $\frac{1}{2}$	12	1-8UNC	29	1 $\frac{1}{4}$
	800	318	12 $\frac{3}{4}$	12	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	32	1 $\frac{3}{4}$
	1500	318	12 $\frac{3}{4}$	12	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	38	1 $\frac{3}{4}$
	2500	368	14 $\frac{1}{2}$	6	2-8UN	54	2 $\frac{1}{2}$
	125	208	11 $\frac{1}{2}$	6	$\frac{3}{4}$ -10UNC	22	$\frac{7}{8}$
8° 200mm	150	208	11 $\frac{1}{2}$	6	$\frac{3}{4}$ -10UNC	22	$\frac{7}{8}$
	250	330	13	12	$\frac{1}{2}$ -8UNC	25	1
	300	330	13	12	$\frac{1}{2}$ -8UNC	25	1
	400	330	13	12	1-8UNC	26	1 $\frac{1}{4}$
	600	340	13 $\frac{1}{2}$	12	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	32	1 $\frac{1}{2}$
	800	384	15 $\frac{1}{2}$	12	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	38	1 $\frac{3}{4}$
	1500	384	15 $\frac{1}{2}$	12	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	44	1 $\frac{3}{4}$
	2500	438	17 $\frac{1}{2}$	13	2-8UN	54	2 $\frac{1}{2}$
10° 250mm	125	362	14 $\frac{1}{2}$	12	$\frac{1}{2}$ -8UNC	25	1
	150	362	14 $\frac{1}{2}$	12	$\frac{1}{2}$ -8UNC	25	1
	250	387	15 $\frac{1}{2}$	16	1-8UNC	29	1 $\frac{1}{4}$
	300	387	15 $\frac{1}{2}$	16	1-8UNC	29	1 $\frac{1}{4}$
	400	387	15 $\frac{1}{2}$	16	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	32	1 $\frac{1}{2}$
	600	432	17	16	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	35	1 $\frac{3}{4}$
	800	470	18 $\frac{1}{2}$	16	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	38	1 $\frac{3}{4}$
	1500	483	19	12	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	51	2
	2500	540	21 $\frac{1}{2}$	12	2 $\frac{1}{2}$ -8UN	67	2 $\frac{3}{4}$
	12° 300mm	125	432	17	12	$\frac{3}{8}$ -8UNC	25
150		432	17	12	$\frac{3}{8}$ -8UNC	25	1
250		451	17 $\frac{1}{2}$	16	1 $\frac{1}{2}$ -7UNC	32	1 $\frac{1}{2}$
300		451	17 $\frac{1}{2}$	16	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	32	1 $\frac{1}{2}$
400		451	17 $\frac{1}{2}$	16	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	35	1 $\frac{3}{4}$
600		469	19 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	35	1 $\frac{3}{4}$
800		531	21	20	1 $\frac{1}{2}$ -8UN	38	1 $\frac{3}{4}$
1500		572	22 $\frac{1}{2}$	18	2-8UN	54	2 $\frac{1}{2}$
2500		619	24 $\frac{1}{2}$	12	2 $\frac{1}{2}$ -8UN	70	2 $\frac{3}{4}$

ANSI INSTALLATION DIMENSIONS

368

SIZE	SERIES	TYPE FACING	A*		B		C*		D	E*		ESTIMATED WEIGHT	
			mm	in	mm	in	mm	in		mm	in	Kg	Lb
14"	125	PLAIN	544	21	184	7 1/4	318	12 1/2	1 1/4-10	356	14	116.1	258
	150	RF RJ-59	533	21	184	7 1/4	318	12 1/2	1 1/4-10	356	14	124.3	274
	250	RF	584	23	222	8 3/4	314	12 1/2	1 1/4-10	350	14	191.2	426
	300	RF RJ-61	584	23	222	8 3/4	314	12 1/2	1 1/4-10	356	14	208.2	459
	400	RF RJ-61	584	23	273	10 3/4	338	13 1/2	1 1/4-10	356	14	255.5	564
	600	RF RJ-61	603	23 1/2	273	10 3/4	338	13 1/2	1 1/4-10	356	14	286.7	632
	800	RF RJ-62	641	25 1/2	356	14	292	11 1/2	1 - 8	356	14	510.1	1125
1500	RF RJ-63	749	29 1/2	350	14	292	11 1/2	1 - 8	356	14	927.6	2045	
16"	125	PLAIN	597	23 1/2	191	7 1/2	362	14 1/2	1 - 8	406	16	140.7	310
	150	RF RJ-64	597	23 1/2	191	7 1/2	362	14 1/2	1 - 8	406	16	160.1	353
	250	RF	648	25 1/2	232	9 1/4	362	14 1/2	1 - 8	406	16	261.7	577
	300	RF RJ-65	648	25 1/2	232	9 1/4	362	14 1/2	1 - 8	406	16	290.8	649
	400	RF RJ-65	648	25 1/2	305	12	330	13	1 - 8	406	16	367.9	811
	600	RF RJ-65	686	27	305	12	330	13	1 - 8	406	16	431.4	951
	900	RF RJ-66	705	27 1/2	384	15 1/2	290	10 1/2	1 - 8	406	16	590.2	1295
1500	RF RJ-67	826	32 1/2	384	15 1/2	290	10 1/2	1 1/2 - 6	406	16	1179.3	2600	
18"	125	PLAIN	695	25	200	8	425	16 1/2	1 - 8	457	18	174.2	384
	150	RF RJ-68	645	25	200	8	425	16 1/2	1 - 8	457	18	185.5	409
	250	RF	711	28	264	10 1/4	406	16	1 - 8	457	18	332.0	732
	300	RF RJ-69	711	28	264	10 1/4	406	16	1 - 8	457	18	356.1	785
	400	RF RJ-69	711	28	362	14 1/4	375	14 1/4	1 - 8	457	18	477.6	1053
	600	RF RJ-69	740	29 1/4	362	14 1/4	375	14 1/4	1 - 8	457	18	553.8	1221
	900	RF RJ-70	787	31	451	17 1/2	305	12	1 - 8	457	18	831.4	1833
1500	RF RJ-71	914	36	468	18 3/4	305	12	1 1/2 - 6	457	18	1761.3	3883	
20"	125	PLAIN	699	27 1/4	210	8 1/4	473	18 1/2	1 - 8	508	20	235.4	519
	150	RF RJ-72	699	27 1/4	210	8 1/4	473	18 1/2	1 - 8	508	20	250.4	552
	250	RF	775	30 1/2	292	11 1/4	432	17	1 - 8	508	20	414.1	913
	300	RF RJ-73	775	30 1/2	292	11 1/4	432	17	1 - 8	508	20	444.5	980
	400	RF RJ-73	775	30 1/2	368	14 1/4	410	16 1/2	1 - 8	508	20	624.6	1377
	600	RF RJ-73	813	32	368	14 1/4	410	16 1/2	1 - 8	508	20	728.5	1606
	900	RF RJ-74	857	33 1/2	451	17 1/4	451	17 1/4	1 1/2 - 6	508	20	1054.1	2324
1500	RF RJ-75	984	38 3/4	533	21	318	12 1/2	1 1/2 - 6	508	20	2266.1	4996	
24"	125	PLAIN	813	32	222	8 1/2	575	22 1/2	1 - 8	610	24	384.2	847
	150	RF RJ-76	813	32	222	8 1/2	575	22 1/2	1 - 8	610	24	384.6	870
	250	RF	914	36	318	12 1/2	548	21 1/4	1 - 9	610	24	640.9	1413
	300	RF RJ-77	914	36	318	12 1/2	548	21 1/4	1 - 9	610	24	687.8	1519
	400	RF RJ-77	914	36	394	15 1/2	470	18 1/2	1 - 8	610	24	761.6	1679
	600	RF RJ-77	940	37	436	17 1/2	548	21 1/4	1 1/2 - 6	610	24	1111.8	2451
	900	RF RJ-78	1041	41	495	19 1/2	521	20 1/2	1 1/2 - 6	610	24	1731.4	3817
1500	RF RJ-79	1168	46	558	22	418	12 1/2	2 - 4 1/2	610	24	3152.0	7000	



SIZE	SERIES	F ^a		NUMBER OF STUDS	G THREAD SIZE	H ^b	
		mm	In			mm	In
14" 350mm	125	476	16 $\frac{1}{2}$	12	1 - 8UNC	20	1 $\frac{1}{2}$
	150	476	18 $\frac{1}{2}$	12	1 - 8UNC	20	1 $\frac{1}{2}$
	250	614	20 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 7UNC	32	1 $\frac{1}{2}$
	300	614	20 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 8UN	32	1 $\frac{1}{2}$
	400	614	20 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	35	1 $\frac{1}{2}$
	600	527	20 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	38	1 $\frac{1}{2}$
	800	650	22	20	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	41	1 $\frac{1}{2}$
	1500	635	25	16	2 $\frac{1}{2}$ - 8UN	60	2 $\frac{1}{2}$
16" 400mm	125	540	21 $\frac{1}{2}$	16	1 - 8UNC	20	1 $\frac{1}{2}$
	150	540	21 $\frac{1}{2}$	16	1 - 8UNC	29	1 $\frac{1}{2}$
	250	572	22 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 7UNC	35	1 $\frac{1}{2}$
	300	572	22 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	35	1 $\frac{1}{2}$
	400	572	22 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	38	1 $\frac{1}{2}$
	600	603	21 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 8UN	41	1 $\frac{1}{2}$
	800	610	24 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	44	1 $\frac{1}{2}$
	1500	705	27 $\frac{1}{2}$	16	2 $\frac{1}{2}$ - 8UN	67	2 $\frac{1}{2}$
18" 450mm	125	578	22 $\frac{1}{2}$	16	1 $\frac{1}{2}$ - 7UNC	32	1 $\frac{1}{2}$
	150	578	22 $\frac{1}{2}$	16	1 $\frac{1}{2}$ - 8UN	32	1 $\frac{1}{2}$
	250	620	24 $\frac{1}{2}$	24	1 $\frac{1}{2}$ - 7UNC	35	1 $\frac{1}{2}$
	300	620	24 $\frac{1}{2}$	24	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	35	1 $\frac{1}{2}$
	400	620	24 $\frac{1}{2}$	24	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	38	1 $\frac{1}{2}$
	600	654	25 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	44	1 $\frac{1}{2}$
	800	686	27	20	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	51	2
	1500	775	30 $\frac{1}{2}$	16	2 $\frac{1}{2}$ - 6UN	73	2 $\frac{1}{2}$
20" 500mm	125	635	25	20	1 $\frac{1}{2}$ - 7UNC	32	1 $\frac{1}{2}$
	150	635	25	20	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	32	1 $\frac{1}{2}$
	250	680	27	24	1 $\frac{1}{2}$ - 7UNC	35	1 $\frac{1}{2}$
	300	680	27	24	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	35	1 $\frac{1}{2}$
	400	680	27	24	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	41	1 $\frac{1}{2}$
	600	724	28 $\frac{1}{2}$	24	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	44	1 $\frac{1}{2}$
	800	740	30 $\frac{1}{2}$	20	2 - 8UN	54	2 $\frac{1}{2}$
	1500	872	32 $\frac{1}{2}$	16	3 - 8UN	70	3 $\frac{1}{2}$
24" 600mm	125	740	20 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 7UNC	35	1 $\frac{1}{2}$
	150	740	20 $\frac{1}{2}$	20	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	35	1 $\frac{1}{2}$
	250	813	32	24	1 $\frac{1}{2}$ - 6UNC	41	1 $\frac{1}{2}$
	300	813	32	24	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	41	1 $\frac{1}{2}$
	400	813	32	24	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	48	1 $\frac{1}{2}$
	600	838	34	24	1 $\frac{1}{2}$ - 6UN	51	2
	800	902	37 $\frac{1}{2}$	20	2 $\frac{1}{2}$ - 8UN	67	2 $\frac{1}{2}$
	1500	961	30	16	3 $\frac{1}{2}$ - 8UN	92	3 $\frac{1}{2}$

ANSI INSTALLATION DIMENSIONS

370

SIZE	SERIES	TYPE FACING	A*		B		C*		D	E*		ESTIMATED WEIGHT	
			mm	In	mm	In	mm	In		mm	In	Kg	Lb
30"	125	PLAIN	984	38 3/4	3045	12	724	28 1/2	1 - 8	782	30	643.6	1419
	150	RF	984	38 3/4	3033	12	724	28 1/2	1 - 8	782	30	685.8	1512
	250	RF	1092	43	3068	14 1/2	705	27 1/2	1 1/2 - 6	782	30	1062.3	2308
	300	RF RJ-95	1092	43	3068	14 1/2	705	27 1/2	1 1/2 - 6	782	30	1170.1	2580
	400	RF RJ-95	1092	43	490	19 1/2	654	25 1/2	1 1/2 - 6	782	30	1335.9	2945
	600	RF RJ-95	1130	44 1/2	505	19 1/2	641	25 1/2	1 1/2 - 6	782	30	1735.0	3825
36"	125	PLAIN	1168	46	368	14 1/2	863	34 1/2	1 1/2 - 6	914	36	1112.2	2452
	150	RF	1168	46	368	14 1/2	863	34 1/2	1 1/2 - 6	914	36	1151.0	2608
	250	RF	1270	50	483	19	869	35	1 1/2 - 6	914	36	1777.2	3918
	300	RF RJ-98	1270	50	483	19	851	33 1/2	1 1/2 - 6	914	36	1901.9	4193
	400	RF RJ-98	1270	50	635	25	660	26	1 1/2 - 6	914	36	2223.5	4902
	600	RF RJ-98	1314	51 1/2	635	25	727	28 1/2	1 1/2 - 6	914	36	2747.4	6057
42"	125	PLAIN	1348	53	432	17	1083	39 1/2	1 1/2 - 6	1067	42	1374.9	3022
	150	RF	1348	53	432	17	1083	39 1/2	1 1/2 - 6	1067	42	1677.8	3699
	250	RF	1448	57	568	22 1/2	991	39	2 - 4 1/2	1067	42	2615.0	5785
	300	RF	1448	57	568	22 1/2	991	39	2 - 4 1/2	1067	42	2708.2	6009
	400	RF	1448	57	701	27 1/2	857	33 1/2	2 - 4 1/2	1067	42	3247.3	7159
	600	RF	1492	58 1/2	701	27 1/2	814	36	2 - 4 1/2	1067	42	4024.7	8873
48"	125	PLAIN	1511	59 1/2	524	20 1/2	1168	46	1 1/2 - 5	1219	48	2372.7	5231
	150	RF	1511	59 1/2	524	20 1/2	1168	46	1 1/2 - 5	1219	48	2528.6	5570
	250	RF	1651	65	629	24 1/2	1156	45 1/2	2 1/2 - 4	1219	48	3863.5	8522
	300	RF	1651	65	629	24 1/2	1156	45 1/2	2 1/2 - 4	1219	48	4133.6	9113
54"	125	PLAIN	1683	66 1/2	540	21 1/2	1308	51 1/2	2 - 4 1/2	1372	54	3088.1	6808
	150	RF	1683	66 1/2	540	21 1/2	1308	51 1/2	2 - 4 1/2	1372	54	3278.8	7224
72"	AWWA Class B†	PLAIN	2191	86 1/4	899	27 1/2	1727	68	2 1/2 - 4	1829	72	4914.2	10834

* Pressure rating of AWWA Class B is 60 PSI.

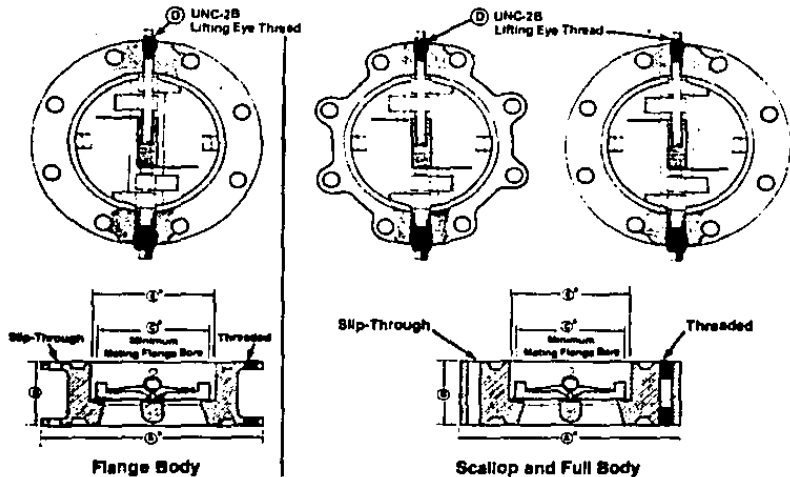
AWWA Class B Flange Series can be modified to fit ANSI B16.1 Class 25 or Class 125 upon request.



SIZE	SERIES	P ^a		NUMBER OF STUDS	G THREAD SIZE	H ^b	
		mm	In			mm	In
30° 750mm	125	Ø14	36	26	1½- 7UNC	35	1½
	150	Ø14	36	26	1½- 8UNC	35	1½
	250	Ø97	30½	26	1½- 5UNC	48	1½
	300	Ø97	30½	26	1½- 6UNC	48	1½
	400	Ø97	30½	26	2 - 8UNC	54	2½
36° 800mm	600	1022	40½	26	2 - 8UNC	54	2½
	125	1080	42½	32	1½- 6UNC	41	1½
	150	1086	42½	32	1½- 8UNC	41	1½
	250	1168	46	32	2 - 4½UNC	54	2½
	300	1168	46	32	2 - 6UNC	54	2½
42° 1100mm	400	1168	46	32	2 - 6UNC	54	2½
	600	1184	47	26	2½- 8UNC	67	2½
	125	1257	49½	36	1½- 6UNC	41	1½
	150	1257	49½	36	1½- 8UNC	41	1½
	250	1340	52½	36	2 - 4½UNC	54	2½
48° 1200mm	300	1340	52½	36	2 - 8UNC	54	2½
	400	1340	52½	32	2½- 6UNC	67	2½
	600	1365	53½	26	2½- 8UNC	70	2½
	125	1422	56	44	1½- 6UNC	41	1½
	150	1422	56	44	1½- 8UNC	41	1½
54° 1400mm	250	1543	60½	40	2 - 4½UNC	54	2½
	300	1543	60½	40	2 - 6UNC	54	2½
72° 1500mm	125	1694	62½	44	1½- 5UNC	48	1½
	150	1694	62½	44	1½- 8UNC	46	1½
	AWWA Class B	2096	82½	60	1½- 7UNC	35	1½

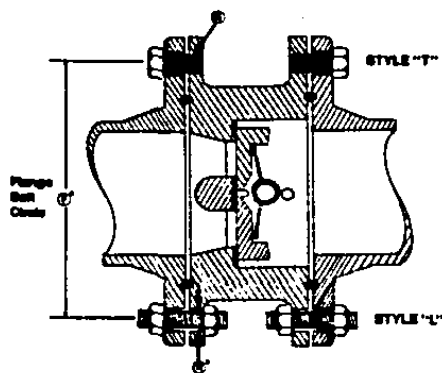
API INSTALLATION DIMENSIONS

372

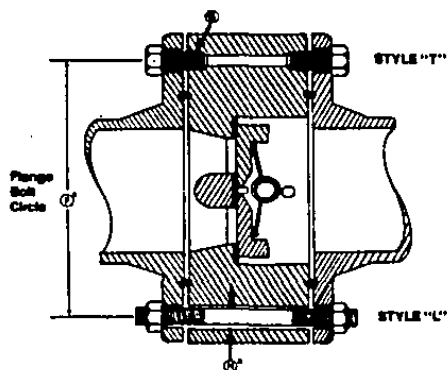


Hinge Pin Must Be Vertical For Horizontal Flow.

SIZE	API RATING	TYPE FACING	A ^a		B		C ^b		D	E ^c		ESTIMATED WEIGHT	
			mm	In	mm	In	mm	In		mm	In	Kg	Lb
2" 50mm	2000	RJ-23	185	8 $\frac{1}{2}$	70	2 $\frac{1}{2}$	0	0	None	60	2 $\frac{1}{2}$	8.0	19
	3000	RJ-24	216	8 $\frac{3}{4}$	70	2 $\frac{1}{2}$	0	0	None	60	2 $\frac{1}{2}$	16.8	37
	5000	RJ-24	216	8 $\frac{3}{4}$	70	2 $\frac{1}{2}$	0	0	None	60	2 $\frac{1}{2}$	16.8	37
3" 80mm	2000	RJ-31	210	8 $\frac{1}{4}$	83	3 $\frac{1}{4}$	57	2 $\frac{1}{4}$	None	89	3 $\frac{1}{4}$	18.1	40
	3000	RJ-31	241	9 $\frac{1}{4}$	83	3 $\frac{1}{4}$	57	2 $\frac{1}{4}$	None	89	3 $\frac{1}{4}$	23.9	57
	5000	RJ-35	267	10 $\frac{1}{2}$	86	3 $\frac{1}{4}$	57	2 $\frac{1}{4}$	None	89	3 $\frac{1}{4}$	30.8	68
4" 100mm	2000	RJ-37	273	10 $\frac{3}{4}$	102	4	87	3 $\frac{1}{4}$	None	114	4 $\frac{1}{4}$	37.6	83
	3000	RJ-37	292	11 $\frac{1}{4}$	102	4	87	3 $\frac{1}{4}$	None	114	4 $\frac{1}{4}$	44.3	98
	5000	RJ-39	311	12 $\frac{1}{4}$	105	4 $\frac{1}{4}$	87	3 $\frac{1}{4}$	None	114	4 $\frac{1}{4}$	49.0	110
6" 150mm	2000	RJ-45	356	14	159	6 $\frac{1}{4}$	132	5 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$ -13	168	6 $\frac{1}{4}$	96.2	212
	3000	RJ-45	381	15	159	6 $\frac{1}{4}$	132	5 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$ -13	168	6 $\frac{1}{4}$	114.3	252
	5000	RJ-48	394	15 $\frac{1}{4}$	159	6 $\frac{1}{4}$	132	5 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$ -13	168	6 $\frac{1}{4}$	118.8	262
8" 200mm	2000	RJ-49	419	16 $\frac{1}{2}$	206	8 $\frac{1}{4}$	173	6 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$ -13	219	8 $\frac{1}{4}$	142.9	315
	3000	RJ-49	470	18 $\frac{1}{4}$	206	8 $\frac{1}{4}$	173	6 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$ -11	219	8 $\frac{1}{4}$	200.0	441
10" 250mm	2000	RJ-50	483	19	206	8 $\frac{1}{4}$	173	6 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$ -11	219	8 $\frac{1}{4}$	221.4	488
	3000	RJ-53	508	20	241	9 $\frac{1}{4}$	216	8 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$ -11	270	10 $\frac{1}{4}$	297.8	656
12" 300mm	2000	RJ-53	518	21 $\frac{1}{4}$	248	9 $\frac{1}{4}$	216	8 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$ -10	270	10 $\frac{1}{4}$	350.2	772
	3000	RJ-54	584	23	254	10	216	8 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$ -10	270	10 $\frac{1}{4}$	384.6	848
14" 350mm	2000	RJ-57	559	22	292	11 $\frac{1}{4}$	267	10 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$ -10	324	12 $\frac{1}{4}$	441.1	972
	3000	RJ-57	610	24	295	12	234	10	1-8	324	12 $\frac{1}{4}$	497.7	1100



Flange Body



Scallop and Full Body

SIZE	API RATING	P ^a		NUMBER OF STUDS	G THREAD SIZE	H ^b	
		mm	In			mm	In
2" 50mm	2000	127	5	6	5/8-11UNC	19	3/4
	3000	165	6 1/2	8	3/4-8UNC	25	1
	5000	165	6 1/2	8	3/4-8UNC	25	1
3" 76mm	2000	168	6 1/2	8	3/4-10UNC	22	5/8
	3000	191	7 1/2	5	1/2-8UNC	25	1
	5000	203	8	8	1 1/2-8UNC	32	1 1/8
4" 102mm	2000	216	8 1/2	8	1 1/2-8UNC	25	1
	3000	235	9 1/2	8	1 1/2-8UNC	32	1 1/8
	5000	241	9 1/2	8	1 1/2-8UNC	35	1 1/8
6" 152mm	2000	292	11 1/2	12	1-8UNC	29	1 1/8
	3000	318	12 1/2	12	1 1/2-8UNC	32	1 1/8
	5000	318	12 1/2	12	1 1/2-8UNC	38	1 1/2
8" 203mm	2000	348	13 1/2	12	1 1/2-8UNC	32	1 1/8
	3000	364	15 1/2	12	1 1/2-8UNC	38	1 1/2
	5000	364	15 1/2	12	1 1/2-8UNC	44	1 3/4
10" 254mm	2000	432	17	16	1 1/2-8UNC	35	1 1/8
	3000	470	18 1/2	16	1 1/2-8UNC	38	1 1/2
	5000	463	19	12	1 1/2-8UNC	51	2
12" 305mm	2000	480	19 1/2	20	1 1/2-8UNC	35	1 1/8
	3000	533	21	20	1 1/2-8UNC	38	1 1/2

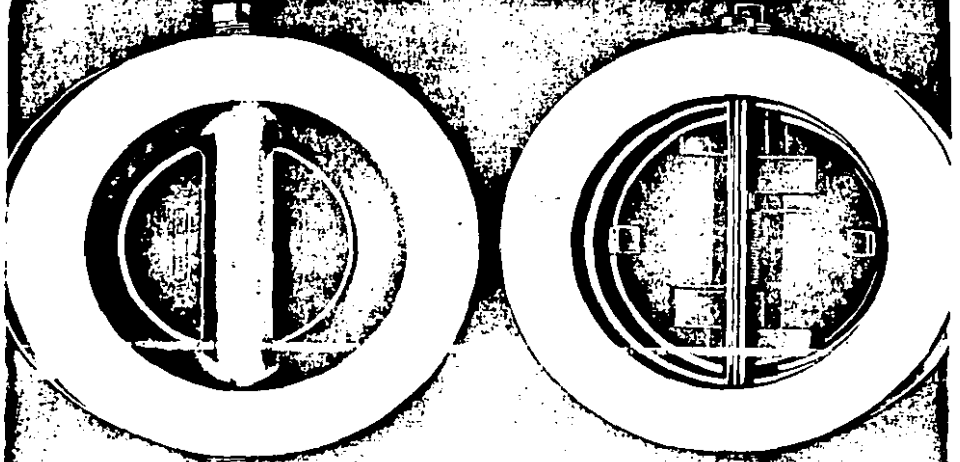


MARLIN
VALVE COMPANY, INC.
9135 Inverton Boulevard, Houston, Texas 77022
(713) 697-4747 Telex 680017
Telecopier 713-697-3551

A Subsidiary of Stockham Valves and Fittings
MED 2-188

375

PROQUIP



TWIN FLAPPER CHECK VALVES



PROQUIP LIMITED

IMPROVED DESIGN – THE MARK OF PROGRESS

The wafer style check valve with two flappers has been on the market for many years and the advantages of the basic design are now well established in the industry. The days of the old swing check valve with the heavy flanged body and cumbersome single clapper are numbered.

PROQUIP LIMITED has now taken the original idea and refined it by adding several new features that improve performance and give longer service life. Our Sales Engineers will be pleased to show you why the PROQUIP MODEL TF is the best check valve on the market today.



CAPSULE DESCRIPTION

SIZE RANGE	- 2" to 72"
PRESSURE RANGE	- ANSI 125 to ANSI 2500
TEMPERATURE RANGE	- -450°F to 1500°F
MATERIALS	- ANY MACHINEABLE METAL
SEATING	- RESILIENT OR METAL-TO-METAL
BASIC FEATURES	- INEXPENSIVE - SMALL INSTALLATION COST - LOWER PRESSURE DROP - LESS WATER HAMMER
SPECIAL FEATURES	- SHOCK BUMPERS - HINGE-PIN BUSHINGS - BETTER HINGE ARRANGEMENT - BETTER SEAT CONSTRUCTION

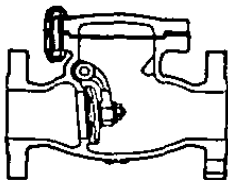
PROQUIP LIMITED

407 SPEERS RD. — OAKVILLE, ONTARIO
CANADA L6K 2G4
TEL: 416-842-1721 FAX: 416-849-0923
TELEX 0698 2394

PROQUIP EUROPE LTD.

8 BALLOO DRIVE (P.O. BOX 22) BANGOR
NORTHERN IRELAND BT19 2FP
TEL: 0247-450-131 FAX: 0247-452-159
TELEX 747872

A BETTER IDEA!



CONVENTIONAL
SWING CHECK VALVE

The PROQUIP model TF check valve is basically different from conventional swing check valves in that it has two flappers instead of one, it is bonnetless and does not have flanged ends. As a result, the weight can be as little as one fifth that of a conventional check valve of the same size and rating. Consequently, the PROQUIP check valve is far less expensive to buy. This is particularly true in larger sizes and when expensive materials are involved. Also the cost of shipping, handling and installation is much lower.

In addition, the twin-flapper design has many operating advantages over swing check valves which are explained below.



PROQUIP TF
CHECK VALVE

LESS EXPENSIVE TO INSTALL

Conventional flanged swing check valves are heavy and therefore require special foundations or supports which are expensive. PROQUIP valves, on the other hand are relatively light and can be hung directly on the pipe with no support whatever (see illustration). For example, a 12" ANSI 300 swing check valve weighs 900 lbs compared to 196 lbs for a PROQUIP. The elimination of foundations and supports reduces the cost of installation considerably.

Because of their light weight, no hoists or other expensive lifting equipment is needed to handle PROQUIP valves and place them in position during installation. This reduces installation cost.

Unless they are installed absolutely horizontal, most conventional swing check valves will not close properly because the heavy clapper will hang slightly open. Because the flappers in the PROQUIP valve are so light and are maintained in the closed position by a spring, the valve may be mounted in any position from horizontal to vertical. Thus the most direct piping layout may be used which can often eliminate expensive pipe fittings and extra welding (see illustration). This again lowers installation cost.

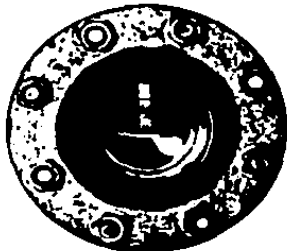


NO SPECIAL FOUNDATIONS ARE NEEDED.
NO SPECIAL LIFTING EQUIPMENT NEEDED.



MOUNTABLE FROM HORIZONTAL TO VERTICAL
IN THE ABOVE ILLUSTRATION YOU SAVE TWO
ELBOWS AND ELIMINATE TWO WELDS.

LOWER PRESSURE DROP

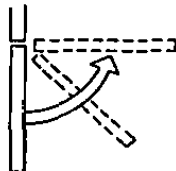


The two things that affect the pressure drop across any check valve are (1) the amount of open area through the valve and (2) the energy required to keep the valve open.

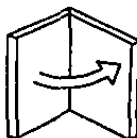
The open area through twin-flapper style check valves is about the same as through swing checks. The flapper in most swing checks does not open fully so the clear area is the shape of a crescent (see picture). The bridge across twin-flapper valves reduces the clear area by about the same amount. The big difference between the two types is in the amount of energy required to open them and keep them open.

In swing checks the clapper is hinged at the top and gravity tends to keep it in the closed position. The flow must provide enough energy to overcome gravity and force the clapper to the open position and keep it there. This energy requirement increases dramatically in larger sizes. In PROQUIP valves, the flappers are hinged on their sides like a door so the affect of gravity is eliminated altogether. Consequently, very little energy is needed to open PROQUIP valves and the resulting pressure drop is much lower.

This can be better understood if you compare the clapper in a check valve to the door in a room. It is obvious the energy required to open a door that is hinged conventionally on its side is far less than would be required to open the same door if it was hinged at the top. Also, no energy is required to keep open a door that is hinged on the side, whereas a great deal of energy would be required to keep open a door that is hinged at the top. This is especially true if the door is heavy. The clapper in a 42" ANSI 600 swing check weighs more than half a ton!



**DOOR HINGED
AT THE TOP —
CONSTANT GRAVITY PULL**



**DOOR HINGED
ON THE SIDE —
NO GRAVITY PULL**

The lower pressure drop across PROQUIP check valves results in lower energy requirements which means lower pumping or compression cost. The saving in energy cost becomes more significant as size increases.

LESS WATER HAMMER

Because each of the twin flappers in PROQUIP check valves is only half the size of the single clapper in swing checks, they can pass through the process fluid far more easily and quickly. Also, because the distance from the hinge to the tip of the flappers in PROQUIP valves is half of that in swing checks, the distance from open to closed is half so this can be travelled in half the time.

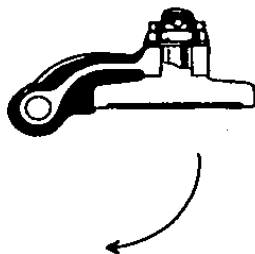
Consequently, aided by a spring, the PROQUIP valve is almost closed before the flow reverses, thus greatly reducing water hammer. When fitted with a special high torsion spring and mounted horizontally (flow vertically up), the PROQUIP valve can be classified as "silent".

NO SLAMMING

Because the clapper in swing checks is hinged at the top, the pull of gravity induces a high inertia as it swings to the closed position. The resulting momentum can cause severe damage when it slams into the valve seat. This is particularly true in large sizes where the clapper can weigh up to a ton! The damage can be reduced by installing dash-pots, slam minimizers, etc. However these devices are unreliable and require constant attention and a great deal of maintenance.

The flappers in PROQUIP valves are hinged on the side so the effect of gravity is eliminated altogether. Also, the momentum developed as they move to the closed position is a fraction of that developed in the clapper in swing checks because there is less weight and lower velocity. The weight of each flapper in a PROQUIP valve is less than half the weight of the single clapper in the same size swing check and, because they are half the width, the distance travelled from the open to closed positions is half, so the velocity (at the toe) is half. Finally, because of the spring, PROQUIP flappers start closing against the flow before the flow stops. The flow, therefore, cushions the flappers and slows them down.

Less weight and lower velocity means smaller momentum, hence, **NO SLAMMING!** This is particularly true in gas service.

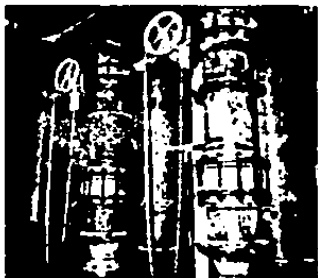


THE HEAVY CLAPPER IN SWING CHECKS DEVELOPS TREMENDOUS MOMENTUM AS IT SWINGS TO THE CLOSED POSITION.

SPRING ASSISTED CLOSING

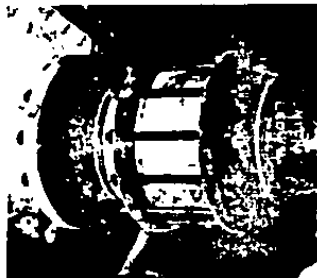
The torsion spring in PROQUIP model TF check valves is designed to close the flappers during zero flow before back flow begins. This prevents the slamming shut with resulting water-hammer associated with swing check designs. If the spring becomes lost due to corrosion or any other reason, the PROQUIP valve will still function efficiently. However, since it will now be operating like a conventional swing check valve, there will be water-hammer.

TYPICAL INSTALLATIONS



LEFT - 10" ANSI 150 VALVES
INSTALLED ON THE
DISCHARGE SIDE OF
CENTRIFUGAL PUMPS IN A
LARGE POWER STATION.

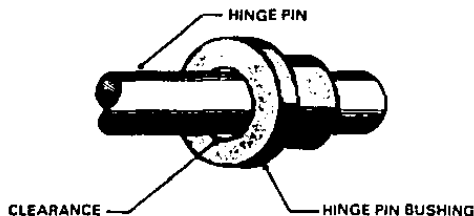
RIGHT - 14" ANSI 150 VALVE
ON QUENCH WATER LINE IN A
STEEL MILL.



A BETTER DESIGN! BETTER HINGE ARRANGEMENT

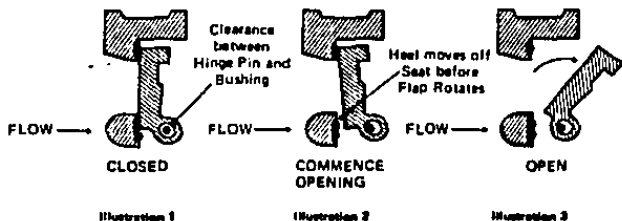
All "twin-flapper" type check valves require some way of allowing the "heels" of the flappers to move off the seat before rotating to the open position. This is necessary to eliminate seat wear.

Competitive designs accomplish this by providing a large clearance between the flapper hinge and the hinge pin. Unfortunately this clearance allows the flappers to vibrate against the hinge-pin when in the open position. The constant "chattering" causes severe wearing of the hinge wall which eventually wears right through allowing the flapper to break free and disappear down the pipeline.



In the PROQUIP design, there is virtually no clearance between the flapper hinge and the hinge pin so there is no "chattering". Consequently, there is no undue wear of the flapper hinges so they are never lost downstream. The necessary movement of the heels of the flappers before rotation is accomplished in the PROQUIP design through the introduction of hinge pin bushings (see illustration). A clearance is provided between the hinge pin and the bushing which allows the heel and hinges of the flappers together with the hinge pin to move off the seat before the flappers rotate to the open position.

The opening sequence is illustrated in the three drawings on the right. In the closed position (Illustration 1), the back pressure holds the flappers tight against the seat. When the upstream pressure rises, the hinge pin moves slightly downstream lifting the heels of the flappers off the seat (Illustration 2). The toes of the flappers remain seated because of pressure from the torsion spring. Increasing upstream pressure then rotates the flappers to the open position (Illustration 3). When closing, the spring forces the toes of the flappers to seat first then the back pressure forces the hinge, hinge pin and flappers onto the seat. Competitive valves operate in a similar manner. However, the hinge pin remains stationary and the clearance is between the hinge pin and hinge.



This important design improvement can be better understood by examining a pair of PROQUIP flappers and comparing them to those of our competitors. Our technical representative will be happy to demonstrate this important and highly desirable feature.

BETTER RESILIENT SEAT CONSTRUCTION

The resilient seat in some competitive designs is simply bonded to the seating area as shown in Illustration 1 on the right. It is therefore highly vulnerable to damage from slamming and over-squeezing. In PROQUIP valves ANSI 150 and higher, the resilient seat is vulcanized into a groove as shown in Illustration 2. This construction limits the squeeze of the resilient material and provides secondary metal-to-metal seating. As a result, it is almost impossible to damage the resilient seat in PROQUIP valves so they last indefinitely. Because of the much lower forces involved in Cast Iron valves smaller than 12", the simple flat seat shown in Illustration 1 is adequate.

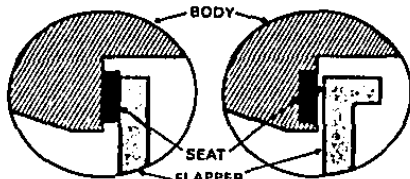
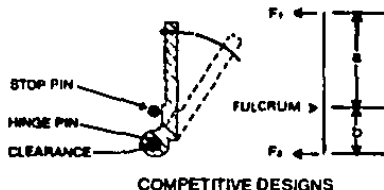


Illustration 1
(Others)

Illustration 2
(Proquip)

In PROQUIP valves up to 24" ANSI 300, the resilient seat is usually located in the body as illustrated. In larger sizes, it is usually located in the flapper.

SHOCK BUMPERS



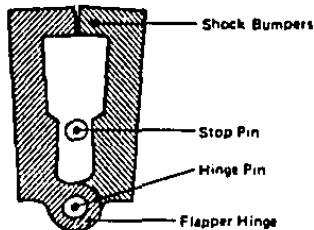
COMPETITIVE DESIGNS

a over b). Force F_1 varies with the weight of the flapper and the speed at which it strikes the stop-pin. In some applications (downstream from a compressor for example) this can be very large and, in competitive designs, can cause the flapper hinges to break. Some competitors recommend a special "extended" body for these severe services. In the extended body, the distance between the hinge-pin and stop-pin is greater than in standard bodies. This results in less stress on the hinges when the flapper hits the stop-pin.

In the PROQUIP valve a special "shock bumper" is cast on the back of each flapper. These bumpers meet when the valve is in the full open position (see illustration) thus preventing the flappers from touching the stop-pin. This reduces the shock force on the hinges to the absolute minimum and eliminates the need for an extended body.

In competitive designs, the flappers strike the stop-pin when in the full open position. Consequently the flappers act as levers with the stop-pin as the fulcrum (see illustration).

In any lever, force times the distance to the fulcrum on one side equals force times the distance to the fulcrum on the other ($F_1 \times a = F_2 \times b$). Since the distance between the stop-pin and hinge-pin (b) is very small, the restraining force F_2 (supplied by the hinge) is very large (by a ratio of



PROQUIP DESIGN

CODE COMPLIANCE

All PROQUIP Model TF check valves meet API standard 594 covering minimum wall thickness and face-to-face dimensions, as well as design, material, inspection and pressure testing requirements. They also meet the requirements of API standard 8D and ANSI standard B16.34 as they apply to check valves. PROQUIP is listed by The American Petroleum Institute as an authorized manufacturer of check valves.

UNDERWRITER APPROVED

PROQUIP model TF check valves have been tested and approved by Underwriters Laboratories of Canada for installation in fire protection systems.

SPECIAL ENDS

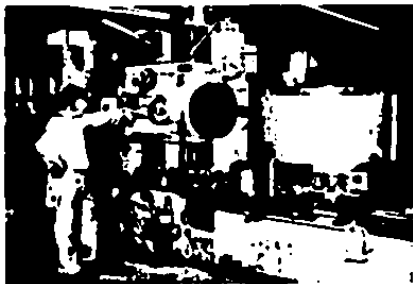
PROQUIP check valves are available with flanged or butt weld ends or with threaded lugs. They can also be supplied with GRAYLOC® and other clamp-joint ends.

*REG. TRADE MARK OF GRAY TOOL COMPANY

100% TESTED

Every single PROQUIP check valve is given a hydrostatic body test of one and one half times the rated cold working pressure of the valve. Also, every valve must pass the seat test specified in the code before it is shipped out of the factory.

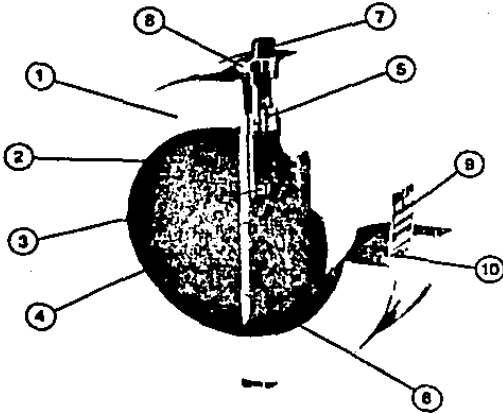
SHOP FACILITIES



All PROQUIP check valves are manufactured 100% in our own plants. No work is sub-contracted and consequently we have total control of quality as well as scheduling. We have a rigid quality assurance programme in place which has been approved by the jurisdictional authority and the quality assurance department of many major national Companies. We meet the requirements of Section III of the ASME code for nuclear power plant components and our valves are installed in nuclear power plants across the country.

Pictured above is a 1500 Ton hydraulic press used for hydrostatic shell testing of valve bodies.

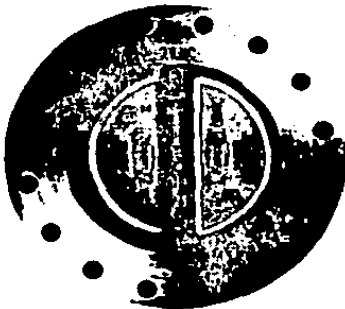
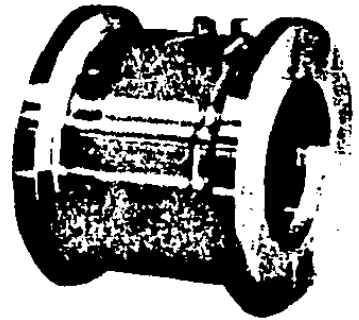
PARTS LIST



PART NO.	DESCRIPTION	QTY.
1.	BODY	1
2.*	DISCS	2
3.*	HINGE PIN	1
4.*	SPRING	1
5.*	RADIAL THRUST BEARING	2
6.	STOP PIN	1
7.	HINGE PIN RETAINER	2
8.	STOP PIN RETAINER	2
9.	NAME TAG	1
10.	RIVET	2
SOLID BODY (SB) DESIGN		
11.*	HINGE PIN HOLDER	2
12.*	STOP PIN HOLDER	2
13.*	SCREW	2

*RECOMMENDED SPARE PARTS

SPECIAL ENDS

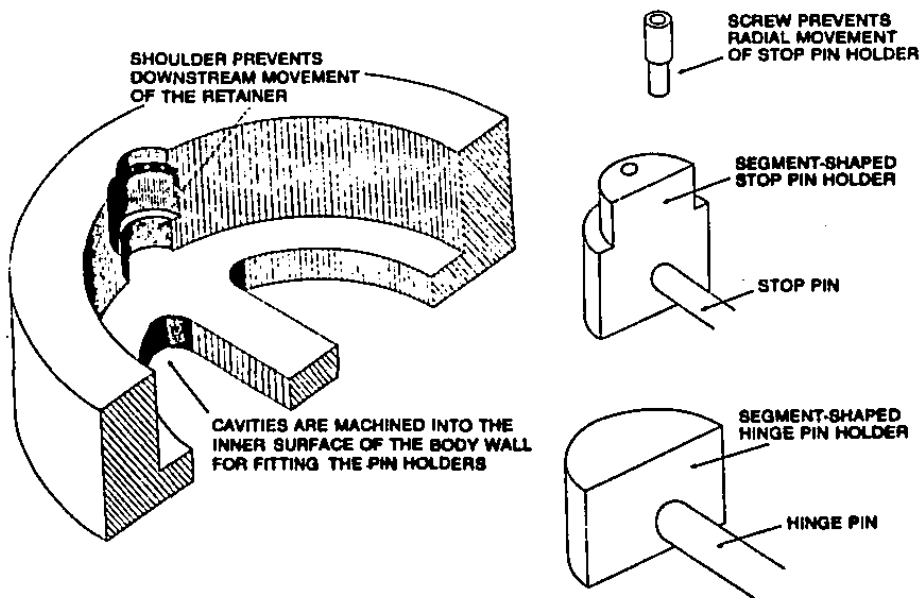
12" ANSI 300 VALVE WITH
CONVENTIONAL FLANGED ENDS4" ANSI 2500 VALVE WITH
HUB ENDS SUITABLE FOR CLAMPING
TO MATCHING HUBS IN GRAYLOC® AND
OTHER CLAMP TYPE PIPING SYSTEMS

*REGISTERED TRADE MARK OF GRAY TOOL COMPANY

TYPE SB^{PAT. PEND.} SOLID BODY DESIGN

In the standard design, 4 holes are drilled through the wall of the body to facilitate the installation of the hinge pin and stop pin. Although they are sealed by pipe plugs (called pin retainers) all of these holes are potential leak paths.

In the SB (Solid Body) design, the pins are held in place by specially designed parts which fit into cavities machined into the inner surface of the body wall (see illustration). Because there are no holes through the wall of the type SB, there is absolutely no possibility of leakage to the outside.



USE WITH RTJ RINGS

The type SB design can be used with the following RTJ faced companion flanges:

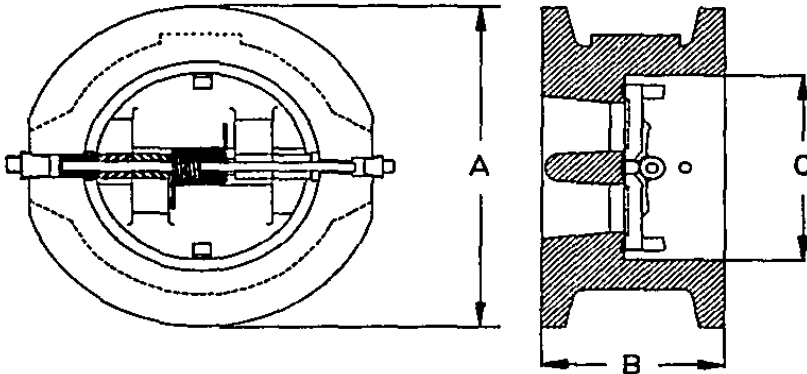
2" to 10" ANSI 300* to ANSI 2500

10" to 24" ANSI 300 to ANSI 900

*except 2" ANSI 300/800

TYPE HD HEAVY DUTY DESIGN

Some industrial applications, such as on the discharge line from centrifugal compressors, are so severe that standard design check valves will fail after a relatively short period of time. For these particularly demanding services, PROQUIP has developed a heavy duty design (Type HD). In the type HD, the body is longer the body wall is thicker and the flappers, pins and bushings are heavier. The type HD is available in ANSI 150 and 300 in sizes 10" and larger.



INSTALLATION DIMENSIONS*

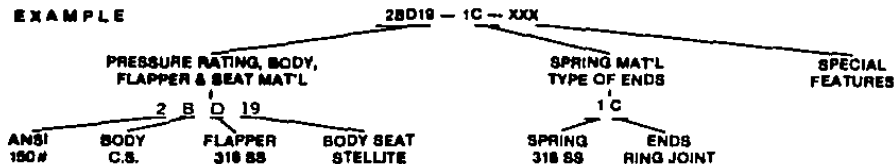
SIZE	ANSI	A	B	C	APPROX. WT.	STUD BOLT DATA				RTJ RING NO.
						QTY.	DIA	LENGTH		
								RF	RTJ	
10"	150	13-3/8	8	10-3/4	225	12	7/8	18-5/8	17-1/8	52
	300	14-1/4	8	10-3/4	225	18	1	18-5/8	17-1/8	53
12"	150	16-1/8	9	12-3/4	310	12	7/8	18	18-1/2	56
	300	16-5/8	9	12-3/4	310	18	1-1/8	18	18-1/2	57
14"	150	17-3/4	8-3/8	14	390	12	1	18-1/8	18-5/8	58
	300	19-1/8	10-1/4	14	440	20	1-1/8	19-3/4	20-1/4	61
18"	150	20-1/4	9-1/8	18	475	18	1	17-1/2	18	64
	300	21-1/4	11-1/8	18	625	20	1-1/8	21-7/8	22-3/8	65
18"	150	21-5/8	10-3/8	18	640	18	1-1/8	19	18-1/2	68
	300	23-1/2	13-1/2	18	850	24	1-1/4	23-3/4	24-1/2	69
20"	150	23-7/8	11-5/8	20	785	20	1-1/8	20-5/8	21-1/8	73
	300	25-3/4	13-3/4	20	1375	24	1-1/4	25-1/4	26	73
24"	150	28-1/4	12-5/8	24	1105	20	1-1/4	22-7/8	23-3/8	78
	300	30-1/2	16-1/2	24	1975	24	1-1/2	28-3/4	30-1/2	77

LARGER SIZES AND HIGHER PRESSURES ON REQUEST.

*All dimensions subject to change without notice. Ask for certified dimension print.

IDENTIFICATION CODE/FIGURE NUMBER

The valve figure number consists of two groups of numbers and/or letters. The first group indicates the pressure rating plus the body, disc and seat materials. The second indicates the spring material and type of ends. Any non-standard construction such as different trim materials, drain connections, etc., and any special features are indicated by a three digit suffix number.

EXAMPLE


PRESSURE CLASSIFICATION										
CODE	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ANSI 150#	125	150	250	300	400	600	900	1500	2500	SPECIAL

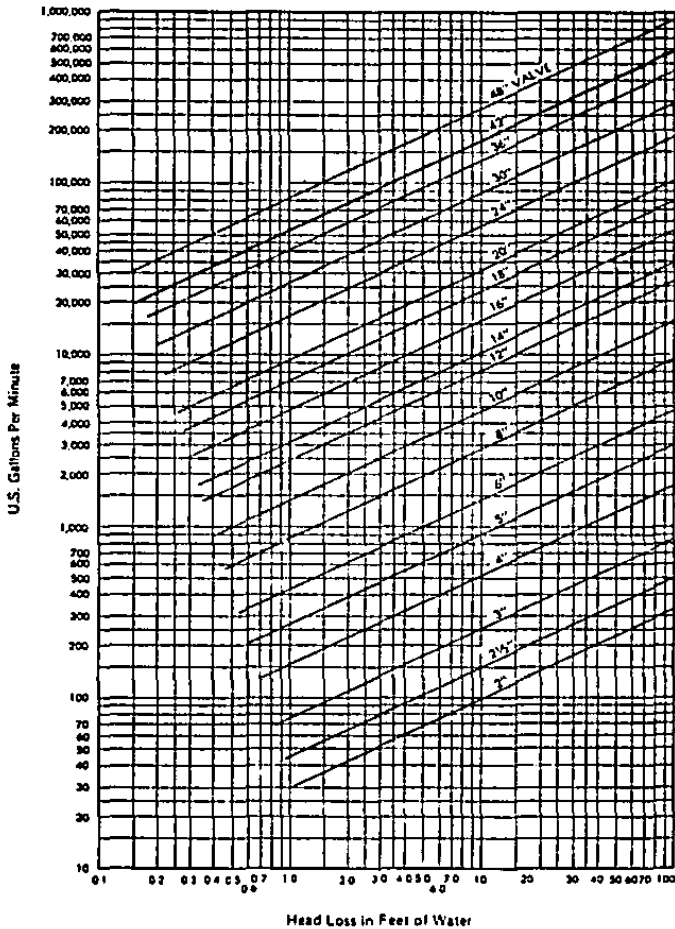
BODY AND FLAPPER MATERIALS					
CODE	MATERIAL	SPECIFICATION	CODE	MATERIAL	SPECIFICATION
A	Cast Iron	A278 Class 30	N	Low Temp Steel	A757 Grade C1Q
B	Carbon Steel	A216 Grade WCB	P		
C	Ductile Iron	A395	Q	Alloy 20	A743 Grade CN7M
D	316 Stainless	A361 Grade CF8M	R	Low Temp Steel	A352 Grade LCC
E	410 Stainless	A217 Grade CA15	S		
F	Aluminum	B26 Alloy ZC81A	T	304 Stainless	A351 Grade CF8
G			U		
H	Aluminum Bronze	B148	V		
J	D.I. Nickel Plated		W		
K			X	Special	See suffix no.
L	Low Temp Steel	A352 Grade LCB	Y		
M	Monel	A288 Gr M 35 W	Z		

SEAT MATERIAL					
BODY SEAT ONLY		FLAPPER SEAT ONLY		BODY & FLAPPER SEAT	
CODE	MATERIAL	CODE	MATERIAL	CODE	MATERIAL
10	Same as Body	10	Same as Flapper		
11	Buna-N	41	Buna-N		
12	Neoprene	42	Neoprene		
13	Viton	43	Viton		
14	Silicone	44	Silicone		
15	TPE	45	TPE		
16	Bronze	46	Bronze	66	Bronze
17	316 SS	47	316 SS	67	316 SS
18	410 SS	48	410 SS	68	410 SS
19	Stellite	49	Stellite	69	Stellite
20	Monel	50	Monel	90	Monel
21	EPDM	51	EPDM		

SPRING MATERIALS		
CODE	MATERIAL	MAX. TEMP. F.
1	316 SS	250
2	Inconel	800
3	Inconel X-750	1000
4	Monel	400
5	317 L	
6	Hastelloy	

END CONNECTORS	
CODE	CONNECTION
A	Flat (125 RMS)
B	Serrated (250 RMS)
C	Ring Joint
D	Clamp Joint
F	Flanged
L	Threaded Lug
W	Weld End

PRESSURE DROP vs WATER FLOW*



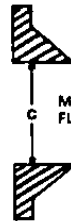
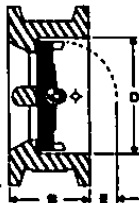
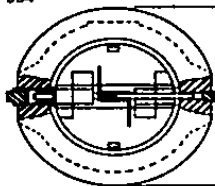
* At 60°F and 1 Atmosphere.

INSTALLATION* DIMENSIONS

AS SPECIFIED IN API STANDARD 594



HOLE FOR EYE BOLT UNC THREAD



MIN. COMPANION FLANGE BORE

4" 2500 to 6" 125	3/4-16
8" 150 to 10" 400	1/2-13
10" 600 to 14" 900	3/4-10
18" 125 to 36" 300	1-8
36" 600 to 48" 600	1 1/2-6

*NOTE -- HINGE PIN MUST BE VERTICAL WHEN INSTALLED IN HORIZONTAL LINES.

SIZE	ANSI RATING	DIMENSION (inches)					APPROX. WT LBS. 1	STUD BOLT DATA				RTJ RING NO.
		A	B	C	D	E		QTY	SIZE	LENGTH		
										RF	RTJ	
2 DN60	125	4-1/8	2-1/8	2-1/8			6	4	5/8	9-1/2		
	180	4-1/8	2-3/8	1-15/16			6	4	5/8	9-3/4	6-1/2	22
	250	4-3/8	2-1/8	1-15/16			6	4	5/8	9-3/4		
	300-400-600	4-3/8	2-3/8	1-15/16	2-3/8		6	6	5/8	6	7-1/2	23
	900-1500	5-5/8	2-3/4	1-11/16			14	6	7/8	8-3/4	8	24
	2500	5-3/4	2-3/4	1-1/2			30	6	1	10	10-1/4	25
3-1/2 DN65	125*	4-7/8	2-3/8	2-11/32		7/16	8	4	5/8	6		
	180	4-7/8	2-5/8	2-11/32		3/8	8	4	5/8	6-1/4	7	25
	250	5-1/8	2-3/8	2-11/32		7/16	11	6	3/4	6-1/2		
	300-400-600	5-1/8	2-5/8	2-11/32	2-7/8		14	6	3/4	6-3/4	8-1/4	26
	900-1500	6-1/2	2-1/4	2-1/8		3/8	16	6	1	5-3/4	10	27
	2500	6-5/8	2-1/4	1-7/8		1/8	32	6	1-1/8	11-1/4	11-1/2	28
3 DN60	125*	5-3/8	2-5/8	2-11/16		1/4	11	4	5/8	6-1/4		
	180	5-3/8	2-7/8	2-29/32		2/16	12	4	5/8	6-1/2	7-1/2	29
	250	5-7/8	2-5/8	2-29/32		1/4	14	6	3/4	7		
	300-400-600	5-7/8	2-7/8	2-29/32	3-1/2		15	6	3/4	7-1/8	8-3/4	31
	900	6-5/8	2-1/4	2-5/8		1/8	26	6	7/8	9-1/4	9-1/2	31
	1500	6-7/8	2-1/4	2-5/8		1/8	30	6	1-1/8	10-1/2	10-3/4	35
	2500	7-3/4	2-3/4	2-1/4		1/8	48	6	1-1/4	12-1/4	12	32
4 DN100	125*	6-7/8	2-5/8	4		3/4	14	6	5/8	6-1/4		
	150	6-7/8	2-7/8	3-5/8		5/8	16	6	5/8	6-1/2	7-1/2	36
	250	7-1/8	2-5/8	3-5/8		3/4	18	6	3/4	7-1/8		
	300	7-1/8	2-7/8	3-5/8		5/8	20	6	3/4	7-1/2	8-3/4	37
	400	7	2-1/8	3-5/8	4-1/2	5/8	23	6	7/8	8-3/4	10	37
	600	7-5/8	2-1/8	3-5/8		5/8	26	6	7/8	9	10	37
	900	8-1/8	4	3-7/16		2/16	36	6	1-1/8	11	11-1/4	37
	1500	8-1/4	4	3-7/16		2/16	46	6	1-1/4	12	12-1/4	39
	2500	9-1/4	4-1/8	3-2/16		2/16	92	6	1-1/2	16-1/4	17	38
5	125*	7-3/4	3-1/4	8		1-11/16	27	6	2-1/4	7-1/4		
	250	8-1/2	3-1/4	4-13/16	8-8/16	1-11/16	29	6	3/4	8		
5 DN150	125*	8-3/4	3-3/4	6-1/16		1-7/16	34	6	3/4	8		
	180	8-3/4	3-7/8	6-49/64		1-3/8	35	6	3/4	8	8-3/4	43
	250	9-7/8	3-3/4	6-49/64		1-7/16	42	12	3/4	8-3/4		
	300	9-7/8	3-7/8	6-49/64		1-3/8	55	12	3/4	8-3/4	10-1/4	45
	400	9-3/4	3-3/8	6-49/64	8-5/8	1	68	12	7/8	11-1/2	12-1/4	45
	600	10-1/2	3-1/8	6-49/64		1	73	12	1	12-1/4	12-3/4	45
	900	11-3/8	6-1/4	6-2/16		1/2	117	12	1-1/8	14-1/4	14-1/2	45
	1500	11-1/2	6-1/4	5-2/16		1/2	130	12	1-3/8	16-3/4	17-1/4	45
	2500	12-1/2	6-1/4	4-7/8		1/2	190	6	2	20-1/4	20-3/4	47

* Dimensioned to fit between ANSI flanges. Can be modified to fit between B.S., DIN, Metric and other standard flanges

* Also available with commercial (short) face to face

Dimensions subject to change without notice. Ask for certified dimension print.

SIZE	ANSI RATING	DIMENSIONS (inches)					APPROX Wt (LBS)	STUD BOLT DATA					RTJ RING NO.
		A	B	C	D	E		QTY	SIZE	LENGTH			
										RTJ	RTJ		
8 DN600	125*	11	6	7-31/32		2-3/32	67	8	3/4	8-1/2	-	-	
	150	11	8	7-5/8		2-3/32	85	8	3/4	8-1/2	10	48	
	250 & 300	12-1/8	8	7-5/8		2-3/32	89	12	7/8	13-1/4	11-3/4	48	
	600	12-5/8	8-1/2	7-5/8	8-5/8	1-3/8	115	12	1-1/8	16-1/2	15	48	
	800	14-1/8	8-1/8	8-13/16		7/8	198	12	1-3/8	17	17-1/2	48	
	1500	13-7/8	8-1/8	8-13/16		7/8	215	12	1-5/8	18-3/4	20-1/2	80	
2500	15-1/4	8-1/8	8-13/16		7/8	283	12	2	23-1/2	24-1/2	87		
10 DN650	125*	13-3/8	5-1/2	10		2-7/8	84	12	7/8	10-1/2	-	-	
	150	13-3/8	5-3/4	9-9/16		2-7/8	87	12	7/8	10-3/4	11-1/4	52	
	250	14-1/4	5-1/2	9-9/16		2-7/8	112	16	1	12	-	-	
	300	14-1/4	5-3/4	9-9/16		2-7/8	115	16	1	12-1/4	-	-	
	600	15-3/4	5-3/8	9-9/16	10-3/4	1-11/16	230	16	1-1/4	17-1/4	13-1/2	53	
	900	17-1/8	5-1/2	8-1/2		1-3/16	282	16	1-3/8	18	19-1/8	53	
1500	17-1/8	5-3/4	8-1/2		1-3/16	310	12	1-7/8	23-1/2	23-3/4	64		
2500	18-3/4	10	8-1/2		1-3/16	365	12	2-1/2	28-1/2	30-1/2	55		
12 DN600	125*	16-1/8	7-1/8	11-15/16		3-5/16	188	12	7/8	11-3/4	-	-	
	150	16-1/8	7-1/8	11-3/8		3-5/16	189	12	7/8	12-1/4	13	56	
	250 & 300	16-5/8	7-1/8	11-3/8		3-5/16	196	16	1-1/8	14-3/4	15-1/4	57	
	600	18	9	11-3/8	12-3/4	2-1/16	310	20	1-1/4	18	18-1/2	57	
	900	18-5/8	11-1/2	10-1/8		1-8/16	365	20	1-3/8	21-3/4	22	57	
	1500	20-1/2	12	10-1/8		1-8/16	390	16	2	27-1/2	28	58	
2500	21-5/8	12	10-1/8		1-8/16	460	12	2-3/4	34-1/2	35	80		
14 DN650	125 & 150	17-3/4	7-1/4	12-1/2		3-5/8	195	12	1	13	13-3/4	59	
	250 & 300	18-1/8	8-3/4	12-1/2		3-5/8	390	20	1-1/8	16-1/2	17	61	
	600	18-5/8	8-3/4	11-1/2	14	1-11/16	440	20	1-3/8	20-1/4	20-3/4	61	
	900	20-1/2	14	11-1/2		1-3/8	625	20	1-1/2	25	25-1/2	82	
	1500	22-3/4	14	11-1/2		1-1/2	800	16	2-1/4	31-1/2	32-1/2	87	
	2500	22-3/4	14	11-1/2		1-1/2	800	16	2-1/4	31-1/2	32-1/2	87	
16 DN600	125 & 150	20-1/4	7-1/2	15		4	240	16	1	13-1/2	14	64	
	250 & 300	21-1/4	9-1/8	14-5/16		4	480	20	1-1/4	17-1/2	18	65	
	600	22-1/4	12	14-5/16		2-7/8	636	20	1-1/2	22-1/2	23-1/4	65	
	900	22-5/8	13-1/8	12-13/16		2	825	20	1-5/8	26-3/4	27-1/2	66	
	1500	25-1/4	15-1/8	12-13-18		2	1260	18	2-1/2	33-1/2	34-3/4	87	
	2500	25-1/4	15-1/8	12-13-18		2	1260	18	2-1/2	33-1/2	34-3/4	87	
18 DN650	125 & 150	21-3/8	8	16-7/8		4-7/8	340	16	1-1/8	14-1/2	15	68	
	250 & 300	23-1/2	10-3/8	16-1/8		4-8/16	650	24	1-3/4	19	19-1/2	69	
	600	24-1/8	14-1/4	16-1/8		3-1/4	875	20	1-5/8	24-1/2	25-1/4	69	
	900	25-1/8	17-3/4	14-7/16		2-1/4	1250	20	1-7/8	31	31-3/4	70	
	1500	27-3/4	18-7/16	13-3/4		2-1/2	1650	18	2-3/4	38-3/4	40	71	
	2500	27-3/4	18-7/16	13-3/4		2-1/2	1650	18	2-3/4	38-3/4	40	71	
20 DN600	125	23-7/8	9-3/8	16-13/16		5-5/16	345	20	1-3/8	15-1/4	-	-	
	150	23-7/8	9-5/8	16-13/16		5-5/16	495	20	1-1/8	16-1/4	16-1/4	72	
	250 & 300	25-3/4	11-1/2	17-15/16		4-7/8	780	24	1-3/4	20-1/2	21	73	
	600	26-7-8	14-1/2	17-15/16		4-3/8	1395	24	1-5/8	26	26-3/4	73	
	900	27-1/2	17-3/4	17-15/16		3-1/4	1800	20	2	28-3/4	29-1/4	74	
	1500	28-3/4	21	17-15/16		3	2400	16	3	44	45-1/2	75	
24 DN600	125 & 150	28-1/4	8-3/4	22-5/8		7-3/8	720	20	1-3/4	18-1/4	17	76	
	250 & 300	30-1/2	12-1/2	22-1/16		7-1/4	1125	24	1-1/2	22-3/4	23-1/4	77	
	600	31-1/8	17-1/4	21-5/16		6-3/4	1675	24	1-7/8	30-1/2	31-1/4	77	
	900	33	18-1/2	21-1/2		5-1/4	2350	20	2-1/4	37	38	78	
	1500	35-1/2	22	21-1/2		5	3700	18	3-1/2	47-1/2	50	79	
	2500	35-1/2	22	21-1/2		5	3700	18	3-1/2	47-1/2	50	79	
30 DN750	125	34-3/4	12	29-1/4		9-7/16	950	28	1-1/4	19-1/2	-	-	
	150	34-3/4	12	29-1/4		9-7/16	1175	28	1-1/4	19-1/2	-	-	
	250	37-1/2	14-1/2	28-3/4		8-5/16	2000	28	1-3/4	27-3/4	-	-	
	300	37-1/2	14-1/2	28-3/4		8-5/16	2000	28	1-3/4	27-3/4	28-1/2	95	
	600	38-1/4	18-7/8	28-3/4		8-5/16	3380	28	2	35	35-1/4	95	
	1500	41-1/4	16-1/2	28		12-7/8	1500	33	1-1/2	33	-	-	
36 DN800	125	41-1/4	16-1/2	28		12-7/8	1600	32	1-1/2	33	-	-	
	150	44	18	34		9-5/8	3550	32	2	33-1/2	-	-	
	250	44	18	34		9-5/8	3550	32	2	33-1/2	34-1/4	98	
	300	44	18	34		9-5/8	3550	32	2	33-1/2	34-1/4	98	
	600	44-1/2	25	33-3/4		9-5/8	5940	28	2-1/2	41	41-3/4	98	
	1500	44-1/2	25	33-3/4		9-5/8	5940	28	2-1/2	41	41-3/4	98	
42	125 & 150	48	17	41		13-1/4	2800	36	1-1/2	26	-	-	
	250 & 300	48	22-3/8	41	47	11-1/4	5600	36	2	28-1/4	-	-	
	600	48*	27-5/8	39-1/2		11-1/4	7450	28	2-1/2*	47	-	-	
48	125 & 150	54-1/2	20-5/8	47		15-3/8	4400	40	1-1/2	30	-	-	
	250 & 300	54-1/2	24-3/4	47	48	14-1/4	7350	40	2	41	-	-	
	600	54-3/8	30	45-1/4		11-5/8	9600	32	2-3/4*	52	-	-	

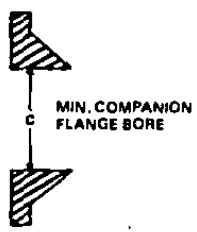
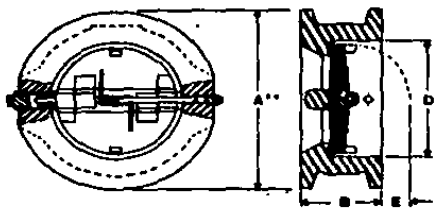
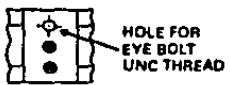
ANSI 400 PLUS LARGER SIZE ON APPLICATION

*DIMENSIONED TO FIT BETWEEN MSS CLASS 600 FLANGES

*Also available with commercial (short) face to face.

Dimensions subject to change without notice. Ask for certified dimension print.

API INSTALLATION* DIMENSIONS**



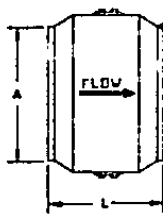
2" 2000 to 4" 3000 None
 4" 5000 3/8 - 18
 6" 2000 to 8" 5000 1/2 - 13
 10" 2000 to 12" 5000 3/4 - 10

*NOTE — HINGE PIN MUST BE VERTICAL WHEN INSTALLED IN HORIZONTAL LINES.

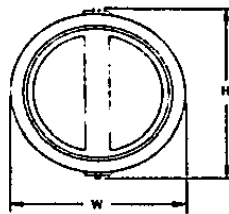
SIZE	API RATING	DIMENSION (inches)					APPROX. WT. LBS.	QTY.	STUD BOLT DATA			RTJ RING NO.
		A	B	C	D	E			SIZE	LENGTH		
										RF	RTJ	
2" DN80	2000	4-3/8	2-3/4	1-11/16	2-3/8	—	14	8	5/8	7-1/2	8	23
	3000	5-5/8	2-3/4	1-11/16	2-3/8	—	14	8	7/8	8	8-1/4	24
	5000	5-5/8	2-3/4	1-11/16	2-3/8	—	15	8	7/8	8	8-1/4	24
2-1/2" DN85	2000	5-1/8	3-1/4	2-1/8	2-7/8	1/8	18	8	3/4	8-3/4	8	26
	3000	6-1/2	3-1/4	2-1/8	2-7/8	1/8	18	8	1	10-3/4	11	27
	5000	6-1/2	3-1/4	2-1/8	2-7/8	1/8	22	8	1	11	11-1/4	27
3" DN90	2000	5-7/8	3-1/4	2-5/8	3-1/2	1/8	24	8	3/4	8-1/4	8-1/2	31
	3000	6-5/8	3-1/4	2-5/8	3-1/2	1/8	25	8	7/8	11-1/4	11-1/2	31
	5000	6-7/8	3-3/8	2-5/8	3-1/2	1/8	31	8	1-1/8	11-3/4	12	35
4" DN100	2000	7-5/8	4	3-7/16	4-1/2	3/16	40	8	7/8	11-1/4	11-1/2	37
	3000	8-1/8	4	3-7/16	4-1/2	3/16	43	8	1-1/8	11-3/4	12	37
	5000	8-1/4	4-1/8	3-7/16	4-1/2	3/16	49	8	1-1/4	12-3/4	13	39
6" DN120	2000	10-1/2	6-1/4	5-3/16	6-5/8	1/2	115	12	1	13-3/4	14	45
	3000	11-3/8	6-1/4	5-3/16	6-5/8	1/2	130	12	1-1/8	15	15-1/4	45
	5000	11-1/8	6-1/4	5-3/16	6-5/8	1/2	180	12	1-3/8	18-1/2	18-3/4	48
8" DN160	2000	12-5/8	8-1/8	6-13/16	8-5/8	7/8	229	12	1-1/8	18-3/4	17	48
	3000	14-1/8	8-1/8	6-13/16	8-5/8	7/8	248	12	1-3/8	18-1/2	18-3/4	49
	5000	13-7/8	8-1/8	6-13/16	8-5/8	7/8	285	12	1-5/8	20-3/4	21	50
10" DN250	2000	15-3/4	9-3/4	8-1/2	10-3/4	1-3/16	388	16	1-1/4	18-1/2	19	53
	3000	17-1/8	9-3/4	8-1/2	10-3/4	1-3/16	397	16	1-3/8	19-1/2	20	53
	5000	17-1/8	10	8-1/2	10-3/4	1-3/16	502	12	1-7/8	24	24-1/2	54
12" DN300	2000	18	11-1/2	10-1/8	12-3/4	1-9/16	540	20	1-1/4	21	21-1/2	57
	3000	19-5/8	12	10-1/8	12-3/4	1-9/16	725	20	1-3/8	22-3/4	23-1/4	57

**All dimensions subject to change without notice. Ask for certified dimension print.

WELD END BODY DIMENSIONS*



SPECIFY REQUIRED
WELD PREP.
ON ORDER

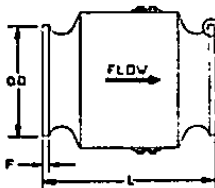


When ordering, specify pipe O.D. and wall thickness, ANSI rating or maximum CWP and any special weld preparation detail.

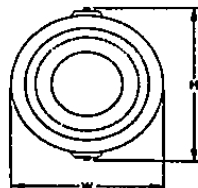
SIZE	PIPE O.D. A	LENGTH L	WIDTH W	HEIGHT H
2	2-3/8	4-1/4	3-3/8	5-1/2
3	3-1/2	4-3/4	4-5/8	6-3/4
4	4-1/2	5	5-7/8	7-3/4
6	6-5/8	7-1/4	8-1/4	9-3/4
8	8-5/8	8-1/2	10-3/4	12
10	10-3/4	10-3/8	13-1/8	14-1/4

SIZE	PIPE O.D. A	LENGTH L	WIDTH W	HEIGHT H
12	12-3/4	11	15-1/8	18-1/2
14	14	12-3/4	16-7/8	18-1/2
16	16	14	19-1/8	20-3/8
18	18	16-1/4	21-3/8	22-1/2
20	20	18-3/4	23-5/8	25
24	24	19	28-1/8	29-1/2

HUB END BODY DIMENSIONS*



SPECIFY SEAL
RING SIZE
ON ORDER



When ordering, specify pipe size, ANSI rating or maximum CWP and Seal Ring size.

SIZE	HUB END		LENGTH L	WIDTH W	HEIGHT H
	O.D.	F			
2	3-5/8	7/16	6	4-1/4	5-1/2
2-1/2	5	1/2	6	5	6-1/2
3	6	1/2	6-1/2	5-7/8	6-3/4
4	8	1/2	8	7-1/4	7-3/4
5	7-1/2	5/8	6	9-1/4	10-1/2
6	9-1/4	13/16	8-3/4	10-1/2	11-1/2
8	11-1/2	3/4	9-3/4	13-1/2	14-1/2

LARGER SIZES ON REQUEST.

*All dimensions subject to change without notice. Ask for certified dimension print.

PRESSURE – TEMPERATURE RATINGS*

STEEL AND 316 STAINLESS STEEL

(ANSI B16.34 1981)

Temperature Degrees °F	150 SERIES (1)		300 SERIES (1)		400 SERIES		600 SERIES		900 SERIES		1500 SERIES		2500 SERIES		
	Steel	316SS	Steel	316SS	Steel	316SS	Steel	316SS	Steel	316SS	Steel	316SS	Steel	316SS	
-20 to 100	290	275	240	220	180	160	1400	1400	2200	2100	2700	2600	6170	6000	
200	270	260	215	200	160	145	1200	1300	2075	1900	2375	2300	5825	5700	
300	250	215	165	160	115	115	1170	1170	1870	1600	2100	2100	5070	4900	
400	200	195	125	115	85	85	1270	1030	1600	1500	1770	2170	5200	4700	
500	170	170	100	100	60	60	1200	900	1700	1420	2000	2300	4600	4000	
600	140	140	90	80	70	70	1000	1000	1600	1300	2100	2200	4900	3700	
700	125	125	85	85	75	75	900	1075	1600	1610	1520	2000	2220	4475	3700
800	110	110	82.5	82.5	71.0	71.0	575	1085	1610	1700	1700	2000	2100	4400	3600
900	80	80	80.5	82.5	67.0	66.0	1070	840	1510	1270	2500	2100	4200	3620	
1000	80	80	61.0	61.0	60.0	60.0	625	620	1220	1245	2600	2670	3420	3000	
1100	60	60	27.0	40.5	30.0	30.0	620	620	810	600	1215	1300	2000	2220	3220
1200	60	60	17.0	29.0	22.0	22.0	525	365	700	510	1100	800	1970	1420	2200
1300	30	30	10.5	20.5	14.0	14.0	515	300	775	310	1100	915	1900	900	3220
1400	20	20	5.0	20.0	7.0	6.0	485	100	725	110	1000	300	1000	620	3020
1500	-	-	-	20.0	-	40.0	-	720	-	1000	-	1000	-	3000	-
1600	-	-	-	27.5	-	42.0	-	640	-	900	-	1010	-	3000	-
1700	-	-	-	20.0	-	27.5	-	610	-	620	-	1000	-	1715	-
1800	-	-	-	14.0	-	10.5	-	275	-	410	-	800	-	1145	-
1900	-	-	-	7.5	-	10.0	-	190	-	275	-	300	-	620	-
2000	-	-	-	4.0	-	3.5	-	85	-	125	-	200	-	305	-

1. Also Ductile Iron to 650°F.

FLOW COEFFICIENTS²

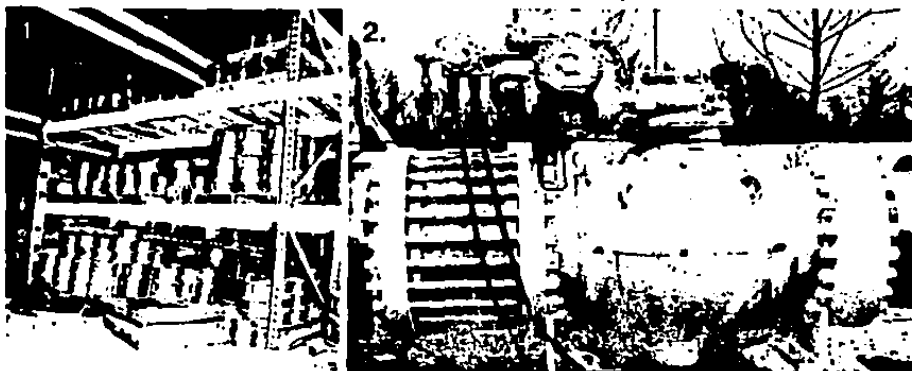
CAST IRON
(2"-24" MSS SP-71 1976)
(30"-48" ANSI B16.1 1975)

Temperature Degrees °F	125 SERIES			250 SERIES		
	2"-12"	14"-24"	30"-48"	2"-12"	14"-24"	30"-48"
-20 to 150	300	160	150	600	300	300
200	180	130	115	480	280	250
225	180	130	100	440	270	225
250	175	125	85	415	260	200
275	170	120	65	385	250	175
300	165	110	50	375	240	150
325	155	105	-	355	230	125
350	150	100	-	335	220	100
375	145	-	-	315	210	-
400	140	-	-	290	200	-
425	130	-	-	270	-	-
450	125	-	-	250	-	-

VALUE SIZE	C _v
2	48
2½	120
3	135
4	270
5	650
6	720
8	1,400
10	2,600
12	3,850
14	5,000
16	7,250
18	10,000
20	12,400
24	23,000
30	40,000
36	60,000
42	81,000
48	111,000

2. Flow in U.S. gallons to cause 1 psi pressure drop.

*Seat and Spring Materials will limit working temperatures. See page 8 for Temperature Limitations.
All pressures shown in pounds per square inch gage.



1. PART OF OUR INVENTORY – WE STOCK CASTINGS UP TO 24" ANSI 600
2. 42" ANSI 600 PROQUIP VALVE IN A NATURAL GAS PIPELINE NEXT TO A BALL VALVE
3. 30" BODY BEING TURNED ON A VERTICAL TURRET LATHE
4. 8" SWING CHECK (185 LBS) vs. 8" PROQUIP (52 LBS)
5. 36" ANSI 600 CHECK VALVE
6. 42" ANSI 600 FLAPPERS