

EN VÁLVULAS, ACCESORIOS Y TUBERÍAS

Longitud equivalente en diámetros de tubería para flujo en régimen de turbulencia total

Longitud equivalente en metros de tubería

Paso nominal de la tubería según 40 en pulgadas

Diámetro interior de la tubería en milímetros

Diám. int. de la tubería, en mm

4) los Sistemas
01 inglés e internacional

CRANE

NOTA

La ingeniería es una ciencia en constante desarrollo. A medida que la investigación y la experiencia amplían nuestros conocimientos, se requieren cambios en el uso de los materiales o en la aplicación del contenido de esta obra. Así pues, aunque los editores de este trabajo se han esforzado por asegurar su calidad, no pueden responsabilizarse de la exactitud de la información que contiene, ni asumir ninguna responsabilidad por los daños o pérdidas que resulten de su aplicación.

Esta recomendación es de particular importancia en virtud de la existencia de nuevos materiales o aplicaciones diferentes.



- ** Esta edición ofrece al lector datos tanto en el sistema internacional de unidades como en el sistema inglés (los cuales se destacan mediante otro color).

Flujo de fluidos

en

válvulas, accesorios y tuberías

Preparado por la división de Ingeniería de:

CRANE

Traducción:

VALFISA, S.A.

Revisión técnica:

Clemente Reza García

Ingeniero Químico Industrial
Profesor Titular de Química
Escuela Superior de Ingeniería
Química e Industrias Extractivas IPN



McGRAW-HILL

MÉXICO* BUENOS AIRES. CARACAS • GUATEMALA • LIS-BOA. MADRID. NUEVA YORK
SAN JUAN. SANTAFÉ DE BOGOTÁ. SANTIAGO. SAO PAULO. AUCKLAND
LONDRES • MILÁN • MONTREAL • NUEVA DELHI. SAN FRANCISCO* SINGAPUR
ST. LOUIS • SIDNEY. TORONTO

CONTENIDO

Prólogo.....	IX
Nomenclatura.....	XI

CAPÍTULO 1

Teoría del flujo de fluidos en tuberías

Introducción	1 - 1
Propiedades físicas de los fluidos.	1 - 2
Viscosidad.....	1 - 2
Densidad.....	1 - 3
Volumen específico.	1 - 3
Peso específico.	1 - 3
Regímenes de flujo de fluidos en tuberías: laminar y turbulento	1 - 4
Velocidad media de flujo.	1 - 5
Número de Reynolds.	1 - 5
Radio hidráulico.	1 - 5
Ecuación general de energía Teorema de Bernoulli.	1 - 6
Medida de la presión	1 - 7
Fórmula de Darcy Ecuación general del flujo de fluidos.	1 - 7
Factor de fricción.	1 - 8
Efecto del tiempo y uso en la fricción de tuberías.	1 - 9
Principios del flujo de fluidos compresibles en tuberías.	1 - 9
Ecuación para flujo totalmente isotérmico	1 - 9
Flujo compresible simplificado, Fórmula para tubería de gas.	1 - 10
Otras fórmulas usadas comúnmente para el flujo de fluidos compresibles en tuberías largas. . .	1 - 10
Comparación de fórmulas para flujo de fluidos compresibles en tuberías	1 - 10
Flujo límite de gases y vapores	1 - 11
Vapor de agua-comentarios generales	1 - 13

CAPÍTULO 2

Flujo de fluidos en válvulas y accesorios

Introducción	2 - 1
--------------------	-------

Tipos de válvulas y accesorios usados en sistemas de tuberías.	2 - 2
---	-------

Pérdida de presión debida a válvulas y accesorios.....	2 - 2
Pruebas Crane sobre flujo de fluidos.	2 - 3
Pruebas hechas por Crane con agua. . .	2 - 4
Pruebas hechas por Crane con vapor de agua.....	2 - 6

Relación entre la pérdida de presión y la velocidad de flujo	2 - 9
--	-------

Coefficiente de resistencia K , longitud equivalente L/D y coeficiente de flujo.	2 - 10
--	--------

Condiciones de flujo laminar.	2 - 13
------------------------------------	--------

Estrechamientos y ensanchamientos.	2 - 14
---	--------

Válvulas de paso reducido.	2 - 15
---------------------------------	--------

Resistencia de las curvas.	2 - 15
---------------------------------	--------

Flujo secundario.	2 - 15
------------------------	--------

Resistencia de las curvas al flujo.	2 - 15
--	--------

Resistencia de curvas para tubos en escuadra o falsa escuadra.	2 - 17
---	--------

Flujo en toberas y orificios.	2 - 17
------------------------------------	--------

Flujo de líquidos	2 - 18
-------------------------	--------

Flujo de gases y vapores.	2 - 18
--------------------------------	--------

Flujo máximo de fluidos compresibles en una tobera.	2 - 18
--	--------

Flujo en tubos cortos.	2 - 19
-----------------------------	--------

Descarga de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías.	2 - 19
--	--------

Flujo de líquidos.	2 - 19
-------------------------	--------

Flujo compresible.	2 - 20
-------------------------	--------

CAPÍTULO 3

Fórmulas y nomogramas para flujo en válvulas, accesorios y tuberías

Resumen de fórmulas.	3 - 2
---------------------------	-------

Velocidad de líquidos en tuberías.	3 - 9
---	-------

Número de Reynolds para flujo líquido: Factor de fricción para tuberías limpias de acero.....	3 - 13
--	--------

Caída de presión en líneas de líquidos en flujo turbulento.	3 - 15
--	--------

Caída de presión en líneas de líquidos para flujo laminar.	3 - 21
---	--------

Flujo de líquidos en toberas y orificios. .	3 - 25
---	--------

Velocidad de fluidos compresibles en tuberías.....	3-31	Viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo.	A - 4
Número de Reynolds para flujo compresible Factor de fricción para tubería limpia de acero.	3-35	Viscosidad de líquidos diversos.	A - 6
Pérdida de presión en líneas de flujo compresible.....	3-39	Viscosidad de gases y vapores de hidrocarburos.....	A - 8
Fórmula simplificada para flujo de fluidos compresibles.	3-43	Propiedades físicas del agua.	A-10
Flujo de fluidos compresibles en toberas y orificios.	3-52	Relación peso específico' temperatura para aceites derivados del petróleo. ...	A-12
		Densidad y peso específico de líquidos diversos.	A-12
		Propiedades físicas de algunos gases.	A-14
		Vapor de agua valores del exponente isentrópico	A-16
		Densidad y volumen específico de gases y vapores.	A-18

CAPÍTULO 4

Ejemplos de problemas de flujo

Introducción	4 - 1	Composición volumétrica y peso específico de combustibles gaseosos. . .	A-22
Número de Reynolds y factor de fricción para tuberías que no sean de acero.	4 - 2	Propiedades del vapor de agua saturado y agua saturada.	A-23
Determinación de la resistencia de válvulas en función de <i>L, L/D, K</i> y coeficiente de flujo <i>C_v</i> ,	4 - 2	Propiedades del vapor de agua sobrecalentado	A-29
Válvulas de retención Determinación del diámetro.	4 - 4	Propiedades del vapor de agua sobrecalentado y agua comprimida. ...	A-35
Válvulas con estrechamiento en los extremos; velocidad y caudal.	4 - 5	Tipos de válvulas.	A-36
Flujo laminar en válvulas, accesorios y tuberías.	4 - 6	Coefficiente de flujo <i>C</i> para toberas.	A-38
Pérdida de presión y velocidad en sistemas de tuberías.	4 - 9	Coefficiente de flujo <i>C</i> para orificios de cantos vivos.....	A-38
Problemas de flujo en líneas de tuberías.....	4-16	Factor neto de expansión <i>Y</i> para flujo compresible en toberas y orificios.	A-39
Descarga de fluidos en sistemas de tuberías	4-18	Relación crítica de presiones <i>r_c</i> para flujo compresible en toberas y tubos Venturi.	A-39
Flujo en medidores de orificio.	4-23	Factor neto de expansión <i>Y</i> para flujo compresible de una tubería hacia zonas de mayor sección.	A-40
Aplicación de radio hidráulico a los problemas de flujo.	4-26	Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total.....	A-41

APÉNDICE A

Propiedades físicas de algunos fluidos y características del flujo en válvulas, accesorios y tuberías

Introducción	A - 1	Tabla del factor K	
Viscosidad del agua y del vapor de agua en centipoises (μ).....	A - 2	Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios.	A-46
		Longitudes equivalentes L y L/D , Nomograma del coeficiente de resistencia K	A - 50
		Equivalencia del coeficiente de resistencia K y el coeficiente de flujo C_v	A-53

APÉNDICE B

Información técnica

Introducción	B - 1	Sistema Internacional de Unidades (SI).	B - 11
Volumen equivalente y caudal de masa de fluidos compresibles.	B - 2	Tablas de conversión de unidades.	B - 13
Equivalencias de viscosidad		Flujo en tuberías de acero de cédula 40	
Absoluta (dinámica).	B - 4	A g u a	B - 16
Cinemática	B - 4	A i r e	B - 18
Cinemática y Saybolt Universal.	B - 5	Tuberías comerciales de acero.	B - 21
Cinemática y Saybolt Furol.	B - 5	Datos técnicos de las tuberías.	B - 23
Cinemática, Saybolt Universal, Saybolt Furol y Absoluta.	B - 6	Tuberías de acero inoxidable.	B - 27
Nomograma de viscosidad Saybolt Universal	B - 8	Tuberías comerciales de acero.	B - 28
Equivalencias entre grados API, grados Baumé, peso específico y densidad.	B - 9	Datos técnicos del vapor de agua.	B - 30
		Potencia requerida para bombeo.	B - 31
		Bibliografía	B - 34

PRÓLOGO

A medida que la industria se vuelve más compleja, más importante es el papel de los fluidos en las máquinas industriales. Hace cien años el agua era el único fluido importante que se transportaba por tuberías. Sin embargo, hoy cualquier fluido se transporta por tuberías durante su producción, proceso, transporte o utilización. La era de la energía atómica y de los cohetes espaciales ha dado nuevos fluidos como son los metales líquidos, sodio, potasio, bismuto y también gases licuados como oxígeno, nitrógeno, etc.; entre los fluidos más comunes se tiene al petróleo, agua, gases, ácidos y destilados que hoy día se transportan por tuberías. La transportación de fluidos no es la única parte de la hidráulica que ahora demanda nuestra atención. Los mecanismos hidráulicos y neumáticos se usan bastante para los controles de los modernos aviones, barcos, equipos automotores, máquinas herramientas, maquinaria de obras públicas y de los equipos científicos de laboratorio donde se necesita un control preciso del movimiento de fluidos.

La variedad de las aplicaciones de la hidráulica y de la mecánica de fluidos es tan grande, que cualquier ingeniero ha sentido la necesidad de familiarizarse por lo menos con las leyes elementales del flujo de fluidos. Para satisfacer la necesidad de un tratado simple y práctico sobre flujo de fluidos en tuberías, Crane Co. publicó en 1935 un folleto titulado "*Flow of Fluids and Heat Transmission*"; una edición revisada sobre el flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías fue publicada en 1942. En 1957 se introdujo una edición completamente nueva del Folleto Técnico No. 410 (F.T. 410), con un formato diferente. En el F.T. 410, Crane Co. presenta la más reciente información sobre el flujo de fluidos, resumiendo todos los datos necesarios para la solución de cualquier problema de flujo de fluidos, incluso los más complicados.

Desde 1957 hasta el presente, se han publicado numerosas ediciones del Folleto Técnico No. 410. En cada edición se ha tratado de reflejar la última información de que se disponía sobre el flujo de fluidos. La actualización continua sirve de la mejor manera a los intereses de los usuarios de esta publicación.

La 15ª edición (1976) presentó un cambio de concepto en cuanto a los valores de la longitud equivalente "*L_D*" y el coeficiente de resistencia "*K*" para válvulas y accesorios en relación con el factor de fricción en tuberías. Este cambio tuvo un efecto muy pe-

queño en la mayor parte de los problemas en los que las condiciones del flujo llevan al número de Reynolds las cuales quedan dentro de la zona turbulenta. Sin embargo, para flujos en la zona laminar, el cambio evitó una importante sobreestimación de la pérdida de presión. De acuerdo con la revisión conceptual, la resistencia al flujo a través de válvulas y accesorios se expresó en términos del coeficiente de resistencia "*K*" en lugar de la longitud equivalente "*L_D*", y la gama abarcada de tipos de válvulas y accesorios se incrementó.

Otras revisiones importantes incluyen la actualización de los valores de la viscosidad del vapor de agua, coeficientes para orificios y coeficientes para tuberías.

El F.T. 410M se presentó a comienzos de 1977, siendo la versión en unidades métricas de la 15ª edición del F.T. 410. La información técnica, con algunas excepciones, se presenta en unidades métricas del SI. Las excepciones aparecen en los casos donde se considera que las unidades utilizadas ahora, fuera del SI, van a seguir usándose durante un tiempo indefinido, por ejemplo el diámetro nominal de tubería en pulgadas, o cuando no se ha llegado a un acuerdo sobre qué unidades métricas específicas deben utilizarse, como es el caso del coeficiente de flujo.

Las sucesivas ediciones del F.T. 410M, al igual que las del F.T. 410, se actualizan según sea necesario para reflejar la más reciente información de que se dispone sobre flujo de fluidos. La disposición general de la información no ha cambiado. La teoría se presenta en los capítulos 1 y 2, las aplicaciones prácticas en problemas de flujo en los capítulos 3 y 4, las propiedades físicas de los fluidos y las características de flujo de las válvulas, accesorios y tuberías en el apéndice A, y las tablas de conversiones de unidades, así como otros datos técnicos útiles, en el apéndice B.

La mayor parte de los datos sobre el flujo de fluidos en válvulas y accesorios se obtuvieron en experimentos cuidadosamente llevados a cabo en los laboratorios de ingeniería de Crane. Sin embargo, se han utilizado libremente otras fuentes de información de reconocida garantía en este tema, que se mencionan debidamente en el texto. La bibliografía de referencias puede ser utilizada por aquel que desee profundizar en el estudio del tema presentado.

Nomenclatura

A no ser que se indique lo contrario, todos los símbolos que se utilizan en este libro se definen de la manera siguiente:

- A = Área de la sección transversal de tubería u orificio en metros cuadrados (pies cuadrados)
 a = Área de la sección transversal de tubería u orificio, o área de paso en válvulas, en milímetros cuadrados (pulgadas cuadradas)
 B = Caudal en barriles (42 galones USA) por hora
 c = Coeficiente de flujo para orificios y toberas = coeficiente de descarga corregido por la velocidad de avenida = $C_d / \sqrt{1 - \beta^4}$
 C_d = Coeficiente de descarga para orificios y toberas
 C_v = Coeficiente de flujo para válvulas
 D = Diámetro interior de tubería en metros (pies)
 d = Diámetro interior de tubería en milímetros (pulgadas)
 e = Base de los logaritmos neperianos = 2.718
 f = Factor de fricción en la fórmula $h_L = fLv^2/D2g_n$
 f_T = Factor de fricción en la zona de turbulencia total
 g_n o g = Aceleración de la gravedad = 9.81 metros por segundo, por segundo (32.2 pies/seg²)
 H = Altura total expresada en metros de columna del fluido (pies)
 h = Altura manométrica en un punto determinado, en metros de columna de fluido (pies)
 h_g = Calor total del vapor de agua, en Btu por libra
 h_L = Pérdida de carga debida al flujo del fluido, en metros de columna de fluido (pies)
 h_w = Altura manométrica en milímetros de columna de agua (pulgadas)
 K = Coeficiente de resistencia o de pérdida de carga por velocidad en la fórmula $h_L = Kv^2/2g_n$
 L = Longitud de tubería en metros (pies)
 LID = Longitud equivalente de resistencia al flujo, en diámetros de tubería
 L_m = Longitud de la tubería en kilómetros (millas)
 M = Peso molecular
 MR = Constante universal de gas
 P = Presión manométrica en Newtons por metro cuadrado (Pascal) (libras/pulg²)
 P' = Presión absoluta en Newtons por metro cuadrado (Pascal) (libras/pulg²)
(Véase en la página 1-5 el diagrama indicativo de la relación entre presiones manométrica y absoluta.)
 p = Presión relativa o manométrica en bars
 p' = Presión absoluta en bars (libras/pie²)
 Q = Caudal en litros por minuto (galones/minuto)
 q = Caudal en metros cúbicos por segundo en las condiciones de flujo (pie³/seg)
 q' = Caudal en metros cúbicos por segundo en condiciones métricas normales (1.01325 bar absolutos y 15°C) (pie³/seg)
 $q'd$ = Caudal en millones de metros cúbicos por día en condiciones normales (millones de pie³/día)
 $q'h$ = Caudal en metros cúbicos por hora en condiciones normales (pie³/hora)
 q_m = Caudal en metros cúbicos por minuto en las condiciones de flujo (pie³/minuto)
 $q'm$ = Caudal en metros cúbicos por minuto en condiciones normales (pie³/minuto)
 R = Constante individual para cada gas = R_o/M J/kg¹K (donde M = peso molecular del gas) (1545/M)
 R_e = Número de Reynolds
 R_H = Radio hidráulico en metros (pies)
 R_o = Constante universal de los gases = 83 14J/kg—mol¹K
 r_c = Relación crítica de presiones para fluidos compresibles
 s = Peso específico de líquidos a la temperatura de trabajo respecto al agua en temperatura ambiente (15°C) (60°F) (densidad relativa)
 S_g = Peso específico de un gas respecto al aire = cociente del peso molecular del gas respecto al del aire (densidad relativa)
 T = Temperatura absoluta, en Kelvin (273 + t) (Rankine = 460 + t)
 t = Temperatura en grados Celsius (Fahrenheit)
 \bar{V} = Volumen específico de fluido en metros cúbicos por kilogramo (pie³/libra)
 v = Velocidad media de flujo en metros por minuto (pie/minuto)
 V_a = Volumen en metros cúbicos (pie³)
 v = Velocidad media de flujo en metros por segundo (pie/segundo)
 v_s = Velocidad sónica (o crítica) de un gas en metros por segundo (pie/segundo)
 w = Caudal en kilogramos por hora (libra/hora)
 w = Caudal en kilogramos por segundo (libra/seg)
 w_a = Peso, en kilogramos (libra)
 Y = Factor neto de expansión para fluidos compresibles a través de orificios, toberas o tuberías
 Z = Altura o elevación potencial sobre el nivel de referencia en metros (pie)

Letras griegas**Beta**

β = Relación entre los diámetros menor y mayor en orificios y toberas durante las contracciones o ensanchamientos de las tuberías

Gamma

γ o k = Cociente del calor específico a presión constante entre el calor específico a volumen constante = c_p/c_v

Delta

A = Diferencia entre dos puntos

Epsilon

ϵ = Rugosidad absoluta o altura efectiva de las irregularidades de las paredes de las tuberías, en milímetros (pies)

MU

μ = Viscosidad absoluta (dinámica) en centipoises

μ' = Viscosidad absoluta en newtons segundo por metro cuadrado (Pascal segundo) (libras por pie segundo)

μ_e = Viscosidad absoluta (dinámica), en libras masa por pie segundo

μ'_e = Viscosidad absoluta, en slugs por pie segundo

Nu

ν = Viscosidad cinemática en centistokes.

ν' = Viscosidad cinemática en metros cuadrados por segundo (**pies²/segundo**)

Rho

ρ = Densidad del fluido en kilogramos por metro cúbico (**libras/pie³**)

ρ' = Densidad del fluido en gramos por centímetro cúbico

Sigma

Σ = Suma

Theta

θ = Ángulo de convergencia o divergencia en los ensanchamientos o contracciones de las tuberías

Subíndices para diámetros

(1) . . .indica el diámetro menor

(2) . . .indica el diámetro mayor

Subíndices para las propiedades de los fluidos

(1) . . .se refiere a las condiciones de entrada (corriente arriba)

(2) . . .se refiere a las condiciones de salida (corriente abajo)

Teoría del flujo de fluidos en tuberías

CAPÍTULO 1

Introducción

El método más común para transportar fluidos de un punto a otro es impulsarlo a través de un sistema de tuberías. Las tuberías de sección circular son las más frecuentes, ya que esta forma ofrece no sólo mayor resistencia estructural sino también mayor sección transversal para el mismo perímetro exterior que cualquier otra forma. A menos que se indique específicamente, la palabra “tubería” en este estudio se refiere siempre a un conducto cerrado de sección circular y diámetro interior constante.

Muy pocos problemas especiales de mecánica de fluidos, como es el caso del flujo en régimen laminar por tuberías, pueden ser resueltos por métodos matemáticos convencionales; todos los demás problemas necesitan métodos de resolución basados en coeficientes determinados experimentalmente. Muchas fórmulas empíricas han sido propuestas como soluciones a diferentes problemas de flujo de fluidos por tuberías, pero son muy limitadas y pueden aplicarse sólo cuando las condiciones del problema se aproximan a las condiciones de los experimentos de los cuales derivan las fórmulas.

Debido a la gran variedad de fluidos que se utilizan en los procesos industriales modernos, una ecuación que pueda ser usada para cualquier fluido ofrece ventajas obvias. Una ecuación de este tipo es la fórmula de Darcy,* que puede ser deducida por análisis dimensional; sin embargo, una de las variables en la fórmula, el coeficiente de fricción, debe ser determinado experimentalmente. Esta fórmula tiene una extensa aplicación en el campo de la mecánica de fluidos y se utiliza mucho en este estudio.

*La fórmula de Darcy se conoce también como la fórmula Weisbach o la fórmula de Darcy-Weisbach; también como la fórmula de Fanning, modificada algunas veces de manera que el coeficiente de fricción sea un cuarto del coeficiente de fricción de la de Darcy.

Propiedades físicas de los fluidos

La solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en cuestión. Valores exactos de las propiedades de los fluidos que afectan a su flujo, principalmente la viscosidad y el peso específico, han sido establecidos por muchas autoridades en la materia para todos los fluidos utilizados normalmente y muchos de estos datos se encuentran en las tablas y cuadros del Apéndice A.

Viscosidad: La viscosidad expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta, o simplemente la viscosidad absoluta de un fluido, es una medida de su resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas. La melaza es un fluido muy viscoso en comparación con el agua; a su vez, los gases son menos viscosos en comparación con el agua.

Se puede predecir la viscosidad de la mayor parte de los fluidos; en algunos la viscosidad depende del trabajo que se haya realizado sobre ellos. La tinta de imprenta, las papillas de pulpa de madera y la salsa de tomate, son ejemplos de fluidos que tienen propiedades tixotrópicas de viscosidad.

Existe gran confusión respecto a las unidades que se utilizan para expresar la viscosidad; de ahí la importancia de utilizar las unidades adecuadas cuando se sustituyen los valores de la viscosidad en las fórmulas.

Viscosidad absoluta o dinámica: La unidad de viscosidad dinámica en el sistema internacional (SI) es el pascal segundo (Pa s) o también newton segundo por metro cuadrado (N s/m^2), o sea kilogramo por metro segundo (kg/ms). Esta unidad se conoce también con el nombre de poiseuille (Pl) en Francia, pero debe tenerse en cuenta que no es la misma que el poise (P) descrita a continuación.

El poise es la unidad correspondiente en el sistema CGS de unidades y tiene dimensiones de dina segundo por centímetro cuadrado o de gramos por centímetro segundo. El submúltiplo centipoise (cP), 10^{-2} poises, es la unidad más utilizada para expresar la viscosidad dinámica y esta situación parece que va a continuar durante algún tiempo. Por esta razón, y ya que la mayor parte de los manuales y tablas siguen

el mismo principio, toda la información sobre viscosidad en este texto se expresa en centipoises. La relación entre el Pascal segundo y el centipoise es:

$$1\text{Pas} = 1 \text{ N s/m}^2 = 1 \text{ kg/(m s)} = 10^3 \text{ cP}$$

$$1 \text{ cP} = 10^{-3} \text{ Pa s}$$

En este libro, el símbolo μ se utiliza para viscosidades medidas en centipoises y el μ' para viscosidades medidas en Pascal segundos. La viscosidad del agua a 20°C es muy cercana a un centipoise* 0 0.001 Pascal segundos.

Viscosidad cinemática: Es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad. En el sistema internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo (m^2/s). La unidad CGS correspondiente es el stoke (St), con dimensiones de centímetro cuadrado por segundo y el centistoke (cSt), 10^{-2} stokes, que es el submúltiplo más utilizado.

$$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^6 \text{ cSt}$$

$$1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu \text{ (Centistokes)} = \frac{\mu \text{ (centipoise)}}{\rho \text{ (gramos / cm}^3\text{)}}$$

Los factores para la conversión entre las unidades del SI y las del CGS descritas antes, así como los de conversión a medidas inglesas para viscosidades dinámicas y cinemáticas, pueden verse en el Apéndice B.

La medida de la viscosidad absoluta de los fluidos (especialmente de gases y vapores) requiere de instrumental adecuado y de una considerable habilidad experimental. Por otro lado, se puede utilizar un instrumento muy simple, como es un viscosímetro de tubo, para medir la viscosidad cinemática de los aceites y otros líquidos viscosos. Con este tipo de instrumentos se determina el tiempo que necesita un volumen pequeño de líquido para fluir por un orificio y la medida de la viscosidad cinemática se expresa en términos de segundos.

Se usan varios tipos de viscosímetros de tubo, con escalas empíricas tales como Saybolt Universal, Saybolt Furo1 (para líquidos muy viscosos), Red-

En realidad la viscosidad del agua a 20°C (68°F) es 1.002 centipoise ("Handbook of Chemistry and Physics"*, 54ª edición, 1973).

Propiedades físicas de los fluidos (continuación)

wood No. 1 y No. 2 y Engler . En el Apéndice B se incluye información sobre la relación entre estas viscosidades empíricas y las viscosidades dinámicas y cinemáticas en unidades absolutas.

El cuadro normalizado por ASTM de temperatura-viscosidad para productos líquidos de petróleo, reproducido en la página B-8, se usa para determinar la viscosidad Saybolt Universal de un producto de petróleo, a cualquier temperatura, cuando se conocen las viscosidades a dos temperaturas diferentes. Las viscosidades de algunos de los fluidos más comunes aparecen en las páginas A-2 a A-8. Se observa que al aumentar la temperatura, la viscosidad de los líquidos disminuye, y la viscosidad de los gases aumenta. El efecto de la presión sobre la viscosidad de los líquidos y la de los gases perfectos es tan pequeño que 'no tiene interés práctico en la mayor parte de problemas para flujo de fluidos. La viscosidad de los vapores saturados o poco recalentados es modificada apreciablemente por cambios de presión, según se indica en la página A-2 que muestra la variación de la viscosidad del vapor de agua. Sin embargo, los datos sobre vapores son incompletos y en algunos casos contradictorios. Por lo tanto, cuando se trate de vapores que no sean el de agua, se hace caso omiso del efecto de la presión a causa de la falta de información adecuada.

Densidad, volumen específico y peso específico: La densidad de una sustancia es su masa por unidad de volumen. La unidad de densidad en el SI es el kilogramo por metro cúbico y se denota por ρ (Rho) (libras por pie cúbico).

Otras unidades métricas que también se usan son:

$$\left. \begin{array}{l} \text{gramo por centímetro cúbico (g/cm}^3\text{)} \\ \text{o} \\ \text{gramo por mililitro (g/ml)} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{g/cm}^3 \\ \text{o } 1 \text{ g/ml} \\ = 1000 \text{ kg/m}^3 \end{array}$$

La unidad correspondiente en el sistema SI para volumen específico \bar{V} , que es el inverso de la densidad, es el metro cúbico por kilogramo (m^3/kg) (pie³/libra).

$$\bar{V} = \frac{1}{\rho} \quad \rho = \frac{1}{\bar{V}}$$

A menudo también se usan las siguientes unidades para volumen específico:

$$\left. \begin{array}{l} \text{litro por kilogramo (litro/kg) o} \\ \text{decímetro cúbico por} \\ \text{kilogramo (dm}^3/\text{kg)} \end{array} \right\} \begin{array}{l} 1 \text{ litro/kg} \\ \text{o } 1 \text{ dm}^3/\text{kg} \\ = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

Las variaciones de la densidad y otras propiedades del agua con relación a su temperatura se indican en la página A-10. Las densidades de otros líquidos muy usados se muestran en la página A-12. A no ser que se consideren presiones muy altas, el efecto de la presión sobre la densidad de los líquidos carece de importancia en los problemas de flujo de fluidos.

Sin embargo, las densidades de los gases y vapores, varían grandemente con la presión. Para los gases perfectos, la densidad puede calcularse a partir de la fórmula:

$$\rho = \frac{P'}{RT} \quad \text{o} \quad \frac{10^5 p'}{RT} \quad \rho = \frac{44 P'}{R T}$$

La constante individual del gas R es igual a la constante universal para los gases $R_o = 8314 \text{ J/kg-mol}$ K dividida por el peso molecular M del gas,

$$R = \frac{R_o}{M} = \frac{8314}{M} \text{ J/kg } K \quad R = \frac{1545}{M}$$

Los valores de R , así como otras constantes de los gases, se dan en la página A-14. La densidad del aire para diversas condiciones de temperatura y presión puede encontrarse en la página A-18.

El volumen específico se utiliza a menudo en los cálculos de flujo de vapor de agua y sus valores se dan en las tablas de vapor de las páginas A-23 a la A-35. En la página A-20, se da un nomograma para determinar la densidad y el volumen específico de gases.

El peso específico (o densidad relativa) es una medida relativa de la densidad. Como la presión tiene un efecto insignificante sobre la densidad de los líquidos, la temperatura es la única variable que debe ser tenida en cuenta al sentar las bases para el peso específico. La densidad relativa de un líquido es la relación de su densidad a cierta temperatura, con respecto al agua a una temperatura normalizada. A menudo estas temperaturas son las mismas y se suele utilizar $60^\circ\text{F}/60^\circ\text{F}$ ($15.6^\circ\text{C}/15.6^\circ\text{C}$). Al redondear $15.0^\circ\text{C}/15.0^\circ\text{C}$ no se introduce ningún error apreciable.

Propiedades físicas de los fluidos (continuación)

$$S = \frac{\rho \text{ cualquier líquido a cierta temperatura}}{\rho \text{ agua a } 15^{\circ}\text{C (60}^{\circ}\text{F)}}$$

Se usa un hidrómetro para medir directamente la densidad relativa de un líquido. Normalmente se utilizan dos escalas hidroméricas, a saber:

La escala API que se utiliza PARA productos de petróleo.

Las escalas Baumé, que a su vez usan 2 tipos: uno para líquidos más densos que el agua y otro para líquidos más ligeros que el agua.

Las relaciones entre estas escalas hidrométricas y el peso específico son:

Para productos de petróleo:

$$S (60^{\circ}\text{F}/60^{\circ}\text{F}) = \frac{141.5}{131.5 + \text{grados API}}$$

Para líquidos más ligeros que el agua:

$$S (60^{\circ}\text{F}/60^{\circ}\text{F}) = \frac{140}{130 + \text{grados Baumé}}$$

Para líquidos más pesados que el agua:

$$S (60^{\circ}\text{F}/60^{\circ}\text{F}) = \frac{145}{145 - \text{grados Baumé}}$$

Para convertir las medidas de los hidrómetros en unidades más útiles, se usa la tabla que aparece en la pág. B-9.

La densidad relativa de los gases se define como la relación entre su peso molecular y el del aire, o como la relación entre la constante individual del aire y la del gas.

$$S_g = \frac{R (\text{aire})}{R (\text{gas})} = \frac{M (\text{gas})}{M (\text{aire})}$$

Regímenes de flujo de fluidos en tuberías: laminar y turbulento

Un experimento simple (el que se muestra abajo), muestra que hay dos tipos diferentes de flujo de fluidos en tuberías. El experimento consiste en inyectar pequeñas cantidades de fluido coloreado en un líquido que circula por una tubería de cristal y observar el comportamiento de los filamentos coloreados en diferentes zonas, después de los puntos de inyección.

Si la descarga o la velocidad media es **pequeña**, las láminas de fluido coloreado se **desplazan** en líneas rectas, como se ve en la figura 1-1. A medida que el

caudal se incrementa, estas láminas continúan moviéndose en líneas rectas hasta que se alcanza una velocidad en donde las **láminas** comienzan a ondularse y se rompen en forma brusca y difusa, según se ve en la figura 1-2. Esto ocurre en la llamada velocidad crítica. A velocidades mayores que la crítica los filamentos se dispersan de manera indeterminada a través de toda la corriente, según se indica en la Fig. 1-3.

El tipo de flujo que existe a velocidades **más** bajas que la crítica se **conoce** como régimen laminar y a

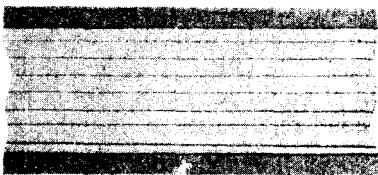


Figura 1.1
Flujo laminar

Fotografía que muestra cómo los filamentos coloreados se transportan sin turbulencia por la corriente de agua.

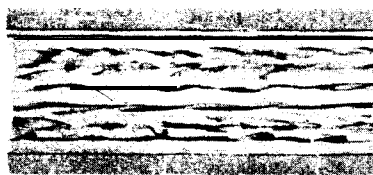


Figura 1.2
Flujo en la zona crítica, entre las zonas laminar y de transición

A la velocidad crítica los filamentos comienzan a romperse, indicando que el flujo comienza a ser turbulento.

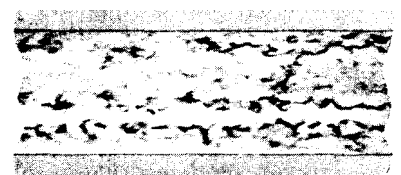


Figura 1.3

Flujo turbulento
Esta fotografía muestra cómo la turbulencia en la corriente dispersa completamente los filamentos coloreados a poca distancia del punto de introducción.

Regímenes de flujo de fluidos en tuberías: laminar y turbulento (continuación)

veces como régimen viscoso. Este régimen se caracteriza por el deslizamiento de capas cilíndricas concéntricas una sobre otra de manera ordenada. La velocidad del fluido es máxima en el eje de la tubería y disminuye rápidamente hasta anularse en la pared de la tubería.

A velocidades mayores que la crítica, el régimen es turbulento. En el régimen turbulento hay un movimiento irregular e indeterminado de las partículas del fluido en direcciones transversales a la dirección principal del flujo; la distribución de velocidades en el régimen turbulento es más uniforme a través del diámetro de la tubería que en régimen laminar. A pesar de que existe un movimiento turbulento a través de la mayor parte del diámetro de la tubería, siempre hay una pequeña capa de fluido en la pared de la tubería, conocida como la “capa periférica” o “subcapa laminar”, que se mueve en régimen laminar.

Velocidad media de flujo: El término “velocidad”, a menos que se diga lo contrario, se refiere a la velocidad media o promedio de cierta sección transversal dada por la ecuación de continuidad para un flujo estacionario:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{w}{A\rho} = \frac{w\bar{V}}{A} \quad \text{Ecuación 1-1}$$

(Véase la nomenclatura en la página anterior al Capítulo 1)

Velocidades “razonables” para ser consideradas en trabajos de proyecto se dan en las páginas 3-9 y 3-30.

Número de Reynolds: Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que el régimen de flujo en tuberías, es decir, si es laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, de la densidad y la viscosidad del fluido y de la velocidad del flujo. El valor numérico de una combinación adimensional de estas cuatro variables, conocido como el número de Reynolds, puede considerarse como la relación de las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a los esfuerzos de deformación ocasionados por la viscosidad. El número de Reynolds es:

$$R_e = \frac{Dvp}{\mu'} \quad \text{o} \quad \frac{dvp}{\mu} \quad \text{Ecuación 1-2}$$

(Véanse otras formas de esta misma ecuación en la página 3-2)

Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor que 2 000 y turbulento si el número de Reynolds es superior a 4 000. Entre estos dos valores está la zona denominada “crítica” donde el régimen de flujo es impredecible, pudiendo ser laminar, turbulento o de transición, dependiendo de muchas condiciones con posibilidad de variación. La experimentación cuidadosa ha determinado que la zona laminar puede acabar en números de Reynolds tan bajos como 1 200 o extenderse hasta los 40 000, pero estas condiciones no se presentan en la práctica.

Radio hidráulico: A veces se tienen conductos con sección transversal que no es circular. Para calcular el número de Reynolds en estas condiciones, el diámetro circular es sustituido por el diámetro equivalente (cuatro veces el radio hidráulico). Deben utilizarse los coeficientes de fricción dados en las páginas A-43 y A-44.

$$R_H = \frac{\text{superficie de la sección transversal de la vena líquida}}{\text{perímetro mojado}}$$

Esto se aplica a cualquier tipo de conducto (conducto circular no completamente lleno, ovalado, cuadrado o rectangular), pero no a formas muy estrechas, como aberturas anulares o alargadas, donde la anchura es **pequeña** con relación a la longitud. En **tales** casos, el radio hidráulico es aproximadamente igual a la mitad de la anchura del paso.

La siguiente fórmula sirve para calcular el caudal:

$$Q = 0.2087d^2 \sqrt{\frac{h_L D}{fL}} \quad \text{o} \quad 0.0438d^2 \sqrt{\frac{h_L D}{fL}}$$

donde d^2 está basado en un diámetro equivalente de la sección transversal real del flujo y D se sustituye por $4R_H$.

Ecuación general de energía Teorema de Bernoulli

El teorema de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la ley de la conservación de la energía al flujo de fluidos en una tubería. La energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario fijado como referencia, es igual a la

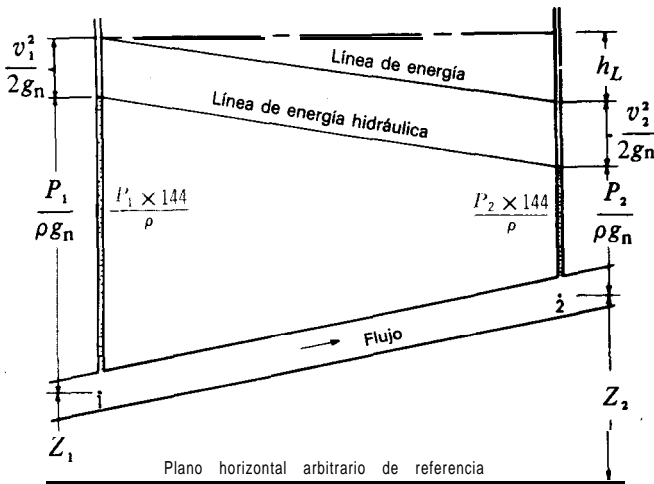


Figura 1-4
Balance de energía para dos puntos de un fluido

Adaptado de *Fluid Mechanics** por R. A. Dodge y M. J. Thompson. Copyright 1937; McGraw-Hill Book Company, Inc.

suma de la altura geométrica, la altura debida a la presión y la altura debida a la velocidad, es decir:

$$Z + \frac{P}{\rho g_n} + \frac{v^2}{2g_n} = H$$

$$Z + \frac{144 P}{\rho} + \frac{v^2}{2g} = H$$

Si las pérdidas por rozamiento se desprecian y no se aporta o se toma ninguna energía del sistema de tuberías (bombas o turbinas), la altura total H en la ecuación anterior permanecerá constante para cualquier punto del fluido. Sin embargo, en la realidad existen pérdidas o incrementos de energía que deben incluirse en la ecuación de Bernoulli. Por lo tanto, el balance de energía puede escribirse para dos puntos del fluido, según se indica en el ejemplo de la figura 1.4.

Nótese que la pérdida por rozamiento en la tubería desde el punto uno al punto dos (h_L) se expresa como la pérdida de altura en metros de fluido (pies de fluido). La ecuación puede escribirse de la siguiente manera:

Ecuación 1-3

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho_1 g_n} + \frac{v_1^2}{2g_n} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho_2 g_n} + \frac{v_2^2}{2g_n} + h_L$$

$$Z_1 + \frac{144 P_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{144 P_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2g} + h_L$$

Todas las fórmulas prácticas para el flujo de fluidos se derivan del teorema de Bernoulli, con modificaciones para tener en cuenta las pérdidas debidas al rozamiento.

*El número de la referencia remite a la bibliografía.

Medida de la presión

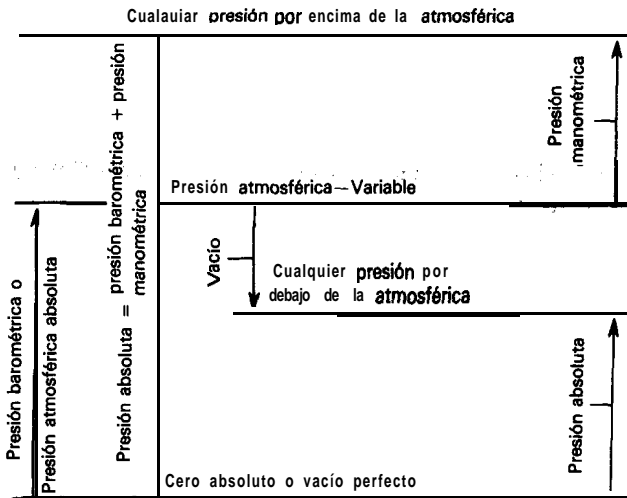


Figura 1-5
Relación entre las presiones
manométrica y absoluta

En la figura 1-5 se ilustra gráficamente la relación entre las presiones absoluta y manométrica. El vacío perfecto no puede existir en la superficie de la Tierra pero es, sin embargo, un punto de referencia conveniente para la medición de la presión.

Presión barométrica es el nivel de la presión atmosférica por encima del vacío perfecto.

La **presión atmosférica normalizada** es 1 .01325 bar (14.696 libras/pulg²) o 760 mm de mercurio.

La **presión manométrica** es la presión medida por encima de la atmosférica, mientras que la presión absoluta se refiere siempre al vacío perfecto.

Vacío es la depresión por debajo del nivel atmosférico. La referencia a las condiciones de vacío se hace a menudo expresando la presión absoluta en términos de altura de columna de mercurio o de agua. Las unidades utilizadas normalmente son milímetros de mercurio, micras de mercurio, pulgadas de agua y pulgadas de mercurio.

Fórmula de Darcy Ecuación general del flujo de fluidos

El flujo de los fluidos en tuberías está siempre acompañado de rozamiento de las partículas del fluido entre sí y, consecuentemente, por la pérdida de energía disponible; en otras palabras, tiene que existir una pérdida de presión en el sentido del flujo. Si se conectan dos manómetros Bourdon a una tubería por la que pasa un fluido, según se indica en la figura 1-6, el manómetro P_1 indicará una presión **estática** mayor que el manómetro P_2 .

La ecuación general de la pérdida de presión, conocida como la fórmula de Darcy y que se expresa en metros de fluido, es: $h_L = fLv^2/D 2g_n$. Esta ecuación también puede escribirse para obtener la pérdida de presión en **newtons por m²** (pascals) sustituyendo las unidades correspondientes de la manera siguiente:

Ecuación 1-4

$$\Delta P = \frac{\rho f L v^2}{2D} \quad (\text{ya que } \Delta P = h_L \times \rho \times g_n)$$

$$\Delta P = \frac{\rho f L v^2}{144 D 2g}$$

(Véanse otras formas de esta misma ecuación en la página 3-2)

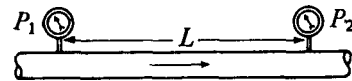


Figura 1-6

La ecuación de Darcy es válida tanto para flujo laminar como turbulento de cualquier líquido en una tubería. Sin embargo, puede suceder que debido a velocidades extremas, la presión corriente abajo disminuya de tal manera que llegue a igualar la presión de vapor del líquido, apareciendo el fenómeno conocido como **cavitación** y los caudales* obtenidos por cálculo serán inexactos. Con las restricciones necesarias la ecuación de Darcy puede utilizarse con gases y vapores (fluidos compresibles). Estas restricciones se mencionan en la página 1-9.

Con la ecuación 1-4 se obtiene la pérdida de presión

*En México y algunos otros países de América Latina es más frecuente utilizar los términos "gasto-masa," (**kg/unidad** de tiempo), o "gasto-volumen" (metros **cúbicos/unidad** de tiempo), que el concepto general de "caudal". Para fines de este texto, se usará el término "caudal" en forma equivalente a los antes mencionados.

Fórmula de Darcy (continuación)

debida al rozamiento y se aplica a tubería de diámetro constante por la que pasa un fluido cuya densidad permanece razonablemente constante, a través de una tubería recta, ya sea horizontal, vertical o inclinada. Para tuberías verticales, inclinadas o de diámetro variable, el cambio de presión debido a cambios de elevación, velocidad o densidad del fluido debe hacerse de acuerdo con el teorema de Bernoulli (página 1-6). Véase un ejemplo para utilizar este teorema en la página 4-12.

Factor de fricción: La fórmula de Darcy puede deducirse por análisis dimensional con la excepción del factor de fricción f , que debe ser determinado experimentalmente. El factor de fricción para condiciones de flujo laminar ($R_e < 2000$) es función sólo del número de Reynolds; mientras que para el flujo turbulento ($R_e > 4000$) es también función del tipo de pared de la tubería.

La región que se conoce como la “zona crítica” aparece entre los números de Reynolds de 2000 a 4000. En esta región el flujo puede ser tanto laminar como turbulento, dependiendo de varios factores; éstos incluyen cambios de sección, de dirección del flujo y obstrucciones tales como válvulas corriente arriba de la zona considerada. El factor de fricción en esta región es indeterminado y tiene límites más bajos si el flujo es laminar y más altos si el flujo es turbulento.

Para números de Reynolds superiores a 4000, las condiciones de flujo vuelven a ser más estables y pueden establecerse factores de rozamiento definitivos. Esto es importante, ya que permite al ingeniero determinar las características del flujo de cualquier fluido que se mueva por una tubería, suponiendo conocidas la viscosidad y la densidad en las condiciones del flujo. Por esta razón, la ecuación 1-4 se recomienda con preferencia sobre algunas de las ecuaciones empíricas usadas normalmente para el agua, petróleo y otros líquidos, así como para el flujo de fluidos compresibles teniendo en cuenta las restricciones antes citadas.

Si el flujo es laminar ($R_e < 2000$), el factor de fricción puede determinarse a partir de la ecuación:

$$f = \frac{64}{R_e} = \frac{64 \mu'}{D v \rho} = \frac{64 \mu}{d v \rho}$$

$$f = \frac{64}{R_e} = \frac{64 \mu_c}{D v_D} = \frac{64 \mu}{124 d v_D}$$

Si esta ecuación se sustituye en la ecuación 1-4 la pérdida de presión en newtons por m^2 es:

$$\Delta P = 32000\% \quad \text{Ecuación 1-5}$$

y en el sistema ingles, la caída de presión en libras por pulgada cuadrada es:

$$\Delta P = 0.000668 \frac{\mu L v}{d^2}$$

que es la ley de Poiseuille para flujo laminar.

Cuando el flujo es turbulento ($R_e > 4000$) el factor de fricción depende no sólo del número de Reynolds, sino también de la rugosidad relativa de las paredes de la tubería, ϵ/d , es decir, la rugosidad de las paredes de la tubería (E) comparada con el diámetro de la tubería (d). Para tuberías muy lisas, como las de latón extruido o vidrio, el factor de fricción disminuye más rápidamente con el aumento del número de Reynolds, que para tuberías con paredes más rugosas.

Como el tipo de la superficie interna de la tubería comercial es prácticamente independiente del diámetro, la rugosidad de las paredes tiene mayor efecto en el factor de fricción para diámetros pequeños. En consecuencia las tuberías de pequeño diámetro se acercan a la condición de gran rugosidad y en general tienen mayores factores de fricción que tuberías del mismo material pero de mayores diámetros.

La información más útil y universalmente aceptada sobre factores de fricción que se utiliza en la fórmula de Darcy, la presentó L.F. Moody¹⁸ y es la que se reproduce en las páginas A-41 a A-44. El profesor Moody mejoró la información en comparación con los conocidos diagramas de factores de fricción, de Pigott y Kemler,^{25,26} incorporando investigaciones más recientes y aportaciones de muchos científicos de gran nivel.

El factor de fricción f , se grafica en la página A-43 con base a la rugosidad relativa obtenida del cuadro de la página A-41 y el número de Reynolds. El valor f se determina por la proyección horizontal de la intersección de la curva ϵ/d según el número de Reynolds calculado en la escala vertical a la izquierda del cuadro de la página A-43. Como la mayor parte de los cálculos tratan con tuberías de acero comercial o tuberías de hierro forjado, el cuadro de la página A-44 facilita la determinación más rápida. Debe tenerse en cuenta que estos valores sólo se aplican cuando las tuberías son nuevas y están limpias.

Fórmula de Darcy (continuación)

Efecto del tiempo y uso en la fricción de tuberías: Las pérdidas por fricción en tuberías son muy sensibles a los cambios de diámetro y rugosidad de las paredes. Para un caudal determinado y un factor de fricción fijo, la pérdida de presión por metro de tubería varía inversamente a la quinta potencia del diámetro. Por ejemplo, si se reduce en 2% el diámetro, causa un incremento en la pérdida de la presión del 11%; a su vez, una reducción del 5% produce un incremento del 29%. En muchos de los servicios, el interior de la tubería se va incrustando con cascarilla, tierra y otros materiales extraños; luego, es una práctica prudente dar margen para reducciones del diámetro de paso.

Los técnicos experimentados indican que la rugosidad puede incrementarse con el uso (debido a la corrosión o incrustación) en una proporción determinada por el material de la tubería y la naturaleza del fluido. **Ippen¹⁸, comentando** sobre el efecto del paso del tiempo, cita una tubería de 4 pulgadas de acero galvanizado que duplicó su rugosidad e incrementó el factor de fricción en 20% después de 3 años de un uso moderado.

Principios del flujo de fluidos compresibles en tuberías

La determinación exacta de la pérdida de presión de un fluido compresible que circula por una tubería requiere un conocimiento de la relación entre presión y volumen específico; esto no es fácil de determinar para cada problema particular. Los casos extremos considerados normalmente son el flujo adiabático ($P'V_a^{\gamma} = \text{constante}$) y el flujo isotérmico ($P'V_a = \text{constante}$). El flujo adiabático se supone que ocurre en tuberías cortas y bien aisladas. Esto es debido a que no se transfiere calor desde o hacia la tubería, excepto la pequeña cantidad de calor que se produce por fricción que se añade al flujo.

El flujo isotérmico o flujo a temperatura constante se considera que ocurre muy a menudo, en parte por conveniencia, o más bien, porque se acerca más a la realidad de lo que sucede en las tuberías. El caso extremo de flujo isotérmico sucede en las tuberías de gas natural. Dodge y **Thompson¹** demuestran que el flujo de gas en tuberías aisladas está muy cerca del flujo isotérmico para presiones muy altas.

Como la **relación** entre presión y volumen puede adoptar cualquier otra forma ($P'V_a^n = \text{constante}$) llamado flujo politrópico, la **información** específica en cada caso es prácticamente imposible.

La densidad de los gases y de los vapores varía considerablemente con la presión; por lo tanto, si la caída de presión entre P_1 y P_2 en la figura 1-6 es grande, la densidad y la velocidad cambian de manera significativa.

Cuando se trabaja con fluidos compresibles como aire, vapor de agua, etc., deben tenerse en cuenta las siguientes restricciones al utilizar la fórmula de Darcy:

1. Si la pérdida de presión calculada ($P_1 - P_2$) es menor que el 10% de la presión de entrada P_1 , se obtiene una exactitud razonable si el volumen específico que se introduce en la fórmula se basa en las condiciones de entrada o en las condiciones de salida, cualesquiera que sean conocidas.
2. Si la caída de presión calculada ($P_1 - P_2$) es mayor que un 10% pero menor que un 40% de la presión de entrada P_1 , la ecuación de Darcy puede aplicarse con razonable precisión utilizando el volumen específico basado en una media de las condiciones de entrada y de salida; de otra forma se puede utilizar el método que se menciona en la página 1-11.
3. Para pérdidas de presión mayores, como las que se encuentran a menudo en tuberías largas, deben utilizarse los métodos que se detallan en las páginas siguientes.

Ecuación para flujo totalmente isotérmico: El flujo de gases en tuberías largas se aproxima mucho a las condiciones isotérmicas. La pérdida de presión en tales tuberías es a menudo grande con relación a la presión de entrada, y la solución de este problema cae fuera de los límites de la ecuación de Darcy. Una determinación exacta de las características del flujo

Principios del flujo de fluidos compresibles en tuberías (continuación)

dentro de esta categoría puede hacerse utilizando la ecuación para flujo totalmente isotérmico.

$$w^2 = \left[\frac{A^2}{\bar{V}_1 \left(\frac{fL}{D} + 2 \log_e \frac{P'_1}{P'_2} \right)} \right] \left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1} \right] \quad \text{Ecuación 1-5}$$

$$w^2 = \left[\frac{1.44 g A^2}{\bar{V}_1 \left(\frac{fL}{D} + 2 \log_e \frac{P'_1}{P'_2} \right)} \right] \left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1} \right]$$

Esta fórmula se desarrolla en base a las siguientes hipótesis:

1. Flujo isotérmico.
2. No se aporta ni se realiza trabajo mecánico sobre o por el sistema.
3. La velocidad de flujo o descarga permanece constante con el tiempo.
4. El gas responde a las leyes de los gases perfectos.
5. La velocidad puede ser representada por la velocidad media en una sección.
6. El factor de fricción es constante a lo largo de la tubería.
7. La tubería es recta y horizontal entre los puntos extremos.

Flujo compresible simplificado—Fórmula para tuberías de gas: En la práctica de la ingeniería de tuberías de gas se añade una hipótesis más a las anteriores.

8. La aceleración puede despreciarse por ser la tubería larga.

Entonces, la fórmula para la descarga en una tubería horizontal puede escribirse de la siguiente manera:

$$w^2 = \left[\frac{DA^2}{\bar{V}_1 fL} \right] \left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1} \right] \quad \text{Ecuación 1-7}$$

$$w^2 = \left[\frac{1.44 g DA^2}{\bar{V}_1 fL} \right] \left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1} \right]$$

Esta es equivalente a la ecuación para flujo totalmente isotérmico, si la tubería es larga y también para tuberías **más** cortas cuando la relación entre la pérdida de presión y la **presión** inicial es **pequeña**.

Como los problemas de flujo de gas se expresan normalmente en términos de metros cúbicos por hora (pies cúbicos por hora) en condiciones normales, es conveniente adaptar la ecuación 1-7 a estas unidades

de la siguiente manera:

$$q'_h = 1.361 \times 10^{-7} \sqrt{\left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{f L_m T S_g} \right] d^5} \quad \text{Ecuación 1-7a}$$

$$q'_h = 1.14 \cdot 2 \sqrt{\left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{f L_m T S_g} \right] d^5}$$

Otras fórmulas usadas comúnmente para el flujo de fluidos compresibles en tuberías largas:

Formula de **Weymouth**²⁴:

$$q'_h = 2.61 \times 10^{-8} d^{2.667} \sqrt{\left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{S_g L_m} \right] \frac{288}{T}} \quad \text{Ecuación 1-8}$$

$$q'_h = 28.0 d^{2.667} \sqrt{\left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{S_g L_m} \right] \frac{520}{T}}$$

Fórmula de **Panhandle**³ para tuberías de gas natural entre 6 y 24 pulgadas de diámetro y números de Reynolds entre 5×10^6 a 14×10^6 y $S_g = 0.6$:

$$q'_h = 2.044 \times 10^{-8} E d^{2.6182} \left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{L_m} \right]^{0.5394} \quad \text{Ecuación 1-9}$$

$$q'_h = 36.8 E d^{2.6182} \left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{L_m} \right]^{0.5394}$$

El factor de eficiencia del flujo E se define como un factor tomado de la experiencia, y se supone normalmente que es 0.92 o 92% para las condiciones de operación promedio. En la página 3-4 se dan valores para E en otras condiciones de operación.

Nota: Las presiones P'_1 y P'_2 en todas las ecuaciones anteriores, se dan en **newtons** por metro cuadrado. En la página 3-4 aparecen las ecuaciones con las presiones en **bars**, p'_1 p'_2 .

Comparación de fórmulas para flujo de fluidos compresibles en tuberías: Las ecuaciones 1-7 a 1-9 se derivan de la misma fórmula básica, pero difieren en la selección de datos usados para determinar los factores de fricción.

Principios del flujo de fluidos compresibles en tuberías (continuación)

Los factores de fricción, de acuerdo con el diagrama de Moody, ¹⁸ se utilizan normalmente con la fórmula simplificada para flujo compresible (Ecuación 1-7). Sin embargo, si los mismos factores de fricción de las fórmulas de Weymouth o Panhandle) se usan en la fórmula simplificada, se obtienen resultados idénticos.

El factor de fricción de **Weymouth**²⁴ se define como:

$$f = \frac{0.094}{d^{1/3}} \quad f = \frac{0.032}{d^{1/3}}$$

Éste coincide con el factor de fricción de Moody para flujo completamente turbulento para tuberías de 20 pulgadas de diámetro interior. Sin embargo, los factores de fricción de Weymouth son mayores que los de Moody para pasos inferiores a 20 pulgadas y más pequeños para pasos superiores a 20 pulgadas

El factor de fricción de **Panhandle**³ se define como:

$$f = 0.0454 \left(\frac{d}{q'_h S_g} \right)^{0.1461}$$

$$f = 0.1225 \left(\frac{d}{q'_h S_g} \right)^{0.1461}$$

En la escala de flujos a que se limita la fórmula de Panhandle, se tienen factores de fricción inferiores a los obtenidos a partir de los datos de Moody así como para la fórmula de fricción de Weymouth. En consecuencia, los caudales obtenidos por la fórmula de Panhandle son normalmente mayores que los obtenidos por la fórmula simplificada para flujo compresible, con los factores de fricción de Moody o la fórmula de Weymouth.

En la página 4-18 se muestra un ejemplo sobre la variación de los caudales obtenidos al emplear estas fórmulas en condiciones específicas.

Flujo límite de gases y vapores: La característica no evidente en las fórmulas precedentes (Ecuaciones 1-4, y 1-6 a 1-9 inclusive), es que el caudal (**kg/segundo**) (**lb/seg**) en peso, de un fluido compresible que pasa por una tubería con una determinada presión en la entrada, se aproxima a un cierto valor máximo que no puede ser superado por más que se reduzca la presión en la salida.

La velocidad máxima de un fluido compresible en una tubería está limitada por la velocidad de **propagación** de una onda de presión que se mueve a la velocidad del sonido en el fluido. Como la presión decrece y la velocidad se incrementa a medida que el fluido se mueve corriente abajo por una tubería de sección constante, la velocidad máxima aparece en el extremo de salida de la tubería. Si la pérdida de presión es muy alta, la velocidad de salida coincide con la velocidad del sonido. Al reducir aún más la presión en la salida, no se detecta corriente arriba ya que la onda de presión sólo se mueve a la velocidad del sonido y la "señal" no se traslada corriente arriba. El "exceso" de caída de presión obtenido al reducir la presión en el exterior después de haber alcanzado el máximo de descarga se produce más allá del extremo de la tubería. Esta presión se disipa en ondas de choque y turbulencias del fluido salientes.

La velocidad máxima en una tubería es la velocidad **sónica**, expresada como:

Ecuación 1-10

$$v_s = \sqrt{\gamma RT} = \sqrt{\gamma P' \bar{V}}$$

$$v_s = \sqrt{kg RT} = \sqrt{kg 144 P' \bar{V}}$$

Donde γ , el cociente de los calores específicos a presión constante y a volumen constante, para la mayor parte de los gases diatómicos es 1.4; véanse las **páginas A- 14 y A- 16** de los valores de γ para gases y vapor de agua respectivamente. Esta velocidad aparece en el extremo de salida o en una reducción de sección, cuando la caída de presión es muy alta. La presión, temperatura y el volumen específico son los que existen en el punto en cuestión. Cuando existe descarga de **fluidos compresibles** en el extremo de una tubería corta y de sección uniforme hacia un recinto de mayor sección, se considera que el flujo es adiabático. Esta hipótesis está soportada por información experimental en tuberías con longitudes de 220 y 130 diámetros que descarga aire a la atmósfera. La investigación completa del análisis teórico del flujo **adiabático**,¹⁹ ha dado pie a establecer los factores de corrección que puedan aplicarse a la ecuación de Darcy bajo estas condiciones de flujo. Como estos factores de corrección compensan los cambios de las propiedades del fluido debido a la expansión del mismo, se identifican como factores netos de expansión **Y**; véase página A-40.

La fórmula de Darcy incluyendo el factor Y es:

Principios del flujo de fluidos compresibles en tuberías (continuación)

$$w = 1.111 \times 10^{-6} Y d^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{K V_1}} \quad \text{Ecuación 1-11'}$$

$$w = 0.525 Y d^2 \sqrt{\frac{A P}{K V_1}}$$

(En la página 240 se define el coeficiente de resistencia K)

Obsérvese que el valor de K en esta ecuación es el coeficiente de resistencia total de la tubería, incluyendo las pérdidas de entrada y salida cuando existan, así como las pérdidas debidas a válvulas y accesorios.

La caída de presión ΔP en la relación $\Delta P/P_1'$ que se usa para la determinación de Y en los diagramas de la página A-40 es la diferencia medida entre la presión de entrada y la presión del área mayor de sección transversal. En un sistema que descarga fluido compresible a la atmósfera, ΔP es igual a la presión manométrica de entrada, o bien la diferencia entre la presión absoluta de entrada y la presión atmosférica. El valor de ΔP también se usa en la ecuación 1-11, siempre que el factor Y esté dentro de los límites definidos por las curvas del factor de resistencia K en los diagramas de la página A-40. Cuando la razón $\Delta P/P_1'$, utilizando AP definida antes, quede fuera de los límites de las curvas K en los diagramas, se alcanza la velocidad sónica en el punto de descarga o en alguna reducción de sección de la tubería y los valores límites para Y y AP , que aparecen en las tabulaciones a la

*Véase en la página 3-5 la ecuación con la pérdida de presión (Δp) expresada en bars.

derecha de los diagramas en la página A-40 deben utilizarse en la ecuación 1-11.

La aplicación de la ecuación 1-11 y la determinación de los valores de K , Y y AP en la fórmula se demuestra con ejemplos en las páginas 4-20 y 4-22.

Los diagramas de la página A-40 se basan en las leyes generales para gases perfectos en condiciones de velocidad sónica en el extremo de salida; estos diagramas proporcionan resultados para todos los gases que sigan en forma aproximada las leyes de los gases perfectos.

El vapor de agua y los vapores se desvían de las leyes de los gases perfectos; por lo tanto, la aplicación del factor Y , que se obtiene en estos cuadros para estas descargas, suministrará caudales ligeramente mayores (hasta 5% aproximadamente) que los que se calculan sobre la base de velocidad sónica en el extremo de salida. Sin embargo, se obtiene más exactitud si se utilizan los cuadros para establecer la presión en la salida cuando existe velocidad sónica y las propiedades del fluido en estas condiciones de presión se utilizan en las ecuaciones de velocidad sónica y de continuidad (Ec. 3-8 y 3-2 respect.) para hallar el caudal.

Un ejemplo de este tipo de problema de descarga se presenta en la página 4-20.

Esta forma de flujo se compara con el flujo a través de toberas y tubos Venturi descritos en la página 2-19, cuyas soluciones de dichos problemas son similares.

Vapor de agua

Comentarios generales

El agua, en condiciones atmosféricas normales, se encuentra en estado líquido. Cuando cierta cantidad de agua se calienta por un medio externo la temperatura del agua aumenta, notándose en la superficie pequeñas burbujas que se rompen y se forman continuamente. A este fenómeno se le llama “ebullición”.

Existen tres etapas diferentes durante el proceso de conversión del agua a vapor. El agua debe de estar hirviendo antes de que se pueda formar el vapor, y el vapor sobrecalentado no puede formarse hasta que el vapor esté completamente seco.

En la primera etapa, el calor se aplica para incrementar la temperatura del agua hasta el punto de ebullición correspondiente a las condiciones de presión bajo las cuales se proporciona calor. El punto de ebullición se conoce normalmente como la temperatura de generación o saturación. La cantidad de calor requerido para subir la temperatura del agua desde 0°C hasta la temperatura de saturación se conoce como **entalpía** del agua o calor sensible.

En la segunda etapa se proporciona calor al agua hirviendo y, bajo condiciones de presión constante, el agua se convierte en vapor sin aumentar la temperatura. Esta es la fase de evaporación o de calor latente; en esta fase, con el vapor en contacto con el agua líquida, el vapor se encuentra en la condición conocida como saturado. Puede estar “seco” o “húmedo” dependiendo de las condiciones de generación. El vapor saturado “seco” es vapor libre de partículas de agua. Vapor saturado “húmedo” es el que contiene partículas de agua en suspensión. El vapor saturado a cualquier presión tiene una temperatura definida.

Si el agua se calienta en un recipiente cerrado que no esté completamente lleno, la presión aumenta después de que se empieza a formar vapor y este aumento provoca un incremento de temperatura.

La tercera etapa comienza cuando el vapor a una determinada presión se calienta por encima de la temperatura del vapor saturado a esa presión. El vapor se llama entonces sobrecalentado.

El calor es una de las formas de la energía y la unidad del SI para todas sus formas es el joule (J). Esta es una unidad muy pequeña y a menudo es conveniente utilizar el kilojoule (**kJ**) o su múltiplo mayor **mega-joule (MJ)**.

La unidad del SI de energía por unidad de masa es el joule por kilogramo (J/kg) o un múltiplo de esta unidad; en las tablas para vapor que se proporcionan en las páginas de la A-23 a A-35, se da información detallada sobre la entalpía específica del vapor en kilojoule por kilogramo (kJ/kg), para un límite amplio de condiciones de presión y temperatura. El dato de referencia es **0°C**. A partir de la tabla de la página A-23 la entalpía específica (calor sensible) del agua a 1 bar absoluto es **417.5 kJ/kg** y la entalpía específica de evaporación (calor latente) es **2557.9 kJ/kg**. En consecuencia, el calor total o energía del vapor que se forma cuando el agua hierve a una presión de 1 bar es la suma de estas dos cantidades, es decir, **2 675.4 kJ/kg**.

La relación entre un joule y la unidad térmica británica (Btu) se define por la **ecuación**:

$$1 \text{ Btu/lb} = 2.326 \text{ J/g} = 2.326 \text{ kJ/kg}$$

Flujo de fluidos en válvulas y accesorios

CAPÍTULO 2

Introducción

El capítulo precedente se refirió a la teoría y fórmulas usadas en el estudio del flujo de fluidos en tuberías. Ya que las instalaciones industriales en su mayor parte están constituidas por válvulas y accesorios, es necesario un conocimiento de su resistencia al paso de fluidos para determinar las características de flujo en un sistema de tuberías completo.

Muchos textos en hidráulica no contienen información sobre la resistencia al flujo en válvulas y accesorios, mientras otros presentan sólo unos comentarios al respecto. Al considerar la necesidad de contar con una información mas. completa y detallada sobre la resistencia al flujo en válvulas y accesorios, Crane Co. ha realizado pruebas exhaustivas en sus laboratorios de ingeniería y también ha patrocinado investigaciones en otros laboratorios; estas pruebas se han suplementado con un estudio completo de todos los datos publicados sobre el tema. El apéndice A contiene datos de estas pruebas y los resultados se han combinado, obteniéndose una base para el cálculo de la pérdida de presión en válvulas y accesorios.

En la tabla del factor "**K**" de las páginas A-46 a A-49, se dan las resistencias al flujo **típicas** de diversos componentes de los sistemas de tuberías.

Para el flujo en la zona de turbulencia completa, el nomograma de la página A-50 muestra la relación entre la longitud equivalente, en diámetros de tubería y en metros (en pies) de tubería, el coeficiente de resistencia **K** y el diámetro de la tubería.

En las páginas 2-10 a 2-13 se presentan comentarios sobre la longitud equivalente y el coeficiente de resistencia **K**, así como sobre el coeficiente de flujo **C**., que son métodos para calcular la pérdida de presión en válvulas y accesorios.

Tipos de válvulas y accesorios usados en sistemas de tuberías

Válvulas: La variedad en diseños de válvulas dificulta una clasificación completa.

Si las válvulas se clasificaran según su resistencia que ofrecen al flujo, las que presentan un paso directo del flujo, como las válvulas de compuerta, bola, macho y de mariposa pertenecen al grupo de baja resistencia; las que tienen un cambio en la dirección del flujo, como las válvulas de globo y angulares, están en el grupo de alta resistencia.

En las páginas A-36 y A-31 se ilustran fotografías de algunos diseños de las válvulas más usadas. En las páginas A-47 a A-49 se ilustran accesorios típicos, curvas de tuberías y válvulas.

Accesorios: Los acoplamientos o accesorios para conexión se clasifican en: de derivación, reducción, ampliación y desviación. Los accesorios como tees, cruces, codos con salida lateral, etc., pueden agruparse como accesorios de derivación.

Los conectores de reducción o ampliación son aquellos que cambian la superficie de paso del fluido. En esta clase están las reducciones y los manguitos. Los accesorios de desvío, curvas, codos, curvas en U, etc., son los que cambian la dirección de flujo.

Se pueden combinar algunos de los accesorios de la clasificación general antes mencionada. Además, hay accesorios como conexiones y uniones que no son resistentes al flujo, motivo por el cual no se consideran aquí.

Pérdida de presión debida a válvulas y accesorios

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica. Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera la configuración característica de flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por una tubería recta. Ya que las válvulas y accesorios en una línea de tuberías alteran la configuración de flujo, producen una pérdida de presión adicional.

La pérdida de presión total producida por una válvula (o accesorio) consiste en:

1. La pérdida de presión dentro de la válvula.
2. La pérdida de presión en la tubería de entrada es mayor de la que se produce normalmente si no existe válvula en la línea. Este efecto es pequeño.
3. La pérdida de presión en la tubería de salida es superior a la que se produce normalmente si no hubiera válvula en la línea. Este efecto puede ser muy grande.

Desde el punto de vista experimental es difícil medir las tres caídas por separado. Sin embargo, su efecto combinado es la cantidad deseada y puede medirse exactamente con métodos bien conocidos.

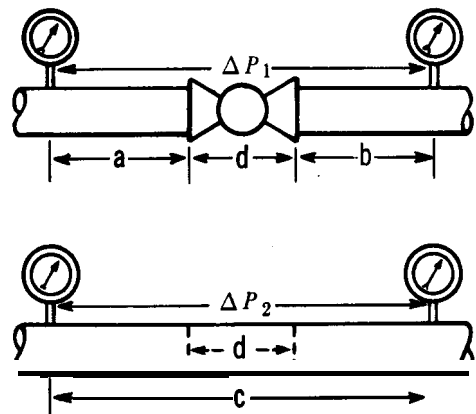


Figure 2-1

La figura 2-1 muestra dos tramos de tubería del mismo diámetro y longitud. El tramo superior contiene una válvula de globo. Si las pérdidas de presión ΔP_1 y ΔP_2 se miden entre los puntos indicados, se encuentra que ΔP_1 es mayor que ΔP_2 .

En realidad, la pérdida debida a la válvula de longitud "d" es ΔP_1 menos la pérdida en un tramo de tubería con longitud "a + b". Las pérdidas, expresadas en función del coeficiente de resistencia "K" de varias válvulas y accesorios de las páginas A-46 a A-49, incluye la pérdida debida a la longitud de la válvula o accesorios.

Pruebas Crane sobre flujo de fluidos

Los laboratorios de ingeniería de Crane tienen equipo para llevar a cabo pruebas con agua, vapor de agua y aire+ con diferentes tipos y tamaños de válvulas o accesorios. Aunque una detallada exposición de las diferentes pruebas realizadas está fuera del alcance de este libro, será de interés una breve descripción de algunos de los dispositivos.

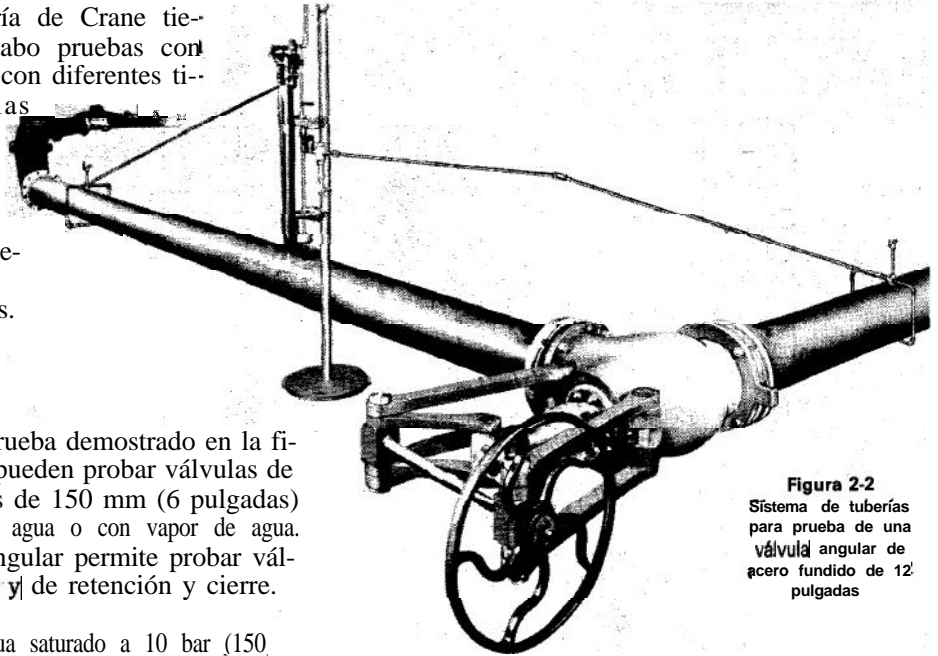


Figura 2-2
Sistema de tuberías para prueba de una válvula angular de acero fundido de 12 pulgadas

El sistema de tuberías para prueba demostrado en la figura 2-3 es único, ya que se pueden probar válvulas de compuerta, globo y angulares de 150 mm (6 pulgadas) o "codos de 90°" y "tes" con agua o con vapor de agua. La parte vertical del tramo angular permite probar válvulas angulares, de retención y de retención y cierre.

Se puede obtener vapor de agua saturado a 10 bar (150 psi), hasta un caudal de 50 000 kg/hora (100 000 lb/hora). El vapor se estrangula hasta la presión deseada y su estado se determina en el contador, así como a la entrada y a la salida del dispositivo que se somete a prueba.

Para pruebas con agua, una bomba arrastrada por una turbina de vapor, suministra agua hasta 45 m³/minuto por las tuberías de prueba.

La presión diferencial estática se mide mediante un manómetro conectado a anillos piezométricos situados en la entrada y a la salida de la posición de prue-

ba 1 en el tramo angular o de la posición de prueba 2 en el tramo recto. El anillo piezométrico de salida para el tramo angular sirve como entrada para el tramo recto. La pérdida de presión para la tubería, medida entre los anillos piezométricos, se resta de la pérdida de presión del conjunto válvula y tubería hallándose la pérdida de presión debida sólo a la válvula.

Los resultados de algunas de estas pruebas llevadas a cabo en los laboratorios de ingeniería de Crane están reflejados en las figuras 2-4 a 2-7 que se pueden ver en las dos páginas siguientes.

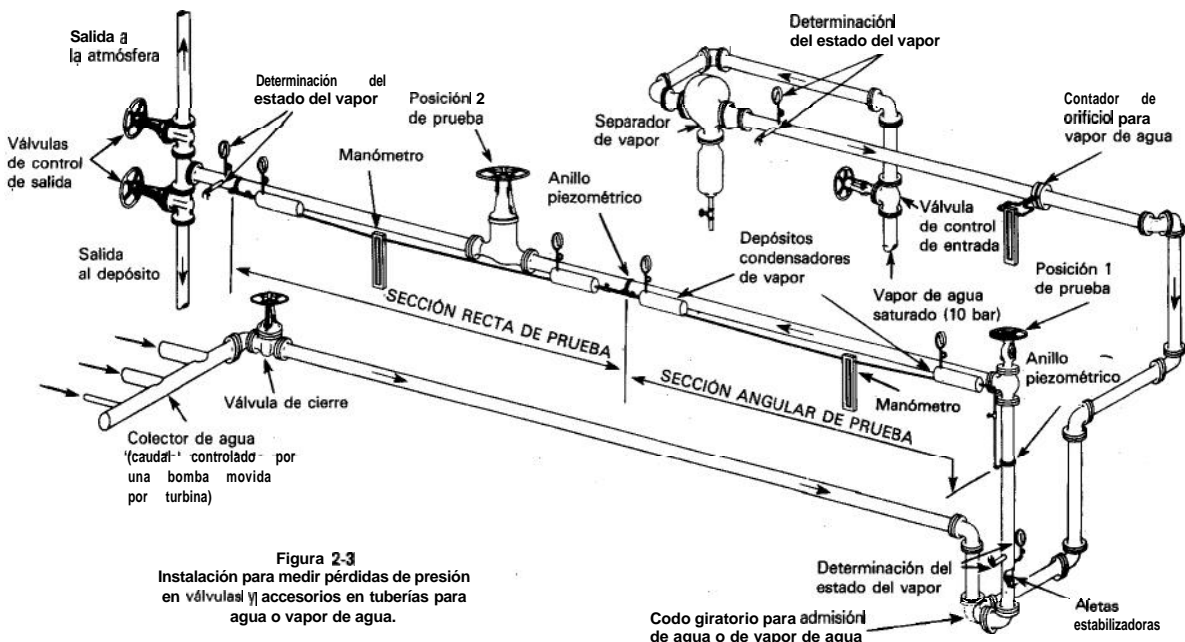


Figura 2-3
Instalación para medir pérdidas de presión en válvulas y accesorios en tuberías para agua o vapor de agua.

Codo giratorio para admisión de agua o de vapor de agua

Pruebas hechas por Crane con agua

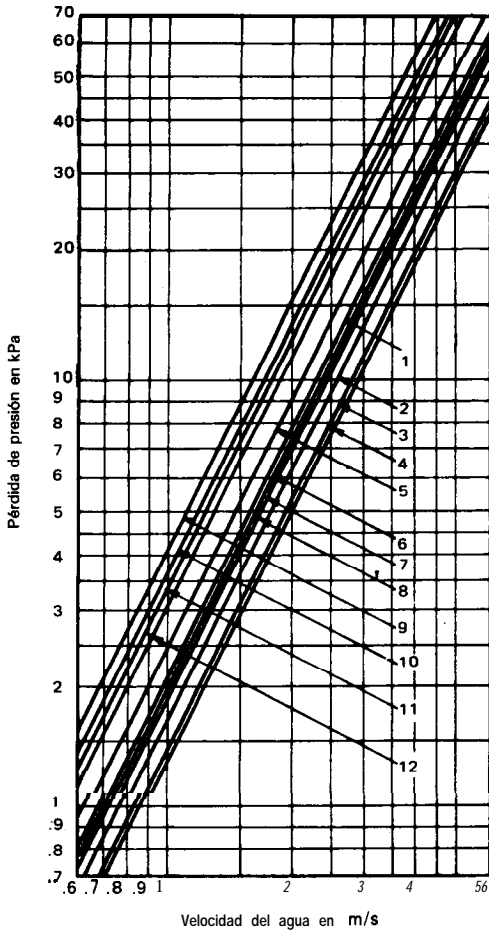


Figura 24

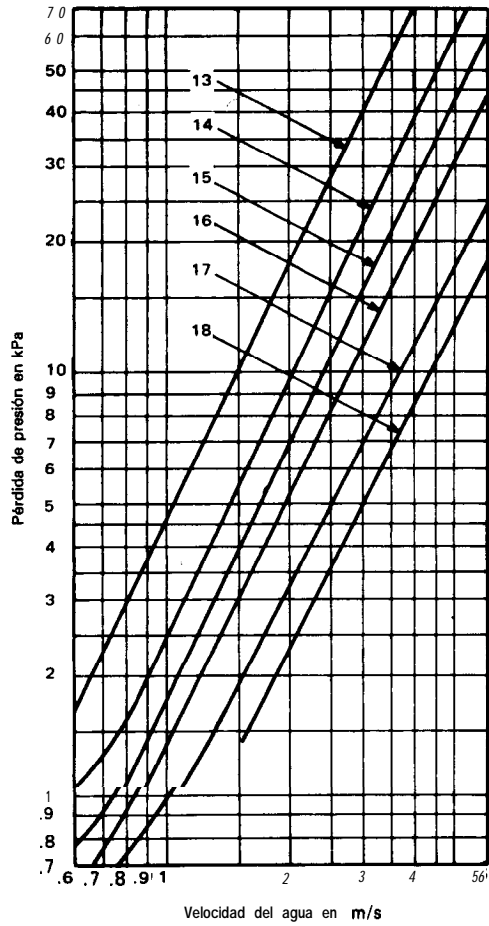


Figura 2-5

1 kPa = 0.01 bar

Pruebas con agua-Curvas 1 a 18

Fluido	No. de figura	No. de curva	Medida nominal		Tipo de válvula*
			pulg	mm	
Agua	Figura 2-4	1	3/4	20	Válvula de globo de hierro fundido, clase 150, modelo en Y, asiento plano
		2	1	50	
		3	1 1/4	100	
		4	1 1/2	150	
		5	2	40	Válvula angular de bronce, clase 150 con obturador de anillo recambiable, asiento plano
		6	2 1/2	50	
		7	3	65	
		8	4	80	
		9	1 1/2	40	Válvula de globo convencional de bronce, clase 150, con obturador de anillo recambiable, asiento plano
		10	2	50	
		11	2 1/2	65	
		12	3	80	
	Figura 2-5	13	1 1/8	10	Válvula de retención (check) oscilante, de bronce, clase 200
		14	1 1/2	15	
		15	2	20	
		16	2 1/4	32	
		17	3	50	
		18	6	150	

*Excepto para válvulas de retención (check) a velocidades bajas, donde las gráficas (14 a 17) se curvan, todas las válvulas se probaron con el obturador completamente abierto.

Pruebas hechas por Crane con agua

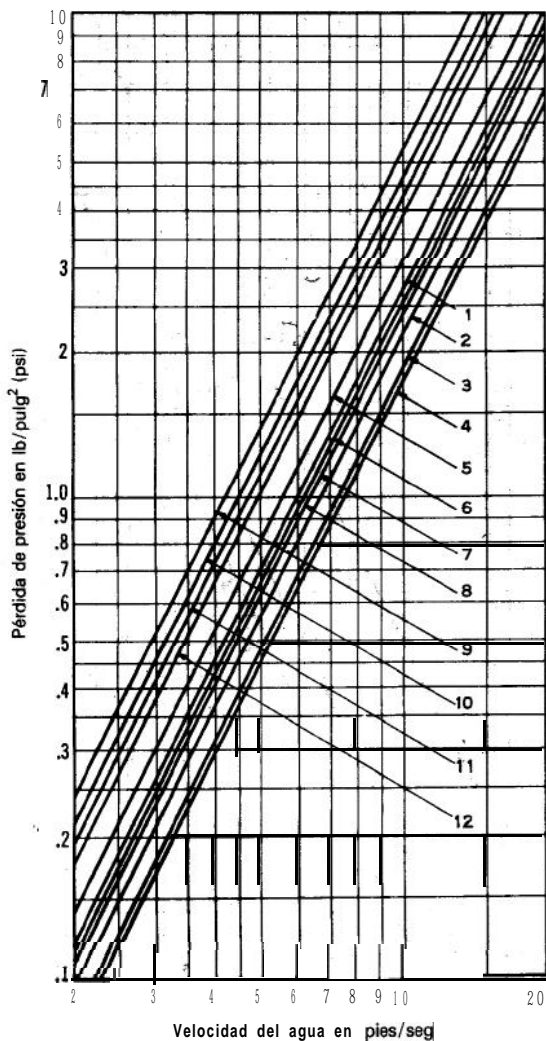


Figura 2-4a

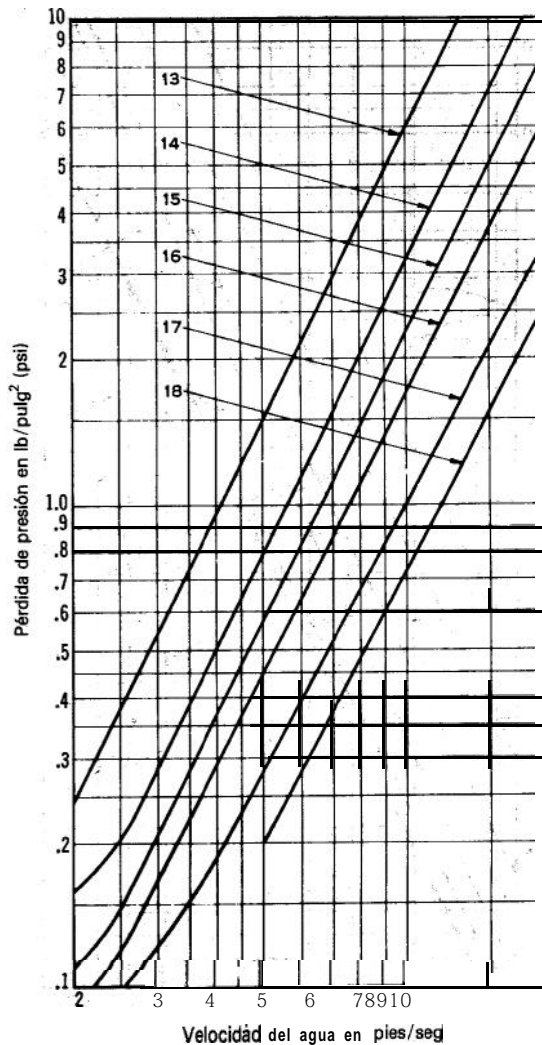


Figura 2-5a

Pruebas hechas por Crane con vapor de agua

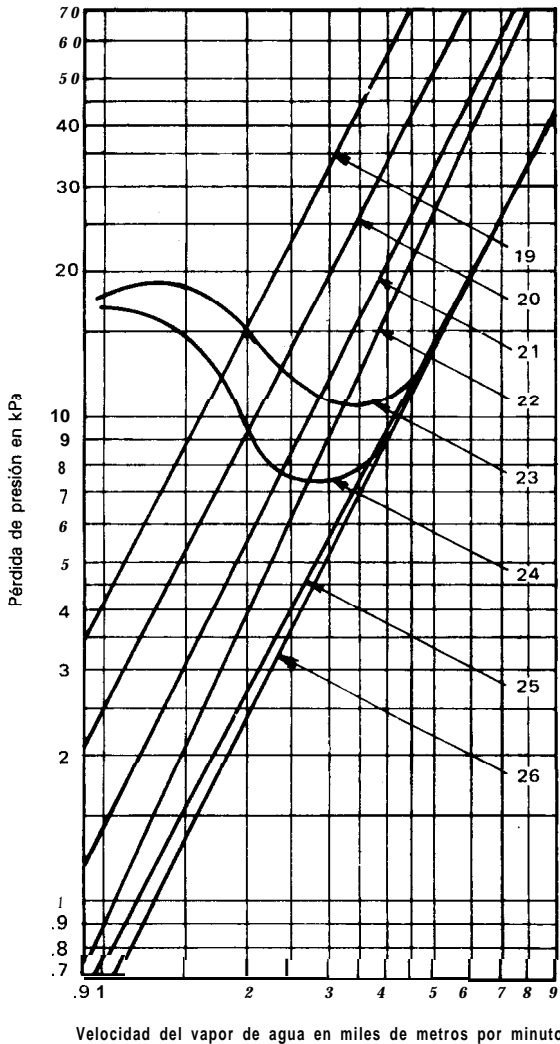


Figura 2-6

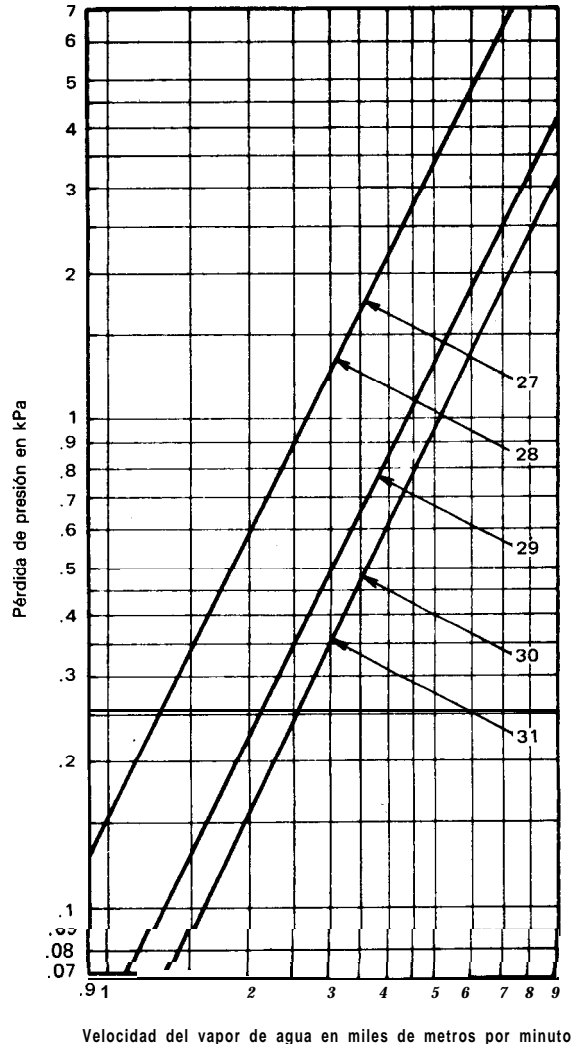


Figura 2-7

1 kPa = 0.011 bar

Pruebas con vapor de agua — Curvas 19 a 31

Fluido	No. de Figura	Curva No.	Medida nominal		Tipo de válvula* o accesorio
			Pulg	m m	
Vapor de agua saturado 3.5 bar manométrico	Figura 2-6	19	2	50	Válvula de globo conv. de bronce, clase 300 .Globo cónico tipo
		20	6	150	Válvula de globo conv. de acero, clase 300 .Asiento cónico tipo macho
		21	6	150	Válvula angular de acero, clase 300 .Asiento cónico tipo macho
		22	6	150	Válvula angular de acero, clase 300 Asiento esférico o cónico
		23	6	150	Válvula de retención y cierre angular de acero, clase 600
		24	6	150	Válvula de ret. y cierre de asiento, modelo en Y, de acero, clase 600
50 psi manométrico	Figura 2-7	25	6	150	Válvula angular de acero, clase 600
		26	6	150	Válvula de globo, modelo en Y, de acero, clase 600
		27	2	50	Codo de 90° de pequeño radio para usar con tuberías de cédula 40.
		28	6	150	Codo convencional de 90° con bridas de hierro fundido, clase 250
		29	6	150	Válvula de compuerta de acero, clase 600
30	6	150	Válvula de compuerta de hierro fundido, clase 125		
31	6	150	Válvula de compuerta de acero, clase 150		

*Excepto para válvulas de retención a velocidades bajas donde las gráficas (23 y 24) se curvan, todas las válvulas se probaron con el obturador completamente abierto.

Pruebas hechas por Crane con vapor de agua

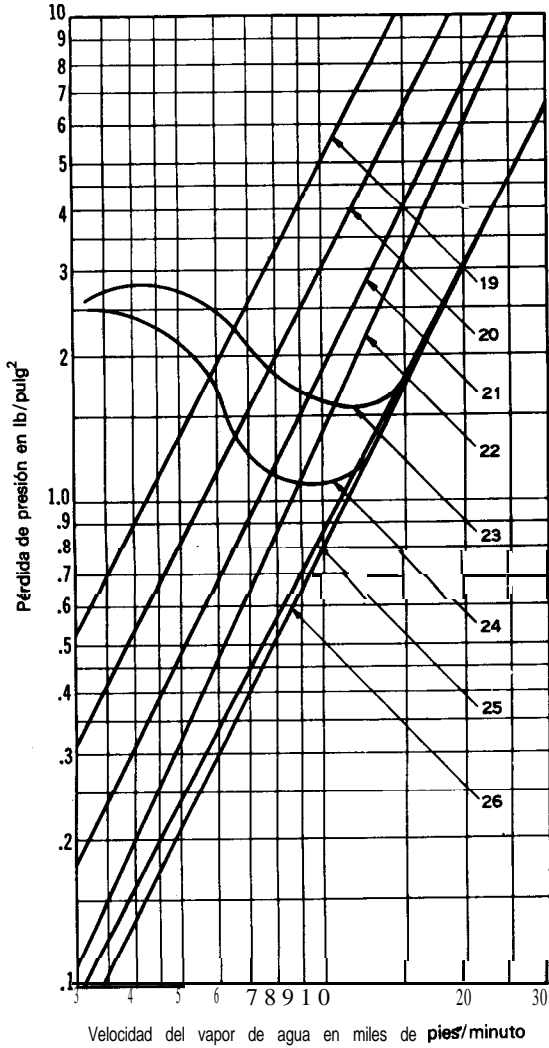


Figura 2-6a

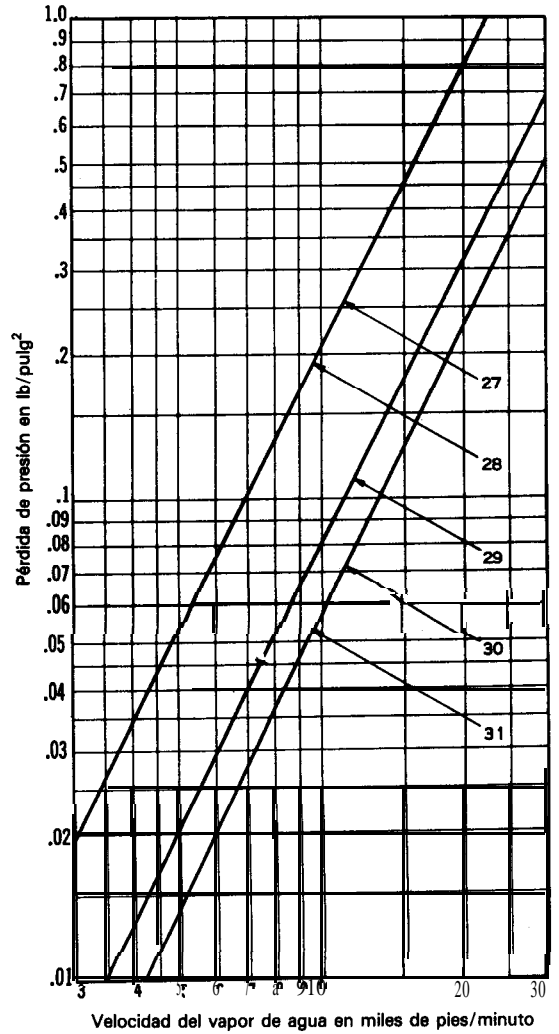


Figura 2-7a

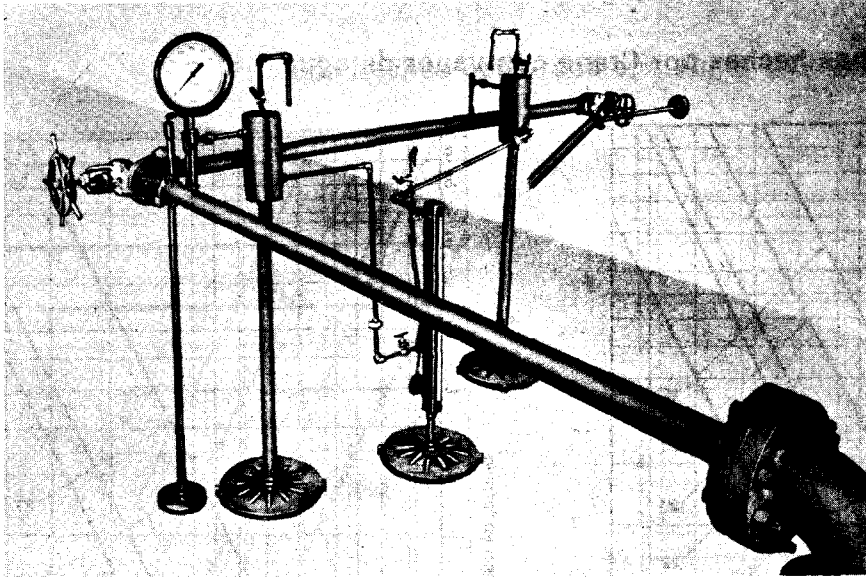


Figura 2-8
Sistema de tuberías para prueba de válvulas angulares de acero fundido de 2.5 pulgadas (65 mm).

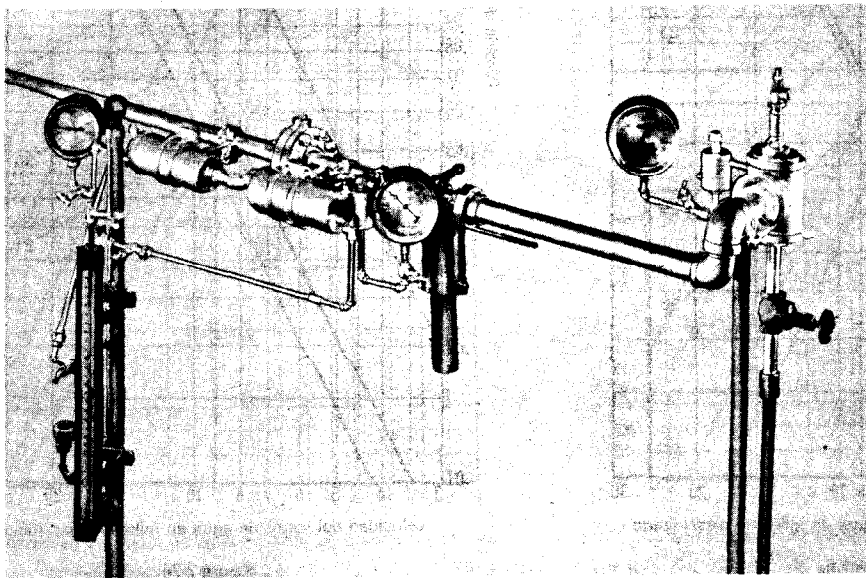


Figura 2-9
Prueba de funcionamiento con vapor de agua en válvulas de seguridad de bronce de 0.5 pulgadas (15 mm).

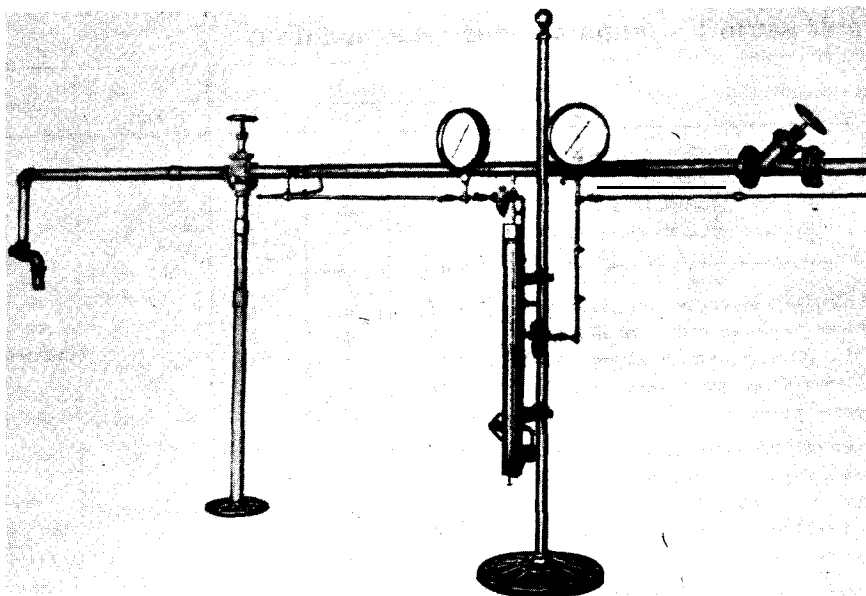


Figura 2-10
Sistema de tuberías para prueba de válvulas de globo en Y de acero de 0.5 pulgadas (50 mm).

Relación entre la pérdida de presión y la velocidad de flujo

Muchos experimentos han demostrado que la pérdida de presión debida a válvulas y accesorios es proporcional a la velocidad elevada a un exponente constante. Cuando la caída de presión o pérdida de presión se **grafica** contra la velocidad en coordenadas logarítmicas, la curva resultante es por tanto una línea recta. En el régimen de flujo turbulento, el valor del exponente de v se ha encontrado que varía aproximadamente entre 1.8 y 2.1 para diferentes diseños de válvulas y accesorios. Sin embargo, en todos los casos prácticos, se acepta que la caída de presión o pérdida de presión debida al flujo de fluidos de régimen turbulento en válvulas y accesorios varía con el cuadrado de la velocidad.

Esta relación entre pérdida de presión y velocidad es **válida** para válvulas de retención, sólo si hay flujo suficiente para mantener el obturador abierto. El punto de desviación de la línea recta en las curvas obtenidas en los ensayos, como se ilustra en las figuras 2-5 y 2-6, define las condiciones de flujo necesarias para sostener el obturador de una válvula de retención en la posición de total apertura.

La mayor parte de las dificultades encontradas con las válvulas de retención, así como de obturador ascendente y oscilante, son debidas a un **sobredimensionamiento** que origina funcionamiento ruidoso y desgaste prematuro de las partes móviles.

Al volver a la figura 2-6, se nota que la velocidad del vapor de agua saturado a 3.5 bar (50 psig), en el punto donde las dos curvas dejan de ser una línea recta, es de 4000 a 4500 **metros/minuto** (14 000 a 15 000

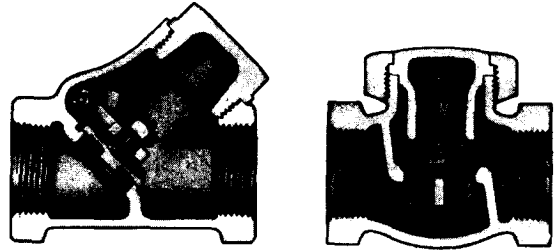


Figura 2-11

Válvula de retención de obturador oscilante en Y

Válvula de retención con obturador ascendente

pie/min). Las velocidades inferiores no son suficientes para levantar el obturador en toda su carrera y mantenerlo en una posición estable contra los topes originando un incremento en la caída de **presión**, como se indica en las curvas. Bajo estas condiciones el obturador oscila con menores variaciones del flujo, causando funcionamiento ruidoso y desgaste rápido de las partes móviles en contacto.

La velocidad mínima requerida para levantar el obturador hasta la posición estable y de total apertura, ha sido determinada en pruebas para varios tipos de válvulas de retención, pie, retención y de cierre, se facilita en la tabla del factor "K" (véanse páginas A-46 a A-49). Se expresa en términos de un número constante de veces la raíz cuadrada del volumen específico del fluido que circula, haciéndola aplicable para su utilización con cualquier fluido.

El dimensionamiento de las válvulas de retención, de

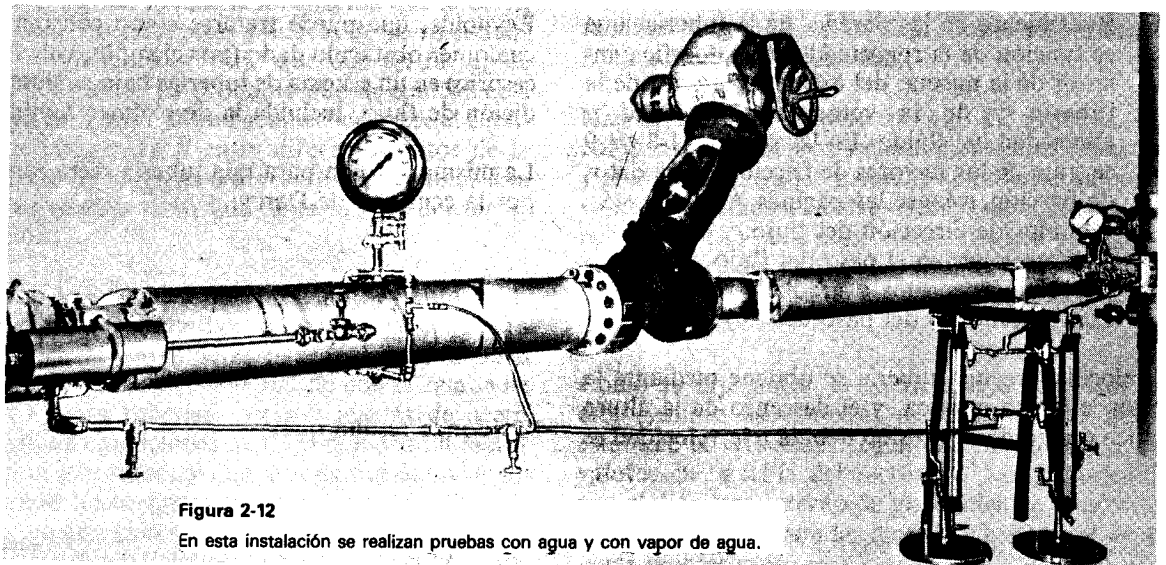


Figura 2-12

En esta instalación se realizan pruebas con agua y con vapor de agua.

Relación entre la pérdida de presión y la velocidad de flujo (continuación)

acuerdo con la velocidad mínima especificada para el levantamiento total del obturador, a menudo resultará en válvulas de paso menor que la tubería en la que están instaladas; sin embargo, la caída de presión real será, si acaso, un poco mayor que la de la válvula de paso total que se use en otra posición que no sea la de total apertura. Las ventajas son una vida

más larga y un funcionamiento más suave de la válvula. Las pérdidas debidas a estrechamientos y ensanchamientos repentinos o graduales que aparezcan en **tales** instalaciones con casquillos, bridas **reductoras**, o reductores cónicos, se pueden calcular fácilmente a partir de los datos suministrados en la tabla del factor “**K**”.

Coefficiente de resistencia **K**, longitud equivalente **L/D** y coeficiente de flujo

Existen datos sobre pruebas de pérdida de presión para una amplia variedad de válvulas y accesorios, fruto del trabajo de muchos investigadores. Se han realizado estudios en este campo por los laboratorios de Crane; sin embargo, debido al tiempo y costo de tales pruebas, en la práctica es imposible obtener datos de pruebas de cada medida, tipo de válvula y conexión.

Por lo anterior, es deseable proporcionar medios confiables de extrapolación de la información disponible sobre pruebas para abarcar aquellos elementos que no han sido o no pueden ser probadas con facilidad. Los conceptos que a menudo se usan para llevar a cabo esto son la “longitud equivalente **L/D**”, “coeficiente de resistencia **K**”, y “coeficiente de flujo **C_v** o **K_v**”.

Las pérdidas de presión en un sistema de tuberías se deben a varias características del sistema, que pueden clasificarse como sigue:

1. Rozamiento en las paredes de la tubería, que es función de la rugosidad de la superficie interior de la misma, del diámetro interior de la tubería y de la velocidad, densidad y viscosidad del fluido. En las páginas 1-8 y 1-9 se trata de los factores de fricción. Para datos de fricción, véanse las páginas A-41 a A-45.
2. Cambios de dirección del flujo.
3. Obstrucciones en el paso del flujo.
4. Cambios repentinos o graduales en la superficie y contorno del paso del flujo.

La velocidad en una tubería se obtiene mediante la presión o altura estática, y el descenso de la altura estática o pérdida de presión debida a la velocidad es

$$h_L = \frac{v^2}{2g_n} \quad \text{Ecuación 2-1}$$

que se define como “altura de velocidad”. El flujo por una válvula o accesorio en una línea de tubería causa también una reducción de la altura estática, que puede expresarse en función de la altura de velocidad. El coeficiente de resistencia **K** en la ecuación,

$$h_L = K \frac{v^2}{2g_n} \quad \text{Ecuación 2-2}$$

se define como la pérdida de altura de velocidad para una válvula o accesorio. Está siempre asociado con el diámetro al cual se refiere la velocidad. En la mayor parte de las válvulas o accesorios las pérdidas por fricción (punto 1 de los mencionados), a lo largo de la longitud real de flujo, son mínimas comparadas con las debidas a uno o más de los otros tres puntos mencionados.

Por ello, el coeficiente de resistencia **K** se considera independiente del factor de fricción y del número de Reynolds, que puede tratarse como constante para cualquier obstáculo dado (por ejemplo, válvula o accesorio) en un sistema de tuberías bajo cualquier condición de flujo, incluida la de régimen laminar.

La misma pérdida para una tubería recta se expresa por la ecuación de Darcy:

$$h_L = \left(f \frac{L}{D} \right) \frac{v^2}{2g_n} \quad \text{Ecuación 2-3}$$

De donde resulta que:

$$K = \left(f \frac{L}{D} \right) \quad \text{Ecuación 2-4}$$

Coeficiente de resistencia K , longitud equivalente L/D y coeficiente de flujo (continuación)

La relación L/D es la longitud equivalente en diámetros de tubería recta que causa la misma pérdida de presión que el obstáculo, en las mismas condiciones de flujo. Ya que el coeficiente de resistencia K es constante para cualquier condición de flujo, el valor de L/D para cualquier válvula o accesorio dados, debe variar de modo inverso al cambio del factor de fricción para las condiciones diferentes de flujo.

El coeficiente de resistencia K , en teoría es una constante para todas las medidas de un cierto **diseño** o línea de válvulas y accesorios, si todas las medidas fueran geoméricamente similares. Sin embargo, la similitud geométrica es difícil que ocurra; si lo fuera, es porque el diseño de **válvulas** y accesorios se rige por costos de fabricación, normas, resistencia estructural y otras consideraciones.

Un ejemplo de falta de similitud geométrica se muestra en la figura 2-13, donde un codo estándar de 300 mm (12 **pulgadas**) se ha dibujado a escala 1/6 para comparar con otro codo estándar de 50 mm (2 **pulgadas**), de modo que los diámetros de sus orificios sean iguales. Si el paso del flujo en dos **accesorios** dibujados a estas escalas fueran idénticos, debe existir similitud geométrica; además la rugosidad relativa de las superficies tiene que ser similar.

La figura 2-14 se basa en un análisis de datos de varias pruebas de diferentes fuentes. Los coeficientes K relacionadas con la medida, para varias líneas de válvulas y accesorios, son presentados en una tabla. Se observa que las curvas K presentan una tendencia definida siguiendo la misma inclinación que la curva $f(L/D)$ para tuberías rectas y nuevas de acero comercial, en condiciones de flujo que **den** un factor de fricción constante. Es probable que la coincidencia del efecto de la no similitud geométrica sobre el coeficiente de resistencia K entre diferentes pasos de la misma línea de válvulas o accesorios sea similar a la rugosidad relativa o medida de la tubería del factor de fricción.

Basado en la evidencia que presenta la figura 2-14, puede decirse que el coeficiente de resistencia K , para una línea dada de válvulas o accesorios, tiende a variar con la medida, como sucede con el factor de fricción f , para tuberías rectas y nuevas de acero comercial, en condiciones de flujo que **den** un factor de fricción constante, y que la longitud equivalente L/D tiende hacia una constante para las diversas medidas de una cierta línea de válvulas o accesorios, en las mismas condiciones de flujo.

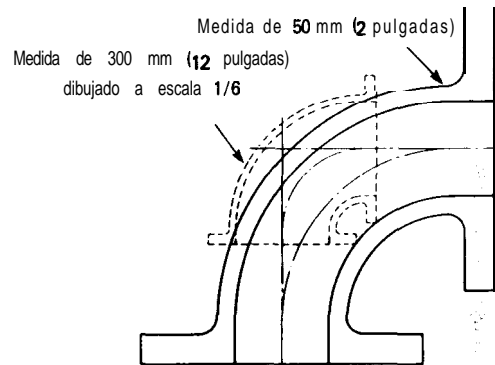


Figura 2-13

Falta de similitud geométrica entre codos con bridas de hierro fundido de 50 mm (2 pulgadas) y 300 mm (12 pulgadas).

Al tener en cuenta esta relación, en las páginas A-46 a A-49 se dan los coeficientes de resistencia K para cada tipo de **válvula** o accesorio que se ilustran. Estos coeficientes se dan como el producto del factor de fricción para la medida deseada de tubería nueva de acero comercial y flujo en la zona de turbulencia completa, por una constante, que representa la longitud equivalente L/D de la válvula o accesorio en diámetros de tubería para las mismas condiciones de flujo, basados en datos de pruebas. Esta longitud equivalente, o constante, es válida para todas las medidas del tipo de válvula o accesorio con el cual se identifica.

Los factores de fricción para tuberías nuevas de acero comercial con flujo en la zona de turbulencia completa (f_T) para pasos nominales de 1/2 a 24 **pulgadas** (15 a 600 mm), están tabulados al comienzo de la **tabla del factor "K"** (página A-46) para facilitar la conversión de expresiones algebraicas de K en cantidades aritméticas.

Hay algunas resistencias al flujo en tuberías, **tales** como estrechamientos y ensanchamientos repentinos y graduales, entradas y salidas de tubería, que tienen similitud geométrica entre pasos. Los coeficientes de resistencia (K) para estos elementos son por ello independientes del paso como lo indica la ausencia de un factor de fricción en los valores dados en la tabla del factor "**K**".

Como se dijo antes, el coeficiente de resistencia K está siempre asociado al diámetro por el que se establece la velocidad, según el término $v^2/2g_n$. Los valores en la tabla del factor "**K**" están asociados con el diámetro interno de los siguientes números de **cédula** de tubería para las diversas clases ANSI de **válvulas** y accesorios.

Coefficiente de resistencia K, longitud equivalente L/D y coeficiente de flujo (continuación)

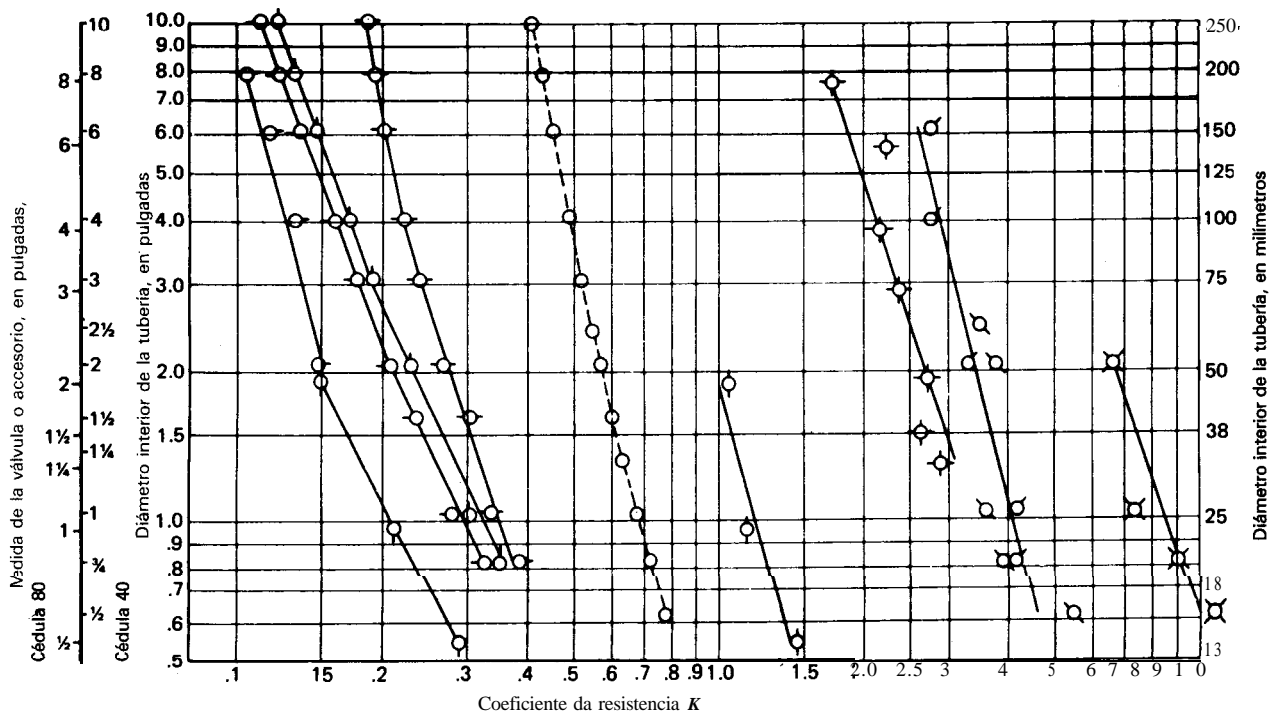


Figura 2-14. Variaciones del coeficiente de resistencia $K (= fL/D)$ con la medida

Símbolo	Producto probado	Autoridad
0	Tubería de Cédula 40 de 30 diámetros de longitud ($K = 30 f_T$)*	Moody A.S.M.E. Trans., Nov. 1944
⊖	Válvulas de compuerta de cuita con cuerpo de hierro, clase 125	Univ. of Wisc. Exp. Sta. Bull., Vol. 9, No. 1, 1922
⊖	Válvulas de compuerta de cuña , de acero, clase 600	Crane Tests
⊖	Curvas de tubería de 90 grados, $R/D = 2$	Pigott A.S.M.E. Trans., 1950
⊖	Curvas de tubería de 90 grados, $R/D = 3$	Pigott A.S.M.E. Trans., 1950
⊖	Curvas de tubería de 90 grados, $R/D = 1$	Pigott A.S.M.E. Trans., 1950
⊖	Válvulas de compuerta de cuña , con globo reducido, de acero, clase 600	Crane Tests
⊖	Válvulas de compuerta Clase 300 de acero con jaula de bola de Venturi.	Crane-Armour Tests
⊖	Válvulas de globo en Y, con cuerpo de hierro, clase 125.	Crane-Armour Tests
⊖	Válvulas angulares, de bronce, clase 125, con obturador de anillo recambiable	Crane Tests
⊖	Válvulas de globo, de bronce, clase 125, con obturador de anillo recambiable.	Crane Tests

* f_T = factor de rozamiento para flujo en la zona de, turbulencia completa: véase página A-46.

- Clase 300 e inferiores.Cédula 40
- Clase 400 y 600.Cédula 80
- Clase 900Cédula 120
- Clase 1500Cédula 160
- Clase 2500 (de 1/2" a 6")XXS
- Clase 2500 (de 8 pulgadas y superiores)Cédula 160

ciones 3-13, 3-15, 3-18 y 3-19, la velocidad y las dimensiones de los diámetros internos usados en la ecuación deben basarse en las dimensiones de estos números de cédula, cualquiera que sea la tubería en donde pueda ser instalada la válvula.

Quando el coeficiente de resistencia K se usa en la ecuación del flujo 2-2, o en cualquiera de sus formas equivalentes dadas en el capítulo 3 como las ecua-

Otro procedimiento que conduce a resultados idénticos para la ecuación 2-2 es ajustar K en proporción a la cuarta potencia de la relación de diámetros y

Coeficiente de resistencia K , longitud equivalente L/D y coeficiente de flujo (continuación)

basar los valores de la velocidad o diámetro en el diámetro interno de la tubería a que se conecte.

$$K_a = K_l \left(\frac{d_a}{d_b} \right)^4 \quad \text{Ecuación 2-5}$$

El subíndice "a" define K y d con referencia al diámetro interno de la tubería en cuestión.

El subíndice "b" define K y d con referencia al diámetro interno de la tubería en donde se establecieron los valores de K , según la lista precedente de números de cédula de tuberías y que son datos conocidos.

Cuando un sistema de tuberías contiene tuberías, válvulas o accesorios de varios diámetros, la ecuación 2-5 puede expresar todas las resistencias en función de un solo diámetro. En este caso, el subíndice "a" se refiere al diámetro con respecto al que se expresan todas las resistencias, y el subíndice "b" se refiere a cualquier otro diámetro del sistema. Para un problema tipo, véase el ejemplo 4-14.

En la industria de fabricación de válvulas, sobre todo en relación con válvulas de control, es conveniente expresar la capacidad de la válvula y las características del flujo de la válvula en función de un coeficiente de flujo; en Estados Unidos y Gran Bretaña, el coeficiente de flujo que se usa se designa como C_v y se define por:

C_v = caudal de agua en galones de E.U.A. o imperiales por minuto, a 60°F (15.6°C) que produce una pérdida de presión de una libra por pulgada cuadrada en la válvula. (Véase la ecuación 3-15 en la página 3-6.)

Otro coeficiente usado en algunos países, particularmente en Europa, es K_v y se define así:

K_v = caudal de agua en metros cúbicos por hora (m^3/h) que produce una pérdida de presión de un kilogramo fuerza por centímetro cuadrado (kgf/cm^2) en la válvula.

Un kgf/cm^2 es igual a 0.980665 bar (exactamente) y también se usa el nombre de **kilopondio** (kp) en lugar de kilogramo fuerza, es decir, $1 \text{ kp}/\text{cm}^2 = 1 \text{ kgf}/\text{cm}^2$.

Cuando se preparó este libro no había un acuerdo internacional para la definición de un coeficiente de flujo en unidades del SI. La capacidad del caudal líquido en unidades métricas se expresa mediante un C_v definido antes. Por ejemplo,

$$C_v = 0.0694 Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p (999)}} \quad (\text{en galones de E.U.A.})$$

en donde:

Q = es la razón de flujo, litros/min

ρ = densidad del fluido, kg/m^3

Δp = bar

Condiciones de flujo laminar

En las instalaciones de tuberías, el flujo cambia de régimen laminar a turbulento dentro de límites del número de Reynolds de 2000 a 4000, definidos en las páginas A-43 a A-45 como la zona crítica. El número de Reynolds crítico inferior, es 2000, que se reconoce por lo general como el límite superior al aplicar la ley de Poiseuille para flujo laminar en tuberías rectas,

Ecuación 2-5

$$h_L = 3263 \frac{\mu L v}{d^2 \rho} \quad h_L = 0.0002 \left(\frac{\mu L v}{d^2 \rho} \right)$$

que es idéntica a la ecuación 2-3, al introducir el valor del factor de fricción para un flujo laminar $f = 64/R_e$. El flujo laminar con números de Reynolds

superiores a 2000 es inestable, y la zona crítica y límite inferior de la zona de transición, mezcla turbulenta y movimiento laminar, pueden alternarse de modo imprevisto.

La ecuación 2-2 ($h_L = K v^2 / 2g_n$) es válida para calcular la pérdida de presión en válvulas y accesorios para todas las condiciones de flujo, incluyendo flujo laminar, usando el coeficiente de resistencia K dado en la tabla del factor "K". Cuando esta ecuación se utiliza para determinar las pérdidas en tubería recta, es necesario calcular el número de Reynolds estableciendo así el factor de fricción f y usándolo para determinar el valor del coeficiente de resistencia K de la tubería, según la ecuación 2-4 ($K = fL/D$). Véanse los ejemplos en las págs. 4-6 a 4-8.

Estrechamientos y ensanchamientos

La resistencia al flujo debida a ensanchamientos bruscos puede expresarse por,

$$K_1 = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \quad \text{Ecuación 2-7}$$

y la resistencia debida a estrechamientos bruscos, por,

$$K_1 = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right) \quad \text{Ecuación 2-8}$$

los subíndices 1 y 2 definen los diámetros interiores de las tuberías pequeña y grande respectivamente.

Es conveniente identificar la relación de diámetros de tuberías pequeña y grande con la letra griega β (beta). Al usar esta notación, las ecuaciones pueden escribirse:

Ensanchamiento brusco

$$K_1 = (1 - \beta^2)^2 \quad \text{Ecuación 2-7.1}$$

Estrechamiento brusco

$$K_1 = 0.5(1 - \beta^2) \quad \text{Ecuación 2-8.1}$$

La ecuación 2-7 se deduce de la ecuación de los momentos, junto con la ecuación de Bernoulli. La ecuación 2-8 se deduce de la ecuación 2-7 y de la ecuación de continuidad, con una aproximación de los coeficientes de contracción determinados por Julius Weisbach.

El valor del coeficiente de resistencia en términos de la tubería más grande, se halla dividiendo las ecuaciones 2-7 y 2-8 por β

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} \quad \text{Ecuación 2-9}$$

Las pérdidas debidas a ensanchamientos graduales en tuberías fueron investigadas por A.H. **Gibson**,²⁹ y se expresan mediante un coeficiente, C_e , aplicado a la ecuación 2-7. Los valores medios aproximados de los coeficientes de Gibson para los diferentes ángulos del cono de divergencia, 8, se definen por:

$$\text{Para } \theta \bar{\approx} 45^\circ \dots \dots \dots C_e = 2.6 \text{sen} \frac{\theta}{2} \quad \text{Ecuación 2-10}$$

$$\text{Para } 45^\circ < \theta \bar{\approx} 180^\circ \dots C_e = 1 \quad \text{Ecuación 2-10.1}$$

Las pérdidas por estrechamientos graduales en tuberías se establecieron a partir del análisis de los datos de las pruebas realizadas por Crane, usando la misma base de la de Gibson para ensanchamientos graduales, o sea proporcionar un coeficiente de estrechamiento C_c para aplicarlo en la ecuación 2-8. Los valores medios aproximados de estos coeficientes de los diferentes ángulos del cono de convergencia θ , se definen mediante:

$$\text{Para } \theta \bar{\approx} 45^\circ \dots \dots C_c = 1.6 \text{sen} \frac{\theta}{2} \quad \text{Ecuación 2-11}$$

$$\text{Para } 45^\circ < \theta \bar{\approx} 180^\circ \dots C_c = \sqrt{\text{sen} \frac{\theta}{2}} \quad \text{Ecuación 2-11.1}$$

El coeficiente de resistencia K para ensanchamientos y estrechamientos bruscos y graduales, expresados en términos de la tubería grande, se establece combinando las ecuaciones 2-7 a 2-11 inclusive.

Ensanchamientos bruscos y graduales

Ecuación 2-12

$$\theta \bar{\approx} 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \frac{2.6 \text{sen} \frac{\theta}{2} (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

$$45^\circ < \theta \bar{\approx} 180^\circ \dots \dots K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} \quad \text{Ecuación 2-12.1}$$

Estrechamientos bruscos y graduales

Ecuación 2-13

$$\theta \bar{\approx} 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \frac{0.8 \text{sen} \frac{\theta}{2} (1 - \beta^2)}{\beta^4}$$

$$45^\circ < \theta \bar{\approx} 180^\circ \dots \dots K_2 = \frac{0.5 \sqrt{\text{sen} \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2)}{\beta^4} \quad \text{Ecuación 2-13.1}$$

Válvulas de paso reducido

Las válvulas, a menudo, se diseñan con diámetros de paso reducidos, y la transición del asiento a los extremos de la válvula puede ser brusca o gradual. Los tipos con paso recto, **tales** como válvulas de compuerta y de bola, diseñados con transición gradual, reciben el nombre de válvulas Venturi. Los análisis de las pruebas con este tipo de válvulas, indican una excelente correlación entre los resultados de las pruebas y los valores calculados de K basados en la suma de las ecuaciones 2-9, 2-12 y 2-13.

Las válvulas que presentan un cambio en la dirección del paso del fluido, **tales** como las válvulas de globo y angulares, son clasificadas como **válvulas** de alta resistencia. Las ecuaciones 2-12 y 2-13 para estrechamientos y ensanchamientos graduales no pueden aplicarse directamente a estas configuraciones, porque los ángulos de convergencia y divergencia son variables respecto de los distintos planos de referencia. Las pérdidas de entrada y salida para válvulas de globo y angulares con asiento reducido se considera que resultan menores que las debidas a ensanchamiento y estrechamiento bruscos (ecuaciones 2-12.1 y 2-13.1 con $\theta = 180^\circ$), si las aproximaciones al asiento son graduales. El análisis de los datos de prueba disponibles indica que el factor β aplicado a las ecuaciones 2-12 y 2-13, para estrechamientos y **ensancha-**

mientos bruscos, produce unos valores calculados de K para válvulas de globo y angulares de paso reducido que se ajustan a los resultados de las pruebas. A falta de datos de prueba reales, los coeficientes de resistencia para válvulas de globo y angulares con asiento reducido pueden calcularse mediante la suma de la ecuación 2-9 y multiplicar las ecuaciones 2-12.1 y 2-13.1 por β , con $\theta = 180^\circ$.

La forma de determinar K para válvulas de globo y angulares con asiento reducido también se aplica a válvulas de globo y **angulares** con estrangulador. En este caso el valor de β se basa en la raíz cuadrada de la relación de áreas.

$$\beta = \sqrt{\frac{a_1}{a_2}}$$

en donde:

a_1 define el área en el punto más restringido del curso del flujo.

a_2 define el área interior de la tubería **conectada**.

Resistencia de las curvas

Flujo secundario: La naturaleza del flujo de líquidos en las curvas ha sido investigada completamente, y se han descubierto muchos aspectos interesantes. Por ejemplo, cuando un fluido pasa por una curva, ya sea en régimen laminar o turbulento, se establece en la curva una condición conocida como "flujo secundario". Éste es un movimiento de rotación perpendicular al eje de la tubería, que se superpone al movimiento principal en la dirección del eje. La resistencia debida a la fricción de las paredes de la tubería y la acción con la fuerza centrífuga combinadas producen esta rotación. La figura 2-15 ilustra este fenómeno.

Resistencia de las curvas al flujo: En forma convencional, se considera que la resistencia o pérdida de presión en una curva se compone de: (1) la pérdida debida a la curvatura; (2) la pérdida excesiva en la tangente corriente abajo, y (3) la pérdida debida a la longitud. Por lo tanto,

$$h_t = h_p + h_c + h_L$$

Ecuación 2-14

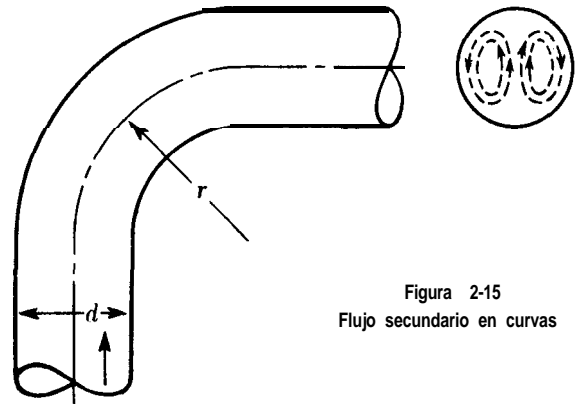


Figura 2-15
Flujo secundario en curvas

en donde:

h_t = pérdida total, en metros de columna de fluido (en **pies**)

h_p = pérdida excesiva en la tangente corriente abajo, en metros de columna de fluido (en **pies**)

h_c = pérdida debida a la curvatura, en metros de columna de fluido (en **pies**)

h_L = pérdida en la curva debida a la longitud, en metros de columna de fluido (en **pies**)

Resistencia de las curvas (continuación)

si:

$$h_b = h_p + h_c$$

Ecuación 2-15

Entonces:

$$h_t = h_b + h_L$$

Sin embargo, la cantidad h_b puede expresarse en función de la altura de velocidad en la fórmula:

$$h_b = K_b \frac{v^2}{2g_n}$$

Ecuación 2-15

donde:

K_b = coeficiente de la curva

v = velocidad del fluido, en metros por segundo (pie/s)

g_n = 9.81 metros por segundo por segundo (32.2 pies por seg²)

La relación entre K_b y r/d (radio relativo*) no está bien definida, como puede observarse en la figura 2-16 (tomada de las investigaciones de **Beij²¹**). Las curvas en este nomograma indican que K_b tiene un valor mínimo cuando r/d está entre 3 y 5.

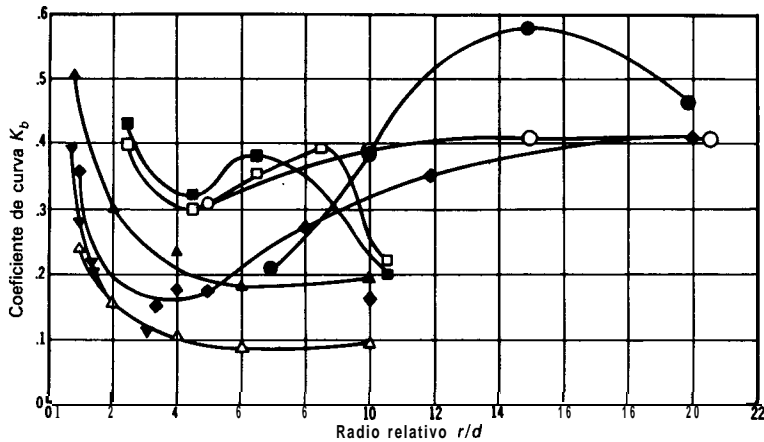


Figura 2-15. Coeficientes de curva deducidos por varios investigadores (Beij²¹). Tomado de "Pressure losses for Fluid Flow in 90° Pipe Bends", de K.H. Beij.
Por cortesía de/ Journal of Research of National Bureau of Standards

Investigador	Diámetro en pulgadas	Símbolo	Diámetro en m m
Balch	3	●	80
Davis	2	□	50
Brightmore	3	◐	80
Brightmore	4	◑	100
Hofmann	1 . 7 (tubería rugosa)	▲	43 (tubería rugosa)
Hofmann	1 . 7 (tubería lisa)	△	43 (tubería lisa)
Vogel	6, 8 y 10 . .	▼	150, 200, 250
B e i j	4	◆	100

*El radio relativo de una curva es la relación entre el radio del eje de la curva y el diámetro interno de la tubería. Ambas dimensiones deben estar en las mismas unidades.

Resistencia de las curvas (continuación)

Los valores de K para curvas de 90 grados con diversas relaciones de curvatura (r/d) aparecen en la página A-49. Los valores (basados también en el trabajo de Beij) representan condiciones medias de flujo en curvas de 90 grados.

La pérdida debida a curvas de más de 90° , tales como tuberías en hélice o curvas de expansión, es menor que la suma de pérdidas en el número total de curvas de 90° contenidas en la hélice, consideradas por separado, porque la pérdida h_p de la ecuación 2-14 se produce **sólo** una vez en la hélice.

La pérdida ocasionada por la longitud, en términos de K es igual a la longitud desarrollada de la curva, en diámetros de tubería, multiplicada por el factor de fricción f_T , descrito y tabulado en la página A-46.

$$K_{\text{longitud}} = 0.5 f_T \pi \frac{L}{D} \quad \text{Ecuación 2-17}$$

Por falta de datos experimentales, se admite que $h_p = h_c$ en la ecuación 2-14. Sobre esta base, el valor total de K para una tubería en hélice o curva de expansión formada por curvas continuas de 90° puede determinarse multiplicando el número (n) de curvas de 90° menos una, contenidas en la hélice, por el valor de K debido a la longitud, más la mitad del va-

lor de K debido a la resistencia de la curva, y añadiendo el valor de K para una curva de 90 grados (página A-49).

$$K_B = (n-1) \left(0.25 f_T \pi \frac{L}{D} + 0.5 K_1 \right) + K_1 \quad \text{Ecuación 2-19}$$

El subíndice 1 define el **valor** de K (véase página A-49) para una curva de 90 grados.

Ejemplo:

Una tubería en hélice de 2 pulgadas y cédula 40 tiene cinco espiras completas, es decir, veinte (n) curvas de 90 grados. El radio relativo (r/d) de las curvas es 16, y el coeficiente de resistencia K de una curva de 90 grados es 42 f_T ($42 \times 0.019 = 0.80$) según página A-49.

Hállese el coeficiente de resistencia total (K_B) para la espiral.

$$K_B = (20-1) (0.25 \times 0.019 \pi \times 16 + 0.5 \times 0.8) + 0.8 = 13$$

Resistencia de curvas para tubos en escuadra o falsa escuadra: La longitud equivalente de las curvas de este tipo también se muestran en la página A-49, basadas en los trabajos de H. Kirchbach.⁴

Flujo en toberas y orificios

Los orificios y toberas se usan principalmente para medir caudales. Una parte de la teoría se estudia en estas páginas; si se desean datos más completos, consúltense las referencias 8, 9 y 10 de la bibliografía. El fabricante de los medidores proporciona información sobre instalación o funcionamiento de los medidores comerciales.

Los orificios también se utilizan para restringir el flujo o reducir la presión. Cuando se trata de líquidos, a veces se instalan varios orificios para reducir la presión de forma escalonada y evitar la **cavitación**. En la página A-38 se dan los coeficientes de resistencia K para orificios. Véase un problema de ejemplo en la página 4-11.

El flujo de cualquier fluido por un orificio o tobera, cualquiera que sea la velocidad de avenida, puede expresarse por:

$$q = C_d A \sqrt{2g_n h_L} \quad \text{Ecuación 2-19}$$

La velocidad de avenida puede tener un considerable efecto en la cantidad descargada a través de una

tobera u orificio. El factor corrector para la velocidad de avenida,

$$\frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

puede incorporarse en la ecuación 2-19, como sigue:

Flujo en toberas y orificios (continuación)

$$q = \frac{C_d A}{\sqrt{1 - \beta^4}} \sqrt{2g_n h_L} \quad \text{Ecuación 2-20}$$

La cantidad

$$\frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

se define como el coeficiente de flujo C. En la página A-38 se dan valores de C para toberas y orificios. El uso del coeficiente de flujo C elimina la necesidad de calcular la velocidad de avenida, y la ecuación 2-20 queda como:

$$q = CA \sqrt{2g_n h_L} = CA \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad \text{Ecuación 2-21}$$

$$q = CA \sqrt{2g h_L} = CA \sqrt{\frac{2g(144) \Delta P}{P}}$$

Los orificios y las toberas se usan normalmente en sistemas de tuberías como aparatos de medición y se instalan con bridas o tuberías roscadas con macho, de acuerdo con la ASME o con otras especificaciones de normas. Los valores de h_L y Δp en la ecuación 2-21 son la altura estática diferencial medida, o diferencia de presión entre dos agujeros roscados en la tubería situados a 1 diámetro antes y 0.5 diámetros después del plano en la cara de entrada del orificio o tobera, cuando los valores de C se toman de la página A-38. El coeficiente de flujo C se representa a partir de los diferentes números de Reynolds, basados en los diámetros internos de la tubería de entrada.

Flujo de líquidos: Para toberas y orificios que descargan fluidos incompresibles a la atmósfera, los valores de C pueden tomarse de la página A-38 si h_L o Δp en la ecuación 2-21 se toma como la altura de columna de líquido a la entrada o presión manométrica.

Flujo de gases y vapores: La descarga de fluidos compresibles en toberas y orificios puede expresarse mediante la misma ecuación usada para líquidos, excepto que debe incluirse el factor de expansión neto Y.

$$q = YC \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad q = YCA \sqrt{\frac{2g(144) \Delta P}{P}} \quad \text{Ecuación 2-22}$$

El factor de expansión Y es función de:

1. La relación de calores específicos $\gamma(k)$
2. La relación (β) entre el orificio o diámetro de garganta y el diámetro de entrada.

3. Relación entre las presiones absolutas de salida y entrada.

Este factor^{9,10} ha sido determinado experimentalmente para el aire, que tiene una relación de calores específicos de 1.4 y para el vapor de agua, con relaciones de calores específicos aproximados a 1.3. Los datos se muestran en la página A-39.

En las páginas A-14 a A-17, se dan los valores de $\gamma(k)$ para algunos de los vapores y gases más comunes. La relación de calores específicos $\gamma(k)$ puede variar ligeramente para diferentes presiones y temperaturas, para la mayor parte de los problemas prácticos los valores dados proporcionan resultados muy aproximados.

La ecuación 2-22 puede usarse para orificios que descargan fluidos compresibles a la atmósfera utilizando:

1. El coeficiente de flujo C dado en la página A-38, dentro del límite para el número de Reynolds, permaneciendo C constante para una cierta relación de diámetros, β .
2. El factor de expansión Y, página A-39.
3. La presión diferencial Δp , igual a la presión manométrica a la entrada.

Esto también se aplica a toberas que descargan fluidos compresibles a la atmósfera pero sólo si la presión absoluta de entrada es menor que la presión atmosférica absoluta dividida por la relación crítica de presiones r_c ; esto se trata en la página siguiente. Cuando la presión absoluta de entrada es mayor que esta cantidad, el flujo en toberas debe calcularse como se describe en la página siguiente.

Flujo máximo de fluidos compresibles en una tobera:

Una tobera ligeramente convergente tiene la propiedad de poder conducir un fluido compresible hasta la velocidad del sonido a través de su sección recta mínima o garganta, si la caída de presión disponible es suficientemente alta. La velocidad del sonido es la velocidad máxima que puede alcanzarse en la garganta de una tobera (velocidades supersónicas se consiguen en una sección gradualmente divergente a continuación de la tobera convergente, cuando la velocidad del sonido se alcanza en la garganta).

La relación crítica de presiones es la relación mayor entre presiones de salida y entrada capaz de producir la velocidad del sonido. En la página A-39, se dan va-

Flujo en toberas y orificios (continuación)

lores de la relación de presiones críticas r_c que dependen de la relación del diámetro de la tobera al diámetro de entrada, así como la relación y de calores específicos.

El flujo en toberas y medidores Venturi está limitado por la relación crítica de presiones y los valores mínimos de Y a usar en la ecuación 2-22 por esta condición, están indicados en la página A-39 por el punto de terminación de las curvas, donde $P'_2/P'_1 = r_c$.

La ecuación 2-22 puede usarse para la descarga de fluidos compresibles en toberas a la atmósfera, o a una presión corriente abajo inferior a la indicada por la relación crítica de presiones r_c , utilizando los valores de:

- Y mínimo, página A-39
- C , página A-38

ΔP $P'_1 (1-r)$; r_c tomado de la página A-39
 ρ densidad en las condiciones de entrada

Flujo en tubos cortos: Ya que no hay datos experimentales completos disponibles sobre la descarga de fluidos a la atmósfera en tubos cortos (L/D es menor o igual a 2.5 diámetros de tubería), se pueden obtener datos muy aproximados usando las ecuaciones 2-21 y 2-22, con valores de C comprendidos entre los correspondientes a orificios y toberas, dependiendo de las condiciones de entrada.

Si la entrada es circular, los valores de C se aproximan a los de toberas, mientras que para tubos cortos con entrada cuadrada se tienen características similares a las de los orificios de contorno cuadrado.

Descarga de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías

Flujo de líquidos: Para determinar el flujo de líquidos en tuberías, se usa la fórmula de Darcy. La ecuación 1-4 (página 1-7) se transforma en términos más adecuados en el capítulo 3, y toma una nueva forma como ecuación 3-13. Al expresar esta ecuación en función del gasto en litros por minuto (galones Por minuto).

$$h_L = \frac{22.96 KQ^2}{d^4} \qquad h_L = \frac{0.00259 KQ^2}{d^4}$$

Si se despeja Q la ecuación queda,

$$Q = 0.2087 d^2 \sqrt{\frac{h_L}{K}} \qquad \text{Ecuación 2-23}$$

$$Q = \sqrt{\frac{h_L d^4}{0.00259 K}} = 19.65 d^2 \sqrt{\frac{h_L}{K}}$$

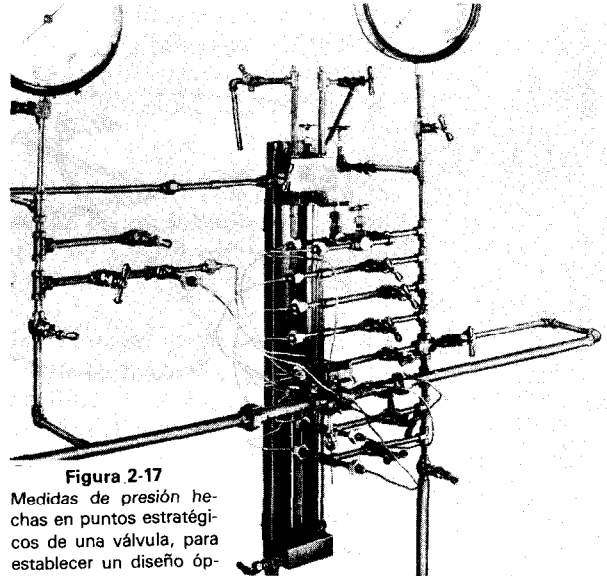


Figura 2-17
 Medidas de presión hechas en puntos estratégicos de una válvula, para establecer un diseño óptimo

Descarga de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías (continuación)

La ecuación 2-23 puede emplearse para válvulas, accesorios y tuberías donde K sea la suma de todas las resistencias -en el sistema de tuberías, incluyendo las pérdidas a la entrada y a la salida cuando las haya. En la página 4-18 se muestran ejemplos de este tipo de problemas.

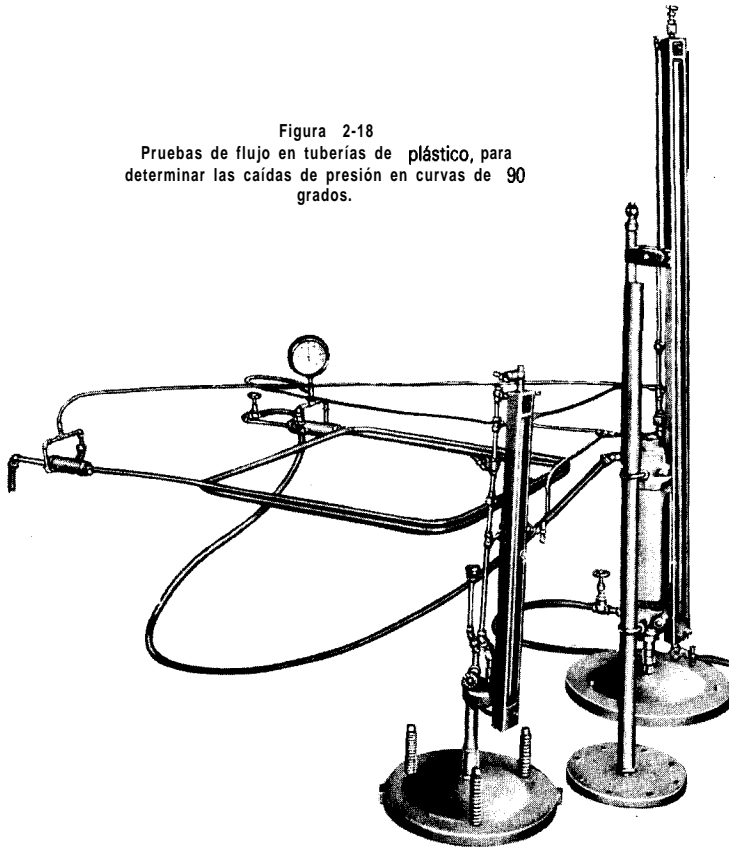
Flujo compresible: Cuando un fluido compresible fluye de un sistema de tuberías hacia un recinto de sección recta mayor que la de tubería, como en el caso de descarga a la atmósfera, se usa una forma modificada de la fórmula de Darcy, la ecuación 1-1 desarrollada en la página 1-11

$$w = 1.111 \times 10^{-6} Y d^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{K \bar{V}_1}}$$

$$w = 0.525 Y d^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{K \bar{V}_1}}$$

En la página 1-12, se describe la determinación de los valores K , Y y ΔP para esta ecuación, y se ilustra con los ejemplos de las páginas 4-18 y 4-20. Esta ecuación también se da en el capítulo 3, página 3-7, ecuación 3-21, en función de la pérdida de presión en bar (Δp).

Figura 2-18
Pruebas de flujo en tuberías de plástico, para determinar las caídas de presión en curvas de 90 grados.



Fórmulas y nomogramas para flujo en válvulas, accesorios y tuberías

CAPÍTULO 3

En los dos primeros capítulos de este libro se han presentado sólo las fórmulas básicas necesarias para la presentación de la teoría de la descarga de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. En el resumen de fórmulas que se da en este capítulo, las fórmulas básicas se han vuelto a escribir en función de las unidades del sistema inglés y en unidades métricas del SI, que son las más usadas internacionalmente, después de la adopción del sistema métrico.

En cada caso se dan varias ecuaciones, permitiendo así seleccionar la fórmula más adecuada para los datos de que se disponga.

Los nomogramas que, se presentan en este capítulo son soluciones gráficas de las fórmulas de flujo aplicables a tuberías. Los problemas de flujo en válvulas y accesorios pueden resolverse también mediante nomogramas, determinando su longitud equivalente en metros o pies de tubería recta.

Debido a la variedad de términos y a la variación de las propiedades físicas de líquidos y gases, fue necesario dividir los nomogramas en dos partes: la primera parte (páginas 3-9 a 3-29) corresponde a líquidos y la segunda (páginas 3-30 a 3-55) a fluidos compresibles.

Todos los nomogramas para la solución de los problemas de pérdida de presión están basados en la fórmula de Darcy, ya que es una fórmula general aplicada a todos los fluidos y puede aplicarse a todos los tipos de tubería mediante el uso del diagrama del factor de fricción de Moody. La fórmula de Darcy proporciona también medios de resolución de problemas de descarga en válvulas y accesorios basados en la longitud equivalente o coeficiente de resistencia. Los nomogramas proporcionan soluciones simples, rápidas, prácticas y razonablemente exactas a las fórmulas de flujo; los puntos decimales están situados exactamente.

La exactitud de un nomograma está limitada por el espacio disponible de la página, longitud de las escalas, número de unidades dadas en cada escala y el ángulo con el que la línea proyectante cruza la escala. Siempre que la solución de un problema escape del alcance de un nomograma la solución de la fórmula debe obtenerse mediante cálculo.

Resumen de fórmulas

Para evitar duplicidad innecesaria, las fórmulas se han escrito en términos ya sea del volumen específico \bar{V} o de la densidad ρ , pero no en función de ambos ya que uno es el recíproco del otro.

$$\bar{V} = \frac{1}{\rho} \quad \rho = \frac{1}{\bar{V}}$$

Estas ecuaciones pueden sustituirse en cualesquiera de las fórmulas que aparecen en este libro, cuando sea necesario.

• Teorema de Bernoulli:

Ecuación 3-1

$$Z + \frac{P}{\rho g_n} + \frac{v^2}{2g_n} = H$$

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho_1 g_n} + \frac{v_1^2}{2g_n} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho_2 g_n} + \frac{v_2^2}{2g_n} + h_L$$

$$Z + \frac{144 P}{\rho} + \frac{v^2}{2g} = H$$

$$Z_1 + \frac{144 P_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{144 P_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2g} + h_L$$

• Velocidad media de flujo en tuberías:

(Ecuación de continuidad)

Ecuación 3-2

$$v = \frac{Q}{A} = 1273 \, 000 \frac{q}{d^2} = 21.22 \frac{Q}{d^2}$$

$$v = 56.23 \frac{B}{d^2} = 1273 \, 000 \frac{W\bar{V}}{d^2} = 354 \frac{WV}{d^2}$$

$$v = 1.243 \frac{q'_h T}{\rho' d^2} = 433 \frac{q'_h S_g}{\rho d^2}$$

$$V = \frac{q_m}{A} = 16 \, 670 \frac{WV}{a} = 21 \, 220 \frac{W\bar{V}}{d^2}$$

$$V = 74.55 \frac{q'_h T}{\rho' d^2} = 25 \, 970 \frac{q'_h S_g}{\rho d^2}$$

$$v = \frac{Q}{a} = 183.3 \frac{q}{d^2} = 0.408 \frac{Q}{d^2}$$

$$v = 0.286 \frac{B}{d^2} = 183.3 \frac{W\bar{V}}{d^2} = 0.0509 \frac{WV}{d^2}$$

$$v = 0.001 \, 44 \frac{q'_h T}{\rho' d^2} = 0.003 \, 89 \frac{q'_h S_g}{\rho d^2}$$

$$V = \frac{q_m}{A} = 2.40 \frac{WV}{a} = 3.06 \frac{W\bar{V}}{d^2}$$

$$V = 0.0865 \frac{q'_h T}{\rho' d^2} = 0.233 \frac{q'_h S_g}{\rho d^2}$$

• Número de Reynolds de flujo en tuberías:

Ecuación 3-3

$$R_e = \frac{Dv\rho}{\mu'} = \frac{dv\rho}{1000\mu'} = \frac{dv\rho}{\mu}$$

$$R_e = 1273 \, 000 \frac{q\rho}{d\mu} = 318.3 \frac{q\rho}{R_H\mu} = 21.22 \frac{Q\rho}{d\mu}$$

$$R_e = 354 \frac{W}{d\mu} = 432 \frac{q'_h S_g}{d\mu} = 56.23 \frac{B\rho}{d\mu}$$

$$R_e = \frac{Dv}{\nu'} = \frac{dv}{1000\nu'} = 1000 \frac{dv}{\nu}$$

$$R_e = 1273 \times 10^6 \frac{q}{d\nu} = 21 \, 220 \frac{Q}{d\nu} = 354 \, 000 \frac{W\bar{V}}{d\nu}$$

$$R_e = \frac{Dv\rho}{\mu_e} = \frac{Dv\rho}{32.2\mu'_e} = 123.9 \frac{dv\rho}{\mu}$$

$$R_e = 22 \, 700 \frac{q\rho}{d\mu} = \frac{473q\rho}{R_H\mu} = 50.6 \frac{Q\rho}{d\mu}$$

$$R_e = 6.31 \frac{W}{d\mu} = 0.482 \frac{q'_h S_g}{d\mu} = 35.4 \frac{B\rho}{d\mu}$$

$$R_e = \frac{v}{\nu} = \frac{dv}{12\nu'} = 774 \frac{dv}{\nu}$$

$$R_e = 1 \, 419 \, 000 \frac{q}{\nu d} = 3160 \frac{Q}{\nu d} = 3 \, 94 \frac{WV}{\nu d}$$

• Equivalencias de viscosidad

Ecuación 3-4

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu}{S}$$

• Pérdida de altura de presión y pérdida de presión en tubería recta:

La pérdida de presión debida al flujo es la misma en una tubería inclinada, vertical u horizontal. Sin embargo, la diferencia de presión debida a la diferencia de altura debe considerarse en los cálculos de caída de presión: Véase página 1-7.

Resumen de fórmulas (continuación)

Fórmula de Darcy:

Ecuación 3-5

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g_n} = 51 \frac{fLv^2}{d}$$

$$h_L = 8265 \times 10^{10} \frac{fLq^2}{d^5} = 22\ 950 \frac{fLQ^2}{d^5}$$

$$h_L = 161\ 200 \frac{fLB^2}{d^5} = 6\ 376\ 000 \frac{fLW^2\bar{V}^2}{d^5}$$

$$\Delta p = 0.005 \frac{fL\rho v^2}{d} = 0.00000139 \frac{fL\rho V^2}{d}$$

$$AP = 81\ 055 \times 10^5 \frac{fL\rho q^2}{d^5} = 2.252 \frac{fL\rho Q^2}{d^5}$$

$$\Delta p = 15.81 \frac{fL\rho B^2}{d^5} = 625.3 \frac{fLW^2\bar{V}^2}{d^5}$$

$$\Delta p = 2\ 69 \frac{fLT(q'_h)^2 S_g}{d^5 \rho'}$$

$$\Delta p = 936.5 \frac{fL(q'_h)^2 S_g^2}{d^5 \rho}$$

$$h_L = \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g_n} = 0.1863 \frac{fLv^2}{d}$$

$$h_L = 6\ 260 \frac{fLq^2}{d^5} = 0.0311 \frac{fLQ^2}{d^5}$$

$$h_L = 0.015\ 24 \frac{fLB^2}{d^5} = 0.000\ 483 \frac{fLW^2\bar{V}^2}{d^5}$$

$$AP = 0.001\ 294 \frac{fL\rho v^2}{d} = 0.000\ 000\ 359 \frac{fL\rho V^2}{d}$$

$$AP = 43.5 \frac{fL\rho q^2}{d^5} = 0.000\ 216 \frac{fL\rho Q^2}{d^5}$$

$$\Delta P = 0.000\ 1058 \frac{fL\rho B^2}{d^5} = 0.000\ 003\ 36 \frac{fLW^2\bar{V}^2}{d^5}$$

$$AP = 0.000\ 000\ 007\ 26 \frac{fLT(q'_h)^2 S_g}{d^5 \rho'}$$

$$AP = 0.000\ 000\ 019\ 59 \frac{fL(q'_h)^2 S_g^2}{d^5 \rho}$$

matemática directa del número de Reynolds y puede expresarse por la fórmula $f = 64/R_e$. Al sustituir este valor de f en la fórmula de Darcy, ésta puede reescribirse:

$$h_L = 3263 \frac{\mu Lv}{d^2 \rho}$$

Ecuación 3-6

$$h_L = 41\ 550 \times 10^5 \frac{\mu Lq}{d^4 \rho} = 69\ 220 \frac{\mu LQ}{d^4 \rho}$$

$$h_L = 183\ 500 \frac{\mu LB}{d^4 \rho} = 1\ 154\ 000 \frac{\mu LW}{d^4 \rho^2}$$

$$AP = 0.32 \frac{\mu Lv}{d^2} = 407\ 400 \frac{\mu Lq}{d^4}$$

$$\Delta p = 6.79 \frac{\mu LQ}{d^4} = 18 \frac{\mu LB}{d^4}$$

$$\Delta p = 113.2 \frac{\mu LW}{d^4 \rho}$$

$$h_L = 0.0962 \frac{\mu Lv}{d^2 \rho}$$

$$h_L = 17.65 \frac{\mu Lq}{d^4 \rho} = 0.0393 \frac{\mu LQ}{d^4 \rho}$$

$$h_L = 0.0275 \frac{\mu LB}{d^4 \rho} = 0.004\ 90 \frac{\mu LW}{d^4 \rho^2}$$

$$AP = 0.000\ 668 \frac{\mu Lv}{d^2} = 0.1225 \frac{\mu Lq}{d^4}$$

$$AP = 0.000\ 273 \frac{\mu LQ}{d^4} = 0.000\ 191 \frac{\mu LB}{d^4}$$

$$AP = 0.000\ 0340 \frac{\mu LW}{d^4 \rho}$$

- Limitaciones de la fórmula de Darcy

Flujo no compresible: líquidos:

La fórmula de Darcy puede usarse sin restricción para flujo de agua, aceites y otros líquidos en tuberías. Sin embargo, cuando se presentan velocidades muy altas en la tubería causan que la presión en la salida sea igual a la presión de vapor del líquido, aparece el fenómeno de la **cavitación** y los valores calculados para el caudal son inexactos.

Para fluido compresible simplificado véase pág. 3-42

- Pérdida de altura de presión y caída de presión con régimen laminar en tubería recta:

En condiciones de flujo laminar ($R_e < 2\ 000$), el factor de fricción o rozamiento sólo es una función

Resumen de fórmulas (continuación)

Flujo compresible; gases y vapores:

Cuando la caída de presión es inferior al 10% de p_1 , se usa ρ o V basados en las condiciones de entrada o de salida. Si la caída de presión es superior al 10% de p_1 , pero menor al 40% de p_1 se usa el valor medio de ρ o V , basado en las condiciones de entrada y de salida o se usa la ecuación 3-19. Cuando la caída de presión es mayor que el 40% de p_1 , se usan las fórmulas racionales o empíricas dadas en esta sección para flujo compresible o la ecuación 3-19 (véase la teoría en la página 1-10).

$$w = \sqrt{\left(\frac{144 g A^2}{\bar{V}_1 f \frac{L}{D}}\right) \left(\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1}\right)}$$

$$w = 0.1072 \sqrt{\left(\frac{d^5}{\bar{V}_1 f L}\right) \left(\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1}\right)}$$

$$q'_h = 114.2 \sqrt{\left(\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{f L_m T S_g}\right) d^5}$$

Flujo isotérmico de gases en líneas de tuberías:

Ecuación 3-7

$$w = 316.23 \sqrt{\frac{A^2}{\bar{V}_1 \left(f \frac{L}{D} + 2 \log_e \frac{P'_1}{P'_2}\right)} \left(\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1}\right)}$$

$$w = 0.000 2484 \sqrt{\frac{d^4}{\bar{V}_1 \left(f \frac{L}{D} + 2 \log_e \frac{P'_1}{P'_2}\right)} \left(\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1}\right)}$$

$$w = \sqrt{\frac{144 g A^2}{\bar{V}_1 \left(f \frac{L}{D} + 2 \log_e \frac{P'_1}{P'_2}\right)} \left(\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1}\right)}$$

$$w = 0.371 \sqrt{\frac{d^4}{\bar{V}_1 \left(f \frac{L}{D} + 2 \log_e \frac{P'_1}{P'_2}\right)} \left(\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1}\right)}$$

Velocidad máxima (sónica) de fluidos compresibles en tuberías:

La velocidad máxima posible de un fluido compresible en una tubería es equivalente a la velocidad del sonido en el fluido; se expresa como:

$$v_s = \sqrt{\gamma R T}$$

Ecuación 3-8

$$v_s = \sqrt{\gamma P' \bar{V}} = 316.2 \sqrt{\gamma P' \bar{V}}$$

$$v_s = \sqrt{k g R T}$$

$$v_s = \sqrt{k g 144 P' \bar{V}}$$

$$v_s = 68.1 \sqrt{k P' \bar{V}}$$

Flujo compresible simplificado para líneas largas de tubería:

Ecuación 3-7a

$$w = 316.23 \sqrt{\left(\frac{A^2}{\bar{V}_1 f \frac{L}{D}}\right) \left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1}\right]}$$

$$w = 0.000 007 855 \sqrt{\left(\frac{d^5}{\bar{V}_1 f L}\right) \left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{P'_1}\right]}$$

$$q'_h = 0.013 61 \sqrt{\left(\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{f L_m T S_g}\right) d^5}$$

Fórmulas empíricas para el flujo de agua, vapor de agua y gas.

Aunque en este libro se recomienda usar el método racional (usando la fórmula de Darcy) para resolver problemas de flujo, algunos ingenieros prefieren usar fórmulas empíricas.

Fórmula de Hazen y Williams para flujo de agua:

Ecuación 3-9

$$Q = 0.000 599 d^{2.63} c \left(\frac{p_1 - p_2}{L}\right)^{0.54}$$

$$Q = 0.442 d^{2.63} c \left(\frac{P_1 - P_2}{L}\right)^{0.54}$$

Resumen de fórmulas (continuación)

donde

- $c = 140$ para tuberías nuevas de acero,
 $c = 130$ para tuberías nuevas de hierro fundido,
 $c = 110$ para tuberías remachadas.

Fórmula de Spitzglass para gas a baja presión:
 (presión inferior a
 $7\,000\text{ N/m}^2 = 7\text{ kPa}$ o a 1.0 lb/pulg^2 manométrica)

Ecuación 3-10

$$q'_h = 0.003\,38 \sqrt{\frac{\Delta h_w d^5}{S_g L \left(1 + \frac{91.5}{d} + 0.001\,18 d\right)}}$$

$$q'_h = 3550 \sqrt{\frac{Ah, d^5}{S_g L \left(1 + \frac{3.6}{d} + 0.03 d\right)}}$$

La temperatura de flujo es $15^\circ\text{C} = 60^\circ\text{F}$

Fórmula de Weymouth

para gas a alta presión:

Ecuación 3-11

$$q'_h = 0.002\,61 d^{2.667} \sqrt{\left(\frac{(p'_1)^2 - (p'_2)^2}{S_g L_m}\right) \left(\frac{288}{T}\right)}$$

$$q'_h = 28.0 d^{2.667} \sqrt{\left(\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{S_g L_m}\right) \left(\frac{520}{T}\right)}$$

Fórmula de Panhandle³ para tuberías de gas natural, de 150 a 500 mm (6 a 24 pulg) de diámetro y R_s comprendido entre (5×10^6) y (14×10^6)

Ecuación 3-12

$$q'_h = 0.005\,06 E d^{2.6182} \left(\frac{(p'_1)^2 - (p'_2)^2}{L_m}\right)^{0.5394}$$

$$q'_h = 36.8E d^{2.6182} \left(\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{L,}\right)^{0.5394}$$

donde: temperatura del gas = 15°C (60°F)

$$S_g = 0.6$$

\bar{E} = Eficiencia de flujo

$E = 1.00$ (100%) para tuberías nuevas sin curvas, codos, válvulas, ni cambio del diámetro o elevación de la tubería.

$E = 0.95$ para condiciones de funcionamiento muy buenas.

$E = 0.92$ para condiciones de funcionamiento medias.

$E = 0.85$ para condiciones de funcionamiento desacomodadamente desfavorables.

• Pérdida de carga y caída de presión en válvulas y accesorios

La pérdida de carga en válvulas y accesorios se da generalmente en función del coeficiente de resistencia K que indica la pérdida de altura de presión estática en una válvula, en función de la "altura de velocidad" o en longitud equivalente, en diámetros de tubería L/D , que cause la misma pérdida de presión que la válvula.

De la fórmula de Darcy, la pérdida de presión por una tubería es:

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g_n} \quad \text{Ecuación 3-5}$$

y la pérdida de presión en una válvula es:

$$h_L = K \frac{v^2}{2g_n} \quad \text{Ecuación 3-13}$$

por ello: $K = f \frac{L}{D}$

Ecuación 3-14

Para eliminar duplicidad innecesaria de fórmulas, todas las siguientes se dan en función de K . Siempre que sea necesario, sustitúyase (fL/D) por (K) .

$$h_L = 8265 \times 10^7 \frac{Kq^2}{d^5} = 22.96 \frac{KQ^2}{d^5} \quad \text{Ecuación 3-15}$$

$$h_L = 161.2 \frac{KB^2}{d^5} = 6377 \frac{KW^2 \bar{V}^2}{d^5}$$

$$\Delta p = 0.000\,005 K\rho v^2 = 0.000\,1389 \times 10^{-5} K\rho V^2$$

Resumen de fórmulas (continuación)

$$A_p = 8105\ 500 \frac{K \rho q^2}{d^4} = 0.002\ 25 \frac{K \rho Q^2}{d^4}$$

$$\Delta p = 0.0158 \frac{K \rho B^2}{d^4}$$

$$A_p = 0.6253 \frac{K W^2 \bar{V}}{d^4}$$

$$A_p = 0.002\ 69 \frac{K (q'_h)^2 T S_g}{d^4 p'}$$

$$A_p = 0.9365 \frac{K (q'_h)^2 S_g^2}{d^4 \rho}$$

$$h_L = \frac{522\ K q^2}{d^4} = 0.002\ 59 \frac{K Q^2}{d^4}$$

$$h_L = 0.001\ 270 \frac{K B^2}{d^4} = 0.000\ 0403 \frac{K W^2 \bar{V}^2}{d^4}$$

$$A_p = 0.000\ 1078\ K \rho v^2 = 0.000\ 000\ 0300\ K \rho V^2$$

$$A_p = 3.62 \frac{K \rho q^2}{d^4} = 0.000\ 017\ 99 \frac{K \rho Q^2}{d^4}$$

$$A_p = 0.000\ 008\ 82 \frac{K \rho B^2}{d^4}$$

$$A_p = 0.000\ 000\ 280 \frac{K W^2 \bar{V}}{d^4}$$

$$A_p = 0.000000000605 \frac{K (q'_h)^2 T S_g}{d^4 p'}$$

$$A_p = 0.000\ 000\ 001\ 633 \frac{K (q'_h)^2 S_g^2}{d^4 \rho}$$

donde ρ = densidad del líquido, en libras/pie³
 ΔP = caída de presión, en libras fuerza/pulgada²
 d = diámetro interno, en pulgadas
 L/D = longitud equivalente de la válvula, en diámetros de tubería
 f = factor de fricción o rozamiento
 K = coeficiente de resistencia

• **Coficiente de resistencia K, para ensanchamientos bruscos y graduales en tuberías**

Si $\theta \bar{\bar{=}} 45^\circ$,

$$K_1 = 2.6 \text{sen} \frac{\theta}{2} (1 - \beta^2)^2 \quad \bullet \text{ Ecuación 3-16}$$

y si $45^\circ < \theta \bar{\bar{=}} 180^\circ$,

$$K_1 = (1 - \beta^2)^2 \quad \bullet \text{ Ecuación 3-16.1}$$

• **Coficiente de resistencia K para estrechamientos bruscos y graduales en tuberías**

Si $\theta \bar{\bar{=}} 45^\circ$,

$$K_1 = 0.8 \text{sen} \frac{\theta}{2} (1 - \beta^2) \quad \bullet \text{ Ecuación 3-17}$$

Si $45^\circ < \theta \bar{\bar{=}} 180^\circ$,

$$K_1 = 0.5 \sqrt{\text{sen} \frac{\theta}{2} (1 - \beta^2)} \quad \bullet \text{ Ecuación 3-17.1}$$

* Nota: Los valores de los coeficientes de resistencia (K) en las ecuaciones 3-16, 3-16.1, 3-17, 3-17.1, están basados en la velocidad en la tubería **pequeña**. Para determinar los valores de K en términos del diámetro mayor, divídanse las ecuaciones por β^4 .

Para flujo compresible con h_L o A_p mayor que el 10% de la presión absoluta de entrada, el denominador deberá multiplicarse por Y^2 . Los valores de Y consúltense en la **página A-40**.

• **Coficiente de flujo**

Como se explicó en la página 2-13, no existe un acuerdo sobre la definición del coeficiente de flujo en función de unidades del SI. Las ecuaciones dadas a continuación se refieren a C_v expresado en unidades inglesas, con el gasto o caudal en galones imperiales o de E.U.A. por **minuto**.

Caudal Q en gal imperiales/min: Ecuación 3-15

$$C_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P (62.4)}} = \frac{24.9\ d^2}{\sqrt{f L/D}} = \frac{24.9\ d^2}{\sqrt{K}}$$

Caudal Q en gal de E.U.A./min:

$$C_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P (62.4)}} = \frac{29.9\ d^2}{\sqrt{f L/D}} = \frac{29.9\ d^2}{\sqrt{K}}$$

Resumen de fórmulas (continuación)

• Descarga de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías: fórmula de Darcy

Flujo líquido:

Ecuación 318

$$q = 0.000\ 003\ 478\ d^2 \sqrt{\frac{h_L}{K}} = 0.000\ 3512\ d^2 \sqrt{\frac{\Delta p}{K\rho}}$$

$$Q = 0.2087\ d^2 \sqrt{\frac{h_L}{K}} = 21.07\ d^2 \sqrt{\frac{\Delta p}{K\rho}}$$

$$w = 0.000\ 003\ 478\ \rho d^2 \sqrt{\frac{h_L}{K}} = 0.000\ 3512\ d^2 \sqrt{\frac{\Delta p\rho}{K}}$$

$$W = 0.012\ 52\ \rho d^2 \sqrt{\frac{h_L}{K}} = 1.265\ d^2 \sqrt{\frac{\Delta p\rho}{K}}$$

$$q = 0.0438\ d^2 \frac{h_L}{J K} = 0.525\ d^2 \frac{AP}{J K\rho}$$

$$Q = 19.65\ d^2 \sqrt{\frac{h_L}{K}} = 236\ d^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{K\rho}}$$

$$w = 0.0438\ \rho d^2 \frac{h_L}{J K} = 0.525\ d^2 \frac{\Delta P\rho}{J K}$$

$$W = 157.6\ \rho d^2 \frac{h_L}{J K} = 1891\ d^2 \frac{\Delta P\rho}{J K}$$

Flujo compresible:

Ecuación 3-19

$$q'_h = 19.31\ Y d^2 \sqrt{\frac{\Delta p p'_1}{K T_1 S_g}}$$

$$q'_h = 1.0312 \frac{Y d^2}{S_g} \sqrt{\frac{\Delta p p_1}{K}}$$

$$q'_m = 0.3217\ Y d' \sqrt{\frac{\Delta p p'_1}{K T_1 S_g}} = 0.01719 \frac{Y d^2}{S_g} \sqrt{\frac{\Delta p p_1}{K}}$$

$$q' = 0.005\ 363\ Y d^2 \sqrt{\frac{\Delta p p'_1}{K T_1 S_g}} = 0.000\ 2864 \frac{Y d^2}{S_g} \sqrt{\frac{\Delta p p_1}{K}}$$

$$w = 0.000\ 3512\ Y d^2 \sqrt{\frac{\Delta p}{K V_1}} \quad W = 1.265\ Y d' \frac{\rho}{K V_1}$$

$$q'_h = 40\ 700\ Y d^2 \int \frac{AP P'_1}{K T_1 S_g}$$

$$q'_h = 24\ 700 \frac{Y d^2}{S_g} \frac{AP \rho_1}{K}$$

$$q'_m = 678\ Y d^2 \frac{AP P'_1}{K T_1 S_g} = 412 \frac{Y d^2}{S_g} \frac{AP \rho_1}{K}$$

$$q' = 11.30\ Y d^2 \frac{\Delta P P'_1}{K T_1 S_g} = 6.87 \frac{Y d^2}{S_g} \frac{APP_1}{K}$$

$$w = 0.525\ Y d^2 \sqrt{\frac{AP}{K V_1}} \quad W = 1891\ Y d^2 \sqrt{\frac{AP}{K V_1}}$$

Los valores de Y se dan en la página A-40. En la determinación de K, Y y Δp, consúltense los ejemplos de las páginas A-18 y 4-20.

• Flujo en toberas y orificios (h_L y Ap medidos en los agujeros roscados en la tubería a 1.0 y 0.5 diámetros)

Líquidos:

Ecuación 3-20

$$q = Av = AC \sqrt{2g_n h_L} = AC \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}$$

$$q = 0.000\ 003\ 48\ d_1^2 C \sqrt{h_L} = 0.000\ 3512\ d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}$$

$$Q = 0.2087\ d_1^2 C \sqrt{h_L} = 21.07\ d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}$$

$$w = 0.000\ 003\ 48\ d_1^2 C \sqrt{h_L \rho^2} = 0.000\ 3512\ d_1^2 C \sqrt{\Delta p \rho}$$

$$W = 0.012\ 52\ d_1^2 C \sqrt{h_L \rho^2} = 1.265\ d_1^2 C \sqrt{\Delta p \rho}$$

$$q = AC \sqrt{2g h_L} = AC \sqrt{\frac{2g (144) \Delta P}{\rho}}$$

$$q = 0.0438\ d_1^2 C \sqrt{h_L} = 0.525\ d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$$

$$Q = 19.65\ d_1^2 C \sqrt{h_L} = 236\ d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$$

$$w = 0.0438\ d_1^2 C \sqrt{h_L \rho^2} = 0.525\ d_1^2 C \sqrt{\Delta P \rho}$$

$$W = 157.6\ d_1^2 C \sqrt{h_L \rho^2} = 1891\ d_1^2 C \sqrt{\Delta P \rho}$$

Los valores de C se dan en la página A-38
d₁ = diámetro de la tobera u orificio

Fluidos compresibles:

Ecuación 3-21

$$q'_h = 19.31\ Y d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta p p'_1}{T_1 S_g}}$$

$$q'_h = 1.0312 \frac{Y d_1^2 C}{S_g} \sqrt{\Delta p p_1}$$

$$q'_m = 0.3217\ Y d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta p p'_1}{T_1 S_g}}$$

$$q'_m = 0.01719 \frac{Y d_1^2 C}{S_g} \sqrt{\Delta p p_1}$$

$$q = 0.005\ 363\ Y d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta p p'_1}{T_1 S_g}}$$

$$q = 0.000\ 2864 \frac{Y d_1^2 C}{S_g} \sqrt{\Delta p p_1}$$

$$w = 0.000\ 3512\ Y d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta p}{V_1}}$$

$$W = 1.265\ Y d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta p}{V_1}}$$

Resumen de fórmulas (continuación)

$$q'_h = 40\ 700\ Y\ d_1^2\ C\ \sqrt{\frac{\Delta P\ P'_1}{T_1\ S_g}}$$

$$q'_h = 24\ 700\ \frac{Y\ d_1^2\ C}{S_g}\ \sqrt{\Delta P\ P_1}$$

$$q'_m = 678\ Y\ d_1^2\ C\ \sqrt{\frac{\Delta P\ P'_1}{T_1\ S_g}}$$

$$q'_m = 412\ \frac{Y\ d_1^2\ C}{S_g}\ \sqrt{\Delta P\ P_1}$$

$$q' = 11.30\ Y\ d_1^2\ C\ \sqrt{\frac{AP\ P'_1}{T_1\ S_g}}$$

$$q' = 6.87\ \frac{Y\ d_1^2\ C}{S_g}\ \sqrt{\Delta P\ P_1}$$

$$w = 0.525\ Y\ d_1^2\ C\ \sqrt{\frac{\Delta P}{V_1}}$$

$$W = 1891\ Y\ d_1^2\ C\ \sqrt{\frac{\Delta P}{V_1}}$$

*Los valores de C se dan en la página A-38

Los valores de Y se dan en la página A-39

d₁ = diámetro de la tobera u orificio

• Equivalencia entre pérdida de carga y caída de presión

Ecuación 3-22

$$h_L = \frac{10200\ \Delta p}{P} \quad \Delta p = \frac{h_L\ P}{10200}$$

$$h_L = \frac{144\ \Delta P}{P} \quad \Delta P = \frac{h_L\ P}{144}$$

• Relación de los valores del coeficiente de resistencia K para diferentes diámetros interiores de tubería

$$K_a = K_b \left(\frac{d_a}{d_b} \right)^4$$

Ecuación 3-23
(véase página A-50)

El subíndice "a" se refiere a la tubería en donde se instalará la válvula.

El subíndice "b" se refiere a la tubería para la cual se estableció el coeficiente de resistencia K.

• Peso específico de líquidos

Cualquier líquido: Ecuación 3-24

$$s = \frac{\rho\ \text{cualquier líquido a } 60^\circ\text{F (15.6}^\circ\text{C)}}{\rho\ \text{agua a } 60^\circ\text{F (15.6}^\circ\text{C)}}$$

Petróleo y derivados: Ecuación 3-25

$$S (60^\circ\text{F}/60^\circ\text{F}) = \frac{141.5}{131.5 + \text{grados API}}$$

Líquidos más ligeros que el agua: Ecuación 3-26

$$S (60^\circ\text{F}/60^\circ\text{F}) = \frac{140}{130 + \text{grados Baumé}}$$

Líquidos más densos que el agua: Ecuación 3-27

$$S (60^\circ\text{F}/60^\circ\text{F}) = \frac{145}{145 - \text{grados Baumé}}$$

• Peso específico de gases

Ecuación 3-29

$$S_g = \frac{R\ (\text{aire})}{R\ (\text{gas})} = \frac{287}{R\ (\text{gas})}$$

$$S_g = \frac{M\ (\text{gas})}{M\ (\text{aire})} = \frac{M\ (\text{gas})}{29}$$

$$S_g = \frac{R\ (\text{aire})}{R\ (\text{gas})} = \frac{53.3}{R\ (\text{gas})}$$

$$S_g = \frac{M\ (\text{gas})}{M\ (\text{aire})} = \frac{M\ (\text{gas})}{29}$$

• Leyes generales para gases ideales

$$P'V_a = w_a\ RT \quad \text{Ecuación 3-29}$$

$$p'V_a = w_a\ RT$$

$$\rho = \frac{w_a}{V_a} = \frac{P'}{RT} = \frac{10^5 p'}{RT} \quad \text{Ecuación 3-30}$$

$$p = \frac{w_a}{V_a} = \frac{p'}{RT} = \frac{144\ P'}{RT}$$

$$R = \frac{8314}{M} = \frac{P}{\rho T} \quad \text{Ecuación 3-31}$$

$$R = \frac{1545}{M} = \frac{144\ P'}{\rho T}$$

Resumen de fórmulas (conclusión)

donde

$$P'V_a = n_a MRT = n_a 8314T = \frac{w_a}{M} 8314T \quad \text{Ecuación 3-32}$$

$n_a = w_a/M =$ número de moles de un gas

$$p'V_a = n_a MRT = n_a 1545T = \frac{w_a}{M} 1545T \quad \text{Ecuación 3-33}$$

$$\rho = \frac{w_a}{V_a} = \frac{P'M}{8314T} = \frac{P'S_g}{287T} = \frac{348.4}{T} \frac{P'S_g}{1}$$

$$\rho = \frac{w_a}{V_a} = \frac{p'M}{1545T} = \frac{P'M}{10.72 T} = \frac{2.70}{7} \frac{P'S_g}{1}$$

• Radio hidráulico*

Ecuación 3-34

área de la sección transversal de flujo (m^2 o pie^2)

$$R_H = \frac{\text{área de la sección transversal de flujo (m}^2 \text{ o pie}^2\text{)}}{\text{perímetro mojado (m o pie)}}$$

Relación con los diámetros equivalentes:

$$D = 4R_H$$

$$d \approx 4000R_H$$

*Véanse limitaciones en la página 1-4

Velocidad de líquidos en tuberías

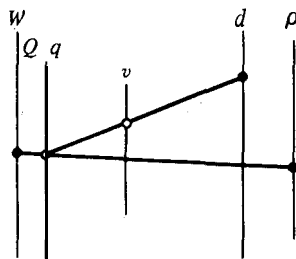
La velocidad media de cualquier líquido que fluye puede calcularse a partir de las siguientes fórmulas o por los nomogramas de las páginas siguientes. Los nomogramas son soluciones gráficas de las fórmulas respectivas:

$$v = 1273.2 \times 10^3 \frac{q}{d^2} = 21.22 \frac{Q}{d^2} = 353.7 \frac{W}{d^2 \rho}$$

$$v = 183.3 \frac{q}{d^2} = 0.408 \frac{Q}{d^2} = 0.0509 \frac{W}{d^2 \rho}$$

(Para valores de d , consúltense las páginas B-23 a B-26)

La pérdida de presión por cada 100 metros (100 pies) y la velocidad en tuberías de cédula 40, para agua a 15°C (60°F), se han calculado para gastos o caudales usados normalmente en tuberías con pasos de 1/8 a 24 pulgadas; estos valores están tabulados en la página B-16.



Velocidad de líquidos en tuberías (continuación)

Ejemplo 1-a

Datos: Un aceite combustible del No. 3 a 15°C fluye en una tubería de 50.8 mm de cédula 40 a un caudal de 20 000 kilogramos por hora.

Hállese: El caudal en litros por minuto y la velocidad media en la tubería.

Solución:

1. $\rho = 897$ página A-12

	Unir		Lectura
2.	$W = 20\ 000$	$\rho = 897$	$Q = 375$
3.	$Q = 375$	50.8 mm cédula 40	$v = 2.9$

Ejemplo 1-b

Datos: Un aceite combustible del No. 3, a 60°F, fluye en una tubería de 2 pulgadas cédula 40, con un gasto o caudal de 45 000 libras por hora.

Hállese: El caudal en galones por minuto y la velocidad media en la tubería.

Solución:

1. $\rho = 56.02$ (página A-13)

	Unir		Lectura
2.	$W = 45\ 000$	$p = 56.02$	$Q = 100$
3.	$Q = 100$	2 pulgadas cédula 40	$v = 10$

Ejemplo 2-a

Datos: El gasto máximo de un líquido será 1 400 litros por minuto con velocidad máxima limitada a 3 metros por segundo.

Hállese: El paso más pequeño de tubería de acero, de acuerdo al código ISO 336.

Solución:

	Unir		Lectura
1.	$Q = 1400$	$v = 3$	$d = 100$

2. De la tabla de la página B-28 la medida o el paso más pequeño de tubería adecuado a ISO 336, es el nominal de 4 pulgadas y diámetro interior 100.1 mm.

Ejemplo 2-b

Datos: El gasto máximo de un líquido debe ser 300 galones por minuto, con una velocidad máxima limitada a 12 pies por segundo en una tubería de cédula 40.

Hállese: La medida o el paso más pequeño de tubería utilizable y la velocidad en la tubería.

Solución:

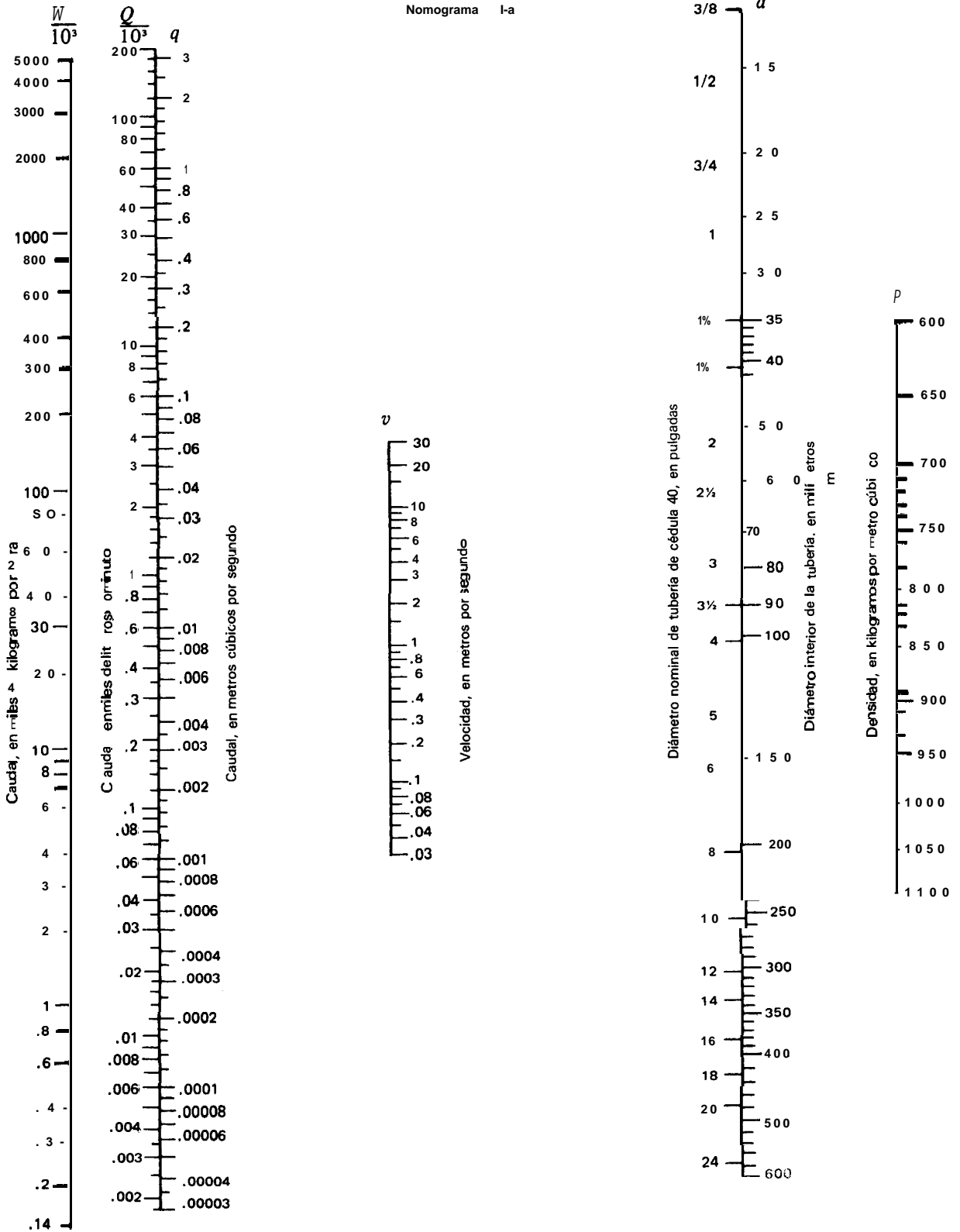
	Unir		Lectura
1.	$Q = 300$	$v = 12$	$d = 3.2$
2.	Tubería recomendable = 3.5 pulg céd. 40		
3.	$Q = 300$	3.5 pulg céd. 40	$v = 10$

Velocidades utilizadas para el flujo de agua en tuberías

Servicio	Velocidad
Alimentación de calderas	2.4 a 4.6 m/s (8 a 15 pie/s)
Succión de bombas y líneas de descarga	1.2 a 2.1 m/s (4 a 7 pie/s)
Servicios generales	1.2 a 3.0 m/s (4 a 10 pie/s)
Distribución de agua potable	hasta 2.1 m/s (7 pie/s)

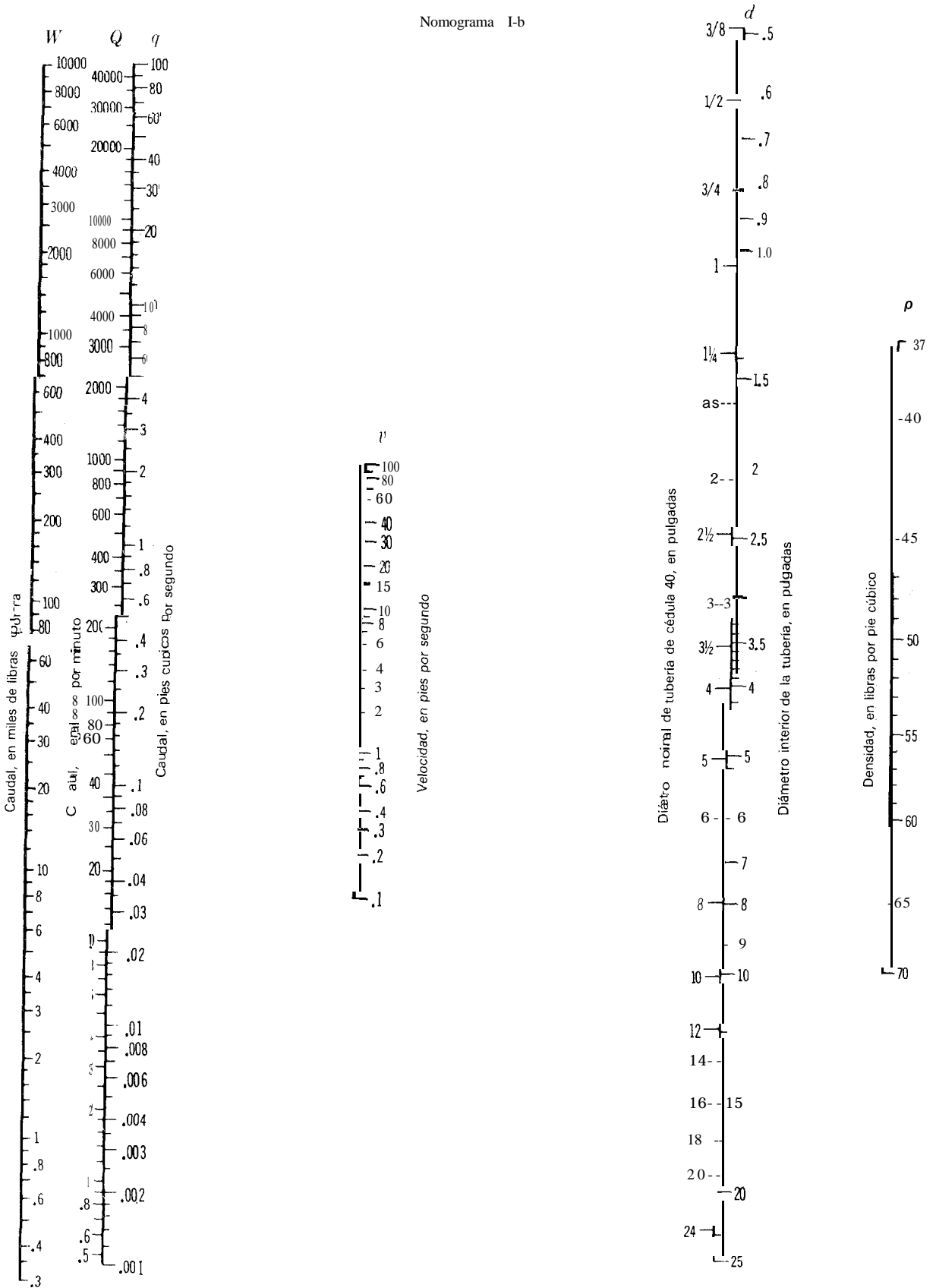
Velocidad de líquidos en tuberías (continuación)

Nomograma I-a



Velocidad de líquidos en tuberías (continuación)

Nomograma I-b



Número de Reynolds para flujo líquido Factor de fricción para tuberías limpias de acero

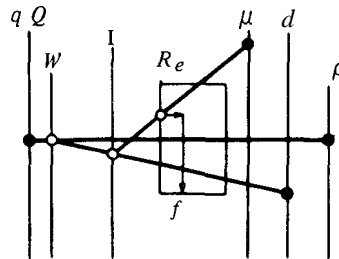
El número de Reynolds puede calcularse a partir de las fórmulas que se dan a continuación o de los nomogramas de las páginas siguientes. Los nomogramas son soluciones gráficas de las fórmulas respectivas:

$$R_e = 1273 \times 10^3 \frac{q\rho}{d\mu} = 21.22 \frac{Q\rho}{d\mu} = 354 \frac{W}{d\mu}$$

$$R_e = 22\,700 \frac{q\rho}{d\mu} = 50.6 \frac{QP}{d\mu} = 6.31 \frac{W}{d\mu}$$

(Para los valores de d , consúltense las páginas B-21 a B-26)

El factor de fricción o rozamiento para tuberías nuevas de acero puede obtenerse a partir de la gráfica que está en el centro del nomograma. Los factores de fricción para otros tipos de tubería pueden determinarse utilizando el número de Reynolds calculado y acudiendo a las páginas A-41 y A-43.



Ejemplo 3-a

Datos: Por una tubería de acero de 4 pulg cédula 40 fluye agua a 90°C con razón de 1 590 litros por minuto.

Hállese: El caudal en kilogramos por hora, el número de Reynolds y el factor de fricción.

Solución:

1. $p = 965$ página A-10
2. $\mu = 0.31$ página A-2
3. $d = 102.3$ página B-21

Unir		Lectura
4. $Q = 1590$	$p = 965$	$W = 92\,000$
5. $W = 92\,000$	4 pulg cédula 40	Índice
6. Índice	$\mu = 0.31$	$R_e = 1\,000\,000$
7. $R_e = 1\,000\,000$	horizontalmente a $d = 102$	$f = 0.017$

Ejemplo 3-b

Datos: En una tubería de acero cédula 40 de 4 pulgadas fluye agua a 200°F a razón de 415 galones por minuto.

Hállese: El gasto en libras por hora, el número de Reynolds y el factor de fricción.

Solución:

1. $\rho = 60.107$.. (página A-11)
2. $\mu = 0.30$ (página A-5)

-Unir		Lectura
3. $Q = 415$	$\rho = 60.107$	$W = 200\,000$
4. $W = 200\,000$	4 pulg cédula 40	Índice
5. Índice	$\mu = 0.30$	$R_e = 1\,000\,000$
6. $R_e = 1\,000\,000$	horizontalmente a $d = 4.03$	$f = 0.017$

Número de Reynolds para flujo líquido Factor de fricción para tuberías limpias de acero (continuación)

Ejemplo 4-a

Datos: Aceite de densidad 897 kg/m^3 y viscosidad 8.4 centipoises, que fluye en una tubería de acero de 51 mm de diámetro interior a razón de 0.006 metros cúbicos por segundo.

Hállese: El caudal en kilogramos por hora, el número de Reynolds y el factor de fricción.

Solución:

	Unir		Lectura
1.	$q = 0.006$	$\rho = 897$	$W = 19000$
2.	$W = 19000$	$d = 51$	Índice
3.	Índice	$\mu = 9.4$	$R_e = 14500$
4.	$R_e = 14\ 500$	horizontalmente a $d = 51$	$f = 0.03$

Ejemplo 4-b

Datos: Aceite combustible del No. 3 a 60°F fluye en una tubería de acero de 2 pulgadas cédula 40, a una razón de 100 galones por minuto.

Hallar: El gasto en libras por hora, el número de Reynolds y el factor de rozamiento.

Solución:

1. $\rho = 56.02$ (página A-12)
2. $\mu = 9.4$ (página A-5)

	Unir		Lectura
3.	$Q = 100$	$\rho = 56.02$	$W = 4.5\ 000$
4.	$W = 45\ 000$	2 pulg céd. 40	Índice
5.	Índice	$\mu = 9.4$	$R_e = 14\ 600$
6.	$R_e = 14\ 600$	horizontalmente a $d = 2.07$	$f = 0.03$

Caída de presión en líneas de líquidos en flujo turbulento

La caída de presión en **líquidos** que fluyen puede calcularse a partir de la fórmula de Darcy o de los nomogramas de las páginas siguientes. Los nomogramas son una solución gráfica de las fórmulas.

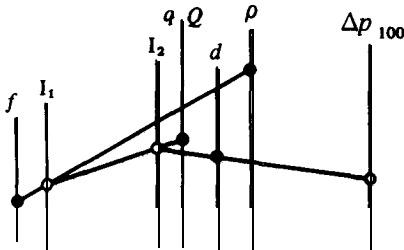
$$\Delta p_{100} = 0.5 \frac{f \rho v^2}{d} = 81\,055 \times 10^7 \frac{f \rho q^2}{d^5}$$

$$\Delta p_{100} = 225 \frac{f \rho Q^2}{d^5} = 62\,530 \frac{f W^2}{d^5 \rho}$$

$$\Delta P_{100} = 0.1294 \frac{f \rho v^2}{d} = 4350 \frac{f \rho q^2}{d^5}$$

$$\Delta P_{100} = \mathbf{0.0216} \frac{f \rho Q^2}{d^5} = 0.000 \mathbf{336} \frac{f W^2}{d^5 \rho}$$

(Para los valores de d , consúltense las páginas B-21 a B-26)



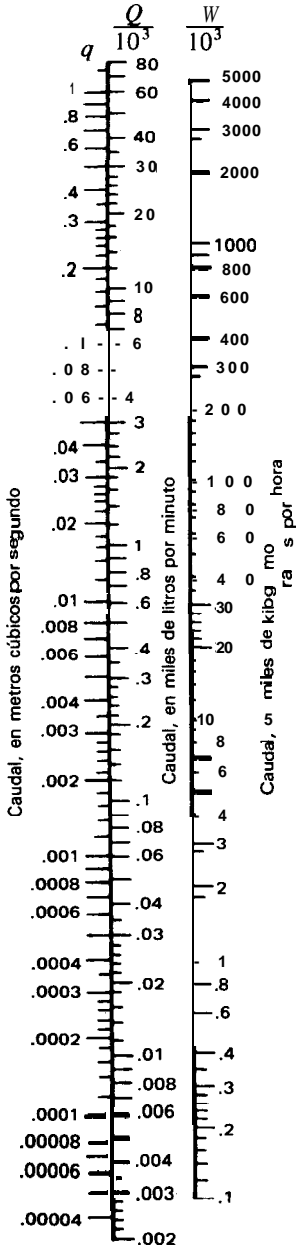
Cuando el gasto o caudal está dado en kilogramos por hora o en libras por hora (W), utilícense las siguientes ecuaciones para convertir a litros por minuto o galones por minuto (Q) o a metros cúbicos por segundo (q), o bien los nomogramas de las páginas anteriores.

$$Q = \frac{W}{0.06\rho} \quad ; \quad q = \frac{W}{3600\rho}$$

$$Q = \frac{W}{8.02\rho}$$

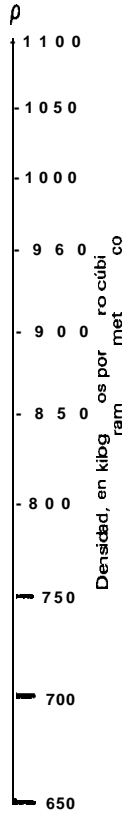
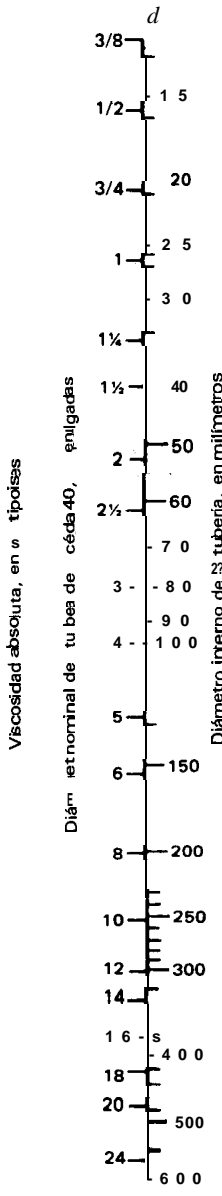
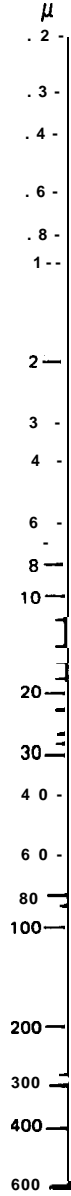
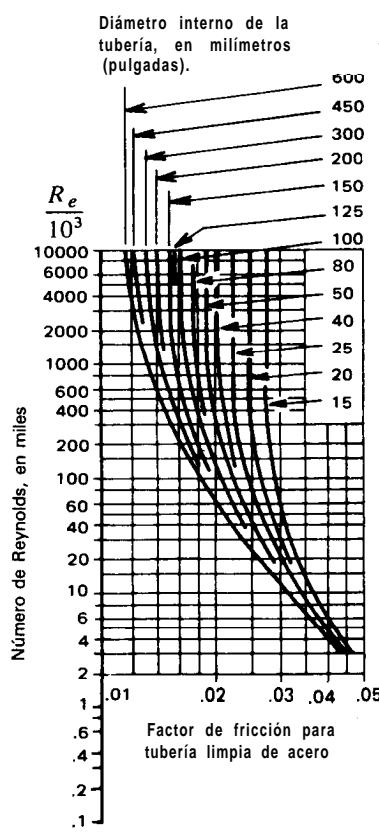
Para números de Reynolds inferiores a 2 000, el flujo se considera laminar y debe usarse el nomograma de la página 3-23.

La caída o pérdida de presión por cada 100 metros (100 pies) y la velocidad en tuberías de cédula 40, para agua a 15°C (60°F), se han calculado para los gastos o caudales usados normalmente en pasos o medidas de tubería de 1/8 a 24 pulgadas; estos valores están tabulados en la página B-16.



Equivalencia de viscosidades: 1 centipoise (cP) = 10^{-3} pascales segundo (Pas)

lí e

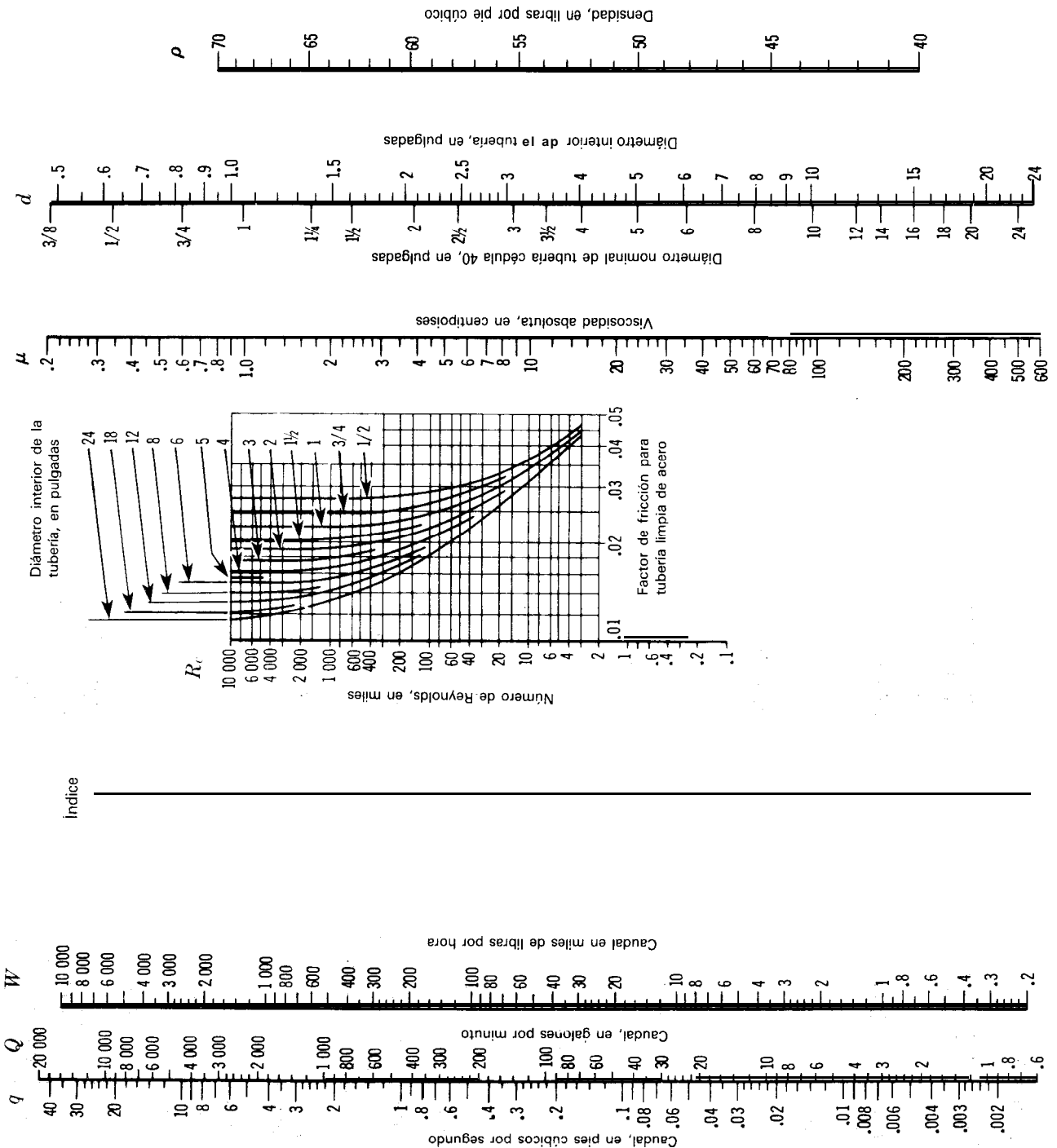


Nomograma II-a

**Número de Reynolds para flujo líquido (continuación)
Factor de fricción para tuberías limpias de acero**

Número de Reynolds para flujo líquido (continuación) Factor de fricción para tuberías limpias de acero

Nomograma II-b



Ejemplo 5-a

Datos: Agua a 90°C fluye en una tubería nueva de acero de 4 pulgadas de cédula 40, a razón de 92 000 kilogramos por hora.

Hallar: La pérdida de presión por cada 100 metros de tubería.

Solución:

1. $\rho = 965$ página A-10
2. $\mu = 0.3$ l. página A-2
3. $f = 0.017$ Ejemplo 3-a
4. $Q = 1590$ Ejemplo 3-a

Unir		Lectura
5. $f = 0.017$	$p = 965$	Índice 1
6. Índice 1	$Q = 1590$	Índice 2
7. Índice 2	4 pulg cédula 40	$\Delta p_{100} = 0.85$

Ejemplo 6-a

Datos: Aceite de densidad 897 kg/m³ fluye a través de una tubería de 51 mm de diámetro interior a una velocidad de tres metros por segundo.

Hallar: La pérdida de presión por cada 100 metros de tubería.

Solución:

1. $p = 897$
2. $q = .006$ nomograma I-a
3. $f = 0.03$ Ejemplo 4-a

Unir		Lectura
4. $\rho = 897$	$f = 0.03$	Índice 1
5. Índice 1	$q = 0.006$	Índice 2
6. Índice 2	$d = 51$	$\Delta p_{100} = 2.4$

Ejemplo 5-b

Datos: Agua a 200°F fluye en una tubería nueva de acero de 4 pulgadas cédula 40 con un gasto de 200 000 libras por hora.

Hállese: La caída de presión por cada 100 pies de tubería.

Solución:

1. $\rho = 60.107$ (página A-1 1)
2. $\mu = 0.30$ (página A-5)
3. $f = 0.017$ (ejemplo 3-b)
4. $Q = 415$ (ejemplo 3-b)

Unir		Lectura
5. $f = 0.017$	$\rho = 60.107$	Índice 1
6. Índice 1	$Q = 415$	Índice 2
7. Índice 2	4 pulg cédula 40	$\Delta P_{100} = 3.6$

Ejemplo 6-b

Datos: Aceite combustible del No. 3 a 60°F fluye en una tubería de 2 pulgadas cédula 40 a una velocidad de 10 pies por segundo.

Hállese: La caída de presión por cada 100 pies de tubería.

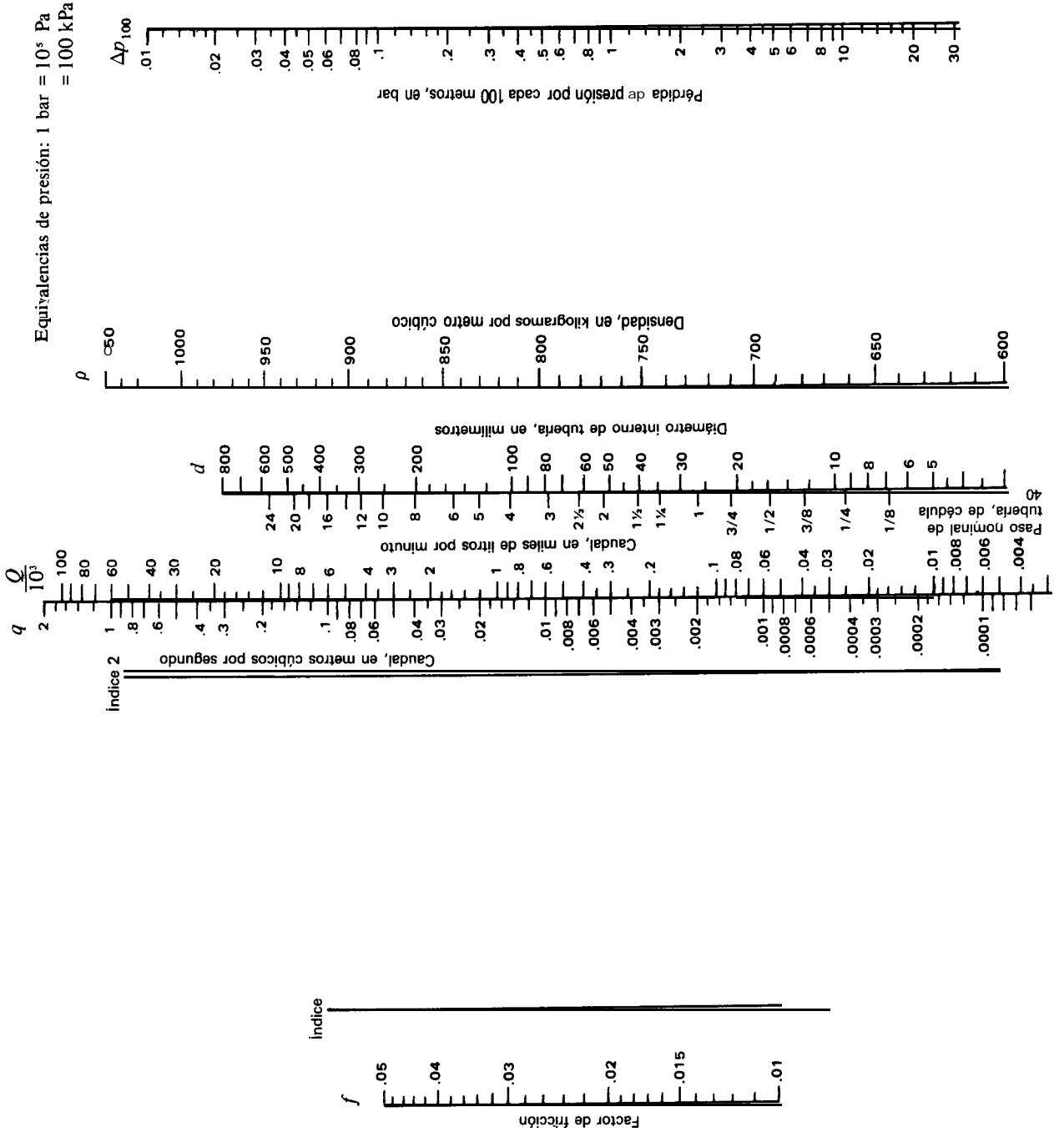
Solución:

1. $\rho = 56.02$ (p á g i n a A - 1 2)
2. $Q = 100$ (ejemplo 1-b)
3. $f = 0.030$ (ejemplo 4-b)

Unir		Lectura
4. $\rho = 56.02$	$f = 0.030$	Índice 1
5. Índice 1	$Q = 100$	Índice 2
6. Índice 2	2 pulg cédula 40	$\Delta P_{100} = 10$

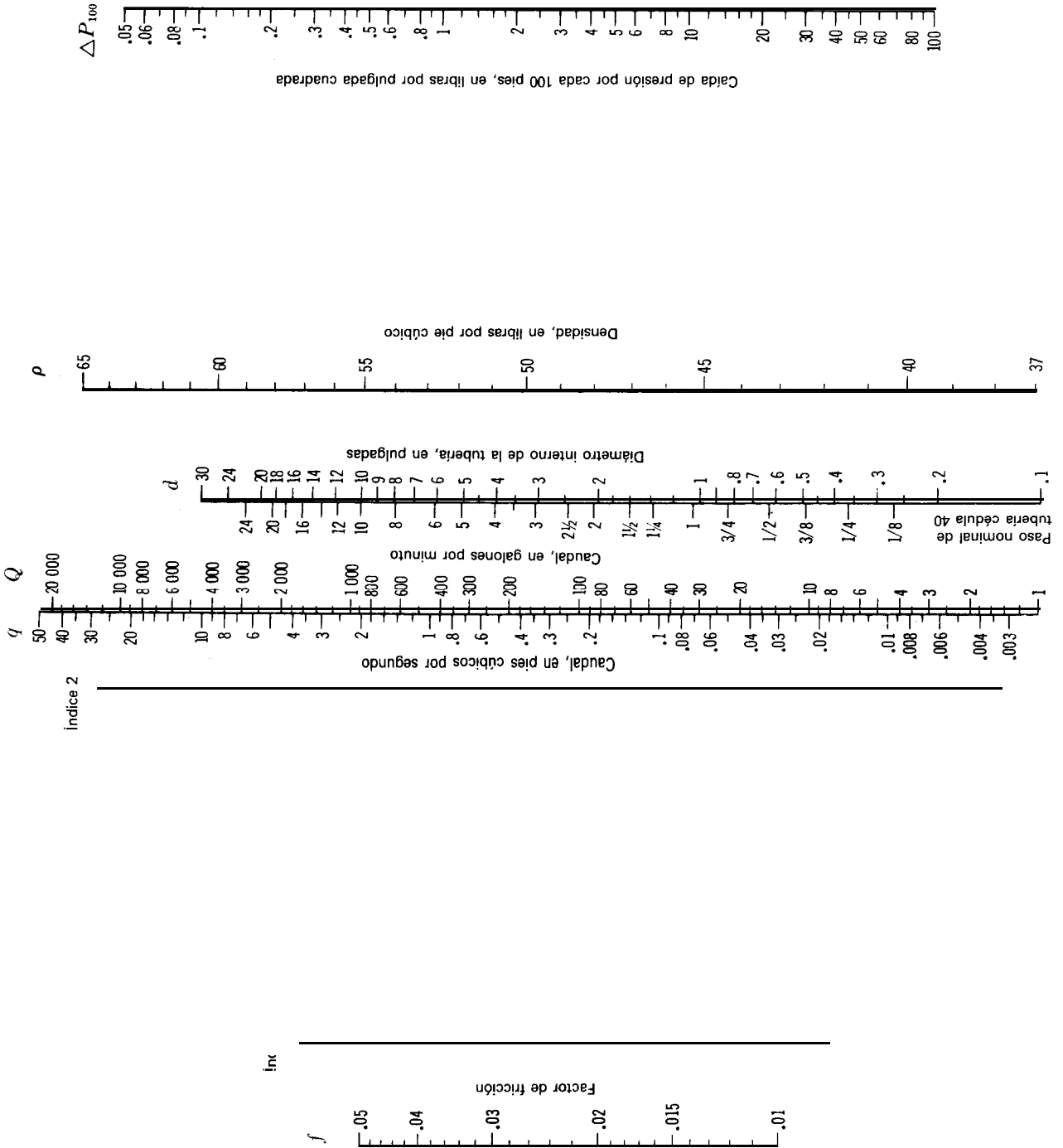
Caída de presión en líneas de líquidos en flujo turbulento (continuación)

Nomograma III-a



Caída de presión en líneas de líquidos en flujo turbulento (continuación)

Nomograma III-b



Caída de presión en líneas de líquidos para flujo laminar

La caída o pérdida de presión puede calcularse mediante las fórmulas dadas a continuación, o a partir de los nomogramas de las páginas siguientes, sólo cuando el flujo sea laminar. Los nomogramas son soluciones gráficas de las fórmulas respectivas.

El flujo se considera laminar cuando el número de Reynolds es inferior o igual a 2 000; por lo tanto, antes de usar las fórmulas o los nomogramas, debe calcularse el número de Reynolds a partir de la ecuación 3-3 o del nomograma II

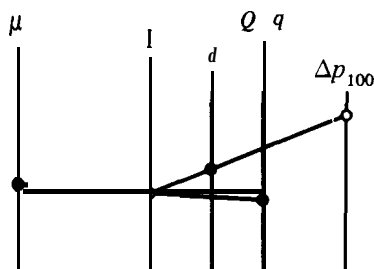
$$\Delta p_{100} = 32 \frac{\mu v}{d^2} = 4074x \ 10^4 \frac{\mu q}{d^4}$$

$$\Delta p_{100} = 679 \frac{\mu Q}{d^4}$$

$$\Delta P_{100} = 0.0668 \frac{\mu v}{d^2} = 12.25 \frac{\mu q}{d^4} = 0.0273 \frac{\mu Q}{d^4}$$

donde Δp_{100} es la caída de presión por cada 100 metros de tubería, expresada en bar.

(Para los valores de d , véanse las páginas B-21 a B-26)



Caída de presión en línea de líquidos para flujo laminar (continuación)

Ejemplo 7-a

Datos: Un aceite lubricante de densidad 897 kg/m³ y viscosidad 450 centipoises, fluye por una tubería de acero de 6 pulgadas cédula 40 a razón de 3 000 litros por minuto.

Hállese: La pérdida de presión en 100 metros de tubería.

Solución:

1. $\rho = 897$
2. $\mu = 450$
3. $R_e = 825$ nomograma II-a
4. Como $R_e < 2\ 000$, el flujo es laminar y puede usarse el nomograma IV-a

	Unir		Lectura
5.	$\mu = 450$	$Q = 3000$	Índice
6.	Índice	6 pulg céd. 40	$\Delta p_{100} = 1.63$

Ejemplo 7-b

Datos: Aceite lubricante SAE 30, a 60°F, fluye en una tubería de acero de 6 pulgadas cédula 40 con un gasto de 500 galones por minuto.

Hállese: La caída de presión por cada 100 pies de tubería.

Solución:

1. $p = 56.02$ (página A-12)
2. $\mu = 450$ (página A-5)
3. $R_e = 550$ (n o m o g r a m a II-b)
4. Puesto que $R_e < 2\ 000$, el flujo es laminar y puede usarse el nomograma IV-b.

	Unir		Lectura
5.	$\mu = 450$	$Q = 500$	Índice
6.	Índice	6 pulg céd. 40	$\Delta P_{100} = 4.5$

Ejemplo 8-a

Datos: Un aceite con una densidad de 875 kg/m³ y viscosidad de 95 centipoises, fluye por una tubería de acero de 79 mm de diámetro interior, a una velocidad de 2 metros por segundo.

Hállese: El caudal en litros por minuto y la pérdida de presión en 40 metros de tubería.

Solución:

1. $p = 875$
2. $\mu = 95$
3. $Q = 590$ nomograma I-a
4. $R_e = 1450$ nomograma II-a
5. Como $R_e < 2\ 000$, el flujo es laminar y puede usarse el nomograma IV-a

	Unir		Lectura
6.	$\mu = 95$	$Q = 590$	Índice
7.	Índice	$d = 79$	$\Delta p_{100} = 1$

8. Para 40 metros de tubería la pérdida de presión es:

$$\Delta p_{40} = \frac{40}{100} \times 1 = 0.4$$

Ejemplo 8-b

Datos: Aceite lubricante SAE 10, a 60°F, fluye en una tubería de 3 pulgadas cédula 40, a una velocidad de 5 pies por segundo.

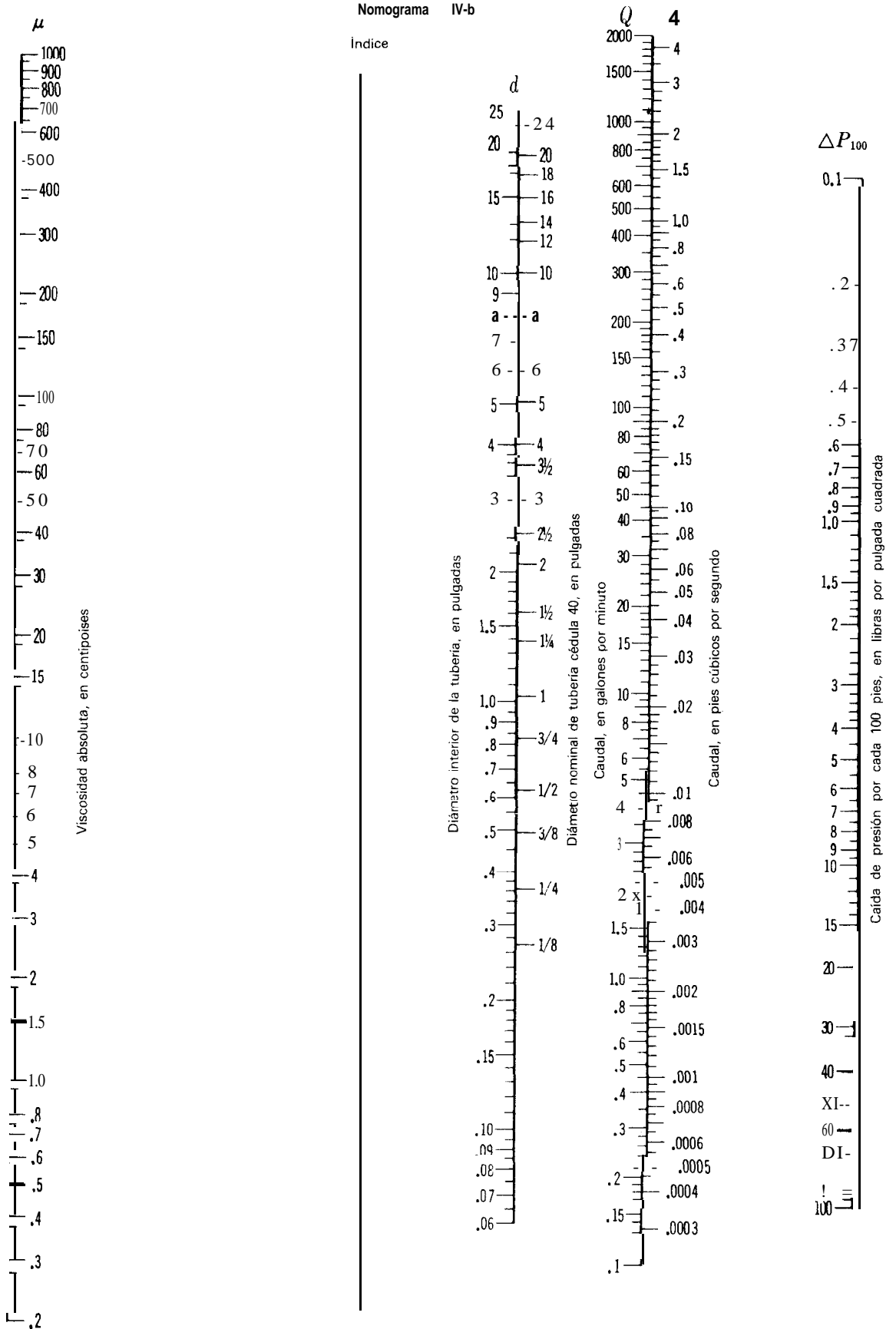
Hallar: El caudal en galones por minuto y la caída de presión por cada 100 pies de tubería.

Solución:

1. $\rho = 54.64$ (p á g i n a A - 1 2)
2. $Q = 115$ (n o m o g r a m a I - b)
3. $\mu = 95$. . (p á g i n a A - 5)
4. $R_e = 1\ 100$. (nomograma II-b)
5. Puesto que $R_e < 2\ 000$, el flujo es laminar y puede usarse el nomograma IV-b.

	Unir		Lectura
6.	$\mu = 95$	$Q = 115$	Índice
7.	Índice	3 pulg céd. 40	$\Delta P_{100} = 3.4$

Pérdida de presión en líneas de líquidos para flujo laminar (continuación)



Flujo de líquidos en toberas y orificios

El flujo de líquidos en toberas y orificios puede determinarse a partir de las fórmulas dadas a continuación o mediante los nomogramas de las páginas siguientes. Los nomogramas son una solución gráfica de las fórmulas correspondientes.

$$q = 3.48 \times 10^{-6} d_1^2 C \sqrt{h_L} = 3.51 \times 10^{-4} d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}$$

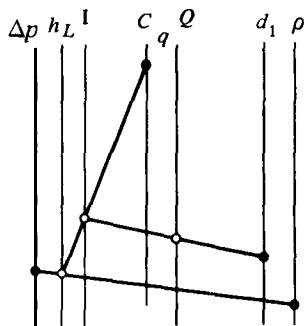
$$Q = 0.209 d_1^2 C \sqrt{h_L} = 21.07 d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}$$

$$q = 0.0438 d_1^2 C \sqrt{h_L} = 0.525 d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$$

$$Q = 19.65 d_1^2 C \sqrt{h_L} = 236 d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$$

donde d_1 = diámetro de la tobera u orificio.

La caída de presión o pérdida de altura estática se mide entre las tomas localizadas 1 diámetro antes y 0.5 diámetros después de la cara de entrada del orificio o tobera.



Ejemplo 9-a

Datos: Una presión diferencial de 0.2 bar se mide entre las tomas de una tobera de 50 mm de diámetro interior, acoplada a una tubería de acero de 3 pulgadas cédula 80 que conduce agua a WC.

Hállese: El caudal en litros por minuto.

Solución:

1. d_2 (diámetro interior) = 73.7 . . . tubería de 3 **pulgadas cédula 80** página B-2 1
2. $\beta = \frac{d_1}{d_2} = (50 \div 73.7) = 0.68$
3. $c = 1.12$. suponiendo flujo turbulento; página A-38
4. $\rho = 999$ **página A-10**

Unir		Lectura
5. $A_p = 0.2$	$\rho = 999$	$h_L = 2.1$
6. $h_L = 2.1$	$c = 1.12$	Índice
7. Índice	$d_1 = 50$	$Q = 830$

8. Calcúlese R_e basado en el diámetro interior de la tubería (73.66 mm)
9. $\mu = 1.1$ página A-4
10. $R_e = 220\ 000$ nomograma II-a
- II. $C = 1.12$ correcto para $R_e = 220\ 000$ página A-38
12. Cuando el factor C supuesto en el paso 3 no concuerda con lo indicado en la página A-38 para el número de Reynolds basado en el flujo calculado, el factor debe ajustarse hasta conseguir un acuerdo razonable, mediante la repetición de los pasos 3 a II inclusive.

Ejemplo 9-b

Datos: Una presión diferencial de 2.5 libras/pulg² es medida entre las tomas, localizadas 1 diámetro antes y 0.5 diámetro después de la cara de entrada de una tobera de 2.00 pulgadas de diámetro interior, acoplada en una tubería de acero de 3 pulgadas cédula 80, la cual conduce agua a 60°F.

Hállese: El gasto o caudal en galones por minuto.

Solución:

1. $d_2 = 2.900$ (tobera 3 pulg cédula 80; página B-23)
2. $\beta = (2.000 \div 2.900) = 0.69$
3. $C = 1.13$ (supuesto flujo turbulento; página A-38)
4. $\rho = 62.371$ (página A-II)

Unir		Lectura
5. $\Delta P = 2.5$	$\rho = 62.371$	$h_L = 5.8$
6. $h_L = 5.8$	$C = 1.13$	Índice
7. Índice	$d_1 = 2.000$	$Q = 215$

8. Calcúlese R_e basado en el diámetro interior de la tubería (2.90 pulgadas)
9. $\mu = 1.1$ (página A-5)
10. $R_e = 2.1 \times 10^5$ (nomograma II-b)
11. $C = 1.13$ es correcto para $R_e = 2.1 \times 10^5$ (página A-38)
12. Cuando el factor C supuesto en el paso 3 no concuerda con lo indicado en la página A-38 para el número de Reynolds basado en el flujo calculado, el factor debe ajustarse hasta conseguir un acuerdo razonable, mediante la repetición de los pasos 3 a II inclusive.

flujo de líquidos en toberas y orificios (continuación)

Ejemplo 10-a

Datos: El flujo de agua a 15°C en una tubería de 6 pulgadas, 150.7 mm de diámetro interior, debe restringirse a 850 litros por minuto, mediante un orificio de cantos vivos, a través del cual habrá una altura diferencial de presión de 1.2 metros de columna de agua.

Hállese: El diámetro del orificio.

Solución:

1. $p = 999$ página A-10
2. $u = 1.1$ página A-4
3. $R_e = 110\ 000$ nomograma II-a
4. Al suponer una relación β de 0.50
5. d_2 (diámetro interior) = 150.7
6. $d_1 = 0.50 d_2 = 0.50 \times 150.7 = 75.35$
7. $C = 0.62$ página A-38

Unir		Lectura
8. $h_L = 1.2$	$C = 0.62$	Índice
9. Índice	$Q = 850$	$d_1 = 77$

10. Un diámetro del orificio de 77 mm será satisfactorio, ya que se acerca razonablemente al valor supuesto en el paso 6.
11. Si el valor de d_1 , determinado por el nomograma es más **pequeño** que el valor supuesto en el paso 6, repetir los pasos 6 a 10 inclusive, usando valores supuestos reducidos para d_1 , hasta que concuerde con el valor determinado en el paso 9.

Ejemplo 10-b

Datos: El flujo de agua a 60°F en una tubería de 6 pulgadas cédula 40, debe restringirse a 225 galones por minuto mediante un orificio de cantos vivos, en donde debe haber una altura diferencial de presión de 4 pies de agua, medida entre las tomas localizadas a un diámetro antes y 0.5 diámetro después de la cara de entrada de la tobera u orificio.

Hállese: el diámetro del orificio.

Solución:

1. $\rho = 62.371$. (p á g i n a A - 11)
2. $\mu = 1.1$. (página A-5)
3. $R_e = 105\ 000 = (1.05 \times 10^5)$
(nomograma II-b)
4. Suponiendo una relación β de 0.50
5. $d_2 = 6.065$ (página A-24)
6. $d_1 = 0.50 d_2 = (0.50 \times 6.065) = 3.033$
7. $C = 0.62$. (p á g i n a A - 38)

Unir		Lectura
8. $h_L = 4.0$	$C = 0.62$	Índice
9. Índice	$Q = 225$	$d_1 = 3$ pulg

10. Un diámetro de orificio de 3 pulgadas es satisfactorio, ya que se aproxima razonablemente al valor supuesto en el paso 6.
11. Si el valor de d_1 , determinado por el nomograma es menor que el valor supuesto en el paso 6, repítanse los pasos 6 a 10 inclusive, usando valores supuestos reducidos para d_1 , hasta que concuerde razonablemente con el valor determinado en el paso 9.

Flujo de líquidos en toberas y orificios (continuación)

Ejemplo II-a

Datos: Una presión diferencial de 3.5 kilopascales se mide entre las tomas de un orificio de cantos vivos de 25 mm de diámetro interior, conectado a una tubería de acero 1.5 pulgadas cédula 80 que lleva un aceite lubricante de 897 kg/m³ de densidad y 450 centipoises de viscosidad.

Hállese: El caudal en metros cúbicos por segundo.

Solución:

1. $\Delta p = 3.5 \text{ kPa} = 0.035 \text{ bar}$
2. $\rho = 897$
3. d_1 (diámetro interior) = 38.1; página B-21
4. $\beta = (25 \div 38.1) = 0.656$
5. $\mu = 450$ se supone el flujo laminar, ya que la viscosidad es alta; . . . página A-4
6. $C = 0.85$ supuesto; página A-38

	Unir	Lectura
7.	$\Delta p = 0.035$	$\rho = 897$
8.	$h_L = 0.4$	$C = 0.85$
9.	Índice	$d_1 = 25$

10. Calcúlese R_e basado en el diámetro interior de la tubería (38.14 mm)
11. $R_e = 80$ nomograma II-a
12. $C = 0.84$ para $R_e = 80$ página A-38
Esto concuerda razonablemente con el valor supuesto en el paso 6.
13. Cuando el factor C supuesto en el paso 6 no concuerda con la página A-38 para el número de Reynolds basado en el flujo calculado, debe ajustarse hasta conseguir que concuerden, repitiendo los pasos 6 a 12 inclusive.

Ejemplo II-b

Datos: Una presión diferencial de 0.5 libras por pulgada cuadrada es medida entre las tomas de un orificio de cantos vivos de 1.00 pulgadas de diámetro interior, conectado en una tubería de acero de 1.25 pulgadas cédula 80, la cual conduce aceite lubricante SAE 30 a 60°F.

Hállese: El caudal en pies cúbicos por segundo.

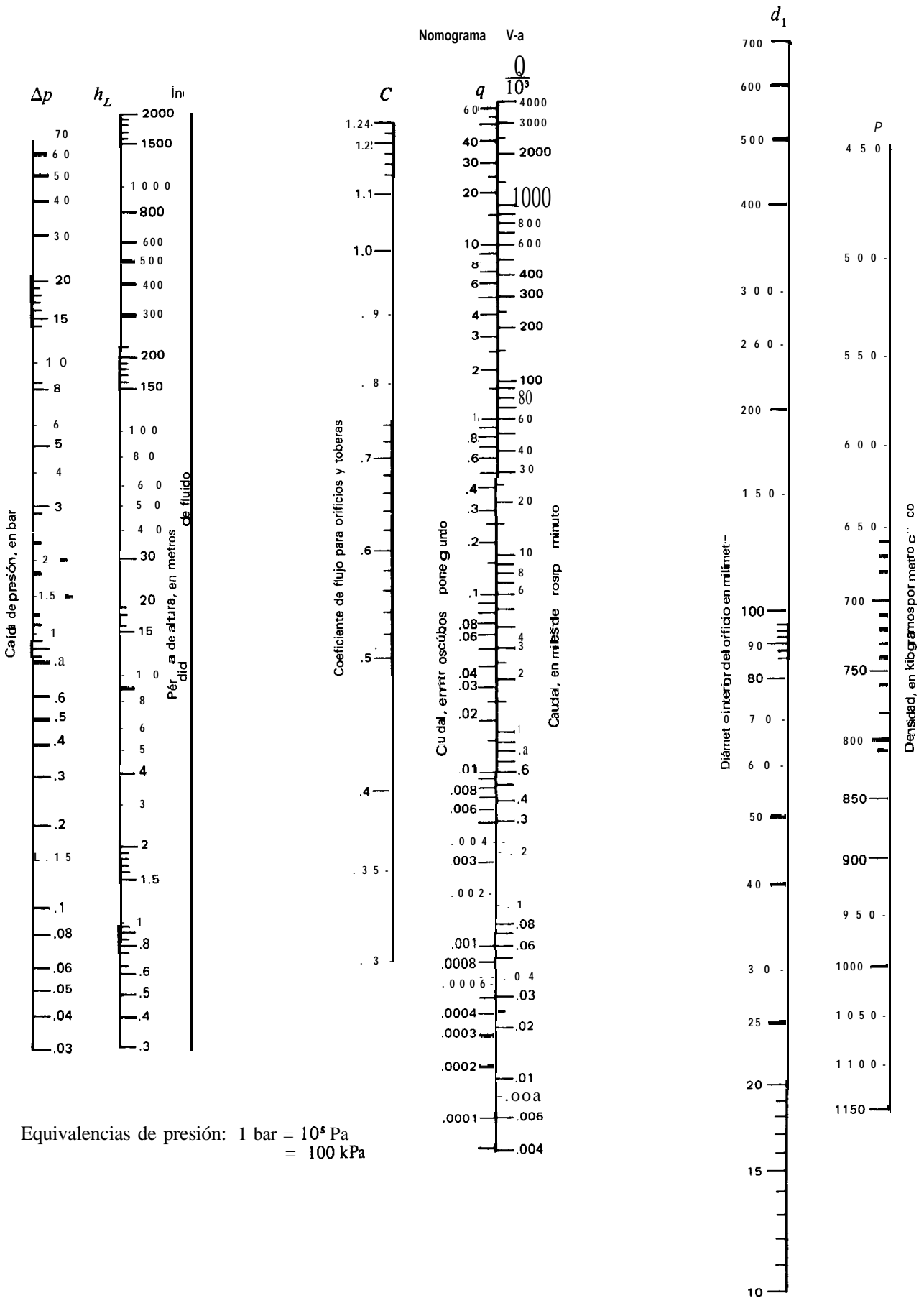
Solución:

1. $\rho = 56.02$ (página A-12)
2. $d_2 = 1.278$ (tubería 1.25 pulgadas cédula 80; página B-23)
3. $\beta = (1.000 \div 1.278) = 0.783$
4. $\mu = 450$ (se supone que el flujo es laminar puesto que la viscosidad es alta; página A-5)
5. $C = 1.05$ (supuesto; página A-38)

	Unir	Lectura
6.	$\Delta P = 0.5$	$\rho = 56.02$
7.	$h_L = 1.3$	$C = 1.05$
8.	Índice	$d_1 = 1.0$

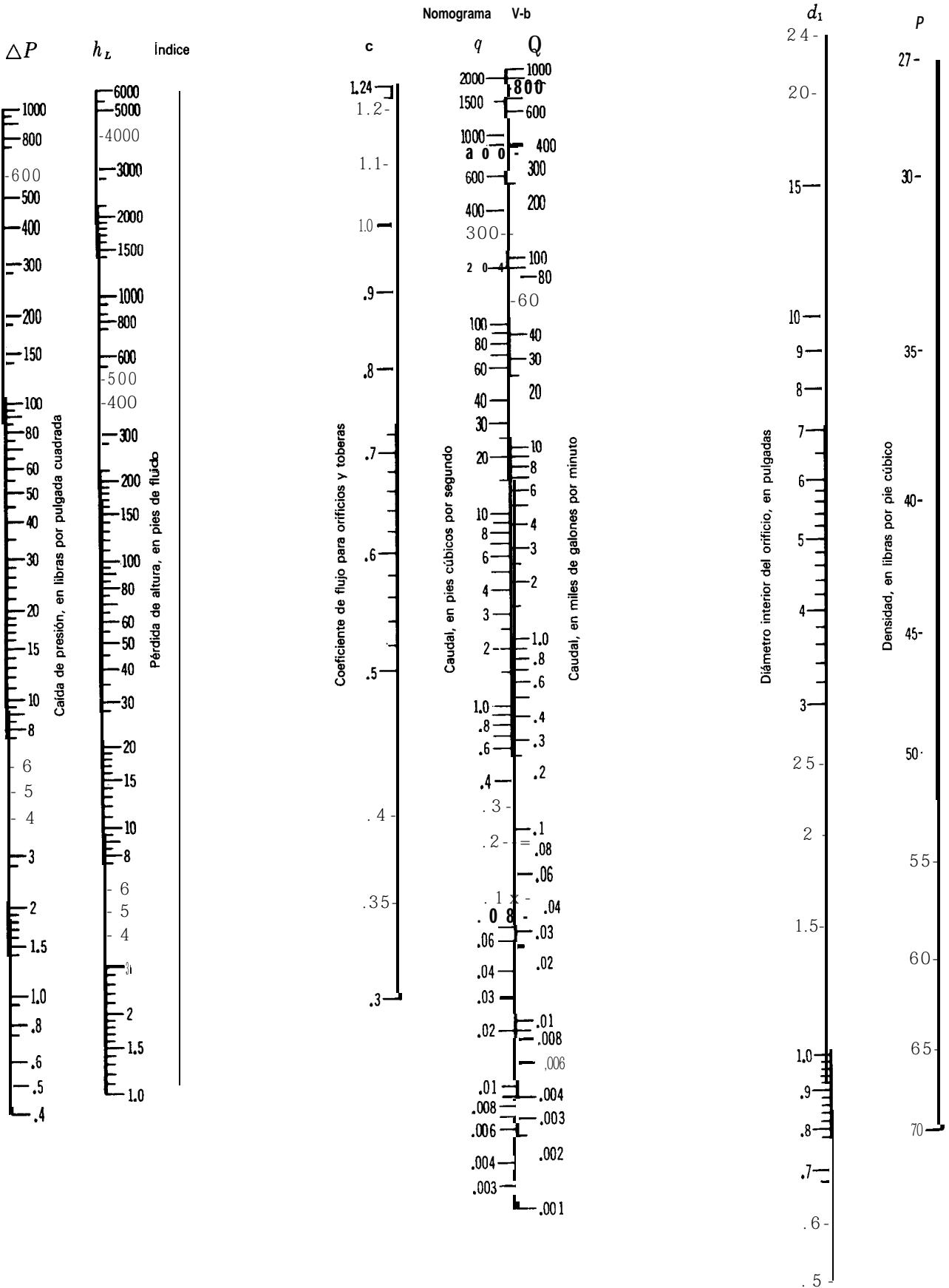
9. Calcúlese R_e basado en el diámetro interior de la tubería (1.278 pulgadas)
10. $R_e = 115$ (nomograma II-b)
11. $C = 1.05$ es correcto para $R_e = 110$ (página A-38)
12. Cuando el factor C supuesto en el paso 5 no concuerda con la página A-38 para el número de Reynolds basado en el flujo calculado, dicho factor debe ajustarse hasta conseguir que concuerden razonablemente, repitiendo los pasos 5 a 11 inclusive.

Flujo de líquidos en toberas y orificios (continuación)



Flujo de líquidos en tuberías y orificios (continuación)

Nomograma V-b

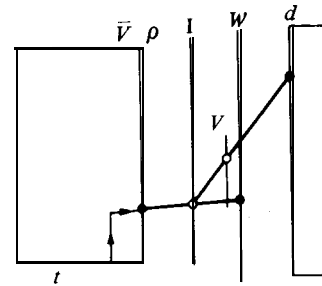


La velocidad media de fluidos compresibles en tuberías puede calcularse mediante las fórmulas dadas a continuación o utilizando los nomogramas de las páginas siguientes. Los nomogramas son una solución gráfica de las fórmulas respectivas.

$$V = \frac{21\,220\, W \bar{V}}{d^2} = \frac{21\,220\, W}{d^2 \rho}$$

$$V = \frac{3.06\, W \bar{V}}{d^2} = \frac{3.06\, W}{d^2 \rho}$$

(Para los valores de d , véanse las páginas B-21 A B-26)



Ejemplo 12-a

Datos: Vapor de agua a 45 bar manométrico y 450°C tiene que fluir por una tubería cédula 80 a razón de 15 000 kilogramos por hora con velocidad limitada a 2 500 metros por minuto.

Hállese: El paso de tubería adecuado y la velocidad por la tubería.

Solución:

	Unir		Lectura
1.	450°C	verticalmente hasta	45 bar (man)
2.	45 pares (manom. h)	horizontalmente hasta	$\bar{V} = 0.069$
3.	$\bar{V} = 0.069$	$W = 15000$	Índice
4.	Índice	$V = 2500$	$d = 94$
5.	4 pulg cédula 80 es adecuada		
6.	Índice	Tubería 4 pulg cédula 80	$V = 2300$

Ejemplo 12-b

Datos: Vapor de agua saturado, a 600 libras por pulgada cuadrada y 850°F, debe fluir por una tubería cédula 80 a razón de 30 000 libras por hora y una velocidad limitada a 8 000 pies por minuto.

Hállese: El paso de tubería adecuado y la velocidad en la tubería.

Solución:

	Unir		Lectura
1.	850°F	verticalmente hasta	600 lb/pulg ² (man.)
2.	600 lb/pulg	horizontalmente	$\bar{V} = 1.22$
3.	$\bar{V} = 1.22$	$W = 30\,000$	Índice
4.	Índice	$V = 8\,000$	$d = 3.7$
5.	4 pulg cédula 80 es adecuada		
6.	Índice	4 pulg cédula 80	$V = 7\,600$

Ejemplo 13-a

Datos: Aire a 30 bar manométricos y 15°C fluye por una tubería de acero de 40.3 mm de diámetro interior a razón de 4 000 metros cúbicos por hora en condiciones normales (1.01325 bar y 15°C).

Hállese: El caudal en kilogramos por hora y la velocidad en metros por minuto.

Solución:

1. $W = 4900$, usando $S_g = 1.0$ página B-2
2. $\rho = 37.5$ página A-18

	Unir		Lectura
3.	$p = 37.5$	$W = 4900$	Índice
4.	Índice	$d = 40.3$	$V = 1700$

Ejemplo 13-b

Datos: Aire a 400 libras/pulg² manométricas y 60°F fluye por una tubería de 1.5 pulgadas cédula 40, a razón de 144 000 pies cúbicos por hora en condiciones normales (14.7 lb/pulg² y 60°F).

Hállese: El gasto en libras por hora y la velocidad en pies por minuto.

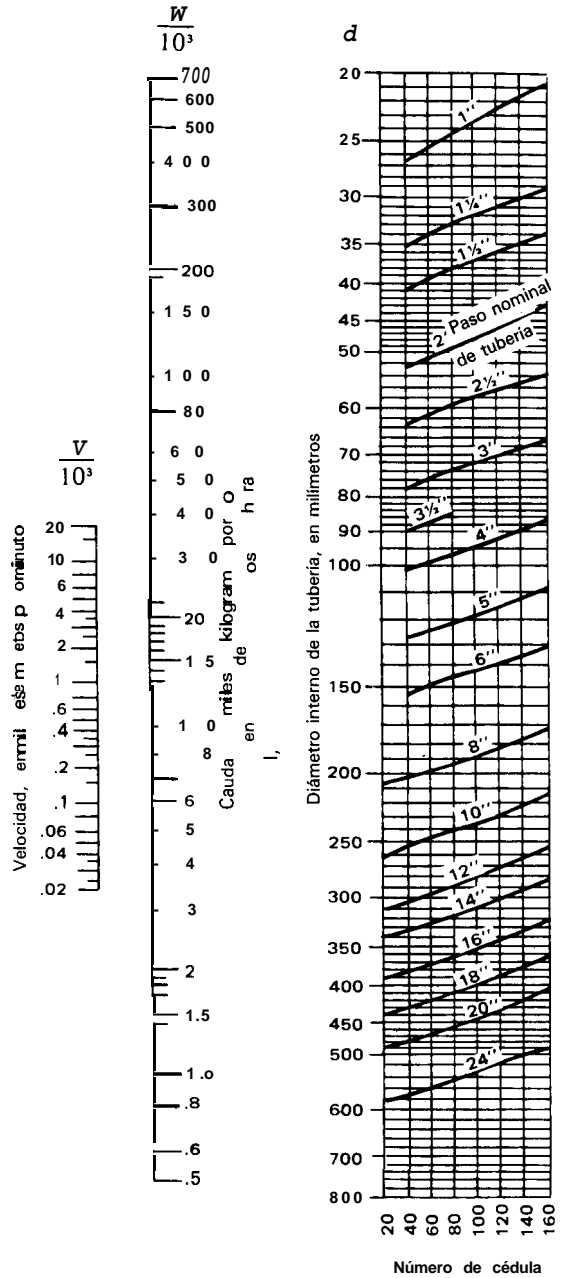
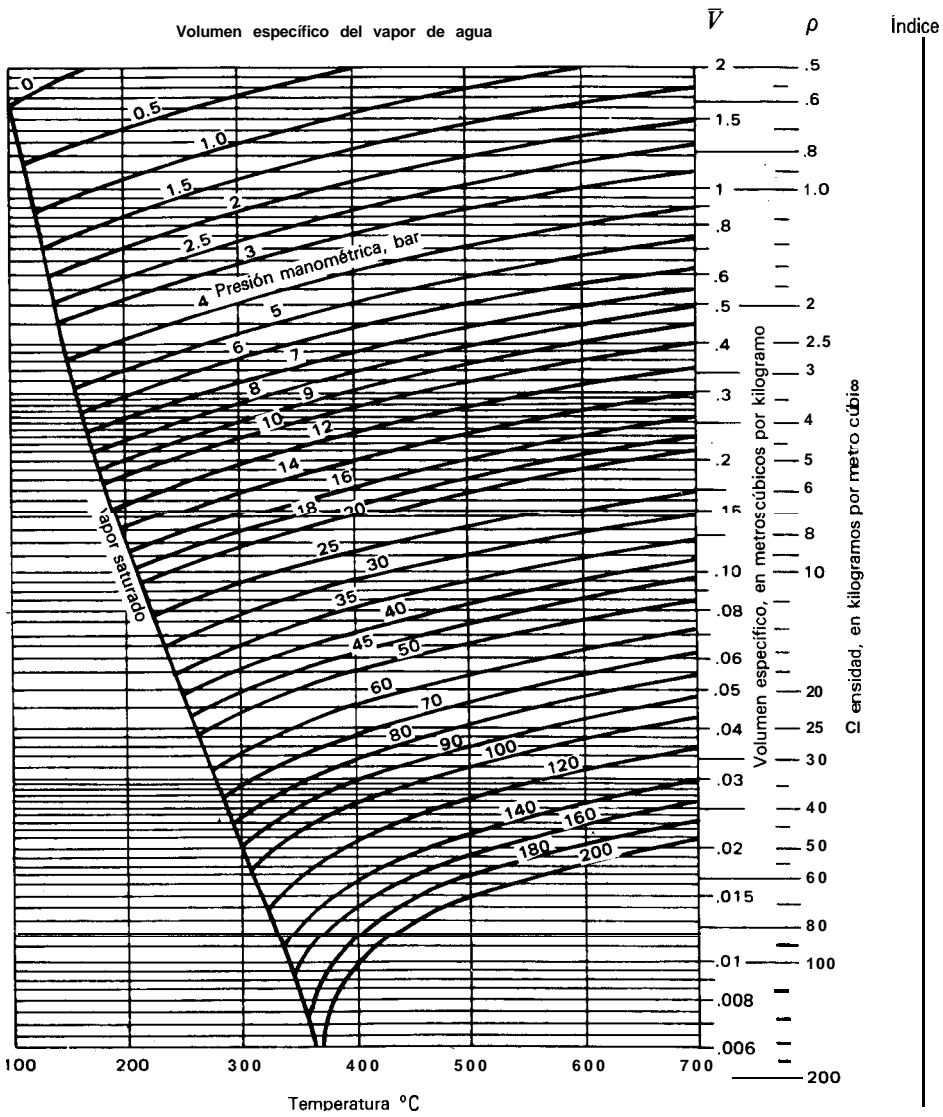
Solución:

1. $W = 11\ 000$, usando $S_p = 1.0$ (página B-3)
2. $\rho = 2.16$ (página A-19)

	Unir		Lectura
3.	$\rho = 2.16$	$W = 11\ 000$	Índice
4.	Índice	1.5 pulg cédula 40	$V = 6\ 000$

Velocidades razonables para el flujo de vapor de agua en tuberías

Condiciones del vapor de agua	Presión bar (p) (libras/pulg ²)	Servicio	Velocidad razonable metros por minuto (pies por minuto) (V)
Saturado	0 a 1.7(0 a 29)	Calefacción (líneas cortas)	1200 a 1800 (4000 a 6000)
	mayor de 1.7 (mayor de 25)	Equipo centrales térmicas, tubería de proceso, etc.	1800 a 3000 (6000 a 10 000)
Sobrecalentado	mayor de 14 (mayor de 200)	Conexiones de calderas, turbinas, etc.	2000 a 6000 (7000 a 20 000)

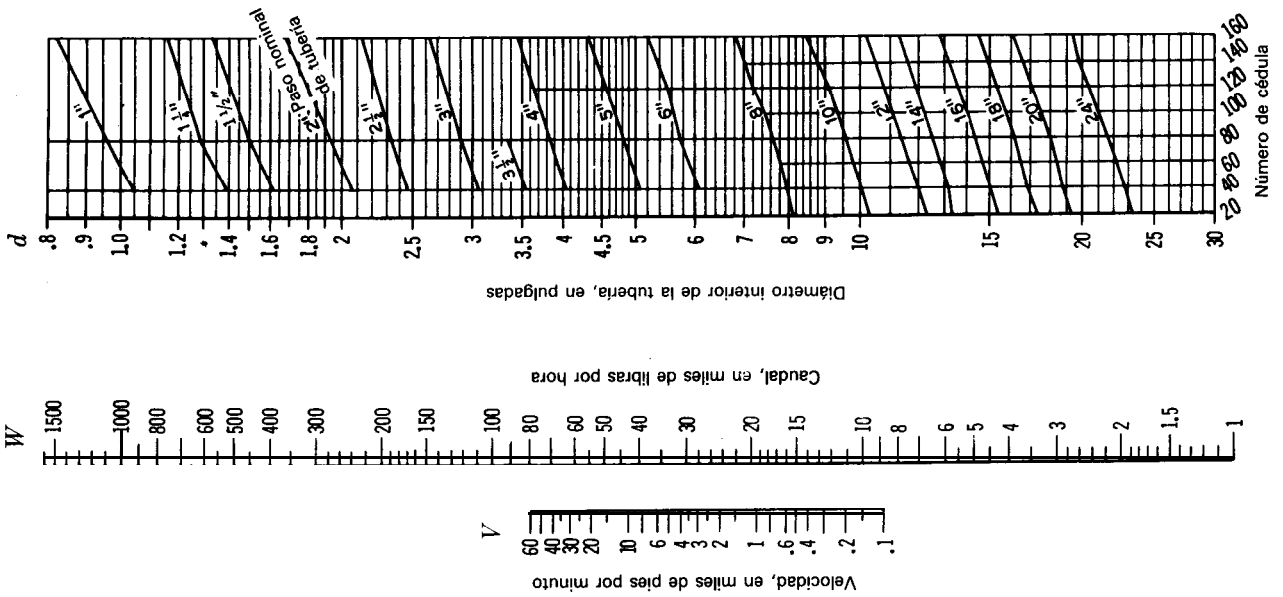


Velocidad de fluidos compresibles en tuberías (continuación)

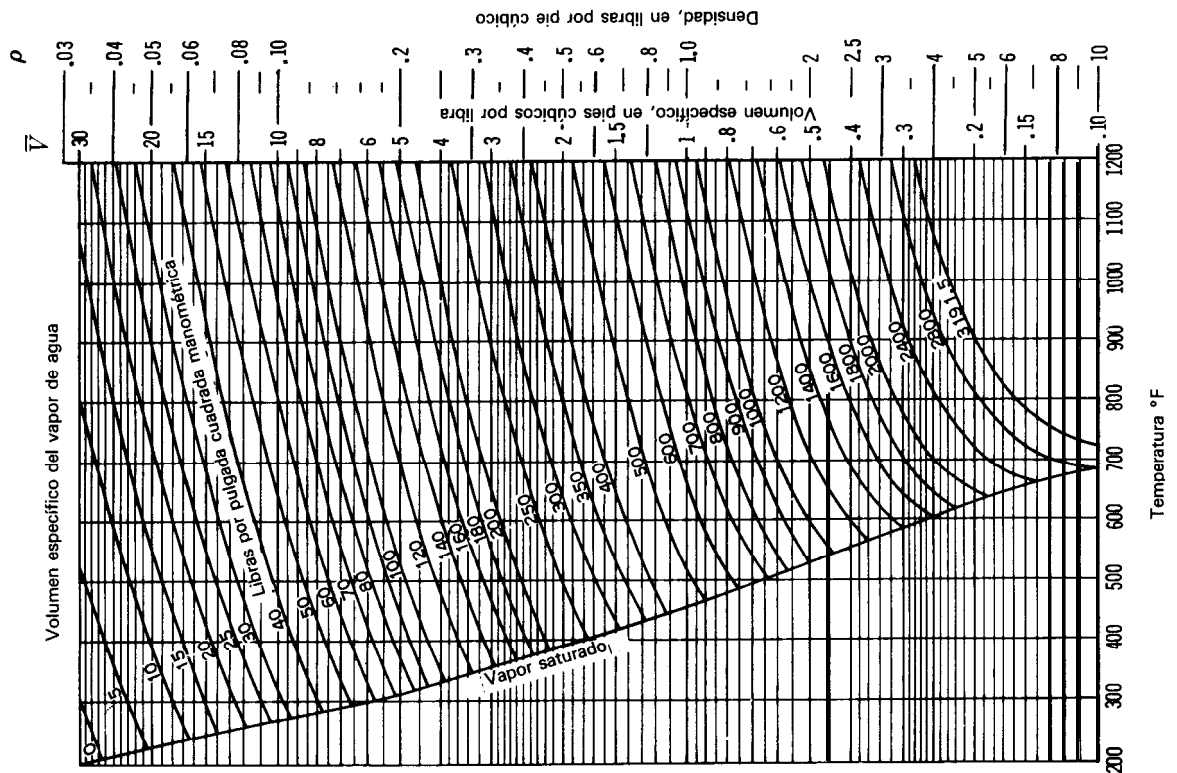
Nomograma VI-a

Velocidad de fluidos compresibles en tuberías (continuación)

Nomograma VI-b



Índice



Número de Reynolds para flujo compresible Factor de fricción para tubería limpia de acero (continuación)

Ejemplo 15-a

Datos: Vapor de agua a 40 bar y 450°C fluye por una tubería de 4 pulgadas, cédula 80 a razón de 14 000 kilogramos por hora.

Hállese: El número de Reynolds y el factor de fricción.

Solución:

1. $d = 97.2$ página B-21
2. $\mu = 0.039$ página A-2

	Unir	Lectura
3.	$W = 14\ 000$ $\mu = 0.029$	Índice
4.	Índice	$d = 97.2$ $R_e = 1\ 750\ 000$
5.	$R_e = 1\ 750\ 000$	horizontalmente a 97 mm de diámetro interior $f = 0.017$

Ejemplo 15-b

Datos: Vapor de agua a 600 libras/pulg² manométricas y 850°F fluye por una tubería de acero de 4 pulgadas cédula 80, a razón de 30 000 libras/hora.

Hállese: El número de Reynolds y el factor de fricción.

Solución.

1. $d = 3.826$ (página B-24)
2. $\mu = 0.029$ (página A-3)

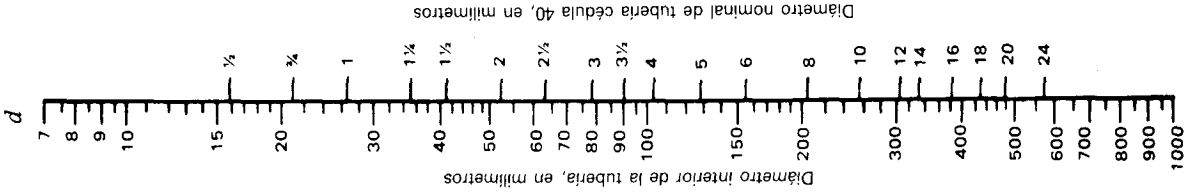
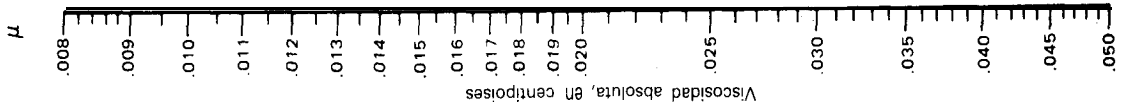
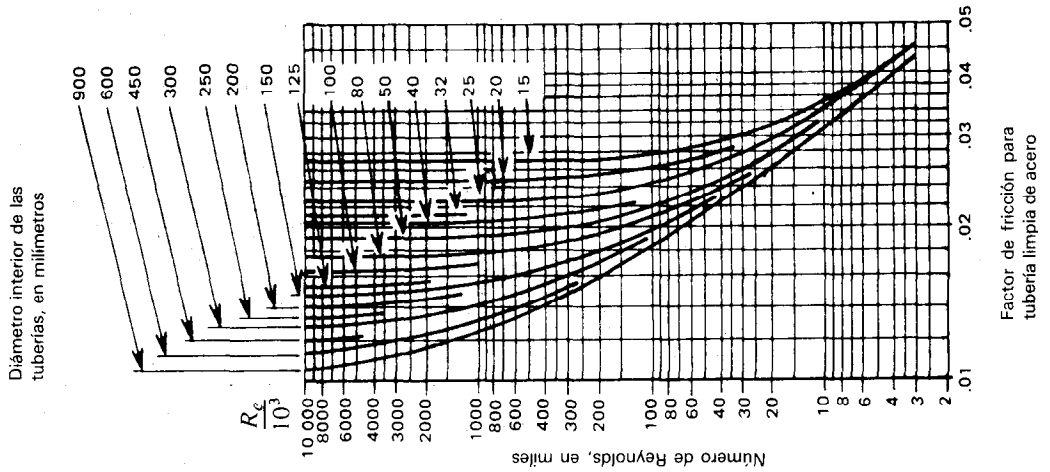
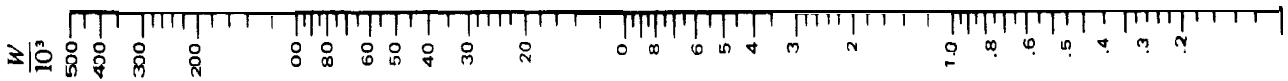
	Unir	Lectura
3.	$W = 30\ 000$ $\mu = 0.029$	Índice
4.	Índice	$d = 3.826$ $R_e = 1\ 700\ 000$
5.	$R_e = 1\ 700\ 000$	horizontalmente a $d = 3.826$ $f = 0.017$

Número de Reynolds para flujo compresible Factor de fricción para tubería limpia de acero (continuación)

Nomograma VII-a

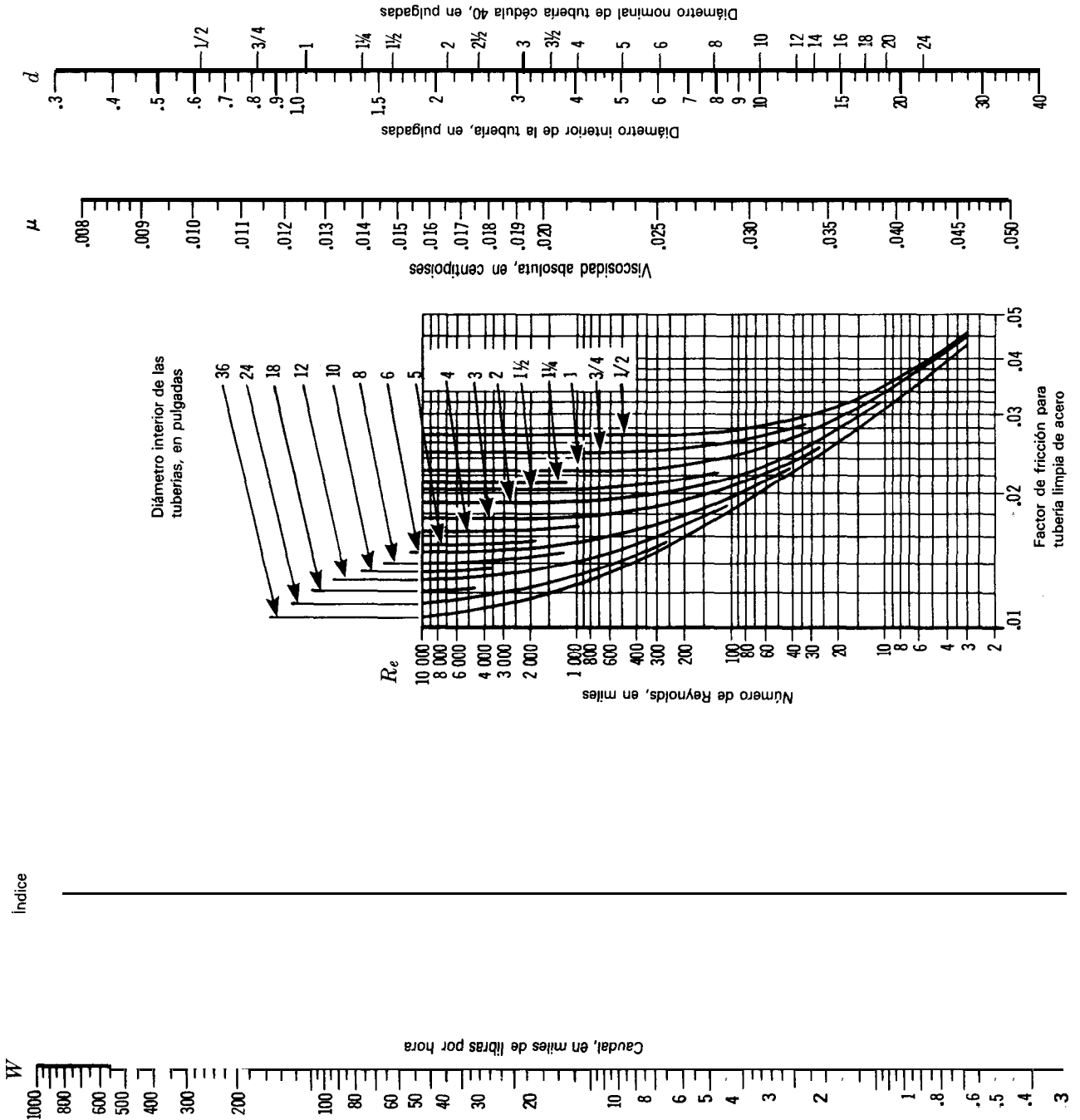
Equivalencia de viscosidades: 1 centipoise (cP) = 10⁻³ pascuales segundos (Pas)

Índice



Número de Reynolds para flujo compresible Factor de fricción para tubería limpia de acero (continuación)

Nomograma VII-b



Índice

La caída de presión debida al flujo de fluidos compresibles puede calcularse a partir de la fórmula de Darcy o de los nomogramas de las páginas siguientes. Los nomogramas son una solución gráfica de las fórmulas correspondientes.

$$\Delta p_{100} = 62\,530 \frac{f W^2 \bar{V}}{d^5} = 62\,530 \frac{f W^2}{d^5 \rho}$$

$$\Delta p_{100} = 93\,650 \frac{f (q'_h)^2 S_g^2}{d^5 \rho}$$

$$\Delta P_{100} = 0.000\,336 \frac{f W^2 \bar{V}}{d^5} = 0.000\,336 \frac{f W^2}{d^5 \rho}$$

$$\Delta P_{100} = 0.000\,001\,959 \frac{f (q'_h)^2 S_g^2}{d^5 \rho}$$

(Para los valores de d , consúltense las páginas B-21 a B-26).

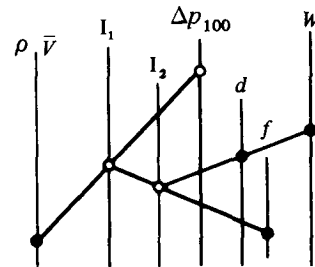
Cuando el gasto o caudal está expresado en metros cúbicos/hora (pies cúbicos/hora) en condiciones normales (q'_h),

úsen las siguientes ecuaciones o los nomogramas de la página B-2, para convertirlos a kilogramos/hora (libras/hora). (W).

$$W = 1.225 q'_h S_g$$

$$W = 0.0764 q'_h S_g$$

Aire: Consúltense la página B- 18 para caídas de presión en bar por cada 100 metros (libras/pulg² por cada 100 pies de tubería cédula 40).



Ejemplo 16-a

Datos: Vapor de agua a 40 bar manométricos y 450°C fluye por una tubería de 4 pulgadas cédula 80, a razón de 14 000 kilogramos por hora.

Hállese: La pérdida de presión por cada 100 metros de tubería.

Solución:

1. $d = 97.2$ pagina B-21
2. $\mu = 0.029$ página A-2
3. $f = 0.017$ nomograma VII-a
4. $\bar{V} = 0.078$ página A-35 o nomograma VI-a

	Unir	Lectura
5.	$W = 14\,000$ $d = 97.2$	Índice 2
6.	Índice 2 $f = 0.017$	Índice 1
7.	Índice 1 $\bar{V} = 0.078$	$\Delta p_{100} = 1.88$

Ejemplo 16-b

Datos: Vapor de agua a 600 libras/pulg² manométricas y 850°F fluye por una tubería de acero de 4 pulgadas cédula 80 a razón de 30 000 libras por hora.

Hállese: La caída de presión por cada 100 pies de tubería.

Solución:

1. $d = 3.826$ (página B-24)
2. $\mu = 0.029$ (página A-3)
3. $f = 0.017$ (nomograma VII-b)
4. $\bar{V} = 1.22$ (nomograma VII-b o página A-33)

	Unir	Lectura
5.	$W = 30\,000$ $d = 3.826$	Índice 2
6.	Índice 2 $f = 0.017$	Índice 1
7.	Índice 1 $\bar{V} = 1.22$	$\Delta P_{100} = 7.5$

Pérdida de presión en líneas de flujo compresible (continuación)

Ejemplo 17-a

Datos: Gas natural a 17 bar manométricos y 15°C fluye por una tubería de acero de 200 mm de diámetro interior a razón de 34 000 metros cúbicos por hora; su peso específico es 0.62.

Hállese: El caudal en kilogramos por hora y la caída de presión por cada 100 metros de tubería.

Solución:

1. $W = 26\ 000$ página B-2
2. $\mu = 0.12$ página A-8
3. $f = 0.014$ nomograma VII-a
4. $\rho = 13.5$ página A-18

	Unir		Lectura
5.	$W = 26\ 000$	$d = 200$	Índice 2
6.	Índice 2	$f = 0.014$	Índice 1
7.	Índice 1	$\rho = 13.5$	$\Delta p_{100} = 0.135$

Ejemplo 17-b

Datos: Un gas natural con peso específico de 0.75, a 250 libras por pulg² manométricas y 60°F, fluye por una tubería de 8 pulgadas cédula 80 a razón de 1 200 000 pies cúbicos por hora.

Hállese: El gasto en libras por hora y la caída de presión por cada 100 pies de tubería.

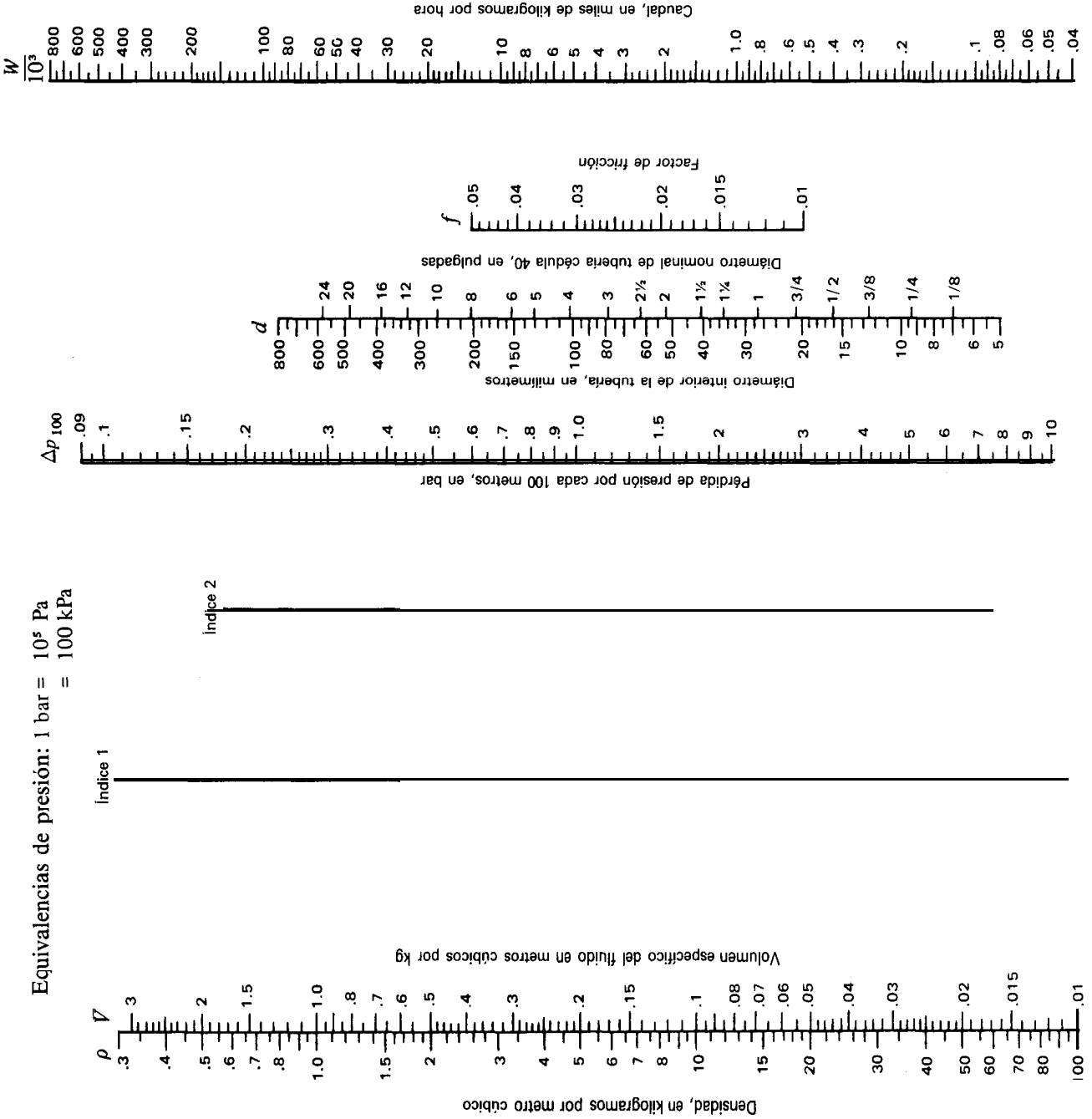
Solución:

1. $W = 69\ 000$ usando $\rho_p = 0.75$ (página B-3)
2. $\mu = 0.011$ (página A-9)
3. $f = 0.014$ (nomograma VII-b)
4. $\rho = 1.03$ (página A-19)

	Unir		Lectura
5.	$W = 69\ 000$	8 pulg céd. 40	Índice 2
6.	Índice 2	$f = 0.014$	Índice 1
7.	Índice 1	$\rho = 1.03$	$\Delta P_{100} = 0.68$

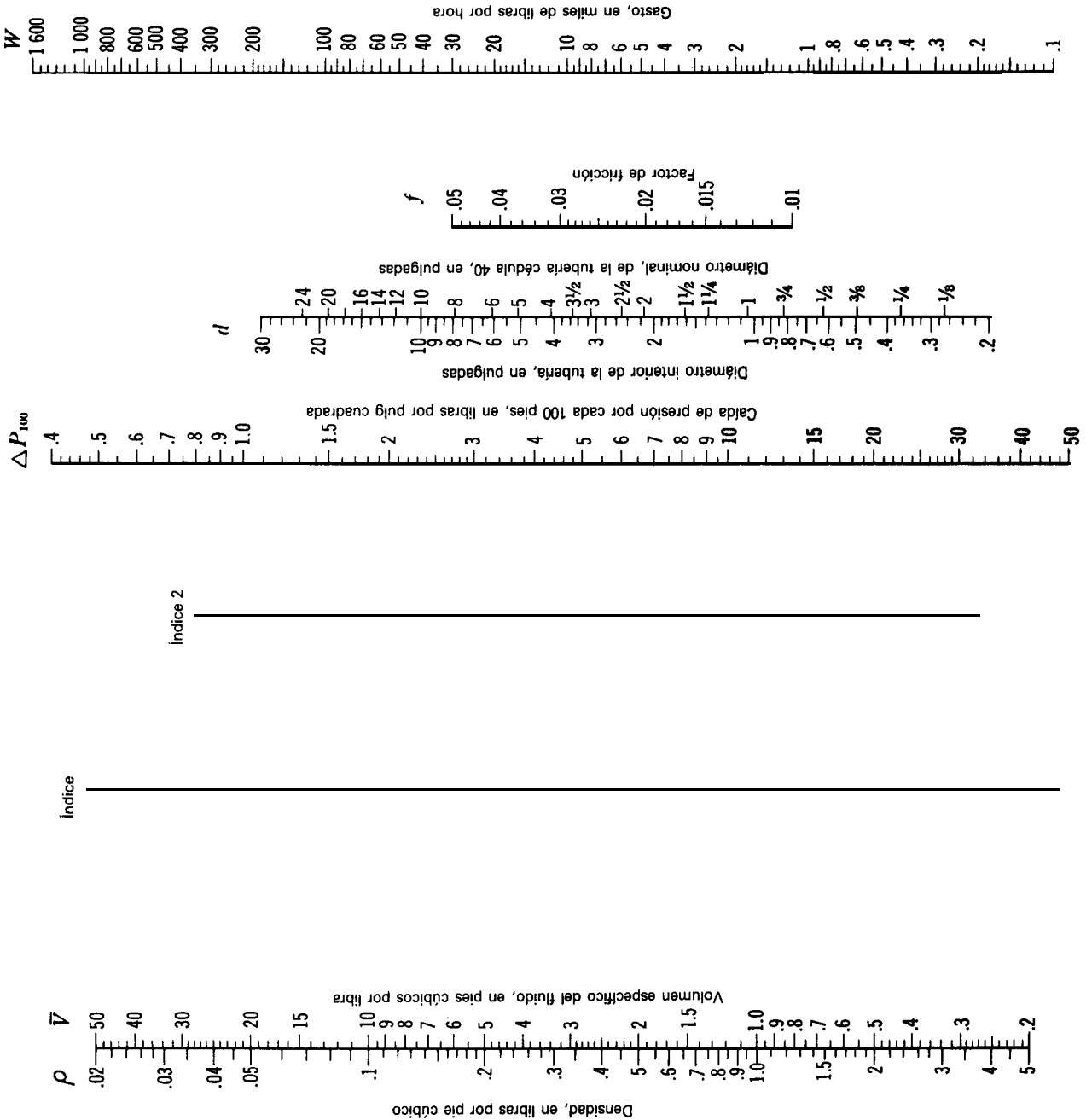
Pérdida de presión en líneas de flujo compresible (continuación)

Nomograma VIII-a



Pérdida de presión en líneas de flujo compresible (continuación)

Nomograma VIII-b



Fórmula simplificada para flujo de fluidos compresibles

Pérdida de presión, caudal y diámetro de tubería

La fórmula simplificada para flujo de fluidos compresibles es exacta para flujo totalmente turbulento; además, su utilización proporciona una buena aproximación en cálculos relacionados con flujo de fluidos compresibles en tuberías comerciales de acero, para la mayoría de las condiciones normales de flujo.

Si las velocidades son bajas, los factores de fricción supuestos en la fórmula simplificada pueden ser demasiado bajos; en tales casos, las fórmulas y los nomogramas VIII-a y VIII-b pueden utilizarse para proporcionar mayor exactitud.

La fórmula de Darcy puede escribirse de las siguientes formas:

$$\Delta p_{100} = \frac{62\,530 f W^2 \bar{V}}{d^5} = \left(\frac{W^2}{10^8}\right) \left(\frac{62\,530 \times 10^8 f}{d^5}\right)$$

Cuando

$$C_1 = \frac{W^2}{10^8} \quad C_2 = \frac{62\,530 \times 10^8 f}{d^5}$$

$$\Delta P_{100} = W^2 \left(\frac{0.000\,336 f}{d^5}\right) \bar{V} = (W^2 10^{-9}) \left(\frac{336\,000 f}{d^5}\right) \bar{V}$$

Cuando

$$C_1 = W^2 10^{-9} \quad C_2 = \frac{336\,000 f}{d^5}$$

La fórmula simplificada puede entonces escribirse

$$\Delta p_{100} = C_1 C_2 \bar{V} = \frac{C_1 C_2}{\rho}$$

$$C_1 = \frac{\Delta p_{100}}{C_2 \bar{V}} = \frac{\Delta p_{100} \rho}{C_2} \quad C_2 = \frac{\Delta p_{100}}{C_1 \bar{V}} = \frac{\Delta p_{100} \rho}{C_1}$$

$$\Delta P_{100} = C_1 C_2 \bar{V} = \frac{C_1 C_2}{\rho}$$

$$C_1 = \frac{\Delta P_{100}}{C_2 \bar{V}} = \frac{\Delta P_{100} \rho}{C_2} \quad C_2 = \frac{\Delta P_{100}}{C_1 \bar{V}} = \frac{\Delta P_{100} \rho}{C_1}$$

C_1 = factor de descarga; del nomograma de la página 3-46

C_2 = factor de diámetro de las tablas de las páginas 3-47 a 3-49.

Las limitaciones de la fórmula de Darcy para flujo compresibles, como se indicó en la página 3-4, afectan también a la fórmula simplificada.



**CUCEI
CID**

Fórmula simplificada para flujo de fluidos compresibles (continuación)

Ejemplo 18-a

Datos: Por una tubería de 8 pulgadas, cédula 40, fluye vapor de agua a 24 bar absolutos y 250°C, a razón de 100 000 kilogramos por hora.

Hállese: La caída de presión por cada 100 metros de tubería.

Solución:

$$C_1 = 100$$

$$C_2 = 0.257 \dots\dots\dots \text{página 3-47}$$

$$\bar{V} = 0.091 \text{ m}^3/\text{kg} \dots\dots\dots \text{página A-29}$$

$$0 \text{ nomograma VI-a}$$

$$\Delta p_{100} = 100 \times 0.257 \times 0.091 = 2.34 \text{ bar}$$

Ejemplo 18-b

Datos: Vapor de agua a 345 libras/pulg² y 500°F fluye por una tubería de 8 pulgadas, cédula 40, a razón de 240 000 libras por hora.

Hállese: La caída de presión por cada 100 pies de tubería.

Solución:

$$C_1 = 57$$

$$C_2 = 0.146$$

$$\bar{V} = 1.45 \dots\dots \text{(nomograma VII-b o}$$

$$\text{página A-32)}$$

$$\Delta P_{100} = 57 \times 0.146 \times 1.45 = 12$$

Ejemplo 19-a

Datos: La pérdida de presión de aire a 30°C y 7 bar de presión manométrica, que fluye por 100 metros de tubería de acero ISO de 4 pulgadas de diámetro nominal y espesor de pared de 6.3 mm es de 1 bar.

Hállese: El caudal en metros cúbicos por minuto en condiciones métricas normales (1.01325 bar y 15°C).

Solución:

$$\Delta p_{100} = 1$$

$$C_2 = 9.42 \dots\dots\dots \text{Tabla I-a}$$

$$\rho = 9.21 \dots\dots\dots \text{página A-18}$$

$$C_1 = \frac{1 \times 921}{9.42} = 0.978$$

$$W = 9\,900$$

$$q'_m = W \div (73.5 S_g) \dots\dots\dots \text{página B-2}$$

$$q'_m = 9\,900 \div (73.5 \times 1) = 134.7 \text{ m}^3/\text{min}$$

Ejemplo 19-b

Datos: Se tiene una caída de presión de 5 libras/pulg² de aire a 100 libras por pulg² manométricas y 90°F que fluye por 100 pies de tubería de 4 pulgadas cédula 40.

Hállese: El caudal en pies cúbicos por minuto en condiciones normales.

Solución:

$$\Delta P_{100} = 5.0$$

$$C_2 = 5.17$$

$$\rho = 0.564 \dots\dots \text{(página A-19)}$$

$$C_1 = (5.0 \times 0.564) \div 5.17 = 0.545$$

$$W = 23\,000$$

$$q'_m = W \div (4.58 S_g) \text{ (página B-3)}$$

$$q'_m = 23\,000 \div (4.58 \times 1.0) = 5000 \text{ pies}$$

$$\text{cúbicos estándar/min}$$

Fórmula simplificada para flujo de fluidos compresibles (continuación)

Ejemplo 20-a

Datos: A una línea de vapor de agua saturado a 6 bar manométricos con caudal de 9 000 kilogramos por hora, se le limita a 2.4 bar la máxima pérdida de presión por cada 100 metros de tubería.

Hállese: El diámetro adecuado más pequeño de tubería de acero ISO 336.

Solución:

$$\Delta p_{100} = 2.4$$

$$C_1 = 0.81$$

$$\bar{V} = 0.273 \text{ . . . página A-23 o nomograma VI-a}$$

$$C_2 = \frac{2.4}{0.81 \times 0.273} = 10.85$$

La tabla de valores de C_2 para tuberías ISO 336 de la tabla III-a indica que una tubería de diámetro nominal 4 pulgadas y espesor 7.1 mm tiene el valor de C_2 más próximo, pero menor que 10.85. La pérdida de presión real por cada 100 metros de tubería de 4 pulgadas y 7.1 mm de espesor, es:

$$\Delta p_{100} = C_1 C_2 \bar{V} = 0.81 \times 10.22 \times 0.273 = 2.26 \text{ bar}$$

Ejemplo 20-b

Datos: A una línea de vapor de agua saturado a 85 libras por pulg² manométricas, con un gasto de 20 000 libras por hora, se le permite una caída máxima de presión de 10 libras por pulg² por cada 100 pies de tubería.

Hállese: La medida o diámetro adecuado más pequeño de tubería cédula 40.

Solución.

$$\Delta P_{100} = 10$$

$$C_1 = 0.4$$

$$\bar{V} = 4.4 \text{ (nomograma VI-b o página A-26)}$$

$$C_2 = 10 \div (0.4 \times 4.5) = 5.56$$

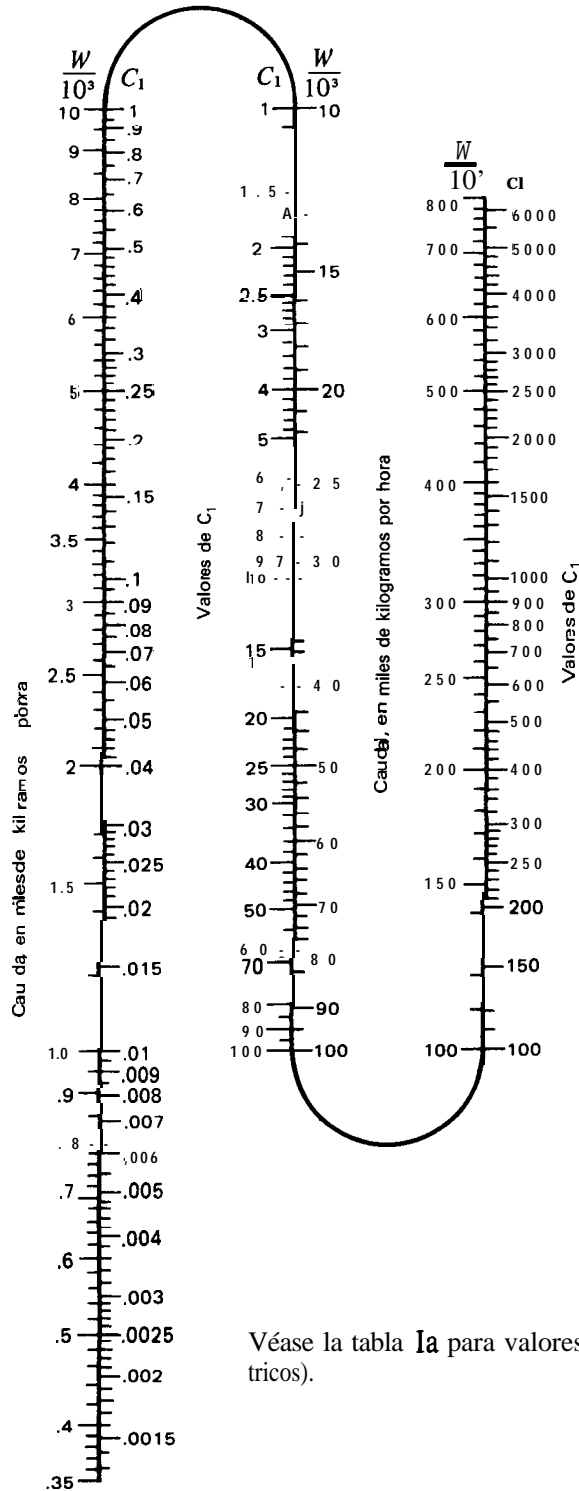
La tabla I-b para valores de C_2 , indica que una tubería de diámetro nominal de 4 pulgadas cédula 40 es la que tiene el valor de C_2 menor a 5.56. La pérdida de presión real por cada 100 pies de tubería de 4 pulgadas cédula 40 es:

$$\Delta P_{100} = 0.4 \times 5.17 \times 4.4 = 9.3$$

Fórmula simplificada para flujo de fluidos compresibles (continuación)

Nomograma IX-a

Factor de descarga C_1 (métrico)

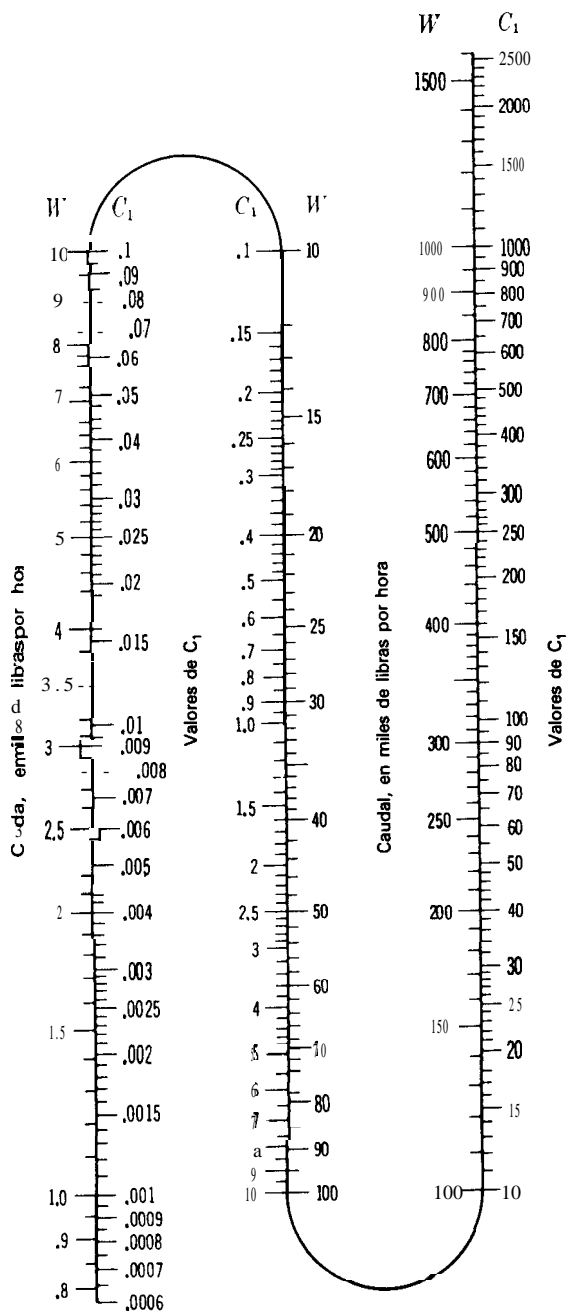


Véase la tabla Ia para valores de C_2 (métricos).

Fórmula simplificada para flujo de fluidos compresibles (continuación)

Nomograma IX-b

Factor de descarga C_1



Véase la tabla Ib (sistema inglés) para valores de C_2 .

Fórmula simplificada para flujo de fluidos compresibles (continuación)

Tabla I-a Valores de C₂ (métricos)

Para tuberías de acero según ANSI B 36.10: 1970 y BS 1600: parte 2: 1970

Diám. nominal de tubería en pulgadas	Número de cédula	Valor de C ₂	Diám. nominal de tubería en pulgadas	Número de cédula	Valor de C ₂	Diám. nominal de tubería en pulgadas	Número de cédula	Valor de C ₂
1/8	40s	13 940 000	5	40s	2.798	16	10	0.008 15
	80x	46 100 000		80x	3.590		20	0.008 50
1/4	40s	2800000	6	120	4.734	18	30s	0.008 87
	80x	7 550 000		160	6.318		40 x	0.009 66
3/8	40 s	561 000	8	... xx	8.677	20	60	0.010 77
	80x	1 260 000		40 s	1.074		80	0.012 32
1/2	40s	164 600	10	80 x	1.404	24	100	0.014 15
	80 x	327 500		120	1.786		120	0.016 30
3/4	160	756 800	12	160	2.422	28	140	0.019 34
	... xx	19 680 000		... xx	3.275		160	0.021 89
1	40s	37 300	14	20	0.234	32	10	0.004
	80x	65 000		30	0.243		20	0.004 5:
1 1/4	160	176 200	16	40s	0.257	36	... s	0.004 68
	... xx	1104000		60	0.287		30	0.004 86
1 1/2	40s	10 470	18	80x	0.326	40	... x	0.005 05
	80x	17 000		100	0.371		40	0.005 24
1 3/4	160	39 600	20	120	0.444	44	60	0.005 90
	... xx	200 800		140	0.509		80	0.006 64
2	40s	2 480	24	160	0.558	48	100	0.007 66
	80x	3 720		... xx	0.586		120	0.008 87
2 1/4	160	6 140	28	20	0.0699	52	140	0.010 08
	... xx	24 000		30	0.074 1		160	0.011 77
2 1/2	40s	1 100	32	40s	0.0787	56	20 s	0.002 48
	80x	1590		60x	0.0905		30 x	0.002 65
3	160	2 920	36	80	0.1001	60	40	0.002 83
	... xx	8 150		100	0.1148		60	0.002 98
3 1/4	40s	297	40	120	0.1325	64	80	0.003 36
	80x	415		140	0.1593		80	0.003 82
3 1/2	160	859	44	160	0.1852	68	100	0.004 42
	... xx	1 582		20	0.0276		120	0.005 05
4	40s	117	48	30	0.0296	72	140	0.005 89
	80x	162		... s	0.0308		160	0.006 78
4 1/4	160	257	52	40	0.0317	76	20	0.000 94c
	... xx	669		... x	0.0343		20s	0.000 994
4 1/2	40s	37.7	56	60	0.0363	80	... x	0.001 051
	80x	50.5		80	0.0407		30	0.001 081
5	160	85.0	60	100	0.0470	84	40	0.001 146
	... xx	170.0		120	0.0546		60	0.001 304
5 1/4	40s	17.6	64	140	0.0616	88	80	0.001 470
	80x	23.2		160	0.0744		100	0.001 711
5 1/2	40s	9.10	68	20	0.016 70	92	120	0.001 970
	80x	11.88		30s	0.017 53		140	0.002 242
6	120	15.7	72	40	0.018 41	96	160	0.002 600
	160	20.7		... x	0.019 34		... x	0.001 051
6 1/4	... xx	32.71	76	60	0.020 33	100	30	0.001 081
	40s	9.10		80	0.021 89		40	0.001 146
6 1/2	80x	11.88	80	100	0.024 92	104	60	0.001 304
	120	15.7		120	0.029 16		80	0.001 470
7	160	20.7	84	120	0.033 40	108	100	0.001 711
	... xx	32.71		140	0.038		120	0.001 970
7 1/4	40s	9.10	88	160	0.044 3:	112	140	0.002 242
	80x	11.88		80	0.024 92		160	0.002 600
7 1/2	120	15.7	92	100	0.029 16	116	180	0.003 015
	160	20.7		120	0.033 40		200	0.003 670
8	... xx	32.71	96	140	0.038	120	220	0.004 375
	40s	9.10		160	0.044 3:		240	0.005 030
8 1/4	80x	11.88	100	200	0.0546	124	260	0.005 685
	120	15.7		240	0.0744		280	0.006 340
8 1/2	160	20.7	104	300	0.1001	128	300	0.007 000
	... xx	32.71		360	0.1325		320	0.007 655
9	40s	9.10	108	420	0.1852	132	340	0.007 960
	80x	11.88		480	0.257		360	0.008 615
9 1/4	120	15.7	112	540	0.326	136	380	0.009 270
	160	20.7		600	0.444		400	0.010 000
9 1/2	... xx	32.71	116	660	0.558	140	420	0.010 715
	40s	9.10		720	0.744		440	0.011 430
10	80x	11.88	120	840	1.074	144	460	0.012 145
	120	15.7		900	1.404		480	0.012 860
10 1/4	160	20.7	124	960	1.786	148	500	0.013 575
	... xx	32.71		1020	2.422		520	0.014 290
10 1/2	40s	9.10	128	1140	3.275	152	540	0.015 005
	80x	11.88		1200	4.734		560	0.015 720
11	120	15.7	132	1320	6.318	156	580	0.016 435
	160	20.7		1440	8.677		600	0.017 150
11 1/4	... xx	32.71	136	1500	10.000	160	620	0.017 865
	40s	9.10		1620	13.250		640	0.018 580
11 1/2	80x	11.88	140	1800	18.520	164	660	0.019 295
	120	15.7		1920	25.700		680	0.020 010
12	160	20.7	144	2100	28.000	168	700	0.020 725
	... xx	32.71		2220	38.000		720	0.021 440
12 1/4	40s	9.10	148	2400	40.000	172	740	0.022 155
	80x	11.88		2520	54.000		760	0.022 870
12 1/2	120	15.7	152	2700	60.000	176	780	0.023 585
	160	20.7		2820	81.000		800	0.024 300
13	... xx	32.71	156	3000	81.000	180	820	0.025 015
	40s	9.10		3120	108.000		840	0.025 730
13 1/4	80x	11.88	160	3300	107.000	184	860	0.026 445
	120	15.7		3420	144.000		880	0.027 160
13 1/2	160	20.7	164	3600	144.000	188	900	0.027 875
	... xx	32.71		3720	194.000		920	0.028 590
14	40s	9.10	168	4000	194.000	192	940	0.029 305
	80x	11.88		4120	261.000		960	0.029 850
14 1/4	120	15.7	172	4400	261.000	196	980	0.030 565
	160	20.7		4520	354.000		1000	0.031 280
14 1/2	... xx	32.71	176	4800	354.000	200	1020	0.032 000
	40s	9.10		4920	471.000		1040	0.032 715
15	80x	11.88	180	5200	471.000	204	1060	0.033 430
	120	15.7		5320	635.000		1080	0.034 145
15 1/4	160	20.7	184	5600	635.000	208	1100	0.034 860
	... xx	32.71		5720	840.000		1120	0.035 575
15 1/2	40s	9.10	188	6000	840.000	212	1140	0.036 290
	80x	11.88		6120	1107.000		1160	0.037 005
16	120	15.7	192	6400	1107.000	216	1180	0.037 720
	160	20.7		6520	1474.000		1200	0.038 435
16 1/4	... xx	32.71	196	6800	1474.000	220	1220	0.039 150
	40s	9.10		6920	1989.000		1240	0.039 865
16 1/2	80x	11.88	200	7200	1989.000	224	1260	0.040 580
	120	15.7		7320	2654.000		1280	0.041 295
17	160	20.7	204	7600	2654.000	228	1300	0.042 010
	... xx	32.71		7720	3549.000		1320	0.042 725
17 1/4	40s	9.10	208	8000	3549.000	232	1340	0.043 440
	80x	11.88		8120	4714.000		1360	0.044 155
17 1/2	120	15.7	212	8400	4714.000	236	1380	0.044 870
	160	20.7		8520	6359.000		1400	0.045 585
18	... xx	32.71	216	8800	6359.000	240	1420	0.046 300
	40s	9.10		8920	8404.000		1440	0.047 015
18 1/4	80x	11.88	220	9200	8404.000	244	1460	0.047 730
	120	15.7		9320	11079.000		1480	0.048 445
18 1/2	160	20.7	224	9600	11079.000	248	1500	0.049 160
	... xx	32.71		9720	14744.000		1520	0.049 875
19	40s	9.10	228	10000	14744.000	252	1540	0.050 590
	80x	11.88		10120	19899.000		1560	0.051 305
19 1/4	120	15.7	232	10400	19899.000	256	1580	0.052 020
	160	20.7		10520	26544.000		1600	0.052 735
19 1/2	... xx	32.71	236	10800	26544.000	260	1620	0.053 450
	40s	9.10		10920	35499.000		1640	0.054 165
20	80x	11.88	240	11200	35499.000	264	1660	0.054 880
	120	15.7		11320	47144.000		1680	0.055 595
20 1/4	160	20.7	244	11				

Fórmula simplificada para flujo de fluidos compresibles (continuación)

Tabla I-a Valores de C₂ (métricos)
Para tuberías de acero según ISO 336-1974

Diám. nominal de tubería en pulgadas	Espesor de pared en mm	Valor de C ₂	Diám. nominal de tubería en pulgadas	Espesor de pared en mm	Valor de C ₂	Diám. nominal de tubería en pulgadas	Espesor de pared en mm	Valor de C ₂			
1/8	1.6	12700000	1%	3.2	990	4	5.6	8.71			
	1.8	17 500 000		3.6	1100		5.9	9.00			
	2.0	24 600 000		4.0	1 220		6.3	9.42			
	2.3	42 800 000		4.5	1 350		7.1	10.22			
1/4	1.8	2 010 000	1%	5.0	1560	4	8.0	11.10			
	2.0	2 530 000		5.4	1 730		8.8	12.11			
	2.3	3 620 000		5.6	1 820		10.0	13.91			
	2.6	5 290 000		5.9	2 000		11.0	15.77			
	2.9	7 940 000		6.3	2 290		12.5	18.88			
				7.1	2 900		14.2	22.80			
3/8	2.0	436 000	2	8.0	3 730	5	16.0	27.86			
	2.3	562 000		8.8	4 880		17.5	34.30			
	2.6	732 000		10.0	7 720		20.0	48.61			
	2.9	967 000		3.6	283		5.9	2.83			
	3.2	1 300 000		4.0	307		6.3	2.94			
1/2	2.6	151 000	2	4.5	333	5	7.1	3.14			
	2.9	186 000		5.0	371		8.0	3.35			
	3.2	229 000		5.4	402		8.8	3.59			
	3.6	309 000		5.6	418		10.0	4.00			
	4.0	423 000		5.9	449		11.0	4.41			
	4.5	591 000		6.3	496		12.5	5.08			
	5.0	955 000		7.1	592		14.2	5.87			
	5.4	1 380 000		8.0	711		16.0	6.84			
				8.8	864		17.5	8.01			
				10.0	1 190		20.0	10.37			
				11.0	1 600						
3/4	2.6	31 700	2%	5.0	88.6	6	6.3	1.02			
	2.9	36 800		5.4	94.1		7.1	1.08			
	3.2	42 900		5.6	96.8		8.0	1.13			
	3.6	53 100		5.9	102.		8.8	1.20			
	4.0	66 400		6.3	110.		10.0	1.31			
	4.5	83 800		7.1	125.		11.0	1.42			
	5.0	116 000		8.0	144.		12.5	1.59			
	5.4	148 000		8.8	166.		14.2	1.79			
	5.6	166 000		10.0	209.		16.0	2.02			
	5.9	208 000		11.0	258.		17.5	2.28			
	6.3	289 000		12.5	354.		20.0	2.79			
	7.1	539 000		14.2	495.		22.2	3.35			
	1	3.2		9 390	3		5.4	1	8	6.3	0.234
		3.6		11000			5.6	38.0		7.1	0.244
4.0		13000	5.9	39.8		8.0	0.254				
4.5		15 400	6.3	42.		8.8	0.265				
5.0		19400	7.1	47.:		10.0	0.283				
5.4		23 000	8.0	52.7		11.0	0.300				
5.6		25 000	8.8	59.2		12.5	0.326				
5.9		29 300	10.0	71.5		14.2	0.355				
6.3		36 700	11.0	84.9		16.0	0.388				
7.1		55 400	12.5	109.4		17.5	0.425				
8.0		86 400	14.2	143.1		20.0	0.490				
8.8		143 000	16.0	191.2		22.2	0.559				
1 1/4		3.2	2 200	3%		5.6	17.2	10		6.3	0.069 9
	3.6	2 480	5.9		17.9	7.1	0.072 1				
	4.0	2 800	6.3		18.9	8.0	0.074 4				
	4.5	3 170	7.1		20.7	8.8	0.076 9				
	5.0	3 750	8.0		22.8	10.0	0.081				
	5.4	4 250	8.8		25.2	11.0	0.084 8				
	5.6	4 500	10.0		29.6	12.5	0.090 5				
	5.9	5 040	11.0		34.2	14.2	0.096 7				
	6.3	5 910	12.5		42.3	16.0	0.103 6				
	7.1	7 850	14.2		52.8	17.5	0.111 0				
	8.0	10 600	16.0		66.9	20.0	0.124 1				
	8.8	14 800	17.5		85.5	22.2	0.137 3				
	10.0	26 300				25.0	0.159 1				
						28.0	0.179 6				
						30.0	0.198 3				

Fórmula simplificada para flujo de fluidos compresibles (continuación)

Tabla I-a Valores de C_2 (métricos)
Para tuberías de acero según ISO 336-1974

Diám. nominal de tubería en pulgadas	Espesor de pared en mm	Valor de C_2	Diám. nominal de tubería en pulgadas	Espesor de pared en mm	Valor de C_2	Diám. nominal de tubería en pulgadas	Espesor de pared en mm	Valor de C_2			
12	6.3	0.027 6	16	3::	0.008 14	20	6.3	0.002 48			
	7.1	0.028		8.0	0.008 3 1		7.1	0.002 52			
	8.0	0.029 3		8.0	0.008 49		8.0	0.002 56			
	8.8	0.030 0		8.8	0.008 68		8.8	0.002 61			
	10.0	0.031 3		10.0	0.008 98		10.0	0.002 68			
	11.0	0.032 5		11.0	0.009 26		11.0	0.002 74			
	12.5	0.034 3		12.5	0.009 66		12.5	0.002 83			
	14.2	0.036 3		14.2	0.010 09		14.2	0.002 93			
	16.0	0.038 4		16.0	0.010 55		16.0	0.003 03			
	17.5	0.040 7		17.5	0.011 03		17.5	0.003 14			
	20.0	0.044 6		20:0	0.011 83		20.0	0.003 32			
	22.2	0.048 4		22.2	0.012 61		22.2	0.003 49			
	25.0	0.054 5		25.0	0.013 83		25.0	0.003 75			
	28.0	0.060 1		28.0	0.014 90		28.0	0.003 97			
	30.0	0.065 1		30:0	0.015 83		30.0	0.004 16			
	32.0	0.070 5		32.0	0.016 83		32.0	0.004 37			
	36.0	0.083 2		36.0	0.019 06		36.0	0.004 80			
	14	6.3		0.016 7	18		40.0	0.021 48	24	40.0	0.005 27
		7.1		0.017 1			45.0	0.025 30		45.0	0.005 97
		8.0		0.017 5			6.3	0.004 34		50.0	0.006 79
8.8		0.018 0	7.1	0.004 42		55.0	0.007 74				
10.0		0.018 7	8.0	0.004 51		6.3	0.000 939				
11.0		0.019 3	8.8	0.004 59		7.1	0.000 952				
12.5		0.020 3	10.0	0.004 74		8.0	0.000 966				
14.2		0.021 4	11.0	0.004 86		8.8	0.000 980				
16.0		0.022 5	125	0.005 05		10.0	0.001 002				
17.5		0.023 7	14.2	0.005 24		11.0	0.001 021				
20.0		0.025 7	16.0	0.005 45		12.5	0.001 051				
22.2		0.027 7	17.5	0.005 67		14.2	0.001 081				
25.0		0.030 8	20.0	0.006 03		16.0	0.001 112				
28.0		0.033 6	22.2	0.006 38		17.5	0.001 144				
30.0		0.036 1	25.0	0.006 91		20.0	0.001 198				
32.0		0.038 8	28.0	0.007 38		22.2	0.001 248				
36.0		0.044 9	30.0	0.007 78		25.0	0.001 324				
			32.0	0.008 2 1		28.0	0.001 388				
			36.0	0.009 14		30.0	0.001 442				
			40.0	0.010 14		32.0	0.001 500				
		45.0	0.011 67	36.0	0.001 621						
		50.0	0.013 50	40.0	0.001 746						
				45.0	0.001 930						
				50.0	0.002 137						
				55.0	0.002 372						
				60.0	0.002 624						

Notas.

¹ Los valores de C_2 para las tuberías de acero ISO dadas arriba y en la página 3-48, han sido determinados por interpolación, basándose en los valores de C_2 establecidos para tuberías de cédula ANSI dados en la página 3-47.

² Los diámetros de tubería ISO incluidos en la tabla de arriba y en la tabla de la página 3-48 también abarcan la mayor parte de los diámetros de tubería contenidos en BS 3600: 1973, dentro de la misma gama de espesores de pared.

Fórmula simplificada para flujo de fluidos compresibles (continuación)

Tabla I-b Valores de C₂ (sistema inglés)
Pérdida de presión, caudal y paso de tubería

Diám. nominal de tubería en pulgadas	Cédula	Valor de C ₂	Diám. nominal de tubería en pulgadas	Cédula	Valor C ₂	Diám. nominal de tubería en pulgadas	Cédula	Valor C ₂
1/8	40 s	7920000.	5	40 s	1.59	16	10	0.00463
	80 x	26 200000.		80 x	2.04		20	0.004 83
1/4	40s	1590 000.	6	120	2.69	18	30s	0.005 04
	80 x	4290000.		160	3.59		40 x	0.005 49
				x x	4.93		60	0.006 12
3/8	40 s	319 000.	8	40 s	0.610	20	80	0.00700
	80x	718 000.		80x	0.798		100	0.008 04
1/2	40s	93500.	10	120	1.015	24	120	0.009 26
	80 x	186100.		160	1.376		140	0.010 99
	160	430000.		x x	1.861		160	0.01244
3/4	x x	11 180 000.	12	20	0.133	28	10	0.002 47
				30	0.138		20	0.002 56
1	40 s	21200.	14	40 s	0.146	32	.. s	0.00266
	80x	36 900.		60	0.163		30	0.002 76
	160	100 100.		80 x	0.185		.. x	0.002 87
1 1/4	x x	627000.	16	100	0.211	36	40	0.002 98
				120	0.252		60	0.003 35
1 1/2	40s	5 950.	18	140	0.289	40	80	0.003 76
	80 x	9 640.		x x	0.317		100	0.00435
2	160	22500.	20	160	0.333	44	120	0.005 04
	x x	114100.		20	0.039 7		140	0.005 73
				30	0.042 1		160	0.006 69
2 1/2	40 s	1408.	24	40 s	0.0447	48	10	0.00141
	80 x	2 110.		60 x	0.0514		20 s	0.00150
3	160	3490.	28	80	0.056 9	52	30 x	0.001 61
	xx	13 640.		100	0.065 2		40	0.001 69
				120	0.075 3		60	0.001 91
3 1/2	40 s	627.	32	140	0.090 5	56	80	0.002 17
	80x	904.		160	0.105 2		100	0.002 51
4	160	1656.	36	20	0.015 7	60	120	0.002 87
	xx	4630.		30	0.016 8		140	0.003 35
				40	0.017 5		160	0.003 85
4 1/2	40 s	169.	40	60 x	0.019 5	64	10	0.000 534
	80 x	236.		80	0.020 6		20 s	0.000 565
5	160	488.	44	100	0.023 1	68	30 x	0.000 597
	xx	899.		120	0.026 7		40	0.000 614
				140	0.031 0		60	0.000 651
5 1/2	40 s	66.7	48	160	0.035 0	72	80	0.000 741
	80x	91.8		20	0.042 3		100	0.000835
6	160	146.3	52	30s	0.009 49	76	120	0.000 972
	x x	380.0		40	0.009 96		140	0.001 119
				60	0.010 46		160	0.001 274
6 1/2	40 s	21.4	56	x	0.010 99	80	80	0.001 478
	80 x	28.7		60	0.01155		100	0.001 972
7	160	48.3	60	80	0.012 44	84	120	0.001 119
	x x	96.6		100	0.014 16		140	0.001 274
				120	0.016 57		160	0.001 478
7 1/2	40 s	10.0	64	140	0.018 98	88	80	0.000835
	80 x	13.2		160	0.021 8		100	0.000 972
8	40 s	5.17	68	20	0.009 96	92	120	0.001 119
	80 x	6.75		30s	0.010 46		140	0.001 274
	120	8.94		40	0.010 99		160	0.001 478
8 1/2	160	11.80	72	x	0.01155	96	80	0.000835
	x x	18.59		60	0.012 44		100	0.000 972
				80	0.014 16		120	0.001 119
9	40 s	5.17	76	100	0.016 57	100	140	0.001 274
	80 x	6.75		120	0.018 98		160	0.001 478
	120	8.94		140	0.021 8		180	0.001 741
9 1/2	160	11.80	80	160	0.025 2	104	80	0.000835
	x x	18.59		20	0.009 96		100	0.000 972
				30s	0.010 46		120	0.001 119

Nota

Las letras s, x, xx, en las columnas del número de cédula indican tubería estándar, extrafuerte y doble extrafuerte respectivamente.

Flujo de fluidos compresibles en toberas y orificios

El flujo de fluidos compresibles en toberas y orificios puede determinarse a partir de las fórmulas que se dan a continuación, o usando los nomogramas de las páginas siguientes. Los nomogramas son una solución gráfica de las fórmulas correspondientes.

$$w = 3.512 \times 10^{-4} Y d_1^2 C \sqrt{\Delta p \rho_1} = 3.512 \times 10^{-4} Y d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta P}{V_1}}$$

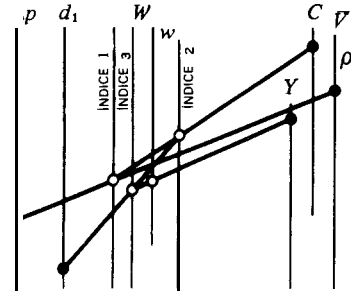
$$W = 1.265 Y d_1^2 C \sqrt{\Delta P \rho_1} = 1.265 Y d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta P}{V_1}}$$

$$w = 0.525 Y d_1^2 C \sqrt{\Delta P \rho_1} = 0.525 Y d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta P}{V_1}}$$

$$W = 1891 Y d_1^2 C \sqrt{\Delta P \rho_1} = 1891 Y d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta P}{V_1}}$$

d_1 = diámetro de la tobera u orificio

(La pérdida de presión se mide entre tomas situadas a 1 diámetro antes y 0.5 diámetro después de la cara de entrada de la tobera u orificio)



Ejemplo 21-a

Datos: Una presión diferencial de 0.8 bar se mide entre las tomas, situadas según la nota anterior de la cara de entrada de una tobera de 25 mm de diámetro interior, acoplada a una tubería de acero de 2 Pulgadas cédula 40, por la cual circula dióxido de carbono (CO₂) seco, a 7 bar de presión manométrica y 90°C.

Hállese: El caudal en metros cúbicos por hora en condiciones métricas normales (1.01325 bar y 15°C).

Solución:

1. $R = 189$
 2. $S_g = 1.529$
 3. $\gamma = 1.3$
- Los pasos 3 a 7 se usan para determinar el factor Y.
4. $p'_1 = p + 1.013 = 7 + 1.013 = 8.013$
 5. $\Delta p/p'_1 = 0.8 \div 8.013 = 0.0998$
 6. d_2 (diámetro entrada) = 52.5 tubería de 2 pulgadas cédula 40 página B-21
 7. $\beta = d_1/d_2 = 25 \div 52.5 = 0.476$
 8. $Y = 0.93$ página A-39
 9. $c = 1.02$ suponiendo flujo turbulento; página A-38
 10. $T = 273 + t = 273 + 90 = 363$
 - II. $\rho_1 = 11.76$ página A-18

Ejemplo 21-b

Datos: Una presión diferencial de 11.5 libras por pulgada cuadrada es medida entre las tomas, situadas según la nota anterior, de la cara de entrada en una tobera de 1.000 pulgada de diámetro interior, conectada en una tubería de acero de 2 pulgadas, cédula 40, por la cual fluye dióxido de carbono seco (CO₂), con una presión de 100 libras/pulg² manométricas y 200°F.

Hállese: El gasto en pies cúbicos por hora, en condiciones normales.

Solución.

1. $R = 35.1$
 2. $S_g = 1.516$
 3. $k = 1.28$
- Los pasos 3 a 7 se usan para determinar el factor Y.
4. $P'_1 = P + 14.7 = 100 + 14.7 = 114.7$
 5. $\Delta P/P'_1 = 11.5 \div 114.7 = 0.1003$
 6. $d_2 = 2.067$ Tubería de 2" Céd. 40 (página B-23)
 7. $\beta = 1.00 \div 2.067 = 0.484$
 8. $Y = 0.93$ p á g i n a A - 3 9
 9. $c = 1.02$ suponiendo flujo turbulento; página A-38
 10. $T = 460 + t = 460 + 200 = 660$
 - II. $\rho_1 = 0.71$ (p á g i n a A - 1 9)

Flujo de fluidos compresibles en toberas y orificios (continuación)

	Unir		Lectura
12.	Ap = 0.8	$\rho_1 = 11.76$	Índice 1
13.	Índice 1	c = 1.02	Índice 2
14.	Índice 2	d ₁ = 25	Índice 3
15.	Índice 3	Y = 0.93	W = 2300

- 16. $q_h^1 = 1220 \text{ m}^3/\text{h}$ en cond. norm. .página B-2
- 17. $\mu = 0.018$ página A-8
- 18. $R_e = 860000$ o 8.6×10^5 página 3-2
- 19. C = 1.02 es correcto para $R_e = 8.6 \times 10^5$ página A-38
- 20. Cuando el factor C supuesto en el paso 9 no concuerda con la página A-38, para el número de Reynolds basado en el flujo calculado, debe ajustarse hasta alcanzar una concordancia razonable, repitiendo los pasos 9 a 19.

Ejemplo 22-a

Datos: Una presión diferencial de 0.2 bar se mide entre las tomas, situadas según la nota, de la cara de entrada de un orificio de 18 mm de diámetro interior de bordes en arista viva, conectado a una tubería de acero de 25.7 mm de diámetro interior por la que circula gas amoniaco (NH₃) seco, a 2.75 bar de presión manométrica y 10°C.

Hállese: El caudal en kilogramos por segundo y en metros cúbicos por minuto, en condiciones normales (1.01325 bar y 15°C).

Solución:

- 1. $R = 490$
 - 2. $S_g = 0.596$
 - 3. $\gamma = 1.32$
- Los pasos 3 a 7 son para determinar el factor Y.
- 4. $p_1' = p + 1.013 = 2.75 + 1.013 = 3.763$
 - 5. $\Delta p/p_1' = 0.2 \div 3.763 = 0.0531$
 - 6. $\beta = d_1/d_2 = 18 \div 25.7 = 0.700$
(d₁ = diámetro del orificio, d₂ = diámetro de entrada.)
 - 7. Y = 0.98 página A-39
 - 8. c = 0.70 suponiendo flujo turbulento; página A-38
 - 9. $T = 273 + t = 273 + 10 = 283$
 - 10. $\rho_1 = 2.76$ página A-18 ó 3-7

	Unir		Lectura
12.	AP = 11.5	$\rho_1 = 0.71$	Índice 1
13.	Índice 1	C = 1.02	Índice 1
14.	Índice 2	d ₁ = 1.000	Índice 3
15.	Índice 3	Y = 0.93	w = 5000

- 16. $q_h = 44\ 000$ pies cúbicos página B-3
- 17. $\mu = 0.018$ por hora página A-9
- 18. $R_e = 860\ 000$ o 8.6×10^5 página 3-2
- 19. C = 1.02 es correcto para $R_e = 8.6 \times 10^5$ página A-38
- 20. Cuando el factor C supuesto en el paso 9 no concuerda con el de la página A-38, para el número de Reynolds basado en el flujo calculado, debe ajustarse hasta alcanzar una concordancia razonable, repitiendo los pasos 9 a 19.

Ejemplo 22-b

Datos: Una presión diferencial de 3 libras/pulg² se mide entre las tomas, situadas según la nota, de la cara de entrada de un orificio de 0.750 pulgadas de diámetro interior y de cantos vivos, conectado en una tubería de acero 1 pulgada cédula 40 por la cual fluye amoniaco seco (NH₃) a una presión de 40 libras/pulg² manométricas y 50°F.

Hállese: El gasto en libras por segundo y en pies cúbicos por minuto, en condiciones normales.

Solución:

- 1. $R = 90.8$
 - 2. $S_g = 0.587$
 - 3. $k = 1.29$
- Los pasos 3 a 7 son para determinar el valor de Y.
- 4. $P_1' = P + 14.7 = 40 + 14.7 = 54.7$
 - 5. $\Delta P/P_1' = 3.0 \div 54.7 = 0.0549$
 - 6. d₂ = 1.049 . . Tubería de 2" Céd. 40 (página B-23)
 - 7. $\beta = 0.750 \div 1.049 = 0.716$
 - 8. Y = 0.98 página A-39
 - 9. C = 0.71 suponiendo flujo turbulento; (página A-19)
 - 10. $T = 460 + t = 460 + 50 = 510$
 - 11. $\rho_1 = 0.17$ (página A-19)

Flujo de fluidos compresibles en toberas y orificios (continuación)

	Unir		Lectura
11.	$\Delta p = 0.2$	$\rho_1 = 2.76$	Índice 1
12.	Índice 1	$C = 0.70$	Índice 2
13.	Índice 2	$d_1 = 18$	Índice 3
14.	Índice 3	$Y = 0.98$	$w = 0.058$
15.	Índice 3	$y = 0.98$	$W = 205$

	Unir		Lectura
12.	$AP = 3.0$	$\rho_1 = 0.17$	Índice 1
13.	Índice 1	$C = 0.71$	Índice 2
14.	Índice 2	$d_1 = 0.75$	Índice 3
15.	Índice 3	$Y = 0.98$	$w = 0.145$
16.	Índice 3	$Y = 0.98$	$W = 520$

16. $q'_m = \frac{W}{73.5} S_g = \frac{205}{73.5 \times 0.596} = 4.68$ página B-2

17. $\mu = 0.010$ página A-8

18. $R_e = 282\,000 \circ 2.82 \times 10^5$ página 3-2

19. $C = 0.70$ es correcto para $R_e = 2.82 \times 10^5$ página A-38

20. Cuando el factor C supuesto en el paso 8 no concuerda con la página A-38, para el número de Reynolds basado en el flujo calculado, debe ajustarse hasta conseguir una concordancia razonable, repitiendo los pasos 8 a 19.

17. $q'_m = \frac{W}{4.58} S_g = \frac{520}{4.58 \times 0.587} = 195$ (página B-3)

18. $\mu = 0.010$ (página A-9)

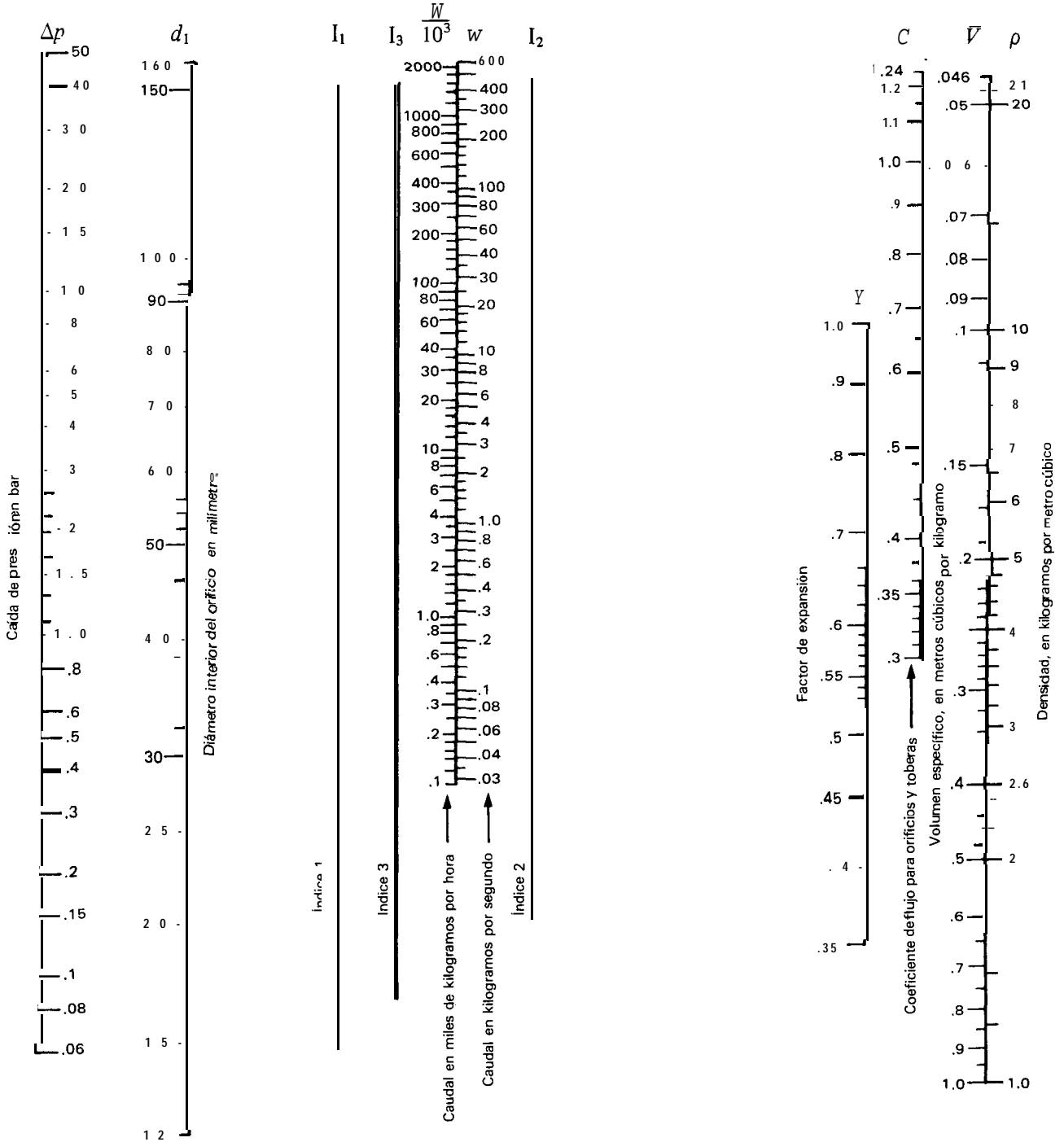
19. $R_e = 310\,000 \circ 3.10 \times 10^5$ (página 3-2)

20. $C = 0.702$ es correcto para $R_e = 3.10 \times 10^5$ (página A-38)

21. Cuando el factor C supuesto en el paso 9 no concuerda con el de la página A-38 para el número de Reynolds basado en el flujo calculado, debe ajustarse hasta conseguir una concordancia razonable, repitiendo los pasos 9 a 20.

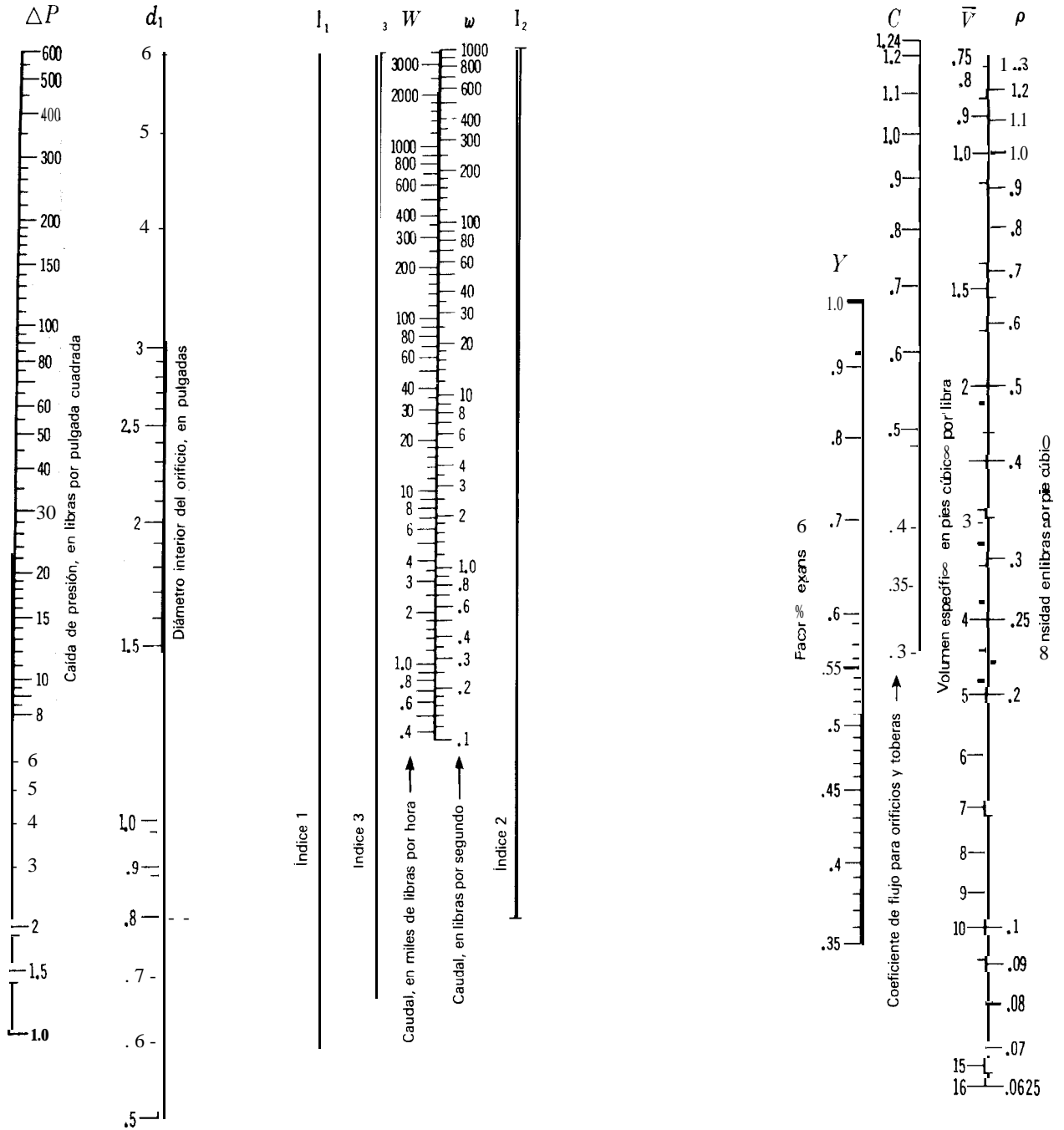
Flujo de fluidos compresibles en toberas y orificios (continuación)

Nomograma IX-a



Flujo de fluidos compresibles en toberas y orificios (continuación)

Nomograma IX-b



Ejemplos de problemas de flujo

CAPÍTULO 4

Introducción

La teoría y las respuestas a preguntas sobre la aplicación correcta de fórmulas a problemas de flujo puede exponerse mediante la solución de **problemas** prácticos. En el capítulo 3 se presentaron unos cuantos problemas sencillos de flujo para explicar el uso de nomogramas; en este capítulo se presentan más problemas, unos sencillos, otros más complejos.

Muchos de los ejemplos que se dan en este capítulo, emplean las fórmulas básicas de los capítulos 1 y 2; estas fórmulas se repiten en el capítulo 3 utilizando términos más comunes. En la resolución de estos problemas se indica el uso de nomogramas cuando sea pertinente.

El polémico tema de la selección de la fórmula más idónea para el flujo de gases en líneas de tuberías largas, se analizó en el capítulo 1. También se demostró que las tres fórmulas más utilizadas son básicamente idénticas, con la única diferencia de la selección de los factores de fricción. En este capítulo se presenta una comparación de los resultados obtenidos, utilizando las tres fórmulas.

Se ha desarrollado un método original para la resolución de problemas donde ocurra descarga de fluidos compresibles por sistemas de tuberías. Ejemplos ilustrativos donde se aplica este método demuestran la simplicidad del manejo de estos problemas, hasta ahora complejos.

Número de Reynolds y factor de fricción para tuberías que no sean de acero

Los siguientes ejemplos muestran el procedimiento para la obtención del número de Reynolds y del factor de fricción para tuberías lisas (de plástico). El mismo procedimiento sirve para cualquier tubería que no sea de acero o hierro forjado, tales como de hormigón, madera, acero remachado, etc. En la página A-41 se dan las rugosidades relativas de éstos y otros materiales de tuberías:

Ejemplo 4-1* . . . Tubería lisa (de plástico)

Datos: Por una tubería estándar de plástico de 20 metros de largo (70 pies) y 2 pulgadas (pared lisa) circula agua a 30°C (80°F), a razón de 200 litros por minuto (50 galones por minuto).

Hállese: El número de Reynolds y el factor de fricción.

Solución:

1. $R_e = \frac{21.22 Q \rho}{d \mu}$ ecuación 3-3
 $R_e = \frac{50.6 Q \rho}{d \mu}$

2. $\rho = 995.6$ (62.220) página A-10
 3. $d = 52.5$ (2.067) página B-22
 4. $\mu = 0.8$ (0.85) página A-4
 5. $R_e = \frac{21.22 \times 200 \times 995.6}{52.5 \times 0.8}$
 $R_e = 100\ 600 = 1.006 \times 10^5$
 $R_e = \frac{50.6 \times 50 \times 62.220}{2.067 \times 0.85}$
 $R_e = 89\ 600 = 8.96 \times 10^4$
 6. $f = 0.0177$ para tubería lisa. página A-43
 $f = 0.0182$

Determinación de la resistencia de válvulas en función de $L, L/D, K$ y coeficiente de flujo C_v

Ejemplo 4-2. . . $L, L/D$ y K a partir de C_v para tipos convencionales de válvulas.

Datos: Una válvula de globo con asiento de hierro, modelo en Y, clase 125, de 150 mm (6 pulgadas) tiene un coeficiente de caudal, C_v , de 600 galones USA/minuto.

Hállese: El coeficiente de resistencia K y las longitudes equivalentes L/D y L para flujos en donde la turbulencia sea completa.

Solución:

1. $K, L/D$ y L deben darse en función de las dimensiones de la tubería de 6 pulgadas con cédula 40; véase la página 2-12.
 2. $C_v = \frac{29.9 d^2}{\sqrt{K}}$ o $K = \frac{891 d^4}{(C_v)^2}$ ecuación 3-16

En esta ecuación d está en pulgadas (1 pulgada = 25.4 mm).

3. $d = 154.1 \text{ mm} \div 25.4 = 6.067''$ página B-21
 $d = 6.065 d^4 = 1352.8$ página B-24
 $D = 0.5054$
 4. $K = \frac{891 \times 6.067^4}{600^2} = 3.35$ (Basado en tuberías de 6 pulgadas y cédula 40)
 $K = \frac{891 \times 1352.8}{600^2} = 3.35$
 5. $\frac{L}{D} = \frac{K}{f}$ ecuación 3-14
 6. $f = 0.015$ para tuberías de 154 mm (6.067") de diámetro interior en régimen de turbulencia completa; página A-44
 7. $\frac{L}{D} = \frac{K}{f} = \frac{3.35}{0.015} = 223$
 $D = 154.1 \div 1000 = 0.1541$ metros
 8. $L = \frac{L}{D} D = 223 \times 0.1541 = 34.4$ metros
 $L = \frac{L}{D} D = 223 \times 0.5054 = 113$ pies

*En los capítulos precedentes se presentaron por separado los problemas para cada uno de los sistemas. En el presente, se presentan los datos para ambos sistemas en un solo problema. En caso de que no exista anotación alguna en color (sistema inglés) es señal que la indicada sirve para ambos sistemas.

Determinación de la resistencia de válvulas en función de LID, K y coeficiente de flujo C_v (continuación)

Ejemplo 4-3 L, LID y K para tipos convencionales de válvulas

Datos: Se tiene una válvula angular convencional de acero, clase 600, de 100 mm (4 pulgadas), con paso total.

Hállese: El coeficiente de resistencia K y las longitudes equivalentes L/D y L para flujos en donde la turbulencia sea completa.

Solución:

1. K, L/D y L deben darse en función de las dimensiones de la tubería de 4 pulgadas y cédula 80; véase página 2-12.
2. $K = 150 f_T$ página A-47
 $K = f \frac{L}{D}$; o $\frac{L}{D} = \frac{K}{f}$ ecuación 3- 14
 (el subíndice "T" indica flujo en la zona de turbulencia completa)
3. $d = 97.2 \quad 3.826$ página B-21
 $f_T = 0.017$ página A-46
4. $K = 150 \times 0.017 = 2.55$... $\left\{ \begin{array}{l} \text{basado en} \\ \text{tuberías de} \\ \text{4" cédula 80} \end{array} \right.$
5. $\frac{L}{D} = \frac{2.55}{0.017} = 150$... $\left\{ \begin{array}{l} \text{véase la página A-50} \\ \text{para obtener soluciones} \\ \text{gráficas de los} \\ \text{pasos 5 y 6.} \end{array} \right.$
6. $L = \left(\frac{L}{D}\right)D = \frac{150 \times 97.2}{1000} = 14.6$ metros
 $L = \left(\frac{L}{D}\right)D = \frac{150 \times 3.826}{12} = 47.8$ pulgadas

Ejemplo 4-4 . . Válvulas tipo Venturi

Datos: Una válvula de compuerta de acero, de 150 x 100 mm (6 X 4 pulgadas), clase 600, tiene la entrada y salida cónicas con disminución gradual de diámetro desde los extremos a los anillos del cuerpo. La dimensión entre extremos es 560 mm (22 pulgadas) y entre fondos de los anillos de asiento, es de aproximadamente 150 mm (6 pulgadas).

Hállese: K₂, cualesquiera sean las condiciones de flujo, L/D y L para flujo en la zona de turbulencia completa.

Solución:

1. K₂, L/D y L deben darse en función de las dimensiones de la tubería de 6 pulgadas y cédula 80; véase página 2-12.
2. $K_1 = 8 f_T$ página A-47
 $K_2 = K_1 + \text{sen} \frac{\theta}{2} \frac{[0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$ página A-46
3. $d_1 = 101.6$ (4.00). tubería de 4 pulgadas y cédula 80; pág. B-21
 $d_2 = 146.4$ (5.761) tubería de 6 pulgadas y cédula 80; pág. B-21
 $f_T = 0.015$ para diámetro de 6 pulgadas página A-46
4. $\beta = \frac{101.6}{146.4} = 0.69$ $\beta^2 = 0.48$ $\beta^4 = 0.23$
 $\beta = \frac{4.00}{5.761} = 0.69$ $\beta^2 = 0.48$ $\beta^4 = 0.23$
 $\tan \frac{\theta}{2} = \frac{0.5(146.4 - 101.6)}{0.5(560 - 150)}$
 $\tan \frac{\theta}{2} = \frac{0.5 (5.761 - 4.00)}{0.5 (22 - 6)}$
 $\tan \frac{\theta}{2} = 0.11 = \text{sen} \frac{\theta}{2}$ aproximadamente
5. $K_2 = \frac{8 \times 0.015 + 0.11(0.8 \times 0.52 + 2.6 \times 0.52^2)}{0.23}$
 $K_2 = 1.06$
6. $L = \frac{106}{0.015} = 70$ tubería de 6 pulgadas y cédula 80
7. $L = \frac{70 \times 146.4}{1000} = 10$ metros de tubería de 6" cédula 80
 $L = \frac{70 \times 5.761}{12} = 34$ pies de tubería de 6 pulgadas y cédula 80

(Para obtener soluciones gráficas de los pasos 6 y 7, véase la página A-50)

Válvulas de retención Determinación del diámetro

Ejemplo 4-5 . . . Válvulas de retención (check) con obturador ascendente.

Datos: Se necesita una válvula de retención (check) de obturador ascendente, del tipo de globo con guía en el obturador, para acoplarla a una tubería horizontal de 3 pulgadas y cédula 40, por la que circule agua a 20°C (70°F) a razón de 300 litros por minuto (80 galones por minuto).

Hállese: El diámetro adecuado de la válvula de retención (check) y la pérdida de presión. La válvula debe dimensionarse de modo que el obturador esté en posición de total apertura para el caudal especificado; en la página 2-9 hay comentarios al respecto.

Solución:*

$$1. \quad v_{\min} = 50 \sqrt{\bar{V}} \left(40 \sqrt{\bar{V}} \right) \dots \dots \text{página A-47}$$

$$v = \frac{21.22 Q}{d^2} \quad \frac{0.408 Q}{d^2} \dots \dots \text{ecuación 3-2}$$

$$\Delta p = \frac{0.00225 K_p Q^2}{d^4} \left(\frac{18 \times 10^{-6} K_p Q^2}{d^4} \right) \dots \dots \text{ecuación 3-13}$$

$$**K_1 = 600 f_T \dots \dots \text{página A-41}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5(1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4} \dots \dots \text{página A-47}$$

$$\beta = \frac{d_1}{d_2} \dots \dots \text{página A-46}$$

$$2. \quad d_1 = 62.7 \dots \text{para tubería de 2.5 pulgadas y cédula 40; página B-21}$$

$$d_1 = 2.469$$

$$d_2 = 77.9 \dots \text{para tubería de 3 Pulgadas y cédula 40; página B-21}$$

$$d_2 = 3.068$$

$$\bar{V} = 0.001002 \dots \dots \text{agua a } 20^\circ\text{C } (70^\circ\text{F})$$

$$V = 0.01605 \dots \dots \text{página A-10}$$

$$p = 998.2 \dots \dots \text{agua a } 20^\circ\text{C } (\quad)$$

$$\rho = 62.305 \dots \dots \text{página A-10}$$

$$f_T = 0.018 \dots \dots \text{para diámetros de } 2\frac{1}{2}'' \text{ o } 3'' \text{ página A-46}$$

$$3. \quad v_{\min} = 50 \sqrt{0.001} = 1.585 \quad \text{para válvula de 3 pulgadas}$$

$$v = \frac{21.22 \times 300}{77 \times 92} = 1.05$$

$$v_{\min} = 40 \sqrt{0.01605} = 5.1 \text{ pies/seg}$$

$$v = \frac{0.408 \times 80}{3 \times 0.68^2} = 3.5 \text{ pies/seg}$$

En la misma proporción en que v es inferior a v_{min}, una válvula de 3 pulgadas es demasiado grande. Probar con una válvula de 2.5 pulgadas:

$$v = \frac{21.22 \times 300}{62.7^2} = 1.62$$

$$v = \frac{0.408 \times 80}{2.469^2} = 5.35 \text{ pies/seg}$$

Con base en lo anterior, es aconsejable la instalación de una válvula de 2.5 pulgadas para una tubería de 3 pulgadas y cédula 40 con reducciones.

$$4. \quad \beta = \frac{62.7}{77.9} = 0.80 \quad \frac{2.469}{3.068} = 0.80$$

$$\beta^2 = 0.64$$

$$\beta^4 = 0.41$$

$$5. \quad K_2 = \frac{600 \times 0.018 + 0.8 [0.5(1 - 0.64) + (1 - 0.64)^2]}{0.41}$$

$$K_2 = 27$$

$$6. \quad \Delta p = \frac{0.00225 \times 27 \times 998.2 \times 300^2}{77.9^4} = 0.148 \text{ bar}$$

$$\Delta P = \frac{18 \times 10^{-6} \times 27 \times 62.305 \times 80^2}{3.068^4} = 2.2 \text{ libras/pulg}^2$$

*Cuando las literales tengan diferente valor en cada uno de los sistemas, se escribirán ambos, uno después de otro, pero cambiando de color. Por ejemplo, la primera ecuación equivaldría a:

$$v_{\min} = 50 \sqrt{\bar{V}} \quad v_{\min} = 40 \sqrt{\bar{V}}$$

**Cuando el valor sea idéntico en ambos sistemas sólo se expresará sin color.

Válvulas con estrechamiento en los extremos; velocidad y caudal

Ejemplo 4-6 . . . Válvula de bola de paso reducido

Datos: Un depósito descarga agua a 15.5°C (60°F) a la atmósfera, desde un tanque con una altura media de 7 metros (22 pies) a través de:

60 metros (200 pies) de tubería de 3 pulgadas y cédula 40; 6 codos roscados, estándar de 90°, de 3"; una válvula de bola con bridas de 3 pulgadas, con paso reducido a 60 mm (2 3/8") de diámetro extremos de entrada y salida con **conocidad** de 16" y 30" respectivamente. La entrada en canto vivo coincide con el interior del depósito.

Hállese: La velocidad de circulación por la tubería y caudal en litros por minuto (galones por minuto).

Solución:

1. $h_L = K \frac{v^2}{2g_n}$ o $v = \sqrt{\frac{2g_n h_L}{K}}$ ecuación 3- 13

$h_L = K \frac{v^2}{2g}$ o $v = \sqrt{\frac{2gh_L}{K}}$

$v = 21.22 \frac{Q}{d^2}$ o $Q = 0.047vd^2$ ecuación 3- 2

$v = 0.408 \frac{Q}{d^2}$ o $Q = 2.451 vd^2$

2. $K = 0.5$ entrada; página A-49
 $K = 1.0$ salida; página A-49
 $f_T = 0.018$ página A-46

3. En la página A-48 se indica la utilización de la fórmula 5 para la determinación de K en válvulas de bola. Sin embargo, cuando los ángulos de entrada y salida (θ) difieren, la fórmula debe modificarse así:

$$K_2 = \frac{K_1 t \cdot 8 \sin \frac{\theta}{2} (1 - \beta^2) + 2.6 \sin \frac{\theta}{2} (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

4. $\beta = \frac{d_1}{d_2} = \frac{60}{77.9} = 0.77$ página A-46

$\beta = \frac{d_1}{d_2} = \frac{2.375}{3.068} = 0.77$

5. $\sin \theta/2 = \sin 8^\circ = 0.14$. . . entrada de la válvula
 6. $\sin \theta/2 = \sin 15^\circ = 0.26$. . . salida de la válvula

7. $K_2 = \frac{3 \times 0.18 + 0.8 \times 0.14 (1 - 0.77^2) + \frac{2.6 \times 0.26 (1 - 0.77^2)^2}{0.77^4}}{0.77^4} = 0.58$ válv.

$K = 6 \times 30f_T = 180 \times 0.018 = 3.24$ 6 codos; página A-49

$K = f \frac{L}{D} = \frac{0.018 \times 60 \times 1000}{77.9} = 13.9$ 'tubería ecuación 3- 14

$K = f \frac{L}{D} = \frac{0.018 \times 200 \times 12}{3.068} = 14.08$

8. Entonces, para el sistema completo (entrada, tubería, válvula de bola, seis codos y salida).

$K = 0.5 + 13.9 + 0.58 + 3.24 + 1.0 = 19.2$

$K = 0.5 + 14.08 + 0.58 + 3.24 + 1.0 = 19.4$

9. $v = \sqrt{(19.62 \times 7) \div 19.2} = 2.675 \text{ m/s}$

$Q = 0.047 \times 2.675 \times 77.9^2 = 763 \text{ litros/minuto}$

$v = \sqrt{(64.4 \times 22) \div 19.4} = 8.5 \text{ pies/seg}$

$Q = 2.451 \times 8.5 \times 3.068^2 = 196 \text{ galones/min}$

10. Calcúlese el número de Reynolds para verificar que el factor de fricción 0.018 (zona de turbulencia completa) sea el correcto para esas condiciones de flujo, o bien, úsese la escala "vd" de la parte superior del nomograma del factor de fricción de la página A-44

$vd = 2.675 \times 77.9 = 208$

$vd = 8.5 \times 3.068 = 26$

11. Véase el nomograma de la página A-44 donde $vd = 208$ (26). Nótese que el valor de f para tuberías de 3 pulgadas es menor de 0.02. Por tanto, el flujo está en la zona de transición (muy cercano a la zona de turbulencia completa) pero la diferencia es demasiado pequeña como para hacer correcciones del valor de K para la tubería.

Flujo laminar en válvulas, accesorios y tuberías

En problemas de flujo donde la viscosidad es alta, calcúlese el número de Reynolds para determinar si el flujo es laminar o turbulento.

Ejemplo 4-7

Datos: Un aceite lubricante S.A.E. 10 a 15°C (60°F) circula por el sistema descrito en el ejemplo 4-6, con la misma altura diferencial.

Hállese: La velocidad en la tubería y el caudal en litros por minuto (en galones por minuto).

Solución:

1. $h_L = K \frac{v^2}{2g_n}$ $h_L = K \frac{v^2}{2g}$.. ecuación 3- 13

$v = \sqrt{\frac{2g_n h_L}{K}}$ $v = \sqrt{\frac{2gh_L}{K}}$

$v = 21.22 \frac{Q}{d^2}$ $v = 0.408 \frac{Q}{d^2}$.. ecuación 3-2

$Q = 0.047 v d^2$ $Q = 2.451 v d^2$

$Re = \frac{dv\rho}{\mu}$ $Re = 124 \frac{dv\rho}{\mu}$.. ecuación 3-3

$f = \frac{64}{Re}$ tubería, flujo laminar; ecuación 3-6

$K = f \frac{L}{D}$ tubería; ecuación 3-14

2. $K_2 = 0.58$ válvula; ejemplo 4-6

$K = 3.24$ 6 codos; ejemplo 4-6

$K = 0.5$ entrada; ejemplo 4-6

$K = 1.0$ salida; ejemplo 4-6

$p = 875.2$ $P = 54.64$ página A-1 2

$\mu = 100$ página A-4

$h_L = 7$ $h_L = 22$ ejemplo 4-6

3. *Al suponer régimen laminar con $v = 1.5$ (5.0)

$Re = \frac{77.9 \times 1.5 \times 875.2}{100} = 1020$

$Re = \frac{124 \times 3.068 \times 5 \times 54.64}{100} = 1040$

$f = 64 \div 1020 = 0.063$

$f = 64 \div 1040 = 0.062$ t u b e r í a

$K = \frac{0.063 \times 60 \times 1000}{77.9} = 48.5$

$K = \frac{0.062 \times 200 \times 12}{3.068} = 48.5$ tubería

$K = 48.5 + 0.58 + 3.24 + 0.5 + 1.0$

$K = 53.8$ sistema completo

4. $v = \sqrt{\frac{19.62 \times 7}{53.8}} = 1.6$ m/s

$v = \sqrt{\frac{64.4 \times 22}{53.8}} = 5.13$ pies/segundo

5. $Q = 0.047 \times 1.6 \times 77.9^2 = 456$ litros/minuto

$Q = 2.451 \times 5.13 \times 3.068^2 = 118$ galones/minuto

***Nota:** Este problema tiene dos incógnitas, por lo tanto hay que solucionarlo por aproximaciones. Dos o tres serán suficientes para dar con la solución dentro de los límites deseados.

Ejemplo 4-8

Datos: Un aceite lubricante S.A.E. 70 a 40°C (100°F) circula a razón de 600 barriles por hora a través de 60 metros (200 pies) de tubería de 8 pulgadas y cédula 40, en la que hay instalada una válvula de 8 pulgadas de asiento convencional con paso total.

Hállese: La caída de presión debida al flujo en la tubería y la válvula.

Solución:

1. $\Delta p = \frac{0.0158 K \rho B^2}{d^4}$ ecuación 3-1 3

$$\Delta P = \frac{8.82 \times 10^{-6} K \rho B^2}{d^4}$$

$$R_e = \frac{56.23 \rho B}{d \mu} \quad R_e = \frac{35.4 \rho B}{d \mu} \quad \text{..... ecuación 3-3}$$

$$K_1 = 340 f_T \quad \text{..... válvula; página A-47}$$

$$K = f \frac{L}{D} \quad \text{..... tubería; ecuación 3-14}$$

$$f = \frac{64}{R_e} \quad \text{..... tubería}$$

2. $S = 0.916$ a 15.6°C (60°F) página A-12

$S = 0.90$ a 40°C a (100°F). página A-12

$d = 202.7(7.981)$ tubería de 8 pulgadas y cédula 40; página B-21

$\mu = 450 \mu = (470)$ página A-4

$f_T = 0.014$ página A-46

3. $p = 999 \times 0.9 = 899$ páginas A-10, A-12

$\rho = 62.371 \times 0.90 = 56.1$

$$R_e = \frac{56.23 \times 899 \times 600}{202.7 \times 450} = 332$$

$$R_e = \frac{35.4 \times 899 \times 600}{7.981 \times 470} = 318$$

$R_e < 2000$; por tanto el flujo es laminar

4. $f = \frac{64}{332} = 0.193$ tubería

$K_1 = 340 \times 0.014 = 4.76$ válvula

$K = \frac{0.193 \times 60 \times 1000}{202.7} = 57.13$ tubería

$K = \frac{0.20 \times 200 \times 12}{7.981} = 60.14$

$K = 4.76 + 57.13 = 61.89$ sistema completo

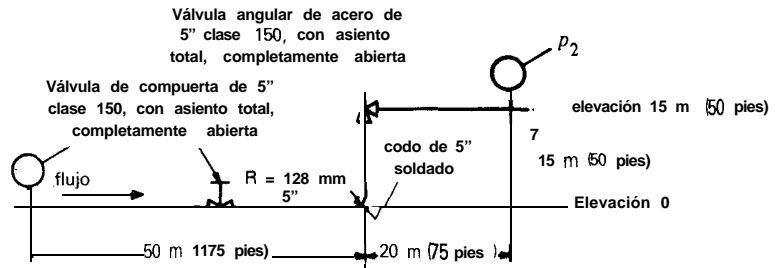
$K = 4.76 + 60.14 = 64.9$

5. $\Delta p = \frac{0.0158 \times 61.89 \times 899 \times 600^2}{202.7^4} = 0.188$ bar

$\Delta P = \frac{8.82 \times 10^{-6} \times 64.9 \times 56.1 \times 600^2}{7.981^4} = 2.85$ libras/pulg²

Ejemplo 4-9

Datos: Un aceite lubricante S.A.E. 70 a 40°C (100°F) circula por una tubería de 5 pulgadas cédula 40 a razón de 2 300 litros por minuto (600 galones por minuto), como se indica en el esquema siguiente.



Flujo laminar en válvulas, accesorios y tuberías (continuación)

Hállese: La velocidad en metros por segundo (pie/s) y la diferencia de presión entre los manómetros p_1 y p_2 .

Solución:

1. $v = \frac{21.22Q}{d^2}$ ecuación 3-2

$v = \frac{0.408Q}{d^2}$

$Re = \frac{21.22Q\rho}{d\mu}$ ecuación 3-3

$Re = \frac{50.6Q\rho}{d\mu}$

$\Delta p = \frac{0.00225 K\rho Q^2}{d^4}$ pérdida debida al flujo; ecuación 3-1 3

$\Delta P = \frac{18 \times 10^{-6} K\rho Q^2}{d^4}$

$\Delta p = \frac{h_L\rho}{10200}$ pérdida debida al cambio de elevación; ecuación 3-22

$\Delta P = \frac{h_L\rho}{144}$

2. $K_1 = 8f_T$ válvula de compuerta; página A-47

$K_1 = 150f_T$. . . válvula angular; página A-47

$K = 20f_T$ codo; página A-49

$K = f \frac{L}{D}$ tubería; ecuación 3-14

$f = \frac{64}{Re}$ tubería; ecuación 3-6

3. $d = 128.2(5.047)$. . tubería de 5" cédula 40; página B-2 1

$S = 0.916$ a 15.6°C (60°F) página A-12

$S = 0.90$ a 40°C (100°F) página A-12

$\mu = 450$ (470) página A-4

$\rho = 999 \times 0.9 = 899$ páginas A-10, A-12

$\rho = 62.371 \times 0.00 = 56.1$

$f_T = 0.016$ página A-46

4. $Re = \frac{21.22 \times 2300 \times 899}{128.2 \times 450} = 760$

$Re = \frac{50.6 \times 600 \times 56.1}{5.047 \times 470} = 718$

$Re < 2000$; por tanto el régimen es laminar

5. $f = \frac{64}{760} = 0.084$

$f = \frac{64}{718} = 0.089$

6. Al totalizar K para el sistema completo (válvula de compuerta, válvula angular, codo y tubería),

$K = (8 \times 0.016) + (150 \times 0.016) + (20 \times 0.016) + \frac{(0.084 \times 85 \times 1000)}{128.2} = 55.7$

$K = (8 \times 0.016) + (150 \times 0.016) + (20 \times 0.016) + \frac{(0.089 \times 300 \times 12)}{5.047} = 66.3$

7. $v = \frac{21.22 \times 2300}{128.2^2} = 2.97$ metros/segundo

$v = \frac{0.408 \times 600}{5.047^2} = 9.6$ pies/segundo

8. $\Delta p = \frac{0.00225 \times 55.7 \times 899 \times 2300^2}{1} + \frac{15 \times 899}{200}$

$\Delta p = 3.53$ bar total

$\Delta P = \frac{18 \times 10^{-6} \times 66.3 \times 56.1 \times 600^2}{5.047^4} + \frac{50 \times 56.1}{144}$

$\Delta P = 55.05$ libras/pulg² total

Pérdida de presión y velocidad en sistemas de tuberías

Ejemplo 4-10 . . Sistemas de tuberías – Vapor de agua

Datos: En 120 metros (400 pies) de tubería de 6 pulgadas y cédula 80, en posición horizontal, circula vapor de agua, a 40 bar absolutos y 460°C (600 libras/pulg² y 850°F), a razón de 40 000 kg por hora (90 000 libras/hora).

El sistema contiene tres codos de 90°, soldados, con un radio relativo de 1.5; una válvula de compuerta Venturi, de 6 x 4 pulgadas, clase 600, totalmente abierta, como se describe en el ejemplo 4-4, y una válvula de globo en Y de 6 pulgadas, clase 600. Esta última tiene un asiento con diámetro igual a 0.9 del diámetro interior de la tubería cédula 80 y el obturador en posición de total apertura.

Hállese: La pérdida de presión en el sistema.

Solución:

1. $\Delta p = \frac{0.6253 KW^2 \bar{V}}{d^4}$ ecuación 3-13

$$\Delta P = \frac{28 \times 10^{-8} KW^2 \bar{V}}{d^4}$$

2. Para válvulas de globo (véase página A-47)

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + 1 - \beta^2]^2}{\beta^4}$$

$$K_1 \approx 55 f_T$$

$$\beta = 0.9$$

3. $K = 14 f_T$ codos de 90° soldados; página A-49

$$K = f \frac{L}{D}$$
 tubería; ecuación 3-14

$$R_e = 354 \frac{W}{d\mu}$$
 ecuación 3-3

$$R_e = 6.31 \frac{W}{d\mu}$$

$d = 146.4 (6.761)$ tubería de 6 pulgadas y cédula 80; página B-21

$\bar{V} = 0.081$. . vapor de agua a 40 bar y 460°C (600 libras/pulg² y 850°F); página A-30

$$\bar{V} = 1.216$$

$\mu = 0.027$ página A-2

$f_T = 0.015$ página A-46

5. Para válvulas de globo,

$$K_2 = \frac{55 \times 0.015 + 0.9 [0.5 (1 - 0.9^2) + (1 - 0.9^2)^2]}{0.9^4}$$

$$K_2 = 1.44$$

6. $R_e = \frac{354 \times 40\,000}{146.4 \times 0.027} = 3.58 \times 10^6$

$$R_e = \frac{6.31 \times 90\,000}{5.761 \times 0.027} = 3.65 \times 10^6$$

$f = 0.015$ tubería; página A-44

$$K = \frac{0.015 \times 120 \times 1000}{146.4} = 12.3$$
 tubería

$$K = \frac{0.015 \times 400 \times 12}{5.761} = 12.5$$

$K = 3 \times 14 \times 0.015 = 0.63$ 3 codos; página A-49

$K_2 = 1.44$ válvula de compuerta de 6 x 4 pulgadas ejemplo 4-4

7. Al sumar K para el sistema completo (válvula de globo, tubería, válvula de compuerta tipo Venturi y codos),

$$K = 1.44 + 12.3 + 0.63 + 1.44 = 15.8$$

$$K = 1.44 + 12.5 + 0.63 + 1.44 = 16$$

8. $\Delta p = \frac{0.6253 \times 15.8 \times 40\,000^2 \times 0.081}{146.4^4} = 2.8 \text{ bar}$

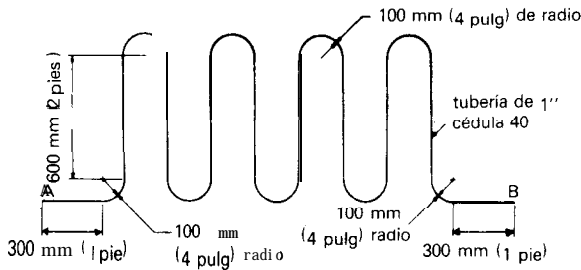
$$\Delta P = \frac{28 \times 10^{-8} \times 16 \times 9^2 \times 10^8 \times 1.216}{5.761^4}$$

$$\Delta P = 40.1 \text{ libras/pulg}^2$$

Pérdida de presión y velocidad en sistemas de tuberías (continuación)

Ejemplo 4-11 .. Serpentes de calefacción planos Agua

Datos: En el serpentín plano de calefacción que se indica en el esquema, circula agua a 80°C (180°F), a razón de 60 litros por minuto (15 galones por minuto).



Hállese: La pérdida de presión del punto A al B

Solución:

1. $\Delta p = \frac{0.0025}{d^5} K \rho Q^2$ ecuación 3-1 3

$\Delta P = \frac{18 \times 10^{-6}}{d^5} K \rho Q^2$

$R_e = \frac{21.22 Q P}{d \mu}$ ecuación 3-3

$R_e = \frac{50.6 Q P}{d \mu}$

$K = f \frac{L}{D}$ tubería recta; ecuación 3-14

$r/d = 4$ curvas de tubería

$K_{90} = 14 f_T$ curvas de 90°; página A-49

$K_B = (n-1) (.25 \pi f_T \frac{r}{d} + .5 K_{90}) \bullet t K_{90}$
 curvas de 180°; página A-49

2. $\rho = 971.8$ agua a 80°C (180°F); página A-10
 $\mu = 0.35$ agua a 80°C (180°F); página A-4
 $d = 26.6$ tubería de una pulgada, cédula 40; página B-21
 $f_T = 0.023$ tubería de una pulgada, cédula 40; página A-46

3. $R_e = \frac{21.22 \times 60 \times 971.8}{26.6 \times 0.35} = 1.33 \times 10^5$

$R_e = \frac{50.6 \times 15 \times 60.57}{1.049 \times 0.34} = 1.3 \times 10^5$

$f = 0.024$ tubería

$K = \frac{0.024 \times 5.4 \times 1000}{26.6} = 4.87$ 5 4 metros de tubería recta

$K = \frac{0.024 \times 18 \times 12}{1.049} = 4.94$ 18 pies de tubería recta

$K = 2 \times 14 \times 0.023 = 0.64$... dos curvas de 90°

4. Para siete curvas de 180°,

$K_B = 7[(2-1) (0.25 \pi \times 0.023 \times 4) + (0.5 \times 0.32) + 0.32] = 3.87$

5. $K_{TOTAL} = 4.87 + 0.64 + 3.87 = 9.38$

$K_{TOTAL} = 4.94 + 0.64 + 3.87 = 9.45$

6. $\Delta p = \frac{0.0025 \times 9.45 \times 971.8 \times 60^2}{26.6^4} = 0.152$ bar

$\Delta P = \frac{18 \times 10^{-6} \times 9.45 \times 60.57 \times 15^2}{1.0494} = 1.91$ libras/pulg²

Pérdida de presión y velocidad en sistemas de tuberías (continuación)

Ejemplo 4-12. . . Cálculo del diámetro o medida de un orificio para una pérdida de presión y velocidad dadas.

Datos: Una tubería de acero de 12 pulgadas de diámetro o medida nominal, ISO 336, 11 mm de espesor de pared y 18 metros (60 pies) de longitud que tiene una válvula de compuerta estándar, descarga agua a 15°C (60°F) a la atmósfera desde un depósito. La tubería se introduce en el depósito para la toma de agua y su línea media se encuentra a 3.5 metros (12 pies) bajo el nivel de agua del depósito.

Hállese: El diámetro del orificio (de chapa delgada) que debe instalarse en la tubería para limitar la velocidad de flujo a 3 metros por segundo (10 pies por segundo) cuando la válvula de compuerta está completamente abierta.

Solución.

1. $h_L = K \frac{v^2}{2g_n}$ o $K = \frac{2g_n h_L}{v^2}$ ecuación 3- 13
 $h_L = K \frac{v^2}{2g}$ o $K = \frac{2gh_L}{v^2}$
 $R_e = \frac{dvp}{\mu}$ ecuación 3-3
 $R_e = \frac{123.9 dvp}{\mu}$
2. $K = 0.78$ entrada; página A-49
 $K = 1.0$ salida; página A-49
 $K_1 = 8f_T$ válvula de compuerta; página A-47
 $K = f \frac{L}{D}$ tubería; ecuación 3-14
3. $d = 301.9$ 11.938..... tubería; página B-29
 $f_T = 0.013$ tubería; página A-46
 $\rho = 999.0$ 62.371..... página A-10
 $\mu = 1.1$ página A-4

4. $R_e = \frac{301.9 \times 3 \times 999}{1.1} = 8.2 \times 10^5$
 $R_e = \frac{123.9 \times 11.938 \times 10 \times 62.371}{1.1} = 8.4 \times 10^5$
 $f = 0.014$ página A-44
5. $K_{Total} requerido = 19.62 \times 3.5 \div 3^2 = 7.63$
 $64.4 \times 12 \div 10^2 = 7.72$
 $K_1 = 8 \times 0.013 = 0.10$. . válvula de compuerta
 $K = \frac{18 \times 1000}{301.9} \times 0.013 = 0.84$ tubería
 $K = 60 \times 0.014 = 0.84$
entonces, con excepción del orificio.
 $K_{total} = 0.78 + 1.0 + 0.1 + 0.84 = 2.72$
6. $K_{orificio} = 7.63 - 2.72 = 4.91$
 $K_{orificio} = 7.72 - 2.72 = 5$
7. $K_{orificio} \simeq \frac{1 - \beta^2}{C^2 \beta^4}$ página A-38
8. Si se supone $\beta = 0.7$ ∴ $C = 0.7$ página A-38
entonces $K \simeq 4.3$ ∴ β es demasiado grande
9. Si se supone $\beta = 0.65$ ∴ $C = 0.67$ página A-38
entonces $K \simeq 7.1$ ∴ β es demasiado pequeño
10. Si se supone $\beta = 0.69$ ∴ $C = 0.687$ página A-38
entonces $K \simeq 4.9$ ∴ $\beta = 0.69$ es aceptable
Si se supone $C = 0.67$ ∴ $C = 0.682$
entonces $K \simeq 5.8$ ∴ $\beta = 0.68$
11. Diámetro del orificio $\simeq 0.69 \times 301.9 =$
208 mm de diámetro
Diámetro del orificio $\simeq 11.938 \times 0.68 = 8.1$ "
pulgadas de diámetro



Pérdida de presión y velocidad en sistemas de tuberías (continuación)

Ejemplo 4-13 . . . Flujo dado en unidades inglesas.

Datos: A través de una tubería de acero de 2 pulgadas cédula 40, de 100 pies de longitud, circula un aceite combustible con peso específico de 0.815 y viscosidad cinemática de 2.7 centistokes, a razón de 2 galones de EUA por segundo.

Hállese: La pérdida de presión en bar y en libras-fuerza por pulgada cuadrada.

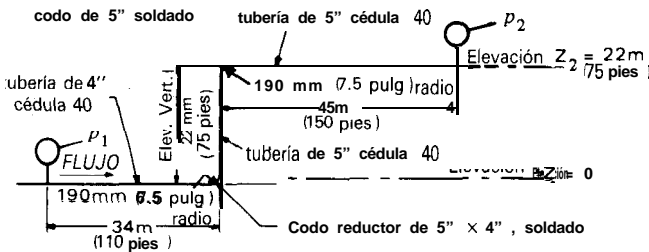
Solución:

1. $\Delta p = 2.252 \frac{fL\rho Q}{.35}$ ecuación 3-5
 $R_e = 21\,220 \frac{Q}{vd}$ ecuación 3-3
2. Convertir las unidades dadas en las unidades utilizadas en este libro.
 1 pie = 0.3048 metros
 1 galón de EUA = 3.785 litros
3. $L = 100$ pies = $100 \times 0.3048 = 30.48$ metros

4. $d = 52.5$ mm pagina B-23
5. $\rho = 999 \times S = 999 \times 0.815$ página A-13
 $\rho = 814$ kg/m³
6. 2 galones de EUA = $2 \times 3.785 = 7.57$ litros
7. $Q = \left(\frac{7.57 \text{ litros}}{\text{seg}}\right) \left(\frac{60 \text{ seg}}{\text{mín}}\right) = 454.2$ litros/mín
8. $\nu = 2.7$ centistokes
9. $R_e = \frac{21\,220 \times 454.2}{2.7 \times 52.5} = 68\,000$ o 6.8×10^4
10. $f = 0.0230$ página A-45
11. $\Delta p = \frac{2.252 \times 0.0230 \times 30.48 \times 814 \times 454.2^2}{52.5^5}$
 $\Delta p = 0.665$ bar
12. Pérdida de presión en libras-fuerza por pulgada cuadrada
 $= 0.665 \times 14.5$
 $= 9.64$ lbf/in²

Ejemplo 4-14 . . . Teorema de Bernoulli — Agua

Datos: En el sistema de tubería mostrado en el esquema, circula agua a 15°C (60°F), a razón de 1 500 litros por minuto (400 galones por minuto).



$$Z_1 + \frac{10^5 p_1}{\rho_1 g_n} + \frac{v_1^2}{2g_n} = Z_2 + \frac{10^5 p_2}{\rho_2 g_n} + \frac{v_2^2}{2g_n} + h_L$$

$$Z_1 + \frac{144}{\rho_1} P_1 + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{144}{\rho_2} P_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_L$$

Como $\rho_1 = \rho_2 = \rho$

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho g_n}{10^5} \left[(Z_2 - Z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g_n} + h_L \right]$$

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho}{144} \left((Z_2 - Z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_L \right)$$

$$2. \quad h_L = \frac{22.96 K Q^2}{d^5} \dots \dots \dots \text{ecuación 3-13}$$

$$h_L = \frac{0.00259 K Q^2}{d^5}$$

$$R_e = \frac{21.22 Q \rho}{d \mu} \dots \dots \dots \text{ecuación 3-3}$$

$$R_e = \frac{50.6 Q \rho}{d \mu}$$

Hállese: Velocidad en las tuberías de 4 y 5 pulgadas y la diferencia de presión entre los manómetros p_1 y p_2

Solución:

1. Usando el teorema de Bernoulli (véase página 3-2):

Pérdida de presión y velocidad en sistemas de tuberías (continuación)

$$K = f \frac{L}{D} \quad \dots\dots\dots \text{ecuación 3-14}$$

$$K = \frac{fL}{D\beta^4} \quad \dots\dots \left\{ \begin{array}{l} \text{tubería pequeña, en} \\ \text{términos de la tubería} \\ \text{grande; página 2-13} \end{array} \right.$$

$$K = 14f_T \quad \text{codo de } 90^\circ; \text{ página A-49}$$

$$K = 14f_T + \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{codo reductor de} \\ \text{90}^\circ; \text{ página A-46} \end{array} \right.$$

Nota: A falta de datos de prueba para codos reductores, se estima, conservadoramente, que su resistencia es igual a la suma de la debida aun codo de 5 pulgadas de paso constante y la de un ensanchamiento repentino (4 a 5 pulgadas).

$$\beta = \frac{d_1}{d_2} \quad \dots\dots\dots \text{página A-46}$$

3. $\rho = 999.0 \text{ kg/m}^3 \dots\dots\dots \text{página A-10}$

$\mu = 1.1 \dots\dots\dots \text{página A-4}$

$d_1 = 102.3 \text{ mm} \dots\dots \text{tubería de 4 pulgadas cédula 40; página B-21}$

$d_2 = 128.2 \text{ mm} \dots\dots \text{tubería de 5 pulgadas cédula 40; página B-21}$

$f_T = 0.016 \dots\dots \dots \text{paso de 5 pulgadas; página A-46}$

4. $\beta = \frac{102.3}{128.2} = 0.80$

$\beta = \frac{4.026}{5.047} = 0.80$

$Z_2 - Z_1 = 22 - 0 = 22 \text{ metros}$

$Z_2 - Z_1 = 75 - 0 = 75 \text{ pies}$

$v_1 = 3.04 \text{ m/s} \dots\dots \text{tubería de 4 pulgadas; página B-16}$

$v_2 = 1.94 \text{ m/s} \dots\dots \text{tubería de 5 pulgadas; página B-16}$

$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{1.936^2 - 3.041^2}{2 \times 9.81} = -0.28 \text{ metros}$

$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{6.42^2 - 10.08^2}{2 \times 32.2} = -0.94 \text{ pies}$

5. Para tuberías cédula 40

$R_e = \frac{21.22 \times 1500 \times 999}{102.3 \times 1.1} = 2.83 \times 10^5$
tubería de 4 pulgadas

$R = \frac{50.6 \times 400 \times 62.371}{4.026 \times 1.1} \approx 10^6$

$R_e = \frac{21.22 \times 1500 \times 999}{128.2 \times 1.1} = 2.25 \times 10^5$
tubería de 5 pulgadas

$R_e = \frac{50.6 \times 400 \times 62.371}{5.047 \times 1.1} = 2.27 \times 10^5$

$f = 0.018 \dots\dots\dots \text{tubería de 4 o 5 pulgadas}$

6. $K = \frac{0.018 \times 67 \times 1000}{128.2} = 9.4$

$K = \frac{0.018 \times 225 \times 12}{5.047} = 9.6$

$K = 9.4 \dots 9.6 \dots \text{para 67 m (225 pies) de tubería de 5" cédula 40}$

$K = \frac{0.018 \times 34 \times 1000}{102.3}$

$K = \frac{0.018 \times 110 \times 12}{4.026} = 5.9$

$K = 6.0 \dots 5.9 \dots \text{para 34 m (110 pies) de tubería de 4" cédula 40}$

Con referencia a la velocidad en la tubería de 5",

$K_2 = 6.0 \div 0.8^4 = 14.6 \dots\dots\dots \text{página 2-14}$

$K_2 = 5.9 \div 0.8^4 = 14.4$

$K = 14 \times 0.016 = 0.22 \dots\dots\dots \text{codo de } 90^\circ \text{ 5 pulgadas}$

$K = 0.22 + \frac{0.36^2}{0.8^4} = 0.54 \dots\dots \text{codo de } 90^\circ \text{ de } 5 \times 4 \text{ pulgadas}$

7. Entonces, en función de la tubería de 5 pulgadas.

$K_{TOTAL} = 9.4 + 14.6 + 0.22 + 0.54 = 24.8$

$K_{TOTAL} = 9.6 + 14.4 + 0.22 + 0.54 = 24.8$

8. $h_L = \frac{22.96 \times 24.8 \times 1500^2}{128.2^4} = 4.74$

$h_L = \frac{0.00259 \times 24.8 \times 400^2}{5.047^4} = 15.8$

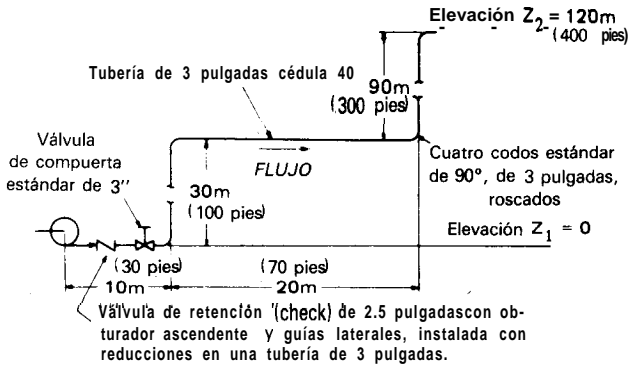
9. $P_1 - P_2 = \frac{999 \times 9.81}{10^5} (22 - 0.28 + 4.74) = 2.6 \text{ bar}$

$P_1 - P_2 = \frac{62.371}{144} (75 - 0.94 + 15.8) = 39.0$
libras/pulg²

Pérdida de presión y velocidad en sistemas de tuberías (continuación)

Ejemplo 4-15 ... Potencia requerida para bombeo

Datos: En el sistema de tuberías del esquema, se bombea agua a 20°C (70°F), a razón de 400 litros por minuto (100 galones por minuto).



Hállese: La altura total de descarga (**H**) para las condiciones de flujo y la potencia (potencia al freno) necesaria para una bomba que tiene un rendimiento (e.) del 70%.

Solución:

1. Úsese el teorema de Bernoulli (ecuación 3-1)

$$Z_1 + \frac{10^5 p_1}{\rho_1 g_n} + \frac{v_1^2}{2g_n} = Z_2 + \frac{10^5 p_2}{\rho_2 g_n} + \frac{v_2^2}{2g_n} + h_L$$

$$Z_1 + \frac{144 P_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{144 P_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2g} + h_L$$

2. Como: $\rho_1 = \rho_2$ y $v_1 = v_2$, la ecuación queda:

$$\frac{10^5}{\rho g_n} (p_1 - p_2) = (Z_2 - Z_1) + h_L$$

$$\frac{144}{\rho} (P_1 - P_2) = (2, - 2,) + h_L$$

3. $h_L = \frac{22.96 K Q^2}{d^5}$ ecuación 3-1 3

$$h_L = \frac{0.00259 K Q^2}{d^5}$$

$$R_e = \frac{d v \rho}{\mu} \quad R_e = 123.9 \frac{d v \rho}{\mu} \dots \text{ecuación 3-3}$$

$$v = \frac{21.22 Q}{d^2} \quad v = \frac{0.408 Q}{d^2} \dots \text{ecuación 3-2}$$

Potencia necesaria (kW) = $\frac{Q H \rho}{6116 \times 10^3 \times e_p}$ página B-31

$$bhp = \frac{Q H \rho}{247 \ 000 \ e_p}$$

4. $K = 30 f_T$ codo de 90°; página A-49

$K_1 = 8 f_T$ válvula de compuerta; página A-47

$K = f \frac{L}{D}$ tubería recta; ecuación 3-14

$K = 1.0$ salida; página A-49

5. $d = 77.9 \ 3.068 \dots$ tubería de 3 pulgadas y cédula 40; página B-21

$\rho = 998.2 \ 62.305 \dots$ página A-10

$\mu = 0.98 \ 0.95 \dots$ página A-4

$f_T = 0.018$ página A-46

6. $v = \frac{21.22 \times 400}{77.9^2} = 1.4$

$$v = \frac{0.408 \times 100}{3.0682} = 4.33$$

$$R_e = \frac{77.9 \times 1.4 \times 998.2}{0.98} = 1.1 \times 10^5$$

$$R_e = \frac{123.9 \times 3.068 \times 4.33 \times 62.305}{0.95} = 1.1 \times 10^5$$

$f = 0.021$ página A-44

7. $K = 4 \times 30 \times 0.018 = 2.16 \dots$ cuatro codos de 90°

$K_1 = 8 \times 0.018 = 0.14 \dots$ válvula de compuerta

$K = 27.0$ válvula de retención de obturador ascendente con reducciones; ejemplo 4-5

Para 150 metros (500 pies) de tubería de 3 pulgadas y cédula 40;

$$K = \frac{0.021 \times 150 \times 1000}{77.9} = 40.4$$

$$K = \frac{0.021 \times 500 \times 12}{3.068} = 41.06$$

$$K_{TOTAL} = 2.16 + 0.14 + 27.0 + 40.4 + 1 = 70.7$$

$$K_{TOTAL} = 2.16 + 0.14 + 27.0 + 41.06 + 1 = 71.4$$

8. $h_L = \frac{22.96 \times 70.7 \times 400^2}{77.9^4} = 7$ metros

$$h_L = \frac{0.00259 \times 71.4 \times 100^2}{3.0684} = 21$$
 pies

9. $H = 120 + 7 = 127$ metros

$$H = 400 + 21 = 421$$
 pies

Potencia necesaria = $\frac{400 \times 127 \times 998.2}{6116 \times 10^3 \times 0.7} = 11.84$ kW

$$bhp = \frac{100 \times 421 \times 62.305}{24700 \times 0.70} = 15.2$$
 hp

Pérdida de presión y velocidad en sistemas de tuberías (continuación)

Ejemplo 4-16 . . . Conducciones de aire

Datos: En 25 metros (75 pies) de tubería de 1 pulgada, cédula 40, circula aire a 5 bar manométricos y 40°C, (65 libras/pulg² manométricas y 1 10°F), a razón de 3 metros cúbicos estándar por minuto (100 pies cúbicos estándar por minuto) (véase página B-15).

Hállese: La pérdida de presión y la velocidad en puntos de colocación de manómetros a la entrada y a la salida.

Solución: 1. La tabla de la página B-18 da una pérdida de presión de 0.565 bar (2.21 libras/pulg²) para aire a 7 bar y 15°C (100 libras/pulg² y 60°F) circulando a razón de 3 metros cúbicos por minuto (100 pies cúbicos por minuto) en 100 metros (100 pies) de tubería de 1 pulgada, cédula 40.

2. Corrección por la longitud, presión y temperatura (página B-20):

$$\Delta p = 0.565 \left(\frac{25}{100} \right) \left(\frac{7 + 1.013}{5 + 1.013} \right) \left(\frac{273 + 40}{288} \right)$$

$$\Delta p = 0.205 \text{ bar}$$

$$\Delta P = 2.21 \left(\frac{75}{100} \right) \left(\frac{100 + 14.7}{65 + 14.7} \right) \left(\frac{460 + 110}{520} \right)$$

$$AP = 2.61 \text{ libras/pulg}^2$$

3. Para calcular la velocidad, se debe determinar el caudal en metros cúbicos por minuto (pies cúbicos por minuto) para las condiciones de flujo, a partir de la página B-20.

$$q_m = q'_m \left(\frac{1.013}{1.013 + p} \right) \left(\frac{273 + t}{288} \right)$$

$$q_m = q'_m \left(\frac{14.7}{14.7 + P} \right) \left(\frac{460 + t}{520} \right)$$

En el manómetro de la entrada:

$$q_m = 3 \left(\frac{1.013}{1.013 + 5} \right) \left(\frac{273 + 40}{288} \right) = 0.549$$

$$q_m = 100 \left(\frac{14.7}{14.7 + 65} \right) \left(\frac{460 + 110}{520} \right) = 20.2$$

En el manómetro de la salida:

$$q_m = 3 \left[\frac{1.013}{1.013 + (5 - 0.205)} \right] \left(\frac{273 + 40}{288} \right) = 0.569$$

$$q_m = 100 \left[\frac{14.7}{14.7 + (65 - 2.61)} \right] \left(\frac{460 + 110}{520} \right) = 20.9$$

4. $V = \frac{q_m}{A}$ ecuación 3-2

5. $d = 26.6 \quad 1.049$ página B-21

6. $A = 0.7854 \left(\frac{26.6}{1000} \right)^2 = 0.000556$

$$A = 0.7854 \left(\frac{1.049}{12} \right)^2 = 0.006$$

7. $v = \frac{0.549}{0.000556} = 987 \text{ m/min. (a la entrada)}$

$$V = \frac{20.2}{0.006} = 3367 \text{ pies/minutos}$$

$$V = \frac{0.569}{0.000556} = 1023 \text{ m/min. (a la salida)}$$

$$V = \frac{20.9}{0.006} = 3483 \text{ pies/minuto}$$

Nota: El ejemplo 4-16 puede resolverse también mediante el uso de la fórmula de la pérdida de presión y el nomograma VIII o de la fórmula de la velocidad y el nomograma VI.

Ejemplo 4-17 . . . Dimensionamiento de bombas para oleoductos

Datos: En una tubería de acero de 12 pulgadas, cédula 30, norma BS 1600 circula petróleo crudo de 30 grados API a 15.6°C (60°F) y viscosidad Saybolt Universal de 75 segundos, a razón de 1 900 barriles por hora. La línea tiene 80 km (50 millas) de longitud con descarga a una altura de 600 m (2 000 pies) sobre la entrada de la bomba. Supóngase que el rendimiento de la bomba es de 67%.

Hállese: La potencia necesaria de la bomba.

Solución:

$$1. \quad \Delta p = 15.81 \frac{f L \rho B^2}{d^5} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Ecuación 3-5 o bien, después de} \\ \text{convertir B en Q, usar el nomo-} \\ \text{grama III} \end{array} \right.$$

$$AP = 0.0001058 \frac{f L \rho B^2}{d^5}$$

$$R_e = 56.23 \frac{B \rho}{d \mu} \quad \dots \dots \dots \text{ecuación 3-3}$$

$$R_e = 35.4 \frac{B \rho}{d \mu}$$

$$h_L = \frac{10\,200 \Delta p}{\rho} \quad \dots \dots \dots \text{ecuación 3-22}$$

$$h_L = \frac{144 \Delta P}{\rho}$$

$$\text{potencia necesaria (kW)} = \frac{QH\rho}{6116 \times 10^3 \times e_p} \quad \text{página B-3 1}$$

$$\text{potencia necesaria} = \frac{QH\rho}{247\,000 e_p}$$

$$2. \quad t = 15.6 \text{ }^\circ\text{C} \quad t = (1.8 \times 15.6) + 32 = 60 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$3. \quad p = 875.3 \text{ } 54.64 \dots \dots \dots \text{página B-9}$$

$$S = 0.8762 \quad \dots \dots \dots \text{página B-9}$$

$$4. \quad d = 307.1 \text{ } 12.09 \dots \dots \dots \text{página B-21}$$

$$d^5 = 258\,304$$

$$5. \quad 75\text{USS} = 12.5 \text{ centipoise} \quad \dots \dots \dots \text{página B-6}$$

$$6. \quad R_e = \frac{56.23 \times 1900 \times 875.3}{307.1 \times 12.5} = 24\,360$$

$$R_e = \frac{35.4 \times 1900 \times 54.64}{12.09 \times 12.5} = 24\,300$$

$$7. \quad f = 0.025 \quad \dots \dots \dots \text{página A-44}$$

$$8. \quad AP = \frac{15.81 \times 0.025 \times 80\,000 \times 875.3 \times 1900^2}{307.15} = 36\,58 \text{ Bar}$$

$$\Delta P = \frac{0.0001058 \times 0.025 \times 50 \times 5280 \times 54.64 \times 1900^2}{258\,304}$$

$$AP = 5\,33 \text{ libras/pulg}^2$$

$$9. \quad h_L = \frac{10\,200 \times 36.58}{875.3} = 426.3 \text{ metros}$$

$$h_L = \frac{144 \times 533}{54.64} = 1405 \text{ pies}$$

10. La altura total de descarga en la bomba es:

$$H = 426.3 + 600 = 1026.3$$

$$H = 1405 + 2000 = 3405$$

$$11. \quad Q = \left(\frac{1900 \text{ barriles}}{\text{hora}} \right) \times \left(\frac{159 \text{ litros}}{\text{barriles}} \right) \times \left(\frac{\text{hora}}{60 \text{ min}} \right) = 5035 \text{ litros/minuto}$$

$$Q = \left(\frac{1900 \text{ barril}}{\text{hora}} \right) \left(\frac{42 \text{ galones}}{\text{barril}} \right) \left(\frac{\text{hora}}{60 \text{ min}} \right) = 1330 \text{ galones/minuto}$$

12. Entonces, la potencia necesaria es:

$$\frac{5035 \times 1026.3 \times 875.3}{6116 \times 10^3 \times 0.67} = 1104, \cong 1110 \text{ kW}$$

$$\frac{1330 \times 3405 \times 54.64}{247\,000 \times 0.67} = 1496, \cong 1500 \text{ hp}$$

Problemas de flujo en líneas de tuberías (continuación)

Ejemplo 4-18 . . . Gas

Datos: Una línea de tubería de gas natural, hecha con tubería de 14 pulgadas cédula 20, según la norma BS 3600, tiene 160 kilómetros (100 millas) de longitud. La presión de entrada es 90 bar (1 300 libras/pulg²) absolutos y la de salida, 20 bar (300 libras/pulg²) absolutos, con una temperatura media de 4°C (40°F).

El gas es una mezcla de 75% de metano (CH₄), 21% de **etano** (C₂H₆) y 4% de propano (C₃H₈).

Hállese: El caudal en millones de metros cúbicos por día (millones de pies cúbicos por día), en condiciones normales.

Soluciones: Para este ejemplo se presentan tres soluciones, con el fin de apreciar **las** variaciones en los resultados obtenidos según se utilice la fórmula de Flujo Compresible Simplificada, la de Weymouth o de la de Panhandle.

Fórmula simplificada de flujo compresible (ecuación 3-7)

1.
$$q'_h = 0.013\ 61 \sqrt{\left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{f L_m T S_g} \right] d^5}$$
2.
$$q'_h = 1\ 14.2 \sqrt{\left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{f L_m T S_g} \right] d^5}$$
3. $d = 333.6$ 13.376 página B-29
 $d = 13.376$ $d^5 = 428\ 185$
4. $f = 0.0128$ supuesto régimen turbulento; página A-44
5. $T = 273 + t = 273 + 4 = 277$
 $T = 460 + t = 460 + 40 = 500$
6. Pesos atómicos aproximados:
Carbono C = 12.0
Hidrógeno H = 1.0
7. Pesos moleculares aproximados:
 Metano (CH₄)
 $M = (1 \times 12.0) + (4 \times 1.0) = 16$
 Etano (C₂ H₆)
 $M = (2 \times 12.0) + (6 \times 1.0) = 30$

Propano (C₃ HB)

$$M = (3 \times 12.0) + (8 \times 1.0) = 44$$

Gas natural

$$M = (16 \times 0.75) + (30 \times 0.21) + (44 \times 0.04)$$

$$M = 20.06, \text{ o } 20.1$$

$$7. S_g = \frac{M(\text{gas})}{M(\text{aire})} = \frac{20.1}{29} = 0.693 \text{ ecuación 3-28}$$

$$8. q'_h = 0.013\ 61 \sqrt{\frac{0. (90^2 - 20^2) \times 333.6'}{0.0128 \times 160 \times 277 \times 0.693}}$$

$$q'_h = 122\ 400$$

$$q'_h = 1\ 14.2 \sqrt{\frac{(1300^2 - 300^2) 428\ 185}{0.0128 \times 100 \times 500 \times 0.693}}$$

$$q'_h = 4\ 490\ 000$$

$$9. q'_d = \left(\frac{122\ 400\ \text{m}^3}{1\ 000\ 000\ \text{horas}} \right) \left(\frac{24\ \text{horas}}{\text{día}} \right) = 2.938$$

$$q'_d = \left(\frac{4\ 490\ 000\ \text{pies}^3}{1\ 000\ 000\ \text{horas}} \right) \left(\frac{24\ \text{horas}}{\text{día}} \right) = 107.8$$

$$10. R_e = \frac{432 q'_h S_g}{d \mu} \text{ ecuación 3-3}$$

$$R_e = \frac{0.482\ q'_h S_g}{d \mu}$$

II. $\mu = 0.011$ por estimación; página A-8

$$12. R_e = \frac{432 \times 122400 \times 0.693}{333.6 \times 0.011}$$

$$R_e = 9\ 986\ 000 \text{ o } 9.986 \times 10^6$$

$$R_e = \frac{0.482 \times 4\ 490\ 000 \times 0.693}{13.376 \times 0.011}$$

$$R_e = 10\ 190\ 000 \text{ o } 1.019 \times 10^7$$

13. $f = 0.0128$ página A-44

14. Como el factor de fricción supuesto ($f = 0.0128$) es correcto, el caudal es 2.938 millones de m³/día (107.8 millones de pies cúbicos/día), en condiciones normales. Si el factor de fricción supuesto fuera incorrecto, tendrá que ajustarse repitiendo los pasos 8, 9, 12 y 13 hasta que dicho factor concordara razonablemente con el basado en el número de Reynolds calculado.

Problemas de flujo en líneas de tuberías (continuación)

Fórmula de Weymouth
(ecuación 3-11)

Fórmula de Panhandle
(ecuación 3-12)

$$15. \quad q'_h = 0.00261 d^{2.667} \sqrt{\left[\frac{(p'_1)^2 - (p'_2)^2}{S_g L_m}\right]} \left(\frac{288}{T}\right)$$

$$19. \quad q'_h = 0.00506 E d^{2.6182} \left[\frac{(p'_1)^2 - (p'_2)^2}{L_m}\right]^{0.5394}$$

$$q'_h = 28.0 d^{2.667} \sqrt{\left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{S_g L_m}\right]} \left(\frac{520}{T}\right)$$

$$q'_h = 36.8 E d^{2.6182} \left[\frac{(P'_1)^2 - (P'_2)^2}{L_m}\right]^{0.5394}$$

$$16. \quad d^{2.667} = 5\,363\,000 \cdot 1009$$

20. Supónganse condiciones de trabajo promedio; entonces se tiene un rendimiento del 92%:

$$E = 0.92$$

$$17. \quad q'_h = 13\,997 \sqrt{\frac{(90^2 - 20^2)}{0.693 \times 160}} \left(\frac{288}{277}\right)$$

$$21. \quad d^{2.6182} = 4\,038\,000 \cdot 889$$

$$q'_h = 118\,930$$

$$22. \quad q'_h = 18\,798 \left(\frac{90^2 - 20^2}{160}\right)^{0.5394}$$

$$q'_h = 28.0 \times 1009 \sqrt{\frac{(1300^2 - 300^2)}{0.693 \times 100}} \left(\frac{520}{500}\right)$$

$$q'_h = 15\,190 \text{ metros}^3/\text{hora}$$

$$q'_h = 4\,380\,000$$

$$q'_h = 36.8 \times 0.92 \times 889 \left(\frac{1300^2 - 300^2}{100}\right)^{0.5394}$$

$$q'_h = 5\,570\,000 \text{ pies}^3/\text{hora}$$

$$18. \quad q'_d = \left(\frac{118\,930}{1\,000\,000 \text{ hora}}\right) \left(\frac{24 \text{ horas}}{\text{día}}\right) = 2.854$$

$$23. \quad q'_d = \left(\frac{151\,910 \text{ m}^3}{1\,000\,000 \text{ hora}}\right) \left(\frac{24 \text{ horas}}{\text{día}}\right) = 3.646$$

$$q'_d = \left(\frac{4\,380\,000 \text{ pie}^3}{1\,000\,000 \text{ hora}}\right) \left(\frac{24 \text{ horas}}{\text{día}}\right) = 105.5 \text{ pie}^3$$

$$q'_d = \left(\frac{5\,570\,000 \text{ pies}^3}{1\,000\,000 \text{ hora}}\right) \left(\frac{24 \text{ hora}}{\text{día}}\right)$$

$$= 133.7 \text{ (millones pies}^3/\text{día)}$$

Descarga de fluidos en sistemas de tuberías

Ejemplo 4-19 . . . Agua

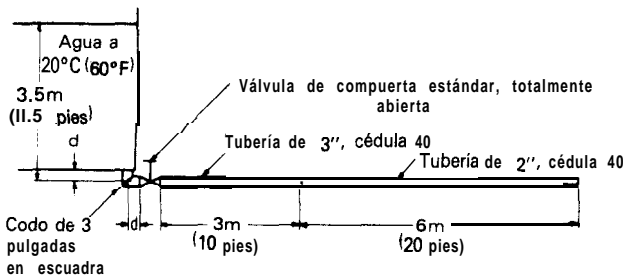
Datos: En el sistema de tuberías del esquema, circula agua a 20°C (60°F). El depósito tiene una altura constante de 3.5 metros (11.5 pies).

Hállese: El caudal en litros por minuto (galones por minuto)

Solución:

$$1. \quad Q = 0.2087 d^2 \sqrt{\frac{h_L}{K}} \quad \dots \quad \text{ecuación 3-18}$$

$$Q = 19.65 d^2 \sqrt{\frac{h_L}{K}}$$



Descarga de fluidos en sistemas de tuberías (continuación)

$$R_e = \frac{21.22 Q \rho}{d \mu} \quad R_e = \frac{50.6 Q \rho}{d \mu} \dots \text{ecuación 3-3}$$

$$\beta = d_1 / d_2 \dots \dots \dots \text{página A-46}$$

2. $K = 0.5 \dots \dots \dots$ entrada; página A-49

$$K = 60 f_T \dots \dots \dots$$
 codo en escuadra; página A-49

$$K_1 = 8 f_T \dots \dots \dots$$
 válvula de compuerta; página A-47

$$K = f \frac{L}{D} \dots \dots \dots$$
 tubería recta; ecuación 3-14

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\beta^4}$$

estrechamiento repentino;
pagina A-46

$$K = \frac{fL}{D\beta^4}$$

para la tubería **pequeña**, en función de las dimensiones de la tubería grande; ecuación 2-9

$$K = \frac{1}{\beta^4}$$

salida de la tubería pequeña, en función de las dimensiones de la tubería grande

3. $d = 52.5 \ 2.067 \dots$ tubería de 2 pulgadas y cédula 40; página B-21

$d = 77.9 \ 3.068 \dots$ tubería de 3 pulgadas y cédula 40; página B-21

$\mu = 1.1 \dots \dots \dots$ página A-4

$\rho = 998.2 \ 62.371 \dots \dots \dots$ página A-10

$f_T = 0.019 \dots \dots \dots$ tubería de 2 pulgadas; página A-46

$f_T = 0.018 \dots \dots \dots$ tubería de 3 pulgadas; página A-46

4. $\beta = 52.5 \div 77.9 = 0.67$

$$\beta = 2.067 \div 3.068 = 0.67$$

$K = 0.5 \dots \dots \dots$ entrada de 3 pulgadas

$K = 60 \times 0.018 = 1.08 \dots \dots$ codo en escuadra de 3 pulgadas

$K_1 = 8 \times 0.018 = 0.14 \dots \dots$ válvula de compuerta de 3 pulgadas

$$K = \frac{0.018 \times 3 \times 1000}{77.9} = 0.69 \quad \text{3 metros de tubería de 3 pulgadas}$$

$$K = \frac{0.018 \times 10 \times 12}{3.068} = 0.70 \quad \text{10 pies de tubería de 3 pulgadas}$$

Para 6 metros (20 pies) de tubería de 2 pulgadas en función de la tubería de 3 pulgadas

$$K = \frac{0.019 \times 6 \times 1000}{52.5 \times 0.67^4} = 10.8$$

$$K = \frac{0.019 \times 20 \times 12}{2.067 \times 0.67^4} = 10.9$$

Para salida de 2 pulgadas en función de la tubería de 3 pulgadas,

$$K = 1 \div 0.67^4 = 5.0$$

Para estrechamientos repentinos

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - 0.67^2) (1)}{0.67^4} = 1.37$$

$$Y \quad K_{TOTAL} = 0.5 + 1.08 + 0.14 + 0.69 + 10.8 + 5.0 + 1.37 = 19.58$$

$$K_{TOTAL} = 0.5 + 1.08 + 0.14 + 0.70 + 10.9 + 5.0 + 1.37 = 19.7$$

5. $Q = 0.2087 \times 77.9^2 \sqrt{3.5 \div 19.58} = 535$

$$Q = 19.65 \times 3.068^2 \sqrt{11.5 \div 19.7} = 141$$

(esta solución supone el flujo en la zona de turbulencia completa)

6. Calcule el número de Reynolds y compruebe los factores de fricción para el flujo en la tubería recta de 2 pulgadas de diámetro:

$$R_e = \frac{21.22 \times 535 \times 998.2}{52.5 \times 1.1} = 1.96 \times 10^5$$

$$R_e = \frac{50.6 \times 141 \times 62.371}{2.067 \times 1.1} = 1.96 \times 10^5$$

$f = 0.021 \dots \dots \dots$ página A-44

y para el flujo en la tubería recta de 3 pulgadas de diámetro:

$$R_e = \frac{21.22 \times 535 \times 998.2}{77.9 \times 1.1} = 1.32 \times 10^5$$

$$R_e = \frac{50.6 \times 141 \times 62.371}{3.068 \times 1.1} = 1.72 \times 10^5$$

$f = 0.020 \dots \dots \dots$ página A-44

Descarga de fluidos en sistemas de tuberías (continuación)

$K = 30 \times 0.019 = 0.57$ codo de 90°
de 2 pulgadas

y, para el sistema completo,

$K = 3.63 + 6.46 + 0.57 + 0.5 + 1.0 = 12.16$

$K = 3.31 + 6.46 + 0.57 + 0.5 + 1.0 = 11.84$

5. $\frac{\Delta p}{p_1} = \frac{12 - 1.013}{12} = \frac{10.987}{12} = 0.916$

$\frac{AP}{P_1} = \frac{170 - 14.7}{170} = \frac{155.3}{170} = 0.914$

6. Al usar el nomograma de la página A-40 para $\gamma = 1.3$ ($K = 1.3$), se encuentra que para $K = 12.16$ (11.84), el valor máximo de $\Delta P/P_1$ es 0.786 (por interpolación, en la tabla de la página A-40). Como $\Delta P/P_1$ es inferior al indicado en el paso 5, la velocidad del sonido se alcanza al final de la tubería, y (Δp) en la ecuación del paso 1 es:

$Ap = 0.786 \times 12 = 9.432$, es decir 9.43

$AP = 0.785 \times 170 = 133.5$

7. $Y = 0.710$ por interpolación en la tabla de la página A-40

8. $W = 1.265 \times 0.71 \times 52.3 \sqrt{\frac{9.43}{12.16 \times 0.1632}}$

$W = 5356$ kg/hora

$W = 1891 \times 0.71 \times 4.272 \sqrt{\frac{133.5}{1.84 \times 2.6738}}$

$W = 11\ 780$ libras/hora

Ecuaciones de continuidad y de velocidad sónica

9. $v_s = 316.2 \sqrt{\gamma p' \bar{V}}$ ecuación 3-8

$v_s = \sqrt{144 \text{ kg } P' \bar{V}}$

$W = \frac{v d^2}{354 \bar{V}}$. . $W = \frac{v d^2}{0.0509 \bar{V}}$ ecuación 3-2

10. $p' = p_1 - \Delta p$ $P' = P_1 - AP$
 $p' = 12 - 9.43 = 2.57$

$P' = 170 - 133.5 = 36.5$

(Ap calculado en el paso 6)

vapor de agua saturado a

11. $h_g = 2782.7$ 1196 12 bar abs (170 libras/pulg², abs); página A-23

12. A 2.57 bar abs, (36.5 libras/pulg²), la temperatura del vapor de agua con calor total de 2 782.7 kilojoules/kg (1 196 Btu/libra) es 159°C (317°F) y $\bar{V} = 0.7558$ (12.4).

13. $v_s = 316.2 \sqrt{1.3 \times 2.57 \times 0.7558}$
 $v_s = 502.4$

$v_s = \sqrt{1.3 \times 32.2 \times 144 \times 36.5 \times 12.4}$
 $v_s = 1652$

$W = \frac{502.4 \times 52.3^2}{354 \times 0.7558} = 5\ 136$ kg/hora

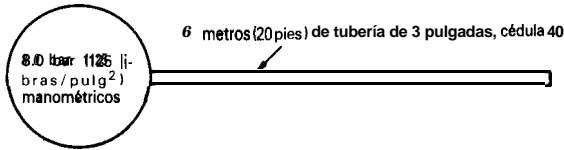
$W = \frac{1652 \times 4.272}{0.0509 \times 12.4} = 11\ 180$ libras/hora

Nota: En los pasos 11 y 12 se supone un calor total h_g constante pero el incremento en el volumen específico desde la entrada hasta la salida requiere que la velocidad deba aumentar. La fuente de este incremento en la energía cinética es la energía interna del fluido. Consecuentemente, la energía calorífica realmente disminuye hacia la salida. El cálculo del h_g correcto a la salida producirá un caudal congruente con la respuesta del paso 8.

Descarga de fluidos en sistemas de tuberías (continuación)

Ejemplo 4-21 . . . Gases a la velocidad sónica

Datos: Un gas de un horno de carbón, con peso específico de 0.42, presión manométrica de 8.0 bar (125 libras/pulg²) y temperatura de 60°C (140°F), circula a través de 6 metros (20 pies) de tubería de 3 pulgadas, cédula 40, antes de salir a la atmósfera. Supóngase que la relación de calores específicos, $\gamma = 1.4$ ($k = 1.4$).



Hállese: El gasto o caudal en metros cúbicos por hora (pies cúbicos por hora), en condiciones métricas estándar (C.M.S.)

Solución: Para la teoría véase la página 1- 11.

$$1. \quad q'_h = 19.31 \text{ Yd}^2 \sqrt{\frac{\Delta p p'_1}{K T_1 S_g}} \quad \dots \text{ ecuación 3-19}$$

$$q'_h = 40\,700 \text{ Yd}^2 \sqrt{\frac{AP P'_1}{K T_1 S_g}}$$

$$K = f \frac{L}{D} \quad \dots \text{ ecuación 3-14}$$

$$2. \quad p'_1 = 8.0 + 1.013 = 9.013$$

$$P'_1 = 125 + 14.7 = 139.7$$

$$3. \quad f = 0.0175 \quad \dots \text{ pagina A-44}$$

Nota: No es preciso calcular el número de Reynolds, ya que un gas que descarga a la atmósfera a través de una tubería corta tendrá un R_e alto, y circulará siempre en régimen de total turbulencia en el que el factor de fricción es constante.

$$4. \quad d = 77.9 \quad \text{ } \circ 68 \quad d^2 = 9.41:$$

$$D = 0.0779 \quad \underline{D} = 0.2557 \quad \dots \text{ página B-21}$$

$$5. \quad K = f \frac{L}{D} = \frac{0.0175 \times 6}{0.0779} = 1.35 \text{ para la tubería}$$

$$K = f \frac{L}{D} = \frac{0.0175 \times 20}{0.2557} = 1.369$$

$$K = 0.5 \quad \dots \text{ para la entrada; página A-49}$$

$$K = 1.0 \quad \dots \text{ para la salida; página A-49}$$

$$K = 1.35 + 0.5 + 1.0 = 2.85 \quad \dots \text{ total}$$

$$K = 1.369 + 0.5 + 1.0 = 2.87$$

$$6. \quad \frac{\Delta p}{p'_1} = \frac{9.013 - 1.013}{9.013} = \frac{8}{9.013} = 0.888$$

$$\frac{AP}{P'_1} = \frac{139.7 - 14.7}{139.7} = \frac{125.0}{139.7} = 0.895$$

7. Al usar el nomograma de la página A-40 para $\gamma = 1.4$ ($k = 1.4$), se observa que para $K = 2.85$ (2.87), el valor máximo de $\Delta p/P'_1$ es 0.655 (por interpolación, en la tabla de la página A-40). Como $\Delta p/P'_1$ es inferior al obtenido en el paso 6, la velocidad del sonido se alcanza al final de la tubería y Ap en el paso 1 vale:

$$Ap = 0.655 p'_1 = 0.655 \times 9.013 = 5.9$$

$$AP = 0.657 P'_1 = 0.657 \times 139.7 = 91.8$$

$$8. \quad T_1 = 60 + 273 = 333$$

$$T_1 = 140 + 460 = 600$$

$$9. \quad Y = 0.636 \quad \text{por interpolación en la tabla de la página A-40}$$

$$10. \quad q'_h = 19.31 \times 0.636 \times 77.9^2 \sqrt{\frac{5.9 \times 9.013}{2.85 \times 333 \times 0.42}}$$

$$q'_h = 27\,200 \text{ m}^3/\text{hora}$$

$$q_h = 40\,700 \times 0.637 \times 9.413 \sqrt{\frac{91.8 \times 139.7}{2.87 \times 600 \times 0.42}}$$

$$q'_h = 1\,028\,000 \text{ pie}^3/\text{hora}$$

Descarga de fluidos en sistemas de tubería (continuación)

Ejemplo 4-22 . . . Fluidos compresibles a velocidades subsónicas

Datos: A 3 metros (10 pies) de la salida de una tubería de ½ pulgada cédula 80 que descarga aire a la atmósfera, se mide una presión manométrica de 1.33 bar (19.3 libras/pulg²) y 40°C (100°F) de temperatura.

Hállese: El caudal en metros cúbicos por minuto (pies cúbicos por minuto) en condiciones métricas estándar (C.M.S.).

Solución:

1. $q'_m = 0.3217 Y d^2 \sqrt{\frac{\Delta p P'_1}{K T_1 S_g}}$... ecuación 3-19

$q'_m = 678 Y d^2 \sqrt{\frac{\Delta P P'_1}{K T_1 S_g}}$

$K = f \frac{L}{D}$ ecuación 3-14

2. $p'_1 = 1.33 + 1.013 = 2.343$
 $P'_1 = 19.3 + 14.7 = 34.0$

3. $A_p = 1.33$
 $AP = 19.3$

4. $d = 13.8; 0.546 \quad d^2 = 0.2981$
 $D = 0.0138 \quad 0.0455 \quad \dots \dots \dots$ página B-21

5. $f = 0.0275 \dots$ flujo completamente turbulento; página A-44

6. $K = f \frac{L}{D} = \frac{0.0275 \times 3}{0.0138} = 5.98 \dots$ para tubería

$K = f \frac{L}{D} = \frac{0.0275 \times 10}{0.0455} = 6.04$

$K = 1.0 \dots \dots \dots$ para salida página A-49

$K = 5.98 + 1 = 6.98 \dots \dots \dots$ total

$K = 6.04 + 1 = 7.04$

7. $\frac{\Delta p}{p'_1} = \frac{1.33}{2.343} = 0.568$

$\frac{AP}{P'_1} = \frac{19.3}{34.0} = 0.568$

8. $Y = 0.76 \dots \dots \dots$ página A-40

9. $T_1 = 273 + t_1 = 273 + 40 = 313$

$T_1 = 460 + t_1 = 460 + 100 = 560$

10. $q'_m = 0.3217 \times 0.76 \times 13.8^2 \sqrt{\frac{1.33 \times 2.343}{6.98 \times 313 \times 1.0}}$

$q'_m = 1.76 \text{ m}^3/\text{minuto}$

$q'_m = 678 \times 0.76 \times 0.2981 \sqrt{\frac{19.3 \times 34.0}{7.04 \times 560 \times 1.0}}$

$q'_m = 62.7 \text{ pies}^3/\text{minuto}$

Flujo en medidores de orificio

Ejemplo 4-23 . . . Servicio de líquidos

Datos: Un orificio de 50 mm (2 pulgadas) de diámetro con cantos vivos se instala en una tubería de 4 pulgadas, cédula 40, con 102.5 mm de diámetro interior, conectando un manómetro de mercurio entre dos tomas en la tubería a un diámetro por la entrada y 0.5 diámetros por la salida.

Hállese: a) La calibración teórica constante para el medidor cuando circula agua a 15°C (60°F) y para la gama de flujos donde el coeficiente de flujo del orificio C es constante . . . y b), el caudal de agua a 15°C (60°F) cuando la diferencia de nivel del mercurio sea 110 milímetros (4.4 pulgadas).

Solución (a):

1. $Q = 21.07 d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}$ ecuación 3-20

$Q = 236 d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$

$R_e = \frac{21.22 Q \rho}{d \mu} \dots \dots \dots$ ecuación 3-3

$R_e = \frac{50.6 Q \rho}{d \mu}$

Flujo en medidores de orificio (continuación)

2. Para determinar la diferencia de presiones entre los agujeros roscados

$$A_p = \frac{\Delta h_m \rho}{1000 \times 10200} \dots\dots\dots \text{ecuación 3-22}$$

$$\Delta P = \frac{\Delta h_m \rho}{12 \times 144}$$

donde Δh_m = altura diferencial en milímetros de mercurio (pulgadas de mercurio)

3. La densidad del mercurio ó bajo agua es igual a $\rho_w (S_{Hg} - S_w)$, a 15°C (60°F), donde:

$$\rho_w = \text{densidad del agua} = 999.0 \text{ ó } 62.371$$

página A-10

$$S_{Hg} = \text{peso específico del mercurio} = 13.57$$

.. página A- 12

$$S_w = \text{peso específico del agua} = 1.00$$

.. página A-10

4. ρ del H_g en $H_2O = 999 (13.57 - 1.00)$
 $= 12\,557 \text{ kg/m}^3$

$$\rho \text{ del } H_g \text{ en } H_2O = 62.371 (13.57 - 1.00)$$

$$= 784 \text{ libras/pie}^3$$

5. $\Delta p = \frac{\Delta h_m (12\,557)}{1000 \times 10200} = 0.00123 \Delta h_m$

$$\Delta P = \frac{\Delta h_m (784)}{12 \times 144} = 0.454 \Delta h_m$$

6. d_2 (diámetro mayor) = 102.5 4.026

7. $\frac{d_1}{d_2} = \frac{50}{102.5} = 0.49$

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{2.00}{4.026} = 0.497$$

8. $C = 0.625$ página A-38

9. $Q = 21.07 \times 50^2 \times 0.625 \sqrt{\frac{0.00123 \Delta h_m}{999}}$

$$Q = 36.5 \sqrt{\Delta h_m} \dots\dots\dots \text{calibración constante}$$

$$Q = 236 \times (2.0)^2 \times 0.625 \sqrt{\frac{0.454 \Delta h_m}{62.34}}$$

$$Q = 50.4 \sqrt{\Delta h_m}$$

Solución (b):

10. $Q = 36.5 \sqrt{\Delta h_m} = 36.5 \sqrt{110} = 383 \text{ litros/min}$

$$Q = 50.4 \sqrt{\Delta h_m} = 50.4 \sqrt{4.4} = 106 \text{ galones/min}$$

11. $\mu = 1.1$ página A-4

12. $R_e = \frac{21.22 \times 383 \times 999}{102.5 \times 1.1}$

$$R_e = 72\,000 \text{ ó } 7.2 \times 10^4$$

$$R_e = \frac{50.6 \times 106 \times 62.371}{4.026 \times 1.1}$$

$$R_e = 75\,500 \text{ ó } 7.55 \times 10^4$$

13. $C = 0.625$ es correcto para $R_e = 7.2 \times 10^4$ (7.55×10^4), según la página A-38; por tanto, el caudal a través de la tubería es 383 litros por minuto (106 galones por minuto).

14. Cuando el factor C no sea correcto según la página A-38, para el número de Reynolds basado en el gasto calculado, debe ajustarse hasta conseguir una aproximación aceptable, repitiendo los pasos 9, 10 y 12.

Ejemplo 4-24 . . . Flujo laminar

En problemas de flujo donde la viscosidad es alta, calcúlese el número de Reynolds para determinar el tipo de flujo.

Datos: Un aceite lubricante SAE 10 a 32°C (90°F), circula a través de una tubería de 3 pulgadas, cédula 40, y produce una diferencia de presión de 2.8 KPa (0.4 libras/pulg²) entre las tomas de la tubería a ambos lados de un orificio de cantos vivos y 55 mm (2.15") de diámetro interior.

Hállese: El caudal en litros por minuto (galones Por minuto).

Flujo en medidores de orificio (continuación)

Solución:

1. $Q = 21.07 d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}$ ecuación 3-20

$$Q = 236 d_1^2 C \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$$

$$R_e = \frac{21.22 Q \rho}{d \mu} \dots\dots\dots \text{ecuación 3-3}$$

$$R_e = \frac{50.6 Q \rho}{d \mu}$$

2. $\Delta p = 2.8 \div 100 = 0.028 \text{ bar}$

3. $\mu = 38$. posible régimen laminar; página A-4

4. d_2 (diámetro mayor) = 77.9 3.068
..... página B-21

5. $\frac{d_1}{d_2} = \frac{55}{77.9} = 0.706$

$$\frac{d_1}{d_2} = \mathbf{3.068} = 0.70$$

6. $C = 0.8$ valor supuesto basado en un régimen laminar; página A-38.

7. $S = 0.876$ a 15 °C (60°F) página A-12

$S = 0.87$ a 32 °C (90°F) página A-12

8. $\rho = 999 \times 0.87 = 869$ página A-12
 $\rho = 62.4 \times 0.87 = 54.3$

9. $Q = 21.07 \times 55^2 \times 0.8 \sqrt{\frac{0.028}{869}} = 289.5$

$$Q = 236 \times 2.15^2 \times 0.8 \sqrt{\frac{0.4}{54.3}} = 7.1$$

10. $R_e = \frac{21.22 \times 289.5 \times 869}{77.9 \times 38} = 1803$

$$R_e = \frac{50.6 \times 75 \times 54.3}{3.068 \times 38} = 1768$$

11. $C = 0.9$ para $R_e = 1803$ 1768 página A-38

Como el valor de $C = 0.8$ no es correcto debe ajustarse repitiendo los pasos, 6, 7, 8 y 9.

12. $C = 0.87$ supuesto; página A-38

13. $Q = 21.07 \times 55^2 \times 0.87 \sqrt{\frac{0.028}{869}} = 315 \text{ litros/ minuto}$

$$Q = 236 \times 2.15^2 \times 0.87 \sqrt{\frac{0.4}{54.3}} = 81.5 \text{ galones minuto}$$

14. $R_e = \frac{21.22 \times 315 \times 869}{77.9 \times 38} = 1960$

$$R_e = \frac{50.6 \times 81.5 \times 54.3}{3.068 \times 38} = 1920$$

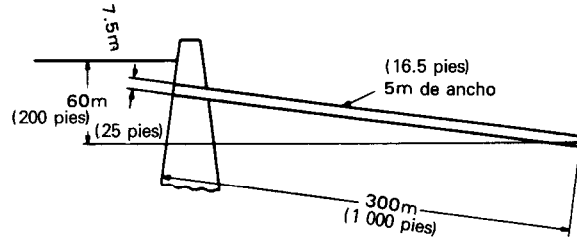
15. $C = 0.87$ para $R_e = 1960$ 1920 página A-38

Como $C = 0.87$ es correcto, el caudal a través del medidor es de 315 litros por minuto (81.5 galones/minuto).

Aplicación del radio hidráulico a los problemas de flujo

Ejemplo 4-25 . . . Conducto rectangular

Datos: Un acueducto de rebose rectangular hecho de hormigón, con 7.5 metros (25 pies) de altura y 5 metros (16.5 pies) de ancho, tiene una rugosidad absoluta (ϵ) de 3 milímetros (0.01 pies).



Hállese: El caudal en metros cúbicos por segundo (pies cúbicos por segundo) cuando el líquido en el embalse ha alcanzado la altura máxima indicada en el esquema. Supón-gase que la temperatura media del agua es 15°C (60°F).

Solución:

$$1. \quad h_L = \frac{v^2}{2g_n} (K_e + K_a) = \frac{v^2}{2g_n} \left(K_e + \frac{fL}{4R_H} \right)$$

$$h_L = \frac{v^2}{2g} (K_e + K_a) = \frac{v^2}{2g} \left(K_e + \frac{fL}{4R_H} \right)$$

$$2. \quad v = \frac{q}{A}$$

$$3. \quad q = 3.478 \times 10^{-6} d^2 \sqrt{\frac{h_L}{K_e + K_a}} \quad \text{ecuación 3-18}$$

$$q = 0.0438 d^2 \sqrt{\frac{h_L}{K_e + K_a}}$$

$$4 = 4.428A \sqrt{\frac{h_L}{K_e + K_a}}$$

$$q = 8.05A \sqrt{\frac{h_L}{K_e + K_a}}$$

$$q = 4.428A \sqrt{\frac{h_L}{K_e + \frac{fL}{4R_H}}}$$

$$q = 8.05A \sqrt{\frac{h_L}{K_e + \frac{fL}{4R_H}}}$$

donde: K_e = resistencia de entrada y salida
 K_a = resistencia del acueducto

Para determinar el factor de fricción a partir del diagrama de Moody, se usa un diámetro equivalente igual a cuatro veces el radio hidráulico; véase la ecuación 3-34.

$$R_H = \frac{\text{Área de la sección transversal de la vena fluida}}{\text{perímetro húmedo}}$$

$$R_e = 318.3 \frac{q\rho}{R_H\mu} \quad \dots\dots\dots \text{página 3-2}$$

$$R_e = \frac{473q\rho}{R_H\mu}$$

4. En el caso de una entrada con bordes vivos,
 $K = 0.5 \quad \dots\dots\dots$.página A-49

Para una salida con bordes vivos a la atmósfera:
 $K = 1.0 \quad \dots\dots\dots$.página A-49

Entonces, la resistencia de entrada y salida,

$$K_e = 0.5 + 1.0 = 1.5$$

Aplicación del radio hidráulico a los problemas de flujo (continuación)

$$2. \quad Q = 0.2087d^2 \sqrt{\frac{h_L 4R_H}{fL}} = 0.4174d^2 \sqrt{\frac{h_L R_H}{fL}}$$

$$Q = 19.65 d^2 \sqrt{\frac{h_L 4R_H}{fL}} = 39.3 d^2 \sqrt{\frac{h_L R_H}{fL}}$$

$$3. \quad R_H = \frac{\text{Área de la sección transversal de la vena fluida}}{\text{perímetro húmedo}} \quad \text{ecuación 3-34}$$

$$4. \quad R_e = 0.0053 \frac{Q\rho}{R_H\mu} \quad \dots \dots \dots \text{ecuación 3-3}$$

$$R_e = \frac{4739\rho}{R_H\mu} = 1054 \frac{Q\rho}{R_H\mu}$$

5. Profundidad de la vena fluida de agua:

$$\frac{2}{3} (600) = 400 \text{ mm}$$

$$\frac{2}{3} (24) = 16 \text{ pulgadas}$$

$$6. \quad \cos \theta = \frac{100}{300} = 0.333 \quad \theta = \frac{r}{r} = \frac{4}{12} = 0.333$$

$$\theta = 70^\circ 32'$$

$$\alpha = 90^\circ - 70^\circ 32' = 19^\circ 28' = 19.47^\circ$$

$$7. \quad \text{Área C} = \frac{\pi d^2}{4} \left[\frac{180 + (2 \times 19.47)}{360} \right]$$

$$\text{Área C} = \frac{\pi 600^2}{4} \left(\frac{218.94}{360} \right) = 172\,000 \text{ mm}^2$$

$$\text{Área C} = \frac{\pi 24^2}{4} \left(\frac{218.94}{360} \right) = 275 \text{ pulgadas}^2$$

$$8. \quad b = \sqrt{300^2 - 100^2} = 283 \text{ mm}$$

$$b = \sqrt{r^2 - d^2} = \sqrt{12^2 - 4^2} = 11.31 \text{ pulgadas}$$

$$9. \quad \text{Área A} = \text{Área B} = \frac{1}{2} (100 \times 283) = 14\,150 \text{ mm}^2$$

$$\text{Área A} = \text{Área B} = \frac{1}{2} (4b) = \frac{1}{2} (4 \times 11.31) = 22.62 \text{ pulg}^2$$

10. El área de la sección de la vena fluida es igual a:

$$A+B+C = (2 \times 14\,150) + 172\,000$$

$$A+B+C = 200\,300 \text{ mm}^2 \text{ o } 0.2003 \text{ m}^2$$

$$A+B+C = (2 \times 22.61 + 275) = 320.2 \text{ pulg}^2$$

$$A+B+C = \frac{320.2}{144} = 2.22 \text{ pies}^2$$

$$11. \quad d^2 = \frac{4a}{\pi} = \frac{4 \times 200\,300}{\pi} = 255\,000 \text{ mm}^2$$

$$d^2 = \frac{4a}{\pi} = \frac{4 \times 320.2}{\pi} = 408 \text{ pulg}^2$$

$$12. \quad h_L = Ah = \frac{1}{16} = 0.0625 \text{ metro por metro}$$

$$h_L = \Delta h = \frac{7.5}{2} \times 0.0625 = 0.234 \text{ (pie por pie)}$$

13. El perímetro húmedo es igual a:

$$\pi d \left(\frac{218.94}{360} \right)$$

$$\pi 600 \left(\frac{218.94}{360} \right) = 1146 \text{ mm} = 1.146 \text{ m}$$

$$\pi d \left(\frac{218.94}{360} \right)$$

$$\pi 24 \left(\frac{218.94}{360} \right) = 45.9 \text{ pulg}$$

$$\frac{45.9}{12} = 3.83 \text{ pies}$$

$$14. \quad R_H = \frac{0.2003}{1.146} = 0.175 \text{ m}$$

$$R_H = \frac{2.22}{3.83} = 0.580 \text{ pies}$$

15. Diámetro equivalente $d = 4000 R_H$

$$d = 4000 \times 0.175 = 700 \text{ ecuación 3-34}$$

$$d = 48R_H$$

$$d = 48(0.580) = 27.8$$

16. Rugosidad relativa $\frac{\epsilon}{d} = 0.00036$. página A-41

$$\frac{\epsilon}{D} = 0.00036$$

1% $f = 0.0156$ $f = 0.0156$ $\left\{ \begin{array}{l} \text{para un régimen completamente turbulento;} \end{array} \right.$

página A-41

Aplicación del radio hidráulico a los problemas de flujo (continuación)

$$18. \quad Q = 0.4174 \times 255\,000 \sqrt{\frac{0.0625 \times 0.175}{0.0156 \times 1}}$$

$$Q = 89\,000 \text{ litros /minuto}$$

$$Q = 39\,3 \times 408 \sqrt{\frac{0.0625 \times 0.580}{0.0156 \times 1}}$$

$$Q = 24\,500 \text{ galones/minuto}$$

19. Calcúlese el número de Reynolds para comprobar el factor de fricción supuesto en el paso 17.

$$20. \quad \rho = 999 \quad 62.371 \dots\dots\dots \text{página A-10}$$

$$21. \quad \mu = 1.1 \quad \dots\dots\dots \text{página A-4}$$

$$22. \quad R_e = \frac{0.0053 \times 89000 \times 999}{0.175 \times 1.1}$$

$$R_e = 2\,450\,000 \text{ or } 2.45 \times 10^6$$

$$R_e = \frac{1.054 \times 24\,500 \times 62.371}{0.580 \times 1.1}$$

$$R_e = 2\,520\,000 \text{ o } 2.52 \times 10^6$$

23. $f = 0.0156 \dots\dots\dots$ página A-43

24. Como el factor de fricción supuesto en el paso 17 y el obtenido en el paso 23 concuerdan, el caudal será 89 000 litros/min (24 500 galones/minuto).

25. Si el factor de fricción supuesto y el basado en el número de Reynolds calculado no coincidiesen, aquél deberá ajustarse repitiendo los cálculos hasta conseguir una concordancia aceptable.

Propiedades físicas de algunos fluidos y características del flujo en válvulas, accesorios y tuberías

APÉNDICE A

Introducción

Para la resolución de los problemas de flujo es necesario conocer las propiedades físicas de los fluidos utilizados. Este apéndice presenta una recopilación de tales propiedades, obtenidas de diversas fuentes de referencia. La información se presenta tanto en unidades inglesas, como en unidades del SI.

La mayor parte de los textos sobre mecánica de fluidos abarcan con detalle el flujo en tuberías, pero pasan por alto las características del flujo en válvulas y accesorios, debido quizá a la falta de información. Este apéndice incluye un conjunto de datos que proporcionan la base para el cálculo del coeficiente de resistencia “ K ” para diversos tipos de válvulas y accesorios; en el capítulo 2 se explicó la forma de utilizar este coeficiente para obtener la pérdida de presión en válvulas y accesorios.

Los factores netos de expansión Y para descarga de fluidos compresibles en sistemas de tuberías que se presentan aquí, proporcionan medios para resolver, de una forma muy simplificada, problemas hasta ahora complejos.

**A-la. — Viscosidad del agua y del vapor de
 agua, en centipoises (μ)**

Temp. °C	Presión, Bar absoluto,														
	1	5	10	25	50	75	100	150	200	300	400	500	600	700	800
0	1.750	1.750	1.750	1.750	1.750	1.750	1.750	1.740	1.740	1.740	1.730	1.720	1.720	1.710	1.710
50	.544	.544	.544	.544	.545	.545	.545	.546	.546	.547	.548	.549	.550	.551	.552
100	.012	.279	.279	.280	.280	.280	.281	.282	.283	.285	.287	.289	.291	.293	.295
150	.014	.181	.181	.182	.182	.183	.183	.184	.186	.188	.190	.192	.194	.197	.199
200	.016	.016	.016	.134	.135	.135	.136	.137	.138	.140	.143	.145	.148	.150	.152
250	.018	.018	.018	.018	.107	.108	.108	.110	.111	.113	.116	.118	.121	.123	.126
300	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.090	.092	.093	.095	.098	.101	.103	.106	.108
350	.022								.073	.078	.082	.085	.087	.089	.091
375	.023	.023	.023	.024	.024	.024	.025	.026	.029 [⊖]	.066	.072	.076	.079	.082	.085
400	.024	.024	.024	.025	.025	.025	.026	.027	.029	.046	.063	.069	.074	.077	.080
425	.025	.025	.025	.026	.026	.026	.027	.028	.029	.034	.050	.061	.067	.071	.075
450	.026	.026	.026	.027	.027	.027	.028	.028	.030	.033	.041	.052	.060	.065	.069
475	.027	.027	.027	.028	.028	.028	.029	.029	.030	.033	.038	.046	.053	.060	.064
500	.028	.028	.028	.029	.029	.029	.029	.030	.031	.033	.037	.042	.048	.054	.060
550	.030	.030	.030	.031	.031	.031	.031	.032	.033	.035	.037	.040	.044	.048	.053
600	.032	.032	.033	.033	.033	.033	.033	.034	.034	.036	.038	.040	.043	.046	.049
650	.034	.034	.035	.035	.035	.035	.035	.036	.036	.038	.039	.041	.043	.045	.048
700	.036	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.038	.038	.039	.041	.042	.044	.046	.048

Notas: (1) El vapor para 0°C y 1 bar se refiere a un estado líquido metaestable. Aquí el estado estable es el sólido.

(2) ⊖ Punto crítico, 374.15°C, 221.2 bar

Fuente de información: Tablas NEL del vapor de agua 1964 (HMSO, Edinburgh)⁷

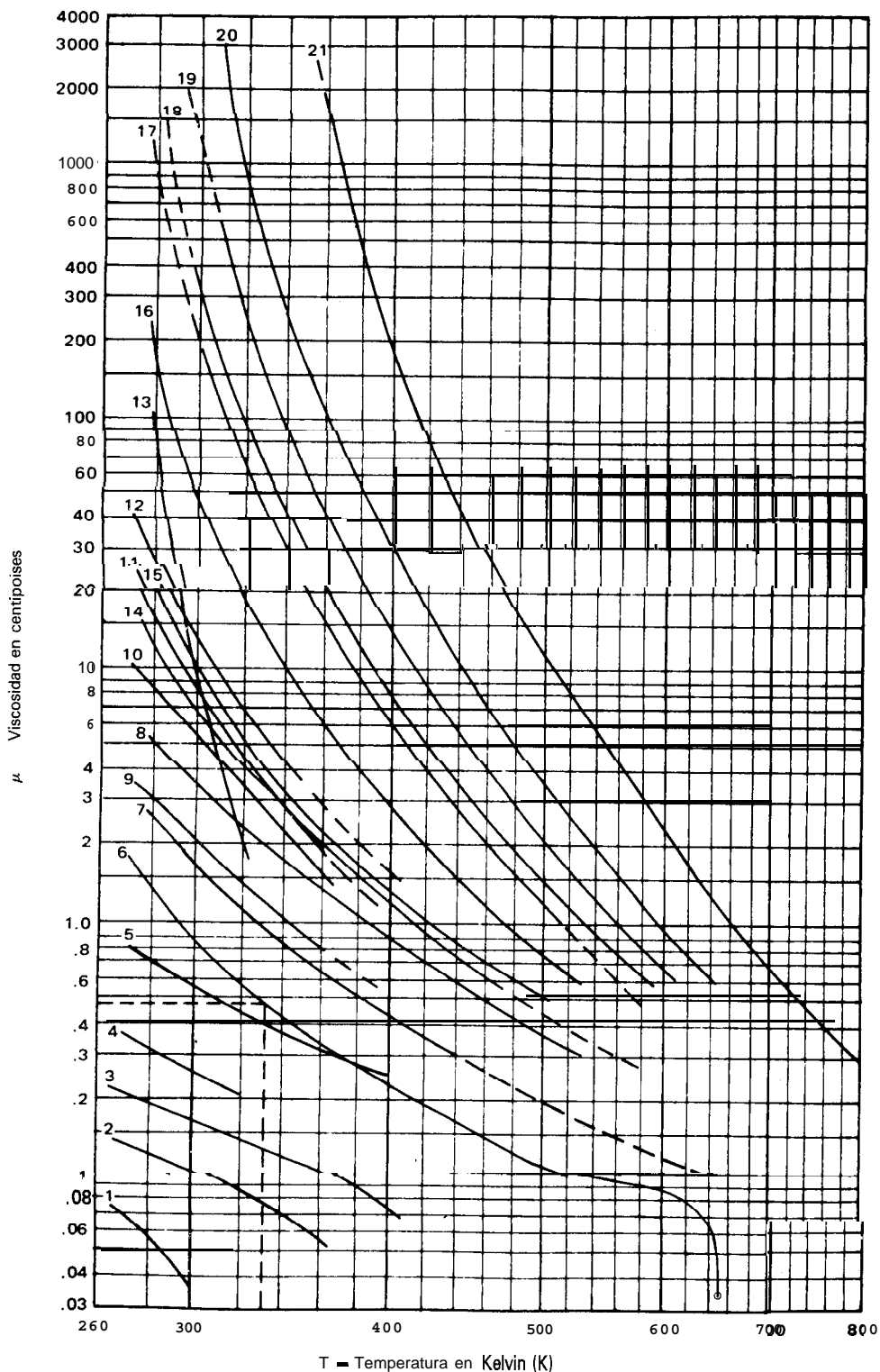
A-1b.— Viscosidad del agua y del vapor de agua

Temp. °F	Viscosidad del agua y vapor de agua en centipoises (μ)														
	1 1/pulg	2 lb/pulg ²	5 lb/pulg ²	10 lb/pulg ²	20 lb/pulg ²	50 lb/pulg ²	100 lb/pulg ²	200 lb/pulg ²	500 lb/pulg ²	1000 lb/pulg ²	2000 lb/pulg ²	5000 lb/pulg ²	7500 lb/pulg ²	10000 lb/pulg ²	12000 lb/pulg ²
Agua sat	.667	.524	.388	.313	.255	.191	.164	.138	.111	.094	.078				
Vapor sa	.010	.010	.011	.012	.012	.013	.014	.015	.017	.019	.023				
1500 ^o	.041	.041	.041	.041	.041	.041	.041	.041	.042	.042	.042	.044	.046	.048	.050
1450	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.041	.041	.041	.043	.045	.047	.049
1400	.039	.039	.039	.039	.039	.039	.039	.039	.040	.040	.040	.042	.044	.047	.049
1350	.038	.038	.038	.038	.038	.038	.038	.038	.038	.038	.039	.041	.044	.046	.049
1300	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.038	.040	.043	.045	.048
1250	.035	.035	.035	.035	.035	.035	.035	.036	.036	.036	.037	.039	.042	.045	.048
1200	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.035	.035	.036	.038	.041	.045	.048
1150	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.037	.041	.045	.049
1100	.032	.032	.032	.032	.032	.032	.032	.032	.033	.033	.034	.037	.040	.045	.050
1050	.031	.031	.031	.031	.031	.031	.031	.031	.032	.032	.033	.036	.040	.047	.052
1000	.030	.030	.030	.030	.030	.030	.030	.030	.031	.031	.032	.035	.041	.049	.055
950	.029	.029	.029	.029	.029	.029	.029	.029	.030	.030	.031	.035	.042	.052	.059
900	.028	.028	.028	.028	.028	.028	.028	.028	.028	.028	.029	.035	.045	.057	.064
850	.026	.026	.026	.026	.026	.026	.027	.027	.027	.027	.028	.035	.052	.064	.070
800	.025	.025	.025	.025	.025	.025	.025	.025	.026	.026	.027	.040	.062	.071	.075
750	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.025	.025	.026	.057	.071	.078	.081
700	.023	.023	.023	.023	.023	.023	.023	.023	.023	.024	.026	.071	.079	.085	.086
650	.022	.022	.022	.022	.022	.022	.022	.022	.023	.023	.023	.082	.088	.092	.096
600	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.087	.091	.096	.101
550	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.095	.101	.105	.109
500	.019	.019	.019	.019	.019	.019	.019	.018	.018	.018	.018	.105	.111	.114	.119
450	.018	.018	.018	.018	.017	.017	.017	.017	.017	.017	.016	.118	.123	.127	.131
400	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.134	.138	.143	.147
350	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.155	.160	.164	.168
300	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.185	.190	.194	.198
250	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.231	.235	.238	.242
200	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.303	.306	.310	.313
150	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.428	.429	.431	.434
100	.680	.680	.680	.680	.680	.680	.680	.680	.680	.680	.680	.681	.682	.683	.683
50	.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.296	1.284	1.281	1.279	1.275
32	.753	1.753	1.753	1.753	1.753	1.753	1.753	1.752	1.751	1.749	1.745	1.733	1.723	1.713	1.705

Los valores por abajo de las viscosidades subrayadas son para agua

⊙ Punto crítico

A-2a. - Viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo



- 1. Etano (C_2H_6)
- 2. Propano (C_3H_8)
- 3. Butano (C_4H_{10})
- 4. Gasolina natural
- 5. Gasolina
- 6. Agua
- 7. Keroseno
- 8. Destilado
- 9. Crudo de 48 grados API
- 10. Crudo de 40 grados API
- 11. Crudo de 35.6 grados API
- 12. Crudo de 32.6 grados API
- 13. Crudo de Salt Creek
- 14. Aceite combustible 3 (Máx.)
- 15. Aceite combustible 5 (Mín.)
- 16. Aceite LubeSAE 10 (100 V.I.)
- 17. Aceite Lube SAE 30 (100 V.I.)
- 18. Aceite combustible 5 (Máx.) o 6 (Mín.)
- 19. Aceite Lube SAE 70 (100 V.I.)
- 20. Aceite combustible Bunker C (Máx.) y residuo M.C.
- 21. Asfalto

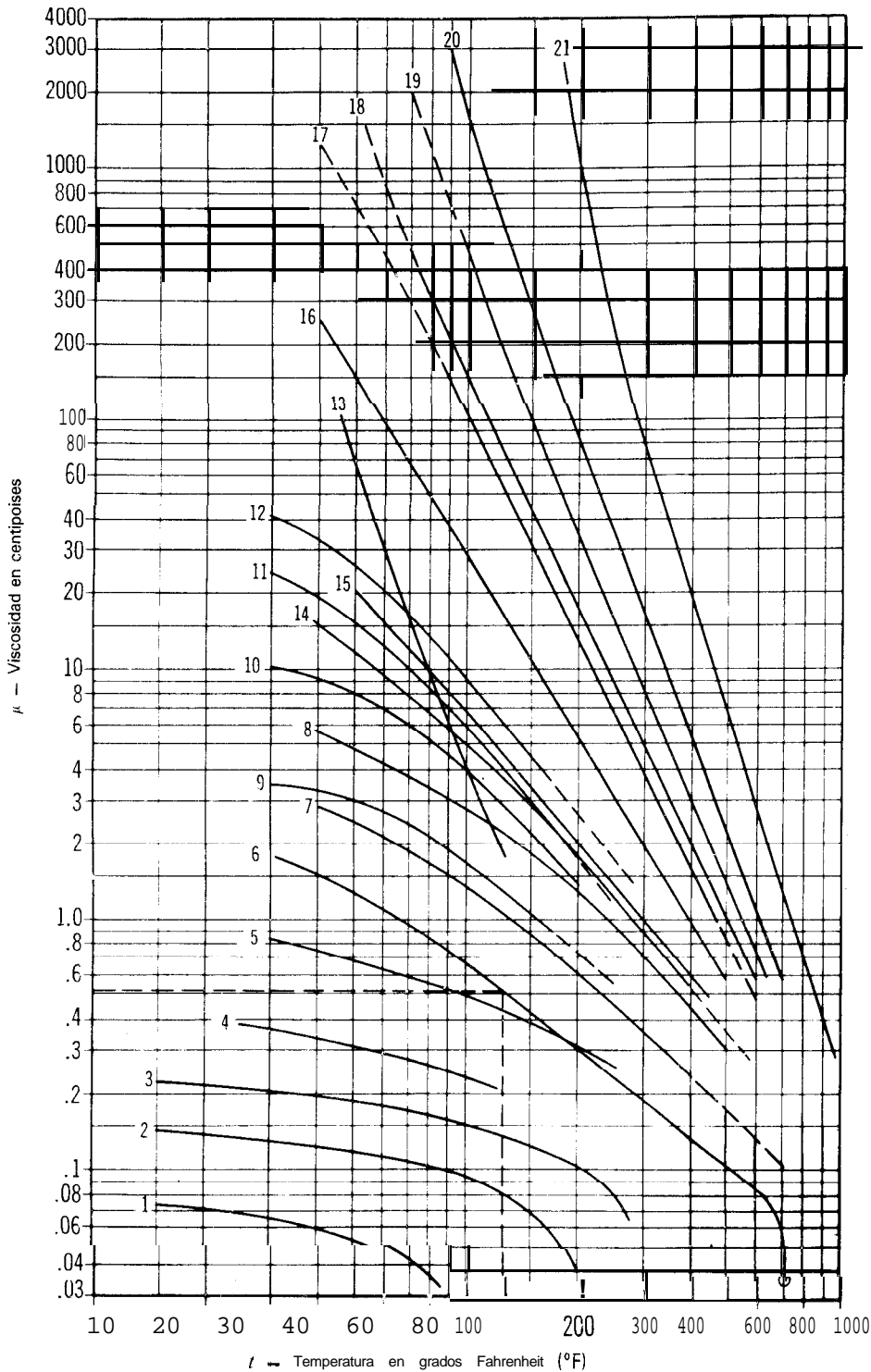
Adaptación de datos recogidos de las referencias 8, 12 y 23 de la bibliografía.

Ejemplo: Hállese la viscosidad del agua a 60°C

Solución: 60°C = 273 + 60 = 333 K

Viscosidad del agua a 333 K es 0.47 centipoises (curva 6)

A-2b. — Viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo

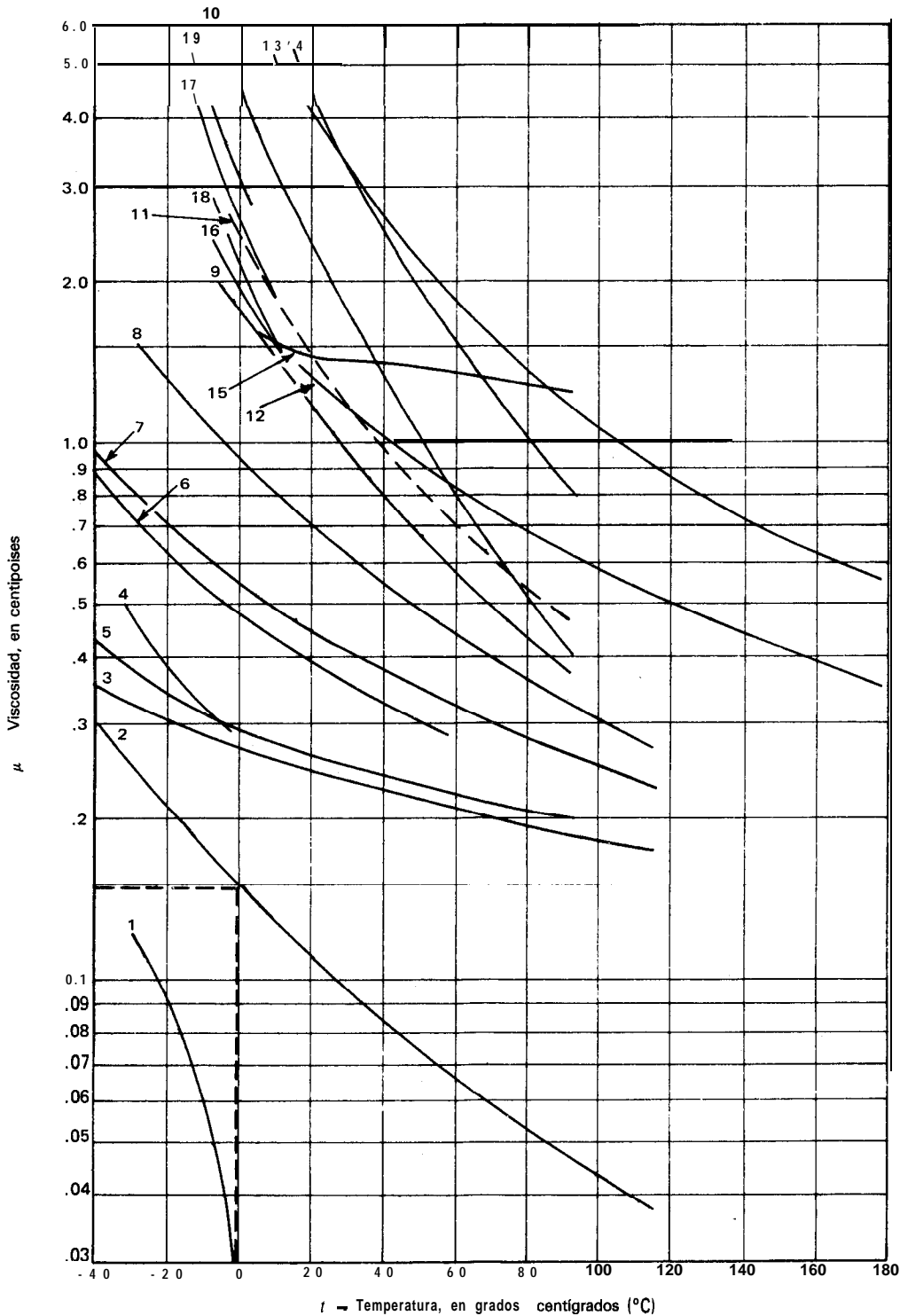


- 1. Etano (C₂H₆)
- 2. Propano (C₃H₈)
- 3. Butano (C₄H₁₀)
- 4. Gasolina natural
- 5. Gasolina
- 6. Agua
- 7. Keroseno
- 6. Destilado
- 9. Crudo de 46 grados API
- 10. Crudo de 40 grados API
- 11. Crudo de 35.6 grados API
- 12. Crudo de 32.6 grados API
- 13. Crudo de Salt Creek
- 14. Aceite combustible 3 (Máx.)
- 15. Aceite combustible 5 (Mín.)
- 16. Aceite Lube SAE 10 (100 V.I.)
- 17. Aceite Lube SAE 30 (100 V.I.)
- 16. Aceite combustible 5 (Máx.) o 6 (Mín.)
- 19. Aceite Lube SAE 70 (100 V.I.)
- 20. Aceite combustible Bunker C (Máx.) y residuo M.C.
- 21. Asfalto

Los datos se extractaron con autorización de Oil and Gas Journal

Ejemplo: La viscosidad del agua a 125°F es 0.52 centipoises (curva No. 6)

A-3a. — Viscosidad de líquidos diversos

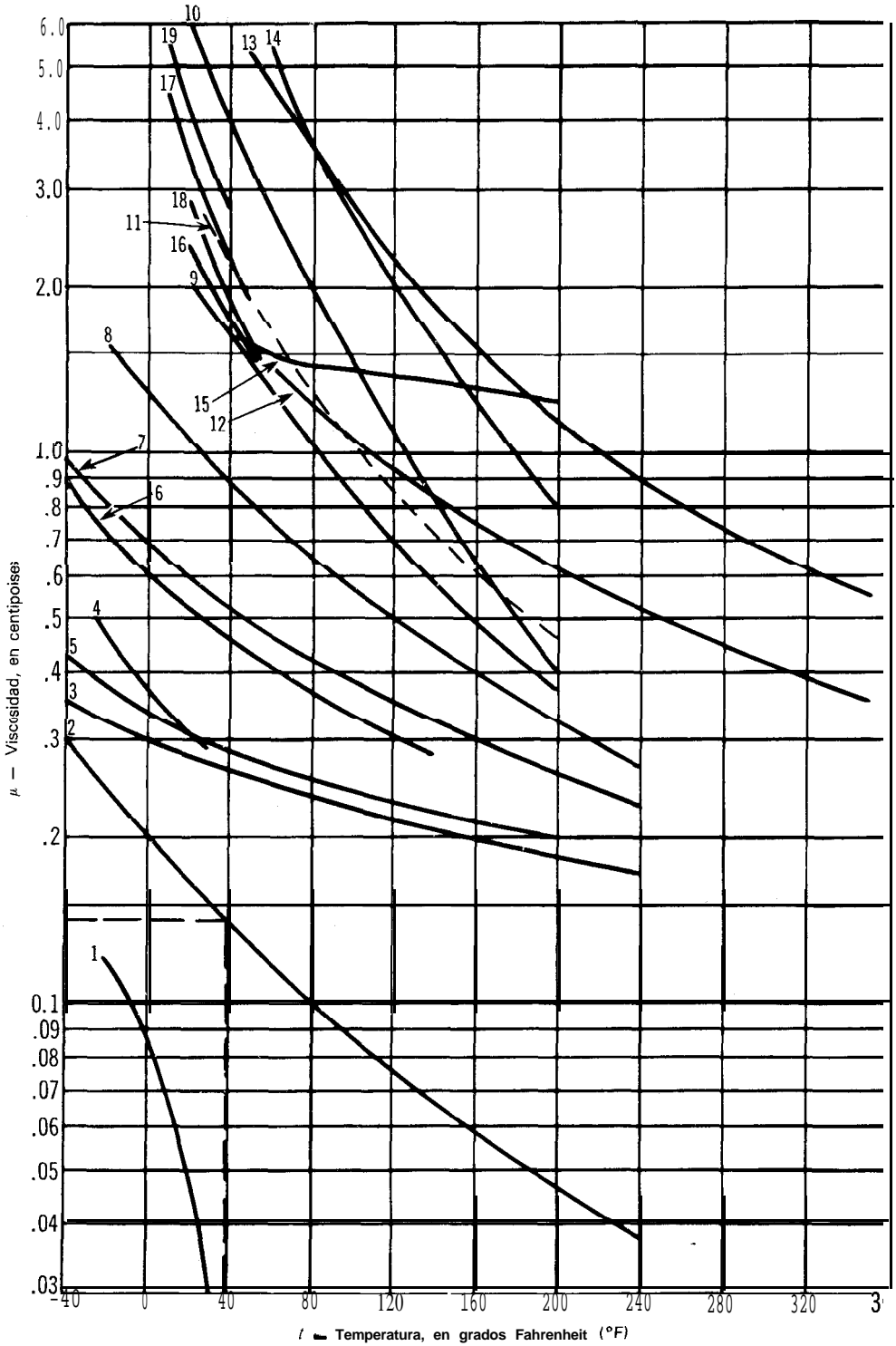


- | | | |
|---|--|---|
| 1. Dióxido de carbono CO ₂ | 9. Alcohol etílico | 16. Cloruro de sodio al 10%. NaCl |
| 2. Amoníaco NH ₃ | 10. Alcohol isopropílico | 17. Cloruro de sodio al 20%. NaCl |
| 3. Cloruro de metilo . CH ₃ Cl | 11. Ácido sulfúrico al 20%. . H ₂ SO ₄ | 18. Cloruro de calcio al 10% CaCl ₂ |
| 4. Dióxido de azufre . SO ₂ | 12. Dowtherm E | 19. Cloruro de calcio al 20%. CaCl ₂ |
| 5. Freón 12 F-12 | 13. Dowtherm A | |
| 6. Freón 114 F-114 | 14. Hidróxido de sodio al 20% .. NaOH | |
| 7. Freón 11 F-11 | 15. Mercurio | |
| 8. Freón 113 F-113 | | |

Ejemplo: La viscosidad del amoníaco a 0°C es 0.15 centipoises.

Adaptación de datos recogidos de las referencias 5, 8 y 11 de la bibliografía.

A-3b. — Viscosidad de líquidos diversos



- | | | |
|---|--|---|
| 1. Dióxido de carbono CO ₂ | 9. Alcohol etílico | 16. Cloruro de sodio al 10% ... NaCl |
| 2. Amoniaco..... NH ₃ | 10. Alcohol isopropílico | 17. Cloruro de sodio al 20%..... NaCl |
| 3. Cloruro de metilo.. CH ₃ Cl | 11. Ácido sulfúrico al 20% H ₂ SO ₄ | 18. Cloruro de calcio al 10%... CaCl ₂ |
| 4. Dióxido de azufre . SO ₂ | 12. Dowtherm E | 19. Cloruro de calcio al 20%... CaCl ₂ |
| 5. Freón 12..... F-12 | 13. Dowtherm A | |
| 6. Freón 114..... F-114 | 14. Hidróxido de sodio al 20% NaOH | |
| 7. Freón II..... F-II | 15. Mercurio | |
| 8. Freón 113..... F-113 | | |

Ejemplo: La viscosidad del amoniaco a 40°F es 0.14 centipoise.

A-4a. — Viscosidad de gases y vapores de hidrocarburos

Las curvas de los vapores de hidrocarburos y gases naturales en el nomograma de la derecha, son adaptaciones de datos tomados de Maxwell;¹⁵ las curvas de todos los demás gases (excepto el helio²⁷) están basadas en la fórmula de Sutherland.

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_0 + C}{T + C} \right) \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2}$$

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{0.555 \cdot T_0 + C}{0.555 \cdot T + c} \right) \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2}$$

donde:

μ = viscosidad en centipoises, a la temperatura T .

μ_0 = viscosidad en centipoises, a la temperatura T_0 .

T = temperatura absoluta, en Kelvin ($273 + ^\circ\text{C}$) (grados rankine = $460 + ^\circ\text{F}$) para la cual se requiere conocer la viscosidad.

T_0 = temperatura absoluta, en Kelvin (grados rankine = $460 + ^\circ\text{F}$) para la que se conoce la viscosidad.

C = constante de Sutherland

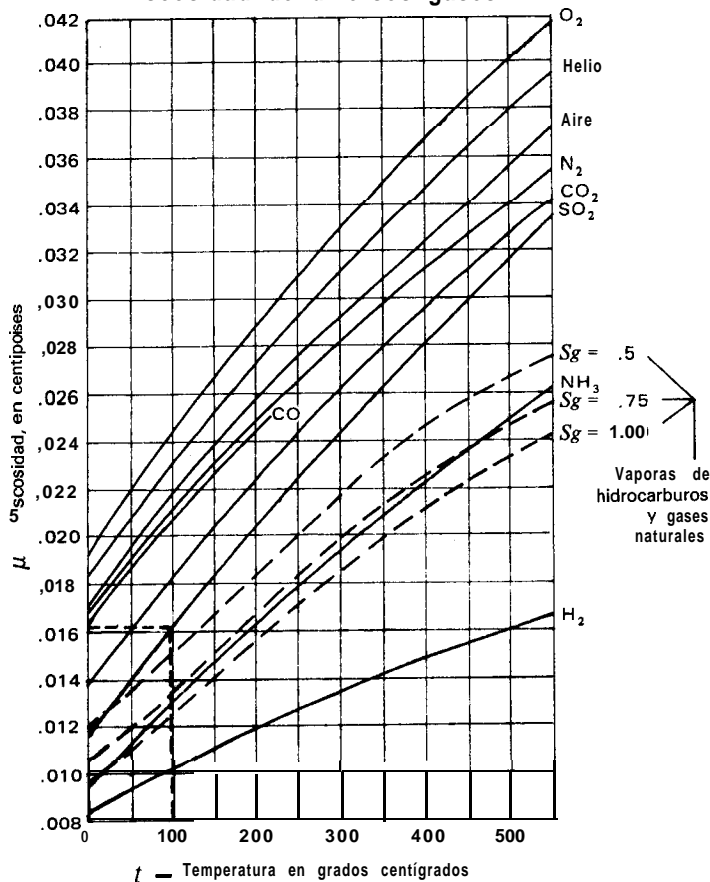
Nota: La variación de la viscosidad con la presión es pequeña para la mayor parte de los gases. Para los gases dados en esta página, la corrección de la viscosidad debida a la presión es inferior al 10% para presiones hasta 35 bar (500 libras/pulg²).

Fluido	Valores aproximados de "C"
O ₂	127
Aire	120
N ₂	111
CO ₂	240
CO	118
SO ₂	416
NH ₃	370
H ₂	72

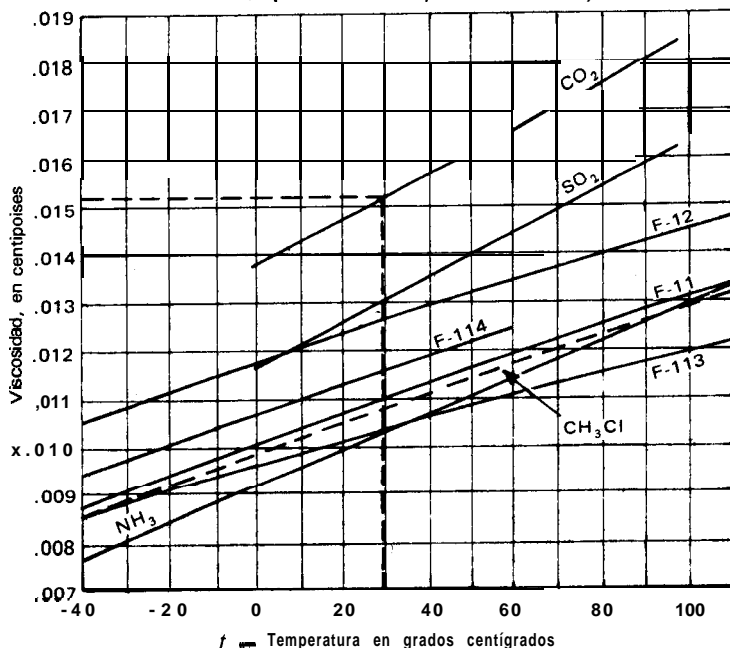
Ejemplo para el nomograma de arriba: La viscosidad del dióxido de azufre gaseoso a 100°C (212°F) es 0.0162 centipoises.

Ejemplo para el nomograma de abajo: La viscosidad del dióxido de carbono gaseoso a 30°C (80°F) aproximadamente, es de 0.0152.

Viscosidad de diversos gases

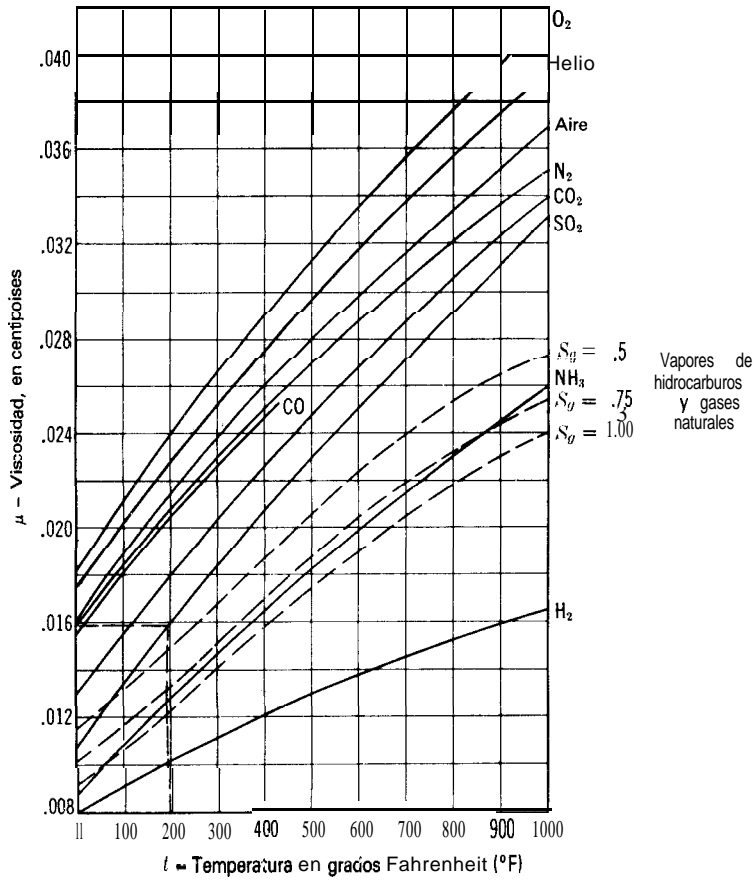


Viscosidad de vapores refrigerantes (vapores saturados y sobrecalentados)

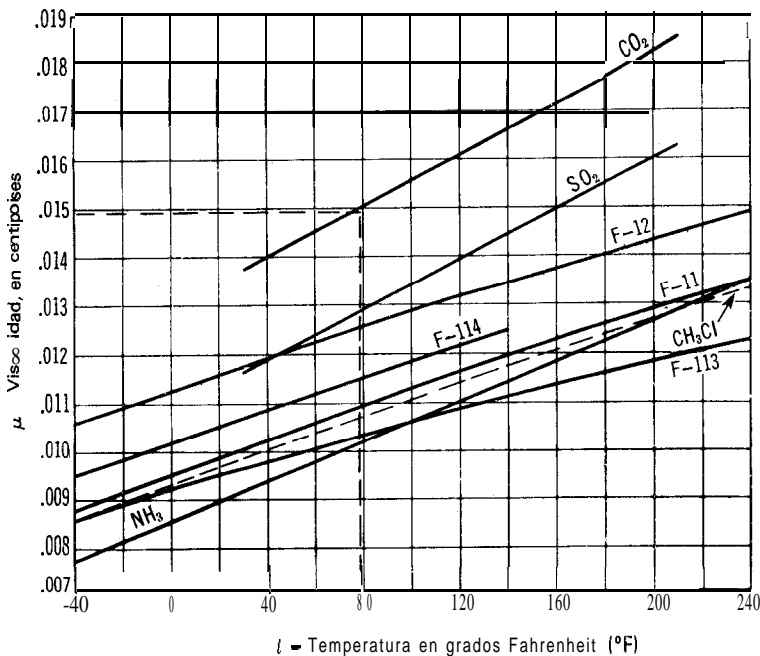


A-4b. — Viscosidad de gases y vapores de hidrocarburos

Viscosidad de gases diversos



Viscosidad de vapores refrigerantes (vapores saturados y sobrecalentados)



A-5a. Propiedades físicas del agua

Temperatura del agua	Presión de saturación	Volumen específico	Densidad
t	P'	$v \times 10^3$	P
Grados centígrados	Bar absolutos	Decímetros cúbicos por kilogramo	Kilogramos por metro cúbico
.01	.006112	1.0002	999.8
5	.008719	1.0001	999.9
10			
15	.017041	1.0000	999.9
20	.023368	1.0018	998.2
25			
35	.042408	1.0010	997.0
40	.073750	1.0079	992.2
45	.09582	1.0099	990.2
55	.15740	1.0101	986.7
60	.19919	1.0171	983.2
65	.25008	1.0199	980.5
70			
75	.31160	1.0229	977.8
80	.47359	1.0290	971.8
85			
90	.70108	1.0359	966.3
95			
100	1.084526	1.0386	961.9
110	1.4326	1.0515	951.0
120	1.9853	1.0603	943.1
130	2.7012	1.0697	934.8
140	3.6136	1.0798	926.1
		1.0906	
150	4.7597	1.1021	916.9
		1.1144	907.4
160	6.2205	1.1144	897.3
180	10.0271	1.1275	886.9
190	12.552	1.1415	876.0
200	15.551	1.1565	864.7
225	25.504	1.1992	833.9
250	39.776	1.2512	799.2
275	59.49	1.3168	759.4
300	85.92	1.4036	712.5
325	120.57	1.5289	654.1
350	165.37	1.741	574.4
374.15	221.20	3.170	315.5

Para convertir el volumen específico de decímetros cúbicos por kilogramo (dm^3/kg) a metros cúbicos por kilogramo (m^3/kg) diviéndanse los valores de la tabla entre 10^3 .

Para convertir la densidad en kilogramos por metro cúbico (kg/m^3) a kilogramos por litro (kg/litro) diviéndanse los valores de la tabla entre 10^3 .

Peso específico del agua a $15^\circ\text{C} = 1.00$

Los datos de presión y volumen se han obtenido con permiso de HMSO, del "Steam Tables 1964" (Tablas de vapor de agua 1964) del *U.K. National Engineering Laboratory*.

A-5b. — Propiedades físicas del agua

Temperatura del agua	Presión de saturación	Volumen específico	Densidad	Peso
	P'	\bar{V}	P	
grados Fahrenheit	lb/pulg ² abs.	pie ³ /lb	lb/pie ³	libras/galón
32	0.08859	0.016022	62.414	8.3436
40	0.12163	0.016019	62.426	8.3451
50	0.17796	0.016023	62.410	8.3430
60	0.25611	0.016033	62.371	8.3378
70	0.36292	0.016050	62.305	8.3290
80	0.50683	0.016072	62.220	8.3176
90	0.69813	0.016099	62.116	8.3037
100	0.94924	0.016130	61.996	8.2877
110	1.2750	0.016165	61.862	8.2698
120	1.6927	0.016204	61.7132	8.2498
130	2.2230	0.016247	61.550	8.2280
140	2.8892	0.016293	61.376	8.2048
150	3.7184	0.016343	61.188	8.1797
160	4.7414	0.016395	60.994	8.1537
170	5.9926	0.016451	60.787	8.1260
180	7.5110	0.016510	60.569	8.0969
190	9.340	0.016572	60.343	8.0667
200	11.526	0.016637	60.107	8.0351
210	14.123	0.016705	59.862	8.0024
212	14.696	0.016719	59.812	7.9957
220	17.186	0.016775	59.613	7.9690
240	24.968	0.016926	59.081	7.8979
260	35.427	0.017089	58.517	7.8226
280	49.200	0.017264	57.924	7.7433
300	67.005	0.01745	57.307	7.6608
350	134.604	0.01799	55.586	7.4308
400	247.259	0.01864	53.648	7.1717
450	422.55	0.01943	51.467	6.8801
500	680.86	0.02043	48.948	6.5433
550	1045.43	0.02176	45.956	6.1434
600	1543.2	0.02364	42.301	5.6548
650	2208.4	0.02674	37.397	4.9993
700	3094.3	0.03662	27.307	3.6505

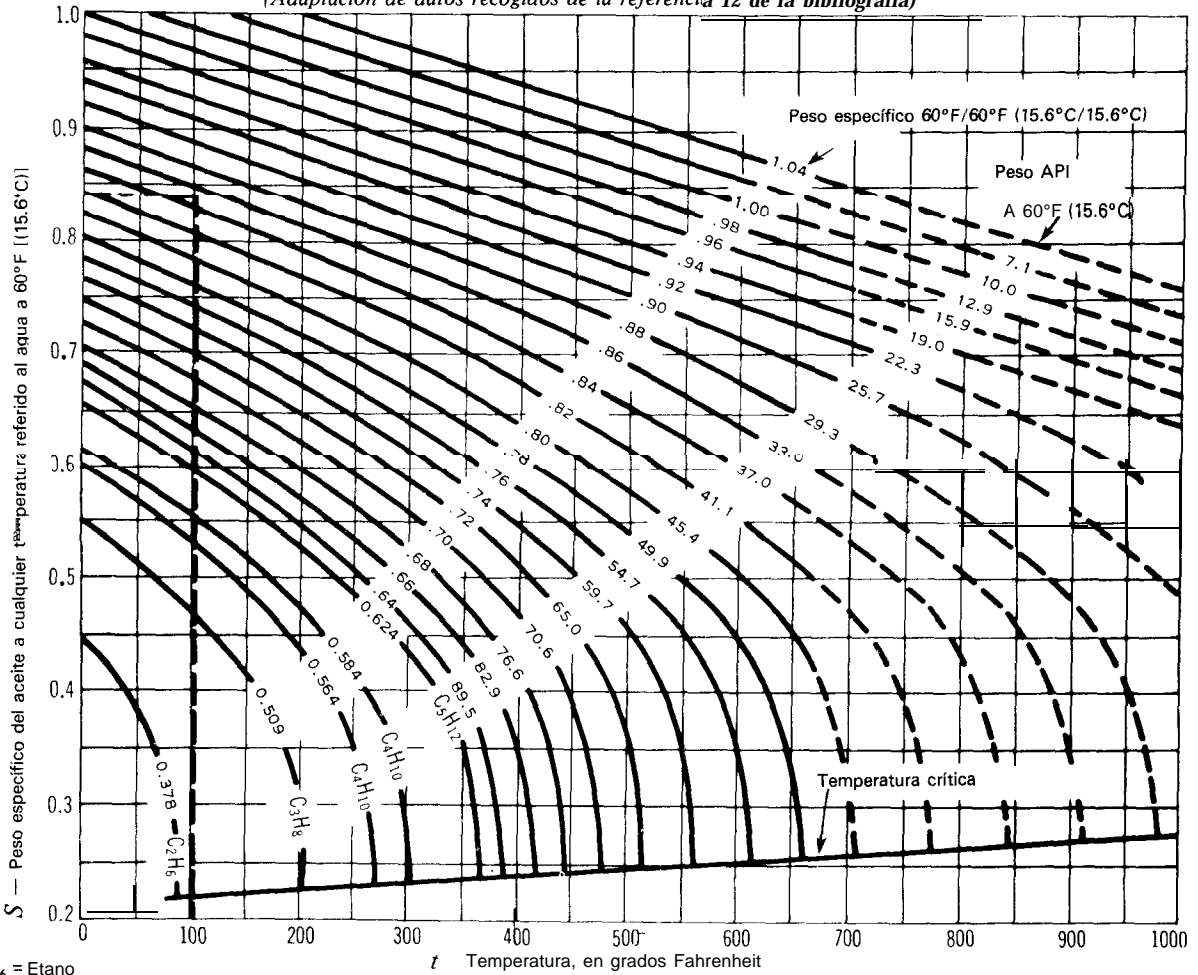
Peso específico del agua a 60°F = 1.00

El peso por galón está basado en 7.40052 galones por pie cúbico.

Los datos de presión y volumen se han obtenido de ASME Steam Tables (1967) con permiso del editor, The American Society of Mechanical Engineers, New York, N.Y.

A-6. Relación peso específico — temperatura, para aceites derivados del petróleo

(Adaptación de datos recogidos de la referencia 12 de la bibliografía)



C₂H₆ = Etano
 C₃H₈ = Propano iC₄H₁₀ = isobutano
 C₄H₁₀ = Butano iC₅H₁₂ = isopentano

Ejemplo: El peso específico de un aceite a 60°F es 0.85. El peso específico a 100°F es de 0.83.

Para encontrar la densidad de un aceite a determinada temperatura, cuando se conoce su peso específico a 60°F/60°F (15.6°C/15.6°C), multiplíquese el peso específico del aceite a esa temperatura (véase nomograma de arriba) por 62.4 que es la densidad del agua a 60°F (15°C).

A-7a. Propiedades físicas de algunos gases (Valores aproximados a 20°C y 1.01325 bar)

c_p = calor específico a presión constante

c_v = calor específico a volumen constante

Nombre del gas	Fórmula química o símbolo	Peso molecular aproximado M	Densidad kg/m^3 ρ	Peso específico con relación al aire S_g	Constante individual del gas R J/kg K	Calor específico a temperatura ambiente J/kg K		Capacidad calorífica por metro cúbico J/m ³ K		γ igual a c_p/c_v
						c_p	c_v	c_p	c_v	
Acetileno (etino)	C_2H_2	26.0	1.0925	0.907	320	1465	1127	1601	1231	1.30
Aire		29.0	1.2045	1.000	287	1009	721	1215	868	1.40
Amoniaco	NH ₃	17.0	0.7179	0.596	490	2190	1659	1572	1191	1.32
Argón	A	39.9	1.6610	1.379	208	519	311	862	517	1.67
1-Butano	C_4H_{10}	58.1	2.4897	2.067	143	1654	1490	4118	3710	1.11
Dióxido de carbono	CO_2	44.0	1.8417	1.529	189	858	660	1580	1216	1.30
Monóxido de carbono	CO	28.0	1.1648	0.967	297	1017	726	1185	846	1.40
Cloro	Cl_2	70.9	2.9944	2.486	117	481	362	1440	1084	1.33
Etano	C_2H_6	30.0	1.2635	1.049	277	1616	1325	2042	1674	1.22
Etileno	C_2H_4	28.0	1.1744	0.975	296	1675	1373	1967	1612	1.22
Helio	He	4.0	0.1663	0.1381	2078	5234	3153	870	524	1.66
Ácido clorhídrico	HCl	36.5	1.5273	1.268	2078	800	567	1222	866	1.41
Hidrógeno	H_2	2.0	0.0837	0.0695	4126	14319	10155	1199	850	1.41
Sulfuro de hidrógeno	H_2S	34.1	1.4334			1017	782	1458	1121	1.30
Metano	CH_4	16.0	0.6673	0.5541/190	518/190	2483	1881	1657	1255	1.32
Cloruro de metilo	CH_3Cl	50.5	2.1500	1.785	165	1005	838	2161	1800	1.20
Gas natural'		19.5	0.8034	0.667	426	2345	1846	1884	1483	1.27
Óxido nítrico	N_2O	30.0	1.2491	1.037	277	967	691	1208	863	1.40
Nitrógeno	N_2	28.0	1.1648	0.967	297	1034	733	1204	854	1.41
Óxido nitroso		44.0	1.8429	1.530	189	925	706	1705	1301	1.31
Oxígeno	O_2	32.0	1.3310	1.105	260	909	649	1210	864	1.40
Propano	C_3H_8	44.1	1.8814	1.562	188	1645	1430	3095	2690	1.15
Propano propileno	C_3H_6	42.1	1.7477	1.451	198	1499	1315	2620	2298	1.14
Dióxido de azufre	SO_2	64.1	2.7270	2.264	129	645	512	1759	1396	1.26

"Valores orientativos; las características exactas requieren el conocimiento exacto de los componentes.

Notas: Donde aparezcan Kelvin en la tabla anterior, puede sustituirse por grados centígrados. Por ejemplo, kJ/kg, K puede escribirse kJ/kg°C.

Los valores del peso molecular, peso específico, constante individual del gas y calor específico se han obtenido en base a la Tabla 24 de la referencia 22 de la bibliografía-valores aproximados que provienen de diferentes fuentes.

Los valores de la densidad se han obtenido multiplicando la densidad del aire seco a 20°C, 1.01325 bar por peso específico del gas, es decir 1.2045 por S_g .

La densidad del aire se obtuvo de la referencia 14 de la bibliografía.

A-7b. Propiedades físicas de algunos gases (Valores aproximados a 68°F y 14.7 lb/pulg²)

c_p = calor específico a presión constante

c_v = calor específico a volumen constante

Nombre del gas	Fórmula química o símbolo	Peso molecular aproximado <i>M</i>	Densidad lb/pie ³ ρ	Peso específico con relación al aire <i>S_g</i>	Constante individual del gas <i>R</i>	Calor específico a temperatura ambiente Btu /Lb °F		Capacidad calorífica por pie cúbico		<i>k</i> igual a c_p/c_v
						<i>c_p</i>	<i>c_v</i>	<i>c_p</i>	<i>c_v</i>	
Acetileno (etino)	C ₂ H ₂	26.0	.0682	0.907	59.4	0.350	0.269	.0239	.0184	1.30
Aire		29.0	.0752	1.000	53.3	0.241	0.172	.0181	.0129	1.40
Amoniaco	NH ₃	17.0	.0448	0.596	91.0	0.523	0.396	.0234	.0178	1.32
Argón	A	39.9	.1037	1.379	38.7	0.124	0.074	.0129	.0077	1.67
n-Butano	C ₄ H ₁₀	58.1	.1554	2.067	26.5	0.395	0.356	.0614	.0553	1.11
Dióxido de carbono	CO ₂	44.0	.1150	1.529	35.1	0.205	0.158	.0236	.0181	1.30
Monóxido de carbono	CO	28.0	.0727	0.967	55.2	0.243	0.173	.0177	.0126	1.40
Cloro	Cl ₂	70.9	.1869	2.486	21.8	0.115	0.086	.0215	.0162	1.33
Etano	C ₂ H ₆	30.0	.0789	1.049	51.5	0.386	0.316	.0305	.0250	1.22
Etileno	C ₂ H ₄	28.0	.0733	0.975	55.1	0.400	0.329	.0293	.0240	1.22
Helio	He	4.0	.01039	0.1381	386.3	1.250	0.754	.0130	.0078	1.66
Ácido clorhídrico	HCl	36.5	.0954	1.268	42.4	0.191	0.135	.0182	.0129	1.41
Hidrógeno	H ₂	2.0	.00523	0.0695	766.8	3.420	2.426	.0179	.0127	1.41
Sulfuro de hidrógeno	H ₂ S	34.1	.0895	1.190	45.2	0.243	0.187	.0217	.0167	1.30
Metano	CH ₄	16.0	.0417	0.554	96.4	0.593	0.449	.0247	.0187	1.32
Cloruro de metilo	CH ₃ Cl	50.5	.1342	1.785	30.6	0.240	0.200	.0322	.0268	1.20
Gas natural*	—	19.5	.0502	0.667	79.1	0.560	0.441	.0281	.0221	1.27
Oxido nítrico	NO	30.0	.0780	1.037	51.5	0.231	0.165	.0180	.0129	1.40
Nitrógeno	N ₂	28.0	.0727	0.967	55.2	0.247	0.176	.0180	.0127	1.41
Oxido nitroso	N ₂ O	44.0	.1151	1.530	35.1	0.221	0.169	.0254	.0194	1.31
Oxígeno	O ₂	32.0	.0831	1.105	48.3	0.217	0.155	.0180	.0129	1.40
Propano	C ₃ H ₈	44.1	.1175	1.562	35.0	0.393	0.342	.0462	.0402	1.15
Propano propileno	C ₃ H ₆	42.1	.1091	1.451	36.8	0.358	0.314	.0391	.0343	1.14
Dióxido de azufre	SO ₂	64.1	.1703	2.264	24.0	0.154	0.122	.0262	.0208	1.26

Los valores del peso molecular, peso específico, constante individual del gas y del calor específico se obtuvieron de la Tabla 24 de la referencia 22 de la bibliografía.

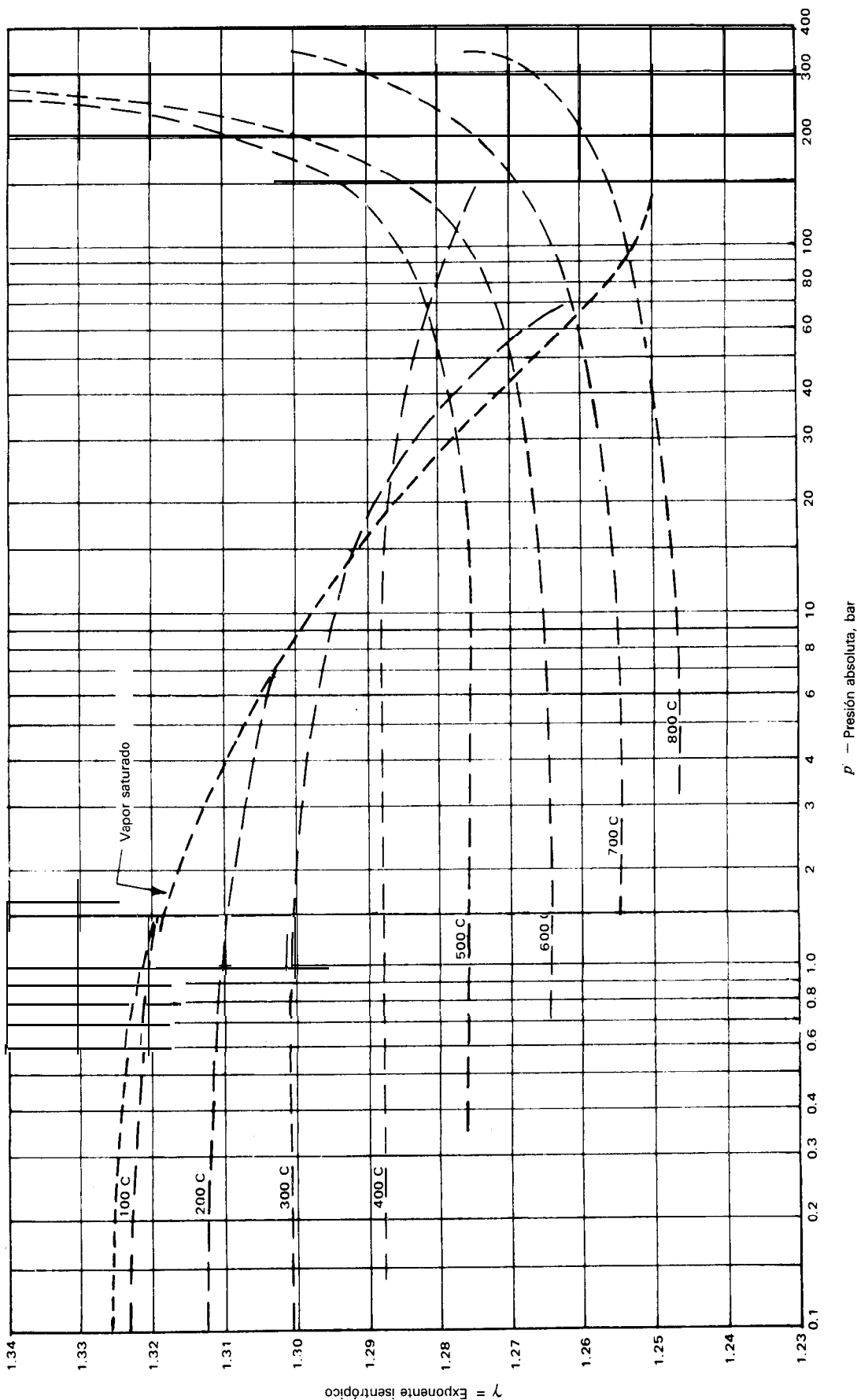
Los valores de la densidad se obtuvieron multiplicando la densidad del aire por el peso específico del gas.

Para obtener densidades a 60°F y 14.7 lb/pulg² multiplíquense los valores por 1.0154.

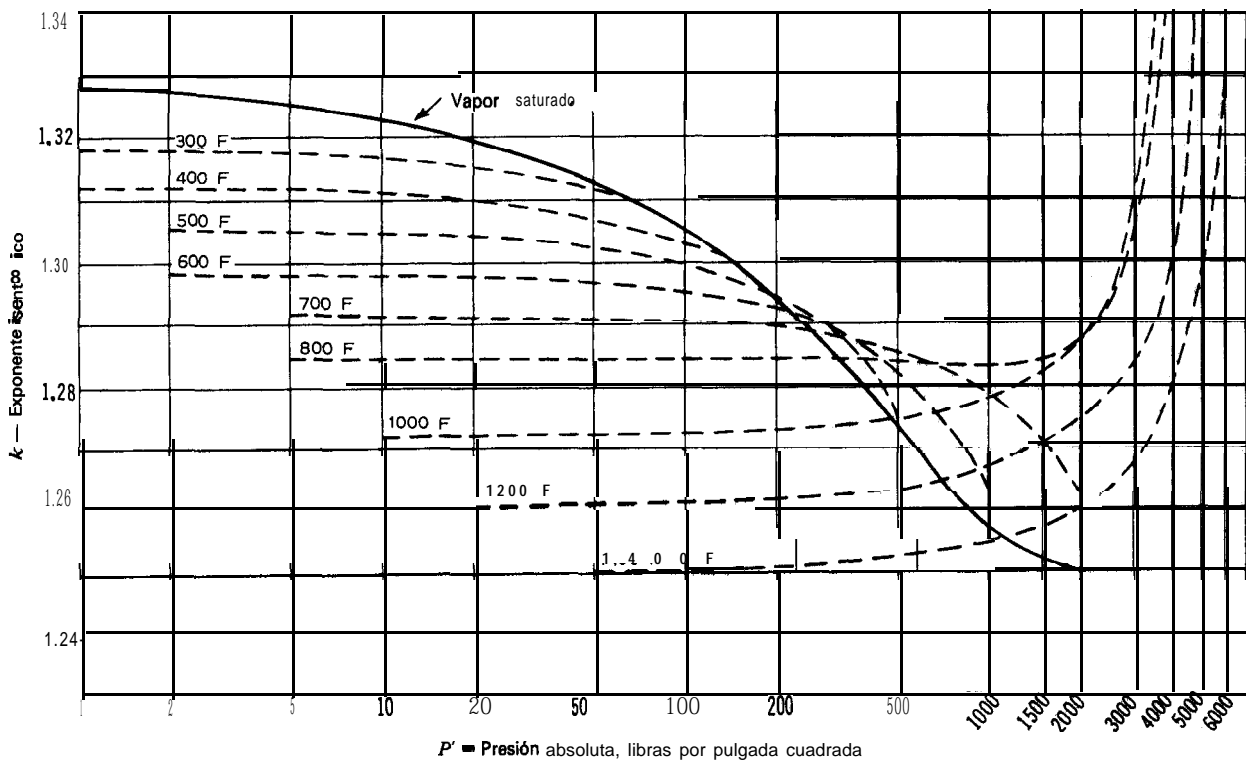
Los valores del gas natural sólo son representativos.

Las características exactas requieren conocimiento de los constitutivos específicos.

A-8a. Vapor de agua - Valores del exponente isentrópico, γ^{20}



Para pequeños cambios de presión (o volumen) a lo largo de una línea isentrópica, $p \nu^\gamma = \text{constante}$

A-8b. Vapor de agua — Valores del exponente isentrópico, K^{14} 

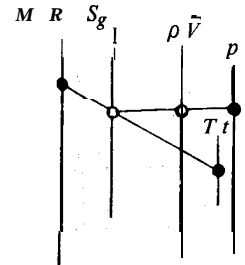
Para cambios pequeños de presión (o volumen) a lo largo de una línea isentrópica $pv^k = \text{constante}$

Densidad y volumen específico de gases y vapores

Los nomogramas A-10a y A-10b están contruidos con base en las fórmulas:

$$\rho = \frac{10^5 p'}{RT} = \frac{12.03 M p' S_g}{T} = \frac{349 p' S_g}{T}$$

$$\rho = \frac{144 P'}{RT} = \frac{M P'}{10.72 T} = \frac{2.70 P' S_g}{T}$$



donde: $p' = 1.013 + p'$ $P' = 14.7 + P$
 $T = 273 + t$ $T = 460 + t$

constante universal de los gases = $R = 8314$

Peso molecular del aire = $M_{aire} = 29$

Ejemplo a: ¿Cuál es la densidad del CH₄ seco, si se encuentra a una temperatura de 40°C (100°F) y una presión manométrica de 1.0 bar (15 libras/pulgada²)?

Solución: Véase en las tablas A-7 el peso molecular, peso específico y la constante individual del gas, Unir en los nomogramas A-10a y b el 519 (96.4) de la escala de R con el 40 (100) de la escala de temperatura t y marcar la intersección con la escala del índice 1. Unir este punto con el valor 1.0 (15.0) de la escala de presiones p y léase la respuesta 1.24 kilogramos por metro cúbico (0.08 libras por pie cúbico) en la escala de densidades p .

A-9a. Densidad del aire

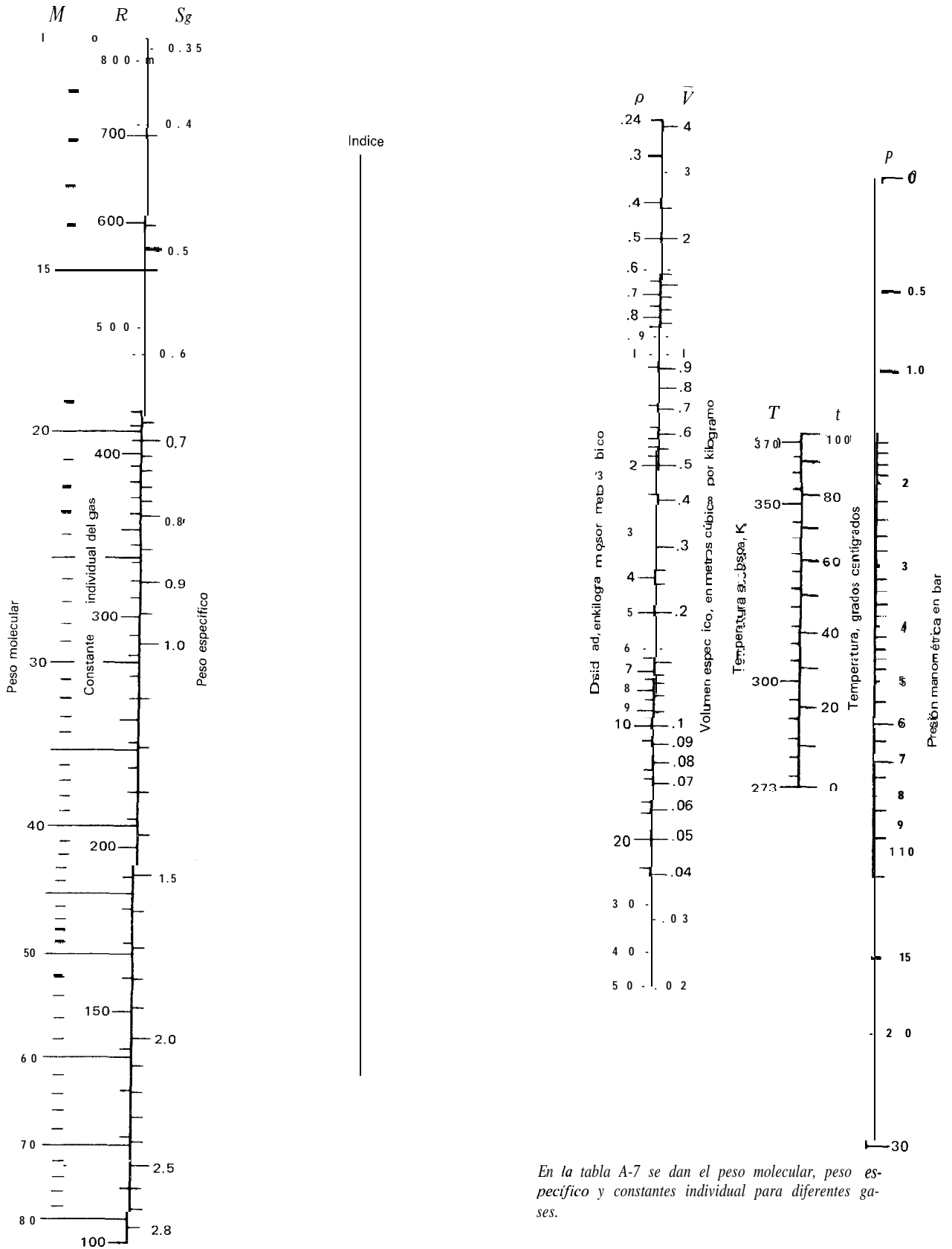
Temp. del aire °C	Densidad del aire en kilogramos por metro cúbico para las presiones manométricas en bar indicadas (Basado en una presión atmosférica de 1.01325 bar y un peso molecular de 28.97)																		
	0 bar	0.5 bar	1 bar	2 bar	3 bar	4 bar	5 bar	6 bar	7 bar	8 bar	9 bar	10 bar	11 bar	12 bar	13 bar	14 bar	15 bar	16 bar	17 bar
0°	1.293	1.930	2.568	3.844	5.12	6.39	7.67	8.95	10.22	11.50	12.77	14.05	15.32	16.60	17.88	19.15	20.43	21.70	22.98
5	1.269	1.896	2.522	3.775	5.03	6.28	7.53	8.78	10.04	11.29	12.54	13.80	15.05	16.30	17.55	18.81	20.06	21.31	22.56
10	1.247	1.862	2.477	3.708	4.93	6.17	7.40	8.63	9.86	11.09	12.32	13.55	14.78	16.01	17.24	18.47	19.71	20.94	22.17
15	1.225	1.830	2.435	3.644	4.85	6.06	7.27	8.48	9.69	10.90	12.11	13.32	14.53	15.74	16.95	18.15	19.36	20.57	21.78
20	1.204	1.799	2.393	3.581	4.77	5.96	7.15	8.34	9.52	10.71	11.90	13.09	14.28	15.47	16.66	17.84	19.03	20.22	21.41
25	1.184	1.768	2.353	3.522	4.69	5.86	7.03	8.20	9.37	10.53	11.70	12.87	14.04	15.21	16.38	17.55	18.71	19.88	21.05
30	1.165	1.739	2.314	3.463	4.61	5.76	6.91	8.06	9.21	10.36	11.51	12.66	13.81	14.96	16.11	17.26	18.41	19.55	20.70
35	1.146	1.711	2.277	3.407	4.54	5.67	6.80	7.93	9.06	10.19	11.32	12.45	13.58	14.72	15.85	16.98	18.11	19.24	20.37
40	1.127	1.684	2.240	3.353	4.47	5.58	6.69	7.80	8.92	10.03	11.14	12.25	13.37	14.48	15.59	16.71	17.82	18.93	20.04
50	1.093	1.632	2.171	3.249	4.33	5.41	6.48	7.56	8.64	9.72	10.80	11.88	12.95	14.03	15.11	16.19	17.27	18.35	19.42
60	1.060	1.583	2.106	3.152	4.20	5.24	6.29	7.33	8.38	9.43	10.47	11.52	12.56	13.61	14.66	15.70	16.75	17.79	18.84
70	1.028	1.537	2.044	3.060	4.08	5.09	6.11	7.12	8.14	9.15	10.17	11.18	12.20	13.21	14.23	15.24	16.26	17.28	18.29
80	1.0	1.493	1.986	2.973	3.960	4.95	5.93	6.92	7.91	8.89	9.88	10.87	11.85	12.84	13.83	14.81	15.80	16.79	17.77
90	0.972	1.452	1.932	2.891	3.851	4.81	5.77	6.73	7.69	8.65	9.61	10.57	11.53	12.49	13.45	14.41	15.36	16.32	17.28
100	0.946	1.413	1.880	2.814	3.748	4.68	5.62	6.55	7.48	8.42	9.35	10.28	11.22	12.15	13.09	14.02	14.95	15.89	16.82
120	0.898	1.342	1.784	2.671	3.557	4.44	5.33	6.21	7.10	7.99	8.87	9.76	10.65	11.53	12.42	13.31	14.19	15.08	15.97
140	0.855	1.276	1.698	2.541	3.385	4.23	5.07	5.91	6.76	7.60	8.45	9.29	10.13	10.97	11.82	12.66	13.51	14.35	15.19
160	0.815	1.217	1.620	2.424	3.229	4.03	4.84	5.64	6.45	7.25	8.06	8.86	9.66	10.47	11.27	12.08	12.88	13.69	14.49
180	0.779	1.164	1.548	2.317	3.086	3.855	4.62	5.39	6.16	6.93	7.70	8.47	9.24	10.01	10.77	11.54	12.31	13.08	13.85
200	0.746	1.114	1.483	2.219	2.955	3.692	4.43	5.16	5.90	6.64	7.37	8.11	8.85	9.58	10.32	11.06	11.79	12.53	13.26
220	0.716	1.069	1.423	2.129	2.836	3.542	4.25	4.96	5.66	6.37	7.08	7.78	8.49	9.20	9.90	10.61	11.31	12.02	12.73
240	0.688	1.027	1.367	2.046	2.725	3.404	4.08	4.76	5.44	6.12	6.80	7.48	8.16	8.84	9.51	10.19	10.87	11.55	12.23
260	0.662	0.989	1.316	1.969	2.623	3.277	3.930	4.58	5.24	5.89	6.54	7.20	7.85	8.51	9.16	9.81	10.47	11.12	11.77
280	0.638	0.953	1.268	1.898	2.528	3.158	3.783	4.42	5.05	5.68	6.31	6.94	7.57	8.20	8.83	9.46	10.09	10.72	11.35
300	0.616	0.920	1.224	1.832	2.440	3.048	3.657	4.26	4.87	5.48	6.09	6.70	7.30	7.91	8.52	9.13	9.74	10.34	10.95
	18 bar	19 bar	20 bar	30 bar	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar										
0°	24.25	25.53	26.81	39.6	52.3	65.1	77.8	90.6	103.3										
5	23.82	25.07	26.32	38.8	51.4	63.9	76.4	89.0	101.5										
10	23.40	24.63	25.86	38.2	50.5	62.8	75.1	87.4	99.7										
15	22.99	24.20	25.41	37.5	49.6	61.7	73.8	85.9	98.0										
20	22.56	23.79	24.98	36.9	48.7	60.6	72.5	84.4	96.3										
25	22.22	23.39	24.56	36.2	47.9	59.6	71.3	83.0	94.7										
30	21.85	23.00	24.15	35.6	47.1	58.7	70.1	81.6	93.1										
35	21.50	22.63	23.76	35.1	46.4	57.7	69.0	80.3	91.6										
40	21.16	22.27	23.38	34.5	45.6	56.8	67.9	79.0	90.1										
50	20.50	21.58	22.66	33.4	44.2	55.0	65.8	76.6	87.4										
60	19.88	20.93	21.98	32.4	42.9	53.4	63.8	74.3	84.7										
70	19.31	20.32	21.34	31.5	41.6	51.8	61.9	72.1	82.3										
80	18.76	19.75	20.73	30.6	40.5	50.3	60.2	70.1	79.9										
90	18.24	19.20	20.16	29.76	39.4	48.9	58.5	68.1	77.7										
100	17.75	18.69	19.62	28.96	38.3	47.6	57.0	66.3	75.6										
120	16.85	17.74	18.62	27.49	36.4	45.2	54.1	62.9	71.8										
140	16.04	16.88	17.72	26.17	34.6	43.0	51.5	59.9	68.3										
160	15.30	16.10	16.91	24.95	33.0	41.0	49.1	57.1	65.2										
180	14.62	15.34	16.16	23.85	31.5	39.2	46.9	54.6	62.3										
200	14.00	14.74	15.47	22.84	30.2	37.6	44.9	52.3	59.7										
220	13.43	14.14	14.85	21.91	28.98	36.0	43.1	50.2	57.2										
240	12.91	13.59	14.27	21.06	27.85	34.6	41.4	48.2	55.0										
260	12.43	13.08	13.73	20.27	26.81	33.3	39.9	46.4	53.0										
280	11.98	12.61	13.24	19.54	25.83	32.1	38.4	44.7	51.0										
300	11.56	12.17	12.78	18.86	24.94	31.0	37.1	43.2	49.3										

Tabla de densidades del aire

Las tablas A-9a se han calculado según la ley de los gases perfectos dada antes. La corrección debida a la supercompresibilidad, desviación de la ley de los gases perfectos, sería un valor inferior al 3% y no se ha tenido en cuenta.

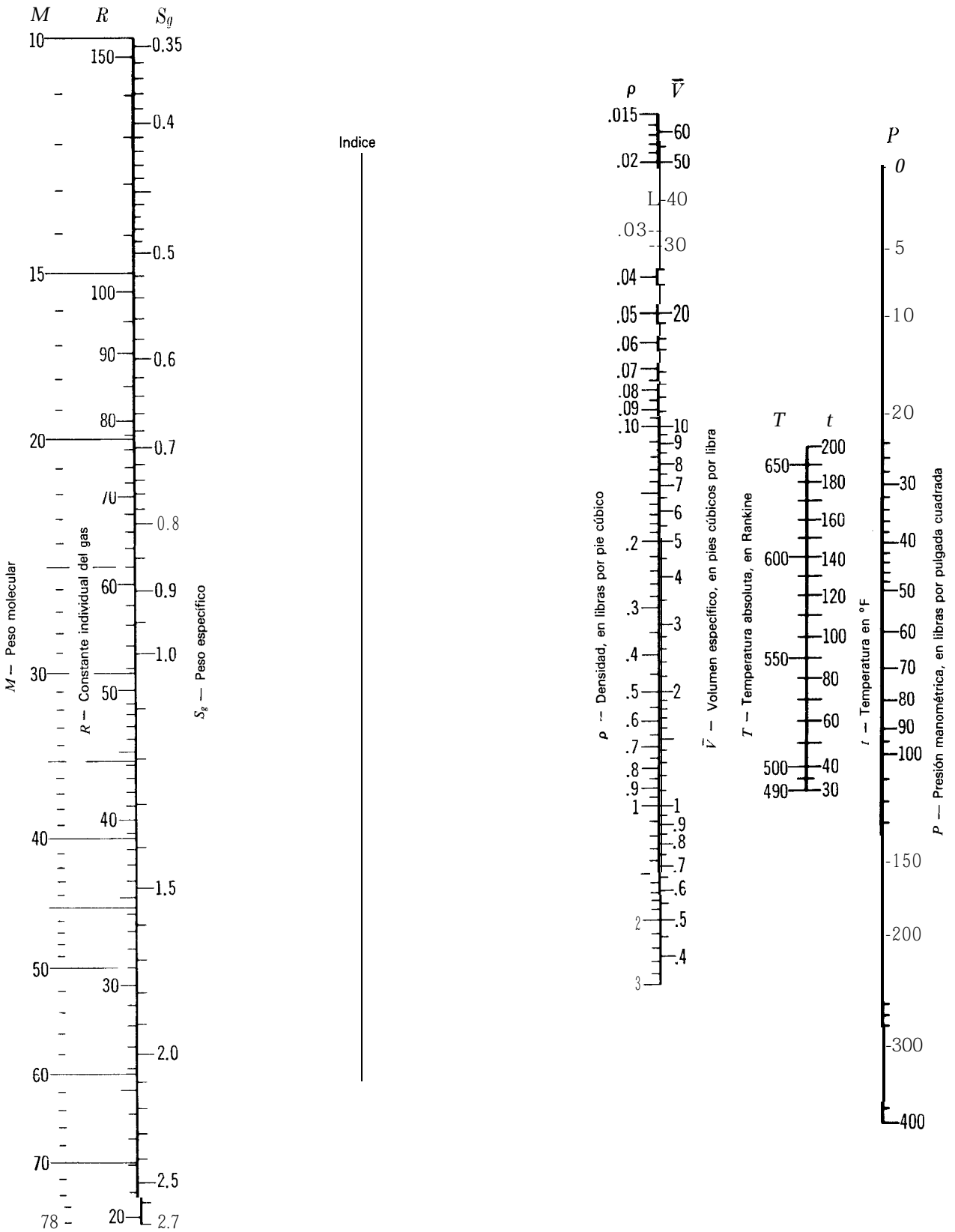
La densidad de otros gases puede determinarse a partir de estas tablas, multiplicando la densidad del aire por el peso específico del gas, con relación al aire, dado en las tablas A-7.

A-10a. Densidad y volumen específico de gases y vapores



En la tabla A-7 se dan el peso molecular, peso específico y constantes individual para diferentes gases.

A-10b. Densidad y volumen específico de gases y vapores



A-II. Composición volumétrica y peso
específico* de combustibles gaseosos 13, 30

Composición química en porcentaje volumétrico													Peso específico con relación al aire S_g
Tipo de gas	Hidró- geno	Monóxido de carbono	Metano	Etano	Propa- no	Pen- tanos y super	Butano	Etileno	Bencina	Oxígeno	Nitró- geno	Dióxido de carbono	
1 Gas natural, Pittsburgh			83.4	15.8							0.8		0.61
2 Gas pobre de hulla bituminosa	14.0	27.0	3.0							0.6	50.9	4.5	0.86
3 Gas de alto horno	1.0	27.5									60.0	11.5	1.02
4 Gas de agua de coque	47.3	37.0	1.3							0.7	8.3	5.4	0.57
5 Gas de agua carburado	40.5	34.0	10.2					6.1	2.8	0.5	2.9	3.0	0.63
6 Gas de hulla (retortas verticales continuas)	54.5	10.9	24.2					1.5	1.3	0.2	4.4	3.0	0.42
7 Gas de coque	46.5	6.3	32.1					3.5	0.5	0.8	8.1	2.2	0.44
8 Gas de refinería de petróleo (fase vapor)	13.1	1.2	23.3	21.7			21.7	39.6		1.0		0.1	0.89
9 Gas de petróleo (costa del Pacífico)	48.6	12.7	26.3					2.7	1.1	0.3	3.6	4.7	0.47
Gases típicos del Mar del Norte West Sole													
10 West Sole			94.0	3.3	0.6	0.2	0.2				1.2	0.5	0.594
11 Leman Bank			94.8	3.0	0.6	0.2	0.2				1.2	0.0	0.588
12 Infatigable			91.4	3.6	0.9	0.2	0.4				3.0	0.5	0.609
13 Hewett (Lower Bunter) Gas de agua de coque			92.6	3.6	0.9	0.3	0.4				2.2	0.0	0.603
14 Hewett (Upper Bunter)			81.9	6.0	2.5	0.2	0.4				8.9	0.1	0.657
15 Viking			90.8	4.3	1.1	0.3	0.5				2.5	0.5	0.616

*Densidad relativa

Gases del 1 al 9, reproducidos con permiso del "Mechanical Engineers Handbook", de L.S. Marks, 5ª Edición, McGraw-Hill Company, Inc.¹³Gases del 10 al 15 — datos extraídos de un informe preparado por un grupo de trabajo de la IGU, sobre intercambiabilidad de los gases, mayo 1976.³⁰

A-12a. Propiedades del vapor de agua saturado y agua saturada
 Unidades del S.I.

Presión absoluta bar	Temperatura °C	Volumen específico dm ³ /kg	Entalpía específica kJ/kg			Presión absoluta bar	Temperatura °C	Volumen específico dm ³ /kg	Entalpía específica kJ/kg		
			h_f	h_{fg}	h_g				h_f	h_{fg}	h_g
0.1	45.833	14674.6	191.8	2392.9	2584.8	6.0	158.838	315.47	670.4	2085.0	2755.5
0.2	60.086	7649.8	251.5	2358.4	2609.9	6.2	160.123	305.85	676.0	2080.9	2756.9
0.3	69.124	5229.3	289.3	2336.1	2625.4	6.4	161.376	296.81	681.5	2076.8	2758.2
0.4	75.886	3993.4	317.7	2319.2	2636.9	6.6	162.598	288.30	686.8	2072.7	2759.5
						6.8	163.791	280.27	692.0	2068.8	2760.8
0.5	81.345	3240.2	340.6	2305.4	2646.0	7.0	164.956	272.68	697.1	2064.9	2762.0
0.6	85.954	2731.8	359.9	2293.6	2653.6	7.2	166.095	265.50	702.0	2061.1	2763.2
0.7	89.959	2364.7	376.8	2283.3	2660.1	7.4	167.209	258.70	706.9	2057.4	2764.3
0.8	93.512	2087.0	391.7	2274.0	2665.8	7.6	168.300	252.24	711.7	2053.7	2765.4
0.9	96.713	1869.2	405.2	2265.6	2670.9	7.8	169.368	246.10	716.3	2050.1	2766.4
1.0	99.632	1693.7	417.5	2257.9	2675.4	8.0	170.415	240.26	720.9	2046.5	2767.5
1.1	102.317	1549.2	428.8	2250.8	2679.6	8.2	171.441	234.69	725.4	2043.0	2768.5
1.2	104.808	1428.1	439.4	2244.1	2683.4	8.4	172.448	229.38	729.9	2039.6	2769.4
1.3	107.133	1325.1	449.2	2237.8	2687.0	8.6	173.436	224.30	734.2	2036.2	2770.4
1.4	109.315	1236.3	458.4	2231.9	2690.3	8.8	174.405	219.45	738.5	2032.8	2771.3
1.5	111.372	1159.0	467.1	2226.2	2693.4	9.0	175.358	214.81	742.6	2029.5	2772.1
1.6	113.320	1091.1	475.4	2220.9	2696.2	9.2	176.294	210.36	746.8	2026.2	2773.0
1.7	115.170	1030.9	483.2	2215.7	2699.0	9.4	177.214	206.10	750.8	2023.0	2773.8
1.8	116.933	977.23	490.7	2210.8	2701.5	9.6	178.119	202.01	754.8	2019.8	2714.6
1.9	118.617	929.00	497.8	2206.1	2704.0	9.8	179.009	198.07	758.7	2016.7	2775.4
2.0	120.231	885.44	504.7	2201.6	2706.3	10.0	179.884	194.29	762.6	2013.6	2776.2
2.1	121.780	845.90	511.3	2197.2	2708.5	10.5	182.015	185.45	772.0	2005.9	2778.0
2.2	123.270	809.89	517.6	2193.0	2710.6	11.0	184.067	177.38	781.1	1998.5	2779.7
2.3	124.705	776.81	523.7	2188.9	2712.6	11.5	186.048	169.99	789.9	1991.3	2781.3
2.4	126.091	746.45	529.6	2184.9	2714.5	12.0	187.961	163.20	798.4	1984.3	2782.7
2.5	127.430	718.44	535.3	2181.0	2716.4	12.5	189.814	156.93	806.7	1977.4	2784.1
2.6	128.727	692.51	540.9	2177.3	2718.2	13.0	191.609	151.13	814.7	1970.7	2785.4
2.7	129.984	668.44	546.2	2173.6	2719.9	13.5	193.350	145.74	822.5	1964.2	2786.6
2.8	131.203	646.04	551.4	2170.1	2721.5	14.0	195.042	140.72	830.1	1957.7	2787.8
2.9	132.388	625.13	556.5	2166.6	2723.1	14.5	196.688	136.04	837.5	1951.4	2788.9
3.0	133.540	605.56	561.4	2163.2	2724.7	15.0	198.289	131.66	844.7	1945.2	2789.9
3.1	134.661	587.22	566.2	2159.9	2726.1	15.5	199.850	127.55	851.7	1939.2	2790.8
3.2	135.753	569.99	570.9	2156.7	2727.6	16.0	201.372	123.69	858.6	1933.2	2791.7
3.3	136.819	553.76	575.5	2153.5	2729.0	16.5	202.857	120.05	865.3	1927.3	2792.6
3.4	137.858	538.46	579.9	2150.4	2730.3	17.0	204.307	116.62	871.8	1921.5	2793.4
3.5	138.873	524.00	584.3	2147.4	2731.6	17.5	205.725	113.38	878.3	1915.9	2794.1
3.6	139.865	510.32	588.5	2144.4	2732.9	18.0	207.111	110.32	884.6	1910.3	2794.8
3.7	140.835	497.36	592.7	2141.4	2734.1	18.5	208.468	107.41	890.7	1904.7	2795.5
3.8	141.784	485.05	596.8	2138.6	2735.3	19.0	209.797	104.65	896.8	1899.3	2796.1
3.9	142.713	473.36	600.8	2135.7	2736.5	19.5	211.099	102.03	902.8	1893.9	2796.7
4.0	143.623	462.22	604.7	2133.0	2737.6	20.0	212.375	99.536	908.6	1888.6	2797.2
4.2	145.390	441.50	612.3	2127.5	2739.8	21.0	214.855	94.890	920.0	1878.2	2798.2
4.4	147.090	422.60	619.6	2122.3	2741.9	22.0	217.244	90.652	931.0	1868.1	2799.1
4.6	148.729	405.28	626.7	2117.2	2743.9	23.0	219.552	86.769	941.6	1858.2	2799.8
4.8	150.313	389.36	633.5	2112.2	2745.7	24.0	221.783	83.199	951.9	1848.5	2800.4
5.0	151.844	374.68	640.1	2107.4	2747.5	25.0	223.943	79.905	962.0	1839.0	2800.9
5.2	153.327	361.08	646.5	2102.7	2749.3	26.0	226.037	76.856	971.7	1829.6	2801.4
5.4	154.765	348.46	652.8	2098.1	2750.9	27.0	228.071	74.025	981.2	1820.5	2801.7
5.6	156.161	336.71	658.8	2093.7	2752.5	28.0	230.047	71.389	990.5	1811.5	2802.0
5.8	157.518	325.74	664.7	2089.3	2754.0	29.0	231.969	68.928	999.5	1802.6	2802.2

A-12a. Propiedades del vapor de agua saturado y agua saturada
Unidades del S.I. (continuación)

Presión absoluta bar	Temperatura °C	Volumen específico dm ³ /kg	Entalpía específica kJ/kg			Presión absoluta bar	Temperatura °C	Volumen específico dm ³ /kg	Entalpía específica kJ/kg		
			<i>h_f</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>h_g</i>				<i>h_f</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>h_g</i>
P _s	<i>t_s</i>	<i>v_g</i>	<i>h_f</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>h_g</i>	P _s	<i>t_s</i>	<i>v_g</i>	<i>h_f</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>h_g</i>
30.0	233.841	66.626	1008.4	1793.9	2802.3	90.0	303.306	20.495	1363.7	1380.9	2744.6
31.0	235.666	64.467	1017.0	1785.4	2802.3	92.0	304.887	19.964	1372.8	1368.6	2741.4
32.0	237.445	62.439	1025.4	1776.9	2802.3	94.0	306.443	19.455	1381.7	1356.3	2738.0
33.0	239.183	60.529	1033.7	1768.6	2802.3	96.0	307.973	18.965	1390.6	1344.1	2734.7
34.0	240.881	58.728	1041.8	1760.3	2802.1	98.0	309.479	18.494	1399.3	1331.9	2731.2
35.0	242.541	57.025	1049.8	1752.2	2802.0	100.0	310.961	18.041	1408.0	1319.7	2727.7
36.0	244.164	55.415	1057.6	1744.2	2801.7	104.0	313.858	17.184	1425.2	1295.3	2720.6
37.0	245.754	53.888	1065.2	1736.2	2801.4	108.0	316.669	16.385	1442.2	1270.9	2713.1
38.0	247.311	52.438	1072.7	1728.4	2801.1	112.0	319.402	15.639	1458.9	1246.5	2705.4
39.0	248.836	51.061	1080.1	1720.6	2800.8	116.0	322.059	14.940	1475.4	1222.0	2697.4
40.0	250.333	49.749	1087.4	1712.9	2800.3	120.0	324.646	14.283	1491.8	1197.4	2689.2
41.0	251.800	48.500	1094.6	1705.3	2799.9	124.0	327.165	13.664	1508.0	1172.6	2680.6
42.0	253.241	47.307	1101.6	1697.8	2799.4	128.0	329.621	13.078	1524.0	1147.6	2671.6
43.0	254.656	46.168	1108.5	1690.3	2798.9	132.0	332.018	12.523	1540.0	1122.3	2662.3
44.0	256.045	45.080	1115.4	1682.9	2798.3	136.0	334.357	11.996	1555.8	1096.7	2652.5
45.0	257.411	44.037	1122.1	1675.6	2797.7	140.0	336.641	11.495	1571.6	1070.7	2642.4
46.0	258.753	43.039	1128.8	1668.3	2797.0	144.0	338.874	11.017	1587.4	1044.4	2631.8
47.0	260.074	42.081	1135.3	1661.1	2796.4	148.0	341.057	10.561	1603.1	1017.6	2620.7
48.0	261.373	41.161	1141.8	1653.9	2795.7	152.0	343.193	10.125	1618.9	990.3	2609.2
49.0	262.652	40.278	1148.2	1646.8	2794.9	156.0	345.282	9.7072	1634.7	962.6	2597.3
50.0	263.911	39.429	1154.5	1639.7	2794.2	160.0	347.328	9.3076	1650.5	934.3	2584.9
52.0	266.373	37.824	1166.8	1625.7	2792.6	164.0	349.332	8.9248	1666.5	905.6	2572.1
54.0	268.763	36.334	1178.9	1611.9	2790.8	168.0	351.295	8.5535	1683.0	873.3	2556.3
56.0	271.086	34.947	1190.8	1598.2	2789.0	172.0	353.220	8.1912	1700.4	842.6	2543.0
58.0	273.347	33.651	1202.3	1584.7	2787.0	176.0	355.106	7.8395	1717.6	811.1	2528.7
60.0	275.550	32.438	1213.7	1571.3	2785.0	180.0	356.957	7.4977	1734.8	778.6	2513.4
62.0	277.697	31.300	1224.8	1558.0	2782.9	184.0	358.771	7.1647	1752.1	745.0	2497.1
64.0	279.791	30.230	1235.7	1544.9	2780.6	188.0	360.552	6.8386	1769.7	710.0	2479.7
66.0	281.837	29.223	1246.5	1531.9	2778.3	192.0	362.301	6.5173	1787.8	673.3	2461.0
68.0	283.835	28.272	1257.0	1518.9	2775.9	196.0	364.107	6.1979	1806.6	634.2	2440.7
70.0	285.790	27.373	1267.4	1506.0	2773.5	200.0	365.701	5.8767	1826.5	591.9	2418.4
72.0	287.702	26.522	1277.6	1493.3	2770.9	204.0	367.356	5.5485	1848.1	545.2	2393.3
74.0	289.574	25.715	1287.7	1480.5	2768.3	208.0	368.982	5.2051	1872.5	491.7	2364.3
76.0	291.408	24.949	1297.6	1467.9	2765.5	212.0	370.580	4.8314	1901.5	427.4	2328.9
78.0	293.205	24.220	1307.4	1455.3	2762.8	216.0	372.149	4.3919	1939.9	341.6	2281.6
80.0	294.968	23.525	1317.1	1442.8	2759.9	220.0	373.692	3.7279	2011.1	184.5	2195.6
82.0	296.697	22.863	1326.6	1430.3	2757.0						
84.0	298.394	22.231	1336.1	1417.9	2754.0	221.2	374.150	3.1700	2107.4	0.0	2107.4
86.0	300.060	21.627	1345.4	1405.5	2750.9						
88.0	301.697	21.049	1354.6	1393.2	2747.8						

Estas tablas de las propiedades del vapor de agua saturado y sobrecalentado se han extraído del "Steam Tables in S.I. Units - Característica Símbolo Unidad

Thermodynamic Properties of Water and Steam", con la autorización de los autores y editores, la Central Electricity Generating Board.
 Presión absoluta *p* bar (10⁵N/m²) absoluto
 Temperatura *t* °C
 Volumen específico *v* dm³/kg (10⁻³m³/kg)
 Entalpía específica *h* kJ/kg (10³J/kg)

Para los valores de saturación se usan los siguientes subíndices:

s saturación
f líquido saturado
g vapor saturado
fg incremento debido a la evaporación

Presión absoluta = Presión manométrica + 1.013 bar aprox.

1 bar = 10⁵N/m²= 14.5 lbf/pulgad² aproximadamente.

A-12b. Propiedades del vapor de agua saturado y agua saturada*

Presión absoluta		Pulg Hg, de vacío	Temperatura t °F	Entalpía del líquido Btu/lb.	Calor latente de evaporación Btu/lb.	Entalpía del vapor h _g Btu/lb.	Volumen específico V	
libras pulg ² P'	pulg. Hg						Agua pie ³ por lb	Vapor pie ³ por lb
0.08859	0.02	29.90	32.018	0.0003	1075.5	1075.5	0.016022	3302.4
0.10	0.20	29.72	35.023	3.026	1073.8	1076.8	0.016020	2945.5
0.15	0.31	29.61	45.453	13.498	1067.9	1081.4	0.016020	2004.7
0.20	0.41	29.51	53.160	21.217	1053.5	1084.7	0.016025	1526.3
0.25	0.51	29.41	59.323	27.382	1060.1	1087.4	0.016032	1235.5
0.30	0.61	29.31	64.484	32.541	1057.1	1089.7	0.016040	1039.7
0.35	0.71	29.21	68.939	36.992	1054.6	1091.6	0.016048	898.6
0.40	0.81	29.11	72.869	40.917	1052.4	1093.3	0.016056	792.1
0.45	0.92	29.00	76.387	44.430	1050.5	1094.9	0.016063	708.8
0.50	1.02	28.90	79.586	47.623	1048.6	1096.3	0.016071	641.5
0.60	1.22	28.70	85.218	53.245	1045.5	1098.7	0.016085	540.1
0.70	1.43	28.49	90.009	58.10	1042.7	1100.8	0.016099	466.94
0.80	1.63	28.29	94.38	62.39	1040.3	1102.6	0.016112	411.69
0.90	1.83	28.09	98.24	66.24	1038.1	1104.3	0.016124	368.43
1.0	2.04	27.88	101.74	69.73	1036.1	1105.8	0.016136	333.60
1.2	2.44	27.48	107.91	75.90	1032.6	1108.5	0.016158	280.96
1.4	2.85	27.07	113.26	81.23	1029.5	1110.7	0.016178	243.02
1.6	3.26	26.66	117.98	85.95	1026.8	1112.7	0.016196	214.33
1.8	3.66	26.26	122.22	90.18	1024.3	1114.5	0.016213	191.85
2.0	4.07	25.85	126.07	94.03	1022.1	1116.2	0.016230	173.76
2.2	4.48	25.44	129.61	97.57	1020.1	1117.6	0.016245	158.87
2.4	4.89	25.03	132.88	100.84	1018.2	1119.0	0.016260	146.40
2.6	5.29	24.63	135.93	103.88	1016.4	1120.3	0.016274	135.80
2.8	5.70	24.22	138.78	106.73	1014.7	1121.5	0.016287	126.67
3.0	6.11	23.81	141.47	109.42	1013.2	1122.6	0.016300	118.73
3.5	7.13	22.79	147.56	115.51	1009.6	1125.1	0.016331	102.74
4.0	8.14	21.78	152.96	120.92	1006.4	1127.3	0.016358	90.64
4.5	9.16	20.76	157.82	125.77	1003.5	1129.3	0.016384	83.03
5.0	10.18	19.74	162.24	130.20	1000.9	1131.1	0.016407	73.532
5.5	11.20	18.72	166.29	134.26	998.5	1132.7	0.016430	67.249
6.0	12.22	17.70	170.05	138.03	996.2	1134.2	0.016451	61.984
6.5	13.23	16.69	173.56	141.54	994.1	1135.6	0.016472	57.506
7.0	14.25	15.67	176.84	144.83	992.1	1136.9	0.016491	53.650
7.5	15.27	14.65	179.93	147.93	990.2	1138.2	0.016510	50.294
8.0	16.29	13.63	182.86	150.87	988.5	1139.3	0.016527	47.345
8.5	17.31	12.61	185.63	153.65	986.8	1140.4	0.016545	44.733
9.0	18.32	11.60	188.27	156.30	985.1	1141.4	0.016561	42.402
9.5	19.34	10.58	190.80	158.84	983.6	1142.4	0.016577	40.310
10.0	20.36	9.56	193.21	161.26	982.1	1143.3	0.016592	38.420
11.0	22.40	7.52	197.75	165.82	979.3	1145.1	0.016622	35.142
12.0	24.43	5.49	201.96	170.05	976.6	1146.7	0.016650	32.394
13.0	26.47	3.45	205.88	174.00	974.2	1148.2	0.016676	30.057
14.0	28.50	1.42	209.56	177.71	971.9	1149.6	0.016702	28.043

Libras por pulg ²		Temperatura t °F	Entalpía del líquido Btu/lb.	Calor latente de evaporación Btu/lb.	Entalpía del vapor h _g Btu/lb.	Volumen específico V	
Absoluta P'	Manométrica P					Agua pie ³ por lb	Vapor pie ³ por lb
14.696	0.0	212.00	180.17	970.3	1150.5	0.016719	26.799
15.0	0.3	213.03	181.21	969.7	1150.9	0.016726	26.290
16.0	1.3	216.32	184.52	967.6	1152.1	0.016749	24.750
17.0	2.3	219.44	187.66	965.6	1153.2	0.016771	23.385
18.0	3.3	222.41	190.66	963.7	1154.3	0.016793	22.168
19.0	4.3	225.24	193.52	961.8	1155.3	0.016814	21.074
20.0	5.3	227.96	196.27	960.1	1156.3	0.016834	20.087
21.0	6.3	230.57	198.90	958.4	1157.3	0.016854	19.190
22.0	7.3	233.07	201.44	956.7	1158.1	0.016873	18.373
23.0	8.3	235.49	203.88	955.1	1159.0	0.016891	17.624
24.0	9.3	237.82	206.24	953.6	1159.8	0.016909	16.936
25.0	10.3	240.07	208.52	952.1	1160.6	0.016927	16.301
26.0	11.3	242.25	210.7	950.6	1161.4	0.016944	15.7138
27.0	12.3	244.36	212.9	949.2	1162.1	0.016961	15.1684
28.0	13.3	246.41	214.9	947.9	1162.8	0.016977	14.6607
29.0	14.3	248.40	217.0	946.5	1163.5	0.016993	14.1869
30.0	15.3	250.34	218.9	945.2	1164.1	0.017009	13.7436
31.0	16.3	252.22	220.8	943.9	1164.8	0.017024	13.3280
32.0	17.3	254.05	222.7	942.7	1165.4	0.017039	12.9376
33.0	18.3	255.84	224.5	941.5	1166.0	0.017054	12.5700
34.0	19.3	257.58	226.3	940.3	1166.6	0.017069	12.2234

*Extraídas de las "Tablas de vapor de agua", ASME (1967).

A-13b. Propiedades del vapor de agua sobrecalentado (continuación)

Presión libras por pulg ²		Temp de sa	Temperatura total °F (t)											
Abs. P'	Man. P	t	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°	
380.1	365.3	439.6	∇ h _g	1.3606 1247.7	1.5598 1309.0	1.7410 1364.5	1.9139 1417.9	2.0825 1470.18	2.2484 1523.18	2.4124 1577.4	2.5750 1631.5	2.7365 1686.5	2.8973 1742.2	3.0572 1798.5
400.1	385.3	444.6	∇ h _g	1.2841 1245.1	1.4763 1307.4	1.6499 1363.4	1.8151 1417.10	1.9759 1470.1	2.1339 1523.3	2.2901 1576.9	2.4450 1631.2	2.5987 1686.2	2.7515 1741.9	2.9037 1798.2
420.f	405.3	449.4	∇ h _g	1.2148 1242.4	1.4007 1305.8	1.5676 1362.3	1.7258 1416.2	1.8795 1469.4	2.0304 1522.7	2.1795 1576.4	2.3273 1630.3	2.4739 1685.3	2.6196 1741.6	2.7647 1798.0
440.(425.3	454.0	∇ h _g	1.1517 1239.7	1.3319 1304.2	1.4926 1361.1	1.6445 1415.3	1.7913 1468.7	1.9363 1522.1	2.0790 1575.9	2.2203 1630.4	2.3605 1685.5	2.4998 1741.2	2.6384 1797.7
460.(445.3	458.5	∇ h _g	1.0939 1236.9	1.2691 1302.5	1.4242 1360.10	1.5703 1414.4	1.7117 1468.0	1.8504 1521.5	1.9872 1575.4	2.1226 1629.9	2.2569 1685.11	2.3903 1740.5	2.5230 1797.4
480.(465.3	462.82	∇ h _g	1.0409 1234.1	1.2115 1300.8	1.3615 1358.13	1.5023 1413.6	1.6384 1467.3	1.7716 1520.9	1.9030 1574.9	2.0330 1629.5	2.1615 1684.7	2.2900 1740.6	2.4173 1797.2
500.(485.3	467.01	∇ h _g	0.9919 1231.2	1.1584 1299.1	1.3037 1357.7	1.4397 1412.7	1.5708 1466.6	1.6992 1520.3	1.8256 1574.4	1.9507 1629.1	2.0746 1684.41	2.1977 1740.1	2.3200 1796.9
520.(505.3	471.07	∇ h _g	0.9461 1228.3	1.1094 1297.4	1.2504 1356.5	1.3819 1411.3	1.5085 1465.9	1.6323 1519.7	1.7542 1573.9	1.8746 1628.7	1.9940 1684.0	2.1125 1740.0	2.2302 1796.7
540.c	525.3	475.01	∇ h _g	0.9045 1225.3	1.0640 1295.7	1.2010 1355.3	1.3284 1410.9	1.4508 1465.1	1.5704 1519.1	1.6880 1573.4	1.8042 1628.2	1.9193 1683.6	2.0336 1739.7	2.1471 1796.4
560.(545.3	478.84	∇ h _g	0.8653 1222.2	1.0217 1293.9	1.1552 1354.2	1.2781 1410.0	1.3971 1464.4	1.5129 1518.6	1.6266 1572.9	1.7388 1627.8	1.8500 1683.3	1.9603 1739.4	2.0699 1796.1
580.0	565.3	482.57	∇ h _g	0.8287 1219.11	0.9824 1292.11	1.1125 1353.0	1.2324 1409.2	1.3473 1463.7	1.4593 1518.0	1.5693 1572.4	1.6780 1627.4	1.7855 1682.9	1.8921 1739.1	1.9980 1795.9
600.0	585.3	486.20	∇ h _g	0.7944 1215.9	0.9456 1290.3	1.0726 1351.8	1.1892 1408.3	1.3008 1463.0	1.4093 1517.4	1.5160 1571.9	1.6211 1627.0	1.7252 1682.6	1.8284 1738.8	1.9309 1795.6
650.0	635.3	494.89	∇ h _g	0.7173 1207.6	0.8634 1285.7	0.9835 1348.7	1.0929 1406.0	1.1969 1461.2	1.2979 1515.9	1.3969 1570.7	1.4944 1625.9	1.5909 1681.6	1.6864 1738.0	1.7813 1794.9
700.0	685.3	503.08	∇ h _g	0.6728 1281.0	0.7928 1345.6	0.9072 1345.6	1.0102 1403.7	1.1078 1459.4	1.2023 1514.4	1.2943 1569.4	1.3858 1624.8	1.4757 1680.7	1.5647 1737.2	1.6530 1794.3
750.0	735.3	510.84	∇ h _g	0.6313 1276.1	0.7413 1342.5	0.8409 1342.5	0.9386 1401.5	1.0306 1457.6	1.1195 1512.9	1.2063 1568.2	1.2916 1623.8	1.3759 1679.8	1.4592 1736.4	1.5419 1793.6
800.0	785.3	518.21	∇ h _g	0.6774 1271.1	0.7828 1339.31	0.8782 1339.31	0.9759 1399.1	0.9631 1455.8	1.0470 1511.4	1.1289 1566.5	1.2093 1622.7	1.2885 1678.9	1.3669 1735.7	1.4446 1792.9
850.0	835.3	525.24	∇ h _g	0.6296 1265.9	0.7315 1336.0	0.8205 1336.0	0.9034 1396.8	0.9034 1454.0	0.9830 1510.0	1.0606 1565.7	1.1366 1621.6	1.2115 1678.0	1.2855 1734.9	1.3588 1792.3
900.0	885.3	531.95	∇ h _g	0.5869 1260.6	0.6858 1332.7	0.7713 1394.4	0.8504 1452.2	0.8504 1508.5	0.9262 1508.5	0.9996 1564.4	1.0720 1620.6	1.1430 1677.1	1.2131 1734.1	1.2825 1791.6
950.0	935.3	538.39	∇ h _g	0.5485 1255.1	0.6449 1329.3	0.7272 1392.0	0.8030 1450.3	0.8753 1507.0	0.9455 1563.2	1.0142 1619.5	1.0817 1676.2	1.1484 1733.3	1.2143 1791.0	
1000.0	985.3	544.58	∇ h _g	0.5137 1249.3	0.6080 1325.9	0.6875 1389.6	0.7603 1448.5	0.8295 1505.4	0.8966 1561.9	0.9622 1618.4	1.0266 1675.3	1.0901 1732.5	1.1529 1790.3	
1050.0	035.3	550.53	∇ h _g	0.4821 1243.4	0.5745 1322.4	0.6515 1387.2	0.7216 1446.6	0.7881 1503.9	0.8524 1560.7	0.9151 1617.4	0.9767 1674.4	1.0373 1731.8	1.0973 1789.6	
1100.0	085.3	556.28	∇ h _g	0.4531 1237.3	0.5440 1318.8	0.6188 1384.7	0.6865 1444.7	0.7505 1502.4	0.8121 1559.4	0.8723 1616.3	0.9313 1673.5	0.9894 1731.0	1.0468 1789.0	
1150.0	135.3	561.82	∇ h _g	0.4263 1230.9	0.5162 1315.2	0.5889 1382.2	0.6544 1442.8	0.7161 1500.9	0.7754 1558.1	0.8332 1615.2	0.8899 1672.6	0.9456 1730.2	1.0007 1788.3	

A-13b. Propiedades del vapor de agua sobrecalentado (conclusión)

Presión libras por pulg. ²		Temp. de sat.	Temperatura total °F (t)										
Abs. P'	Man. P	t	650°	700°	750°	800°	900°	1000°	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°
1200.0	1185.3	567.19	0.4497 1271.8	0.4905 1311.5	0.5273 1346.9	0.5615 1379.7	0.6250 1440.9	0.6845 1499.1	0.74113 1556.9	0.7974 1614.2	0.8519 1671.6	0.90515 1729.4	0.9584 1787.6
1300.0	1285.3	577.42	0.4052 1261.9	0.4451 1303.9	0.4804 1340.8	0.5129 1374.5	0.5729 1437.1	0.6287 1496.3	0.6829 1554.3	0.7341 1612.0	0.7847 1669.8	0.8345 1727.5	0.8836 1786.3
1400.0	1385.3	587.07	0.3667 1251.4	0.4059 1296.1	0.4400 1334.5	0.4712 1369.3	0.5282 1433.1	0.5805 1493.2	0.6311 1551.8	0.6798 1609.9	0.7272 1668.0	0.7737 1726.3	0.8195 1785.0
1500.0	1485.3	596.210	0.3328 1240.2	0.3717 1287.9	0.4049 1328.0	0.4350 1364.0	0.4894 1429.7	0.5394 1490.1	0.5869 1549.2	0.6327 1607.7	0.6773 1666.2	0.7210 1724.8	0.7639 1783.7
1600.0	1585.3	604.87	0.30215 1228.3	0.3415 1279.4	0.37411 1321.4	0.4032 1358.5	0.4555 1425.2	0.5031 1486.9	0.5482 1546.6	0.5915 1605.15	0.6336 1664.3	0.6748 1723.2	0.7153 1782.3
1700.0	1685.3	613.13	0.2754 1215.3	0.3147 1270.5	0.3468 1314.5	0.37511 1352.5	0.4255 1421.2	0.4711 1483.8	0.5140 1544.0	0.5552 1603.4	0.5951 1662.5	0.6341 1721.7	0.6724 1781.0
1800.0	1785.3	621.02	0.2505 1201.2	0.2906 1261.1	0.32213 1307.4	0.3500 1347.2	0.3988 1417.1	0.4426 1480.6	0.4836 1541.4	0.5229 1601.2	0.5609 1660.7	0.5980 1720.1	0.6343 1779.7
1900.0	1885.3	628.56	0.2274 1185.7	0.2687 1251.3	0.30041 1300.2	0.3275 1341.4	0.3749 1412.9	0.4171 1477.4	0.4565 1538.8	0.4940 1599.11	0.5303 1658.8	0.5656 1718.6	0.6002 1778.4
2000.0	1985.3	635.80	0.2056 1168.3	0.2488 1240.9	0.2805 1292.6	0.3072 1335.4	0.3534 1408.7	0.3942 1474.1	0.4320 1536.2	0.4680 1596.9	0.5027 1657.0	0.5365 1717.0	0.5695 1777.1
2100.0	2085.3	642.76	0.1847 1148.5	0.2304 1229.8	0.26241 1284.5	0.2888 1329.3	0.3339 1404.4	0.3734 1470.9	0.4099 1533.6	0.4445 1594.7	0.4771 1655.2	0.5101 1715.4	0.5418 1775.7
2200.0	2185.3	649.45	0.1636 1123.9	0.2134 1218.0	0.2458 1276.8	0.2720 1323.1	0.3161 1400.0	0.3545 1467.6	0.3897 1530.9	0.4231 1592.5	0.4551 1653.3	0.4862 1713.9	0.5165 1774.4
2300.0	2285.3	655.85	0.1497 1105.3	0.2005 1205.3	0.2305 1268.4	0.2566 1316.7	0.2999 1395.7	0.3372 1464.2	0.3714 1528.3	0.4035 1590.3	0.4344 1651.5	0.4643 1712.3	0.4935 1773.1
2400.0	2385.3	662.11	0.1382 1091.15	0.1824 1191.15	0.2164 1259.7	0.2424 1310.1	0.2850 1391.2	0.3214 1460.9	0.3545 1525.6	0.3856 1588.1	0.4155 1649.4	0.4443 1710.8	0.4724 1771.8
2500.0	2485.3	668.11	0.1281 1077.7	0.1681 1176.7	0.2032 1250.6	0.2293 1303.4	0.2712 1386.7	0.3068 1457.5	0.3390 1522.9	0.3692 1585.9	0.3980 1647.8	0.4259 1709.2	0.4529 1770.4
2600.0	2585.3	673.91	0.1544 1160.2	0.1909 1241.1	0.2171 1241.1	0.2585 1296.5	0.2933 1382.1	0.3247 1454.1	0.3540 1520.2	0.3819 1583.7	0.4088 1646.0	0.4350 1707.7	0.4619 1769.1
2700.0	2685.3	679.53	0.1411 1142.0	0.1794 1231.1	0.2058 1231.1	0.2468 1289.5	0.2809 1377.5	0.3114 1450.7	0.3399 1581.5	0.3670 1644.1	0.3931 1706.1	0.4184 1767.8	
2800.0	2785.3	684.96	0.12713 1121.2	0.1685 1220.6	0.1952 1220.6	0.2358 1282.2	0.2693 1372.8	0.2991 1447.2	0.3268 1514.8	0.3532 1579.3	0.3785 1642.2	0.4030 1704.5	0.4265 1766.5
2900.0	2885.3	690.22	0.1138 1095.3	0.1581 1209.6	0.1853 1209.6	0.2256 1274.7	0.2585 1368.0	0.2877 1443.7	0.3147 1512.1	0.3403 1577.0	0.3649 1640.4	0.3887 1703.0	0.4129 1765.2
3000.0	2985.3	695.33	0.0982 1060.5	0.1483 1197.9	0.1759 1197.9	0.2161 1267.0	0.2511 1363.2	0.2811 1440.2	0.3094 1509.4	0.3333 1574.8	0.3522 1638.5	0.3753 1701.4	0.3983 1763.8
3100.0	31085.3	700.28	0.1389 1185.4	0.1817 1185.4	0.2171 1259.1	0.2585 1358.4	0.2933 1436.7	0.3247 1506.6	0.3540 1570.6	0.3819 1636.7	0.4088 1699.8	0.4350 1762.5	
3200.0	31185.3	705.08	0.1300 1172.3	0.1794 1172.3	0.2171 1250.9	0.2585 1353.4	0.2933 1433.1	0.3247 1503.8	0.3540 1570.3	0.3819 1634.8	0.4088 1698.3	0.4350 1761.2	
3300.0	31285.3		0.1213 1158.2	0.1681 1158.2	0.1510 1242.5	0.1908 1348.4	0.2218 1429.5	0.2488 1501.0	0.2734 1568.1	0.2966 1623.9	0.3187 1696.7	0.3400 1759.9	
3400.0	3385.3		0.1129 1143.2	0.1435 1233.7	0.1834 1343.4	0.2140 1425.9	0.2405 1498.3	0.2646 1565.8	0.2872 1631.1	0.3088 1695.1	0.3296 1758.5		

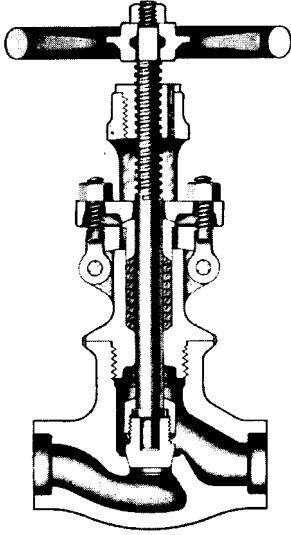
A-14b. Propiedades del vapor de agua sobrecalentado y agua comprimida*

\bar{V} = Volumen específico, pie³ por libra
 h_g = Entalpía del vapor; BTU por libra

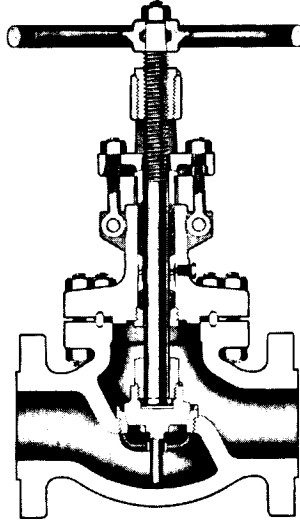
Presión absoluta libras/pul ²	Temperatura total grados Fahrenheit (t)												
	200"	400"	500"	600"	700"	800"	900"	1000"	1100"	1200"	1300"	1400"	1500"
3500	\bar{V} h_g 0.0161 176.0	0.0181 379.1	0.0195 487.7	0.0225 608.4	0.0307 779.4	0.1364 1224.6	0.176- 1338.2	0.2066 1422.2	0.2326 1495.2	0.256; 1563.6	0.2784 1629.2	0.2995 1693.6	0.3198 1757.2
3600	\bar{V} h_g 0.0161 176.2	0.0183 379.3	0.0198 487.6	0.0225 608.1	0.0302 775.1	0.1296 1215.3	0.169- 1333.0	0.1996 1418.f	0.2252 1492.t	0.2485 1561.B	0.2702 1627.1	0.2908 1692.0	0.3106 1755.9
3800	\bar{V} h_g 0.0164 176.7	0.0183 379.5	0.0198 487.7	0.0224 607.5	0.0294 768.4	0.1169 1195.5	0.1574 1322.4	0.1868 1411.1	0.2116 1487.C	0.2340 1556.8	0.2549 1623.6	0.2746 1688.9	0.2936 1753.2
4000	\bar{V} h_g 0.0164 177.2	0.0182 379.8	0.0198 487.7	0.0223 606.9	0.0287 763.0	0.105; 1174.3	0.146; 1311.f	0.1752; 1403.6	0.1994 1481.3	0.2210 1552.2	0.2411 1619.8	0.2601 1685.7	0.2783 1750.6
4200	\bar{V} h_g 0.0164 177.6	0.0182 380.1	0.0197 487.8	0.0222 606.4	0.0282 758.6	0.094; 1151.f	0.136; 1300.4	0.164; 1396.C	0.1887 1475.5	0.2093 1547.6	0.2287 1616.1	0.2470 1682.6	0.2645 1748.0
4400	\bar{V} h_g 0.0164 178.1	0.0182 380.4	0.0197 487.9	0.0222 605.9	0.0278 754.8	0.0846 1127.3	0.1270 1289.C	0.1552; 1388.3	0.1782 1469.7	0.1986 1543.c	0.2174 1612.3	0.2351 1679.4	0.2519 1745.3
4600	\bar{V} h_g 0.0164 178.5	0.0182 380.7	0.0197 487.9	0.0221 605.5	0.0274 751.5	0.0751 1100.0	0.1186 1277.2	0.1465 1380.5	0.1691 1463.9	0.1889 1538.4	0.2071 1608.5	0.2242 1676.3	0.2404 1742.7
4800	\bar{V} h_g 0.0164 179.c	0.0182 380.9	0.0196 488.0	0.0220 605.0	0.0271 748.6	0.0665 1071.2	0.110s 1265.2	0.1385; 1372.6	0.1606 1458.0	0.1800 1533.8	0.1977 1604.7	0.2142 1673.1	0.2299 1740.0
5200	\bar{V} h_g 0.0164 179.c	0.0181 381.5	0.0196 488.2	0.0219 604.3	0.0265 743.7	0.0531 1016.5	0.0973 1240.4	0.1244 1356.6	0.1458 1446.2	0.1642 1524.5	0.1810 1597.2	0.1966 1666.8	0.2114 1734.7
5600	\bar{V} h_g 0.0163 180.8	0.0181 382.1	0.0195 488.4	0.0217 603.6	0.0260 739.6	0.0447 975.d	0.08% 1214.8	0.1124 1340.2	0.1331 1434.3	0.1508 1515.2	0.1667 1589.6	0.1815 1660.5	0.1954 1729.5
6000	\bar{V} h_g 0.0163 181.7	0.0180 382.7	0.0195 488.6	0.0216 602.9	0.0256 736.1	0.039; 945.1	0.0757 1188.8	0.1020 1323.6	0.1221 1422.3	0.1391 1505.9	0.1544 1582.0	0.1684 1654.2	0.1817 1724.2
6500	\bar{V} h_g 0.0163 182.9	0.0180 383.4	0.0194 488.9	0.0215 602.3	0.0252 732.4	0.0358 919.5	0.0655 1156.3	0.0909 1302.7	0.1104 1407.3	0.1266 1494.2	0.1411 1572.5	0.1544 1646.4	0.1669 1717.6
7000	\bar{V} h_g 0.0163 184.0	0.0180 384.2	0.0193 489.3	0.0213 601.7	0.0248 729.3	0.0334 901.8	0.0573 1124.9	0.0816 1281.7	0.1004 1392.2	0.1160 1482.6	0.1298 1563.1	0.1424 1638.6	0.1542 1711.1
7500	\bar{V} h_g 0.0163 185.2	0.0179 384.9	0.0193 489.6	0.0212 601.3	0.0245 726.6	0.0318 889.0	0.0512 1097.7	0.0737 1261.0	0.0918 1377.2	0.1068 1471.0	0.1200 1553.7	0.1321 1630.8	0.1433 1704.6
8000	\bar{V} h_g 0.0162 186.3	0.0179 385.7	0.0192 490.0	0.0211 600.9	0.0242 724.3	0.0306 879.1	0.0465 1074.3	0.0671 1241.0	0.0845 1362.2	0.0989 1459.6	0.1115 1544.5	0.1230 1623.1	0.1338 1698.1
9000	\bar{V} h_g 0.0162 188.6	0.0178 387.3	0.0191 490.9	0.0209 600.3	0.0237 720.4	0.0288 864.7	0.0402 1037.6	0.0568 1204.1	0.0724 1333.0	0.0858 1437.1	0.0975 1526.3	0.1081 1607.9	0.1179 1685.3
10000	\bar{V} h_g 0.0161 190.9	0.0177 388.9	0.0189 491.8	0.0207 600.0	0.0233 717.5	0.0276 854.5	0.0362 1011.3	0.0495 1172.6	0.0633 1305.3	0.0757 1415.3	0.0865 1508.6	0.0963 1593.1	0.1054 1672.8
11000	\bar{V} h_g 0.0161 193.2	0.0176 390.5	0.0188 492.8	0.0205 599.9	0.0229 715.1	0.0267 846.9	0.0335 992.1	0.0443 1146.3	0.0562 1280.2	0.0676 1394.4	0.0776 1491.5	0.0868 1578.7	0.0952 1660.6
12000	\bar{V} h_g 0.0161 195.5	0.0176 392.1	0.0187 493.9	0.0203 599.9	0.0226 713.3	0.0260 841.0	0.0317 977.8	0.0405 1124.5	0.0508 1258.0	0.0610 1374.7	0.0704 1475.1	0.0790 1564.9	0.0869 1648.8
13000	\bar{V} h_g 0.0160 197.8	0.0175 393.8	0.0186 495.0	0.0201 600.1	0.0223 711.9	0.0253 836.3	0.0302 966.8	0.0376 1106.7	0.0466 1238.5	0.0558 1356.5	0.0645 1459.4	0.0725 1551.6	0.0799 1637.4
14000	\bar{V} h_g 0.0160 200.1	0.0174 395.5	0.0185 496.2	0.0200 600.5	0.0220 710.8	0.0248 832.6	0.0291 958.0	0.0354 1092.3	0.0432 1221.4	0.0515 1340.2	0.0595 1444.4	0.0670 1538.8	0.0740 1626.5
15000	\bar{V} h_g 0.0159 202.4	0.0174 397.2	0.0184 497.4	0.0198 600.9	0.0218 710.0	0.0244 829.5	0.0282 950.9	0.0337 1080.6	0.0405 1206.8	0.0479 1326.0	0.0552 1430.3	0.0624 1526.4	0.0693 1615.9
15500	\bar{V} h_g 0.0159 203.6	0.0173 398.1	0.0184 498.1	0.0198 601.2	0.0217 709.7	0.0242 828.2	0.0278 947.8	0.0329 1075.7	0.0393 1200.3	0.0464 1319.6	0.0534 1423.6	0.0603 1520.4	0.0668 1610.8

*Extraídas de la "Tablas de vapor de agua". ASME (1967)

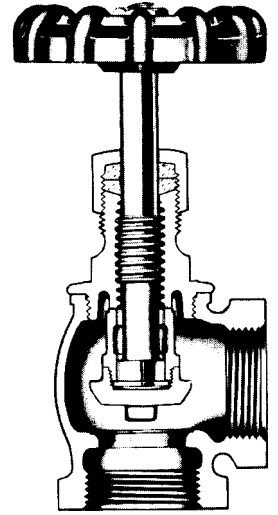
A-15. Tipos de válvulas



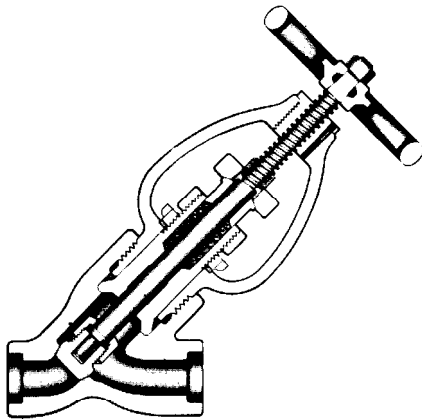
Válvula de globo convencional



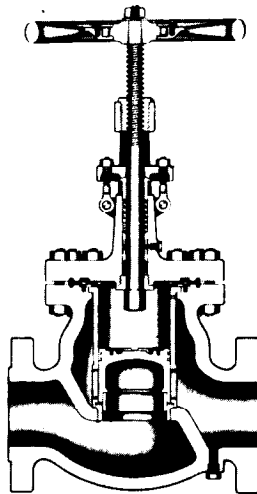
Válvula de globo convencional con obturador guiado



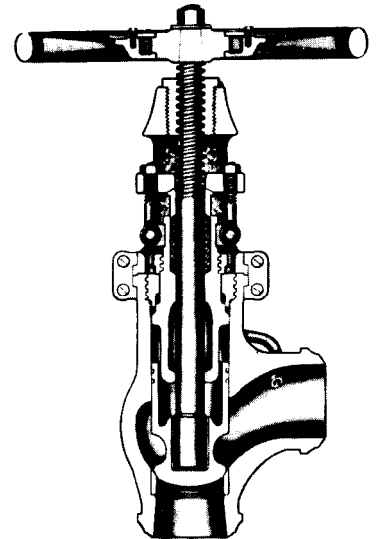
Válvula angular de globo convencional



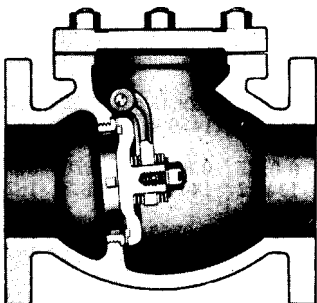
Válvula de globo, modelo en Y, con vástago a 45°



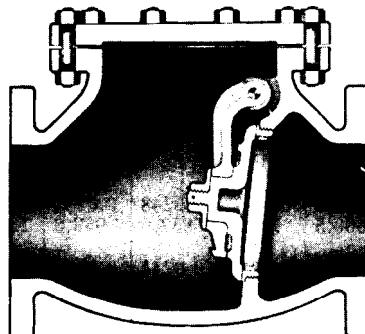
Válvula de retención y cierre, de paso recto



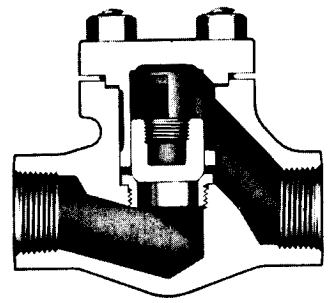
Válvula de retención y cierre, de paso angular



Válvula de retención convencional, de obturador oscilante

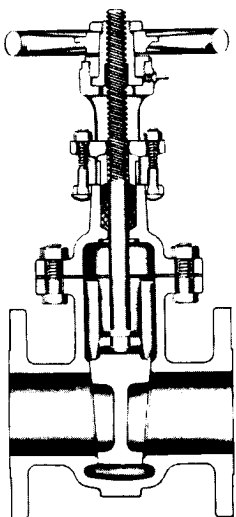


Válvula de retención de paso total con obturador oscilante

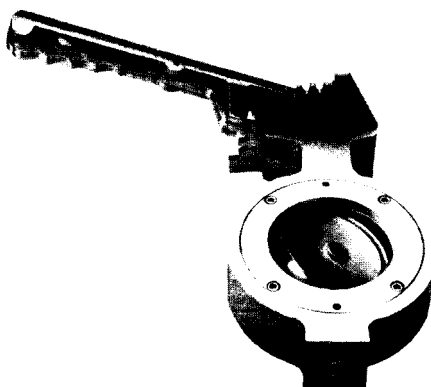


Válvula de retención de paso recto, con obturador ascendente

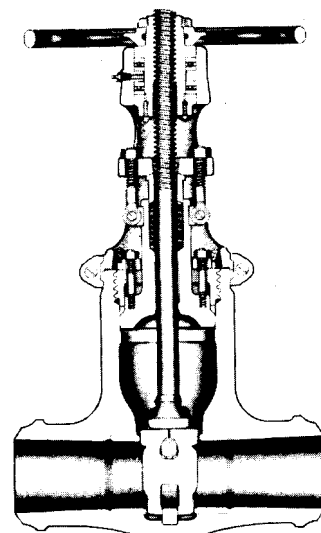
A-15. Tipos de válvulas (continuación)



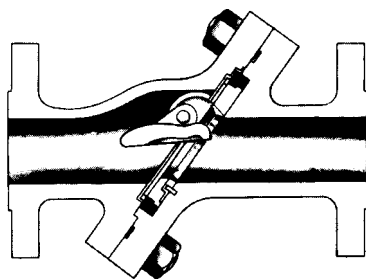
Válvula da compuerta da cuña (tapa atornillad.4



Válvula de mariposa da rendimiento alto



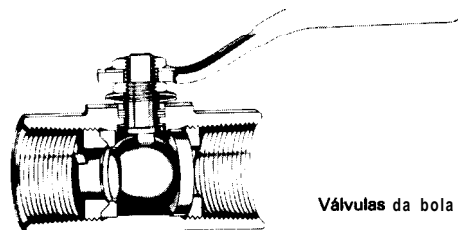
Válvula da compuerta de cuña flexible (tapa con sello a presión)



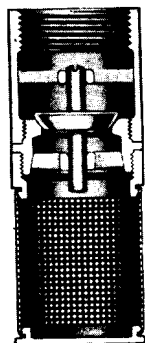
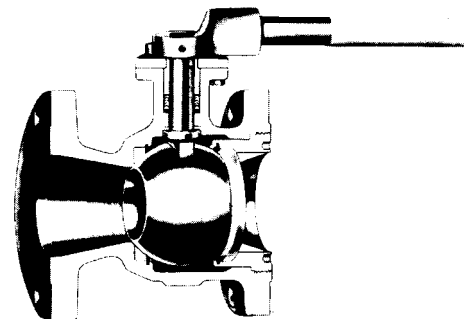
Válvula de retención de disco basculante



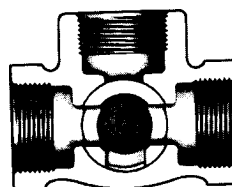
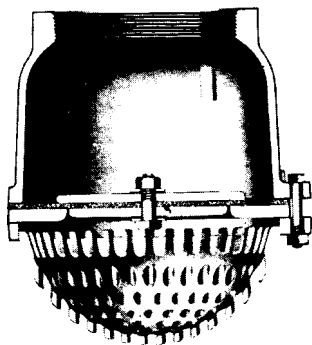
Válvula de mariposa sin bridas



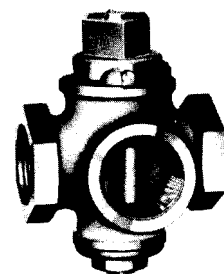
Válvulas da bola



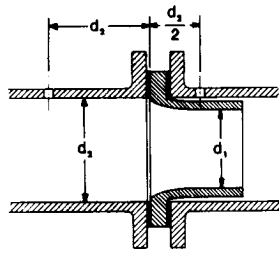
Válvulas de pie tipos oscilante y ascendente



Llave de tres vías Vistas exterior y en sección



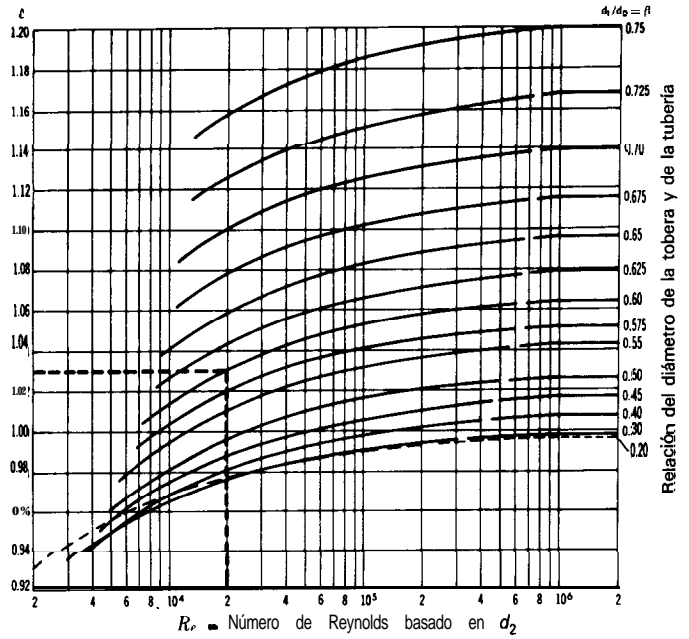
A-16. Coeficiente de flujo C para toberas para ambos sistemas



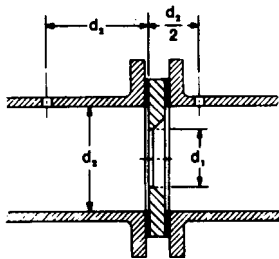
Sentido de flujo →

$$C = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

Ejemplo: El coeficiente de flujo C para una relación de diámetros β de 0.60 con un número de Reynolds de 20 000 (2×10^4) es igual a 1.03.



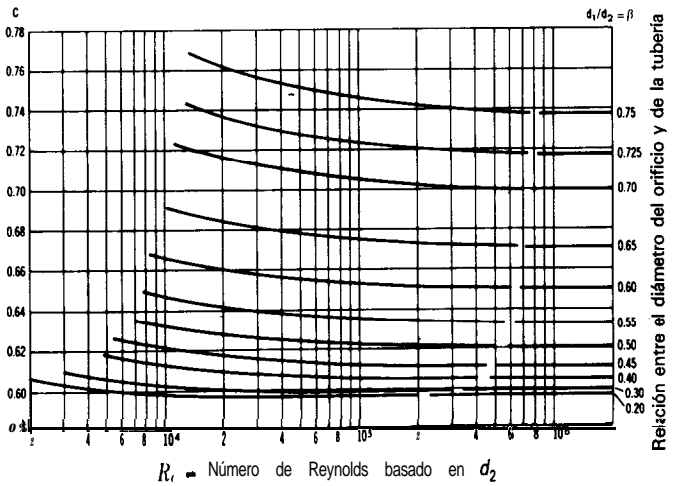
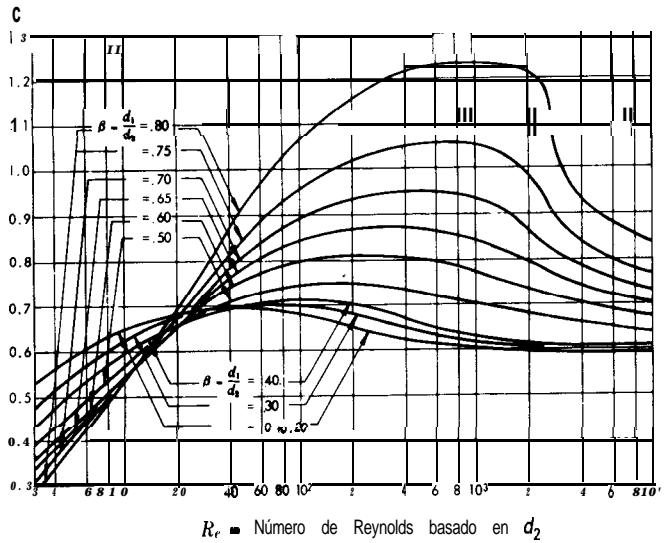
A-17. Coeficiente de flujo C para orificios de cantos vivos^{9,17}



Sentido de flujo →

$$C = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

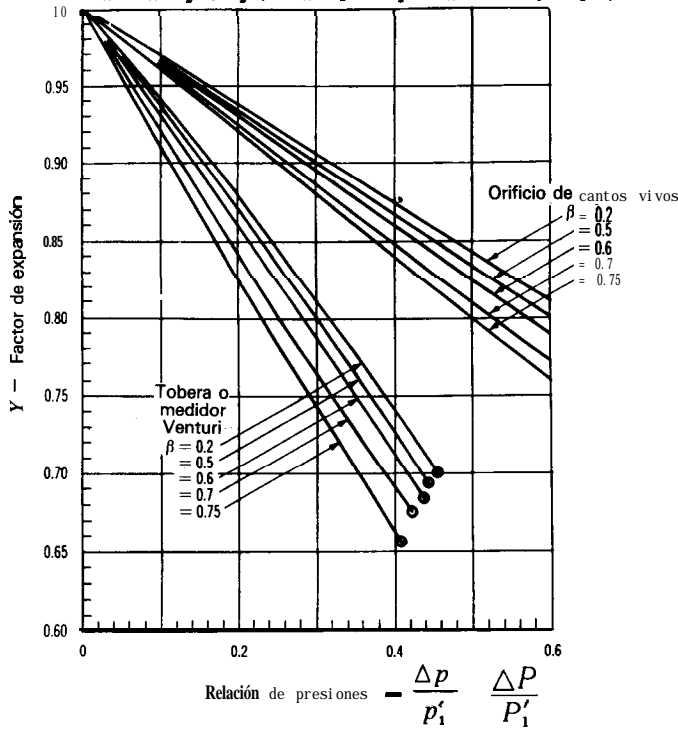
$$K_{\text{orificio}} \approx \frac{1 - \beta^2}{C^2 \beta^4}$$



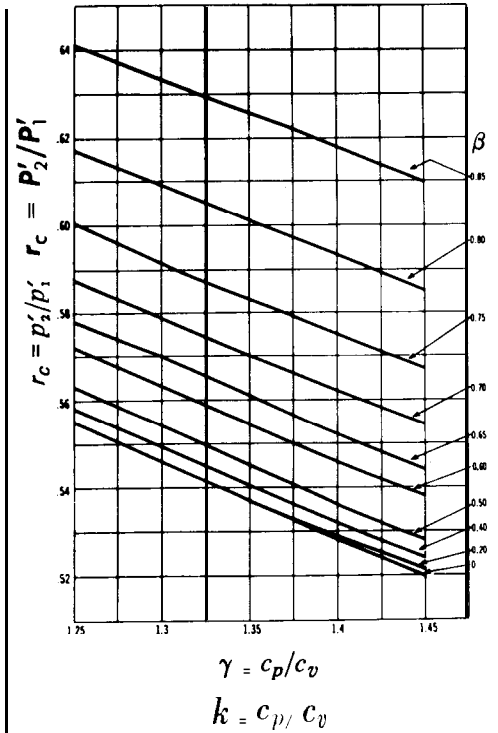
**A-18. Factor neto de expansión, Y
para flujo compresible
en toberas y orificios⁹**

$\gamma, k = 1.3$ aproximadamente

para $\text{CO}_2, \text{SO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{H}_2\text{S}, \text{NH}_3, \text{N}_2\text{O}, \text{Cl}_2, \text{CH}_4, \text{C}_2\text{H}_2, \text{ y } \text{C}_2\text{H}_4$

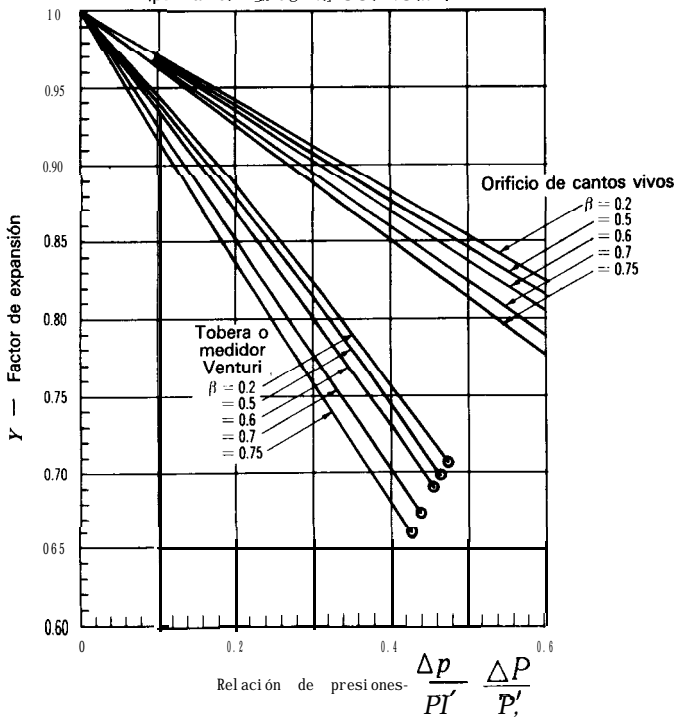


**A-19. Relación crítica de presiones, r_c
para flujo compresible
en toberas y tubos Venturi⁹**



$\gamma, k = 1.4$ aproximadamente

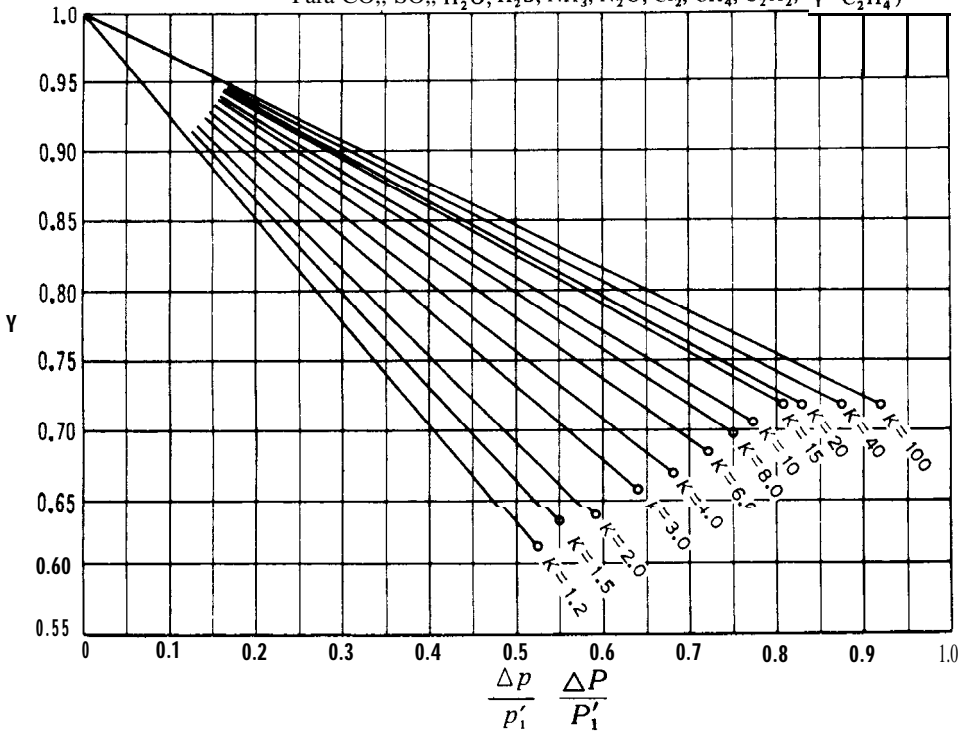
(para aire, $\text{H}_2, \text{O}_2, \text{N}_2, \text{CO}, \text{NO} \dots$ y HCl)



A-20. Factor neto de expansión γ para flujo compresible de una tubería hacia zonas de mayor sección

$\gamma = 1.3 \quad k = 1.3$

Para CO₂, SO₂, H₂O, H₂S, NH₃, N₂O, Cl₂, CH₄, C₂H₂, y C₂H₄)



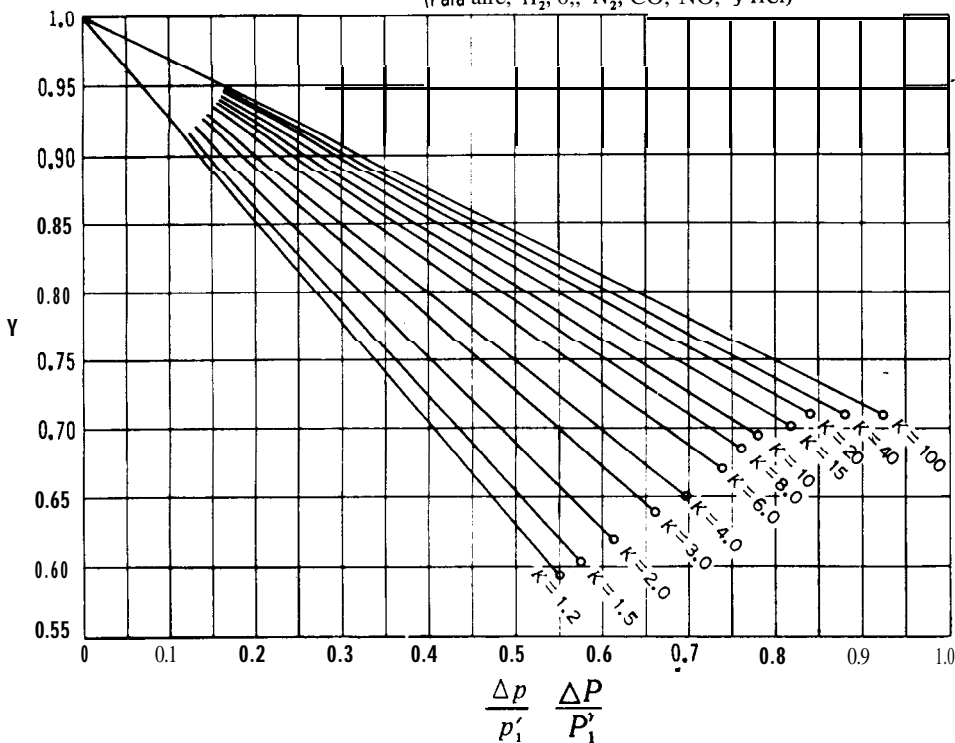
Factores límites para velocidad sónica

$\gamma = 1.3$
 $k = 1.3$

K	$\frac{\Delta p}{p'_1}$	γ
1.2	.525	.612
1.5	.550	.631
2.0	.593	.635
3	.642	.658
4	.678	.670
6	.722	.685
8	.750	.698
10	.773	.705
15	.807	.718
20	.831	.718
40	.877	.718
100	.920	.718

$\gamma = 1.4 \quad k = 1.4$

(Para aire, H₂, O₂, N₂, CO, NO, y HCl)



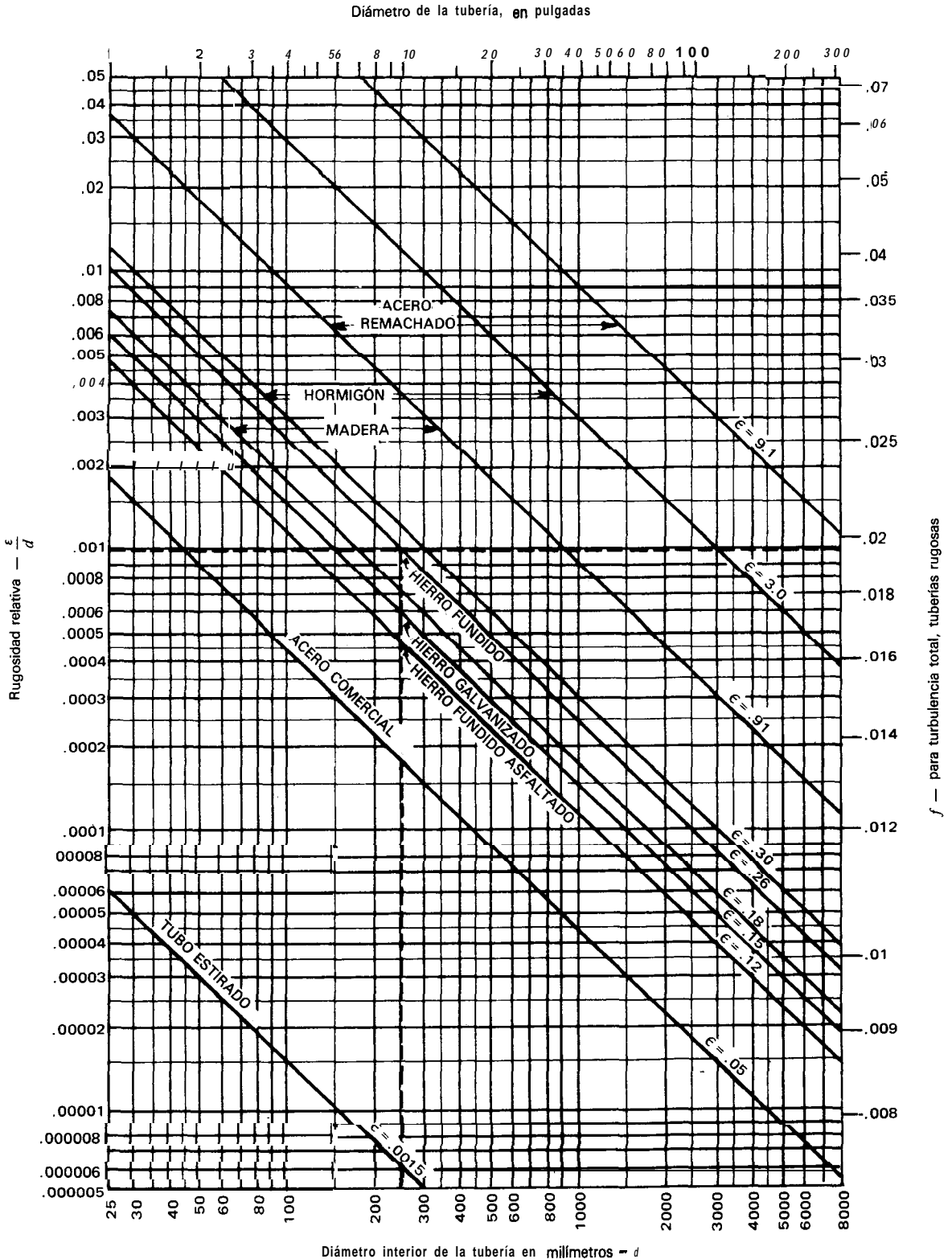
Factores límites para velocidad sónica

$\gamma = 1.4$
 $k = 1.4$

K	$\frac{\Delta p}{p'_1}$	γ
1.2	.552	.588
1.5	.576	.606
2.0	.612	.622
3	.662	.639
4	.697	.649
6	.737	.671
8	.762	.685
10	.784	.695
15	.818	.702
20	.839	.710
40	.883	.710
100	.926	.710

$\frac{\Delta p}{p'_1} = \frac{\Delta P}{P'_1}$

A-21a. Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total

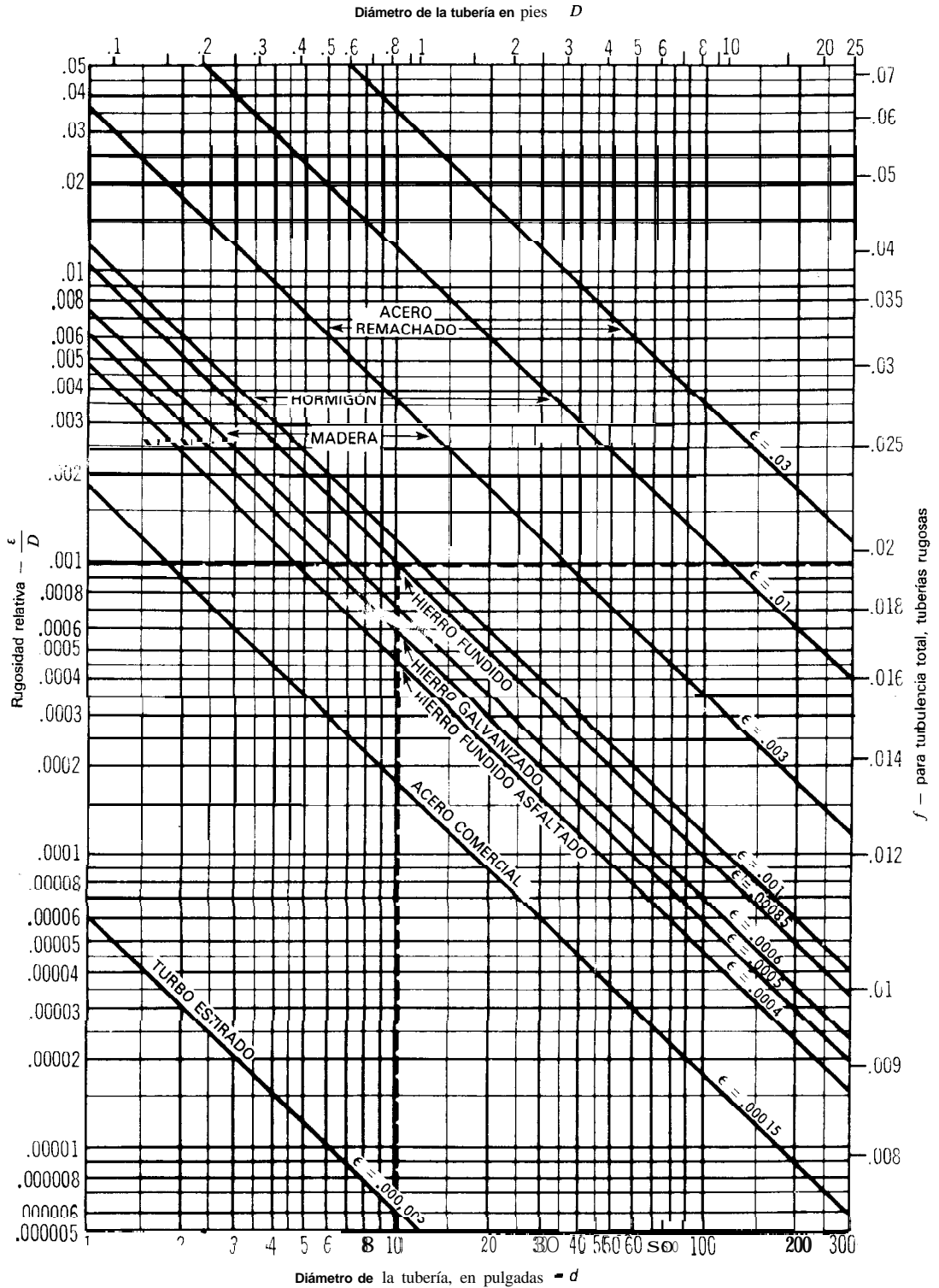


(La rugosidad absoluta ϵ en milímetros)

Problema: Determinense las rugosidades absoluta y relativa y el factor de rozamiento para flujo en turbulencia total, en una tubería de hierro fundido de 250 mm de diámetro interior.
Solución: La rugosidad absoluta (ϵ) = 0.26... Rugosidad relativa (ϵ/d) = 0.001... Factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total (f) = 0.0196

Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía.

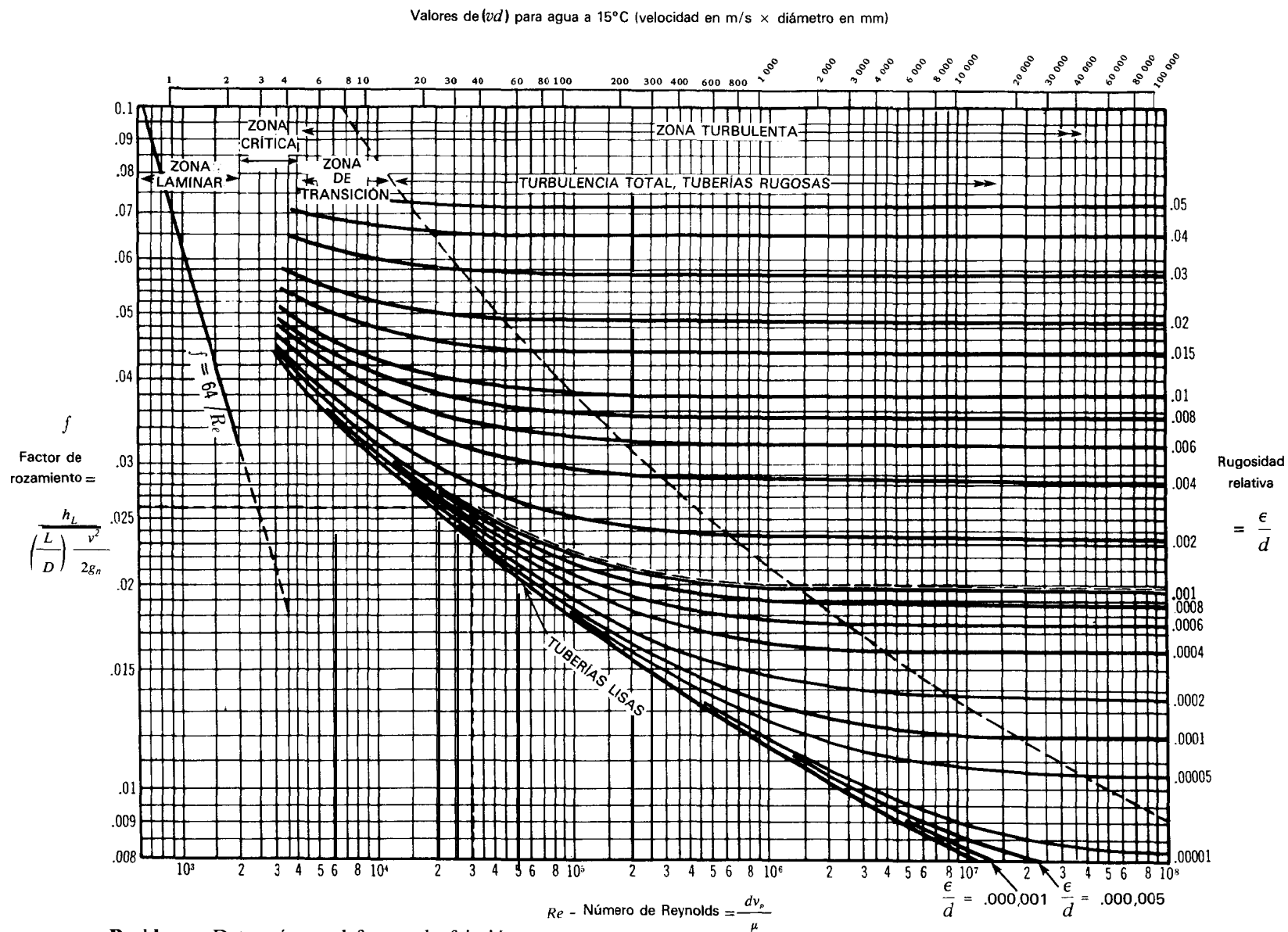
A-21b. Rugosidad relativa de los materiales de' las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total



Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía, con autorización.

Problema: Determinense las rugosidades absoluta y relativa y el factor de razonamiento para flujo en turbulencia total, en una tubería de hierro fundido de 10 pulg. de diámetro interior.
Solución: La rugosidad absoluta (ϵ) = 0.26... Rugosidad relativa (ϵ/D) = 0.001 . . . Factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total (f) = 0.0196

A-22b. Factores de fricción para cualquier tipo de tubería comercial

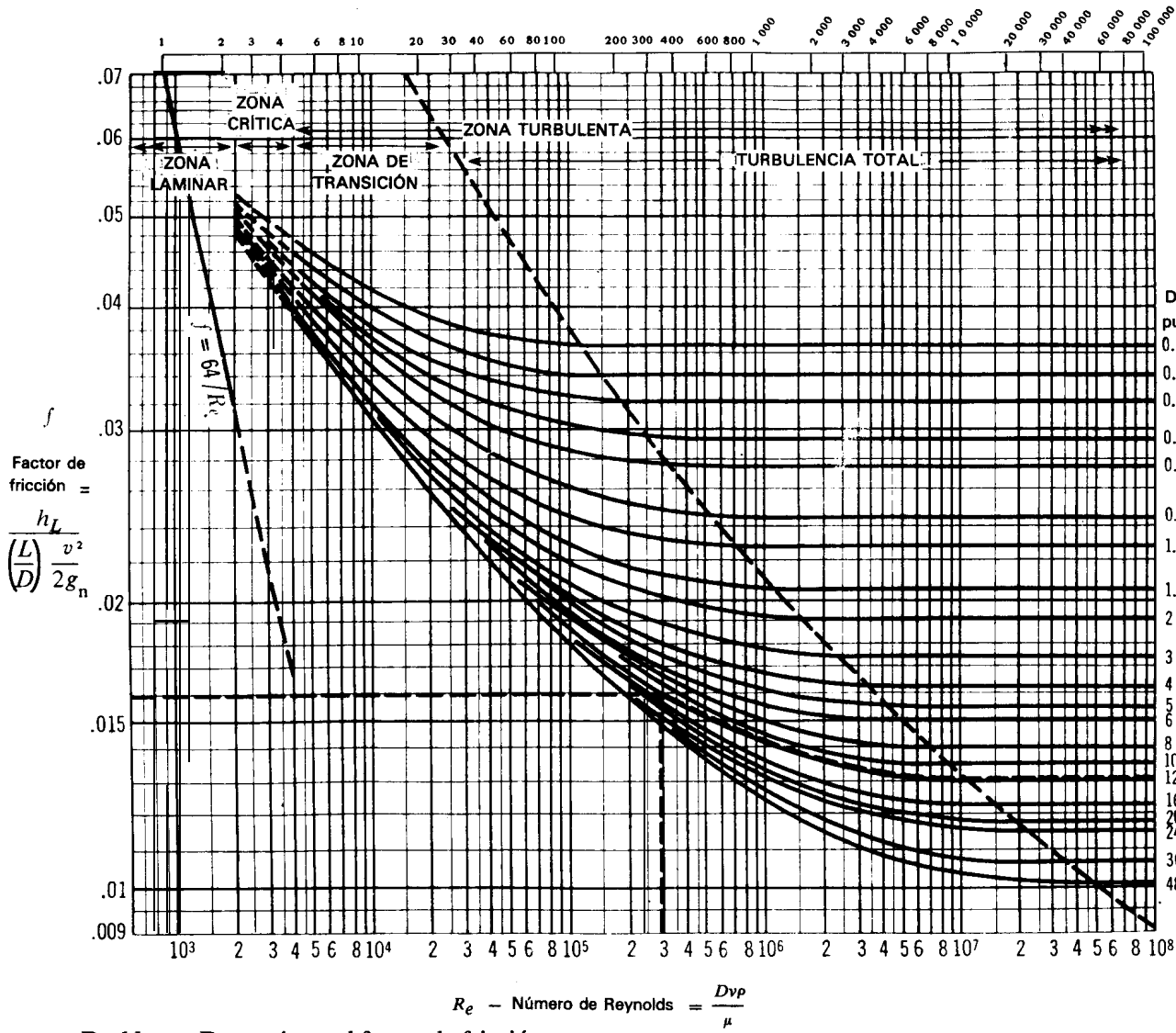


Problema: Determinese el factor de fricción para una tubería de hierro fundido de 250 mm (10 pulg) de diámetro interno, para un número de Reynolds = 30 000.

Solución: La rugosidad relativa (véase gráfica A-21) es 0.001. Entonces, el factor de fricción (f) es igual a 0.026.

Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía.

VALORES DE (vd) PARA AGUA A 15°C (VELOCIDAD EN m/s × DIÁMETRO EN mm)



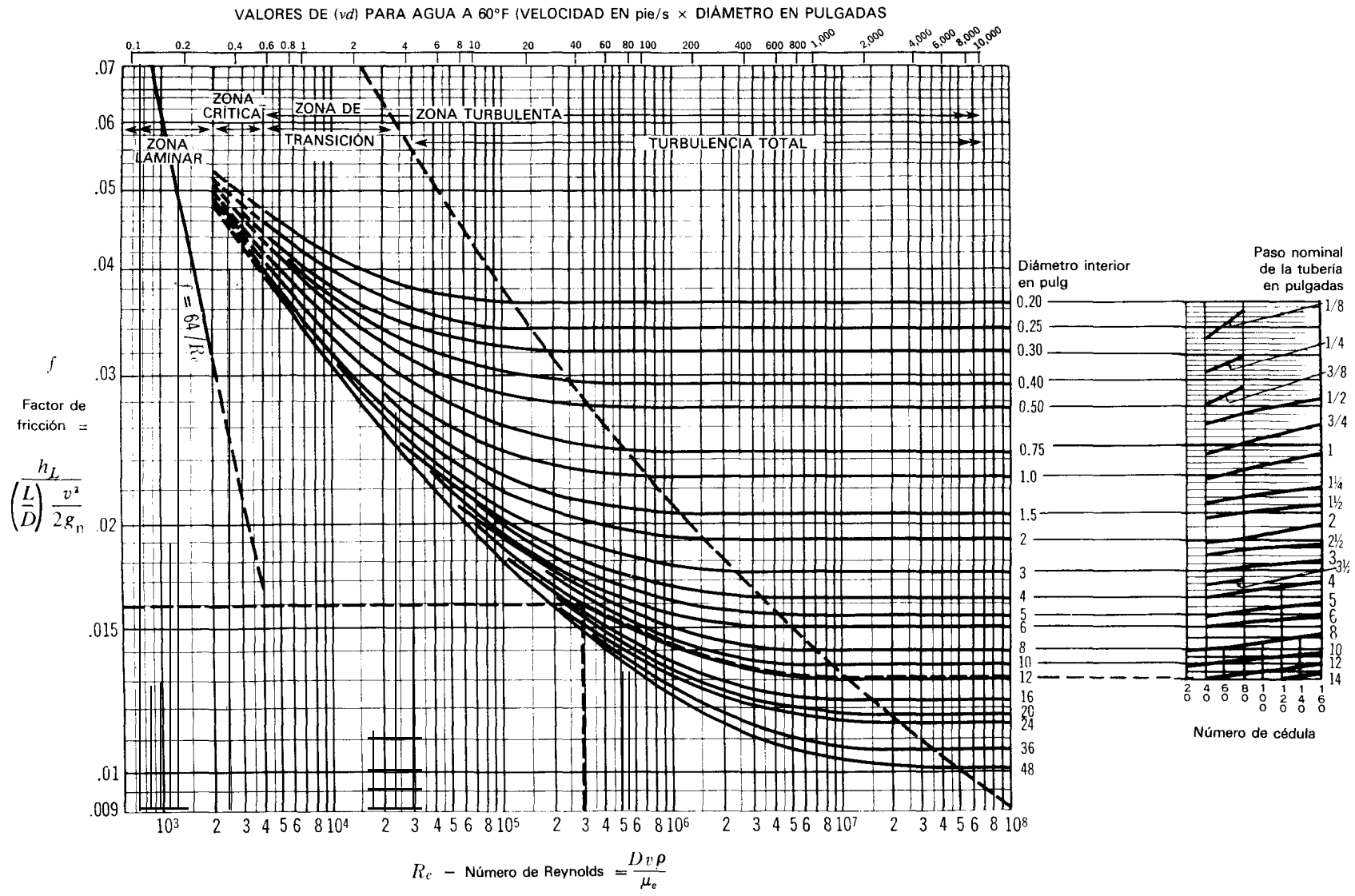
Problema: Determínese el factor de fricción para una tubería de 12 pulgadas, Cédula 40, para un flujo con Número de Reynolds = 300 000.

Solución: El factor de fricción (f) es igual a 0.016.

Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía.

El diagrama superior se refiere a tuberías de acero según ANSI 36.10 y BS1600 e indica los diámetros interiores de estas tuberías para diferentes números de cédula. Para otras tuberías de acero comerciales, hállese el diámetro interior y véase sólo la gráfica principal.

A-23b. Factores de fricción para tuberías comerciales de acero limpias



Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía.

A-24. TABLA DEL FACTOR “K” (página 1 de 4)
Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

(“K” está basado en el uso de las tuberías cuyos números de cédula se dan en la página 2-10)

**FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS,
 DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA**

Diámetro Nominal	mm pulg	15 ½	20 ¾	25 1	32 1¼	40 1½	50 2	65, 80 2½, 3	100 4	125 5	150 6	200,250 8: 10	300400 12-16	450-600 18-24
Factor de fricción (f_T)		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

**FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR “K” PARA VÁLVULAS
 Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO**

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 4

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \sin \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + 0.5 \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta (\text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}), \text{ cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

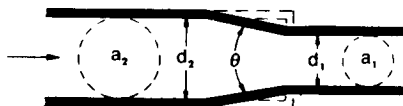
$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

$$\beta^2 = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor.
 El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

*Úse el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Si: $\theta < 4.5^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 1}$
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 2}$

ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL

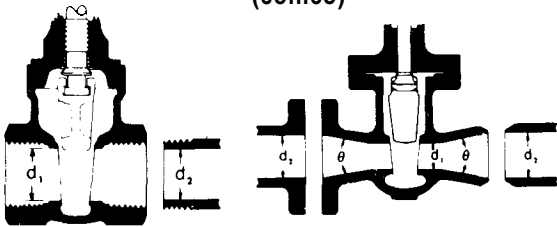


Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 3}$
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 4}$

A-24 TABLA DEL FACTOR "K" (página 2 de 4)
Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

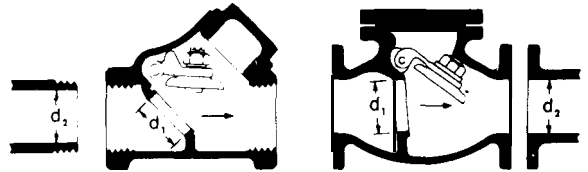
VÁLVULAS DE COMPUERTA

De cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico)



Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots \dots \dots K_1 = 8 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE

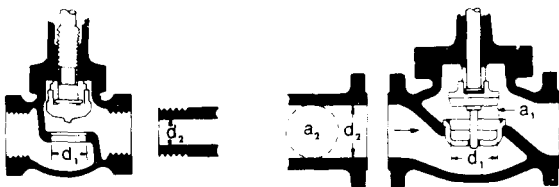


$K \approx 100 f_T$ $K = 50 f_T$

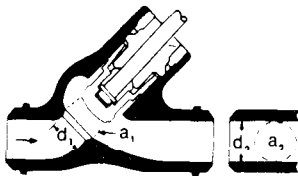
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

(m/seg) = $45 \sqrt{\bar{V}}$ = $75 \sqrt{\bar{V}}$
 (pie/seg) = $35 \sqrt{\bar{V}}$ = $60 \sqrt{\bar{V}}$
 U/L Registradas = $120 \sqrt{\bar{V}}$ = $100 \sqrt{\bar{V}}$

VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES

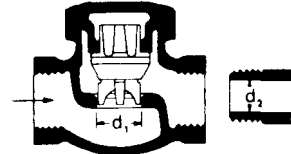


Si: $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



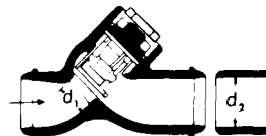
Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE



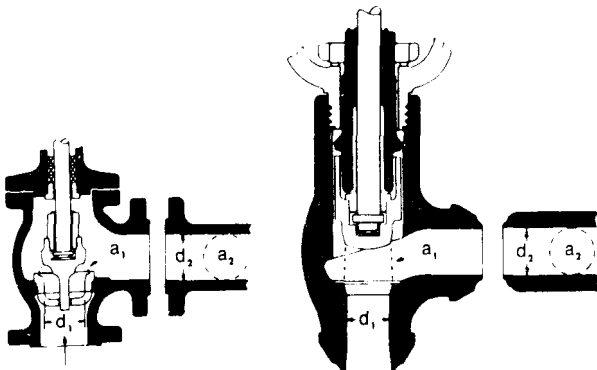
Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 600 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $50 \beta^2 \sqrt{\bar{V}}$ m/seg $40 \beta^2 \sqrt{\bar{V}}$ pie/seg



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $170 \beta^2 \sqrt{\bar{V}}$ m/seg $140 \beta^2 \sqrt{\bar{V}}$ pie/seg

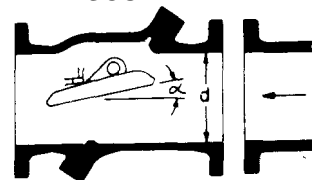


Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 150 f_T$ Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido θ de mariposa

Si: $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE

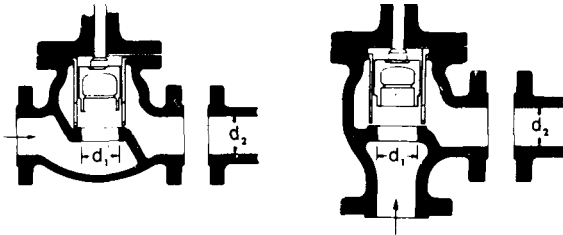


Pasos

	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15$
50 mm (2") a 200 mm (8")	$40 f_T$	$120 f_T$
250 mm (10") a 350 mm (14")	$30 f_T$	$90 f_T$
400 mm (16") a 1200 mm (48")	$20 f_T$	$60 f_T$
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	$100 \sqrt{\bar{V}}$	$40 \sqrt{\bar{V}}$
pie/seg	$80 \sqrt{\bar{V}}$	$30 \sqrt{\bar{V}}$

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 3 de 4)
Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

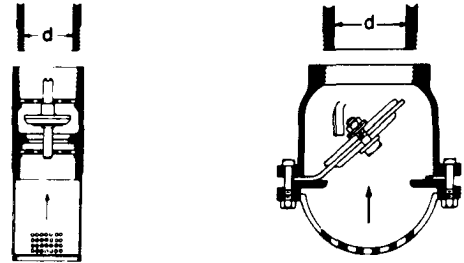
VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y CIERRE
(Tipos recto y angular)



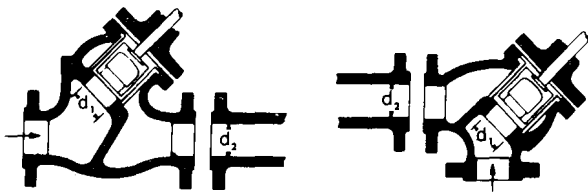
<p>Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 400 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $m/\text{seg} = 70 \beta^2 \sqrt{V}$ $\text{pie}/\text{seg} = 55 \beta^2 \sqrt{V}$</p>	<p>Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 200 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $= 95 \beta^2 \sqrt{V}$ $= 75 \beta^2 \sqrt{V}$</p>
---	--

VÁLVULAS DE PIE CON FILTRO

Obturador ascendente Obturador oscilante

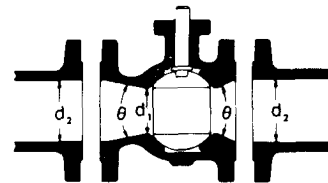


<p>$K = 420 f_T$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $m/\text{seg} = 20 \sqrt{V}$ $\text{pie}/\text{seg} = 15 \sqrt{V}$</p>	<p>$K = 75 f_T$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $= 45 \sqrt{V}$ $= 35 \sqrt{V}$</p>
--	--



<p>Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 300 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador $m/\text{seg} = 75 \beta^2 \sqrt{V}$</p>	<p>Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 350 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ $\text{pie}/\text{seg} = 60 \beta^2 \sqrt{V}$</p>
--	--

VÁLVULAS DE GLOBO

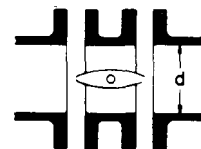


Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots K_1 = 3 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$



<p>$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador $\text{mg}/\text{seg} = 170 \beta^2 \sqrt{V}$</p>	<p>$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$ $(\text{pie}/\text{seg}) = 140 \beta^2 \sqrt{V}$</p>
--	---

VÁLVULAS DE MARIPOSA



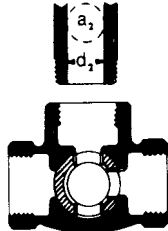
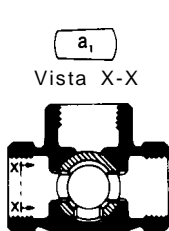
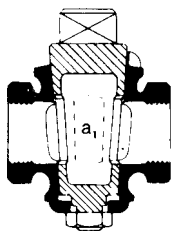
Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8") $K = 45 f_T$
 Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14") $K = 35 f_T$
 Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24") $K = 25 f_T$

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 4 de 4)
Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES

Paso directo

tres entradas



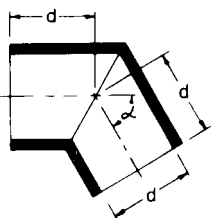
Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 18 f_T$

Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 30 f_T$

Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 90 f_T$

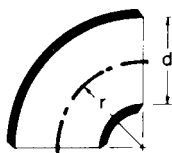
Si: $\beta < 1$ $K_2 = \text{Fórmula 6}$

CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA



α	K
0°	2 f_T
15°	4 f_T
30°	8 f_T
45°	15 f_T
60°	25 f_T
75°	40 f_T
90°	60 f_T

CURVAS Y CODOS DE 90" CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE



r/d	K	r/d	K
1	20 f_T	8	24 f_T
1.5	14 f_T	10	30 f_T
2	12 f_T	12	34 f_T
3	12 f_T	14	38 f_T
4	14 f_T	16	42 f_T
6	17 f_T	20	50 f_T

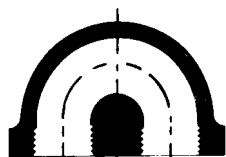
El coeficiente de resistencia K_B , para curvas que no sean de 90" puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

n = número de curvas de 90"

K = coeficiente de resistencia para una curva de 90" (según tabla)

CURVAS DE 180" DE RADIO CORTO



$K = 50 f_T$

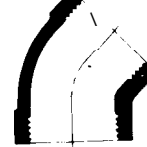
CODOS ESTÁNDAR

90°

45°

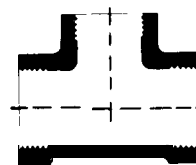


$K = 30 f_T$



$K = 16 f_T$

CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"



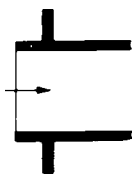
Flujo directo $K = 20 f_T$

Flujo desviado a 90° .. $K = 60 f_T$

ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte hacia el interior

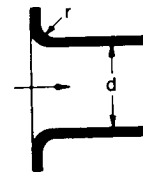
A tope



$K = 0.78$

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

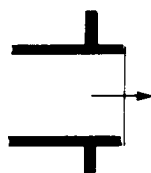
*de cantos vivos



Véanse los valores de K en la tabla

SALIDAS DE TUBERÍA

Con resalte De cantos vivos Redondeada



$K = 1.0$

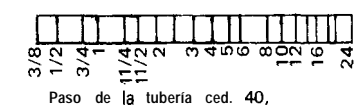
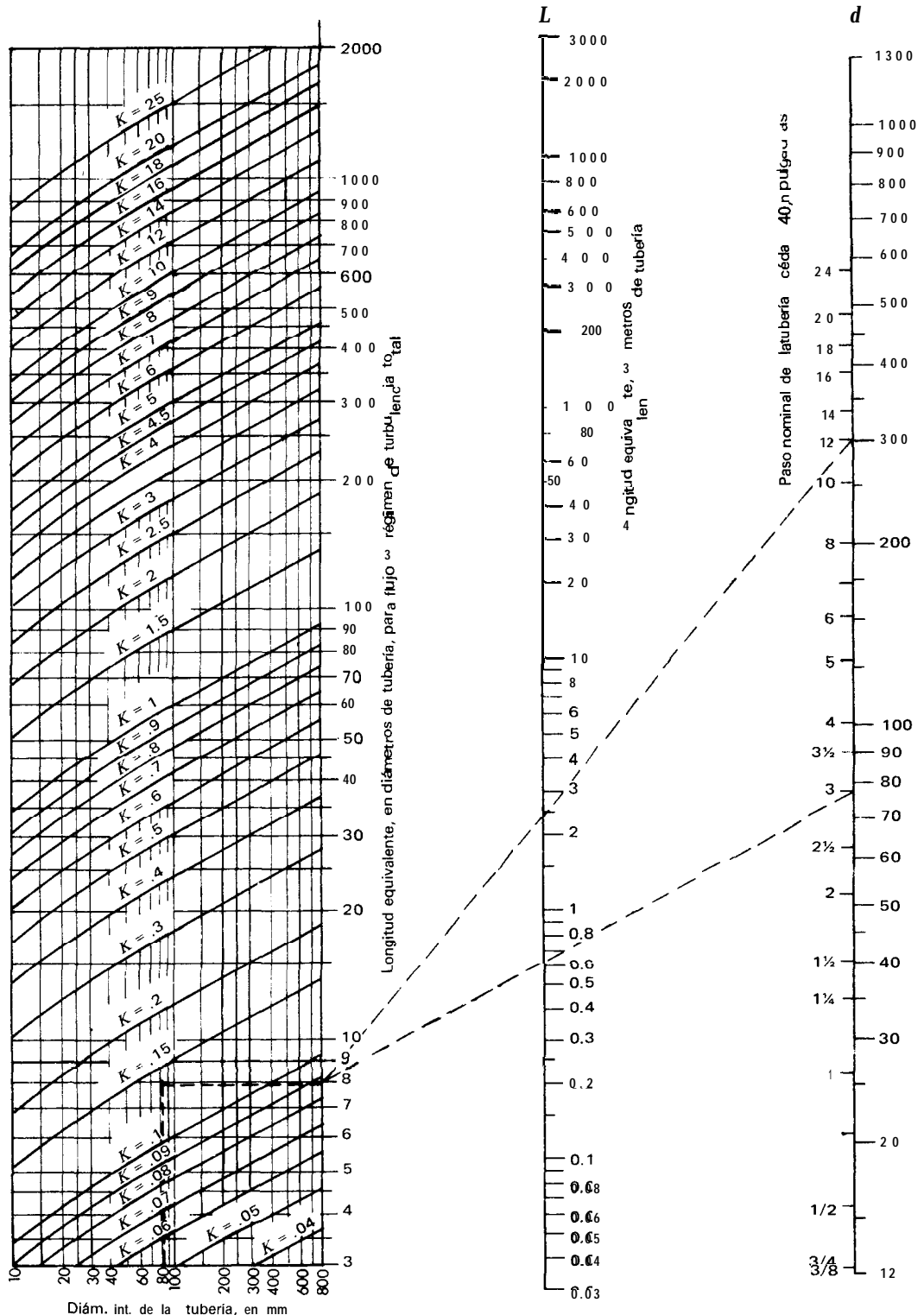


$K = 1.0$



$K = 1.0$

A-25a. Longitudes equivalentes L y LID , nomograma del coeficiente de resistencia K



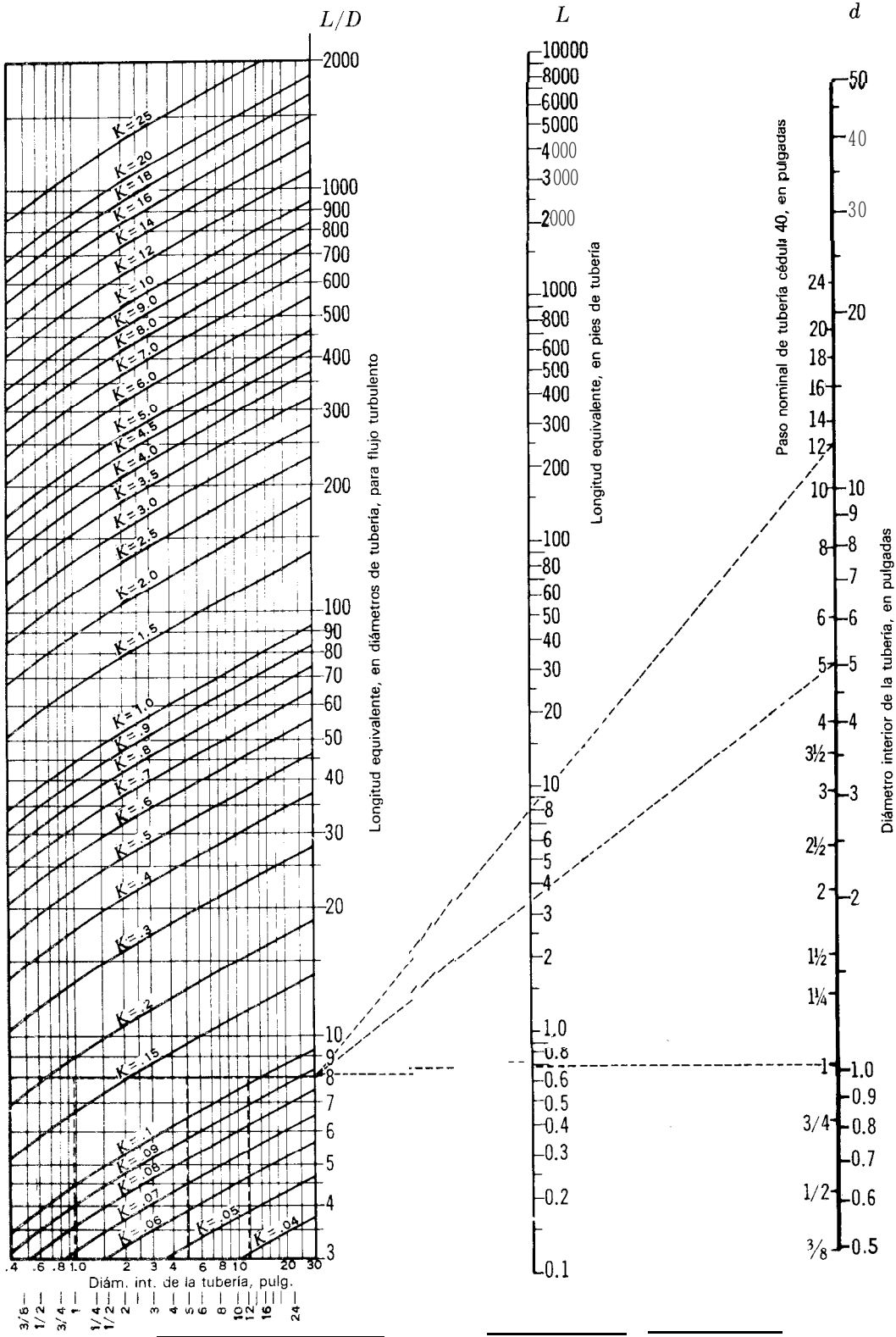
Diámetro interior de la tubería, en milímetros

Longitud equivalente, en diámetros de tubería, para flujo en régimen de turbulencia total

Longitud equivalente, en metros de tubería

Paso nominal de tubería cédula 40 en pulgadas

A-25b. Longitudes equivalentes L y L/D , nomograma del coeficiente de resistencia K



Paso de la tubería ced. 40, pulg.

Ejemplos

Ejemplo 25a. Determinése la longitud equivalente en diámetros de tubería y metros de tubería nueva de acero comercial cédula 40 y el factor de resistencia K , para válvulas de compuerta totalmente abiertas de 80 mm y 300 mm, con flujo en un régimen de turbulencia completa.

Solución:

Paso de la válvula	80 mm	300 mm
Longitud equivalente, diámetros tubería	8	8
Longitud equivalente, metros tubería	0.62	2.43
Factor K , basado en tubería céd. 40	0.14	0.10

Ejemplo 25b. Determinése la longitud equivalente en diámetros de tubería y pies de tubería nueva de acero comercial cédula 40 y el factor de resistencia K , para válvulas de compuerta totalmente abierta con paso de 1.5 y 12 pulgadas, con flujo en un régimen de turbulencia completa.

Solución:

Paso de la válvula	1 pulg	5 pulg	12 pulg
Longitud equivalente, diámetros tubería	8	8	8
Longitud equivalente, pies tubería céd. 40	0.7	3.4	7.9
Factor K , basado en tubería céd. 40	0.18	0.13	0.10

Ejemplo 26b. Determinése el coeficiente de flujo C_v para válvula de globo, clase 125, de 6 pulgadas, con cuerpo de hierro fundido y en posición de total apertura.

Solución:

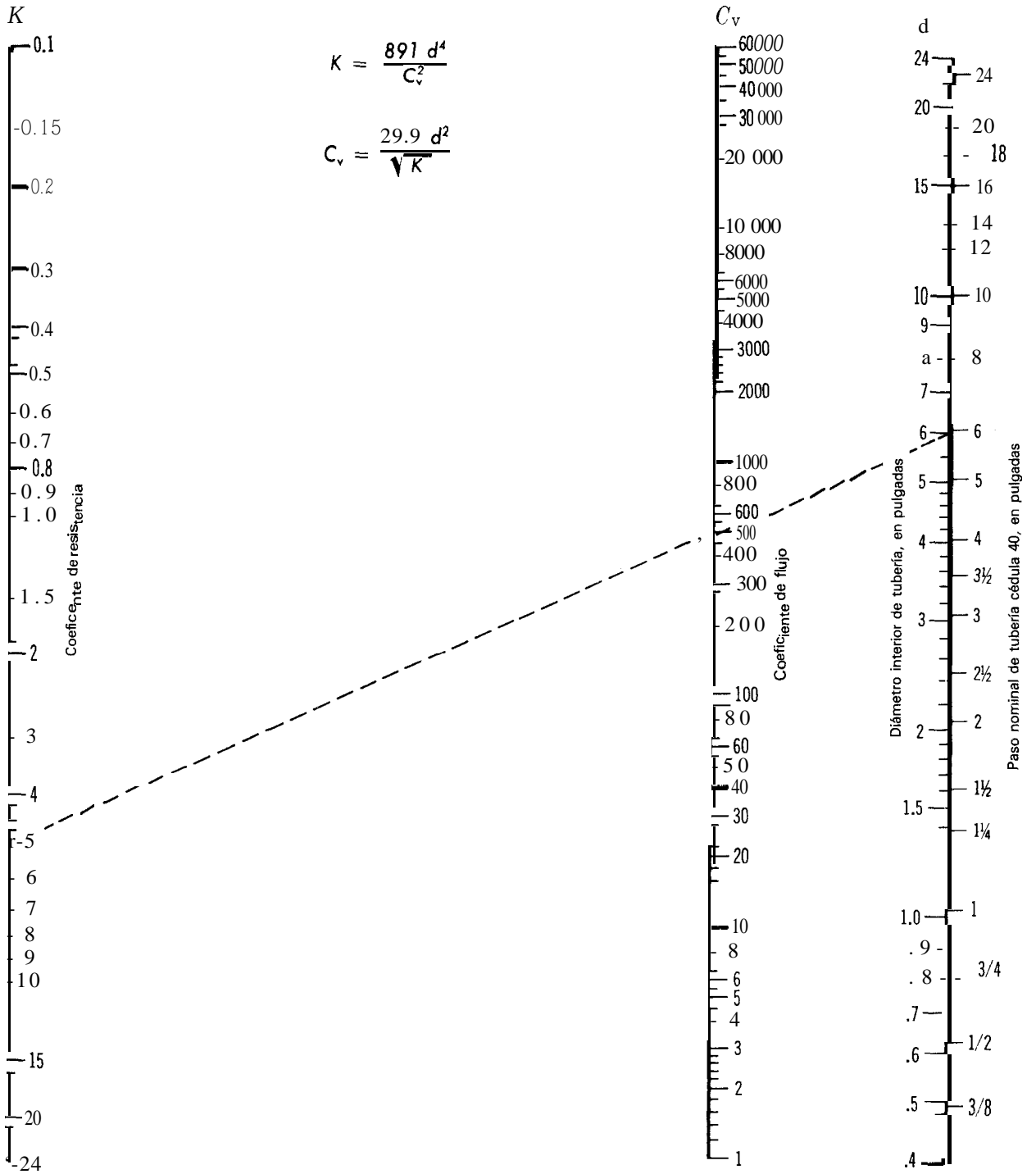
$$K = 340 f_T \quad \text{apéndice A-24}$$

$$f_T = 0.015 \quad \text{apéndice A - 2 4}$$

$$K = 340 \times 0.015 = 5.1$$

$$C_v = 4.90 \quad \text{nomograma A-26b}$$

A-26. Equivalencia del coeficiente de resistencia K y el coeficiente de flujo C_v



Información técnica

APÉNDICE B

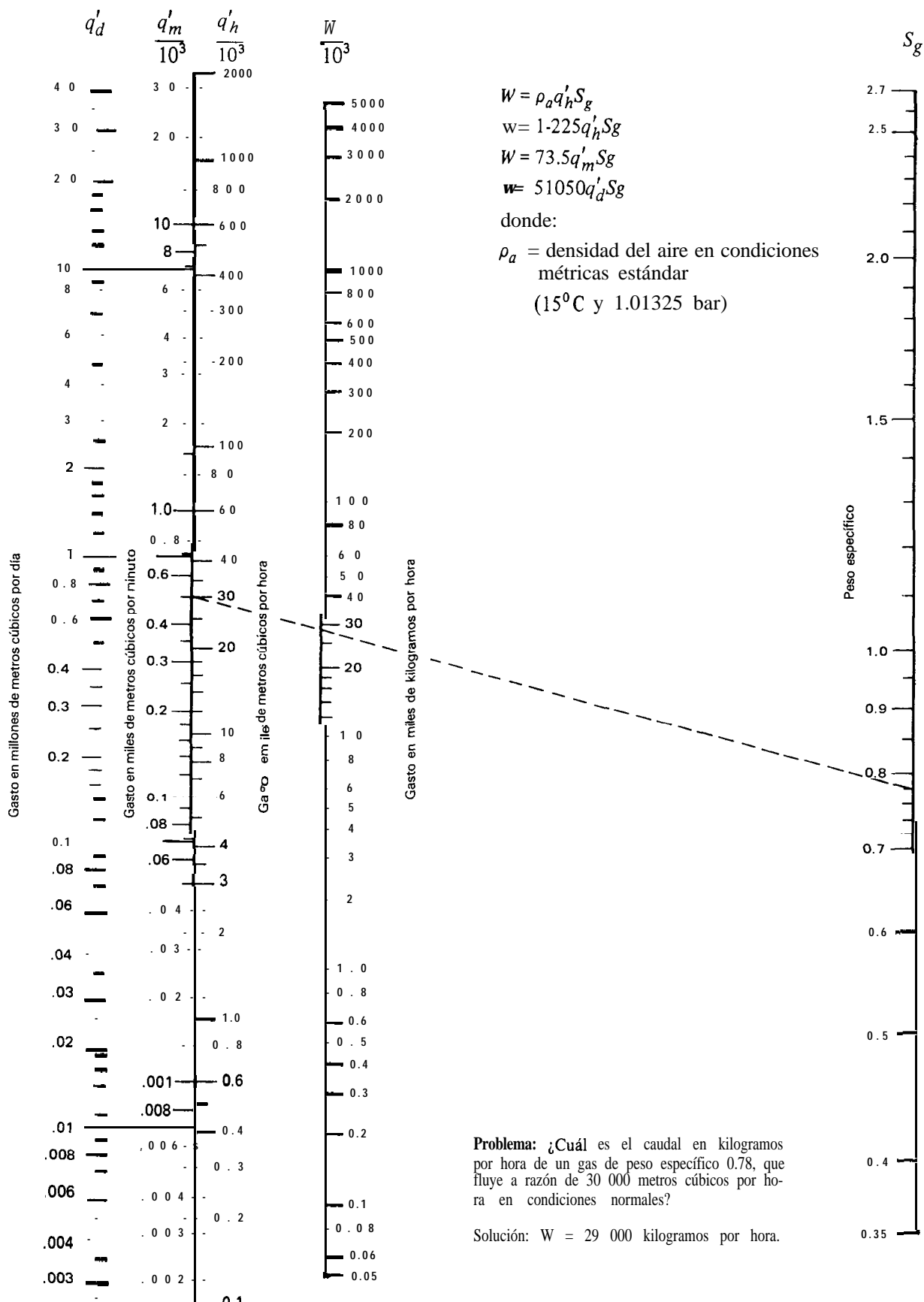
Introducción

Los problemas de flujo se encuentran en muchos campos de la ingeniería, originándose un amplio campo de terminologías específicas. Los términos más aceptados en el estudio de la dinámica de fluidos son utilizados en este texto.

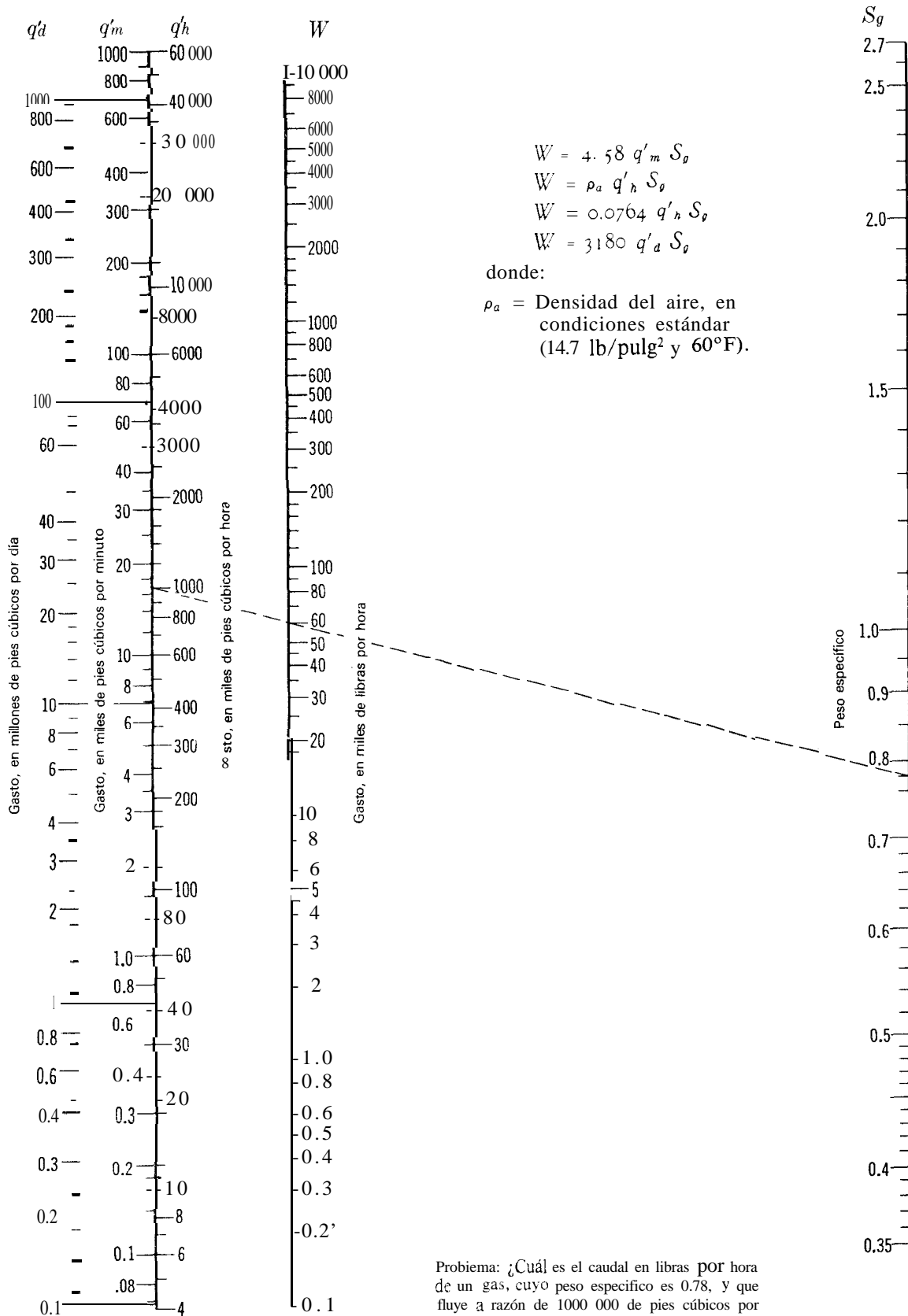
Otros datos técnicos útiles son presentados para procurar soluciones directas a factores frecuentemente recurrentes en las fórmulas de flujo de fluidos. Asimismo, se presentan soluciones a problemas de pérdida de presión en líneas para agua y aire.

Asimismo, se dan tablas de dimensiones para tuberías de acero según normas ANSI, BS e ISO.

B-la. Volumen equivalente y caudal de masa de fluidos compresibles en condiciones estándar (M.S.C.)



B-lb. Volumen equivalente y caudal de masa de fluidos compresibles



B-2. Equivalencias de viscosidad absoluta (dinámica)

PARA OBTENER → MULTIPLÍQUESE ↓ por ↘	Pascal segundo Pa s	Centipoise cP	Poundal segundo por pie cuadrado pdl s/ft ²	Libra-fuerza segundo por pie cuadrado lbf s/ft ²	Kilogramo-fuerza segundo por metro cuadrado kgf s/m ²
1 $\frac{\text{Pascal}}{\text{segundo}} (= 1 \text{ N/s/m}^2)$ Pas =	1	1000	0.672	2.09×10^{-2}	0.102
1 centipoise =	0.001	1	6.72×10^{-4}	2.09×10^{-5}	1.02×10^{-4}
1 poundal segundo pie cuadrado (= 1 lb/(ft s)) pdl s/ft ² =	1.488	1488	1	0.031	0.152
1 libra-fuerza segundo (= 1 slug/(ft s)) lbf s/ft ² =	47.88	47 880	32.174	1	4.882
1 kilogramo-fuerza segundo por metro cuadrado kgf s/m ² =	9.807	9807	6.590	0.205	1

Para convertir viscosidades absoluta o dinámicas de unas unidades a otras, localícese la unidad dada en la columna de la izquierda y multiplíquese su valor numérico por el factor que se encuentra en la columna encabezada por la unidad que se desea obtener.

Ejemplo: Conviértase una viscosidad absoluta de 0.0014 slugs/pie segundo a centipoises. El factor de conversión es 47 880. Entonces, $0.0014 \times 47\ 880 = 67$ centipoises.

B-3. Equivalencias de viscosidad cinemática

PARA OBTENER → MULTIPLÍQUESE ↓ por ↘	Metro cuadrado por segundo m ² /s	Centistokes cSt	Pulgada cuadrada por segundo in ² /s	Pie cuadrado por segundo ft ² /s
1 metro cuadrado por segundo m ² /s =	1	1×10^6	1550	10.764
1 centistokes cSt =	1×10^{-6}	1	1.55×10^{-3}	1.0764×10^{-5}
1 pulgada cuadrada por segundo in ² /s =	6.452×10^{-4}	645.2	1	6.944×10^{-3}
1 pie cuadrado por segundo ft ² /s =	9.290×10^{-2}	92 903	144	1

Para convertir viscosidades cinemáticas de unas unidades a otras, localícese la unidad dada en la columna de la izquierda y multiplíquese su valor numérico por el factor que se encuentra en la columna encabezada por la unidad que se desea obtener.

Ejemplo: Conviértase una viscosidad cinemática de 0.5 pies cuadrados/segundo a centistokes. Se ve que el factor de conversión es 92 903. Entonces, $0.5 \times 92\ 903 = 46\ 451$ centistokes.

B-4. Equivalencias entre viscosidades cinemática y Saybolt Universal

Viscosidad cinemática Centistoker v	Viscosidad Saybolt Universal equivalen segundos	
	A 100 F (38C) valores básicos	A 210F (99 C)
1.83	32.01	32.23
2.0	32.62	32.85
4.0	39.14	39.4 1
6.0	45.56	45.88
8.0	52.09	52.45
10.0	58.91	59.32
15.0	77.39	77.93
20.0	97.77	98.45
25.0	119.3	120.1
30.0	141.3	142.3
35.0	163.7	164.9
40.0	186.3	187.6
45.0	209.1	210.5
50.0	232.1	233.8
55.0	255.2	257.0
60.0	278.3	280.2
65.0	301.4	303.5
70.0	324.4	326.7
75.0	347.6	350.0
80.0	370.8	373.4
85.0	393.9	396.7
90.0	417.1	420.0
95.0	440.3	443.4
100.0	463.5	466.7
120.0	556.2	560.1
140.0	648.9	653.4
160.0	741.6	
180.0	834.2	
200.0	926.9	
220.0	1019.6	
240.0	1112.3	
260.0	1205.0	
280.0	1297.7	
300.0	1390.4	
320.0	1483.1	
340.0	1575.8	
360.0	1668.5	
380.0	1761.2	
400.0	1853.9	
420.0	1946.6	
440.0	2039.3	
460.0	2132.0	
480.0	2224.7	
500.0	2317.4	
Superior a 500	Viscosidad en s Saybolt = 4.6347 en centistokes	Viscosidad en segundos Saybolt igual a 4.6673 veces la viscosidad en centistokes

B-5. Equivalencias entre viscosidades cinemática y Saybol Furol

Viscosidad cinemática Centistokes v	Viscosidad Saybolt Furol equivaler ite, segundos	
	A 122F (50 C)	A 210F (99 C)
48	25.3	
50	26.1	25.2
60	30.6	29.8
70	35.1	34.4
80	39.6	39.0
90	44.1	43.7
100	48.6	48.3
125	60.1	60.1
150	71.7	71.8
175	83.8	83.7
200	95.0	95.6
225	106.7	107.5
250	118.4	119.4
275	130.1	131.4
300	141.8	143.5
325	153.6	155.5
350	165.3	167.6
375	177.0	179.7
400	188.8	191.8
425	200.6	204.0
450	212.4	216.1
475	224.1	228.3
500	235.9	240.5
525	247.7	252.8
550	259.5	265.0
575	271.3	277.2
600	283.1	289.5
625	294.9	301.8
650	306.7	314.1
675	318.4	326.4
700	330.2	338.7
725	342.0	351.0
750	353.8	363.4
775	365.5	375.7
800	377.4	388.1
825	389.2	400.5
850	400.9	412.9
875	412.7	425.3
900	424.5	437.7
925	436.3	450.1
950	448.1	462.5
975	459.9	474.9
1000	471.7	487.4
1025	483.5	499.8
1050	495.2	512.3
1075	507.0	524.8
1100	518.8	537.2
1125	530.6	549.7
1150	542.4	562.2
1175	554.2	574.7
1200	566.0	587.2
1225	577.8	599.7
1250	589.5	612.2
1275	601.3	624.8
1300	613.1	637.3
Superior a 1300	•	†

Nota: Para obtener la viscosidad Saybolt Universal equivalente a una viscosidad cinemática determinada a *t* (temperatura en grados Fahrenheit), multiplíquese la viscosidad Saybolt Universal equivalente a 100°F por 1 + (*t* - 100) 0.000064.

Por ejemplo, 10 *v* a 210°F equivalen a 58.91 multiplicado por 1.0070, o 59.32 segundos Saybolt Universal a 210°F.
(En esta fórmula, la temperatura *t* debe ser en °F).

Estas tablas se han impreso con la autorización de la American Society for Testing Materials (ASTM). La tabla de la izquierda se extrajo de la Tabla 1, D2161-63T y la derecha de la Tabla 3, D2161-63T.

* Por encima de 1 300 centistokes a 122°F (50°C) Segundos Saybolt Furol = Centistokes x 0.4717

† Por encima de 1 300 Centistokes a 210°F (99°C) Log (seg Saybolt Furol - 2.87) = 1.0276 [Log (centistokes) - 0.39751

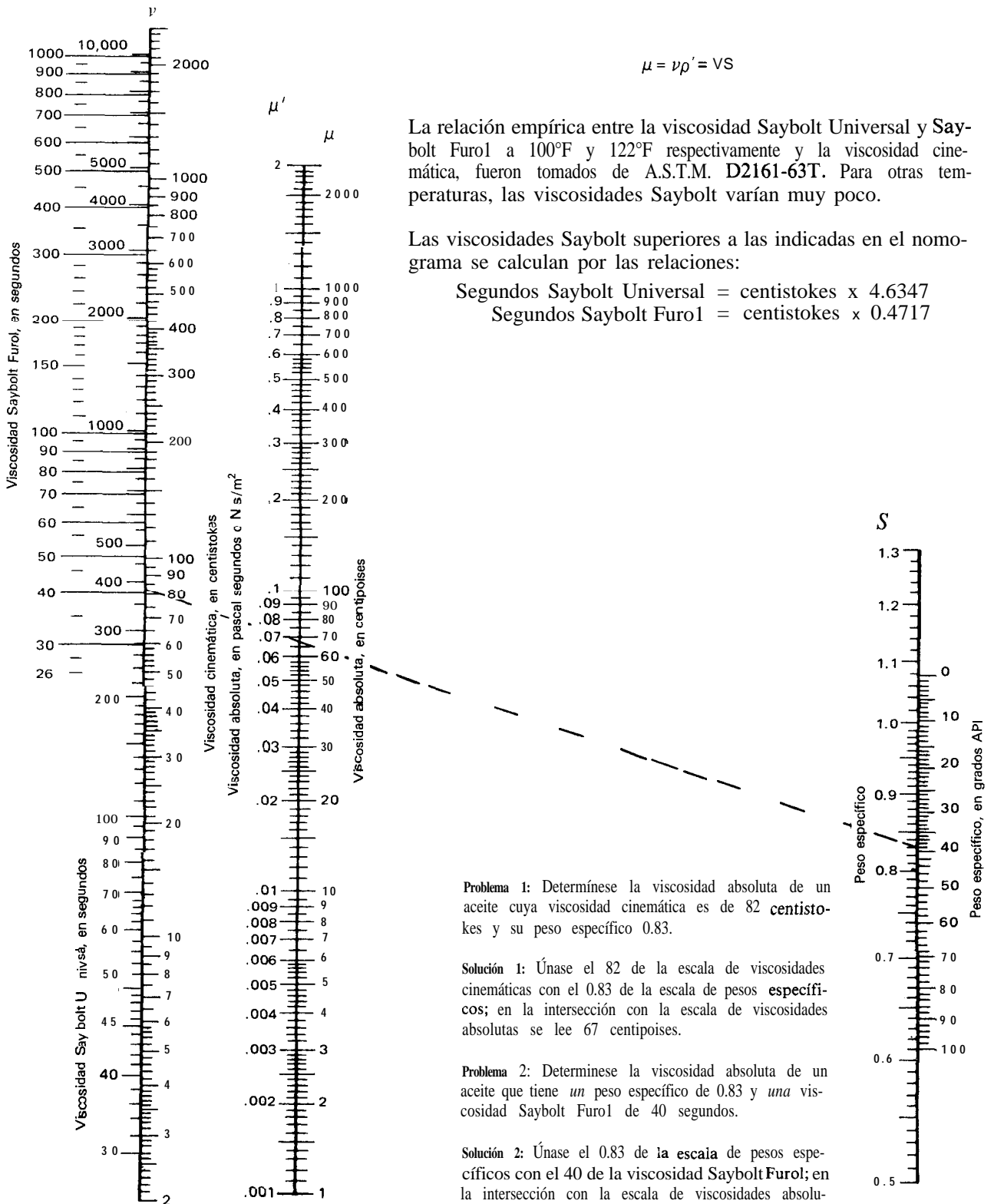
B-6a. Equivalencias entre viscosidades cinemática, Saybolt Universal, Saybolt Furo1 y absoluta

$$\mu = \nu \rho' = VS$$

La relación empírica entre la viscosidad Saybolt Universal y Saybolt Furo1 a 100°F y 122°F respectivamente y la viscosidad cinemática, fueron tomados de A.S.T.M. D2161-63T. Para otras temperaturas, las viscosidades Saybolt varían muy poco.

Las viscosidades Saybolt superiores a las indicadas en el nomograma se calculan por las relaciones:

$$\begin{aligned} \text{Segundos Saybolt Universal} &= \text{centistokes} \times 4.6347 \\ \text{Segundos Saybolt Furo1} &= \text{centistokes} \times 0.4717 \end{aligned}$$



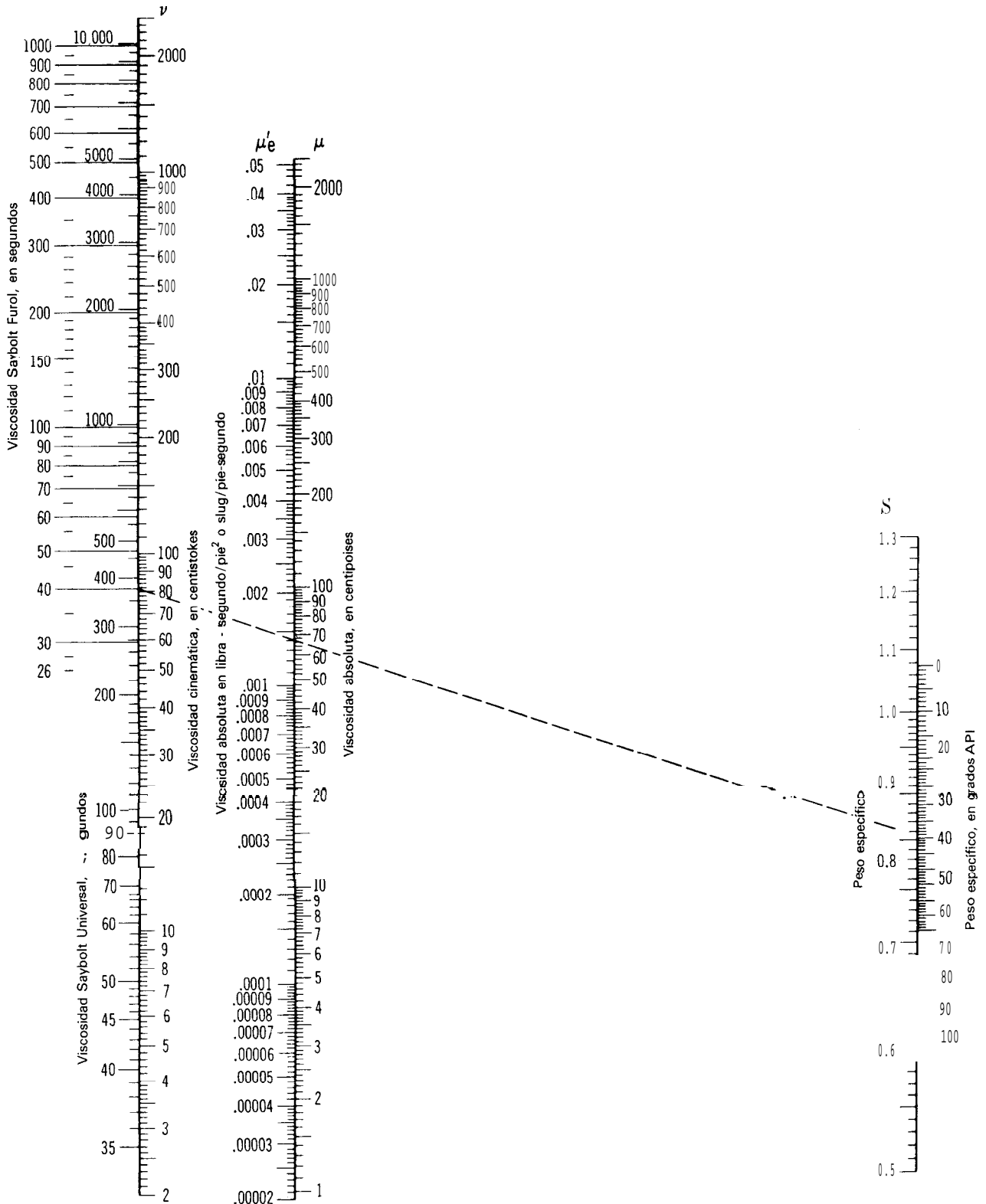
Problema 1: Determinése la viscosidad absoluta de un aceite cuya viscosidad cinemática es de 82 centistokes y su peso específico 0.83.

Solución 1: Únase el 82 de la escala de viscosidades cinemáticas con el 0.83 de la escala de pesos específicos; en la intersección con la escala de viscosidades absolutas se lee 67 centipoises.

Problema 2: Determinese la viscosidad absoluta de un aceite que tiene un peso específico de 0.83 y una viscosidad Saybolt Furo1 de 40 segundos.

Solución 2: Únase el 0.83 de la escala de pesos específicos con el 40 de la viscosidad Saybolt Furo1; en la intersección con la escala de viscosidades absolutas se lee 67 centipoises.

B-6b. Equivalencias entre viscosidades cinemática, Saybolt Universal, Saybolt Furol y absoluta



B-7. Nomograma de viscosidad Saybolt Universal

LAS TEMPERATURAS EN GRADOS CENTIGRADOS HAN SIDO AÑADIDAS POR CRANE

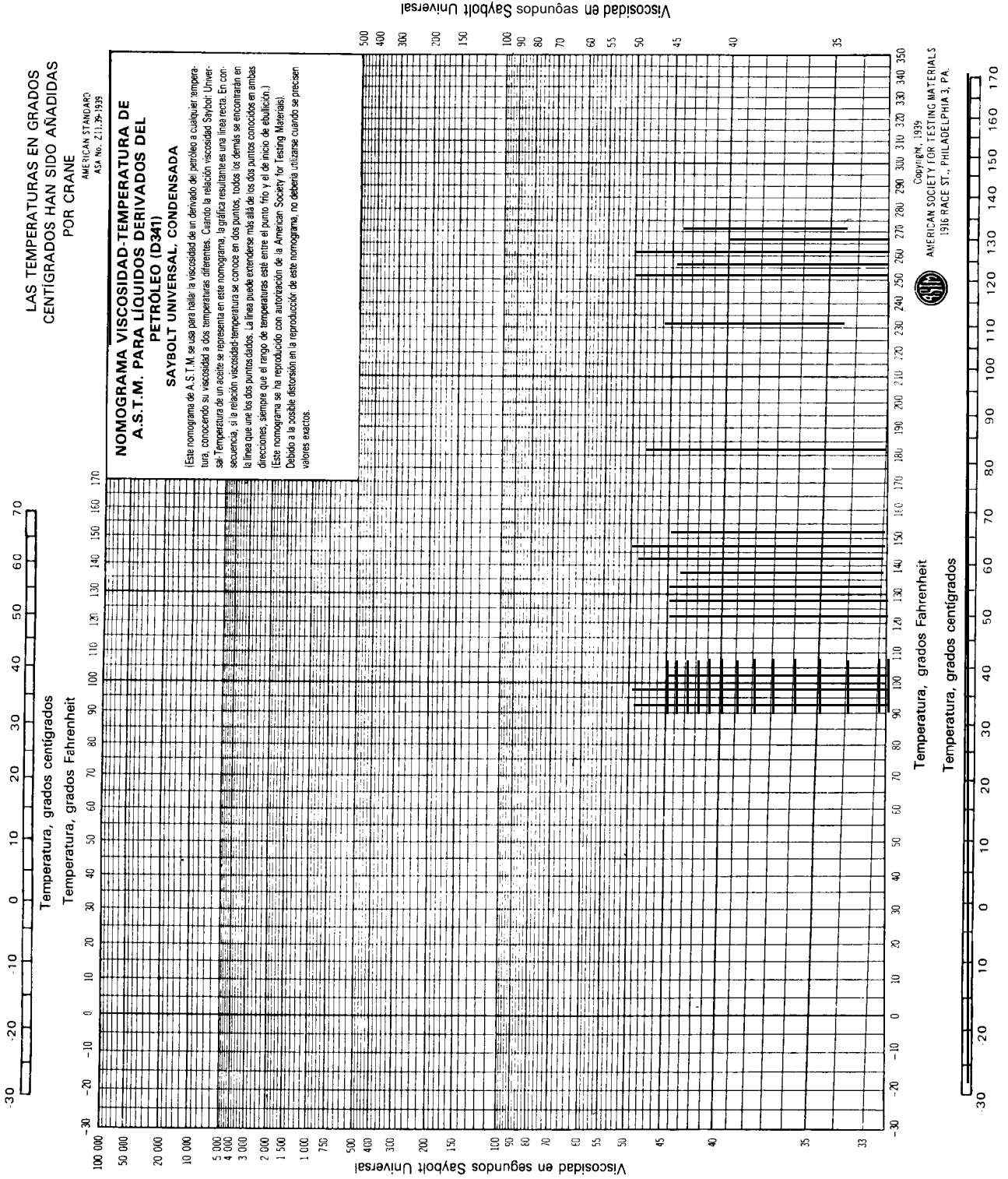
AMERICAN STANDARD
ASA No. Z11.35-1938

NOMOGRAMA VISCOSIDAD-TEMPERATURA DE A.S.T.M. PARA LÍQUIDOS DERIVADOS DEL PETRÓLEO (D341)

SAYBOLT UNIVERSAL, CONDENSADA

(Este nomograma de A.S.T.M. se usó para hallar la viscosidad de un derivado de petróleo a cualquier temperatura, conociendo su viscosidad a dos temperaturas diferentes. Cuando la relación viscosidad Saybolt Universal-temperatura de un aceite se representa en este nomograma, la gráfica resultante es una línea recta. En consecuencia, si la relación viscosidad-temperatura se conoce en dos puntos, todos los demás se encontrarán en la línea que une los dos puntos dados. La línea puede extenderse más allá de los dos puntos conocidos en ambas direcciones, siempre que el rango de temperatura esté entre el punto "frio" y el de inicio de ebullición.)

(Este nomograma se ha reproducido con autorización de la American Society for Testing Materials.)
Debido a la posible distorsión en la reproducción de este nomograma, no debería utilizarse cuando se precisen valores exactos.



AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS
1916 RACE ST., PHILADELPHIA 3, PA.



Copyright, 1938

B-8a. Equivalencias entre grados API, grados Baumé, peso específico y densidad a 60°F/60°F (15.6°C/15.6°C)

Grados API o Baumé	Valores para la escala API		Valores para la escala Baumé			
	Aceites		Líquidos menos pesados que el agua		Líquidos más pesados que el agua	
	Peso específico S	Densidad kg/m ³ P	Peso específico S	Densidad kg/m ³ P	Peso específico S	Densidad kg/m ³ P
0	1.0000	998.9
2	1.0140	1013.0
4	1.0284	1027.4
6	1.0432	1042.2
8	1.0584	1057.4
10	1.0000	998.9	1.0000	998.9	1.0741	1073.1
12	0.986 1	985.1	0.9859	985.0	1.0902	1089.1
14	0.9725	971.5	0.9722	971.2	1.1069	1105.8
16	0.9593	958.4	0.9589	957.9	1.1240	1122.9
18	0.9465	945.6	0.9459	944.9	1.1417	1140.5
20	0.9340	933.1	0.9333	932.3	1.1600	1158.8
22	0.9218	927.0	0.9211	920.1	1.1789	1177.7
24	0.9100	909.0	0.909 1	908.2	1.1983	1197.1
26	0.8984	897.5	0.8974	896.6	1.2185	1217.2
28	0.8871	886.1	0.886 1	885.2	1.2393	1238.1
30	0.8762	875.3	0.8750	874.1	1.2609	1259.7
32	0.8654	864.5	0.8642	863.4	1.2832	1282.0
34	0.8550	854.1	0.8537	852.8	1.3063	1305.0
36	0.8448	844.0	0.8434	842.6	1.3303	1328.9
38	0.8348	833.9	0.8333	832.5	1.3551	1353.7
40	0.825 1	824.3	0.8235	822.7	1.3810	1379.7
42	0.8155	814.7	0.8140	813.1	1.4078	1406.4
44	0.8063	805.4	0.8046	803.8	1.4356	1434.1
46	0.7972	796.4	0.7955	794.7	1.4646	1463.1
48	0.7883	787.5	0.7865	785.7	1.4948	1493.2
50	0.7796	778.8	0.7778	777.1	1.5263	1524.8
52	0.7711	770.3	0.7692	768.4	1.5591	1557.5
54	0.7628	762.0	0.7609	760.1	1.5934	1591.8
56	0.7547	754.0	0.7527	751.9	1.6292	1627.5
58	0.7467	746.0	0.7447	743.9	1.6667	1665.0
60	0.7389	738.1	0.7368	736.1	1.7059	1704.2
62	0.7313	730.6	0.7292	728.5	1.7470	1745.2
64	0.7238	723.1	0.7216	720.8	1.7901	1788.3
66	0.7165	715.7	0.7143	713.6	1.8354	1833.5
68	0.7093	708.5	0.7071	706.4	1.8831	1881.2
70	0.7022	701.5	0.7000	699.4	1.9333	1931.4
72	0.6953	694.6	0.693 1	692.3
74	0.6886	687.8	0.6863	685.6
76	0.6819	681.3	0.6796	678.9
78	0.6754	674.7	0.6731	672.5
80	0.6690	668.3	0.6667	666.0
82	0.6628	662.0	0.6604	659.8
84	0.6566	656.0	0.6542	653.6
86	0.6506	649.9	0.6482	647.5
88	0.6446	643.9	0.6422	641.5
90	0.6388	638.2	0.6364	635.8
92	0.6331	632.4	0.6306	630.0
94	0.6275	626.8	0.6250	624.4
96	0.6220	621.4	0.6195	618.8
98	0.6166	615.9	0.6140	613.3
100	0.6112	610.6	0.6087	608.1

Para obtener densidades en kilogramos por litro (**kg/litro**) divídanse las densidades en **kg/m³** por **10³**

Para las fórmulas, consúltense las páginas 1-3 y 1-4

B-8b. Equivalencias entre grados API, grados Baumé, peso específico, densidad y libras por galón a 60°F/60°F

Grados API 0 Baumé	Valores para la escala API			Valores para la escala Baumé					
	Aceites			Líquidos menos pesados que el agua			Líquidos más pesados que el agua		
	Peso específico	Densidad lb/pie ³	lb/galón	Peso específico	Densidad lb/pie ³	lb/galón	Peso específico	Densidad lb/pie ³	lb/galón
	<i>S</i>	<i>P</i>		<i>S</i>	<i>P</i>		<i>S</i>	<i>P</i>	
0							1.0000	62.36	8.337
2							1.0140	63.24	8.454
4							1.0284	64.14	8.574
6							1.0432	65.06	8.697
8							1.0584	66.01	8.824
10	1.0000	62.36	8.337	1.0000	62.36	8.337	1.0741	66.99	8.955
12	0.9861	61.50	8.221	0.9859	61.49	8.219	1.0902	67.99	9.089
14	0.9725	60.65	8.108	0.9722	60.63	8.105	1.1069	69.03	9.228
16	0.9593	59.83	7.998	0.9589	59.80	7.994	1.1240	70.10	9.371
18	0.9465	59.03	7.891	0.9459	58.99	7.886	1.1417	71.20	9.518
20	0.9340	58.25	7.787	0.9333	58.20	7.781	1.1600	72.34	9.671
22	0.9218	57.87	7.736	0.9211	57.44	7.679	1.1789	73.52	9.828
24	0.9100	56.75	7.587	0.9091	56.70	7.579	1.1983	74.73	9.990
26	0.8984	56.03	7.490	0.8974	55.97	7.482	1.2185	75.99	10.159
28	0.8871	55.32	7.396	0.8861	55.26	7.387	1.2393	77.29	10.332
30	0.8762	54.64	7.305	0.8750	54.57	7.295	1.2609	78.64	10.512
32	0.8654	53.97	7.215	0.8642	53.90	7.205	1.2832	80.03	10.698
34	0.8550	53.32	7.128	0.8537	53.24	7.117	1.3063	81.47	10.891
36	0.8448	52.69	7.043	0.8434	52.60	7.031	1.3303	82.96	11.091
38	0.8348	52.06	6.960	0.8333	51.97	6.947	1.3551	84.51	11.297
40	0.8251	51.46	6.879	0.8235	51.36	6.865	1.3810	86.13	11.513
42	0.8155	50.86	6.799	0.8140	50.76	6.786	1.4078	87.80	11.737
44	0.8063	50.28	6.722	0.8046	50.18	6.708	1.4356	89.53	11.969
46	0.7972	49.72	6.646	0.7955	49.61	6.632	1.4646	91.34	12.210
48	0.7883	49.16	6.572	0.7865	49.05	6.557	1.4948	93.22	12.462
50	0.7796	48.62	6.499	0.7778	48.51	6.484	1.5263	95.19	12.725
52	0.7711	48.09	6.429	0.7692	47.97	6.413	1.5591	97.23	12.998
54	0.7628	47.57	6.359	0.7609	47.45	6.344	1.5934	99.37	13.284
56	0.7547	47.07	6.292	0.7527	46.94	6.275	1.6292	101.60	13.583
58	0.7467	46.57	6.225	0.7447	46.44	6.209	1.6667	103.94	13.895
60	0.7389	46.08	6.160	0.7368	45.95	6.143	1.7059	106.39	14.222
62	0.7313	45.61	6.097	0.7292	45.48	6.079	1.7470	108.95	14.565
64	0.7238	45.14	6.034	0.7216	45.00	6.016	1.7901	111.64	14.924
66	0.7165	44.68	5.973	0.7143	44.55	5.955	1.8354	114.46	15.302
68	0.7093	44.23	5.913	0.7071	44.10	5.895	1.8831	117.44	15.699
70	0.7022	43.79	5.854	0.7000	43.66	5.836	1.9333	120.57	16.118
72	0.6953	43.36	5.797	0.6931	43.22	5.778			
74	0.6886	42.94	5.741	0.6863	42.80	5.722			
76	0.6819	42.53	5.685	0.6796	42.38	5.666			
78	0.6754	42.12	5.631	0.6731	41.98	5.612			
80	0.6690	41.72	5.577	0.6667	41.58	5.558			
82	0.6628	41.33	5.526	0.6604	41.19	5.506			
84	0.6566	40.95	5.474	0.6542	40.80	5.454			
86	0.6506	40.57	5.424	0.6482	40.42	5.404			
88	0.6446	40.20	5.374	0.6422	40.05	5.354			
90	0.6388	39.84	5.326	0.6364	39.69	5.306			
	0.6331	39.48	5.278	0.6306	39.33	5.257			
44	0.6275	39.13	5.231	0.6250	38.98	5.211			
96	0.6220	38.79	5.186	0.6195	38.63	5.165			
98	0.6166	38.45	5.141	0.6140	38.29	5.119			
100	0.6112	38.12	5.096	0.6087	37.96	5.075			

B-9. SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI)

El nombre *Système International d'Unités* (Sistema Internacional de Unidades) en abreviatura SI, se adoptó en la II^a Conferencia General de Pesos y Medidas en 1960.

Este sistema incluye tres clases de unidades:

- (1) unidades fundamentales
- (2) unidades suplementarias
- (3) unidades derivadas

Todas ellas forman el Sistema Internacional de Unidades

UNIDADES FUNDAMENTALES

Unidad de:	Nombre	Símbolo
longitud	metro	m
masa	kilogramo	kg
tiempo	segundo	s
corriente eléctrica	ampere	A
temperatura termodinámica	kelvin	K
intensidad luminosa	candela	cd
cantidad de materia	mol	mol

UNIDADES SUPLEMENTARIAS

ángulo plano	radian	rad
ángulo sólido	esterorradián	sr

UNIDADES DERIVADAS

			Equivalencias
frecuencia	hertz	HZ	1 Hz = 1 ciclo/s
fuerza	newton	N	1 N = 1 kg/m/s ²
presión y tensión mecánica	pascal	Pa	1 Pa = 1 N/m ²
trabajo, energía, cantidad de calor	joule	J	1 J = 1 Nm
potencia	watt	W	1 W = 1 J/s
cantidad de electricidad	coulomb	C	1 C = 1 A s
capacidad eléctrica potencial eléctrico, tensión, diferencia de potencial, fuerza electromotriz	volt	V	1 V = 1 W/A
capacidad eléctrica	farad	F	1 F = 1 A s/v
resistencia eléctrica	ohm	Ω	1 Ω = 1 V/A
conductancia eléctrica	siemens	S	1 s = 1 Ω^{-1}
flujo de inducción magnética, flujo magnético	weber	wb	1 Wb = 1 V s
densidad de flujo magnético inducción magnética	tesla	T	1 T = 1 Wb/m ²
inductancia	henry	H	1 H = 1 V s/A
flujo luminoso	lumen	lm	1 lm = 1 cd sr
iluminación	lux	lx	1 lx = 1 lm/m ²

B-9. SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI) (continuación)

Ciertas unidades que no pertenecen al SI pero que son reconocidas internacionalmente, continuarán en uso. Las más importantes son:

EXCEPCIONES**TIEMPO:**

Además de segundo(s) se seguirán utilizando las siguientes unidades:

Nombre:	Símbolo
minuto	min
hora	h
día	d

también continuarán en uso otras unidades como semana, mes y año

ÁNGULO PLANO:

Además del radián (rad) se seguirán utilizando las siguientes unidades:

Nombre	Símbolo
grado	°
minuto	'
segundo	"

TEMPERATURA:

Además del Kelvin (K), que se refiere a la escala absoluta o termodinámica, las temperaturas ordinarias se medirán en grados Celsius (°C), anteriormente llamados centígrados. Los intervalos entre grados en las escalas Kelvin y Celsius son idénticos, pero mientras el 0 Kelvin es el cero absoluto, 0 grados Celsius es la temperatura de fusión del hielo.

Factor	Prefijo	Símbolo
10^{12}	tera	T
10^9	giga	G
10^6	mega	M
10^3	kilo	k
10^2	hecto	h
10	deca	da
10^{-1}	deci	d
10^{-2}	centi	c
10^{-3}	mili	m
10^{-6}	micro	μ
10^{-9}	nano	n
10^{-12}	pico	p
10^{-15}	femto	f
10^{-18}	atto	

**MÚLTIPLOS Y SUBMÚLTIPLOS
DECIMALES DE UNIDADES
DEL SI-PREFIJOS**

Cuando se añade un prefijo a una unidad se considera Unido a dicha unidad, formando un nuevo símbolo de la unidad, que puede elevarse a potencias positivas o negativas y puede combinarse con otros símbolos de unidades para formar unidades compuestas. Cuando una combinación prefijo-símbolo está elevada a una potencia positiva (o negativa), deben considerarse como una única unidad y no como entes separados

Las unidades primarias se separan entre sí

Ej: N m (newton metro)
kWh (kilowatt hora)

Los prefijos se colocan junto a las unidades

Ej: MN (meganewton)
kJ (kilojoule)

**USO ESCRITO DE
SÍMBOLOS Y PREFIJOS**

B-10. Tablas de conversión de unidades

Las equivalencias de conversión entre unidades dadas en esta página y en las siguientes se basan generalmente en la British Standard 350: Part 1 : 1974.

En algunos casos se han redondeado las cifras pero con un cierto límite, de modo que puedan considerarse de valor práctico para el ingeniero.

milímetro mm	centímetro cm	metro m	pulgada in	pie ft	yarda yd	Longitud
1 10 1000 25.4 304.8 914.4	0.1 100 2.54 30.48 91.44	0.001 1 0.0254 0.3048 0.9144	0.0394 39.3701 0.3937 12 36	0.0033 3.2808 1.0833 3	0.0011 0.01091 0.936 0.0278 0.3333 1	

1 kilómetro = 1000 metros = 0'62137 millas

1 milla = 1609'34 metros = 1'60934 kilómetros

milímetro cuadrado mm ²	centímetro cuadrado cm ²	metro cuadrado m ²	pulgada cuadrada in ²	pie cuadrado ft ²	yarda cuadrada yd ²	Área
1 100 10 ⁶ 645.163 836 127	0.01 10000 29.63 16 8361.27	10 ⁻⁶ 10 ⁻⁴ 1 0.452 x 10 ⁻⁴ 0.836	1.55 x 10 ⁻³ 0.155 15544 12%	1.076 x 10 ⁻⁵ 1.076 x 10 ⁻⁵ 10.7646.944 x 10 ⁻³ 1 9	1.196 x 10 ⁻⁶ 1.196 x 10 ⁻⁶ 7.716 x 10 ⁻⁴ 0.111 1'	

milímetro cúbico mm ³	centímetro cúbico cm ³	metro cúbico m ³	pulgada cúbica in ³	pie cúbico ft ³	yarda cúbica yd ³	Volumen
1 1000 10 ⁹ 16 387 2.832 x 10 ³ 7.646 x 10 ⁸	0.001 1 10 ⁶ 16.39 2.832 x 10 ³ 7.646 x 10 ⁸	10 ⁻⁹ 10 ⁻⁶ 1 1.639 x 10 ⁻⁵ 0.0283 0.7646	6.1 x 10 ⁻⁵ 0.061 61 024' 1728 46 656	3.531 x 10 ⁻⁸ 3.531 x 10 ⁻⁵ 35.31 5.787 x 10 ⁻⁴ 2:	1.308 x 10 ⁻⁹ 1.308 x 10 ⁻⁶ 1.308 2.143 x 10 ⁻⁵ 0.0370 1'	

metro cúbico m ³	litro l	mililitro ml	galón U.K. U.K. gal	galón U.S. U.S. gal	pie cúbico ft ³	Capacidad
1 10.0065 0.00378 0.0283	1000 1 0.001 3.785 28.317	1 1 4546 3785 28 317	220 1 2.2 x 0.22 00 ⁻⁴ 0.8327 6.2288	264.2 1 2.642x0.2642 10 ⁻⁴ 1 7.4805	35.3147 0.0353 3.53 x 10 ⁻⁵ 0.1605 0'1337 1'	

1 Barril U.S. = 42 galones U.S. (medida para petróleo)

1 litro = 10⁶ mm³ = 10³ cm³ = 1 decímetro cúbico (1 dm³)

1 litro = 1.76 pintas U.K. = 2.113 pintas U.S.

Al galón U.K. y pinta U.K. se les llama también galón Imperial y pinta Imperial

B-10. Tablas de conversión de unidades (continuación)

metro por segundo m/s	pie por segundo ft/s	metro por minuto m/min	pie por minuto ft/min	kilometro por hora km/h	milla por hora mi/h	Velocidad
0.305	3.281	60 18.288	196.85 60	3.6 1.0973	0.8818 2.2369	
0.017	1		3.281	0.06	0.0373	
0.005	0.055	0.305	1	0.0183	0.01136	
0.278	0.911	16.667	54.68	1	0.6214	
0.447	1.467	26.822	88	1.6093	1	

kilogramo kg	libra lb	quintal cwt	tonelada t	tonelada U.K.	tonelada U.S. sh ton	Masa
0.454	2.205	0.0197	0.001	9.84 x 10 ⁻⁴	0.0011	
50.802	1	0.0089	4.54 x 10 ⁻⁴	4.46 x 10 ⁻⁴	5.0 x 10 ⁻⁴	
1000	112	1	0.0508	0.05	0.056	
1016	2204.6	19.684	1	0.9842	1.1023	
907.2	2240	20	1.0161	1	1.12	
	2000	17.857	0.9072	0.8929	1	

kilogramo por segundo kg/s	libra por segundo lb/s	kilogramo por hora kg/h	libra por hora lb/h	U.K ton/hor ton/h	tonelada/h t/h	Caudal en unidades de masa
2.78 x 10 ⁻⁴	2.205	3600	7936.64	3.543 1	3.6	
	6.1 x 10 ⁻⁴	1633	3600 2.205	9.84 1.607 x 10 ⁻⁴	0.001 1.633	
1.26 x 10 ⁻⁴	2.78 x 10 ⁻⁴	1	1	4.46 x 10 ⁻⁴	4.54 x 10 ⁻⁴	
0.282	0.622	1016	2240.6	it.9842	1.016	
0.278	0.612	1000			1	

litro por segundo l/s	litro por minuto l/min	metro cúbico por hora m ³ /h	pie cúbico por hora ft ³ /h	pie cúbico por minuto ft ³ /min	galón U.K. por minuto U.K.gal/min	galón U.S. por minuto US gal/min	barril U.S. por día US barril/d	Caudal volumétrico
1	60	3.6	127.133	2.1189	13.2	15.85	543.439	
0.017	1	0.06	2.1189	0.0353	0.22	0.264	9.057	
0.278	16.667	1	35.3147	0.5886	3.666	4.403	150.955	
0.008	0.472	0.0283	1	0.0167	0.104	0.125	4.275	
0.472	28.317	1.6990	60	1	6.229	7.480	256.475	
0.076	4.546	0.2728	9.6326	0.1605	0.104	1.201	41.175	
0.063	3.785	0.2271	8.0209	0.1337	0.823	1	34.286	
0.002	0.110	0.0066	0.2339	0.0039	0.024	0.029	1	

newton N	kilonewton kN	kilogramo-fuerza knf	libra-fuerza lbf	Fuerza
1000	0.001	101.97 0.102	224.81 0.225	
9.807	1	0.454	2.205	
4.448	0.0044		1	

*El kilogramo fuerza a veces se llama **kilopond (kp)**

B-10. Tablas de conversión de unidades (continuación)

Presión y altura de líquido

Newton por metro cuadrado N/m ²	milibar (10 ² N/m ²) mbar	bar (10 ⁵ N/m ²) bar	ilogramofuerza por centímetro cuadrado kgf/cm ²	libra-fuerza por pulgada cuadrada lbf/in ²	pie de agua ft H ₂ O	metro de agua m H ₂ O	milímetro de mercurio mm Hg	pulgada de mercurio in Hg
1	0.01	10 ⁻⁵	1.02 x 10 ⁻⁵	1.45 x 10 ⁻⁴	3.3 x 10 ⁻⁴	1.02 x 10 ⁻⁴	0.0075	2.95 x 10 ⁻⁴
100	1	0.001	1.02 x 10 ⁻³	0.0145	0.033	0.0102	0.75	0.029
10 ⁵	1000	1	1.02	14.5	33.455	10.2	750.1	29.53
98 067	980.7	0.981	1.02	14.22	32.808	10.0	735.6	28.96
6895	68.95	0.069	0.069	1	2.307	0.703	51.71	2.036
2989	29.89	0.03	0.03008	0.433	1	0.305	22.42	0.883
9807	98.07	0.098	0.1	1.42	3.28	1	73.55	2.8%
133.3	1.333	0.0013	0.0014	0.019	0.045	0.014	1	0.039
3386	33.86	0.0338	0.0345	0.491	1.133	0.345	25.4	1

El nombre especial de "Pascal" (símbolo Pa) es dado a la unidad N/m² (1 Pa = 1 N/m²)

1 mm Hg se le conoce también con el nombre "tor"

La atmósfera estándar internacional (1 atm) ≈ 101 325 pascals o 1.01325 bar. Es igual a 1.03323 kgf/cm² o 14.6959 lbf/in²

La atmósfera técnica (métrica), (1 at) = 1 kgf/cm² o 0.98066 bar. Esto es igual a 14.2233 lbf/in²

Las condiciones de referencia convencionales conocidas como "temperatura y presión estándar" (stp) son: 1.01325 bars a 0°C ≈ 14.6959 lbf/in² a 0°C.

Las condiciones de referencia estándar (st) para gases son 1.01325 bar a 15°C y secos, como los define la International Gas Union. Se conocen también como condiciones métricas estándar (MSC).

joule J	kilojoule kJ	megajoule MJ	pie libra-fuerza ft lbf	unidad térmica británica B.t.u.	termia	kilowatt hora kW h
1	0.001	10 ⁻⁶	0.737	9.48 x 10 ⁻⁴	9.48 x 10 ⁻⁹	2.78 x 10 ⁻⁷
1000	1	0.001	737.56	0.9478	9.48 x 10 ⁻⁶	2.78 x 10 ⁻⁴
10 ⁶	1000	1	737 562	947.82	9.48 x 10 ⁻³	0.2778
1.356	1.36 x 10 ⁻³	1.36 x 10 ⁻⁶	1	1.28 x 10 ⁻³	1.28 x 10 ⁻⁸	3.77 x 10 ⁻⁷
1055.1	1.055 1	1.05 x 10 ⁻³	778.17	1	10 ⁻⁵	2.931 x 10 ⁻⁴
1.0551 x 10 ³	105 510	105.5 1	7.78 x 10 ⁷	100 000	1	29.307
3.6 x 10 ⁶	3600	3.6	2.65 x 10 ⁶	3412.1	0.03412	1

**Energía,
Trabajo
Calor**

1 joule = 1 newton metro

Watt W	kilogramo-fuerza metro segundo kgf m/s	caballo de vapor métrico	pie libra fuerza por segundo ft lbf/s	caballo de vapor hp
9.806	0.102	0.00136 0.0133	0.738	0.00130 0.131
135.5	7:	1	7.233	0.9863
1.356	0.138	1.84 x 10 ⁻³	542.476	1.82 x 10 ⁻³
745.10	76.04	1.0139	550.0	1

Potencia

1 watt = 1 joule por segundo = 1 newton metro por segundo

El caballo de vapor métrico se llama "cheval vapeur" (ch) o (CV) en Francia.

En Alemania se llama "Pferdestärke" (PS)

Densidad 1 g/cm³ ≈ 1000 kg/m³ ≈ 0.0361 lb/in³

1 kg/m³ ≈ 0.001 g/cm³ ≈ 0.0624 lb/ft³

Volumen específico: 1 cm³/g = 0.001 m³/kg = 27.68 in³/lb

1 m³/kg = 1000 cm³/g = 16.0185 ft³/lb

B-11a. Flujo de agua en tuberías de acero de cédula 40

Caída de presión en 100 metros y velocidad en tuberías de cédula 40, para agua a 15°C																
Caudal (litros por minuto)	Velocidad (metros por segundo)	Caída de presión (bar)	Velocidad (metros por segundo)	Caída de presión (bar)	Velocidad (metros por segundo)	Caída de presión (bar)	Velocidad (metros por segundo)	Caída de presión (bar)	Velocidad (metros por segundo)	Caída de presión (bar)	Velocidad (metros por segundo)	Caída de presión (bar)	Velocidad (metros por segundo)	Caída de presión (bar)	Velocidad (metros por segundo)	Caída de presión (bar)
	1/8"		1/4"		3/8"		1/2"		3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
1	0.459	0.726	0.251	0.17												
2	0.918	2.59	0.501	0.60	0.272	0.136	0.170	0.044								
3	1.38	5.59	0.752	1.22	0.407	0.29	0.255	0.091	0.144	0.023						
4	1.84	9.57	1.00	2.09	0.543	0.48	0.340	0.151	0.192	0.038						
5	2.29	14.45	1.25	3.18	0.679	0.70	0.425	0.223	0.241	0.057	0.120	0.012				
6	2.75	20.29	1.50	4.46	0.815	0.98	0.510	0.309	0.289	0.077	0.180	0.024				
8	3.67	35.16	2.01	7.36	1.09	1.69	0.680	0.524	0.385	0.129	0.240	0.041	0.138	0.011		
10			2.51	11.81	1.36	2.52	0.850	0.798	0.481	0.193	0.300	0.061	0.172	0.015	0.127	0.038
15			3.76	25.67	2.04	5.37	1.28	1.69	0.722	0.403	0.450	0.124	0.258	0.032	0.190	0.015
20					2.72	9.24	1.70	2.84	0.962	0.683	0.600	0.210	0.344	0.054	0.254	0.024
30	0.231	0.016	2 1/2"				2.55	6.17	1.44	1.45	0.900	0.442	0.517	0.114	0.380	0.053
40	0.308	0.027	0.216	0.010			3.40	10.72	1.92	2.50	1.20	0.758	0.689	0.193	0.507	0.091
50	0.385	0.039	0.270	0.017					2.41	3.83	1.50	1.14	0.861	0.290	0.634	0.135
60	0.462	0.055	0.324	0.023					2.89	5.41	1.80	1.61	1.03	0.400	0.761	0.187
70	0.539	0.098	0.378	0.031					3.37	7.27	2.10	2.15	1.21	0.541	0.888	0.248
80	0.616	0.092	0.432	0.039	0.280	0.014			3.85	9.27	2.40	2.76	1.38	0.690	1.01	0.315
90	0.693	0.115	0.486	0.048	0.315	0.017	0.235	0.008			2.70	3.47	1.52	0.862	1.14	0.397
100	0.770	0.141	0.540	0.059	0.350	0.020	0.261	0.010			3.00	4.25	1.72	1.05	1.27	0.488
150	1.15	0.295	0.810	0.125	0.524	0.042	0.392	0.021	0.304	0.011	4.50	9.30	2.58	2.26	1.90	1.03
200	1.54	0.512	1.08	0.212	0.699	0.072	0.523	0.036	0.405	0.019			3.44	3.91	2.54	1.81
250	1.92	0.773	1.35	0.322	0.874	0.108	0.653	0.053	0.507	0.028	5"				3.17	2.74
300	2.31	1.10	1.62	0.449	1.05	0.152	0.784	0.074	0.608	0.040	0.387	0.014	6"		3.80	3.82
350	2.69	1.47	1.89	0.606	1.22	0.203	0.915	0.099	0.710	0.053	0.452	0.018			4.44	5.18
400	3.08	1.92	2.16	0.780	1.40	0.264	1.05	0.128	0.811	0.068	0.516	0.023	0.357	0.009	5.07	6.69
450	3.46	2.39	2.43	0.979	1.57	0.329	1.18	0.161	0.912	0.084	0.581	0.028	0.402	0.012	5.71	8.45
500	3.85	2.95	2.70	1.20	1.75	0.403	1.31	0.196	1.01	0.101	0.646	0.034	0.447	0.014		
550	4.23	3.55	2.97	1.44	1.92	0.479	1.44	0.232	1.11	0.122	0.710	0.041	0.491	0.016		
600	4.62	4.20	3.24	1.69	2.10	0.566	1.57	0.273	1.22	0.146	0.775	0.047	0.536	0.019		
650	5.00	6.88	3.51	1.97	2.27	0.658	1.70	0.319	1.32	0.169	0.839	0.055	0.581	0.022		
700	5.39	5.63	3.78	2.28	2.45	0.759	1.83	0.368	1.42	0.194	0.904	0.063	0.625	0.025		
750	5.77	6.44	4.05	2.60	2.62	0.863	1.96	0.420	1.52	0.218	0.968	0.072	0.670	0.029		
800			4.32	2.95	2.80	0.977	2.09	0.473	1.62	0.246	1.03	0.081	0.715	0.032		
850			4.59	3.31	2.97	1.09	2.22	0.528	1.72	0.277	1.10	0.091	0.760	0.036	0.439	0.009
900					3.15	1.22	2.35	0.585	1.82	0.308	1.16	0.101	0.804	0.041	0.465	0.010
950					3.32	1.35	2.48	0.649	1.93	0.342	1.23	0.111	0.849	0.045	0.491	0.012
1000					3.5	1.50	2.61	0.714	2.03	0.377	1.29	0.122	0.894	0.049	0.516	0.013
1100					3.85	1.75	2.87	0.860	2.23	0.452	1.42	0.147	0.983	0.059	0.568	0.015
1200					4.20	2.14	3.14	1.02	2.43	0.534	1.55	0.172	1.07	0.069	0.620	0.018
1300							3.40	1.19	2.64	0.627	1.68	0.200	1.16	0.080	0.671	0.021
1400							3.66	1.37	2.84	0.722	1.81	0.232	1.25	0.091	0.723	0.024
1500							3.92	1.56	3.04	0.818	1.94	0.264	1.34	0.105	0.775	0.027
1600							4.18	1.78	3.24	0.924	2.07	0.297	1.43	0.118	0.826	0.031
1700							4.44	1.99	3.45	1.04	2.19	0.331	1.52	0.132	0.878	0.035
1800	0.590	0.012							3.65	1.16	2.32	0.369	1.61	0.147	0.930	0.039
1900	0.622	0.014							3.85	1.28	2.45	0.410	1.70	0.163	0.981	0.042
2000	0.655	0.015							4.05	1.41	2.58	0.452	1.79	0.181	1.03	0.046
2200	0.721	0.018							4.46	1.70	2.84	0.545	1.97	0.217	1.14	0.056
2400	0.786	0.021	12"								3.10	0.645	2.14	0.253	1.24	0.065
2600	0.852	0.025	0.600	0.010							3.36	0.749	2.32	0.296	1.34	0.076
2800	0.917	0.028	0.646	0.012							3.61	0.859	2.50	0.339	1.45	0.087
3000	0.983	0.032	0.692	0.013	0.573	0.008					3.87	0.982	2.68	0.387	1.55	0.099
3500	1.15	0.043	0.810	0.018	0.668	0.011	16"				4.52	1.33	3.13	0.526	1.81	0.134
4000	1.31	0.055	0.923	0.023	0.764	0.014					5.16	1.72	3.57	0.673	2.07	0.172
4500	1.47	0.068	1.04	0.029	0.860	0.018	0.658	0.009					4.02	0.853	2.32	0.214
5000	1.64	0.084	1.15	0.034	0.955	0.022	0.731	0.011					4.47	1.04	2.58	0.262
6000	1.96	0.118	1.38	0.049	1.15	0.031	0.877	0.016	18"				5.36	1.47	3.10	0.373
7000	2.29	0.158	1.61	0.065	1.34	0.042	1.02	0.021	0.808	0.012			6.25	2.0	3.61	0.499
8000	2.62	0.204	1.84	0.085	1.53	0.054	1.17	0.027	0.924	0.015			7.15	2.59	4.13	0.650
9000	2.95	0.256	2.08	0.107	1.72	0.067	1.31	0.033	1.04	0.019					4.65	0.816
0 000	3.28	0.313	2.31	0.130	1.91	0.081	1.46	0.041	1.15	0.023			4.47	1.04	5.16	0.992
2 000	3.93	0.447	2.77	0.184	2.29	0.114	1.75	0.057	1.38	0.032	1.11	0.019	20"			
4 000	4.59	0.600	3.23	0.246	2.67	0.153	2.05	0.077	1.62	0.044	1.30	0.025	24"		6.20	1.41
6 000	5.24	0.776	3.69	0.317	3.06	0.198	2.34	0.099	1.85	0.056	1.49	0.032	1.03	0.013	7.23	1.91
8 000	5.90	0.975	4.15	0.398	3.44	0.246	2.63	0.124	2.08	0.069	1.67	0.040	1.16	0.016	8.26	2.48
0 000	6.55	1.19	4.61	0.487	3.82	0.302	2.92	0.152	2.31	0.084	1.86	0.049	1.28	0.020		
5 000	8.19	1.83	5.77	0.758	4.77	0.469	3.65	0.234	2.89	0.130	2.32	0.076	1.61	0.030		
0 000			6.92	1.08	5.73	0.669	4.38	0.332	3.46	0.183	2.79	0.108	1.93	0.043		
5 000			8.07	1.46	6.68	0.903	5.12	0.446	4.04	0.248	3.25	0.144	2.25	0.057		
0 000			9.23	1.90	7.64	1.17	5.85	0.578	4.62	0.319	3.72	0.186	2.57	0.074		
5 000			10.38	2.39	8.59	1.47	6.58	0.726	5.19	0.400	4.18	0.233	2.89	0.092		
0 000					9.55	1.81	7.31	0.888	5.77	0.491	4.64	0.284	3.21	0.113		
5 000							8.04	1.07	6.35							

B-1lb. Flujo de agua en tuberías de acero de cédula 40

Caída de presión en 100 pies y velocidad en tuberías de cédula 40 para agua a 60°F

Caudal		Caída de presión en 100 pies y velocidad en tuberías de cédula 40 para agua a 60°F															
Galones por minuto	Pies cúbicos por segundo	1/8"		1/4"		3/8"		1/2"		3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
		Velocidad Pies por Segundo	Caída de presión lb/pulg ²	Velocidad Pies por Segundo	Caída de presión lb/pulg ²	Velocidad Pies por Segundo	Caída de presión lb/pulg ²	Velocidad Pies por Segundo	Caída de presión lb/pulg ²	Velocidad Pies por Segundo	Caída de presión lb/pulg ²	Velocidad Pies por Segundo	Caída de presión lb/pulg ²	Velocidad Pies por Segundo	Caída de presión lb/pulg ²	Velocidad Pies por Segundo	Caída de presión lb/pulg ²
.2	0.000446	1.13	1.86	0.616	0.35	0.504	0.15	0.317	0.061	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
.3	0.000668	1.69	4.22	0.924	0.90	0.672	0.34	0.422	0.086	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
.4	0.000891	2.26	6.98	1.23	1.61	0.840	0.53	0.528	0.167	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
.5	0.00111	2.82	10.5	1.54	2.39	1.01	0.75	0.633	0.246	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
.6	0.00134	3.39	14.7	1.85	3.29	1.14	1.05	0.728	0.361	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
.8	0.00178	4.52	25.0	2.46	5.44	1.34	1.25	0.844	0.401	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
1	0.00223	5.65	37.2	3.08	8.28	1.68	1.85	1.06	0.600	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
2	0.00446	1.29	134.4	6.16	30.1	3.36	6.58	2.10	1.20	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
3	0.00668	0.00891		9.25	64.1	5.04	13.9	2.17	4.33	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
4	0.00891	0.01114		12.33	111.2	6.72	23.9	4.22	7.42	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
5	0.01114	0.01337		15.41	166.4	8.40	36.7	5.28	11.2	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
8	0.01337	0.01782		21.2	280.8	11.68	51.9	6.33	15.8	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
10	0.01782	0.02228		27.6	374.4	15.12	91.1	8.45	27.7	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
15	0.02228	0.03342		41.4	556.8	22.68	136.7	10.56	42.4	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
20	0.03342	0.04456		55.2	742.4	30.24	205.1	12.72	60.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
25	0.04456	0.05570		68.9	931.2	37.72	286.5	14.88	82.4	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
30	0.05570	0.06684		82.6	1123.2	45.12	390.9	17.04	110.8	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
35	0.06684	0.07798		96.3	1317.6	52.32	518.3	19.20	145.2	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
40	0.07798	0.08912		110.0	1514.4	59.52	678.7	21.36	185.6	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
45	0.08912	0.1003		123.7	1713.6	66.72	872.1	23.52	232.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
50	0.1003	0.1114		137.4	1915.2	73.92	1109.5	25.68	284.4	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
60	0.1114	0.1337		165.6	2356.8	88.64	1441.9	30.84	371.2	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
70	0.1337	0.1560		193.8	2898.4	103.36	1879.3	36.00	484.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
80	0.1560	0.1782		222.0	3440.0	118.08	2426.7	41.16	616.8	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
90	0.1782	0.2005		250.2	3981.6	132.80	3074.1	46.32	769.6	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
100	0.2005	0.2228		278.4	4523.2	147.52	3821.5	51.48	944.4	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
125	0.2228	0.2785		347.4	5709.6	183.36	4828.9	64.32	1231.2	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
150	0.2785	0.3342		416.4	6896.0	219.20	6036.3	77.16	1528.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
175	0.3342	0.3899		485.4	8082.4	255.04	7443.7	90.00	1824.8	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
200	0.3899	0.4456		554.4	9268.8	290.88	8951.1	102.84	2121.6	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
225	0.4456	0.5013		623.4	10455.2	326.72	10558.5	115.68	2418.4	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
250	0.5013	0.5570		692.4	11641.6	362.56	12255.9	128.52	2715.2	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
275	0.5570	0.6127		761.4	12828.0	398.40	13953.3	141.36	3012.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
300	0.6127	0.6684		830.4	14014.4	434.24	15650.7	154.20	3308.8	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
325	0.6684	0.7241		899.4	15200.8	470.08	17348.1	167.04	3605.6	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
350	0.7241	0.7798		968.4	16387.2	505.92	19045.5	179.88	3902.4	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
375	0.7798	0.8355		1037.4	17573.6	541.76	20742.9	192.72	4199.2	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
400	0.8355	0.8912		1106.4	18760.0	577.60	22440.3	205.56	4496.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
425	0.8912	0.9469		1175.4	19946.4	613.44	24137.7	218.40	4792.8	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
450	0.9469	1.003		1244.4	21132.8	649.28	25835.1	231.24	5089.6	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
475	1.003	1.059		1313.4	22319.2	685.12	27532.5	244.08	5386.4	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
500	1.059	1.114		1382.4	23505.6	720.96	29229.9	256.92	5683.2	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
550	1.114	1.225		1481.4	25387.2	774.24	31641.3	275.16	6176.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
600	1.225	1.337		1580.4	27268.8	827.52	34052.7	293.40	6668.8	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
650	1.337	1.448		1679.4	29150.4	880.80	36464.1	311.64	7161.6	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
700	1.448	1.560		1778.4	31032.0	934.08	38875.5	329.88	7654.4	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
750	1.560	1.671		1877.4	32913.6	987.36	41286.9	348.12	8147.2	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
800	1.671	1.782		1976.4	34795.2	1040.64	43698.3	366.36	8640.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
850	1.782	1.894		2075.4	36676.8	1093.92	46109.7	384.60	9132.8	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
900	1.894	2.005		2174.4	38558.4	1147.20	48521.1	402.84	9625.6	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
950	2.005	2.117		2273.4	40440.0	1200.48	50932.5	421.08	10118.4	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
1000	2.117	2.228		2372.4	42321.6	1253.76	53343.9	439.32	10611.2	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
1100	2.228	2.451		2520.4	45648.0	1344.00	57710.3	467.56	11504.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
1200	2.451	2.674		2668.4	48974.4	1434.24	62076.7	495.80	12396.8	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
1300	2.674	2.896		2816.4	52300.8	1524.48	66443.1	524.04	13289.6	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
1400	2.896	3.119		2964.4	55627.2	1614.72	70809.5	552.28	14182.4	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
1500	3.119	3.342		3112.4	58953.6	1704.96	75175.9	580.52	15075.2	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
1600	3.342	3.565		3260.4	62280.0	1795.20	79542.3	608.76	15968.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
1800	3.565	4.010		3552.4	68736.0	1976.16	86408.7	664.40	17712.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
2000	4.010	4.456		3844.4	75192.0	2157.12	93275.1	720.04	19456.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
2500	4.456	5.570		4632.4	91648.0	2568.00	112131.5	861.68	23104.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
3000	5.570	6.684		5420.4	108104.0	3000.00	130987.9	1003.32	26752.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
3500	6.684	7.798		6208.4	124560.0	3431.92	149844.3	1144.96	30400.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
4000	7.798	8.912		6996.4	141016.0	3863.52	168700.7	1286.60	34048.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
4500	8.912	10.03		7784.4	157472.0	4295.12	187557.1	1428.24	37696.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
5000	10.03	11.14		8572.4	173928.0	4726.72	206413.5	1569.88	41344.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
6000	11.14	13.37		10080.4	212784.0	5568.00	245270.0	1811.52	48832.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
7000	13.37	15.60		11588.4	251640.0	6409.28	284126.5	2053.16	56320.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
8000	15.60	17.82		13096.4	290496.0	7250.56	322983.0	2294.80	63808.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
9000	17.82	20.05		14604.4	329352.0	8091.84	361839.5	2536.44	71296.0	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"	
10000	20																

B-12a. Flujo de aire en tuberías de acero de cédula 40

Aire, libre q_m Metros cúbicos por minuto a 15°C y 1.013 bar absol.	Aire comprimido Metros cúbicos por minuto a 15°C y 7 bar manom.	Pérdida de presión en bar por cada 100 metros de tubería cédula 40																		
		Para aire a 7 bar manométricos y 15°C																		
		1/8"	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	3"									
0.03	0.0038	0.093	0.021	0.0045																
0.06	0.0076	0.337	0.072	0.016	0.0051															
0.09	0.0114	0.719	0.154	0.033	0.011															
0.12	0.0152	1.278	0.267	0.058	0.018															
0.15	0.0190	1.942	0.405	0.087	0.027															
0.2			0.598																	
0.3	0.0253	7.564 3.357	1.57	0.146	0.047	0.001 0.004														
0.4	0.0379		2.71	0.319	0.099															
0.5	0.0506		4.10	0.548	0.170	0.041														
0.6	0.0632		5.90	0.842	0.257	0.088 0.002														
0.7	0.0759			1.19	0.370															
0.8	0.0885		8.03	1.62	0.494	0.117														
1.0	0.101			2.12	0.634	0.150														
1.25	0.114			2.64	0.803	0.187														
1.5	0.126			3.26	0.991	0.231														
2.0	0.158			5.90	1.55	0.353														
2.5	0.190			7.20	2.19	0.499														
3.0	0.221			9.79	2.98	0.679														
3.5	0.253				3.82	0.871														
4.0	0.284				4.84	1.10														
4.5	0.316				5.97	1.36														
5.0	0.379																			
6	0.442																			
7	0.506																			
8	0.569																			
9	0.632																			
10	0.759																			
12	0.885																			
13	1.011																			
14	1.264																			
15	1.391																			
16	1.517																			
17	1.643																			
18	1.770																			
19	2.023																			
20	2.149																			
22	2.276																			
24	2.402																			
26	2.528																			
28	2.781																			
30	3.004																			
32	3.287																			
34	3.540																			
36	3.793																			
38	4.046																			
40	4.298																			
42	4.551																			
44	4.804																			
46	5.057																			
48	5.689																			
50	7.585																			
52	8.82																			
54	10.11																			
56	11.38																			
58	12.64																			
60	13.91																			
62	15.17																			
64	16.43																			
66	17.70																			
68	25.28																			
70	31.61																			
72	37.93																			
74	44.25																			
76	50.57																			
78	56.89																			
80	63.21																			
82	69.53																			
84	75.85																			
86	82.17																			
88	88.50																			
90	94.82																			
92	107.5																			

Consúltese página B-20 para cálculos en tuberías que no sean de cédula 40 y longitudes diferentes a 100 metros, y para otras condiciones de presión y temperatura.

Flujo de agua en tuberías de acero de cédula 40, (continuación del apéndice B-11a y B-11b)

Pérdida de presión para longitudes de tuberías diferentes a 100 metros (pies)

Para longitudes de tubería diferentes a 100 metros (pies) la pérdida de presión es proporcional a la longitud. Entonces, para 50 metros (pies) de tubería la pérdida de presión es casi la mitad del valor dado en la tabla.; para 300 metros (pies), tres veces dicho valor, etc.

Velocidad

La velocidad es función del área de la sección recta de flujo; por lo tanto, es constante para un caudal dado e independiente de la longitud de la tubería.

Pérdida de presión y velocidad para tuberías que no sean de cédula 40

Para calcular la velocidad o pérdidas de presión en tuberías que no sean de cédula 40 úsense las siguientes fórmulas:

$$v_a = v_{40} \left(\frac{d_{40}}{d_a} \right)^2$$

$$\Delta p_a = \Delta p_{40} \left(\frac{d_{40}}{d_a} \right)^5$$

$$\Delta P_a = \Delta P_{40} \left(\frac{d_{40}}{d_a} \right)^5$$

El subíndice "a" indica la cédula de la tubería para la que se desea hallar la velocidad o pérdida de presión.

El subíndice "40" indica la velocidad o pérdida de presión de tuberías de cédula 40, dadas en las tablas del Apéndice B-11.

Flujo de aire en tuberías de acero de cédula 40 (continuación del Apéndice B-12a y B-12b)

Pérdida de carga para longitudes de tubería diferentes a 100 metros (pies)

Para longitudes de tubería que no sean de 100 metros (pies) la pérdida de presión es proporcional a la longitud. Por lo tanto, para 50 metros (pies) de tubería, la pérdida de presión es casi la mitad del valor dado en la tabla.; para 300 metros (pies), tres veces dicho valor, etc.

La pérdida de presión también es inversamente proporcional a la presión absoluta y directamente proporcional a la temperatura absoluta.

Por tanto, para determinar la pérdida de presión con presiones de entrada o promedio diferentes a 7 bar (100 lb/pulg²), y temperaturas diferentes a 15°C (60°F), multiplíquense los valores dados en la tabla por la relación:

$$\left(\frac{7 + 1.013}{p + 1.013} \right) \left(\frac{273 + t}{288} \right)$$

$$\left(\frac{100 + 14.7}{P + 14.7} \right) \left(\frac{460 + t}{520} \right)$$

donde:

"p" es la presión manométrica media o de entrada en bar (lb/pulg²), "t" es la temperatura considerada en grados centígrados (°F).

Pérdida de presión en tuberías que no sean de cédula 40

Para calcular la pérdida de presión en tuberías que no sean cédula 40 utilícese la fórmula siguiente:

$$\Delta p_a = \Delta p_{40} \left(\frac{d_{40}}{d_a} \right)^5$$

$$\Delta P_a = \Delta P_{40} \left(\frac{d_{40}}{d_a} \right)^5$$

El subíndice "a" indica la cédula de la tubería para la que se desea hallar la pérdida de presión.

El subíndice "40" indica la pérdida de presión en tuberías de cédula 40, dadas en el apéndice B-12.

Flujo de aire comprimido a temperatura y presión diferentes de las Condiciones Métricas Standard (MSC)

La cantidad de metros cúbicos por minuto (pies cúbicos por minuto) de aire comprimido a cualquier presión, es inversamente proporcional a la presión absoluta y directamente proporcional a la temperatura absoluta.

Para calcular el flujo en metros cúbicos por minuto (pies cúbicos por minuto) de aire comprimido a presión y temperatura diferentes de las condiciones normales (MSC), multiplíquese el valor en metros cúbicos por minuto (pies cúbicos por minuto) de aire libre por la relación:

$$\left(\frac{1.013}{1.013 + p} \right) \left(\frac{273 + t}{288} \right)$$

$$\left(\frac{14.7}{14.7 + P} \right) \left(\frac{460 + t}{520} \right)$$

B-13a. Tuberías comerciales de acero. Con base en ANSI B36.10: 1970 y BS

1600: Parte 2: 1970

Espesor de la tubería según número de cédula

	Medida nominal de la tubería	Diámetro exterior	Espesor	Diámetro interior	Medida nominal de la tubería	Diámetro exterior	Espesor	Diámetro interior	
	pulgadas	mm	mm	mm	pulgadas	mm	mm	mm	
Cédula 10	14	355.6	6.35	342.9	Cédula 80 (continuación)	3½	101.6	8.08	85.4
	16	406.4	6.35	393.7		4	114.3	8.56	97.2
	18	457.2	6.35	444.5		5	141.3	9.52	122.3
	20	508.0	6.35	495.3		6	168.3	10.97	146.4
	24	609.6	6.35	596.9		8	219.1	12.70	193.7
	30	762.0	7.92	746.2		10	273.0	15.09	242.8
Cédula 20	8	219.1	6.35	206.4		12	323.9	17.47	289.0
	10	273.0	6.35	260.3		14	355.6	19.05	317.5
	12	323.9	6.35	311.2		16	406.4	21.44	363.5
	14	355.6	7.92	339.8		18	457.2	23.82	409.6
	16	406.4	7.92	390.6		20	508.0	26.19	455.6
	18	457.2	7.92	441.4		24	609.6	30.96	547.7
	20	508.0	9.52	489.0	Cédula 100	8	219.1	15.09	188.9
	24	609.6	9.52	590.6		10	273.0	18.26	236.5
30	762.0	12.70	736.6	12		323.9	21.44	281.0	
Cédula 30	8	219.1	7.04	205.0		14	355.6	23.82	308.0
	10	273.0	7.80	257.4		16	406.4	26.19	354.0
	12	323.9	8.38	307.1		18	457.2	29.36	398.5
	14	355.6	9.52	336.6		20	508.0	32.54	442.9
	16	406.4	9.52	387.4		24	609.6	38.89	531.8
	18	457.2	11.13	434.9	Cédula 120	4	114.3	11.13	92.0
	20	508.0	12.70	482.6		5	141.3	12.70	115.9
24	609.6	14.27	581.1	6		168.3	14.27	139.8	
30	762.0	15.88	730.2	8		219.1	18.26	182.6	
Cédula 40	1/8	10.3	1.73	6.8		10	273.0	21.44	230.1
	1/4	13.7	2.24	9.2		12	323.9	25.40	273.1
	3/8	17.1	2.31	12.5		14	355.6	27.79	300.0
	1/2	21.3	2.77	15.8	16	406.4	30.96	344.5	
	3/4	26.7	2.87	21.0	18	457.2	34.92	387.4	
	1	33.4	3.38	26.6	20	508.0	38.10	431.8	
	1¼	42.2	3.56	35.1	24	609.6	46.02	517.6	
	1%	48.3	3.68	40.9	Cédula 140	8	219.1	20.62	177.9
	2	60.3	3.91	52.5		10	273.0	25.40	222.2
	2½	73.0	5.16	62.7		12	323.9	28.58	266.7
	3	88.9	5.49	77.9		14	355.6	31.75	292.1
	3%	101.6	5.74	90.1		16	406.4	36.52	333.4
4	114.3	6.02	102.3	18		457.2	39.69	377.8	
5	141.3	6.55	128.2	20		508.0	44.45	419.1	
6	168.3	7.11	154.1	24	609.6	52.39	504.8		
8	219.1	8.18	202.7	Cédula 160	1/2	21.3	4.78	11.7	
10	273.0	9.27	254.5		3/4	26.7	5.56	15.6	
12	323.9	10.31	303.3		1	33.4	6.35	20.7	
14	355.6	11.13	333.3		1¼	42.2	6.35	29.5	
16	406.4	12.70	381.0		1½	48.3	7.14	34.0	
18	457.2	14.27	428.7		2	60.3	8.74	42.8	
20	508.0	15.09	477.8		2½	73.0	9.52	54.0	
24	609.6	17.48	574.6		3	88.9	11.13	66.6	
Cédula 60	8	219.1	10.31		198.5	4	114.3	13.49	87.3
	10	273.0	12.70		247.6	5	141.3	15.88	109.5
	12	323.9	14.27		295.4	6	168.3	18.26	131.8
	14	355.6	15.09		325.4	8	219.1	23.01	173.1
	16	406.4	16.64	373.1	10	273.0	28.58	215.8	
	18	457.2	19.05	419.1	12	323.9	33.34	257.2	
Cédula 80	20	508.0	20.62	466.8	14	355.6	35.71	284.2	
	24	609.6	24.61	560.4	16	406.4	40.49	325.4	
	1/8	10.3	2.41	5.5	18	457.2	45.24	366.7	
	1/4	13.7	3.02	7.7	20	508.0	50.01	408.0	
	3/8	17.1	3.20	10.7	24	609.6	59.54	490.5	
	1/2	21.3	3.73	13.8					
	3/4	26.7	3.91	18.9					
	1	33.4	4.55	24.3					
	1¼	42.2	4.85	32.5					
	1½	48.3	5.08	38.1					
	2	60.3	5.54	49.2					
	2½	73.0	7.01	59.0					
3	88.9	7.62	73.7						

B-13a. Tuberías comerciales de acero (continuación)
Con base en ANSI B36.10: 1970 y BS 1600: Parte 2: 1970

Tubería de espesor estándar

Medida nominal de la tubería pulgadas	Diámetro exterior mm	Espesor mm	Diámetro interior mm
$\frac{1}{48}$	16.3	2.24	6.8
$\frac{3}{8}$	17.1	2.31	9.2
$\frac{1}{2}$	21.3	2.77	15.8
$\frac{3}{4}$	26.7	2.87	21.0
1	33.4	3.56	26.3
$1\frac{1}{4}$	42.3	3.58	35.1
2	48.3	3.68	40.9
$2\frac{1}{2}$	60.3	3.91	52.5
3	88.9	5.49	77.9
$3\frac{1}{2}$	101.6	5.74	90.1
4	114.3	6.02	102.3
5	141.3	7.11	128.1
6	168.3	7.65	152.1
8	219.1 s	8.18	202.7
10	273.0 s	9.27	254.5
12	323.9 s	9.52	304.9

Tubería extra reforzada

Medida nominal de la tubería pulgadas	Diámetro exterior mm	Espesor mm	Diámetro interior mm
$\frac{1}{8}$	10.3	2.41	5.5
$\frac{1}{4}$	13.7	3.02	7.7
$\frac{3}{8}$	17.1	3.20	10.7
$\frac{1}{2}$	21.3	3.73	13.8
$\frac{3}{4}$	26.7	3.91	18.9
1	33.4	4.55	24.3
$1\frac{1}{4}$	42.2	4.85	32.5
$1\frac{1}{2}$	48.3	5.08	38.1
2	60.3	5.54	49.2
$2\frac{1}{2}$	73.0	7.01	59.0
3	88.9	7.62	73.7
$3\frac{1}{2}$	101.6	8.08	85.4
4	114.3	8.56	97.2
5	141.3	9.52	122.3
6	168.3	10.97	146.4
8	219.1	12.70	193.7
10	273.0	12.70	247.6
12	323.9	12.70	298.5

Tubería doble extra reforzada

Medida nominal de la tubería pulgadas	Diámetro exterior mm	Espesor mm	Diámetro interior mm
$\frac{1}{2}$	21.3	7.47	6.4
$\frac{3}{4}$	26.7	7.82	11.1
1	33.4	9.09	15.2
$1\frac{1}{4}$	42.2	9.70	22.8
$1\frac{1}{2}$	48.3	10.16	28.0
2	60.3	11.07	38.2
$2\frac{1}{2}$	73.0	14.02	45.0
3	88.9	15.24	58.4
4	114.3	17.12	80.1
5	141.3	19.05	103.2
6	168.3	21.95	124.4
8	219.1	22.22	174.7
10	273.0	25.40	222.2
12	323.9	25.40	273.1

B-14. Datos técnicos de las tuberías

Aceros al carbón - Aceros inoxidables

Medida nominal de la tubería (pulgadas)	Diámetro exterior D.E. (pulgadas)	Identificación			Espesor de pared <i>t</i> (pulgadas)	Diámetro interior <i>d</i> (pulgadas)	Área metálica (pulgadas cuadradas)	Área Interna transversal		Momento de inercia <i>I</i> (pulgadas ⁴)	Peso de la tubería (libras por pie)	Peso de agua (libras por pie de tubería)	Superficie externa (pies cuadrados por pie de tubería)	Módulo de sección $(\frac{2}{D.E.})$
		Acero		Número de cédula en acero inoxidable				<i>g</i> (pulgadas cuadradas)	<i>A</i> (pies cuadrados)					
		Medida de Tubería de Hierro	Número de cédula											
1/8	0.405	10s	.049	.307	.0548	.0740	.00051	.00088	.19	.032	.106	.00437
		STD	40	40s	.068	.269	.0720	.0568	.00040	.00106	.24	.025	.106	.00523
		XS	80	80s	.095	.215	.0925	.0364	.00025	.00122	.31	.016	.106	.00602
1/4	0.540	10s	.065	.410	.0970	.1320	.00091	.00279	.33	.057	.141	.01032
		STD	40	40s	.088	.364	.1250	.1041	.00072	.00331	.42	.045	.141	.01227
		XS	80	80s	.119	.302	.1574	.0716	.00050	.00377	.54	.031	.141	.01395
3/8	0.675	10s	.065	.545	.1246	.2333	.00162	.00586	.42	.101	.178	.01736
		STD	40	40s	.091	.493	.1670	.1910	.00133	.00729	.57	.083	.178	.02160
		XS	80	80s	.126	.423	.2173	.1405	.00098	.00862	.74	.061	.178	.02554
1/2	0.840	5S	.065	.710	.1583	.3959	.00275	.01197	.54	.172	.220	y-02849
		10S	.083	.674	.1974	.3568	.00248	.01431	.67	.155	.220	.03407
		STD	40	40s	.109	.622	.2503	.3040	.00211	.01709	.85	.132	.220	.04069
		XS	80	80s	.147	.546	.3200	.2340	.00163	.02008	1.09	.102	.220	.04780
		...	160187	.466	.3836	.1706	.00118	.02212	1.31	.074	.220	OS267
		XXS294	.252	.5043	.050	.00035	.02424	1.71	.022	.220	.05772
3/4	1.050	5S	.065	.920	.2011	.6648	.00462	.02450	.69	.288	.275	.04667
		10s	.083	.884	.2521	.6138	.00426	.02969	.86	.266	.275	.05655
		STD	48	40s	.113	.824	.3326	.5330	.00371	.03704	1.13	.231	.275	.07055
		XS	80	80s	.154	.742	.4335	.4330	.00300	.04479	1.47	.188	.275	.08531
		...	160219	.612	.5698	.2961	.00206	.05269	1.94	.128	.275	.10036
		XXS308	.434	.7180	.148	.00103	.05792	2.54	.064	.275	.11032
1	1.315	5S	.065	1.185	.2553	1.1029	.00766	.04999	.87	.478	.344	.07603
		10S	.109	1.097	.4130	.9452	.00656	.07569	1.40	.409	.344	.11512
		STD	40	40s	.133	1.049	.4939	.8640	.00600	.08734	1.68	.375	.344	.1328
		XS	80	80s	.179	.957	.6388	.7190	.00499	.1056	2.17	.312	.344	.1606
		...	160250	.815	.8365	.5217	.00362	.1251	2.84	.230	.344	.1903
		XXS358	.599	1.0760	.282	.00196	.1405	3.66	.122	.344	.2136
1 1/4	1.660	5S	.065	1.530	.3257	1.839	.01277	.1038	1.11	.797	.435	.1250
		10S	.109	1.442	.4717	1.633	.01134	.1605	1.81	.708	.435	.1934
		STD	40	40s	.140	1.380	.6685	1.495	.01040	.1947	2.27	.649	.435	.2346
		XS	80	80s	.191	1.278	.8815	1.283	.00891	.2418	3.00	.555	.435	.2913
		...	160250	1.160	1.1070	1.057	.00734	.2839	3.76	.458	.435	.3421
		XXS382	.896	1.534	.630	.00438	.3411	s.21	.273	.435	.4110
1 1/2	1.900	5S	.065	1.770	.3747	2.461	.01709	.1579	1.28	1.066	.497	.1662
		10S	.109	1.682	.6133	2.222	.01543	.2468	2.09	.963	.497	.2598
		STD	40	40s	.145	1.610	.7995	2.036	.01414	.3099	2.72	.882	.497	.3262
		XS	80	80s	.200	1.500	1.068	1.767	.01225	.3912	3.63	.765	.497	.4118
		...	160281	1.338	1.429	1.406	.00976	.4824	4.86	.608	.497	S078
		XXS400	1.100	1.885	.950	.00660	.5678	6.41	.42	.497	.5977
2	2.375	5S	.065	2.245	.4717	3.958	.02749	.3149	1.61	1.72	.622	.2652
		10s	.109	2.157	.7780	3.654	.02538	.4992	2.64	1.58	.622	.4204
		STD	40	40s	.154	2.067	1.075	3.355	.02330	.6657	3.65	1.45	.622	.5606
		XS	80	80s	.218	1.939	1.477	2.953	.02050	.8679	5.02	1.28	.622	.7309
		...	160344	1.687	2.190	2.241	.01556	1.162	7.46	.97	.622	.979
		XXS436	1.503	2.656	.774	.01232	.311	9.03	.77	.622	1.104
2 1/2	2.875	5S	.083	2.709	.7280	5.764	.04002	.7100	1.48	2.50	.753	.4939
		10S	.120	2.635	1.039	4.453	.03787	.9873	3.53	2.36	.753	.6868
		STD	40	40s	.203	2.469	1.704	4.788	.03322	.530	5.79	2.07	.753	1.064
		XS	80	80s	.276	2.323	2.254	.238	.02942	.924	7.66	1.87	.753	1.339
		...	160375	2.125	2.945	.546	.02463	.353	0.01	11.54	.753	1.638
		XXS552	1.771	4.028	.464	.01710	.871	3.69	1.07	.753	11.997
3	3.500	5s	.083	3.334	.8910	.730	.06063	.301	3.03	3.78	.916	.7435
		10S	.120	3.260	1.274	.347	.05796	.822	4.33	3.62	.916	11.041
		STD	40	40s	.216	3.1068	2.228	.393	.05130	.017	7.58	3.20	.916	11.724
		XS	80	80s	.300	2.900	3.01h	.605	.04587	.894	0.25	2.86	.916	2.225
		...	160438	2.1624	4.205	.408	.03755	.032	4.32	2.35	.916	2.876
		XXS600	2.300	5.466	.155	.02885	.993	8.58	1.80	.916	3.424

Nota: Véase la notación a) final de la tabla.

B-14. Datos técnicos de las tuberías (continuación)

Aceros al carbón. Aceros inoxidables

Medida nominal de la tubería (pulgadas)	Diámetro exterior D.E. (pulgadas)	Identificación			Espesor de pared (pulgadas)	Diámetro interior (pulgadas)	Área metálica (pulgadas cuadradas)	Área interna transversal		Momento de inercia I (pulgadas ⁴)	Peso de la tubería (libras por pie)	Peso de agua (libras por pie de tubería)	Superficie externa (pies cuadrados por pie de tubería)	Módulo de sección (2 - I / D.E.)
		Acero		Número de ocellula en acero inoxidable				a (pulgadas cuadradas)	A (pies cuadrados)					
		Medida Tubería de hierro	Número de ocellula											
3 1/2	1.000	5S	.083	3.834	1.021	11.545	.0801	1.960	3.48	5.00	1.047	.9799
		10S	.120	3.760	1.463	11.104	.07711	2.755	4.97	4.81	1.047	1.378
		STD	40	40S	.226	3.548	2.680	9.886	.0870	4.788	9.11	4.29	1.047	2.394
		XS	80	80S	.318	3.364	3.078	n. nnn	.06170	6.280	12.50	3.84	1.047	3.140
		5s	.083	4.334	1.152	14.75	.10245	2.810	3.92	6.39	1.178	1.249
		10s	.120	4.260	1.651	14.25	.09898	3.963	5.61	6.18	1.178	1.761
4	1.500	40S	.237	4.026	3.174	12.73	.08840	7.233	10.79	5.50	1.178	3.214
		STD	40	40S	.237	4.026	3.174	12.73	.08840	7.233	10.79	5.50	1.178	3.214
		XS	80	nos	.337	3.826	4.407	11.50	.07986	9.610	14.98	4.58	1.178	4.271
		...	120438	3.624	3.595	10.31	.0716	11.65	19.00	4.47	1.178	5.178
		...	160531	3.438	3.438	9.28	.0645	13.27	22.51	4.02	1.178	5.898
		XXS674	3.152	8.101	7.80	.0542	15.28	27.54	3.38	1.178	6.791
5	5.563	5S	.109	5.345	1.868	22.44	.1558	6.947	6.36	0.72	1.456	2.458
		10S	.134	5.295	2.285	22.02	.1529	8.425	7.77	9.54	1.456	3.029
		STD	40	40S	.258	5.047	4.300	20.01	.1390	15.16	14.62	8.67	1.456	5.451
		XS	80	80S	.375	4.813	6.112	18.19	.1263	20.67	20.78	7.88	1.456	7.431
		...	120500	4.563	7.953	16.35	.1136	25.73	27.04	7.09	1.456	9.250
		...	160625	4.313	9.696	14.61	.1015	30.03	32.96	0.33	1.456	10.796
6	6.625750	4.063	11.340	12.07	.0901	33.63	38.55	8.61	1.456	12.090
		5S	.109	6.407	2.231	32.23	.2229	11.85	7.60	13.97	1.734	3.576
		10s	.134	6.357	2.733	31.74	.2204	14.40	9.29	13.75	1.734	4.346
		STD	40	40S	.280	6.065	5.581	28.89	.2006	28.14	18.97	12.51	1.734	8.496
		XS	80	80S	.432	5.761	8.405	26.07	.1810	40.49	28.57	11.29	1.734	12.22
		...	120562	5.501	10.70	23.77	.1650	49.61	36.39	10.30	1.734	14.98
8	8.625719	5.187	13.32	21.13	.1469	58.97	45.35	9.16	1.734	17.81
	864	4.897	15.64	18.84	.1308	66.33	53.16	8.16	1.734	20.02
		5S	.109	8.407	2.916	55.51	.3855	26.44	9.93	24.06	2.258	6.131
		10S	.148	8.329	3.941	54.48	.3784	35.41	13.40	23.61	2.258	8.212
		...	20250	8.125	6.57	51.85	.3601	57.72	22.36	22.47	2.258	13.39
		...	30277	8.071	7.26	51.16	.3553	63.35	24.70	22.17	2.258	14.69
10	10.750	STD	40	40S	.322	7.981	8.40	50.03	.3474	72.49	28.55	21.70	2.258	16.81
		...	60406	7.813	10.48	ti 94	.3329	.88.73	35.64	20.77	2.258	20.58
		XS	80	nos	.500	7.625	12.76	45.66	.3171	101.7	43.39	19.78	2.258	24.51
		...	100594	7.437	14.96	43.46	.301n	121.3	50.95	18.83	2.258	28.14
		...	120719	7.187	17.84	40.59	.2819	140.5	60.71	17.59	2.258	32.58
		...	140812	7.001	19.93	38.50	.2673	153.1	67.76	16.68	2.258	35.65
12	12.75875	6.875	21.30	31.12	.2578	162.0	72.42	16.10	2.258	37.56
	906	6. n13	21.97	36.46	.2532	165.9	74.69	15.80	2.258	38.48
		5S	.134	0.482	4.36	86.29	.5992	63.0	15.19	37.39	2.814	11.71
		10s	.165	0.420	5.49	85.28	.5922	76.9	18.65	36.95	2.814	14.30
		...	20250	0.250	8.24	82.52	.5731	113.7	28.04	35.76	2.814	21.1s
		...	30307	0.136	10.07	80.69	.5603	131.4	31.24	31.96	2.814	25.57
12	12.75	STD	40	tos	.365	0.020	1.90	78.86	.5475	100.7	40.48	34.10	2.814	29.90
		XS	60	nos	.500	9.750	6.10	74.66	.5185	212.0	54.74	32.35	2.814	39.43
		...	80594	9.562	8.92	71.84	.4989	244.8	64.43	31.13	2.814	45.54
		...	100719	9.312	22.63	68.13	.4732	286.1	77.03	29.53	2.814	53.22
		...	120844	Y.062	26.24	64.53	.4481	324.2	89.29	27.96	2.814	60.32
		...	140000	8.750	30.63	60.13	.4176	367.8	04.13	26.06	2.834	68.43
12	12.75125	n.500	34.02	56.75	.3941	399.3	15.64	21.59	2.814	74.29
		5S	.156	2.438	6.17	21.50	.8438	122.4	20.98	52.65	3.338	19.2
		10S	.180	2.390	7.11	20.57	.8373	140.4	24.17	52.25	3.338	22.0
		...	20250	2.250	9.82	17.86	.8185	191.8	33.38	51.07	3.338	30.2
		...	30330	2.090	2.87	14.80	.7972	248.4	43.77	49.74	3.338	39.0
		STD	40375	2.000	4.58	13.10	.7854	279.3	49.56	49.00	3.338	43.2
12	12.75406	1.938	5.77	11.93	.7773	300.3	53.52	48.50	3.338	4.1
		XS	...	80S	.500	1.750	9.24	08.43	.7528	361.5	65.42	46.92	3.338	5h.7
		...	60562	1.626	11.52	06.16	.7372	400.4	73.15	46.00	3.338	62.8
		...	80688	1.374	16.03	01.64	.7058	475.1	88.63	44.04	3.338	74.6
		...	100844	1.062	11.53	96.14	.6677	561.6	07.32	41.66	3.338	88.1
		...	120000	0.750	16.91	90.76	.6303	641.6	25.49	39.33	3.338	00.7
12	12.75	1.25	0.500	1.08	80.59	.6013	700.5	39.67	37.52	3.338	09.9
	312	0.126	7.14	KO.53	.5592	781.1	60.27	34.89	7.338	22.6

B-14. Datos técnicos de las tuberías (continuación)

Aceros al carbón - Aceros inoxidables

Medida nominal de la tubería (pulgadas)	Diámetro exterior D.E. (pulgada)	Identificación			Espesor de pared <i>t</i> (pulgada)	Diámetro interior <i>d</i> (pulgadas)	Área metálica (pulgadas cuadradas)	Área interna transversal		Momento de inercia <i>I</i> (pulgadas ⁴)	Peso de la tubería (libras por pie)	Peso de agua (libras por pie de tubería)	Superficie interna (pies cuadrados por pie de tubería)	Módulo de sección $(\frac{2}{D.E.})$		
		Acero		Número de cédula en acero inoxidable				<i>a</i> (pulgadas cuadradas)	<i>A</i> (pies cuadrados)							
		Número de cédula	Medida de tubería de hierro													
14	14.00	5S	.156	13.688	6.78	147.15	1.0219	162.6	23.07	63.77	3.665	23.2		
		10S	.188	13.624	8.16	145.78	1.0124	194.6	27.73	63.17	3.665	27.8		
		...	10250	13.500	10.80	143.14	.9940	255.3	36.71	62.03	3.665	36.6		
		...	20312	13.376	13.42	140.52	.9758	314.4	45.61	60.89	3.665	45.0		
		...	STD	30375	13.250	16.05	137.88	.9575	372.8	54.57	59.75	3.665	53.2	
		50438	13.124	18.66	135.28	.9394	429.1	63.44	58.64	3.665	h1.3	
		...	XS500	13.000	21.21	132.73	.9217	483.8	72.09	57.46	3.665	69.1	
		60594	12.812	24.98	128.96	.8956	562.3	85.05	55.86	3.665	80.3	
		80750	12.500	31.22	122.72	.8522	678.3	106.13	53.18	3.665	98.2	
		100938	12.124	38.45	115.49	.8020	824.4	130.85	50.04	3.665	117.8	
		120	...	1.094	11.812	44.32	109.62	.7612	929.6	150.79	47.45	3.665	132.8	
		140	...	1.250	11.500	50.07	103.87	.7213	1027.0	170.28	45.01	3.665	146.8	
		160	...	1.406	11.188	55.63	98.31	.6827	1117.0	189.11	42.60	3.665	159.6	
		16	16.00	5S	.165	15.670	8.21	192.85	1.3393	257.3	27.90	83.57	4.189	32.2
...	...			10S	.188	15.624	9.34	191.72	1.3314	291.9	31.75	83.08	4.189	36.5		
...	10		250	15.500	12.37	188.69	1.3103	383.7	42.05	81.74	4.189	48.0		
...	20		312	15.376	15.38	185.69	1.2895	473.2	52.27	80.50	4.189	59.2		
...	STD			30375	15.250	18.41	182.65	1.2684	562.1	62.58	79.12	4.189	70.3	
...	...			40500	15.000	24.35	176.72	1.2272	731.9	82.77	76.58	4.189	91.5	
...	...			60656	14.688	31.62	169.44	1.1766	932.4	107.50	73.42	4.189	116.6	
...	...			80844	14.312	40.14	160.92	1.1175	1155.8	136.61	69.73	4.189	144.5	
...	...			100	...	1.031	13.938	48.48	152.58	1.0596	1364.5	164.82	66.12	4.189	170.5	
...	...			120	...	1.219	13.562	56.56	144.50	1.0035	1555.8	192.43	62.62	4.189	194.5	
...	...			140	...	1.438	13.124	65.78	135.28	.9394	1760.3	223.64	58.64	4.189	220.0	
...	...			160	...	1.594	12.812	72.10	128.96	.8956	1893.5	245.25	55.83	4.189	236.7	
18	18.00			5S	.165	17.670	9.25	245.22	1.7029	367.6	31.43	106.26	4.712	40.8
				10S	.188	17.624	10.52	243.95	1.6941	417.3	35.76	105.71	4.712	46.4
		...	10250	17.500	13.94	240.53	1.6703	549.1	47.39	104.21	4.712	61.1		
		...	20312	17.376	17.34	237.13	1.6467	678.2	58.94	102.77	4.712	75.5		
		...	STD	30375	17.250	20.76	233.71	1.6230	806.7	70.59	101.18	4.712	89.6	
		40438	17.124	24.17	230.30	1.5990	930.3	82.15	99.84	4.712	103.4	
		...	XS500	17.000	27.49	226.98	1.5763	1053.2	93.45	98.27	4.712	117.0	
		60562	16.876	30.79	223.68	1.5533	1171.5	104.67	96.93	4.712	130.1	
		80750	16.500	40.64	213.83	1.4849	1514.7	138.17	92.57	4.712	168.3	
		100938	16.124	50.23	204.24	1.4183	1833.0	170.92	88.50	4.712	203.8	
		120	...	1.156	15.688	61.17	193.30	1.3423	2180.0	207.96	83.76	4.712	242.3	
		140	...	1.375	15.250	71.81	182.66	1.2684	2498.1	244.14	79.07	4.712	277.6	
		160	...	1.562	14.876	80.66	173.80	1.2070	2749.0	274.22	75.32	4.712	305.5	
		180	...	1.781	14.438	90.75	163.72	1.1369	3020.0	308.50	70.88	4.712	335.6	
20	20.00	5S	.188	19.624	11.70	302.46	2.1004	574.2	39.78	131.06	5.236	57.4		
		10S	.218	19.564	13.55	300.61	2.0876	662.8	46.06	130.27	5.236	66.3		
		...	10250	19.500	15.51	298.65	2.0740	765.4	52.73	129.42	5.236	75.6		
		...	20375	19.250	23.12	290.04	2.0142	1113.0	78.60	125.67	5.236	111.3		
		...	STD	30500	19.000	30.63	283.53	1.9690	1457.0	104.13	122.87	5.236	145.7	
		40594	18.812	36.15	278.00	1.9305	1703.0	123.11	120.46	5.236	170.4	
		60812	18.376	48.95	265.21	1.8417	2257.0	166.40	114.92	5.236	225.7	
		80	...	1.031	17.938	61.44	252.72	1.7550	2772.0	208.87	109.51	5.236	277.1	
		100	...	1.281	17.438	75.33	238.83	1.6585	3175.0	256.10	103.39	5.236	331.5	
		120	...	1.300	17.000	87.18	226.98	1.5762	3754.0	296.37	98.35	5.236	375.5	
		140	...	1.750	16.500	100.33	213.82	1.4849	4216.0	341.09	92.66	5.236	421.7	
		160	...	1.969	16.062	114.49	202.67	1.4074	4585.5	379.17	87.76	5.236	458.5	
		22	22.00	5S	.188	21.624	12.88	367.25	2.5503	766.2	43.80	159.14	5.760	69.7
				10S	.218	21.564	14.92	365.21	2.5362	884.8	50.71	158.26	5.760	80.4
...	10		250	21.500	17.08	363.05	2.5212	1010.3	58.07	157.32	5.760	91.8		
...	20		375	21.250	25.48	354.66	2.4629	1489.7	86.61	153.68	5.760	135.4		
...	STD			30500	21.000	33.77	346.36	2.4053	1952.5	114.81	150.09	5.760	171.5	
...	...			60875	20.250	58.07	322.06	2.2365	2444.9	1197.41	139.56	5.760	295.0	
...	...			80	...	1.125	19.75	73.78	306.35	2.1275	3030.4	1502.88	132.76	5.760	366.4	
...	...			100	...	1.375	19.25	80.09	291.04	2.0211	3758.5	1758.5	126.12	5.760	432.6	
...	...			120	...	1.625	18.75	94.02	276.12	1.9175	4320.0	2153.61	119.65	5.760	493.8	
...	...			140	...	1.875	18.25	105.55	261.59	1.8166	5053.7	2603.00	113.36	5.760	550.3	
...	...			160	...	2.125	17.75	122.68	247.45	1.7184	5826.4	3151.06	107.23	5.760	602.4	

B-14. Datos técnicos de las tuberías (continuación)

Aceros al carbón - Aceros inoxidables

Medida nominal de la tubería (pulgadas)	Diámetro exterior D.E. (pulgadas)	Identificación			Espesor de pared <i>t</i> (pulgadas)	Diámetro interior <i>d</i> (pulgadas)	Área metálica (pulgadas cuadradas)	Área interna transversal		Momento de inercia <i>I</i> (pulgadas ⁴)	Peso de la tubería (libras por pie)	Peso de agua (libras por pie de tubería)	Superficie externa (pies cuadrados por pie de tubería)	Módulo de sección $(\frac{2-I}{D.E.})$
		Acero	Número de cédula en acero inoxidable	Área <i>a</i> (pulgadas cuadradas)				Área <i>A</i> (pies cuadrados)						
									Tubería de hierro					
24	24.00	5s	.218	23.564	16.29	436.10	3.0285	1151.6	55.37	188.98	6.283	96.0
		...	10	10s	.250	23.500	18.65	433.74	3.0121	1315.4	63.41	187.95	6.283	109.6
		STD	20375	23.250	27.83	424.56	2.9483	1942.0	94.62	183.95	6.283	161.9
		XS500	23.000	36.91	415.48	2.8853	2549.5	125.49	179.87	6.285	212.5
		...	30562	22.876	41.39	411.00	2.8542	2843.0	140.68	178.09	6.283	237.0
		...	40688	22.624	50.31	402.07	2.7921	3421.3	171.29	174.23	6.283	285.1
		...	60969	22.062	70.04	382.35	2.6552	4652.8	238.35	165.52	6.283	387.7
		...	80	...	1.219	21.562	87.17	365.22	2.5362	5672.0	296.58	158.26	6.283	472.8
		...	100	...	1.531	20.938	108.07	344.32	2.3911	6849.9	367.39	149.06	6.283	570.8
		...	120	...	1.812	20.376	126.31	326.08	2.2645	7825.0	429.39	141.17	6.283	652.1
		...	140	...	2.062	19.876	142.11	310.28	2.1547	8625.0	483.12	134.45	6.283	718.9
		...	160	...	2.344	19.312	159.41	292.98	2.03%	9455.9	542.13	126.84	6.283	787.9
26	26.00	...	10312	25.376	25.18	505.75	3.5122	2077.2	85.60	219.16	6.806	159.8
		STD375	25.250	30.19	500.74	3.4774	2478.4	102.63	216.99	6.806	190.6
		x s	20500	25.000	40.06	490.87	3.4088	3257.0	136.17	212.71	6.806	250.5
28	28.00	...	10312	27.376	27.14	588.61	4.0876	2601.0	92.26	255.07	7.330	185.8
		STD375	27.250	32.54	583.21	4.0501	3105.1	110.64	252.73	7.330	221.8
		XS	20500	27.000	43.20	572.56	3.9761	4084.8	146.85	248.11	7.330	291.8
...	30625	26.750	53.75	562.00	3.9028	5037.7	182.73	243.53	7.330	359.8		
30	30.00	5S	.250	29.500	23.37	683.49	S. 7%5	2585.2	79.43	296.18	7.854	172.3
		STD	10	10s	.312	29.376	29.10	677.76	1.7067	3206.3	98.93	293.70	7.854	213.8
	375	29.250	34.90	671.96	b. 6664	3829.4	118.65	291.18	7.854	255.3
		XS	20500	29.000	46.34	660.52	4.5869	5042.2	157.53	286.22	7.854	336.1
		...	30625	28.750	57.68	649.18	4.5082	6224.0	196.08	281.31	7.854	414.9
32	32.00	...	10312	31.376	31.06	773.19	5.3694	3898.9	105.59	335.05	8.378	243.7
		STD375	31.250	37.26	766.99	5.3263	4658.5	126.66	332.36	8.378	291.2
		XS	20500	31.000	49.48	754.77	5.2414	6138.6	168.21	327.06	8.378	383.7
		...	30625	30.750	61.60	742.64	5.1572	7583.4	209.43	321.81	8.378	474.0
		...	40688	30.624	67.68	736.57	5.1151	8298.3	230.08	319.18	8.378	518.6
34	34.00	...	10344	33.312	36.37	871.55	6.0524	5153.5	123.65	377.67	8.901	303.0
		STD375	33.250	39.61	868.31	6.0299	5599.3	134.67	376.27	8.901	329.4
		XS	20500	33.000	52.62	855.30	5.9396	7383.5	178.89	370.63	8.901	434.3
		...	30625	32.750	65.53	842.39	5.8499	9127.6	222.78	365.03	8.901	536.9
		...	40688	32.624	72.00	835.92	5.8050	9991.6	234.77	362.23	8.901	587.7
36	36.00	...	10312	35.376	34.98	982.90	5.8257	5569.5	118.92	425.92	9.425	309.4
		STD375	35.250	41.97	975.91	i. 7771	6658.9	142.68	422.89	9.425	369.9
		x s	20500	35.000	55.76	962.11	j. 6813	8786.2	189.57	416.91	9.425	488.1
		...	30625	34.750	69.46	948.42	5.5862	10868.4	236.13	417.22	9.425	603.8
		...	40750	34.500	83.06	934.82	5.4918	12906.1	282.35	405.09	9.425	717.0

Los datos técnicos de **identificación**, **espesor de pared** y **peso**, están basados en ANSI B.36.10 y B36.19. Las notaciones STD, XS, y XXS indican estándar, extra fuerte y doble extra fuerte, respectivamente. Los valores del **área interna transversal** presentados en "pies cuadrados", también representan el volumen de la tubería-en pies cúbicos por cada pie de longitud de tubería.

B-15. Tuberías de acero inoxidable
 Basado en ANSI **B36.19-1965** y BS 1600: Parte 2 : 1970

Cédula 5 S

Medida nominal de la tubería	Dímetro exterior	Espesor	Dímetro interior
Pulgadas	m m	m m	m m
1/2	21.3	1.65	18.0
3/4	26.7	1.65	23.4
1	33.4	1.65	30.1
1 1/8	42.2	1.65	38.9
1 1/2	48.3	1.65	45.0
2	60.3	1.65	57.0
2 1/2	73.0	2.11	68.8
3	88.9	2.11	84.7
3 3/8	101.6	2.11	97.4
4	114.3	2.11	110.1
5	141.3	2.77	135.8
6	168.3	2.77	162.8
8	219.1	2.77	213.6
10	273.0	3.40	266.2
12	323.9	3.96	316.0

Cédula 10 S

Medida nominal de la tubería	Dímetro exterior	Espesor	Dímetro interior
pulgadas	m m	m m	m m
1/8	10.3	1.24	7.8
1/4	13.7	1.65	10.4
3/8	17.1	1.65	13.8
1/2	21.3	2.11	17.1
3/4	26.7	2.11	22.5
1			
1 1/4	42.233.4	2.772.77	27.936.7
2	48.3	2.77	42.8
2 1/2	60.373.0	2.77 3.45	66.954.8
3	88.9	3.05	82.8
3 1/2	101.6	3.05	95.5
4	114.3	3.05	108.2
5			
6	141.3 168.3	3.403.40	134.5 161.5
8			
10	219.1273.0	4.193.76	211.6264.6
12	323.9	4.57	314.8

Cédula 40 S

1/8 a 12 Los valores son los mismos, medida por medida, que los dados del apéndice B-13a para tuberías de espesor de pared estándar.

Cédula 80 S

1/8 a 12 Los valores son los mismos, medida por medida, que los dados del apéndice B-13a para tuberías extra fuertes.

B-16. Tuberías comerciales de acero
 Extraído de ISO 339 - 1974 y BS 3600 : 1973

Medida nominal de la tubería pulgadas	Diámetro exterior m m	Espesor mm	Diámetro interior m m	Medida nominal de la tubería pulgadas	Diámetro exterior m m	Espesor m m	Diámetro interior m m
1/8	10.2	1.6	7.0	2	60.3	3.6	53.1
		1.8	6.6			4.0	52.3
		2.0	6.2			4.5	51.0
		2.3	5.6			5.0	50.3
1/4	13.5	1.8	9.9	2 1/2	76.1	5.4	49.5
		2.0	9.5			5.6	49.1
		2.3	8.9			5.9	48.5
		2.6	8.3			6.3	47.7
		2.9	7.7			7.1	46.1
3/8	17.2	2.0	13.2	3	88.9	8.0	44.3
		2.3	12.6			8.8	42.7
		2.6	12.0			10.0	40.3
		2.9	11.4			11.0	38.3
		3.2	10.8			5.0	66.1
1/2	21.3	2.6	16.1	3 1/2	101.6	5.4	65.3
		2.9	15.5			5.6	64.9
		3.2	14.9			5.9	64.3
		3.6	14.1			6.3	63.5
		4.0	13.3			7.1	61.9
		4.5	12.3			8.0	60.1
		5.0	11.3			8.8	58.5
		5.4	10.5			10.0	56.1
		2.6	21.7			11.0	54.1
		2.9	21.1			12.5	51.1
3.2	20.5	14.2	47.7				
3.6	19.7	4	114.3	5.4	78.1		
4.0	18.9			5.6	77.7		
4.5	17.9			5.9	77.1		
5.0	16.9			6.3	76.3		
5.4	16.1			7.1	74.7		
5.6	15.7			8.0	72.9		
5.9	15.1			8.8	71.3		
6.3	14.3			10.0	68.9		
7.1	12.7			11.0	66.9		
3.2	27.3			12.5	63.9		
3.6	26.5	14.2	60.5				
4.0	25.7	16.0	56.9				
4.5	24.7	4 1/2	139.7	5.6	90.4		
5.0	23.7			5.9	89.8		
5.4	22.9			6.3	89.0		
5.6	22.5			7.1	87.4		
5.9	21.9			8.0	85.6		
6.3	21.1			8.8	84.0		
7.1	19.5			10.0	81.6		
8.0	17.7			11.0	79.6		
8.8	16.1			12.5	76.6		
3.2	36.0			14.2	73.2		
3.6	35.2	16.0	69.6				
4.0	34.4	17.5	66.6				
4.5	33.4	5	139.7	5.6	103.1		
5.0	32.4			5.9	102.5		
5.4	31.6			6.3	101.7		
5.6	31.2			7.1	100.1		
5.9	30.6			8.0	98.3		
6.3	29.8			8.8	96.7		
7.1	28.2			10.0	94.3		
8.0	26.4			11.0	92.3		
8.8	24.8			12.5	89.3		
10.0	22.4*			14.2	85.9		
3.2	41.9	16.0	82.3				
3.6	41.1	17.5	79.3				
4.0	40.3	20.0	74.3				
4.5	39.3	5 1/2	139.7	5.9	127.9		
5.0	38.3			6.3	127.1		
5.4	37.5			7.1	125.5		
5.6	37.1			8.0	123.7		
5.9	36.5			8.8	122.1		
6.3	35.7			10.0	119.7		
7.1	34.1			11.0	117.7		
8.0	32.3			12.5	114.7		
8.8	30.7			14.2	111.3		
10.0	28.3			16.0	107.7		
		17.5	104.7				
		20.0	99.7				

*No está incluido en BS 3600:1973

B-16. Tuberías comerciales de acero (continuación)

Medida nominal de la tubería pulgadas	Diámetro exterior m m	Espesor m m	Diámetro interior m m	Medida nominal de la tubería pulgadas	Diámetro exterior m m	Espesor m m	Diámetro interior m m								
6	168.3	6 3	155.7	16	406.4	6 3	393.8								
			7.1				154.1	7.1	392.2						
			8.0				152.3	8.0	390.4						
			8.8				150.7	8.8	388.8						
			10.0				148.3	10.0	386.4						
			11.0				146.3	11.0	384.4						
			12.5				143.3	12.5	381.4						
			14.2				139.9	14.2	378.0						
			16.0				136.3	16.0	374.4						
			17.5				133.3	17.5	371.4						
			20.0				128.3	20.0	366.4						
			22.2				123.9	22.2	362.0						
			8				219.1	6 3	206.5	18	457.0	6 3	444.4		
									7.1				204.9	7.1	442.8
									8.0				203.1	8.0	441.0
8.8	201.5	8.8		439.4											
10.0	199.1	10.0		437.0											
11.0	197.1	11.0		435.0											
12.5	194.1	12.5		432.0											
14.2	190.7	14.2		428.6											
16.0	187.1	16.0		425.0											
17.5	184.1	17.5		422.0											
20.0	179.1	20.0		417.0											
22.2	174.7	22.2		412.6											
25.0	169.1	25.0		407.0											
10	273.0	6 3		260.4	20	508.0			6 3				495.4		
				7.1									258.8	7.1	493.8
			8.0	257.0			8.0	492.0							
			8.8	255.4			8.8	490.4							
			10.0	253.0			10.0	488.0							
			11.0	251.0			11.0	486.0							
			12.5	248.0			12.5	483.0							
			14.2	244.6			14.2	479.6							
			16.0	241.0			16.0	476.0							
			17.5	238.0			17.5	473.0							
			20.0	233.0			20.0	468.0							
			22.2	228.6			22.2	463.6							
			25.0	223.0			25.0	458.0							
			12	323.9			6 3	311.3		24	610.0	6 3	597.4		
								7.1					309.7	7.1	595.8
8.0	307.9	8.0			594.0										
8.8	306.3	8.8			592.4										
10.0	303.9	10.0			590.0										
11.0	301.9	11.0			588.0										
12.5	298.9	12.5			585.0										
14.2	295.5	14.2			581.6										
16.0	291.9	16.0			578.0										
17.5	288.9	17.5			575.0										
20.0	283.9	20.0			570.0										
22.2	279.5	22.2			565.6										
25.0	273.9	25.0			560.0										
14	355.6	6 3			343.0	24		610.0	6 3				597.4		
					7.1								341.4	7.1	595.8
			8.0	339.6	8.0		594.0								
			8.8	338.0	8.8		592.4								
			10.0	335.6	10.0		590.0								
			11.0	333.6	11.0		588.0								
			12.5	330.6	12.5		585.0								
			14.2	327.2	14.2		581.6								
			16.0	323.6	16.0		578.0								
			17.5	320.6	17.5		575.0								
			20.0	315.6	20.0		570.0								
			22.2	311.2	22.2		565.6								
			25.0	305.6	25.0		560.0								
			28.0	299.6*	28.0		554.0*								
			30.0	295.6*	30.0		550.0*								
32.0	291.6*	32.0	546.0*												
36.0	283.6*	36.0	538.0*												
						40.0	530.0*								
						45.0	520.0*								
						50.0	510.0*								
						55.0	500.0*								
						60.0	490.0*								

*No está incluido en BS 3600:1973

B-18. Datos técnicos del vapor de agua

Capacidad de calderas

La producción de una planta generadora de vapor de agua se expresa en libras de vapor producido por hora. Considerando que la producción de vapor de agua puede variar en función de la temperatura y la presión, la capacidad de una caldera se expresa mejor como el calor transferido en BTU por hora, por lo que es frecuente expresar dicha capacidad en kiloBTU (kB) por hora o en megaBTU (MB)/hora. La capacidad de una caldera, en kB/hora, puede calcularse mediante la expresión

$$\frac{W (h_g - h_f)}{1000}$$

donde (h_g h_f) es el cambio de entalpía, en BTUAibra.

Una expresión antigua para el cálculo de la capacidad de calderas, en términos de una unidad no racional llamada "HP-caldera", se expresaba:

$$\frac{W (h_g - h_f)}{970.3 \times 34.5}$$

Esto es, un HP-caldera es equivalente a 34.5 libras de agua evaporada por hora, a presión atmosférica estándar y una temperatura de 212°F.

- 1 HP-caldera = 13.1547 HP
- 1 HP-caldera = 33 475 BTUAibra
- 1 HP = 550 libra-pie/seg
- 1 BTU = 778.2 libra-pie
- 1 BTU = 252 calorías
- 1 kw-hora = 3 412.2 BTU

Potencia teórica de una máquina

- P = presión media efectiva, por pulgada cuadrada, del vapor de agua sobre el émbolo
- L = longitud de la carrera del émbolo, en pies;
- A = área del émbolo, en pulgadas cuadradas;
- N = número de recorridos del émbolo por minuto;

$$HP = \frac{PLAN}{33000}$$

La presión media efectiva aproximada dentro del cilindro, cuando la válvula se cierra a:

- 1/4 de la carrera del émbolo, es igual a la presión de vapor x 0.597
- 1/3 de la carrera del émbolo, es igual a la presión de vapor x 0.670
- 3/8 de la carrera del émbolo, es igual a la presión de vapor x 0.743
- 1/2 de la carrera del émbolo, es igual a la presión de vapor x 0.847
- 5/8 de la carrera del émbolo, es igual a la presión de vapor x 0.919
- 2/3 de la carrera del émbolo, es igual a la presión de vapor x 0.937
- 3/4 de la carrera del émbolo, es igual a la presión de vapor x 0.966
- 7/8 de la carrera del émbolo, es igual a la presión de vapor x 0.992

Márgenes de consumo de vapor en máquinas primarias (con fines de estimación)

Máquina simple no condensante.	29 a 45 libras por HP-hora
Máquina automática simple no condensante	26 a 40 libras por HP-hora
Máquina compuesta no condensante	19 a 28 libras por HP-hora
Máquina compuesta condensante.	12 a 22 libras por HP-hora
Bombas dúplex de vapor	120 a 200 libras por HP-hora
Turbinas no condensantes	21 a 45 libras por HP-hora
Turbinas condensantes	9 a 32 libras por HP-hora

Calidad del vapor de agua $x = \frac{(h_g - h_f) 100}{h_{fg}}$

- donde: h_f = calor o entalpía del líquido, en BTUAibra
- h_{fg} = calor latente o entalpía de evaporación, en BTUAibra
- h_g = calor o entalpía total del vapor de agua, en BTU/libra

B-19a. Potencia requerida para bombeo

Potencia técnica en kilowatts (kW) para llevar agua (a 15°C)
a diferentes alturas

Litros por minuto	metros														
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	30	35	40	45
20	0.007	0.013	0.020	0.026	0.033	0.039	0.046	0.052	0.059	0.065	0.082	0.098	0.114	0.131	0.147
40	0.013	0.026	0.039	0.052	0.065	0.078	0.091	0.105	0.118	0.131	0.163	0.196	0.229	0.261	0.294
60	0.020	0.039	0.059	0.078	0.098	0.118	0.137	0.157	0.176	0.196	0.245	0.294	0.343	0.392	0.441
80	0.026	0.052	0.078	0.105	0.131	0.157	0.183	0.209	0.235	0.261	0.327	0.392	0.457	0.523	0.588
100	0.033	0.065	0.098	0.131	0.163	0.196	0.229	0.261	0.294	0.327	0.408	0.490	0.572	0.653	0.735
120	0.039	0.078	0.118	0.157	0.196	0.235	0.274	0.314	0.353	0.392	0.490	0.588	0.686	0.784	0.882
140	0.046	0.091	0.137	0.183	0.229	0.274	0.320	0.366	0.412	0.457	0.572	0.686	0.800	0.915	1.029
160	0.052	0.105	0.157	0.209	0.261	0.314	0.366	0.418	0.470	0.523	0.653	0.784	0.915	1.045	1.176
180	0.059	0.118	0.176	0.235	0.294	0.353	0.412	0.470	0.529	0.588	0.735	0.882	1.029	1.176	1.323
200	0.065	0.131	0.196	0.261	0.327	0.392	0.457	0.523	0.588	0.653	0.817	0.980	1.143	1.307	1.470
250	0.082	0.163	0.245	0.327	0.408	0.490	0.572	0.653	0.735	0.817	1.021	1.225	1.429	1.633	1.838
300	0.098	0.196	0.294	0.392	0.490	0.588	0.686	0.784	0.882	0.980	1.225	1.470	1.715	1.960	2.205
350	0.114	0.229	0.343	0.457	0.572	0.686	0.800	0.915	1.029	1.143	1.429	1.715	2.001	2.287	2.573
400	0.131	0.261	0.392	0.523	0.653	0.784	0.915	1.045	1.176	1.307	1.633	1.960	2.287	2.614	2.940
450	0.147	0.294	0.441	0.588	0.735	0.882	1.029	1.176	1.323	1.470	1.838	2.205	2.573	2.940	3.308
500	0.163	0.327	0.490	0.653	0.817	0.980	1.143	1.307	1.470	1.633	2.042	2.450	2.859	3.267	3.675
600	0.196	0.392	0.588	0.784	0.980	1.176	1.372	1.568	1.764	1.960	2.450	2.940	3.430	3.920	4.410
700	0.229	0.457	0.686	0.915	1.143	1.372	1.601	1.829	2.058	2.287	2.859	3.430	4.002	4.574	5.145
800	0.261	0.523	0.784	1.045	1.307	1.568	1.829	2.091	2.352	2.614	3.267	3.920	4.574	5.227	5.880
900	0.294	0.588	0.882	1.176	1.470	1.764	2.058	2.352	2.646	2.940	3.675	4.410	5.145	5.880	6.615
1000	0.327	0.653	0.980	1.307	1.633	1.960	2.287	2.614	2.940	3.267	4.084	4.900	5.717	6.534	7.351
1250	0.408	0.817	1.225	1.633	2.042	2.450	2.859	3.267	3.675	4.084	5.105	6.125	7.146	8.167	9.188
1500	0.490	0.980	1.470	1.960	2.450	2.940	3.430	3.920	4.410	4.900	6.125	7.351	8.576	9.801	1.03
2000	0.653	1.307	1.960	2.614	3.267	3.920	4.574	5.227	5.880	6.534	8.167	9.801	1.43	3.07	4.70

litros por minuto	metros						
	50	55	60	70	80	90	100
20	0.163	0.180	0.196	0.229	0.261	0.294	0.327
40	0.327	0.359	0.392	0.457	0.523	0.588	0.653
60	0.490	0.539	0.588	0.686	0.784	0.882	0.980
80	0.653	0.719	0.784	0.915	1.045	1.176	1.307
100	0.817	0.898	0.980	1.143	1.307	1.470	1.633
120	0.980	1.078	1.176	1.372	1.568	1.764	1.960
140	1.143	1.258	1.372	1.601	1.829	2.058	2.287
160	1.307	1.437	1.568	1.829	2.091	2.352	2.614
180	1.470	1.617	1.764	2.058	2.352	2.646	2.940
200	1.633	1.797	1.960	2.287	2.614	2.940	3.267
250	2.042	2.246	2.450	2.859	3.267	3.675	4.084
300	2.450	2.695	2.940	3.430	3.920	4.410	4.900
350	2.859	3.144	3.430	4.002	4.574	5.145	5.717
400	3.267	3.594	3.920	4.574	5.227	5.880	6.534
450	3.675	4.043	4.410	5.145	5.880	6.615	7.351
500	4.084	4.492	4.900	5.717	6.534	7.351	8.167
600	4.900	5.390	5.880	6.861	7.841	8.821	9.801
700	5.717	6.289	6.861	8.004	9.147	10.29	11.43
800	6.534	7.187	7.841	9.147	10.45	11.76	13.07
900	7.351	8.086	8.821	10.29	11.76	13.23	14.70
1000	8.167	8.984	9.801	11.43	13.07	14.70	16.33
1250	10.21	11.23	12.25	14.29	16.33	18.38	20.42
1500	12.25	13.48	14.70	17.15	19.60	22.05	24.50
2000	16.33	17.97	19.60	22.87	26.14	29.40	32.67

Nota: Véase la página B-33

B-19b. Potencia requerida para bombeo

Galóns por minuto	Potencia térmica en HP requerida para elevar agua (a 60°F) a diferentes alturas														
	5 Pies	10 Pies	15 Pies	20 Pies	25 Pies	30 Pies	35 Pies	40 feet	45 Pies	50 Pies	60 Pies	70 Pies	80 Pies	90 Pies	100 Pies
5	0.004	0.013	0.014	0.02	0.032	0.031	0.044	0.051	0.057	0.063	0.076	0.088	0.101	0.114	0.126
10	0.01	0.025	0.031	0.05	0.063	0.071	0.088	0.101	0.114	0.126	0.152	0.177	0.202	0.227	0.253
15	0.01	0.038	0.05	0.07	0.095	0.11	0.133	0.152	0.171	0.190	0.227	0.265	0.303	0.341	0.379
20	0.02	0.051	0.071	0.10	0.126	0.15	0.177	0.202	0.227	0.253	0.303	0.354	0.404	0.455	0.505
25	0.03	0.063	0.09	0.12	0.158	0.19	0.221	0.253	0.284	0.316	0.379	0.442	0.505	0.568	0.632
30	0.031	0.076	0.114	0.15	0.190	0.22	0.265	0.303	0.341	0.379	0.455	0.531	0.606	0.682	0.758
35	0.04	0.088	0.131	0.17	0.221	0.26	0.311	0.354	0.398	0.442	0.531	0.619	0.707	0.796	0.884
40	0.051	0.101	0.151	0.20	0.253	0.30	0.354	0.404	0.455	0.505	0.606	0.707	0.808	0.910	1.011
45	0.05	0.114	0.171	0.22	0.284	0.341	0.398	0.455	0.512	0.568	0.682	0.796	0.910	1.023	1.137
50	0.06	0.126	0.19	0.25	0.316	0.37	0.44	0.505	0.568	0.632	0.758	0.884	1.011	1.137	1.263
60	0.07	0.152	0.225	0.30	0.379	0.45	0.531	0.606	0.682	0.758	0.910	1.061	1.213	1.364	1.516
70	0.08	0.177	0.26	0.35	0.442	0.531	0.619	0.707	0.796	0.884	1.061	1.238	1.415	1.592	1.768
80	0.101	0.202	0.303	0.404	0.505	0.606	0.707	0.808	0.910	1.011	1.213	1.415	1.617	1.819	2.021
90	0.114	0.227	0.341	0.45	0.568	0.68	0.796	0.910	1.023	1.137	1.364	1.592	1.819	2.046	2.274
100	0.126	0.253	0.379	0.50	0.632	0.758	0.884	1.011	1.137	1.263	1.516	1.768	2.021	2.274	2.526
125	0.158	0.316	0.474	0.63	0.790	0.94	1.105	1.263	1.421	1.579	1.895	2.211	2.526	2.842	3.158
150	0.190	0.379	0.568	0.751	0.947	1.137	1.326	1.516	1.705	1.895	2.274	2.653	3.032	3.411	3.790
175	0.221	0.442	0.663	0.884	1.105	1.326	1.547	1.768	1.990	2.211	2.653	3.095	3.537	3.979	4.421
200	0.253	0.505	0.758	1.011	1.263	1.516	1.7613	2.021	2.274	2.526	3.032	3.537	4.042	4.548	5.053
250	0.316	0.632	0.947	1.263	1.579	1.895	2.211	2.526	2.842	3.158	3.790	4.421	5.053	5.684	6.316
300	0.379	0.758	1.137	1.516	1.895	2.274	2.653	3.032	3.411	3.790	4.548	5.305	6.063	6.821	7.579
350	0.442	0.884	1.326	1.768	2.211	2.653	3.095	3.537	3.979	4.421	5.305	6.190	7.074	7.958	8.842
400	0.505	1.011	1.516	2.021	2.526	3.031	3.537	4.042	4.548	5.053	6.063	7.074	8.084	9.095	10.11
500	0.632	1.263	1.895	2.526	3.158	3.790	4.421	5.053	5.684	6.316	7.579	8.842	10.11	11.37	12.63

Galóns por minuto	125 Pies	150 Pies	175 Pies	200 Pies	250 Pies	300 Pies	350 Pies	400 Pies
5	0.158	0.190	0.221	0.253	0.316	0.379	0.44	0.505
10	0.316	0.379	0.442	0.505	0.632	0.758	0.884	1.011
15	0.474	0.568	0.663	0.758	0.947	1.137	1.326	1.516
20	0.632	0.758	0.884	1.011	1.263	1.516	1.761	2.021
25	0.790	0.947	1.105	1.263	1.579	1.895	2.211	2.526
30	0.947	1.137	1.326	1.516	1.895	2.274	2.653	3.032
35	1.105	1.326	1.547	1.768	2.211	2.653	3.095	3.537
40	1.263	1.516	1.768	2.021	2.526	3.032	3.537	4.042
45	1.421	1.705	1.990	2.274	2.842	3.411	3.979	4.548
50	1.579	1.895	2.211	2.526	3.158	3.790	4.421	5.053
60	1.895	2.274	2.653	3.032	3.790	4.548	5.305	6.063
70	2.211	2.653	3.095	3.537	4.421	5.305	6.190	7.074
80	2.526	3.032	3.537	4.042	5.053	6.063	7.074	8.084
90	2.842	3.411	3.979	4.548	5.684	6.821	7.958	9.095
100	3.158	3.790	4.421	5.053	6.316	7.579	8.842	10.11
125	3.979	4.737	5.527	6.316	7.895	9.474	11.05	12.63
150	4.790	5.684	6.632	7.579	9.474	11.37	13.26	15.16
175	5.606	6.632	7.737	8.842	11.05	13.26	15.47	17.68
200	6.421	7.579	8.842	10.11	12.63	15.16	17.68	20.21
250	7.958	9.474	11.05	12.63	15.79	18.95	21.1	25.26
300	9.474	11.37	13.26	15.16	18.95	22.74	26.53	30.32
350	11.05	13.26	15.47	17.68	22.11	26.53	30.95	35.37
400	12.63	15.16	17.68	20.21	25.26	30.32	35.37	40.42
500	15.16	18.95	22.11	25.26	31.58	37.90	44.21	50.53

HP = 33 000 . . lb-pie/min
 = 550 . . lb-pie/seg
 = 2544.48 . . Btu /h
 = 745.7 . . watt

Nota: Véase la página B-33

B-19a y b. Potencia requerida para bombeo (continuación)

$$\text{Potencia teórica} = \frac{QH\rho}{61.16 \times 10^3} = \frac{Qp}{600} \text{ (kilowatts)}$$

$$(Whp) = QH\rho \div 247\,000 = QP \div 1714$$

$$\text{Demanda de potencia (Potencia al freno)} = \frac{\text{Potencia teórica}}{\text{eficiencia de bomba}}$$

donde: Q = caudal en litros por minuto (galones por minuto)
 H = altura de presión del bombeo en metros (pies)
 ρ = densidad del líquido en kg/m^3 (libras/pie)
 P = presión manométrica en bar
 e_p = presión manométrica en libras/pulgada²

La eficiencia global (e_o) toma en cuenta todas las pérdidas en la bomba y en el motor:

$$e_o = e_p e_D e_T$$

donde: e_p = eficiencia de la bomba
 e_D = eficiencia del motor
 e_T = eficiencia de la transmisión
 e_V = eficiencia volumétrica

$$e_V(\%) = \frac{\text{desplazamiento real de la bomba } (Q)}{\text{desplazamiento teórico de la bomba } (Q)} (100)$$

Nota: Para fluidos distintos del agua, multiplíquense los valores de la tabla por el peso específico del fluido. Al bombear líquidos con viscosidad mucho mayor que la del agua, se reducen la capacidad de bombeo y la altura de presión de bombeo; para calcular la potencia teórica para tales líquidos, deberá sumarse la altura debida a la fricción en la tubería y la altura debida a la elevación para calcular la altura de presión total; este valor se usa en las expresiones para el cálculo de la potencia teórica dadas anteriormente.

Bibliografía

- ¹ R. A. Dodge & M. J. Thompson, "Fluid Mechanics", McGraw-Hill Book Company, Inc., 1937; pp. 193, 288, 407.
- ² H. Rouse, "Elementary Mechanics of Fluids"; John Wiley & Sons, Inc., New York, 1946.
- ³ B. F. Grizzle, "Simplification of Gas Flow Calculations by Means of a New Special Slide Rule"; *Petroleum Engineer*, September, 1945.
- ⁴ H. Kirchbach, "Loss of Energy in Miter Bends"; *Transactions of the Munich Hydraulic Institute*, Bulletin No. 3, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1935.
- ⁵ "Dowtherm Handbook"; Dow Chemical Co., Midland, Michigan, 1954; p. 10.
- ⁶ R. J. S. Pigott, "Pressure Losses in Tubing, Pipe, and Fittings"; *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, Volume 72, 1950; pp. 679 a 688.
- ⁷ National Engineering Laboratory, "Steam Tables '1964"; HMSO Edinburgh, UK.
- ⁸ R. F. Stearns, R. M. Jackson, R. R. Johnson, and C. A. Larson, "Flow Measurement with Orifice Meters"; D. Van Nostrand Company, Inc., New York, 1951.
- ⁹ "Fluid Meters"; American Society of Mechanical Engineers, Part 1—6th Edition, New York, 1971
- ¹⁰ R. G. Cunningham, "Orifice Meters with Supercritical Compressible Flow"; ASME Paper No. 50-A-45.
- ¹¹ "Air Conditioning Refrigerating Data Book-Design," American Society of Refrigerating Engineers, 9th Edition, New York, 1955.
- ¹² W. L. Nelson, "Petroleum Refinery Engineering"; McGraw-Hill Book Co., New York, 1949.
- ¹³ Lionel S. Marks, "Mechanical Engineers Handbook"; McGraw-Hill Book Co., New York, 1951.
- ¹⁴ Y. R. Mayhew & G. F. C. Rogers, "Thermodynamic and Transport Properties of Fluids"; Basil Blackwell, Oxford, UK, 1972.
- ¹⁵ J. B. Maxwell, "Data Book on Hydrocarbons"; D. Van Nostrand Company, Inc., New York, 1950.
- ¹⁶ C. I. Corp and R. O. Ruble, "Loss of Head in Valves and Pipes of One-Half to Twelve Inches Diameter"; *University of Wisconsin Experimental Station Bulletin*, Volume 9, No. 1. 1922.
- ¹⁷ G. L. Tuve and R. E. Sprenkle, "Orifice Discharge Coefficients for Viscous Liquids"; *Instruments*, November, 1933; p. 201.
- ¹⁸ L. F. Moody, "Friction Factors for Pipe Flow"; *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, Volume 66, November, 1944; pp. 671 a 678.
- ¹⁹ A. H. Shapiro, "The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow"; The Ronald Press Company, 1953, Chapter 6.
- ²⁰ ASME Steam Tables, 1967.
- ²¹ K. H. Beij, "Pressure Losses for Fluid Flow in 90 Degree Pipe Bends"; *Journal of Research of the National Bureau of Standards*, Volume 21, July, 1938.
- ²² "Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers"; Seventh Edition 1966, McGraw-Hill Book Co., New York.
- ²³ Bingham, E. C. and Jackson, R. F., *Bureau of Standards Bulletin* 14; pp. 58 a 86 (S.P. 298, August, 1916) (1919).
- ²⁴ T.R. Weymouth, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, Volume 34, 1912; p. 197.
- ²⁵ R. J. S. Pigott, "The Flow of Fluids in Closed Conduits," *Mechanical Engineering*, Volume 55, No. 8, August 1933, p. 497.
- ²⁶ Emory Kemler, "A Study of Data on the Flow of Fluids in Pipes," *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 55, 1933, HYD-55-2.
- ²⁷ "Handbook of Chemistry and Physics," 44th Edition, 1962-1963 Chemical Rubber Publishing Co., Cleveland.
- ²⁸ V. L. Streeter, "Fluid Mechanics", 1st Edition, 1951.
- ²⁹ "Standards of Hydraulic Institute", Eighth Edition, 1947.
- ³⁰ International Gas Union, Appendix 1 of report "Problems arising from interchangeability of second family gases"; May, 1976.

UDEG-CUCEI CID



29404

OTROS TÍTULOS EN ESTA SERIE:

VÁLVULAS, selección, uso y mantenimiento, con su autorizada información es el panorama definitivo de la tecnología y aplicaciones actuales de las válvulas. Ofrece orientación práctica para la selección, instalación y operación de válvulas, así como amplia cobertura de los muchos tipos de válvulas y su empleo. Las secciones principales de este libro incluyen:

- * Aspectos básicos de válvulas
- * Dispositivos para desahogo (alivio) de presión como válvulas y discos de ruptura
- * Válvulas de control
- * Válvulas de operación manual y automática

Si usted está encargado de la selección, operación y mantenimiento de válvulas, a un costo eficiente en las instalaciones para proceso o si desea adquirir conocimientos prácticos de este importante componente, encontrará que esta obra es una guía completa y de gran valor en su trabajo.

Por las décadas de experiencia y la excelente cobertura de las industrias de procesos químicos, se ha publicado la obra **BOMBAS, selección, uso y mantenimiento**, que incluye una amplísima información práctica para la selección, instalación y operación de bombas. Está redactado para ingenieros y técnicos de diversas ramas, y ofrece consejos prácticos para todos los aspectos de selección, aplicaciones y mantenimiento de bombas.

COMPRESORES, selección, uso y mantenimiento, que es el tercero de esta serie, ofrece asesoramiento práctico para seleccionar, instalar, operar y calcular costos de este importante componente de los equipos de proceso. Además de los compresores se describen en detalle las turbinas de vapor y de gas, ventiladores y sopladores. En sus páginas, todos los interesados en diseño, proceso de planta, operación y mantenimiento encontra-