



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN CRUCES
DE TUBERÍAS

TESIS

Para obtener el título de:

INGENIERO CIVIL

P R E S E N T A:

Karen Itzel Tolentino García

D I R E C T O R:

Dr. Óscar Pozos Estrada



MÉXICO, D.F

Mayo, 2013



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

DIVISIÓN DE INGENIERÍAS CIVIL Y GEOMÁTICA
COMITÉ DE TITULACIÓN
FING/DICyG/SEAC/UTIT/057/13

Señorita
KAREN ITZEL TOLENTINO GARCÍA
Presente

En atención a su solicitud me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor DR. ÓSCAR POZOS ESTRADA, que aprobó este Comité, para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de INGENIERO CIVIL.

"PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN CRUCES DE TUBERÍAS"

- INTRODUCCIÓN
- I. FUNDAMENTOS DE HIDRÁULICA
- II. RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS POR FRICCIÓN
- III. RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES
- IV. PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN CRUCES DE TUBERÍAS
- V. MODELO EXPERIMENTAL Y ANÁLISIS DE RESULTADOS
- VI. CONCLUSIONES

Ruego a usted cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el Título de ésta.

Asimismo le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar Examen Profesional.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
Cd. Universitaria a 12 de abril del 2013.
EL PRESIDENTE

M.I. JOSÉ LUIS TRIGOS SUÁREZ

JLTS/MTH*gar.

AGRADECIMIENTOS

La presente Tesis es un esfuerzo en el cual, directa o indirectamente, participaron varias personas leyendo, opinando, corrigiendo, teniéndome paciencia, dando ánimo, acompañando en los momentos de crisis y en los momentos de felicidad.

Agradezco a Dios la oportunidad de vivir, así como también la fortaleza, serenidad e inteligencia que me brinda para poder enfrentar los difíciles obstáculos del día a día.

A mis padres y hermano quienes siempre me ofrecen su apoyo incondicional y moral, gracias por el valioso esfuerzo que hicieron para que hoy pudiera culminar mi formación como ingeniera.

A mis profesores, quienes se encargaron de guiarme durante todo este arduo recorrido, mis principales motivadores para poder lograr la visión de éxito que hoy poseo.

Agradezco al Mtro. Cristian González por los consejos, el apoyo y el ánimo que me brindó, al Ing. Enrique Barranco por su paciencia ante mi inconsistencia, al Dr. Óscar Fuentes por atenta lectura de este trabajo y, por último pero no menos importante, al Dr. Humberto Gardea por sus comentarios en todo el proceso de elaboración de la Tesis y sus atinadas correcciones.

Debo agradecer de manera especial y sincera al Dr. Óscar Pozos por aceptarme para realizar esta tesis bajo su dirección. Su apoyo y confianza en mi trabajo y su capacidad para guiar mis ideas ha sido un aporte invaluable.

¡Muchas gracias! A Eduardo, el ángel de la guarda que me cuida todos los días, el que está conmigo en las buenas y en las malas.

A mis amigos, quienes me apoyaron y me permitieron entrar en su vida durante estos años de convivir dentro y fuera del salón de clase.

A Beba, Moños, Gusy y Ceniza.

Gracias a todos.

Índice

INTRODUCCIÓN	6
CAPÍTULO 1 FUNDAMENTOS DE HIDRÁULICA	8
1.1 INTRODUCCIÓN	8
1.2 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS	8
1.2.1 Densidad y Peso Específico	8
1.2.2 Viscosidad.....	9
1.2.3 Tensión Superficial.....	11
1.2.4 Presión de Vaporización	12
1.2.5 Compresibilidad	12
1.3 CINEMÁTICA DE LOS LÍQUIDOS	13
1.3.1 Línea de Corriente, Tubo de Corriente y Volumen de Control	13
1.3.2 Definición y Clasificación de Flujo.....	14
1.3.3 Flujo Uniforme en Tuberías	16
1.4 LEYES FÍSICAS APLICABLES AL FLUJO DE FLUIDOS	17
1.4.1 Principio de Continuidad	17
1.4.2 Principio de Cantidad de Movimiento	17
1.4.3 Principio de Energía	19
CAPÍTULO 2 RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS POR FRICCIÓN	21
2.1 ASPECTOS GENERALES	21
2.2 MÉTODOS APLICABLES	22
2.2.1 Ecuación de Darcy-Weisbach	22
2.2.2 Ecuación de Manning	29
2.2.3 Ecuación de Hazen-Williams	31
CAPÍTULO 3 RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES	34
3.1 INTRODUCCIÓN	34
3.2 PRIMER MÉTODO: FÓRMULA GENERAL DE LAS PÉRDIDAS SECUNDARIAS	34
3.3 VALORES DEL COEFICIENTE K	35
3.3.1 Pérdida por Entrada	35
3.3.2 Pérdida por Rejilla.....	36
3.3.3 Pérdida por Ampliación	37
3.3.4 Pérdida por Reducción.....	39
3.3.5 Pérdida por Cambio de Dirección	42
3.3.6 Pérdida por Bifurcaciones y Uniones	46
3.3.7 Pérdida en Válvulas	48

3.3.8 Pérdida por Salida.....	53
3.4 SEGUNDO MÉTODO: LONGITUD DE TUBERÍA EQUIVALENTE	54
3.4.1 Longitud Equivalente con la Ecuación de Darcy-Weisbach.	54
3.4.2 Longitud Equivalente con la Ecuación de Manning	55
3.4.3 Longitud Equivalente con la Ecuación de Hazen-Williams.....	55
CAPÍTULO 4 PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN CRUCES DE TUBERÍAS.....	58
4.1 INTRODUCCIÓN	58
4.2 VALORES DEL COEFICIENTE K	60
4.3 ESTADO DEL ARTE.....	61
CAPÍTULO 5 MODELO EXPERIMENTAL Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	63
5.1 MODELO EXPERIMENTAL	63
4.2. DISEÑO DE LAS MEDICIONES.....	67
5.3 NOMENCLATURA	68
5.4 EXPRESIONES PARA ESTIMAR EL COEFICIENTE K	69
CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES	79
BIBLIOGRAFÍA	81

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.

El flujo de un fluido en una tubería viene acompañado de una pérdida de energía, que suele expresarse en dimensiones de longitud, denominada habitualmente pérdida de carga.

Las pérdidas pueden ser continuas o por fricción en ocasiones llamadas pérdidas mayores, se producen a lo largo de los conductos debido a la fricción (roce) de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las contiene, también existen las pérdidas accidentales, localizadas, geométricas o algunas veces llamadas menores, debidas al paso de fluidos por puntos singulares en las tuberías, como un estrechamiento, un cambio de dirección, la presencia de una válvula, etc.

El nombre de pérdida de carga "mayores" y "menores" no necesariamente reflejan la importancia relativa de cada tipo de pérdida. Aunque la práctica común puede llevar a pensar que las pérdidas de carga menores pueden ser despreciadas, o representadas como un pequeño porcentaje de las longitudinales, pero para un sistema de tuberías que contiene muchos componentes y una longitud relativamente corta del tubo, las pérdidas menores pueden ser mayores que las pérdidas "primarias".

Ningún ingeniero puede prescindir de la estimación de las pérdidas de energía en cualquier tipo de proyecto: ya sea en el diseño de una conducción de agua potable de una gran metrópoli; el oleoducto que atraviesa grandes extensiones de un país; las redes de irrigación de cultivos y campos; hasta las pequeñas redes de acueducto de unidades habitacionales, edificios, hospitales o, incluso, de una pequeña casa.

Así como sería imprudente omitir las pérdidas de carga ocasionadas por la fricción en cualquiera de estos proyectos, lo sería también el desestimar las pérdidas que pueden ocasionar los múltiples accesorios empleados en algunas redes de flujo a presión.

Para tomar en cuenta las pérdidas de energía locales se requiere conocer, con una buena aproximación, los coeficientes de pérdida de carga local de sus diferentes accesorios y los elementos que producen este fenómeno. Gracias a los estudios de muchos investigadores, llevados a cabo desde muchas décadas atrás, actualmente se cuenta con una buena cantidad de información al respecto. La gran mayoría de los accesorios han sido estudiados y pueden encontrarse, con mayor o menor precisión, los coeficientes de pérdidas locales que los representan.

La determinación de los coeficientes de pérdida de energía K en cruceros ha sido un tema investigado desde la década de 1960 (Sharp, 2009). La razón de tal interés en este tema se debe a la importancia que estos coeficientes tienen en el diseño y concepción, de cualquier proyecto.

Existe un grupo de accesorios sobre el cual ha recaído el interés en las últimas décadas: es el grupo al que pertenecen aquellos elementos en los cuales convergen/divergen dos o más flujos. Las tee's, las yee's y los cruces, hacen parte de él. El grueso de los estudios se ha concentrado en los dos primeros, conocidos también como bifurcaciones, por el hecho de dividir un flujo principal en dos flujos secundarios. No mucho se sabe acerca de los cruces, y lo poco que se ha indagado,

INTRODUCCIÓN

corresponde al caso conocido como trifurcación (un flujo principal que se divide en tres flujos más pequeños).

Es reprobable que la información de pérdida de energía está disponible para instalaciones de tuberías más comunes, pero no para los cruces. Cuatro uniones de tuberías, tales como cruces son comunes en los sistemas de agua potable, sistemas de distribución de incendios y sistemas de rociadores contra incendios, sistemas de riego y los resultados de este estudio aumentará la precisión en la evaluación de tales sistemas.

Partiendo de este hecho, se creyó pertinente y valioso llevar a cabo una investigación que permitiera subsanar dicha carencia de información, obteniendo como resultado, una serie de relaciones y gráficas, que permitieran estimar las pérdidas de energía que se producen en los cruces de tuberías, para una condición diferente a la de una trifurcación.

Se pretende en este trabajo abordar uno de los temas más importantes relativos a los coeficientes de pérdida en cruces de tuberías, en los primeros capítulos de esta tesis se abordan los conceptos básicos relativos a la hidráulica así como las pérdidas de energía en tuberías a presión; posteriormente se trata específicamente el tema principal de este documento así como la descripción de modelo experimental en donde se realizaron las pruebas de laboratorio para la obtención de los coeficientes, el análisis de resultados y las conclusiones de dichas pruebas.

Uno de los propósitos de escribir esta tesis es que sea útil como base de un libro más extenso sobre el tema, y que eventualmente se continúen agregando nuevos temas y se actualicen los que ya contiene. De esta forma los ingenieros dedicados a diseñar modernos sistemas de conducción tendrán una herramienta para aplicar y profundizar más acerca de ellos y dispondrán cada vez de mejor tecnología para bien de todos.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTOS DE HIDRÁULICA

1.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo no se pretende abarcar textos completos de Mecánica de Fluidos o de Hidráulica, se busca la comprensión de aquellos temas básicos para comprender el flujo del agua en redes de tuberías funcionando a presión.

Dado que el agua es un fluido, se mencionan en primer lugar las propiedades físicas de los fluidos, definiéndolas cuantitativamente en el caso del agua por ser el fluido que nos interesa transportar. Posteriormente, se tratan algunos conceptos generales y leyes físicas, relativos al flujo de fluidos.

1.2 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

La materia en la naturaleza presenta tres estados físicos: sólido, líquido y gaseoso. Los dos últimos son conocidos como fluidos y se les llama de esta manera porque sus partículas constitutivas fluyen o se desplazan continuamente bajo la acción de fuerzas tangenciales. En cambio, los sólidos se deforman con una magnitud definida y recuperan su estado original al cesar la acción deformante, siempre y cuando no se rebase la fluencia del material.

Los fluidos tienen como característica general el adoptar la forma del recipiente que los contiene. Sin embargo, los líquidos mantienen un volumen definido bajo condiciones establecidas de presión y de temperatura, y forman una interfase o superficie libre entre el líquido y la atmósfera.

Las propiedades que influyen en el comportamiento del flujo de todos los fluidos incluyen la densidad (relacionada con el peso específico), la viscosidad y en ciertos casos la tensión superficial, la presión de vaporización y la compresibilidad.

1.2.1 Densidad y Peso Específico

La densidad (ρ) de una sustancia es definida como la cantidad de masa contenida en la unidad de volumen [kg/m^3]; en el sistema gravitacional [kg_f/m^3] equivalente a [$\text{kg}\cdot\text{seg}^2/\text{m}^4$]. Esta propiedad es influenciada por los cambios de temperatura y de presión.

En la figura 1.1 se presentan los valores de la densidad del agua para temperaturas de 0°C a 100°C . Se observa que al igual que otros líquidos, la densidad varía ligeramente con respecto a la temperatura.

El peso específico (γ) es una propiedad asociada con la densidad, y se define como el peso de la masa de fluido contenida en la unidad de volumen; en el sistema internacional de unidades [kg/m^3]. Ambas propiedades se relacionan por medio de la expresión

$$\gamma = \rho * g \quad (1.1)$$

donde g es la aceleración local de la gravedad [m/s^2] que resulta de aplicar la segunda ley de Newton a la unidad de volumen de fluido.

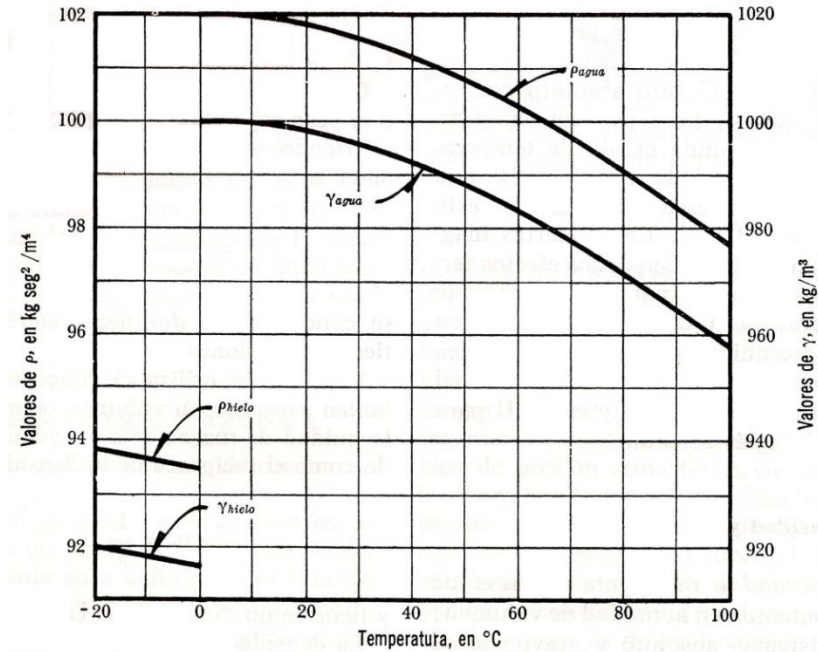


Figura 1.1 Densidad y peso específico del agua para temperaturas que se hallan entre 20 y 100°C, a la presión atmosférica al nivel del mar (Sotelo Ávila, 2009).

1.2.2 Viscosidad

La viscosidad de un fluido es una medida de su resistencia a fluir, como resultado de la interacción y cohesión de sus moléculas.

Si se considera el movimiento de un flujo sobre una frontera sólida fija, donde las partículas se mueven en líneas rectas paralelas, se pueden suponer que el flujo se produce en forma de capas o láminas de espesor diferencial cuyas velocidades varían con la distancia y , normal a dicha frontera, como se observa en la figura 1.2.

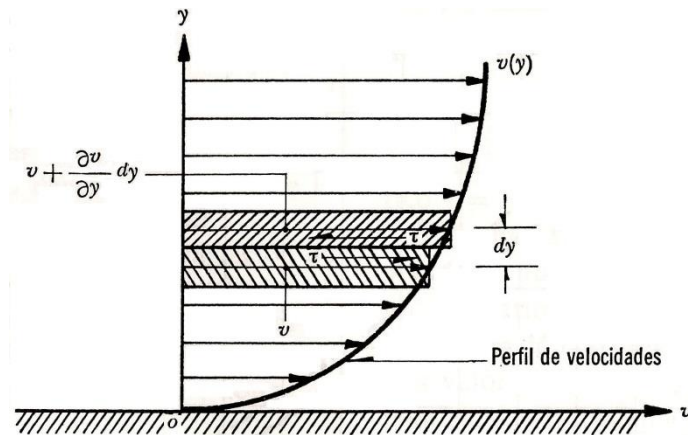


Figura 1.2 Sobre la viscosidad de un fluido (Sotelo Ávila, 2009).

CAPÍTULO 1

Según Newton, el esfuerzo tangencial que se produce entre dos láminas separadas una distancia dy , y que se desplazan con velocidades (v) y $[v + (\partial v/\partial y)]$, vale

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (1.2)$$

De acuerdo con dicha ley, el esfuerzo tangencial es proporcional al gradiente transversal de velocidades $(\partial v/\partial y)$. La constante de proporcionalidad μ es una magnitud característica de la viscosidad del fluido y se conoce como viscosidad dinámica o simplemente viscosidad (Sotelo Ávila, 2009).

La viscosidad dinámica es función, principalmente, de la temperatura y la presión. La dependencia respecto de la presión es prácticamente despreciable para los líquidos y pequeña o despreciable para la mayoría de los gases y vapores, a menos que la presión resulte muy grande. En tanto que la viscosidad de los líquidos disminuye con la temperatura, la de los gases aumenta.

En la figura 1.3 se muestra la variación de μ del agua y del aire, con la temperatura.

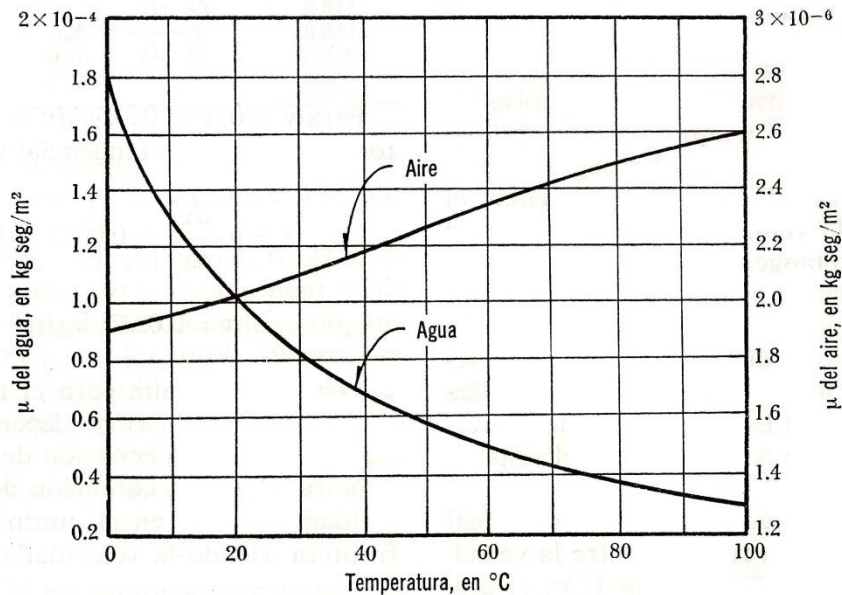


Figura 1.3 Viscosidad dinámica del agua y del aire a la presión atmosférica al nivel del mar (Sotelo Ávila, 2009).

Para los cálculos prácticos es más conveniente relacionar la viscosidad dinámica del fluido y su densidad, con la fórmula

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.3)$$

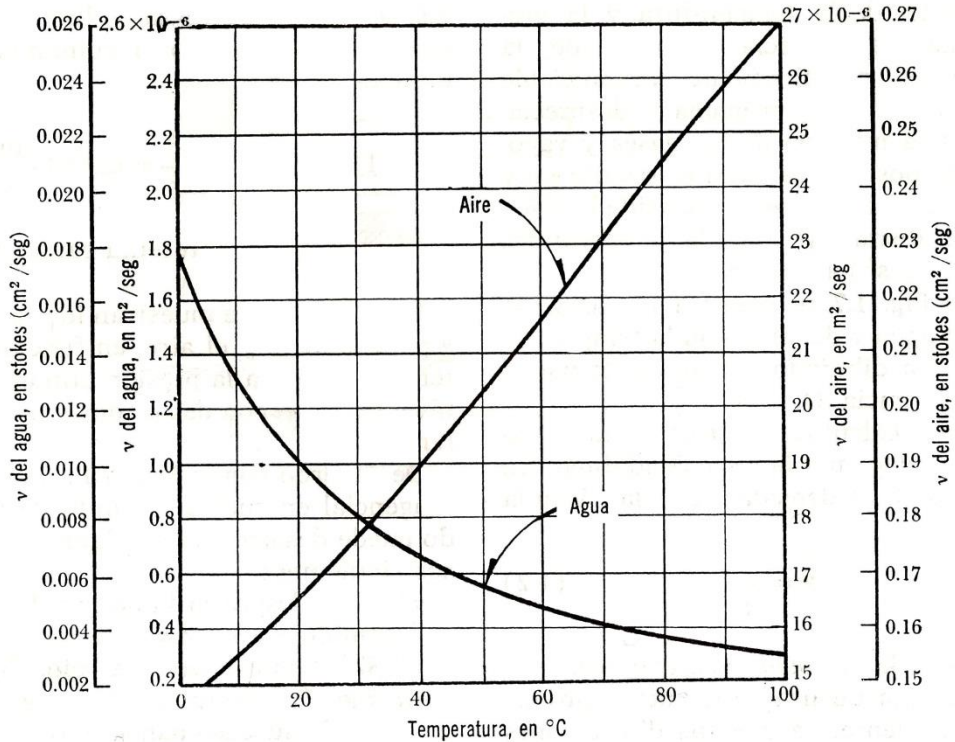


Figura 1.4 Viscosidad cinemática del agua y del aire a la presión atmosférica al nivel del mar (Sotelo Ávila, 2009).

1.2.3 Tensión Superficial

La frontera entre un líquido y un gas se comporta como si fuera una membrana, la cual posee cierta fuerza tensora que puede ser cuantificada por unidad de longitud [g/cm] y se le conoce como tensión superficial (σ).

En general, la tensión superficial es de poca magnitud en la mayoría de los problemas del flujo de fluidos. Sin embargo, en ciertas aplicaciones como la modelación hidráulica, donde pueden tenerse tirantes diminutos, la influencia de la tensión superficial puede ser de mayor relevancia en el modelo que en el prototipo por lo que puede alterar el comportamiento del flujo en el modelo.

La tensión superficial es además responsable de la capilaridad en suelos de granos finos o en suelos porosos en estado saturado. En la tabla 1.1 se indican los valores correspondientes a la tensión superficial del agua-aire, donde se observa su disminución al aumentar la temperatura.

Tabla 1.1 Tensión superficial agua-aire (Sotelo Ávila, 2009).

T , en °C	0	10	20	30	40	50	60	80	100
σ , en g/cm	0.0769	0.0754	0.0739	0.0725	0.0709	0.0692	0.0673	0.0638	0.006

CAPÍTULO 1

1.2.4 Presión de Vaporización

Cuando la evaporación tiene lugar en la superficie de un líquido dentro de un espacio cerrado o tanque, la presión parcial creada por las moléculas de vapor es conocida como presión de vaporización (p_v).

Se considera que un líquido a cualquier temperatura, está en equilibrio con su propio vapor cuando el grado de transporte molecular a través de la interfase líquido-gas es el mismo en ambas direcciones. La presión absoluta correspondiente a esta concentración de moléculas de gas se define como la presión de vaporización del líquido.

La presión de vaporización de cada líquido se incrementa con la temperatura. La temperatura a la cual alcanza un valor de 1 atm es el punto de ebullición del líquido, la cual en el caso del agua es de 100°C. Los valores de la presión de vaporización del agua se han añadido a la figura 1.5.

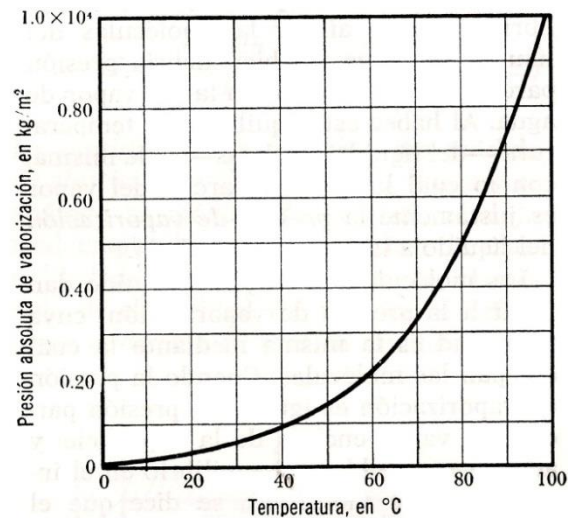


Figura 1.5 Presión absoluta de vaporización del agua (Sotelo Ávila, 2009).

1.2.5 Compresibilidad

La compresibilidad puede ser definida como la susceptibilidad de un material a los cambios volumétricos debidos al incremento de presión. El coeficiente de compresibilidad o módulo de compresibilidad se define como:

$$K = \frac{-\Delta P}{\Delta V/V} \quad (1.4)$$

donde K es el módulo de compresibilidad [N/m^2], ΔP es el cambio de presión [N/m^2], y ΔV es el cambio de volumen [m^3] con respecto al volumen original V [m^3].

Los líquidos son altamente incompresibles, por ejemplo, el módulo de compresibilidad del agua a 10°C es de $21.1 \times 10^8 \text{ N/m}^2$. Este valor se incrementa gradualmente con la presión y la temperatura hasta una temperatura de 50°C. Arriba de 50°C, decrece su valor al incrementarse la temperatura.

La compresibilidad de un fluido es un factor clave en la velocidad de transmisión de las ondas elásticas a través de un fluido, por lo que es importante en el análisis de fenómenos de flujo no permanente tales como el golpe de ariete.

1.3 CINEMÁTICA DE LOS LÍQUIDOS

La cinemática de los líquidos trata del movimiento de sus partículas, sin considerar la masa ni las fuerzas que actúan, en base al conocimiento de las magnitudes cinemáticas: velocidad, aceleración y rotación.

1.3.1 Línea de Corriente, Tubo de Corriente y Volumen de Control

La velocidad en el campo de flujo se interpreta como un vector, y en un campo de flujo tridimensional se puede describir con una expresión como

$$\mathbf{v} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$$

donde u , v y w son funciones del espacio (coordenadas x , y y z) y del tiempo t , es decir, el vector velocidad \mathbf{v} es a su vez función de las coordenadas tridimensionales en el espacio y del tiempo. Los vectores \vec{i} , \vec{j} , y \vec{k} son vectores unitarios ortogonales.

Un concepto útil en el análisis del flujo de fluidos, es el relacionado con la línea de corriente, la cual se define como una curva continua en el campo de flujo donde en cualquier punto de la curva, el vector local de la velocidad es tangente a la curva. De esta forma la línea de corriente representa la trayectoria del flujo.

Con base en el concepto anterior se define el relativo a un tubo de corriente, que representa un volumen elemental de un campo de flujo. Se le puede describir como un tubo imaginario cuya superficie periférica es generada por líneas de corriente y los extremos son formados por las áreas normales a la dirección del flujo. El flujo del fluido se presenta a través de las áreas terminales del tubo de corriente y no puede darse a través de la superficie periférica puesto que es generada por líneas de corriente y actúa como una frontera virtual. Las áreas terminales del tubo de corriente son lo suficientemente pequeñas para que cualquier variación en la velocidad a través de la sección transversal pueda ser despreciada (Franco, 2006).

Un conjunto de tubos de corriente adyacentes forma un volumen de control, el cual tiene las mismas características que un tubo de corriente excepto que existe una variación de la velocidad sobre las áreas terminales (ver figura 1.6).

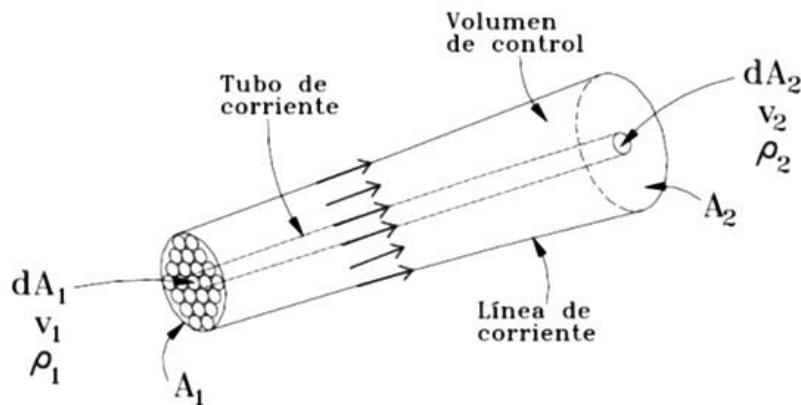


Figura 1.6 Volumen de control y tubo de corriente (Franco, 2006).

1.3.2 Definición y Clasificación de Flujo

Desde el punto de vista de su comportamiento mecánico, un fluido es una sustancia que no puede resistir esfuerzo cortante. Si éste se presenta, el fluido se deforma y continúa deformándose mientras exista el esfuerzo cortante. En este proceso de deformación continua las diferentes partes del fluido cambian de posición relativa permanentemente, a la vez que tienen un movimiento relativo con respecto a un contorno sólido. Esta combinación de movimientos se conoce como flujo. En términos sencillos, flujo es el movimiento de un fluido con respecto a un sistema inercial de coordenadas, generalmente ubicado en un contorno sólido. Ejemplos de flujo son el movimiento del agua en el cauce de un río, el movimiento del agua subterránea a través del subsuelo y, por supuesto, el movimiento de fluidos en el interior de tuberías.

El flujo en una tubería, o de hecho en cualquier tipo de ducto, se puede determinar mediante las siguientes cantidades físicas:

- Desplazamiento de una partícula de fluido.
- Velocidad de una partícula de fluido en un punto del campo de flujo.
- Aceleración de una partícula de fluido en un punto del campo de flujo.

Las anteriores cantidades pueden permanecer constantes o variar con el espacio y/o con el tiempo. Con respecto al espacio, los fluidos se clasifican en uniformes (si las cantidades físicas permanecen constantes en el espacio) y no uniformes. Con respecto al tiempo se clasifican en permanentes o estacionarios (Si las cantidades de flujo permanecen constantes en el tiempo) y no permanentes. Estos cuatro tipos de flujo se combinan, así:

- **Flujo uniforme permanente:** ninguna de las características del flujo (presión y velocidad) varían en el espacio y/o tiempo.
- **Flujo uniforme no permanente:** las características no varían con el espacio pero sí con el tiempo. Es muy difícil encontrar este tipo de flujo en la naturaleza, debido a que los cambios tendrían que ocurrir en forma simultánea a todo lo largo de la tubería (la velocidad de la señal de cambio tendría que ser infinita).
- **Flujo variado permanente:** las características del flujo varían con el espacio pero no con el tiempo. Existen dos subtipos de flujo:

- **Gradualmente variado:** los cambios en las características del flujo (presión y velocidad) son graduales a lo largo de la dirección principal de este. Las contracciones y expansiones suaves en tuberías, el flujo a través de tubos Venturi, etc., son ejemplos de flujos gradualmente variados.
- **Rápidamente variado:** los cambios en las características del flujo son abruptos a lo largo de la dirección principal de este. Por ejemplo, las contracciones abruptas en tuberías, el flujo a través de válvulas y los rotores de bombas se caracterizan por ser flujos rápidamente variados. Generalmente este tipo de flujo va acompañado de gran turbulencia.
- **Flujo variado no permanente:** las características del flujo varían con el espacio y con el tiempo. Debido a que el flujo uniforme no permanente no existe, este nuevo tipo se conoce con el nombre de flujo no permanente. En el caso de tuberías, el flujo no permanente se denomina golpe de ariete, debido a que usualmente está acompañado por ruidos fuertes, además de cambios bruscos en presión y velocidad, típicos de este tipo de flujo (Saldarriaga, 2007).

Otra clasificación importante se refiere al grado de turbulencia que presenta el flujo. Cuando el flujo de un fluido está confinado por fronteras sólidas, tales que el mezclado lateral aleatorio de sus moléculas en dirección perpendicular al flujo es despreciable, el flujo es descrito como **laminar**, es decir, el flujo se da en capas con una transferencia mínima de cantidad de movimiento entre capas. Por otra parte, si el mezclado lateral es significativo, el flujo es clasificado como **turbulento**.

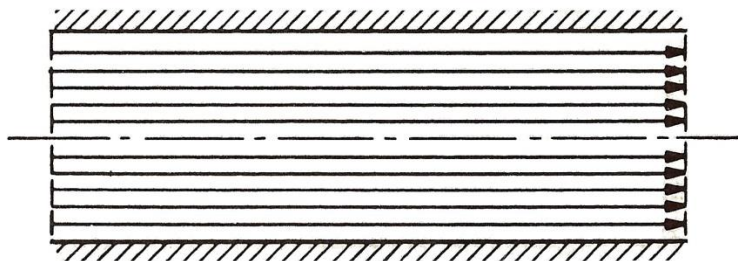


Figura 1.7 Esquema de flujo laminar (Sotelo Ávila, 2009).

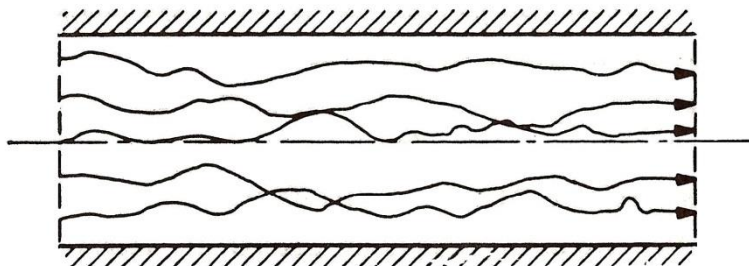


Figura 1.8 Esquema de flujo turbulento (Sotelo Ávila, 2009).

Existen otras dos clasificaciones del flujo, una de ellas define al flujo como **rotacional** si las moléculas del fluido experimentan una rotación alrededor de su centro de masa; en caso de que no exista tal rotación, al flujo se le designa como **irrotacional**. En donde se presenta un gradiente de

velocidades en el espacio, tal como sucede en varias situaciones reales de flujo, tales como en capa límite, existe inevitablemente cierto grado de rotación. El flujo es obviamente rotacional cuando las líneas de corriente son curvas.

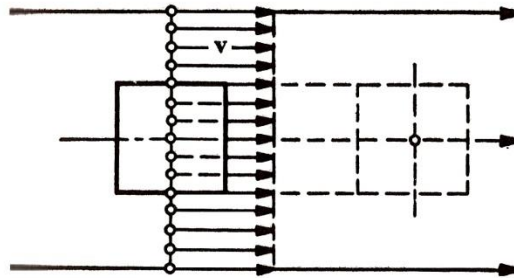


Figura 1.9 Flujo lineal irrotacional (Sotelo Ávila, 2009).

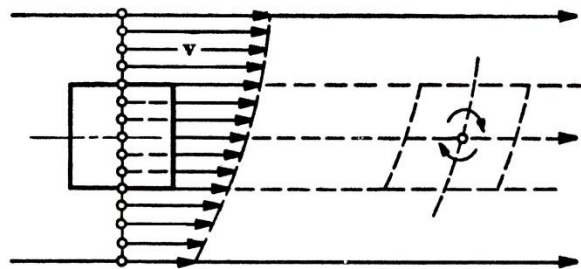


Figura 1.10 Flujo lineal rotacional (Sotelo Ávila, 2009).

Finalmente, el flujo se puede clasificar como **compresible** si la densidad del fluido varía a lo largo de la trayectoria de flujo, e **incompresible** si el cambio de densidad es insignificante. Para efectos prácticos, el flujo de los líquidos es considerado como incompresible.

1.3.3 Flujo Uniforme en Tuberías

En el flujo uniforme las características del flujo (presión y velocidad en la tubería) permanecen constantes en el espacio y en el tiempo. Por consiguiente, es el tipo de flujo más fácil de analizar y sus ecuaciones se utilizan para el diseño de sistemas de tuberías. Como la velocidad no está cambiando, el flujo no está siendo acelerado. Si no hay aceleración, según la segunda ley de Newton para el movimiento, la sumatoria de las fuerzas que actúan sobre un volumen de control de fluido debe ser cero. Es decir, existe un equilibrio de fuerzas.

En el caso del flujo en tuberías actúan tres fuerzas: de presión, gravitacionales y de fricción. Las primeras siempre tratan de acelerar el flujo, Las fuerzas gravitacionales (o de peso) tratan de acelerar el flujo si éste se mueve desde una cota alta a una cota baja o tratan de frenarlo si el movimiento es en sentido contrario. Las fuerzas de fricción siempre tratan de frenarlo. En el caso del flujo uniforme a través de una tubería con pendiente negativa en el sentido del flujo, existe un equilibrio entre las fuerzas de fricción, por un lado, y las fuerzas gravitacionales y de presión, por el otro (Saldarriaga, 2007).

Dada la importancia de las fuerzas de fricción en el problema del flujo uniforme, el cual es básico para el diseño de sistemas de tuberías, el resto de este capítulo se dedica a estudiarlas.

El equilibrio dinámico que alcanza una tubería cuando se encuentra en estado de flujo uniforme se representa en la siguiente figura, en la cual se detallan las fuerzas anteriormente descritas.

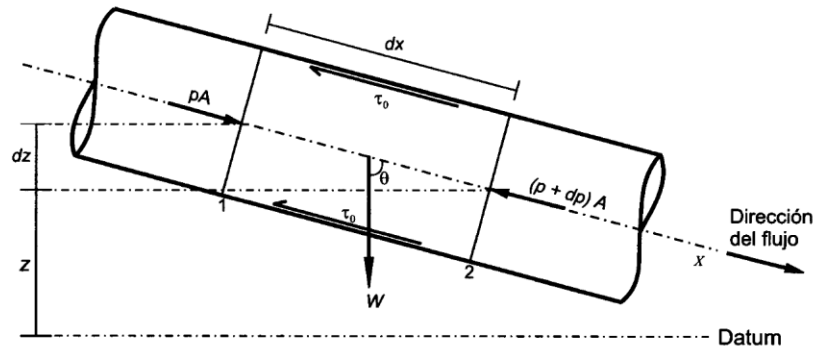


Figura 1.11 Volumen de control para el flujo en una tubería (Saldarriaga, 2007).

1.4 LEYES FÍSICAS APLICABLES AL FLUJO DE FLUIDOS

1.4.1 Principio de Continuidad

Los conceptos de tubo de corriente y de volumen de control facilitan la aplicación del principio de conservación de la materia, o el "principio de continuidad" tal como se le conoce en Mecánica de fluidos. Por ejemplo, al aplicarlo en condiciones de flujo permanente, puede afirmarse que la cantidad de masa dentro de un tubo de corriente o volumen de control no cambia con respecto al tiempo, así, la cantidad de masa que fluye fuera del volumen de control es igual a la cantidad de masa que entra al volumen de control.

En un tubo de corriente, puede entonces aplicarse el principio de continuidad escribiendo

$$\rho_1 dA_1 v_1 = \rho_2 dA_2 v_2$$

y en un volumen de control:

$$\bar{\rho}_1 A_1 \bar{v}_1 = \bar{\rho}_2 A_2 \bar{v}_2 \quad (1.5)$$

donde $\bar{\rho}$ y \bar{v} representan los valores promedio de estos parámetros y A es el área de la sección transversal. El principio de continuidad se aplica particularmente, según el tipo de problema que se tenga a la mano.

1.4.2 Principio de Cantidad de Movimiento

La segunda ley de Newton relaciona la fuerza F con la razón de cambio de cantidad de movimiento (mv) siendo mv el producto de la masa por la velocidad:

$$F = \frac{d}{dt}(mv)$$

Considérese la aplicación de este principio a un flujo permanente como el que se presenta en un tubo de corriente mostrado en la figura 1.12.

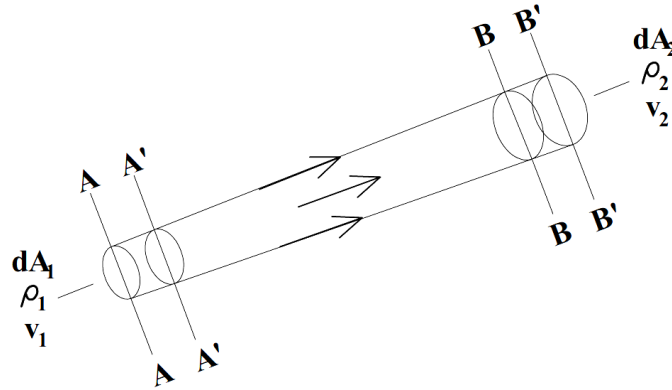


Figura 1.12 Flujo en un tubo de corriente (Franco, 2006).

En el tiempo t_0 , el tubo de corriente contiene cierta cantidad de masa entre las áreas transversales terminales AA y BB . Después de un intervalo de tiempo Δt , la cantidad de masa anterior se ha desplazado a una posición comprendida entre las secciones $A'A'$ y $B'B'$. De esta forma:

$$\text{Cantidad de movimiento inicial} = \sum_{BB}^{AA} dm v$$

$$\text{Cantidad de movimiento final} = \sum_{B'B'}^{A'A'} dm v$$

Dado que el flujo es permanente, no existe cambio en la cantidad de movimiento en cualquier punto dentro de los tubos de corriente, es decir, la cantidad de movimiento del fluido permanece inalterada en el espacio entre las secciones $A'A'BB$, el cual pertenece a ambos tubos de corriente.

Así, el cambio de cantidad de movimiento en el intervalo de tiempo dt puede ser escrito como

$$\text{Cambio de cantidad de movimiento} = \sum_{B'B'}^{B'B'} dm v - \sum_{AA}^{A'A'} dm v$$

Lo cual, escrito en términos de ρ , dA y v , se escribe

$$\text{Cambio de cantidad de movimiento} = (\rho_2 dA_2 v_2 dt) v_2 - (\rho_1 dA_1 v_1 dt) v_1$$

La razón de cambio de cantidad de movimiento correspondiente da como resultado la magnitud de la fuerza aplicada F :

$$F = \rho_2 dA_2 v_2^2 - \rho_1 dA_1 v_1^2 \quad (1.6)$$

El término $\rho_2 dA_2 v_2^2$ representa la razón de cambio de salida de cantidad de movimiento del tubo de corriente, mientras que $\rho_1 dA_1 v_1^2$ es la razón de cambio de entrada. Así, la fuerza aplicada corresponde a la diferencia en el flujo de cantidad de movimiento a través de las áreas terminales del tubo de corriente. Se observa que esta fuerza es la fuerza neta aplicada a la masa de fluido contenida en el tubo de corriente por la masa de fluido que rodea al tubo de corriente.

Cuando se considera flujo no permanente, debe tenerse también en cuenta el cambio de cantidad de movimiento en la masa de fluido contenida en el tubo de corriente.

La ecuación 1.6 puede aplicarse a un volumen de control:

$$F = \sum_{A_2} \rho_2 dA_2 v_2^2 - \sum_{A_1} \rho_1 dA_1 v_1^2$$

Escrito en términos de la velocidad media \bar{v} :

$$F = \beta_2 \rho_2 A_2 \bar{v}_2^2 - \beta_1 \rho_1 A_1 \bar{v}_1^2 \quad (1.7)$$

donde β es el factor de corrección de cantidad de movimiento (coeficiente de Boussinesq), el cual permite el uso de la velocidad media en la aplicación del principio de cantidad de movimiento a un volumen de control. Su valor se obtiene de la siguiente forma:

$$\beta \rho A \bar{v}^2 = \sum_A \rho dA v^2$$

De donde

$$\beta = \frac{1}{A} \sum \left(\frac{v}{\bar{v}} \right)^2 dA \quad (1.8)$$

Con flujo turbulento en tuberías, β es generalmente menor que 1.1; y en flujo laminar en tuberías, β toma el valor de 1.33.

1.4.3 Principio de Energía

Para aplicar el principio de la energía, se considera el flujo idealizado de un elemento diferencial de masa de un fluido a lo largo de una línea de corriente, tal como se muestra en la figura 1.13.

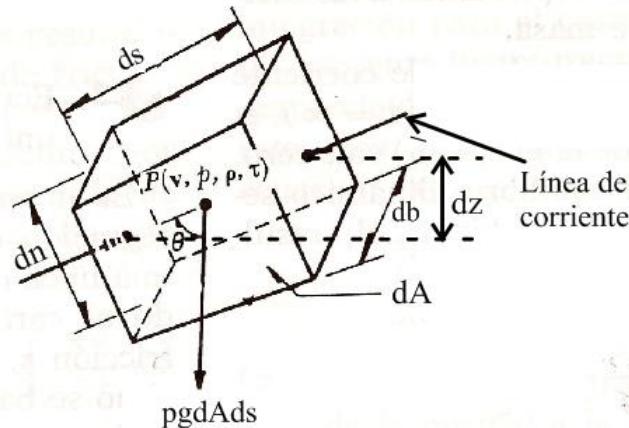


Figura 1.13 Fuerzas que actúan en un elemento diferencial de masa en un fluido.

Aplicando la segunda ley de Newton al elemento diferencial de masa,

$$p dA - (p + dp) dA - \rho g dA ds \cos \theta = \rho dA ds \frac{dv}{dt} \quad (1.9)$$

siendo z un nivel de referencia, p la presión, A el área de la sección transversal del volumen de control y s la distancia medida a lo largo de un eje con trayectoria central a las líneas de corriente.

Dado que $ds \cos \theta = dz$ y $dv/dt = v(dv/ds)$ en flujo permanente, la ecuación (1.9) puede escribirse como:

FUNDAMENTOS DE HIDRÁULICA

$$\frac{dp}{\rho} + g dz + v dv = 0 \quad (1.10)$$

que es conocida como la Ecuación de Euler; y se refiere a un flujo permanente irrotacional de un fluido ideal a lo largo de una línea de corriente.

La integración de la ecuación de Euler a lo largo de una línea de corriente da como resultado:

$$\int \frac{dp}{\rho} + g z + \frac{v^2}{2} = \text{constante} \quad (1.11)$$

Si el flujo es incompresible, es decir, la densidad ρ es constante e independiente de la presión p , la ecuación 1.11 se puede escribir como:

$$\frac{p}{\rho} + g z + \frac{v^2}{2g} = \text{constante}$$

la cual es conocida como *Ecuación de Bernoulli*, y se refiere al flujo de un fluido ideal a lo largo de una línea de corriente en flujo permanente, irrotacional e incompresible.

Cuando se utiliza la ecuación de Bernoulli en el análisis del flujo de líquidos se acostumbra escribirla de la forma:

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{constante} \quad (1.12)$$

Cada término de la ecuación 1.13 tiene unidades de longitud (m) o de la denominada "carga hidráulica" en metros de columna de agua (mca). Su suma representa la carga total con respecto a un nivel de referencia definido por z . Cuando se trata de flujo incompresible, el término de presión se refiere a la presión manométrica.

Las ecuaciones de Euler y de Bernoulli no tienen en cuenta la pérdida de energía asociada con el flujo de los fluidos reales. Así, en la práctica, la suma de los términos del miembro izquierdo de la ecuación de Bernoulli no es constante y decrece en dirección aguas abajo de la línea de corriente.

Cuando se trata con situaciones prácticas de flujo es conveniente usar la velocidad media \bar{v} y un factor de energía cinética α , que se obtiene de la expresión

$$\int \rho dA v \cdot v^2 = \alpha \rho A \bar{v} \cdot \bar{v}^2$$

de donde

$$\alpha = \frac{1}{A} \int \left(\frac{v}{\bar{v}}\right)^3 dA \quad (1.13)$$

El valor de α varía entre 1.03 y 1.3 en flujo turbulento y tiene el valor de 2.0 en flujo laminar.

CAPÍTULO 2

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS POR FRICCIÓN

2.1 ASPECTOS GENERALES

Para estudiar los problemas de la resistencia al flujo resulta necesario volver a la clasificación inicial de los flujos y considerar las grandes diferencias de su comportamiento entre los flujos laminar y turbulento.

Reynolds (1883) en base a sus experimentos fue el primero que propuso el criterio para distinguir ambos tipos de flujo mediante el número que lleva su nombre, el cual permite evaluar la preponderancia de las fuerzas viscosas sobre las de inercia (Sotelo, 2009).

En el caso de un conducto cilíndrico a presión, el número de Reynolds se define así:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (2.1)$$

Donde V es la velocidad media, D el diámetro del conducto y ν la viscosidad cinemática del fluido.

Reynolds encontró que en un tubo el flujo laminar se vuelve inestable cuando Re ha rebasado un valor crítico, para tornarse después en turbulento. De acuerdo con diferentes investigadores el número crítico de Reynolds adquiere valores muy distintos que van desde 2,000 (determinado por el mismo Reynolds) hasta 40,000 (calculado por Eckman). De ello se deduce que dicho valor depende en mucho de los disturbios iniciales y define además un cierto límite, abajo del cual éstos se amortiguan, estabilizando al flujo laminar.

Es interesante observar que, tanto el flujo laminar como el turbulento. Resultan propiamente de la viscosidad del fluido por lo que en ausencia de la misma no habría distinción entre ambos.

Para aplicaciones prácticas en tuberías, si el $Re \geq 4,000$, el flujo será turbulento, en tanto que si el $Re \leq 2,000$, el flujo será laminar. En el rango entre 2,000 y 4,000 es imposible predecir qué flujo existe y a esta zona se le llama Zona Crítica.

En la práctica, no obstante, los flujos tienden a ser o laminares o turbulentos y en el caso en que el flujo se encuentre dentro de la Zona Crítica, usualmente se le cambia la velocidad del gasto o el diámetro de la tubería con el fin de poder realizar análisis más precisos.

Cuando la superficie de la pared de un conducto se amplifica, observamos que está formada por irregularidades o asperezas de diferentes alturas y con distribución irregular o aleatoria. Dicha característica es difícil de definir científicamente pues depende de factores como la altura media ϵ de las asperezas (rugosidad absoluta), como un promedio obtenido del resultado de un cálculo con las características del flujo, más no propiamente por el obtenido como la media de las alturas determinadas físicamente de la pared, en cada conducción. Es más importante la relación que la rugosidad absoluta guarda con el diámetro del tubo, esto es la relación ϵ/D que se conoce como rugosidad relativa como se muestra en la Figura 2.1.

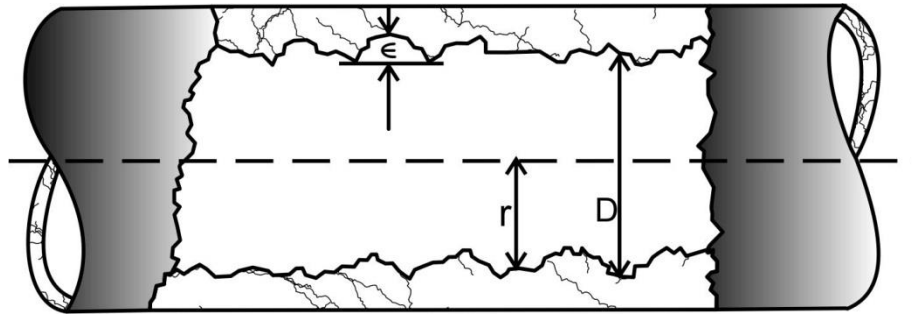


Figura 2.1 Rugosidad de la pared interna de un tubo

Existen tubos, como los de asbesto-cemento, cuya rugosidad es de forma ondulada y que se comportan hidráulicamente como si fueran tubos lisos (vidrio o plástico).

Tres conceptos geométricos de la sección de una conducción hidráulica, muy importantes en el cálculo de pérdidas de fricción son las siguientes:

- a) Área hidráulica A , es decir, el área de la sección transversal ocupada por el líquido dentro del conducto.
- b) Perímetro mojado P , que es el perímetro de la sección transversal del conducto en el que hay contacto del líquido con la pared (no incluye la superficie libre si ésta existe):
- c) Radio hidráulico R_h , sea la relación entre el área hidráulica y el perímetro mojado de la sección ($R_h=A/P$).

2.2 MÉTODOS APLICABLES

Existen distintas expresiones que permiten encontrar un valor aproximado para las pérdidas de energía o pérdidas de carga. Estas pérdidas forman dos grupos principales: las producidas por el rozamiento del fluido con la superficie interna del tubo, conocidas como pérdidas longitudinales o de fricción (h_f); y las producidas por elementos localizados, conocidas como pérdidas locales o menores (h_L). Se debe saber que, aunque suele denominarse a la pérdida de carga como pérdida de energía, nunca sucede tal pérdida, lo que pasa es que parte de la energía disponible se disipa en forma de calor.

Las siguientes expresiones son las más empleadas para estimar las pérdidas longitudinales.

2.2.1 Ecuación de Darcy-Weisbach

En 1850, Darcy, Weisbach y otros, obtuvieron experimentalmente una fórmula para calcular la pérdida por fricción en un tubo. Es la ecuación más utilizada debido a que considera las condiciones del régimen en que se desarrolla el flujo: laminar, de transición o turbulento. La expresión general es la siguiente:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2.2)$$

donde f es el factor de fricción (adimensional); g es la aceleración de la gravedad (m/s^2); L es la longitud del tramo considerado (m); D es el diámetro interior de la tubería (m) y V es la velocidad media de circulación del líquido (m/s).

El factor de fricción f , o coeficiente de Darcy, depende del tipo de flujo que se desarrolla dentro de la tubería, representado por el número de Reynolds, y de la rugosidad de la pared del tubo.

2.2.1.1 Factor de Fricción f o Coeficiente de Darcy

a) Determinación del Coeficiente de Fricción para Régimen Laminar

Poiseuille, en 1846, fue el primero en determinar matemáticamente el factor de fricción en flujo laminar, el coeficiente de fricción se calcula de la siguiente manera:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{\frac{VD}{\nu}} \quad (2.3)$$

La cual es válida para tubos lisos o rugosos en los cuales $Re < 2300$.

b) Determinación de Coeficiente de Fricción para Régimen Turbulento

En 1913, Blasius concluyó que existen dos tipos de fricción para el flujo turbulento en tubos: tubos lisos y rugosos. Con los datos experimentales de Saph y Schoder, Blasius formuló la siguiente expresión para tubos lisos:

$$f = \frac{0.1364}{Re^{\frac{1}{4}}} \quad (2.4)$$

Al sustituirla en la ecuación de Darcy-Weisbach, se obtiene que $hf \sim V^{1.75}$.

En el año 1920, Nikuradse obtuvo resultados de f contra Re , en tubos lisos, de esta manera realizó la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{Re\sqrt{f}}{2.51} \quad (2.5)$$

Nikuradse trabajó con tubos de rugosidad artificial perfectamente verificada en el laboratorio, mediante granos uniformes de arena adheridos a la parte interna del tubo estableció seis valores distintos de rugosidad relativa ε/D , que van de 1/30 hasta 1/1014. Además, obtuvo la siguiente ecuación para tubos rugosos en la zona turbulenta:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{3.71D}{\varepsilon} \quad (2.6)$$

Los resultados de los experimentos y la representación gráfica de la ecuación 2.6 para comparación, se presentan en la Figura 2.2.

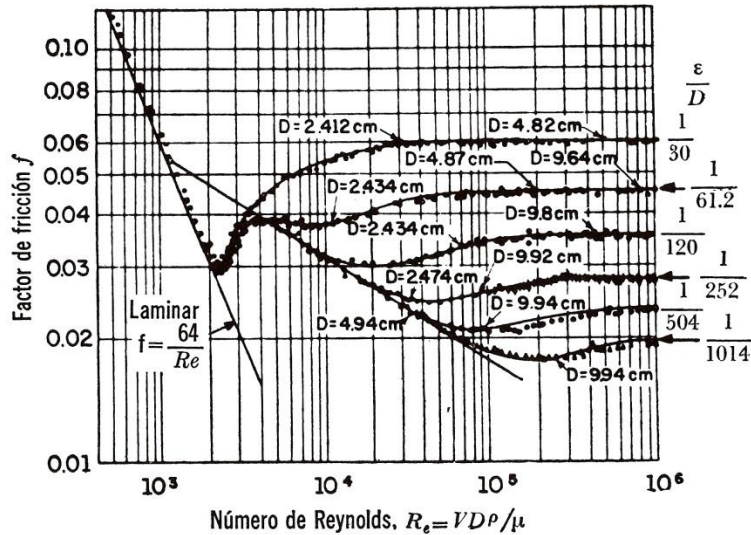


Figura 2.2 Diagrama de Nikuradse para tubos con rugosidad uniforme (Sotelo, 2009)

Dentro del diagrama se puede observar que:

- Dentro del intervalo $Re < 2300$ para flujo laminar, f depende exclusivamente del número de Reynolds y no de la rugosidad del tubo.
- A partir de $Re = 2300$ se inicia la zona de transición de flujo laminar a turbulento, no se puede determinar exactamente una ley general de variación. Dentro de esta zona, f depende de Re como de ϵ/D .
- Para valores de Re grandes, f es independiente de Re y varía solamente con la rugosidad relativa.

La rugosidad de los tubos comerciales no es homogénea, por lo tanto es difícil de medir científicamente. Sin embargo se puede caracterizar por un valor medio que es equivalente a una rugosidad uniformemente distribuida. Para comprobar los resultados en tuberías comerciales, diferentes investigadores hicieron estudios posteriores a los de Nikuradse y aceptaron el concepto de rugosidad media.

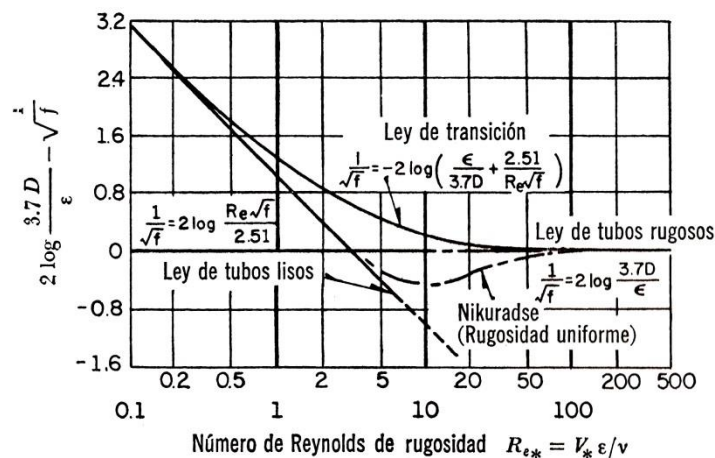


Figura 2.3 Comparación entre curvas en la zona de transición para tubos comerciales y de rugosidad uniforme (Sotelo, 2009)

CAPÍTULO 2

Colebrook y White comprobaron los resultados de Nikuradse, para las zonas laminar y turbulenta en tubos de rugosidad comercial, sin embargo dentro de la zona de transición encontraron diferencias con los resultados y presentaron la siguiente fórmula para la transición de flujo laminar a turbulento en tubos comerciales:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (2.7)$$

La fórmula de Colebrook-White es válida para todo tipo de flujos y rugosidades. Es la más exacta y universal, pero el problema radica en su complejidad y en que requiere de iteraciones.

En el caso de Régimen Turbulento, existen varias fórmulas para la obtención del factor de fricción f , como las de Colebrook-White, Prandtl-Von Karman o Nikuradse, que describen f según la rugosidad de la tubería.

Tal vez el trabajo experimental más importante fue el desarrollado por el ingeniero norteamericano Lewis F. Moody a principios de la década de 1940 (Saldarriaga, 2007), Moody se basó en los resultados de Nikuradse y de Colebrook-White, para investigar las pérdidas por fricción en tuberías con rugosidades reales.

Existen diagramas y ábacos mediante los cuales es relativamente fácil determinar el valor de f , siendo tal vez el más difundido y conocido de ellos, el Diagrama de Moody, que se muestra en la Figura 2.4.

El Diagrama de Moody es un gráfico que permite relacionar el Re con la rugosidad relativa (ε/D) para obtener el factor de fricción f . Es válido para cualquier condición de flujo. La precisión en el uso del diagrama universal de Moody depende de la selección de ε , según el material de que está construido el tubo. En la Tabla 2.1 se muestran los valores de ε para tubos comerciales más comunes.

Tabla 2.1 Rugosidad absoluta ε en tubos comerciales (Sotelo, 2009).

Material	ε, en mm
De vidrio, cobre, latón, madera (bien cepillada), acero nuevo soldado y con una mano interior de pintura; tubos de acero de precisión sin costura, serpientes industriales, plástico, hule	0.0015
Tubos industriales de latón	0.025
Tubos de madera	0.2 a 1
Hierro forjado	0.05
Fierro fundido nuevo	0.25
Fierro fundido, con protección interior de asfalto	0.12
Fierro fundido oxidado	1 a 1.5
Fierro fundido, con incrustaciones	1.5 a 3
Fierro fundido, centrifugado	0.05
Fierro fundido nuevo, con bridas o juntas de macho y campana	0.15 a 0.3
Fierro fundido usado, con bridas o juntas de macho y campana	2 a 3.5
Fierro fundido para agua potable, con bastantes incrustaciones y diámetro de 50 a 125 mm	1 a 4

CAPÍTULO 2

Fierro Galvanizado	0.15
Acero rolado, nuevo	0.05
Acero laminado, nuevo	0.04 a 0.1
Acero laminado con protección interior de asfalto	0.05
<i>Tubos de acero de calidad normal</i>	
Nuevo	0.05 a 0.1
Limpiado después de mucho uso	0.15 a 0.20
Moderadamente oxidado, con pocas incrustaciones	0.4
Con muchas incrustaciones	3
Con remaches transversales, en buen estado	0.1
Con costura longitudinal y una línea transversal de remaches en cada junta, o bien laqueado interiormente	0.3 a 0.4
Con líneas transversales de remaches, sencilla o doble; o tubos remachados con doble hilera longitudinal de remaches e hilera transversal sencilla, sin incrustaciones	0.6 a 0.7
Acero soldado, con una hilera transversal sencilla de pernos en cada junta, laqueado interior, sin oxidaciones, con circulación de agua turbia	1
Acero soldado, con doble hilera transversal de pernos, agua turbia, tuberías remachadas con doble costura longitudinal de remaches y transversal sencilla, interior asfaltado o laqueado	1.2 a 1.3
Acero soldado, con costura doble de remaches transversales, muy oxidado. Acero remachado, de cuatro a seis filas longitudinales de remaches, con mucho tiempo de servicio	2
<i>Tubos remachados, con filas longitudinales y transversales</i>	
Espesor de lámina < 5mm	0.65
Espesor de lámina de 5 a 12 mm	1.95
Espesor de lámina >12 mm, o entre 6 y 12 mm, si las hileras de pernos tienen cubrejuntas	3
Espesor de lámina > 12 mm con cubrejuntas	5.5
Tubos remachados, con cuatro filas transversales y seis longitudinales con cubrejuntas interiores	4
Asbesto-cemento nuevo	0.025
Asbesto-cemento, con protección interior de asfalto	0.0015
Concreto centrifugado, nuevo	0.16
Concreto centrifugado, con protección bituminosa	0.0015 a 0.125
Concreto en galerías, colado con cimbra normal de madera	1 a 2

CAPÍTULO 2

Concreto en galerías, colado con cimbra rugosa de madera	10
Concreto armado en tubos y galerías, con acabado interior cuidadosamente terminado a mano	0.01
Concreto de acabado liso	0.025
Conductos de concreto armado, con acabado liso y varios años de servicio	0.2 a 0.3
Concreto alisado interiormente con cemento	0.25
Galerías con acabado interior de cemento	1.5 a 1.6
Concreto con acabado normal	1 a 3
Concreto con acabado rugoso	10
Cemento liso	0.3 a 0.8
Cemento no pulido	1 a 2
Concreto presforzado Freyssinet	0.04
Concreto presforzado Bona y Socoman	0.25
Mampostería de piedra, bien juntada	1.2 a 2.5
Mampostería de piedra rugosa, sin juntar	8 a 15
Mampostería de piedra, mal acabada	1.5 a 3

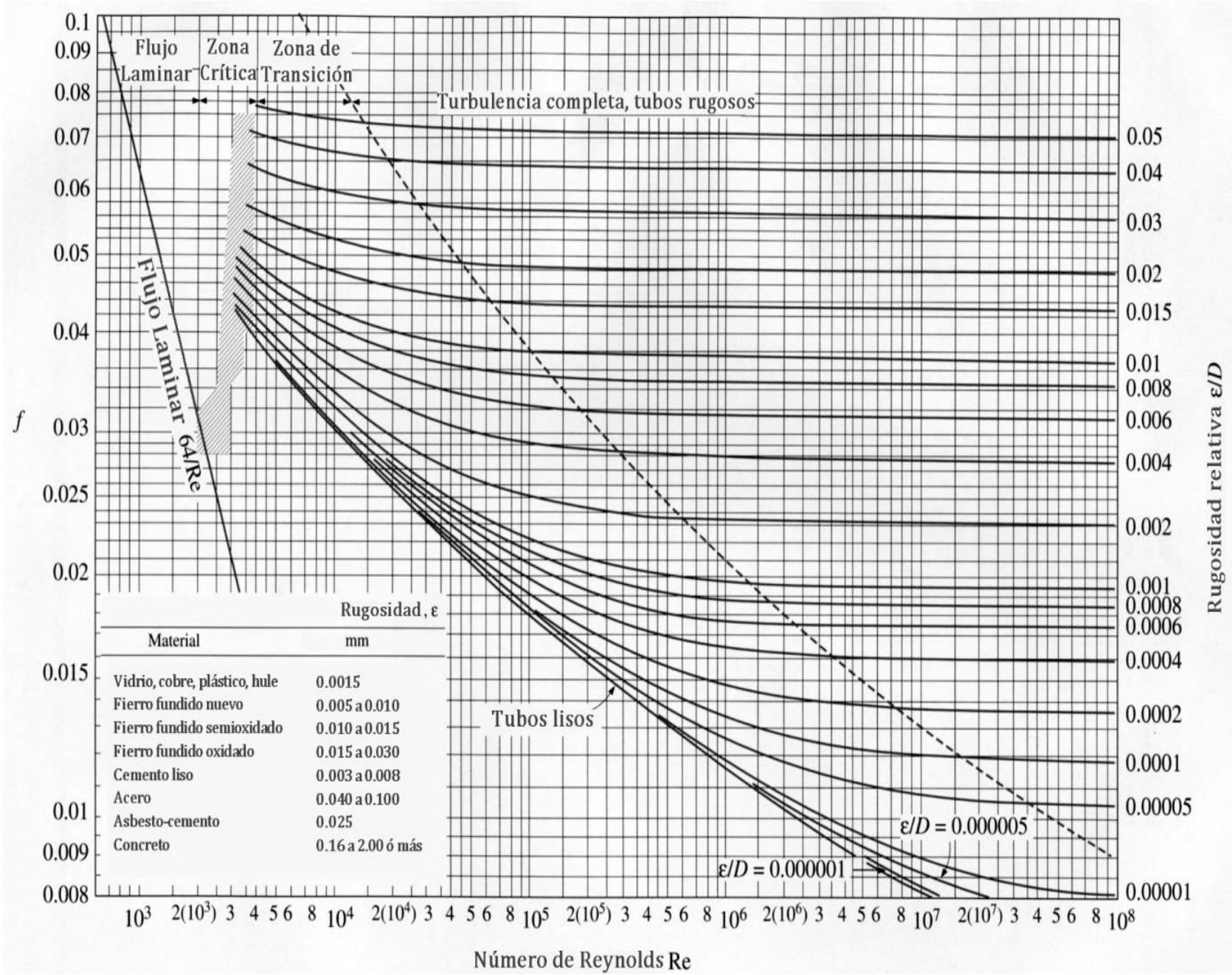


Figura 2.4 Diagrama de Moody (Sotelo, 2009)

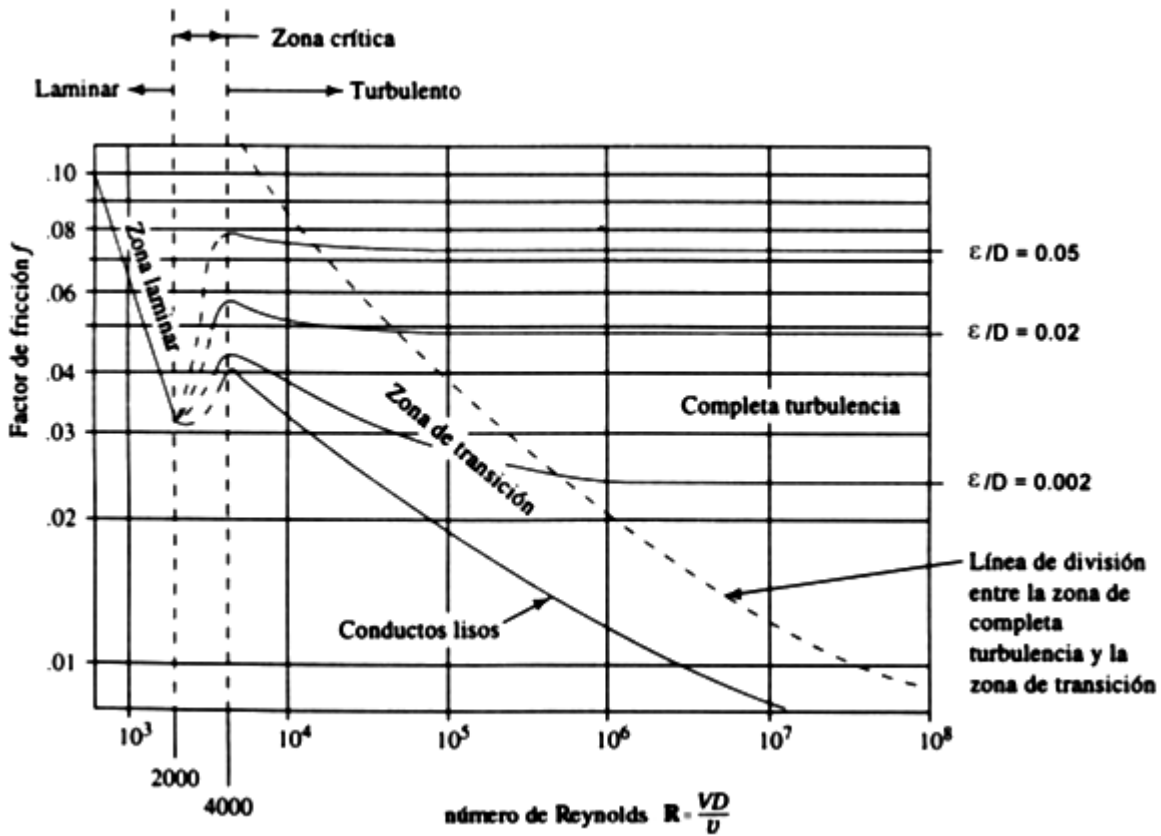


Figura 2.5 Explicación del diagrama de Moody

2.2.2 Ecuación de Manning

Presentada a finales del siglo XIX, de carácter empírico, en justicia debería llamarse Gauckler-Manning-Strickler por atribuirse su origen a estos tres autores. Es más usada en flujo a superficie libre, aunque también se ha generalizado su uso en flujo a presión. Valúa el coeficiente de Chezy en la forma:

$$C = \frac{R_h^{\frac{1}{6}}}{n} \quad (2.8)$$

Donde n es un nuevo factor de fricción, llamado coeficiente de Manning, que por ser aplicable a canales o tuberías hidráulicamente rugosos, depende sólo de la rugosidad de la frontera y es dependiente al número de Reynolds. Además tiene dimensiones:

$$n = \sqrt{\frac{f}{8g}} R_h^{\frac{1}{6}} \quad (2.9)$$

Las limitaciones observadas en la aplicación de la ecuación de Manning son las siguientes:

- El coeficiente n no es adimensional. Cada valor es válido sólo para las dimensiones del canal en que se tuvo.

CAPÍTULO 2

- No considera la influencia de la viscosidad y por ello es válida sólo para números de Reynolds grandes ($Re > 10\ 000$).
- No sigue las leyes generales de fricción y por ello es válida sólo para rugosidades relativas medias.
- No considera la influencia de distintas rugosidades en la misma sección y la de su distribución de acuerdo al nivel del agua.
- No considera la influencia de la formación de ondas y la inestabilidad que introducen cuando el régimen es supercrítico.
- No considera la influencia del arrastre de aire al interior del flujo cuando la velocidad es muy grande.
- No considera la influencia del transporte de sedimentos y de la forma variable de un lecho móvil.

Por las razones anteriores, el factor n tiene muchas restricciones y se encuentra tabulado para gran variedad de materiales. La expresión es la siguiente:

$$V = \frac{1}{n} R_h^{\frac{2}{3}} S^{\frac{1}{2}} \quad (2.10)$$

donde V es la velocidad de flujo del líquido en (m/s); n es el coeficiente de rugosidad de Manning; R_h es el radio hidráulico de la sección y S es la pendiente del lecho en el caso de canales y la pendiente friccionante para el caso de tuberías (también conocida como pérdida unitaria de carga: $S=h_f/L$) en (m/m) Ambas equivalentes bajo la suposición de flujo uniforme.

Si se despejara h_f de la ecuación 2.10, la expresión para estimar las pérdidas de carga por fricción resultante, sería:

$$h_f = \frac{10.2936n^2L}{D^{\frac{16}{3}}} Q^2 \quad (2.11)$$

donde L está (m), Q en (m^3/s) y los demás factores con las unidades mencionadas antes.

Algunos valores del coeficiente de rugosidad de Manning se presentan en la Tabla 2.2. Tablas más completas pueden ser consultadas en otras referencias acerca del tema.

Tabla 2.2. Valores del coeficiente de Manning para diferentes tipos de tuberías (Sotelo, 2002)

Material	n (normal)
Metales:	
Latón, liso	0.010
Acero:	
Con bridas y soldado	0.012
Remachado y espiral	0.016
Hierro fundido:	
Con recubrimiento superficial	0.013
Sin recubrimiento	0.014
Hierro forjado:	
Negro	0.014
Galvanizado	0.016
Metal corrugado:	
Subdren	0.019

CAPÍTULO 2

Dren pluvial	0.024
No metales:	
Acrílico	0.009
Vidrio	0.010
Cemento:	
Pulido	0.011
En mortero	0.013
Concreto:	
Alcantarilla recta y libre de azolve	0.011
Alcantarilla con curvas, conexiones y algunos azolvamientos	0.013
Terminado	0.012
Alcantarilla recta, con pozos de visita, entradas, etc.	0.015
Colado en molde de acero, sin acabado	0.013
Colado en molde de madera, sin acabado	0.014
Colado en molde de madera rugosa, sin acabado	0.017
Madera:	
Machihembrada	0.012
Laminada y tratada	0.017
Arcilla:	
Tubos de barro cocido, común.	0.013
Tubos de albañal vitrificado	0.014
Tubos de albañal vitrificado para drenes, con pozos de visita, accesos, etc.	0.015
Tubo vitrificado para subdrenes, con juntas abiertas.	0.016
Mampostería de ladrillo:	
De vitricota	0.013
Revestida con mortero de cemento	0.015
Alcantarillado sanitario, cubierto de lama de desechos, con curvas y conexiones:	0.013
Drenaje con fondo liso, pavimentado en el fondo:	0.019
Mampostería de piedra pequeña cementada en las juntas:	0.025

2.2.3 Ecuación de Hazen-Williams

Debido a la complejidad de los métodos anteriores, se siguió un camino independiente para la obtención de ecuaciones para el caso de flujo en tuberías basadas exclusivamente en procesos empíricos. En 1906 G. S. Williams y A.H. Hazen (Saldarriaga, 2007), desarrollaron una expresión semiempírica, debido a su sencillez y aplicabilidad, es de gran aceptación en el campo de la hidráulica.

La ecuación de Hazen-Williams es la siguiente:

$$V = 0.849C_{HW}D^{0.63}S_f^{0.54} \quad (2.12)$$

CAPÍTULO 2

donde V corresponde nuevamente a la velocidad media del líquido, en (m/s); C_{HW} es el coeficiente de rugosidad de Hazen-Williams, que depende del material de la tubería; D es el diámetro interior de la tubería, en (m); y S_f es la pérdida unitaria de carga por unidad de peso (altura) por unidad de longitud ($S_f = h_f/L$), en (m/m).

Despejando h_f de la ecuación 2.12, puede encontrarse la expresión para estimar las pérdidas de energía por fricción:

$$h_f = \frac{10.6470L}{C_{HW}^{1.852} D^{4.871}} Q^{1.852} \quad (2.13)$$

El coeficiente C_{HW} de Hazen-Williams es una medida de la rugosidad relativa, por lo tanto no es una característica física del tubo. Por esta razón, el uso de la ecuación de Hazen-Williams debe estar limitado a ciertas características del fluido y del flujo. Los límites, establecidos claramente por los investigadores y sus pruebas experimentales, son los siguientes:

- El fluido debe ser agua a temperaturas normales.
- El diámetro debe ser superior o igual a 75 mm (3 pulg).
- La velocidad en las tuberías debe ser inferior a 3 m/s (10 pies/seg).

Algunos valores se reportan en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3. Valores del coeficiente de Hazen-Williams C_{HW} para diferentes tipos de tuberías (Sotelo, 2002)

Material	C_{HW}
Acero corrugado	60
Acero galvanizado (nuevo y usado)	125
Acero remachado (nuevo)	110
Acero remachado (usado)	85
Acero soldado o con remache avellanado (nuevo)	120
Acero soldado o con remache avellanado (usado)	90
Hierro fundido limpio (nuevo)	130
Hierro fundido sin incrustaciones (usado)	110
Hierro fundido con incrustaciones (viejo)	90
Plástico	150
Asbesto-cemento (nuevo)	135
Cobre o latón	130
Acabado interior en cemento pulido	100
Concreto, acabado liso	130
Concreto, acabado común	120
Tubos de barro vitrificado	110
Madera cepillada	120

La ecuación 2.13, es explícita para las pérdidas por fricción. En esa característica radica la gran ventaja de la ecuación de Hazen-Williams sobre la ecuación de Darcy-Weisbach utilizada conjuntamente con la ecuación de Colebrook-White.

Por esta razón el uso de la ecuación de Hazen-Williams se popularizó, especialmente entre ingenieros civiles y sanitarios de Estados Unidos. El uso extendido de la ecuación se reflejó en las normas de diseño expedidas en ese país, ya que se puede establecer fácilmente cuál es la pérdida de

CAPÍTULO 2

carga que debe tener para un determinado caudal sin necesidad de medirla, lo cual permite detectar fugas en forma rápida.

Sin embargo, para los problemas de calibración de sistemas complejos, tales como redes de distribución de agua potable, esta aproximación no es la apropiada, ya que es necesario calibrar la tubería con un coeficiente que depende de la hidráulica.

Otra desventaja de la ecuación de Hazen-Williams radica en que algunas veces se olvida que es una ecuación válida para un determinado rango de velocidades y de diámetros de tuberías. Esto ocasiona que se realicen diseños ineficientes pues si no se encuentran en el rango de validez la ecuación tiende a sobreestimar los diámetros requeridos (Saldarriaga, 2007)

CAPÍTULO 3

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

3.1 INTRODUCCIÓN

Las tuberías de conducción que se utilizan en la práctica están compuestas, generalmente, por tramos rectos y curvos para ajustarse a los accidentes topográficos del terreno así como a los cambios que se presentan en la geometría de sección y de los distintos dispositivos para el control de las cargas (válvulas, cruces, codos, rejillas, compuertas). Estos cambios originan pérdidas de energía (h_L), distintas a las de fricción (h_f), no se presentan a lo largo de los tramos de las tuberías, sino que ocurren en los puntos específicos donde están ubicados tales elementos. Tal tipo de pérdida se conoce como pérdida local, también llamadas pérdidas singulares, localizadas, secundarias, accidentales o por accesorios.

Éstas pérdidas se producen, básicamente, por las perturbaciones que los elementos mencionados inducen en el flujo a presión, normalmente desarrollado, y que ocasionan la aparición de turbulencias, torbellinos, vórtices y desprendimientos, haciendo que parte de la energía del fluido se disipe en forma de calor (Patiño, 2011).

Estas pérdidas, a pesar de llamarse secundarias, pueden ser más importantes que las primarias (pérdidas por fricción), si la conducción es relativamente corta. Generalmente se considera que la tubería es larga cuando es mayor a 1000 diámetros.

Por ejemplo, si la conducción es larga como en los oleoductos, gaseoductos, etc. las pérdidas secundarias tienen poca importancia (entre otros motivos porque en estas estructuras los fluidos tienen velocidades bajas), de ahí el nombre de pérdidas secundarias, pudiendo despreciarse; o bien se tienen en cuenta al final, sumando entre un 5 ó 10% de las pérdidas principales halladas. Si la conducción es corta y complicada (flujo de gasolina y de aire e un carburador, etc). Las pérdidas secundarias pueden jugar un papel preponderante, y pueden incluso llegar a ser despreciables en comparación con las pérdidas primarias (Mataix, 1998).

Las pérdidas secundarias se pueden calcular por dos métodos:

1. Primer método: por una fórmula general y un coeficiente de pérdidas adimensional de pérdidas secundarias "K".
2. Segundo método: por la longitud equivalente L_e , consiste en agregar al modelo longitudes ficticias de tubería en los tramos donde se ubican los accesorios, de tal forma que se produzcan las mismas pérdidas de energía que las que ocasionaría cada uno de los accesorios ubicados en ella.

3.2 PRIMER MÉTODO: FÓRMULA GENERAL DE LAS PÉRDIDAS SECUNDARIAS

De uso universal en los libros y formularios de hidráulica y análoga a la fórmula de Darcy-Weisbach para la pérdidas por fricción.

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

Su magnitud se expresa como una fracción de la carga de velocidad, inmediatamente aguas abajo del sitio donde se produjo la pérdida; la fórmula general de pérdida local es:

$$h_L = K \frac{V^2}{2g} \quad (3.1)$$

donde h_L es la pérdida de energía (m); $V^2/2g$ es la carga de velocidad aguas abajo de la zona de alteración del flujo (m); K el coeficiente de proporcionalidad, suele llamarse coeficiente de pérdidas del accesorio.

3.3 VALORES DEL COEFICIENTE K

El coeficiente K es adimensional depende del número de Reynolds, de la rugosidad del tubo, del tipo de accesorio y de su configuración particular.

Se han realizado múltiples estudios a lo largo de los años acerca del coeficiente k, y en la mayoría de los libros acerca del tema aparecen registrados los resultados para gran variedad de accesorios usados comúnmente en las redes de distribución. Lo más común es que los valores del coeficiente K aparezcan en forma de gráficas, o simplemente en tablas, pero también es probable encontrarlos en forma de nomogramas o incluso expresiones con mayor o menor grado de precisión.

A continuación se reportan, para diferentes tipos de accesorios comunes, algunos valores del coeficiente de pérdidas menores, encontrados en las referencias consultadas.

3.3.1 Pérdida por Entrada

A la entrada de las tuberías se produce una pérdida por el efecto de contracción que sufre la vena líquida y la formación de zonas de separación; En este caso el coeficiente K varía en mayor o menor medida como brusco sea el ingreso del fluido a la tubería. Entradas con cantos redondeados producirán pérdidas inferiores a las ocasionadas por entradas con cantos filosos o angulosos.

En la Figura 3.1 se muestra distintos coeficientes de pérdida dependiendo del espesor del tubo, del diámetro de la tubería y de la longitud del tramo de tubo en la entrada.

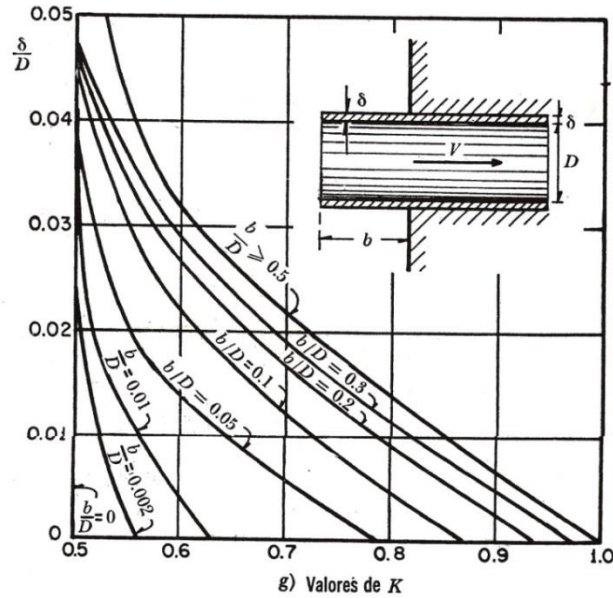


Figura 3.1 Coeficientes de pérdida por entrada (Sotelo, 2009)

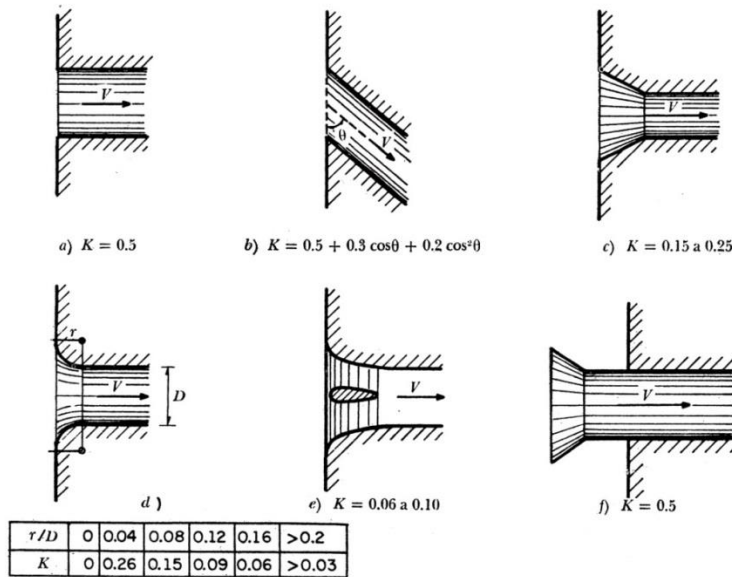


Figura 3.2 Esquemas de distintos tipos de entradas (Sotelo, 2009)

3.3.2 Pérdida por Rejilla

Con objeto de impedir la entrada de cuerpos sólidos a las tuberías, suelen utilizarse estructuras de rejillas formadas por un sistema de barras o soleras verticales, regularmente espaciadas, que se apoyan sobre miembros estructurales; dichas rejillas obstaculizan el flujo y producen una pérdida de energía.

Se puede tener una aproximación media del coeficiente K con la fórmula de Creager:

$$K = 1.45 - 0.45 \left(\frac{A_n}{A_b} \right) - \left(\frac{A_n}{A_b} \right)^2 \quad (3.2)$$

donde A_n área neta de paro entre rejillas; A_b área bruta de la estructura de rejillas.

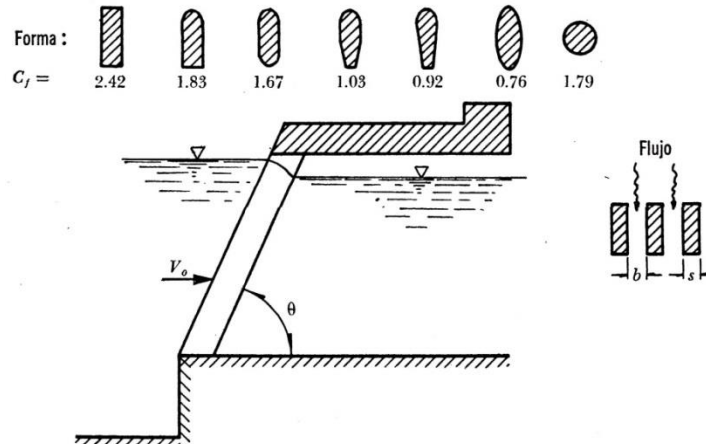


Figura 3.3 Disposición de una rejilla (Sotelo, 2009)

3.3.3 Pérdida por Ampliación

La transición en un conducto de sección circular de un diámetro D_1 a otro mayor D_2 puede hacerse de las dos maneras representadas en la Figura 3.4; de manera brusca o gradual.

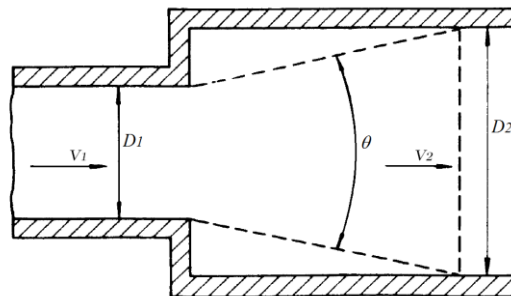


Figura 3.4 Ampliación brusca y gradual (Mataix, 1998).

El coeficiente K depende de la brusquedad de la ampliación y para encontrarlo se usa la ecuación conocida como fórmula de Borda-Carnot, deducida a partir de las tres ecuaciones fundamentales de la hidráulica (Sotelo, 2009).

$$h_L = \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 \frac{V_2^2}{2g} \quad (3.3)$$

donde el subíndice “1” corresponde a el diámetro D_1 (antes de la ampliación) y el subíndice “2” corresponde a el diámetro D_2 (después de la ampliación).

De la ecuación anterior se obtiene:

$$K = C_a \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 \quad (3.4)$$

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

donde C_a depende del ángulo θ del difusor, como se muestra en la Figura 3.5, la cual incluye los resultados de Gibson. Para ampliaciones bruscas se usa la misma fórmula con $C_a=1$.

La pérdida mínima de energía se obtiene para ángulos de difusión $\theta = 8^\circ$; para $\theta \geq 50^\circ$ una ampliación brusca es tan confiable como la gradual.

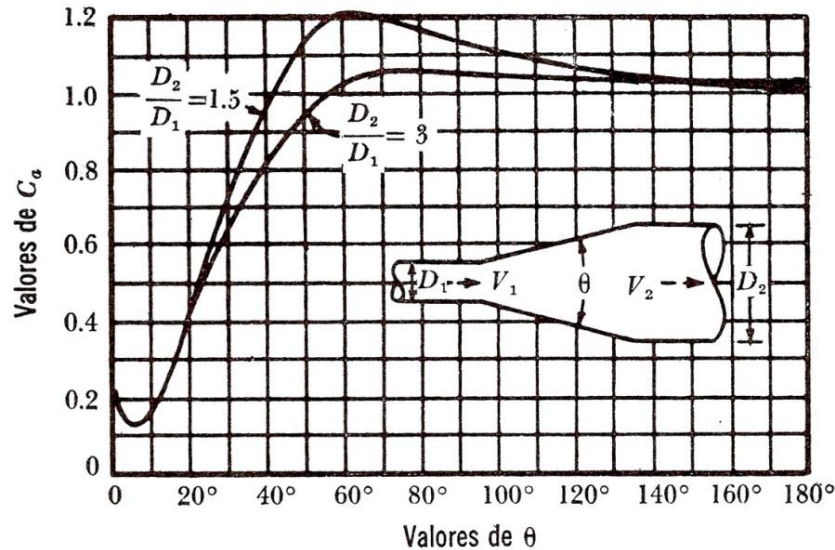


Figura 3.5 Coeficiente de pérdida para ampliaciones graduales (Sotelo, 2009)

De la fórmula de Borda-Carnot se obtiene la siguiente ecuación:

$$h_L = K \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} \quad (3.5)$$

donde V_1 y V_2 son las velocidades correspondientes a cada uno de los tramos antes y después de la ampliación gradual, es decir, aquellos con diámetros D_1 y D_2 respectivamente.

La Tabla 3.1 contiene algunos de los valores del coeficiente K para ampliación gradual encontrados en la literatura, del mismo modo en la Tabla 3.2 se encuentran valores del coeficiente K para ampliación brusca dependiendo de las distintas velocidades del diámetro D_1 y de la relación entre ellos.

Tabla 3.1. Valores de coeficiente K para ampliación gradual (Patiño, 2011)

Ampliación gradual	
θ	Coefficiente K
2°	0.033
4°	0.039
6°	0.046
8°	0.055
10°	0.078
12°	0.10
15°	0.16
20°	0.31
30°	0.49
40°	0.60
50°	0.67
60°	0.72
75°	0.72
90°	0.67

Tabla 3.2 Valores de coeficiente K para ampliación brusca (Patiño, 2011)

Ampliación brusca		
D_1/D_2	Coefficiente K	
	$V_1 = 0.6 \text{ m/s}$	$V_1 = 18 \text{ m/s}$
1.00	0.00	0.00
0.83	0.11	0.08
0.71	0.26	0.20
0.63	0.40	0.32
0.56	0.51	0.40
0.50	0.60	0.47
0.40	0.74	0.58
0.33	0.83	0.65
0.25	0.92	0.72
0.20	0.96	0.75

La ampliación brusca de la sección en un tubo trae consigo una pérdida de energía por efecto de la separación del líquido de las paredes y la formación de grandes turbulencias, que es de índole diferente a la de fricción.

3.3.4 Pérdida por Reducción

En el caso opuesto al anterior, la transición en un conducto de sección circular de un diámetro D_1 a otro menor D_2 se puede realizar de manera brusca o gradual, de acuerdo a la Figura 3.6.

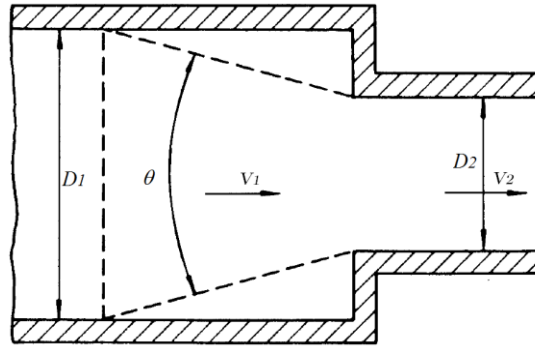


Figura 3.6 Reducción brusca y gradual (Mataix, 1998)

En este caso se produce un fenómeno de contracción semejante al de entrada a la tubería, el cual también conviene que sea gradual. Si bien en este caso la pérdida es inferior a la de la ampliación, dependiendo de la brusquedad con que se efectúa la reducción también llamada contracción, el coeficiente de pérdida está supeditado al ángulo θ al cual éste se produzca, de acuerdo con la Tabla 3.3 de Kisieliev.

Tabla 3.3 Coeficiente de pérdida por reducción gradual del ángulo θ , según Kisieliev (Sotelo, 2009)

θ	4 a 5°	7°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	60°	75°	80°	
K	0.060	0.005	0.16	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.32	0.34	0.35

Con la finalidad de evitar pérdidas grandes, el ángulo de reducción no debe exceder de un valor especificado, dicho ángulo vale:

$$\tan \theta = \sqrt{\frac{gD}{V}} \quad (3.6)$$

donde:

$$D = \frac{D_1 + D_2}{2} \text{ y } V = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

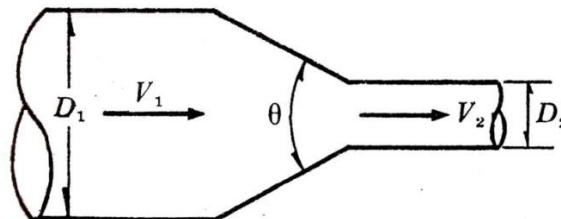


Figura 3.7 Reducción gradual (Sotelo, 2009)

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

Si la contracción es brusca se usan los coeficientes de Weisbach, mostrados en la Figura 3.8, en la que aparece también la curva de Kisieliev, la cual pretende dar los valores medios de todos los autores que han estudiado el problema.

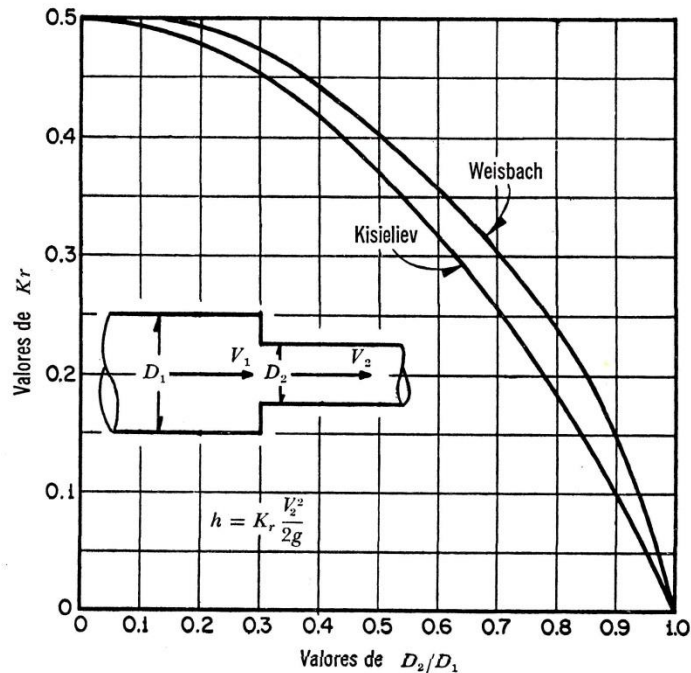


Figura 3.8 Pérdida de energía en una contracción brusca (Sotelo, 2009)

En la Tabla 3.4 aparecen algunos valores del coeficiente K para reducción brusca a diferentes velocidades de acuerdo al diámetro D_1 y la relación entre diámetros.

Tabla 3.4 Valores de coeficiente K para reducción brusca (Patiño, 2011)

Reducción brusca		
D_1/D_2	Coeficiente K	
	$V_1 = 0.6 \text{ m/s}$	$V_1 = 18 \text{ m/s}$
1.00	0.00	0.00
1.20	0.11	0.07
1.40	0.20	0.17
1.60	0.26	0.24
1.80	0.34	0.27
2.00	0.38	0.29
2.50	0.42	0.31
3.00	0.44	0.33
4.00	0.47	0.34
5.00	0.48	0.35

3.3.5 Pérdida por Cambio de Dirección

Si se visualiza el flujo en un cambio de dirección, se observa que los filetes tienden a conservar su movimiento rectilínea en razón de su inercia. Esto modifica la distribución de velocidades y produce zonas de separación en el lado interior y aumentos de presión en el exterior, con un movimiento espiral que persiste en una distancia de 50 veces el diámetro. Si el cambio de dirección es gradual con una curva circular de radio medio R y rugosidad absoluta ε , para obtener el coeficiente de pérdida K se usa la gráfica de Hoffman de la Figura 3.9 que además toma en cuenta la fricción en la curva donde

$$K = C_c \frac{\theta^\circ}{90^\circ} \quad (3.7)$$

Si el tubo es liso se usa la gráfica de a Figura 3.10 de Wasiliewski.

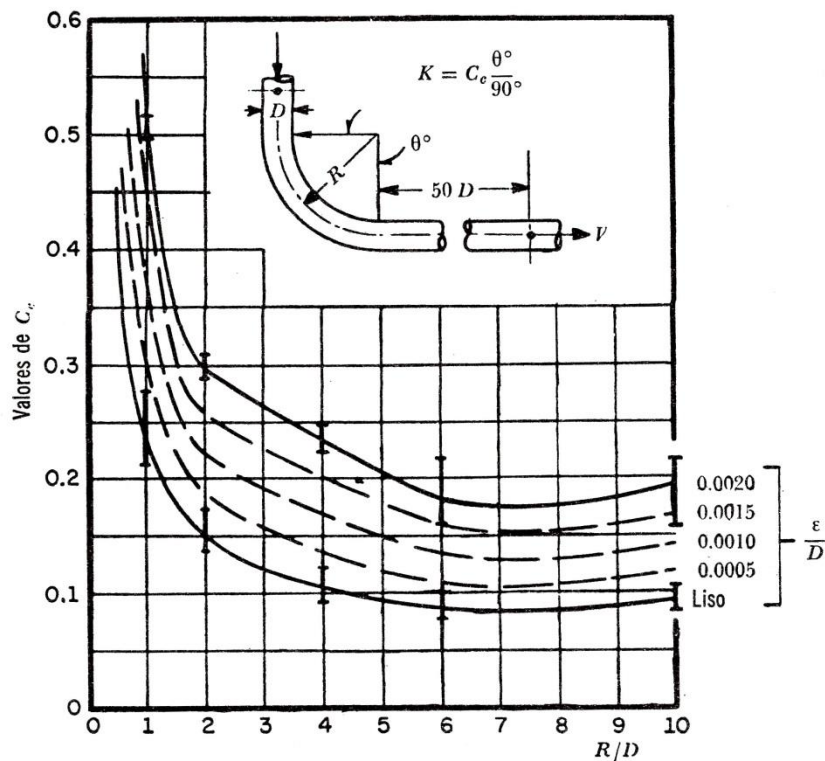


Figura 3.9 Coeficientes de C_c para curvas de diámetro constante y $Re > 2.2 \times 10^5$ en tubos rugosos (Sotelo, 2009)

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

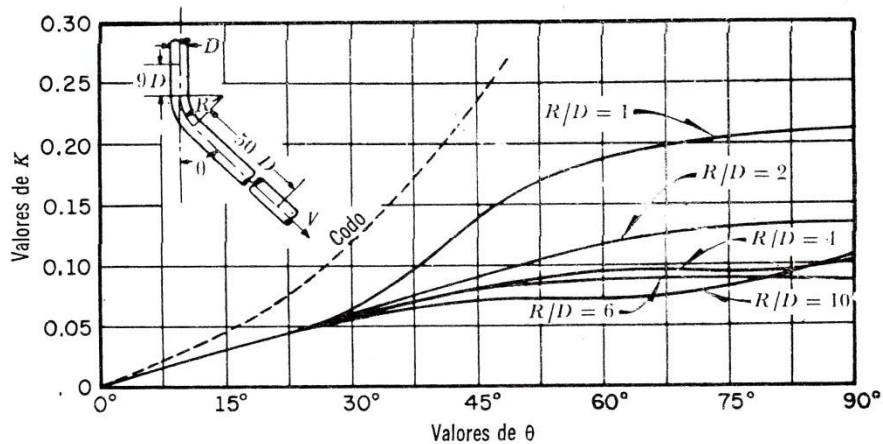


Figura 3.10 Coeficientes de pérdida en curvas de diámetro constante con superficie lisa y número de Reynolds de 2.25×10^5 (Sotelo, 2009)

Los coeficientes de las figuras anteriores son válidos para curvas en tubos de gran diámetro. Si se trata de curvas en tubos de menor diámetro, se usan los resultados de la Figura 3.11 de acuerdo al diámetro nominal del tubo. Si se considera que la tubería tiene el mismo diámetro antes y después del codo, la ecuación de pérdidas locales debe emplearse con la velocidad media V del tramo correspondiente. En este caso, suelen clasificarse los codos según diversos criterios: según el radio de giro, se clasifican en regulares o de gran radio; de acuerdo la forma en que se unen a la red, se clasifican en soldados o roscados.

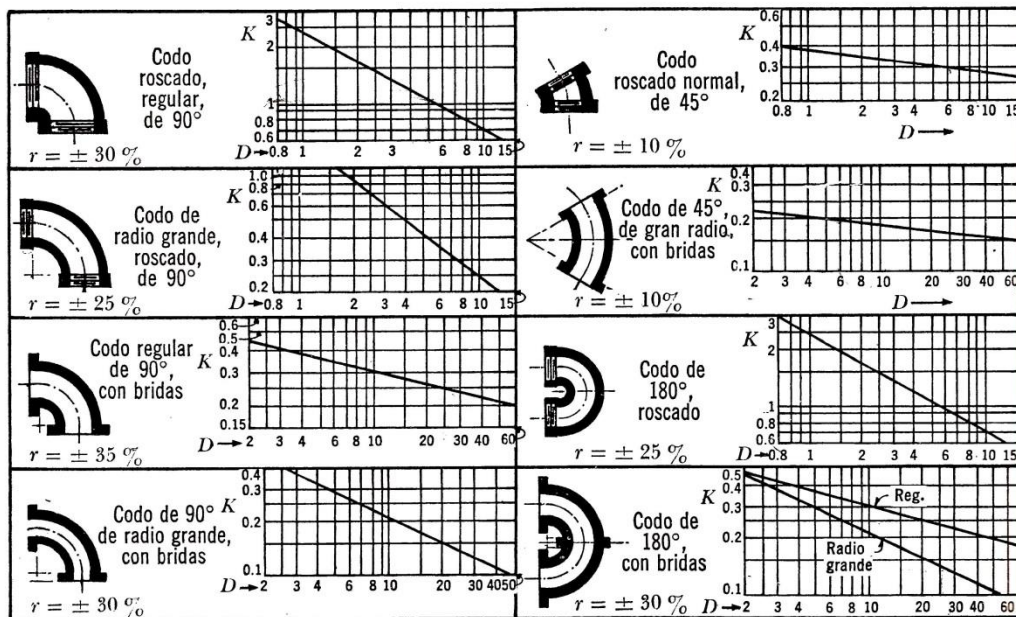


Figura 3.11 Coeficientes de pérdida para los codos (Sotelo, 2009)

Si el cambio de dirección es brusco, el coeficiente de pérdida depende del número de Reynolds como se muestra en la Figura 3.12, de Kichbach y Schubart, para diferentes ángulos.

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

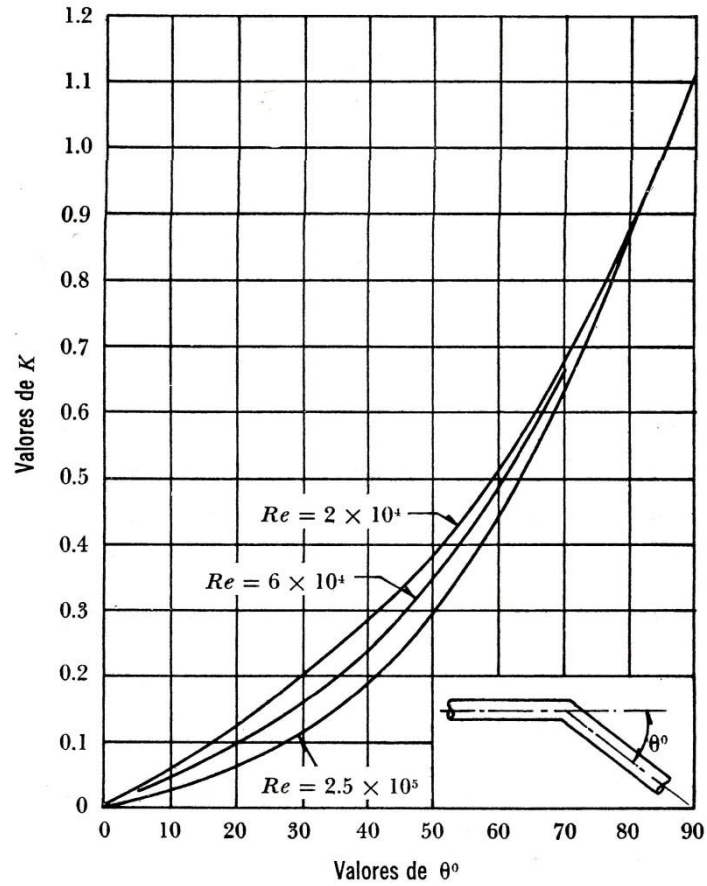


Figura 3.12 Coeficientes de pérdida K para codo (Sotelo, 2009)

Si el cambio de dirección es a base de pequeños tramos rectos, los coeficientes de pérdida se obtienen de la Figura 3.13, que contiene los resultados de diferentes investigadores, para tubos lisos y rugosos.

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

$K_s = 0.016$ $K_r = 0.024$	$K_s = 0.034$ $K_r = 0.044$	$K_s = 0.042$ $K_r = 0.062$	$K_s = 0.066$ $K_r = 0.154$																																							
$K_s = 0.112$ $K_r = 0.284$	$K_s = 0.150$ $K_r = 0.268$	$K_s = 0.143$ $K_r = 0.227$	$K_s = 0.108$ $K_r = 0.236$																																							
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>a/D</th> <th>K_s</th> <th>K_r</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0.71</td><td>0.507</td><td>0.510</td></tr> <tr><td>0.943</td><td>0.350</td><td>0.415</td></tr> <tr><td>1.174</td><td>0.333</td><td>0.384</td></tr> <tr><td>1.42</td><td>0.261</td><td>0.377</td></tr> <tr><td>1.50*</td><td>0.280</td><td>0.376</td></tr> <tr><td>1.86</td><td>0.289</td><td>0.390</td></tr> <tr><td>2.56</td><td>0.356</td><td>0.429</td></tr> <tr><td>3.14</td><td>0.346</td><td>0.426</td></tr> <tr><td>3.72</td><td>0.356</td><td>0.460</td></tr> <tr><td>4.89</td><td>0.389</td><td>0.455</td></tr> <tr><td>5.59</td><td>0.392</td><td>0.444</td></tr> <tr><td>6.28</td><td>0.399</td><td>0.444</td></tr> </tbody> </table>		a/D	K_s	K_r	0.71	0.507	0.510	0.943	0.350	0.415	1.174	0.333	0.384	1.42	0.261	0.377	1.50*	0.280	0.376	1.86	0.289	0.390	2.56	0.356	0.429	3.14	0.346	0.426	3.72	0.356	0.460	4.89	0.389	0.455	5.59	0.392	0.444	6.28	0.399	0.444	
a/D	K_s	K_r																																								
0.71	0.507	0.510																																								
0.943	0.350	0.415																																								
1.174	0.333	0.384																																								
1.42	0.261	0.377																																								
1.50*	0.280	0.376																																								
1.86	0.289	0.390																																								
2.56	0.356	0.429																																								
3.14	0.346	0.426																																								
3.72	0.356	0.460																																								
4.89	0.389	0.455																																								
5.59	0.392	0.444																																								
6.28	0.399	0.444																																								
	a/D	K_s	K_r		a/D	K_s	K_r																																			
	1.186	0.120	0.294		1.186	0.120	0.294																																			
	1.40	0.125	0.252		1.40	0.125	0.252																																			
	1.50*	—	0.260		1.50*	—	0.260																																			
	1.63	0.124	0.266		1.63	0.124	0.266																																			
	1.86	0.117	0.272		1.86	0.117	0.272																																			
	2.325	0.096	0.317		2.325	0.096	0.317																																			
	2.40*	0.095	—		2.40*	0.095	—																																			
	2.91	0.108	0.317		2.91	0.108	0.317																																			
	3.49	0.130	0.318		3.49	0.130	0.318																																			
	4.65	0.148	0.310		4.65	0.148	0.310																																			
	6.05	0.142	0.313		6.05	0.142	0.313																																			
*Valor óptimo de a , interpolado																																										
$K_s = 0.130$ $K_r = 0.165$	$K_s = 0.236$ $K_r = 0.320$	$K_s = 0.471$ $K_r = 0.684$	$K_s = 1.129$ $K_r = 1.265$																																							
$K_s = 0.188$ $K_r = 0.320$	$K_s = 0.202$ $K_r = 0.323$	$K_s = 0.400$ $K_r = 0.534$	$K_s = 0.400$ $K_r = 0.601$																																							
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>a/D</th> <th>K_s</th> <th>K_r</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1.23</td><td>0.195</td><td>0.347</td></tr> <tr><td>1.44</td><td>0.196</td><td>0.320</td></tr> <tr><td>1.67</td><td>0.150</td><td>0.300</td></tr> <tr><td>1.70*</td><td>0.149</td><td>0.299</td></tr> <tr><td>1.91</td><td>0.154</td><td>0.312</td></tr> <tr><td>2.37</td><td>0.167</td><td>0.337</td></tr> <tr><td>2.96</td><td>0.172</td><td>0.342</td></tr> <tr><td>4.11</td><td>0.190</td><td>0.354</td></tr> <tr><td>4.70</td><td>0.192</td><td>0.360</td></tr> <tr><td>6.10</td><td>0.201</td><td>0.360</td></tr> </tbody> </table>		a/D	K_s	K_r	1.23	0.195	0.347	1.44	0.196	0.320	1.67	0.150	0.300	1.70*	0.149	0.299	1.91	0.154	0.312	2.37	0.167	0.337	2.96	0.172	0.342	4.11	0.190	0.354	4.70	0.192	0.360	6.10	0.201	0.360							
a/D	K_s	K_r																																								
1.23	0.195	0.347																																								
1.44	0.196	0.320																																								
1.67	0.150	0.300																																								
1.70*	0.149	0.299																																								
1.91	0.154	0.312																																								
2.37	0.167	0.337																																								
2.96	0.172	0.342																																								
4.11	0.190	0.354																																								
4.70	0.192	0.360																																								
6.10	0.201	0.360																																								
	a/D	K_s	K_r		a/D	K_s	K_r																																			
	1.23	0.157	0.300		1.23	0.157	0.300																																			
	1.67	0.156	0.378		1.67	0.156	0.378																																			
	2.37	0.143	0.264		2.37	0.143	0.264																																			
	3.77	0.160	0.242		3.77	0.160	0.242																																			

K_s = Coeficiente de pérdida para una superficie lisa.

K_r = Coeficiente de pérdida para una superficie rugosa, $\frac{\epsilon}{D} = 0.0022$.

Figura 3.13 Coeficientes de pérdida para curvas compuestas y número de Reynolds de 2.25×10^5 (Sotelo, 2009)

3.3.6 Pérdida por Bifurcaciones y Uniones

Se entiende por bifurcación, aquel punto de una tubería de la que sale un nuevo ramal llamado tubería secundaria, dividiéndose el gasto que llega en dos gastos divergentes. De manera contraria se entiende por unión, aquel punto en el que una tubería afluente llega a otra que denominaremos maestra, formando un ángulo determinado con la misma. El gasto aguas abajo de dicho punto es el resultado de la suma de los dos gastos que convergen. El esquema se muestra en la Figura 3.14 a y b.

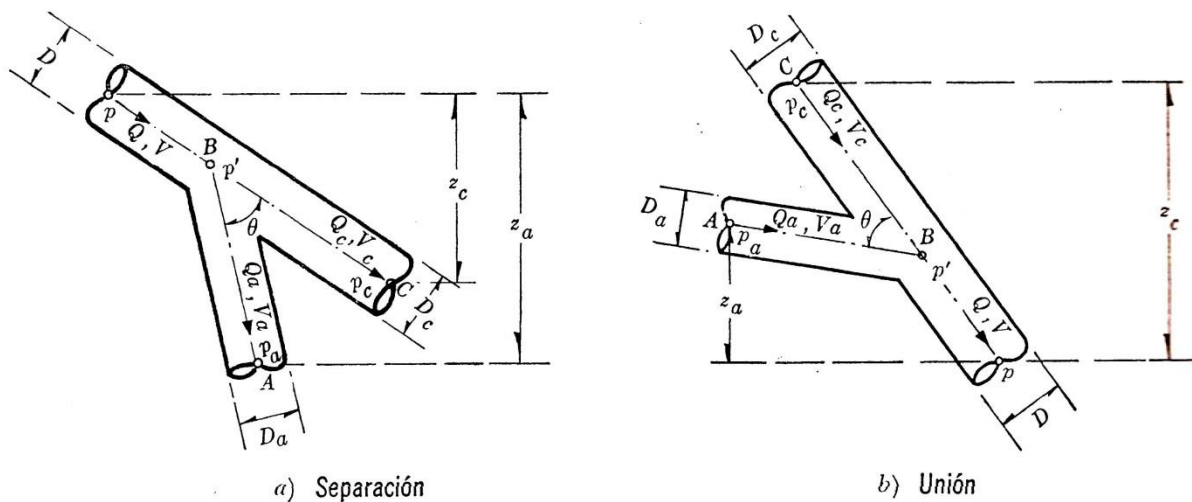


Figura 3.14 Pérdida por bifurcación y unión (Sotelo, 2009)

La pérdida de energía en una bifurcación de conductos depende (además del ángulo que forman la tubería secundaria con la maestra) de la relación entre los diámetros de ambas tuberías y de la dirección de la corriente. Dicha pérdida es mayor en la unión que en la bifurcación y se expresa como un porcentaje de la carga de velocidad, lo que demuestra que el coeficiente K es independiente del número de Reynolds.

Como se muestra en la Figura 3.14 se designan secciones (a y c) próximas al punto en que se realiza la bifurcación. Los coeficientes K_a y K_c son independientes de la relación entre gastos Q_a/Q y entre los diámetros; del ángulo con que se realiza la bifurcación y del grado de redondez de los cantos agudos, como en la Figura 3.14 y $D=D_c$, los autores Vogel, Petermann y Kinne, obtuvieron los resultados de la Tabla 3.5

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

Tabla 3.5 Coeficientes de pérdida para bifurcaciones en tuberías (cantos agudos) (Sotelo, 2009)

$\frac{Q_a}{Q}$	Separación				Unión			
	$\theta = 90^\circ$		$\theta = 45^\circ$		$\theta = 90^\circ$		$\theta = 45^\circ$	
	K_a	K_c	K_a	K_c	K_a	K_c	K_a	K_c
0.0	0.95	0.04	0.90	0.04	-1.20	0.04	-0.92	0.04
0.2	0.88	-0.08	0.68	-0.06	-0.40	0.17	-0.38	0.17
0.4	0.89	-0.05	0.50	-0.04	0.08	0.30	0.00	0.19
0.6	0.95	0.07	0.38	0.07	0.47	0.40	0.22	0.09
0.8	1.10	0.21	0.35	0.20	0.72	0.51	0.37	-0.17
1.0	1.28	0.35	0.48	0.33	0.91	0.60	0.37	-0.54

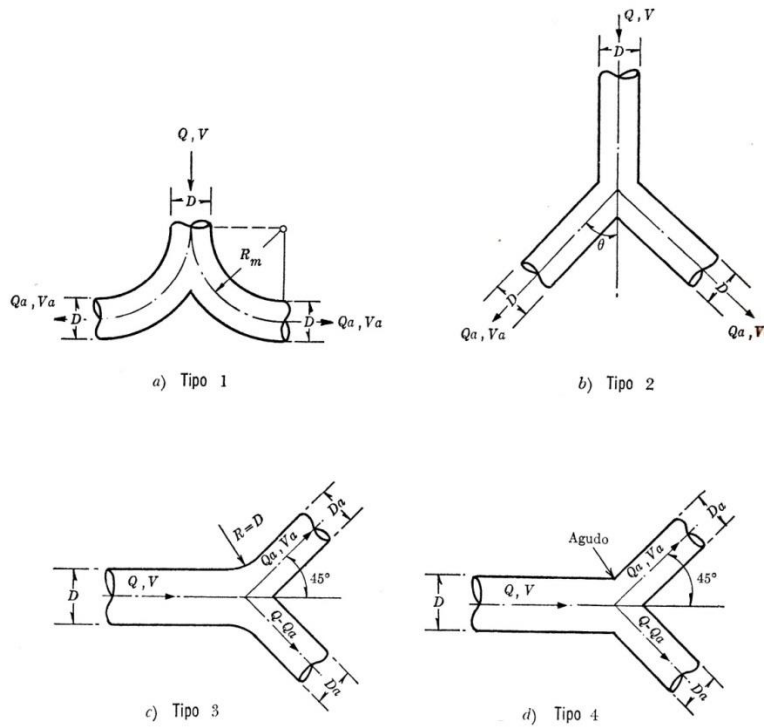


Figura 3.15 Bifurcaciones simétricas (Sotelo, 2009)

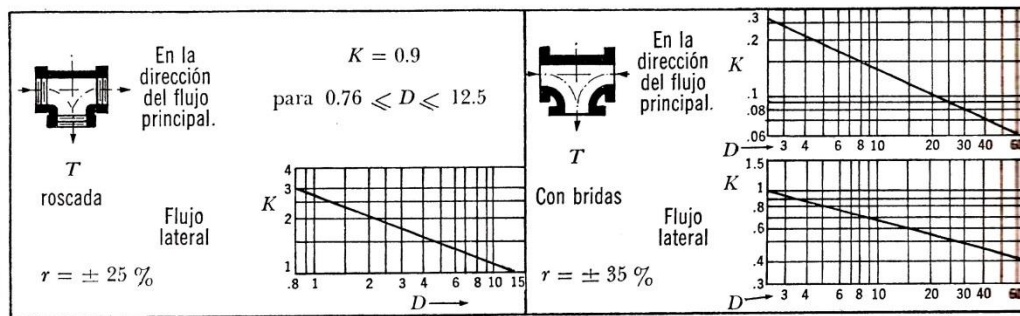


Figura 3.16 Coeficiente de pérdida en bifurcaciones de diámetro pequeño (Sotelo, 2009)

3.3.7 Pérdida en Válvulas

Las válvulas son dispositivos mecánicos que son empleados para detener, iniciar o controlar las características del flujo en conductos a presión. Pueden ser accionadas manualmente o por medios automáticos o semiautomáticos.

En el caso de válvulas, el valor del coeficiente K depende del tipo de válvula que se tenga, del diseño particular de cada tipo y del grado de apertura de la misma, por esta razón el coeficiente de pérdida debe ser proporcionado por los fabricantes. A falta de estos datos se pueden utilizar los valores medidos que a continuación se indican.

a) Válvulas de compuerta

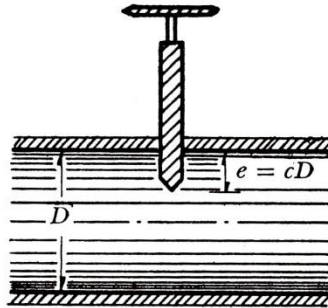


Figura 3.17 Válvula de compuerta (Sotelo, 2009)

Para válvulas de compuerta los coeficientes de pérdida, así como la relación del área abierta, el área total del conducto, varía de acuerdo con la Tabla 3.6, válida para $D = 50$ mm.

Tabla 3.6 Coeficientes de pérdida para válvulas de compuerta de diámetro $D = 50$ mm (Sotelo, 2009)

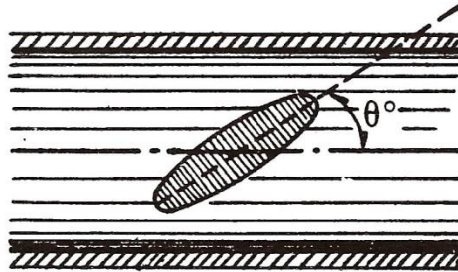
c	K	A/A_0
1/8	0.07	0.949
2/8	0.26	0.856
3/8	0.81	0.74
4/8	2.06	0.609
5/8	5.52	0.466
6/8	17	0.315
7/8	97.8	0.159
31/32	159	—

Si la válvula de compuerta es de diámetro inferior o mayor a 50 mm, la Tabla 3.7 sirve para seleccionar el coeficiente K .

Tabla 3.7 Coeficientes de pérdida para válvulas de compuerta (Sotelo, 2009)

D mm	25	100	150	300	900	
Valores de c	0.95	—	—	850	680	—
	0.9	—	—	215	165	—
	0.8	—	—	47	35	28
	0.75	32	16	—	—	—
	0.7	—	—	16	12	9
	0.6	—	—	7	5.5	4
	0.5	4.1	2.6	3.3	2.7	1.8
	0.4	—	—	1.7	1.3	—
	0.3	—	—	1.05	0.65	—
	0.25	0.23	0.14	—	—	—
	0.2	—	—	0.68	0.29	—
	0	0.23	0.14	—	—	—

b) Válvulas de mariposa

**Figura 3.18 Válvula de lenteja o mariposa (Sotelo, 2009)**

Para válvulas de mariposa o de lenteja el coeficiente de pérdida se obtiene de la Tabla 3.8.

Tabla 3.8 Coeficientes de pérdida para válvulas de lenteja (Sotelo, 2009)

θ°	K	A/A_0
5	0.24	0.913
10	0.52	0.826
15	0.90	0.741
20	1.54	0.658
25	2.51	0.577
30	3.91	0.500
35	6.22	0.426
40	10.8	0.357
45	18.7	0.293
50	32.6	0.234
55	58.8	0.181
60	118	0.124
65	256	0.094
70	751	0.06
90	∞	0

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

Si la válvula de mariposa está completamente abierta, K se obtiene de la siguiente fórmula:

$$K = \frac{t}{d} = \frac{\text{espesor de la hoja}}{\text{diámetro}} \quad (3.8)$$

c) Válvulas de pie

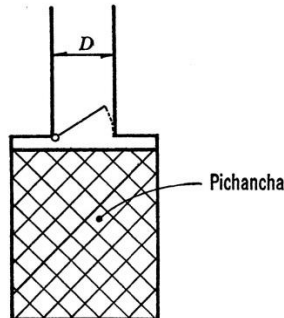


Figura 3.19 Válvula de pie con pichancha abierta (Sotelo, 2009)

Para válvulas de pie con pichancha, completamente abierta, el coeficiente de pérdida depende del diámetro como se indica en la Tabla 3.9.

Tabla 3.9 Coeficientes de pérdida para válvulas de pie abierta con pichancha (Sotelo, 2009)

D , en m	K	D , en m	K
0.040	12.9	0.20	5.2
0.050	10.0	0.25	4.4
0.065	8.8	0.30	3.7
0.080	8.0	0.35	3.4
0.100	7.0	0.40	3.1
0.125	6.5	0.45	2.8
0.150	6.0	0.50	2.5

d) Válvulas check o de retención

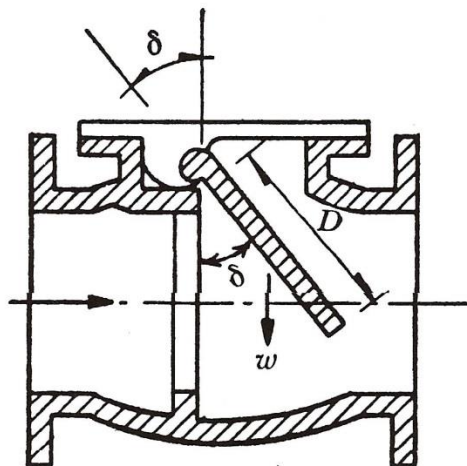


Figura 3.20 Válvula de retención (Sotelo, 2009)

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

Para válvulas check o de retención, completamente abierta, el coeficiente de pérdida depende del diámetro como se indica en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10 Coeficientes de pérdida para válvulas de retención completamente abiertas (Sotelo, 2009)

D en m	K
0.05	18
0.075	11
0.10	8
0.15	6.5
0.2	5.5
0.25	4.5
0.3	3.5
0.35	3
0.4	2.5
0.5	0.8

e) Válvulas de alivio

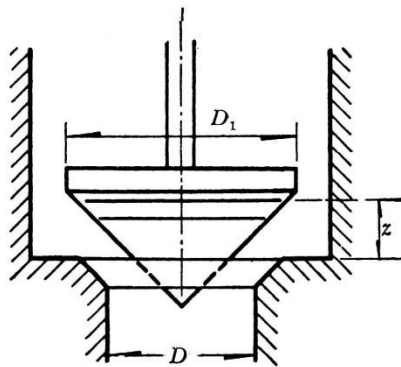


Figura 3.21 Válvula de alivio de forma cónica (Sotelo, 2009)

Para válvulas de alivio cuando es cónica resulta conveniente emplear la fórmula siguiente:

$$K = 2.6 - 0.8 \frac{D}{z} + 0.14 \left(\frac{D}{z}\right)^2 \quad (3.9)$$

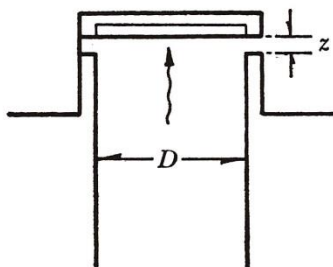


Figura 3.22 Válvula de alivio plana (Sotelo, 2009)

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

Para válvulas de alivio cuando es plana se emplea la fórmula siguiente:

$$K = 0.6 + 0.15 \left(\frac{D}{z}\right)^2 \quad (3.10)$$

f) Válvulas de aguja

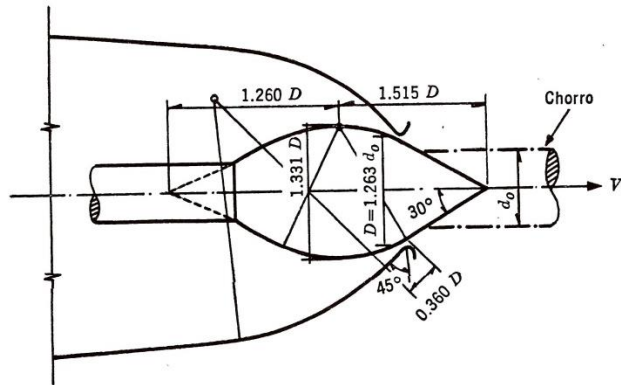


Figura 3.23 Válvula de aguja, según Escher (Sotelo, 2009)

Para el control del gasto, en tuberías de gran diámetro se utilizan válvulas de aguja, en puntos intermedios o en el extremo final del conducto, para una válvula de este tipo totalmente abiertas el coeficiente máximo de velocidad es $Cv \approx 0.96$ a 0.98 . De esta manera el coeficiente de pérdida de energía quedará expresado por la ecuación siguiente:

$$K = \left(\frac{1}{Cv^2} - 1\right) \quad (3.11)$$

g) Otras válvulas

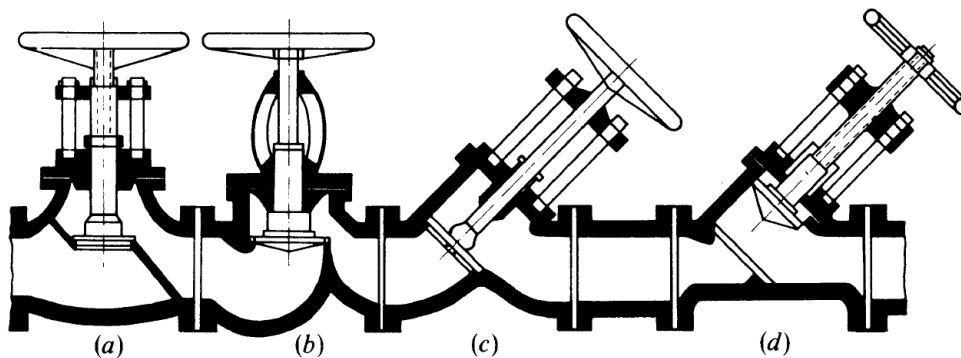


Figura 3.24 Válvulas diversas (Mataix, 1998)

Para las válvulas que se presentan en la Figura 3.24 los coeficientes K se toman de la Tabla 3.11

Tabla 3.11 Coeficientes de pérdida K (Mataix, 1998)

Esquema	a	b	c	d
K	2.9	2.0 a 2.7	1.4 a 2.5	0.44 a 0.8

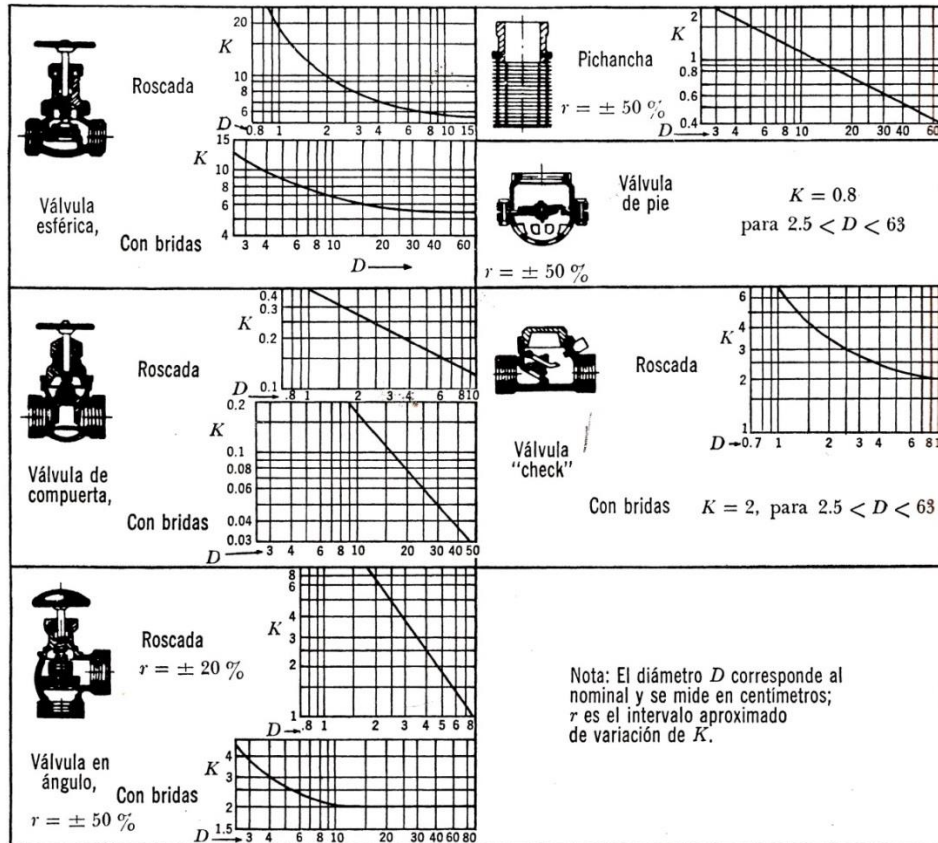


Figura 3.25 Coeficientes de pérdida para válvulas completamente abiertas (Sotelo, 2009)

3.3.8 Pérdida por Salida

A la salida de las tuberías se produce una pérdida por el efecto de ampliación que sufre la vena líquida; En este caso el coeficiente K varía en mayor o menor medida como brusco sea el ingreso del fluido a la tubería. Entradas con cantos redondeados producirán pérdidas inferiores a las ocasionadas por entradas con cantos filosos o angulosos.

En la Figura 3.27 se muestra distintos coeficientes de pérdida por salida dependiendo de la relación de áreas de distintas secciones de salida del tubo.

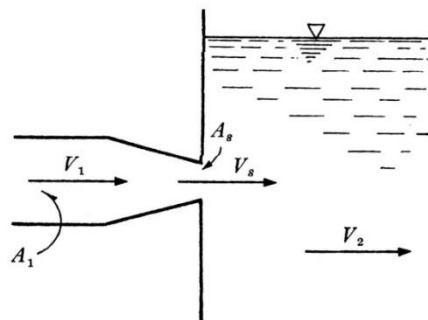


Figura 3.26 Esquema de pérdida de salida (Sotelo, 2009)

$\frac{A_2}{A_1}$	K
0.1	0.83
0.2	0.84
0.3	0.85
0.4	0.87
0.5	0.88
0.6	0.90
0.7	0.92
0.8	0.94
0.9	0.965
1	1.0

Figura 3.27 Coeficientes de pérdida por salida (Sotelo, 2009)

3.4 SEGUNDO MÉTODO: LONGITUD DE TUBERÍA EQUIVALENTE

Este segundo método consiste en considerar las pérdidas secundarias como longitudes equivalentes, es decir, longitudes en metros de un trozo de tubería del mismo diámetro que produciría las mismas pérdidas de carga que los accesorios en cuestión. Evidentemente, las longitudes equivalentes son tramos ficticios que ocasionarían pérdidas por fricción en lugar de pérdidas localizadas, pero ello no importaría dado que el efecto adverso sobre la energía del fluido sería el mismo.

Teóricamente, este artificio se logra igualando la ecuación de pérdidas por fricción que se use: Darcy-Weisbach (ecuación 2.2), Manning (ecuación 2.11) o Hazen-Williams (ecuación 2.13), con la ecuación general de pérdidas locales (ecuación 3.1).

3.4.1 Longitud Equivalente con la Ecuación de Darcy-Weisbach.

Se igualan las ecuaciones de Darcy-Weisbach (2.2) y de pérdidas locales (3.1):

$$f \frac{L_e V^2}{D} \frac{1}{2g} = K \frac{V^2}{2g}$$

De la ecuación anterior se despeja L_e :

$$L_e = \frac{KD}{f} \quad (3.12)$$

Como el factor de fricción f depende de Re y por lo tanto del gasto que fluye por la tubería, la longitud equivalente dependerá también del gasto Q . Si se conoce dicho gasto, L_e podrá ser calculada directamente, pero si se desconoce, deberá usarse algún procedimiento de ensayo y error para estimarla.

3.4.2 Longitud Equivalente con la Ecuación de Manning

Ahora se igualan las ecuaciones de Manning (2.11) y de pérdidas locales (3.1):

$$\frac{10.2936n^2L_e}{D^{\frac{16}{3}}}Q^2 = K \frac{V^2}{2g}$$

Sustituyendo $V = Q/A = 4Q / \pi D^2$ en el lado derecho:

$$\frac{10.2936n^2L_e}{D^{\frac{16}{3}}}Q^2 = K \frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4}$$

Con $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ se llega a:

$$L_e = \frac{KD^{4/3}}{124.71n^2} \quad (3.13)$$

Se observa que para el caso de la ecuación de Manning, la longitud equivalente es independiente del gasto Q que fluye por la tubería.

3.4.3 Longitud Equivalente con la Ecuación de Hazen-Williams

En este caso se igualan las ecuaciones de Hazen-Williams (2.13) y de pérdidas locales (3.1):

$$\frac{10.6470L}{C_{HW}^{1.852} D^{4.871}}Q^{1.852} = K \frac{V^2}{2g}$$

Nuevamente, sustituyendo $V = Q/A = 4Q / \pi D^2$ en el lado derecho:

$$\frac{10.6470L}{C_{HW}^{1.852} D^{4.871}}Q^{1.852} = K \frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4} \quad (3.14)$$

despejando L_e y considerando $g = 9.81 \text{ m/s}^2$:

Comparación de ecuaciones para estimación de pérdidas longitudinales

Con el objetivo de comparar los resultados que pueden obtenerse con el uso de las tres fórmulas para estimación de pérdidas mencionadas en los apartados anteriores, supóngase que se tiene una tubería de PVC de 5 km de longitud que debe conducir un gasto de $0.30 \text{ m}^3/\text{s}$, el diámetro interior del tubo es de 0.40 m.

Se desea estimar las pérdidas longitudinales de carga usando las ecuaciones de Darcy-Weisbach, Manning y Hazen-Williams. Para el caso de la ecuación de Darcy-Weisbach, se considerará una viscosidad cinemática del agua de $\nu = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

Material	e [mm]	n	C _{HW}
PVC	0.0015	0.009	150

Material de la tubería: PVC.

Se calcula el número de Reynolds, Re:

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{QD}{Av} = \frac{4Q}{\pi Dv}$$

$$Re = \frac{4 \times 0.30 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 0.4 m \times 1 \times 10^{-6} m^2/s}$$

Como es evidente, $Re > 4,000$, por lo tanto el régimen de flujo es turbulento, y puede emplearse la ecuación de Colebrook-White para estimar el factor de fricción:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{e}{3.71D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right)$$

$$f = 0.01182$$

Que al sustituirlo en la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$hf_{DW} = \left(\frac{8fL}{\pi^2 g D^5} \right) Q^2$$

$$hf_{DW} = \left(\frac{8 \times 0.01182 \times 5000 m}{\pi^2 \times 9.81 m/s^2 \times (0.4 m)^5} \right) (0.30 m^3/s)^2$$

$$hf_{DW} = 42.88 m$$

Por otra parte, usando la ecuación de Manning:

$$hf_M = \left(\frac{10.2936 n^2 L}{D^{16/3}} \right) Q^2$$

$$hf_M = \left(\frac{10.2936 \times 0.009^2 \times 5000 m}{(0.40 m)^{16/3}} \right) (0.30 m^3/s)^2$$

$$hf_M = 49.73 m$$

RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS: PÉRDIDAS LOCALES

Finalmente, usando la ecuación de Hazen-Williams:

$$hf_{HW} = \left(\frac{10.6470L}{C_{HW}^{1.852} D^{4.871}} \right) Q^{1.852}$$
$$hf_{HW} = \left(\frac{10.6470 \times 5000 \text{ m}}{150^{1.852} \times (0.40 \text{ m})^{4.871}} \right) (0.30 \text{ m}^3/\text{s})^{1.852}$$
$$hf_{HW} = 46.35 \text{ m}$$

De esta forma, los resultados obtenidos con las tres fórmulas para el caso de tubería de PVC son:

$$hf_{DW} = 42.88 \text{ m}$$
$$hf_M = 49.73 \text{ m}$$
$$hf_{HW} = 46.35 \text{ m}$$

Como se puede observar, aunque los valores encontrados pueden considerarse del mismo orden de magnitud, debe notarse que el valor estimado por la ecuación de Manning es casi 7.0 m superior al calculado por la ecuación de Darcy-Weisbach, lo que podría significar presiones de servicio inferiores a las esperadas en algunos nudos de la red. Muy probablemente ello se deba a la selección del valor de la rugosidad del material.

CAPÍTULO 4

PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN CRUCES DE TUBERÍAS

4.1 INTRODUCCIÓN

La unión en cruz es un tipo de accesorio para tuberías utilizado en la bifurcación del tubo, también llamado racor en cruz, T con salida lateral, T de cuatro pasos y unión de 4 vías.

La unión cruz se puede dividir en unión igual de 4 vías y unión cruz reductora. La unión igual de 4 vías se utiliza comúnmente para conectar cuatro tubos en un solo lugar. Su diámetro de tubería principal es igual al diámetro de la tubería de bifurcación. Los extremos del tubo adaptador en la unión igual de 4 vías son del mismo tamaño. Con respecto a la unión cruz reductora, los extremos son de diferentes tamaños, por lo que el tubo adaptador en el tubo de bifurcación es menor que en la tubería principal.

En la actualidad, pueden encontrarse cruces de tuberías en los materiales de uso más frecuente, desde el PVC, pasando por el cobre, aluminio, el acero carbón y el acero galvanizado, hasta materiales más modernos como el polietileno de alta densidad o el teflón. En la Figura 2.1 pueden observarse cruces de diferentes materiales.



Figura 4.1 Cruces para tuberías de diferentes materiales

Las cruces son ampliamente utilizadas en muchas industrias, tales como la industria del petróleo, la generación de electricidad, gas natural, productos químicos, construcción naval, fabricación d

PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN CURCES DE TUBERÍAS

papel y la metalurgia. También son empleadas actualmente en gran variedad de redes de distribución de agua a presión, como por ejemplo sistemas de rociadores contra incendios, sistemas de agua potable y sistemas de riego.

Las redes contra incendio son muy comunes en edificios de oficinas, almacenes departamentales, fábricas, teatros y en general, construcciones con grandes superficies. Estas tienen la particularidad de estar compuestas por tuberías con diámetros pequeños y generalmente son de acero galvanizado. Un esquema de este tipo de sistemas es mostrado en la Figura 4.2.

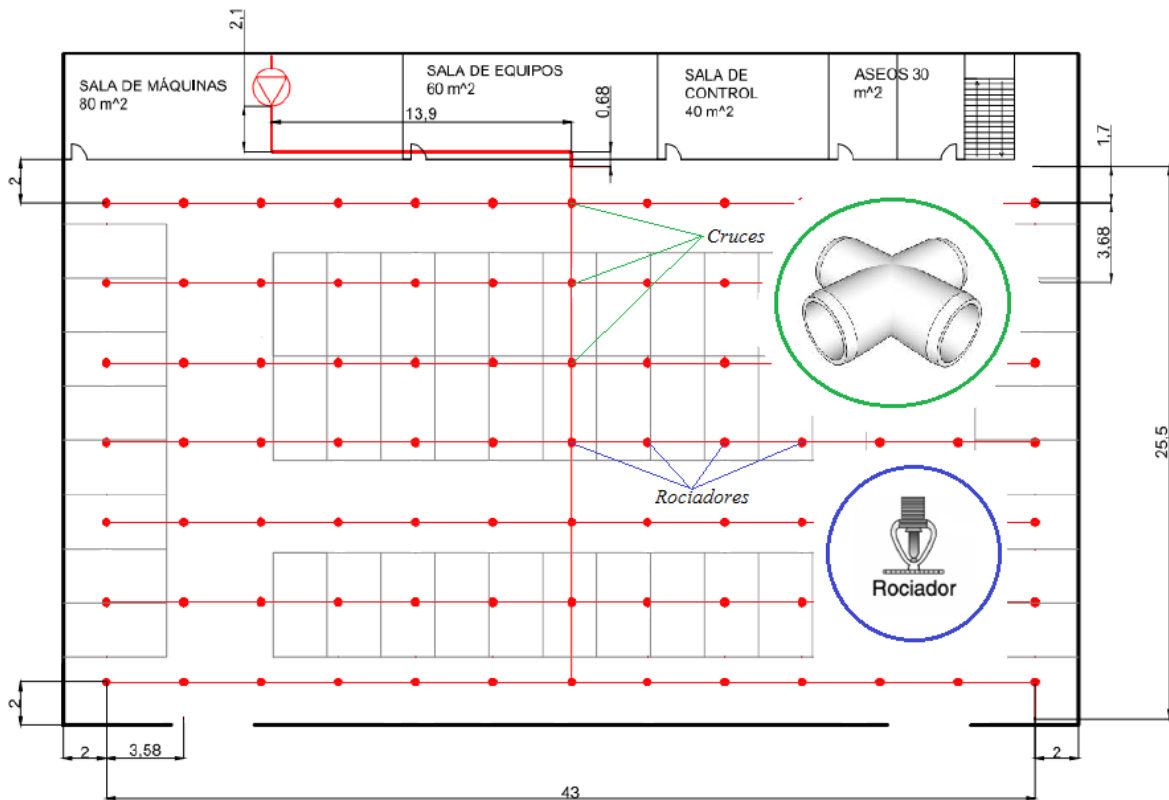


Figura 4.2 Sistema contra incendios con rociadores

Para los sistemas de riego, los componentes de un equipo como tuberías y accesorios dependen de la clasificación, ya que pueden ser totalmente fijas, en cuyo caso el equipo es fijo y van generalmente enterradas, semifijas (parte fija y parte móvil) o totalmente móviles que se cambian continuamente de posición durante la aplicación del riego.

Las fijas son normalmente metálicas, de plásticos especiales, de asbesto cemento (hoy desaconsejada por el efecto del asbesto en la salud) o de concreto reforzado; en cambio las móviles son de aluminio o acero zincado a fuego. Los tramos de tubería se han estandarizado en 6, 9 y 12 metros de largo y diámetros de 2 a 10 pulgadas. Es importante saber a qué presión será sometida la tubería para elegir los espesores que permitan resistir dicho esfuerzo.

Entre los materiales más usados se encuentran el polietileno, polipropileno y el PVC. El PVC es el material recomendado debido a su resistencia, a su durabilidad y confiabilidad en las uniones, ya que no necesita roscado ni calentado. A continuación, en la Figura 4.3 se muestra un esquema de un sistema de riego.

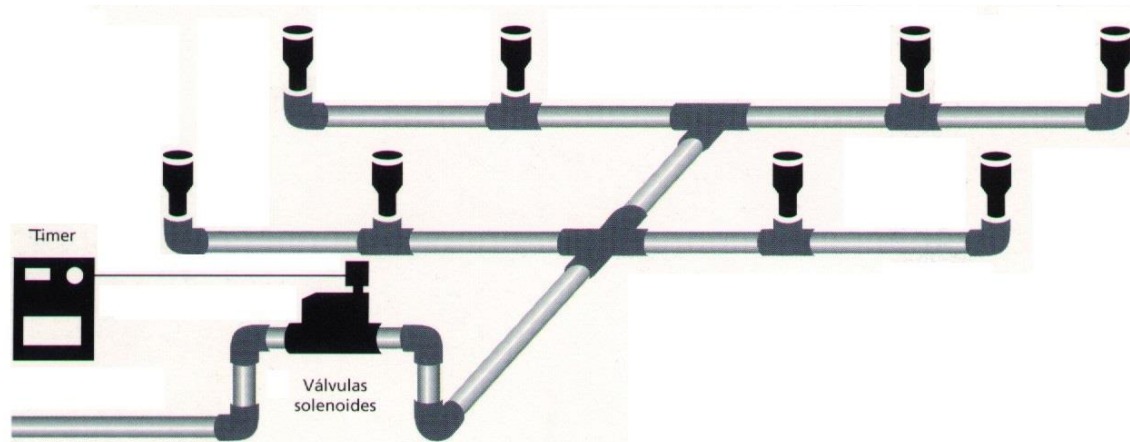


Figura 4.3 Esquema de un equipo de riego de aspersión con tuberías y accesorios de PVC

4.2 VALORES DEL COEFICIENTE K

En la gran mayoría de libros empleados para la enseñanza de mecánica de fluidos, se puede constatar que, en todos ellos, existe algún apartado dedicado a las pérdidas menores en tuberías, que en algunos representa un capítulo y en otros tan sólo un breve inciso, dependiendo de la calidad y del grado de especialización del libro. Sin embargo, y como se mencionó, pocos de ellos hacen referencia a las pérdidas en cruces, incluidos los más recientes.

Los coeficientes de pérdida local K están bien definidos para la mayoría de los accesorios de uso común en tuberías. Sin embargo, para los cruces de tuberías es poca la información sobre la pérdida de energía que se encuentra disponible en la literatura y en los manuales especializados.

Un aspecto hidráulicamente problemático de analizar una cruz es el número de posibilidades para la dirección del flujo y distribución. Hay cuatro escenarios de flujo básicos que pueden ocurrir en una cruz: a) desembocan en un tramo y fuera de tres tramos (división de flujo), b) el flujo en tres tramos y fuera de un tramo (la combinación de flujo), c) el flujo en dos tramos perpendiculares y fuera de dos tramos perpendiculares (flujo perpendicular), y d) de flujo en dos tramos opuestos y fuera de dos tramos opuestos (flujo encontrado). La Figura 4.4 ilustra estos cuatro escenarios de flujo.

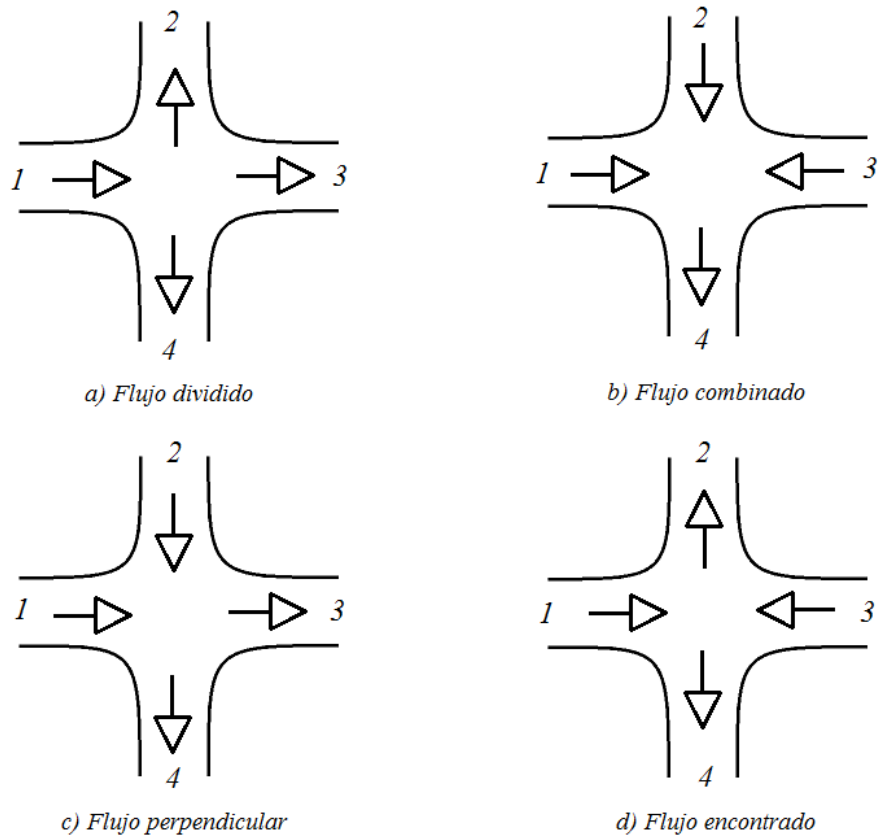


Figura 4.4 Los cuatro posibles escenarios de flujo en una cruz

4.3 ESTADO DEL ARTE

Los documentos técnicos se remontan a principios de la década de 1960, algunas investigaciones dirigidas por Daniel y Pelton (1959) y por Christ (1966) reportaron pérdidas de energía negativas en el tramo central de las trifurcaciones (Patiño, 2011). Como resultado de estos esfuerzos de investigación en la actualidad hay estandarizados coeficientes de pérdida de energía (coeficiente K) para los codos, válvulas y demás accesorios de tubería (Crane 1988). El Manual de Crane, es una guía de diseño muy práctica y completa, con información detallada de ecuaciones, características de algunos fluidos y especificaciones acerca de materiales y accesorios en general, no dispone de información respecto a las pérdidas en uniones de cruz; Tees (Costa et al, 2006;. Oka e Ito 2005), expansiones y contracciones de tubería (Finnemore y Franzini 2006).

Se ha hecho una extensa investigación sobre los diferentes tipos de tees, incluyendo tees con radio diferente a los cocientes de diámetro (Ito y Imai 1973), diferentes proporciones de área (Serre et al. 1994), diferentes ángulos de aproximación de la tubería de ramificación (Oka y Ito 2005), y tees con sección transversal rectangular (Ramamurthy y Zhu 1997; Ramamurthy et al. 2006), sin embargo, la literatura contiene muy poca información de pérdida de energía en cruces (Sharp, 2009).

Miller (1996), dedica un capítulo completo a lo que denomina ‘flujos combinados y divididos’, para hacer referencia a aquellos accesorios que convierten varios flujos en uno solo, o dividen uno en varios más pequeños. Es el caso de las Tees (3 tramos), Yees (3 tramos en diversos ángulos),

PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN CURCES DE TUBERÍAS

Cruces (4 tramos) y Estrellas (hasta 6 tramos). El autor hace mayor énfasis en los accesorios con seis tramos que en los de cuatro.

En su libro *Sistemas de Flujo Internos*, Donald S. Miller muestra distintos coeficientes K para el escenario de flujo para un cuadrado bordeado cruz. La investigación que proporciona está incompleta, ya que no utiliza todos los escenarios de flujo en una cruz. No hay otros conjuntos de datos completos que se hayan encontrado. Esta falta de información dará lugar a errores en el cálculo de caudales y presiones en los sistemas de distribución que contienen cruces u otras uniones de tuberías.

Sharp (2009) estudió un cruce para tubería de acero al carbón de 6" (15.2 cm) de diámetro nominal. Como resultado, el autor obtiene una serie de gráficas de las que pueden determinarse los coeficientes K, tres para cada cruz, en función de algunas relaciones de gastos existentes en ella.

Finalmente, (Patiño, 2011) investigó los flujos combinado y dividido en cruces de tuberías de PVC de distintos diámetros nominales $\frac{1}{2}$ " (13mm), $\frac{3}{4}$ " (19mm), 1" (25mm), $1\frac{1}{4}$ " (32mm) y $1\frac{1}{2}$ " (38mm). Como resultado, el autor obtiene una serie de gráficas de las que pueden determinarse los coeficientes K.

Como puede concluirse de la revisión del estado del arte, existe poca información en cuanto a pérdidas en cruces de tuberías, ésta está más enfocada al caso de trifurcaciones. Como resultado de esta falta de información, no existe un procedimiento general para analizar hidráulicamente cruces en las redes de tuberías. Los programas informáticos son incompletos en su análisis de las uniones de tuberías. Estas aplicaciones de software normalmente permiten un coeficiente de pérdida constante de una cruz o de otras uniones múltiples de tuberías al ser introducidas por el usuario, para el análisis, generalmente como una pérdida en la tubería de aguas abajo. Este enfoque no siempre es práctico o totalmente preciso. Wood (1993) demostró que en redes con tubos cortos, no las pérdidas por fricción sino las pérdidas locales pueden producir errores de hasta 400 % en cálculos cuando se utiliza un coeficiente de pérdida de energía constante para una Tee en lugar de los coeficientes correctos para cada tramo.

El estudio de Wood (1993) muestra la importancia de conocer y utilizar la colocación correcta de los coeficientes K para el cálculo de flujo en redes de tuberías, sobre todo cuando las pérdidas por fricción son pequeños. Con la realización de este estudio, la pérdida de información energética correcta para cada tramo de una cruz estará disponible para ayudar en los cálculos de diseño y análisis de redes de tuberías de cruces (Sharp, 2009).

CAPÍTULO 5

MODELO EXPERIMENTAL Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1 MODELO EXPERIMENTAL

Con el propósito de encontrar los coeficientes de pérdidas menores para cruces de tuberías, y reportarlos mediante una expresión analítica, se diseñó un dispositivo experimental que fuera lo suficientemente versátil y práctico como para hacer mediciones continuas, bajo diferentes condiciones de flujo, para varios diámetros de tubería y que permitiera, a la vez, el registro continuo de los datos necesarios. El dispositivo se construyó en el laboratorio del Edificio 11 del Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México (II-UNAM).

Para garantizar la recirculación del agua, se configuró un sistema mixto de bombeo y descarga a gravedad. Una bomba de 2HP succiona el agua desde un cárcamo de 2.10 m x 1.50 m de área y 0.70 m de profundidad (2.20 m³ de volumen), el agua sube hasta dos tinacos de 400 litros de capacidad cada uno, ubicados a una altura de 3.40m sobre el nivel del piso del laboratorio. Una vez que los tinacos estuvieran llenos, el agua desciende y circula por las tuberías de tal forma que al salir de ellas, pueda ser recirculada al cárcamo de bombeo. De esta forma, no se requerirían fuentes continuas de agua, y se descartarían posibles desperdicios del líquido.

Con este sistema combinado de bombeo-gravedad, podía cumplirse también con el requisito de flujo permanente. Para ello, se dotaron los tinacos con tuberías de rebose que dirigían el agua de exceso al cárcamo de bombeo. De este modo, los tinacos tendrían niveles de agua constante. Adicionalmente, cerca a la salida de la bomba, se ramificó la tubería de impulsión con regreso al cárcamo, y se puso una válvula que permitiera regular indirectamente la cantidad de agua que subiría a los tinacos.

Con el fin de permitir el intercambio de los cruces de diferentes diámetros, acoplándolos rápidamente a las alimentaciones y salidas del agua, el material debería ser liviano, de fácil manipulación, y con accesorios de acoplamiento tipo rosca, que no requirieran uso de soldaduras o cortes continuos del sistema. Por esto, se decidió trabajar con tubería y accesorios de PVC, material ampliamente difundido y de características y propiedades bastante conocidas. El sistema de tuercas también permite convertir un cruce de doble alimentación y doble salida, en uno de una alimentación y triple salida.

Las válvulas en entradas y salidas, eran un requisito obvio. Se usaron con el fin de permitir la variación de los gastos y poder obtener múltiples puntos en las gráficas resultantes del posterior análisis. En la Figura 5.1 se puede observar un esquema del dispositivo experimental.

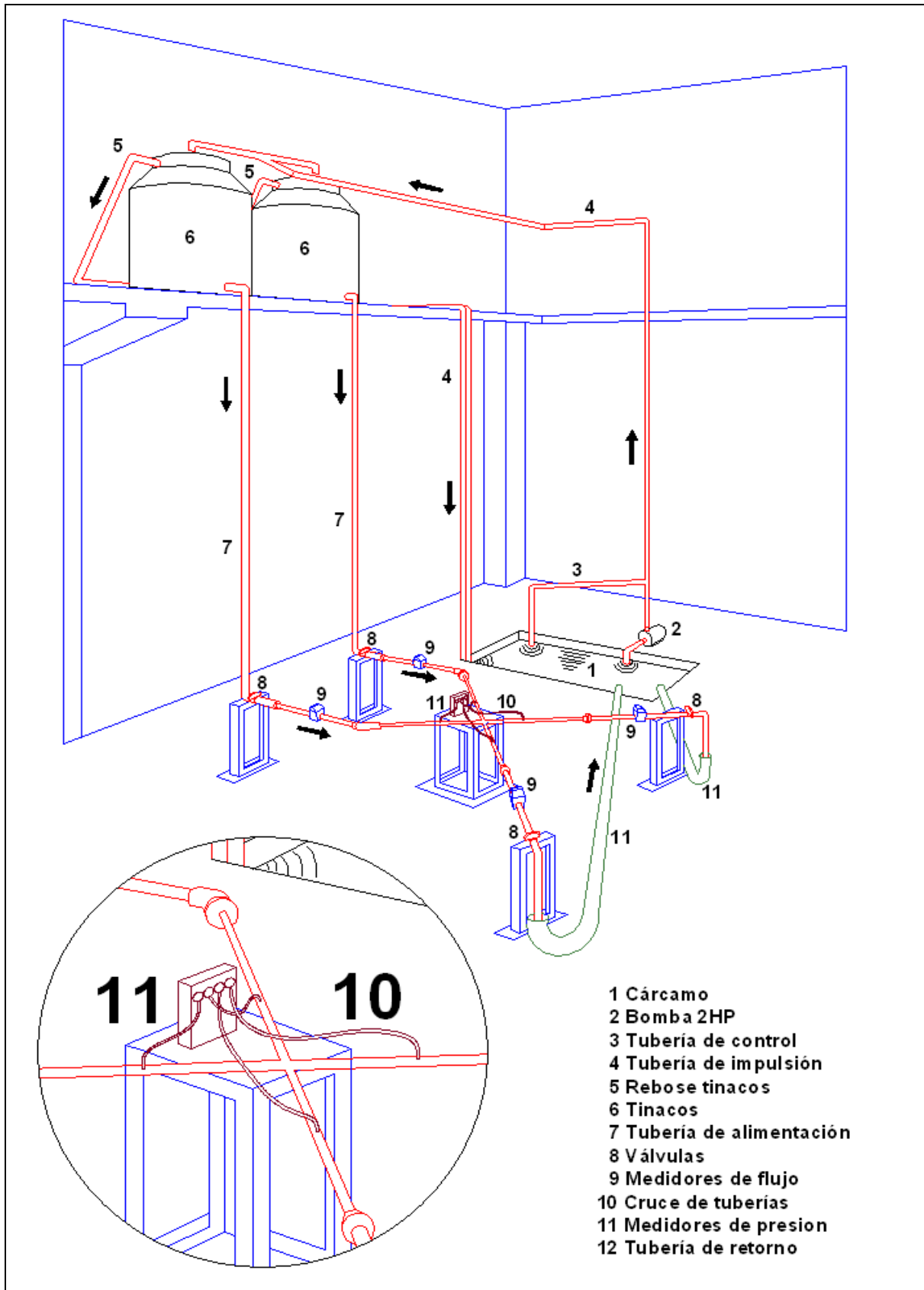


Figura 5.1 Dispositivo experimental

CAPÍTULO 5

Los medidores de flujo utilizados, se ubicaron en las entradas y salidas de los cruces. Estos funcionan mediante una turbina alineada con el flujo, y muestran los gastos instantáneos en una pantalla digital ubicada en su parte superior, con una incertidumbre de ± 1.0 l/h. En la Figura 5.2 se muestra el aspecto exterior del medidor, así como un corte longitudinal que permite observar la ubicación de la turbina de medición.

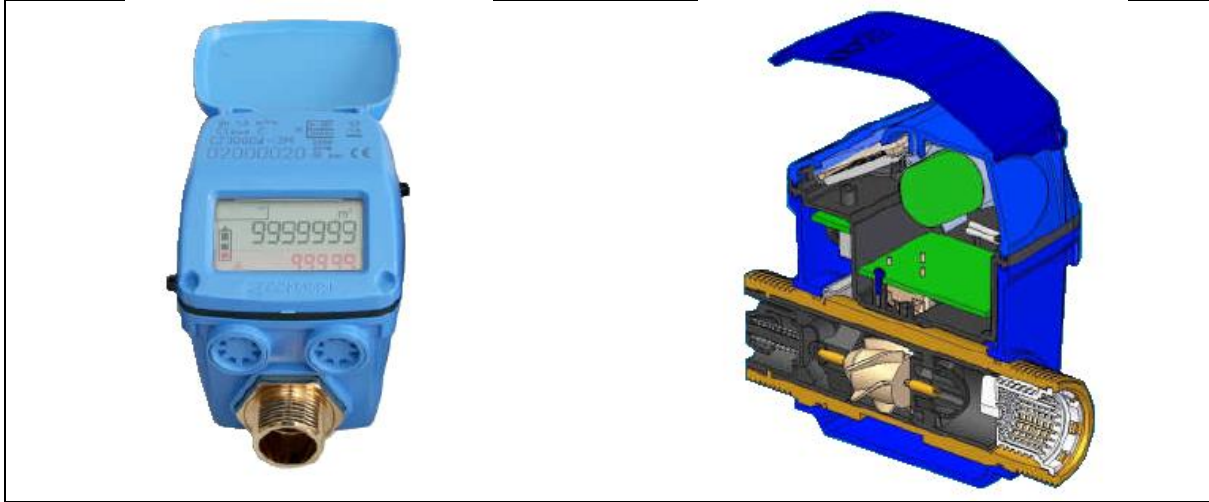


Figura 5.2 Medidores de flujo empleados en el dispositivo experimental

Para garantizar una medición sin perturbaciones, los medidores se ubicaron lejos de cualquier tipo de accesorio, válvula o cambio de dirección, a una distancia aproximada de diez veces el diámetro (10D) de la tubería conectada a los mismos. Los cuatro medidores empleados tenían conexiones en sus extremos de 1", por lo que se conectaron a tubos de 1" de diámetro nominal (29.80 ± 0.01 mm reales) y de 30.0 cm de longitud libre (ver Figura 5.1).

Finalmente, se usaron cuatro sensores de presión conectados mediante mangueras de diámetro pequeño a unas boquillas ubicadas aguas arriba y aguas abajo de los cruces. Las boquillas se pegaron en la parte superior del tubo, para evitar perturbaciones adicionales en el flujo. Las mangueras eran transparentes con el fin de verificar desde el exterior la posible presencia de burbujas de aire que pudieran distorsionar las lecturas de los sensores. Las boquillas fueron ubicadas a una distancia de 10D de las cruces.

Los sensores de presión estaban conectados a un modulador, que se encargaba de convertir las señales físicas a digitales, para posteriormente ser almacenadas en el disco duro de una computadora. Los sensores pueden registrar una presión máxima de 50 KPa (5.10 mca), con una incertidumbre de ± 0.025 KPa (± 0.0025 mca). Las lecturas de presión eran tomadas cada segundo. De esta forma, se contó con un número importante de datos para reducir la incertidumbre en los cálculos. Los sensores y su forma de conexión a las tuberías, así como el modulador se muestran en las Figuras 5.3 y 5.4, respectivamente.

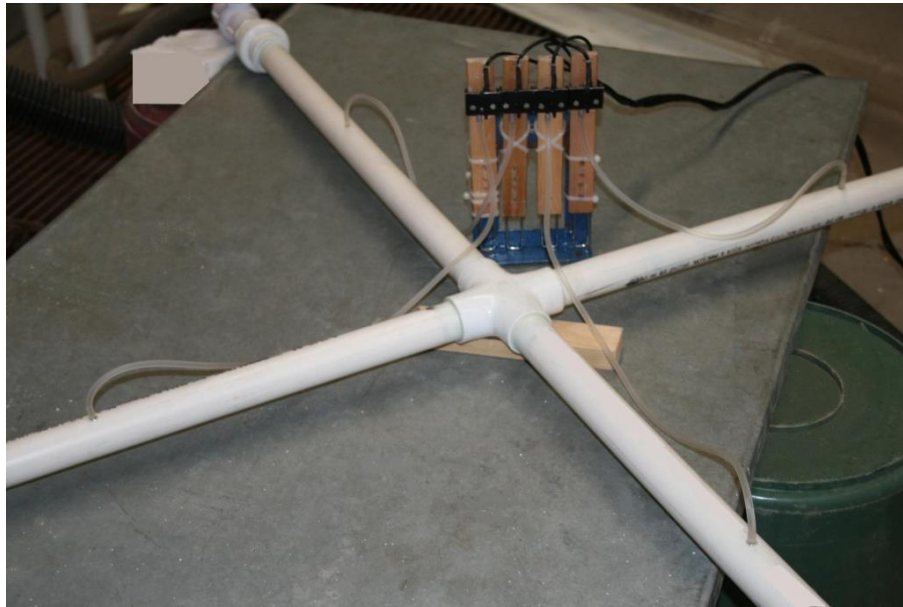


Figura 5.3 Sensores de presión conectados en la tubería



Figura 5.4 Modulador para el registro de datos

4.2. DISEÑO DE LAS MEDICIONES

En esta etapa se consideraron las variables que se describen brevemente a continuación:

1. Tipo de flujo a estudiar: Se definió que se trabajaría con el flujo perpendicular. Esto es alimentación del cruce por dos tramos adyacentes.

2. Diámetros a considerar: Para aprovechar al máximo la carga suministrada por los tanques, se eligieron diámetros pequeños, empezando por el de $D = 13 \text{ mm}$ y $D = 19 \text{ mm}$.

3. Cantidad de pruebas a realizar: Con el propósito de tener suficientes puntos experimentales, se definieron números mínimos de pruebas. Se fijó el número mínimo de pruebas a realizar para ambos diámetros, en 18. De este modo, se obtendría un número suficiente de puntos para estimación de los coeficientes K.

4. Combinación de gastos en los tramos. Relacionado con el punto anterior, se definieron unos porcentajes de apertura de las válvulas ubicadas en cada uno de los cuatro tramos, con el fin de obtener, de acuerdo al número de pruebas definido anteriormente, un amplio grupo de combinaciones de gastos de entrada y de salida. Para el estudio de flujo perpendicular se establecieron las combinaciones que aparecen en la Tabla 5.1, en la que los tramos 1 y 2 son los alimentadores y los 3 y 4, las salidas. En el caso de alimentación simple, a través del tramo 1, se reportan en la Tabla 5.1 En ambos casos, los porcentajes de 60% y 30% no son estrictos, simplemente representan un orden de magnitud.

Tabla 5.1 Combinación de gastos en los tramos para flujo perpendicular

Prueba	Porcentaje de apertura de la válvula en el tramo...			
	1	2	3	4
1	100%	100%	100%	100%
2	100%	100%	100%	60%
3	100%	100%	100%	30%
4	100%	100%	100%	0%
5	100%	60%	100%	100%
6	100%	60%	60%	100%
7	100%	60%	30%	100%
8	100%	60%	0%	100%
9	100%	30%	100%	100%
10	100%	30%	100%	60%
11	100%	30%	100%	30%
12	100%	30%	100%	0%
13	60%	100%	100%	100%
14	60%	100%	60%	100%
15	60%	100%	0%	100%
16	30%	100%	100%	100%
17	30%	100%	100%	60%
18	30%	100%	100%	0%

5. Número de lecturas de presión por prueba. Con el propósito de evitar cambios importantes en los niveles de agua de los tinacos, que llevaran a incumplir la hipótesis de régimen permanente. Se estimó que era apropiado realizar pruebas de 4 minutos de duración, para obtener un total de 240 datos por prueba.

Una vez construido el dispositivo experimental y establecidos todos los requisitos mínimos de funcionamiento, se procedió a realizar todas las pruebas, con el fin de obtener los datos, procesarlos y llegar a los resultados buscados. Los análisis llevados a cabo, así como los resultados obtenidos, se presentan a continuación.

5.3 NOMENCLATURA

Con el propósito de registrar los datos en el laboratorio, y facilitar su posterior procesamiento, se definió una nomenclatura de los tramos de los cruces. Esta se mantiene a lo largo de todo el análisis y se muestra en la Figura 5.5.

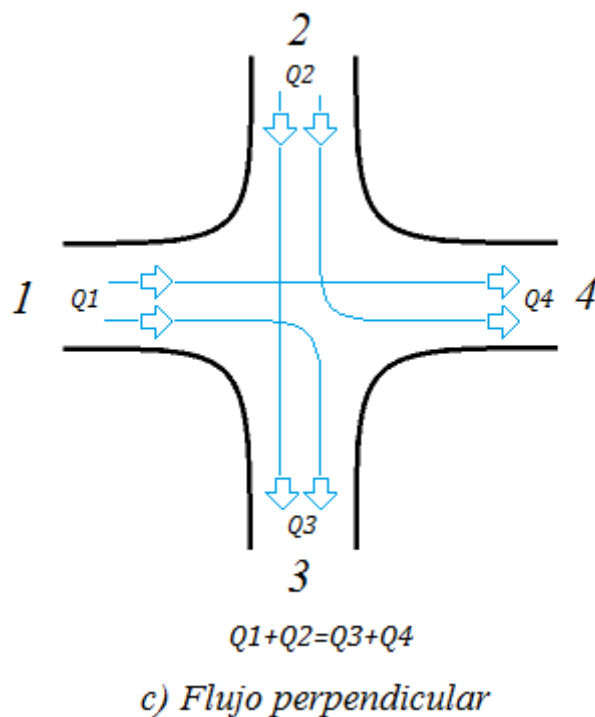


Figura 5.5 Nomenclatura adoptada para los cruces de tuberías

5.4 EXPRESIONES PARA ESTIMAR EL COEFICIENTE K

Las expresiones para estimar los valores de los coeficientes de pérdidas en cruces (K), a partir de los datos medidos en el laboratorio, pueden obtenerse mediante un balance de energía entre dos puntos cualesquiera del cruce, siempre que estén en tramos diferentes de éste.

Flujo perpendicular

En este caso existen dos flujos de entrada y dos de salida. Se asumió que las pérdidas locales se concentran en los tramos de salida 3 y 4, por lo que existirán dos coeficientes de pérdidas menores K_3 y K_4 . Los coeficientes pueden deducirse haciendo un balance de energía entre los puntos de entrada 1 y 2 y los puntos de salida 3 y 4.

Expresiones para estimar K_3

Haciendo balance de energía entre los puntos de los tramos 1 y 3 (ver Figura 5.5), se tiene que:

$$E_1 - h_{f1} - h_{f3} - h_{L3} = E_3 \quad (5.1)$$

Donde E_i represente el nivel de energía en el punto i ; h_{fi} son las pérdidas por fricción en el tramo comprendido entre el punto i y el centro del cruce; y h_{L3} , las pérdidas menores correspondientes al tramo que une al punto 3 con el centro del cruce. De la ecuación (5.1) se puede despejar K_3 :

$$K_{3\leftarrow 1} = \frac{(E_1 - E_3) - h_{f1} - h_{f3}}{V_3^2 / 2g} \quad (5.2)$$

El subíndice $3\leftarrow 1$, indica que se trata del coeficiente de pérdidas del tramo 3, calculado a partir del balance con el tramo 1. Esta forma de marcar los coeficientes de pérdidas, es muy común para accesorios que implican algún tipo de unión o separación de varios flujos, como es el caso de tees, yees, bifurcaciones y cruces, entre otros.

Algunos autores como (Sharp 2009), simplemente estiman K desde alguno de los dos tramos de entrada, y lo relacionan con variables de éste. Ahora bien, para el caso de cruces alimentadas por dos tramos, esto podría llevar a confusiones a la hora de decidir cuál sería el tramo de partida. Algo más adecuado consiste en calcular los coeficientes de pérdidas menores desde todos los tramos de entrada, promediarlos y reportarlo como K del tramo de salida estudiado. En este sentido está orientado el presente estudio.

De igual forma, y tal como se procedió desde el tramo 1, se hace el balance de energía entre los puntos de los tramos 2 y 3:

$$E_2 - h_{f2} - h_{f3} - h_{L3} = E_3 \quad (5.3)$$

De donde:

$$K_{3\leftarrow 2} = \frac{(E_2 - E_3) - h_{f2} - h_{f3}}{V_3^2 / 2g} \quad (5.4)$$

MODELO EXPERIMENTAL Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

De modo que, finalmente se obtiene el coeficiente K_3 :

$$K_3 = \frac{K_{3\leftarrow 1} + K_{3\leftarrow 2}}{2} \quad (5.5)$$

Expresiones para estimar K_4

Procediendo como se hizo para el tramo 3, se obtendrían las siguientes expresiones para obtener el coeficiente K_4 :

$$K_{4\leftarrow 1} = \frac{(E_1 - E_4) - h_{f1} - h_{f4}}{V_4^2 / 2g} \quad (5.6)$$

$$K_{4\leftarrow 2} = \frac{(E_2 - E_4) - h_{f2} - h_{f4}}{V_4^2 / 2g} \quad (5.7)$$

De tal forma que se obtiene:

$$K_4 = \frac{K_{4\leftarrow 1} + K_{4\leftarrow 2}}{2} \quad (5.8)$$

Relación de los coeficientes K_i con otros parámetros hidráulicos

El parámetro inicial y obvio a relacionar correspondía al número de Reynolds (Re). Primero se graficaron K_3 y K_4 , contra sus respectivos números de Reynolds Re_3 y Re_4 , para cada diámetro estudiado, y aunque se detectó cierta tendencia de la nube de puntos, como las que se muestran en las Figuras 5.6 a 5.9, correspondientes a los cruce de 13 mm y 19 mm, se previó que sería importante relacionar además cada coeficiente con, por lo menos, un parámetro de alguna de las dos entradas, ya que un Re de una de las salidas, podría provenir de múltiples combinaciones de Re de las dos alimentaciones.

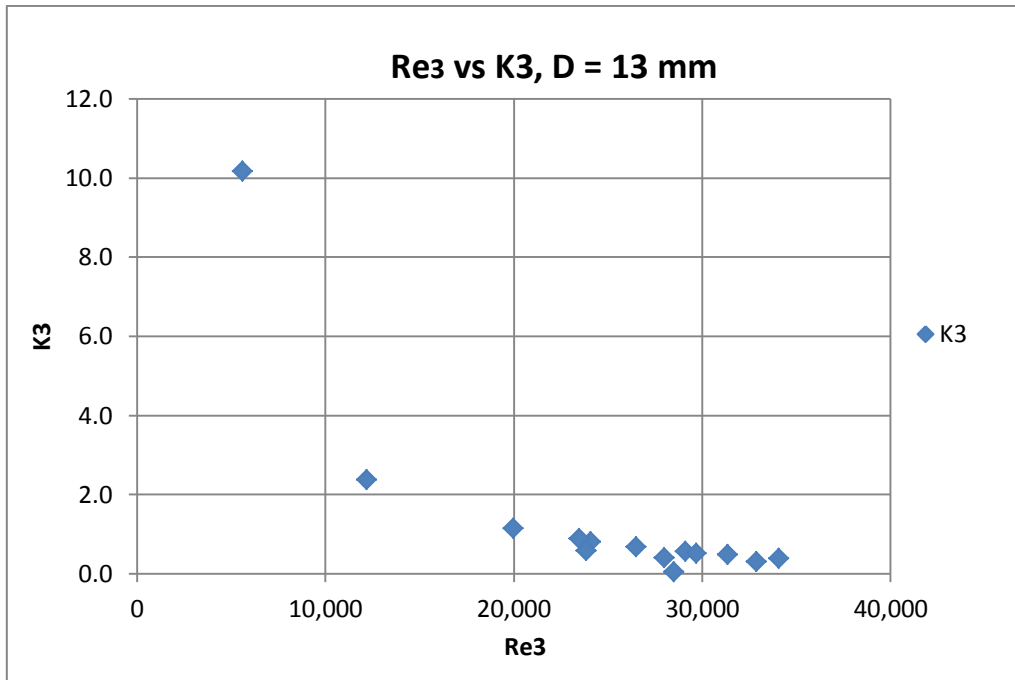


Figura 5.6 Gráfica de Re3 vs K₃ para el cruce de D = 13 mm

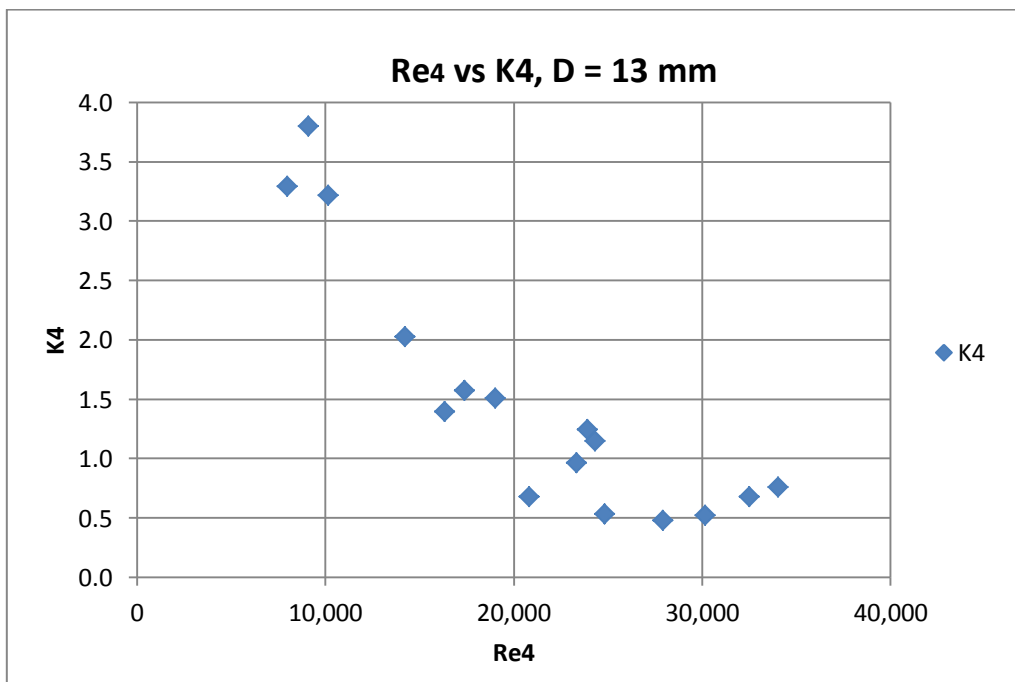


Figura 5.7 Gráfica de Re4 vs K₄ para el cruce de D = 13 mm

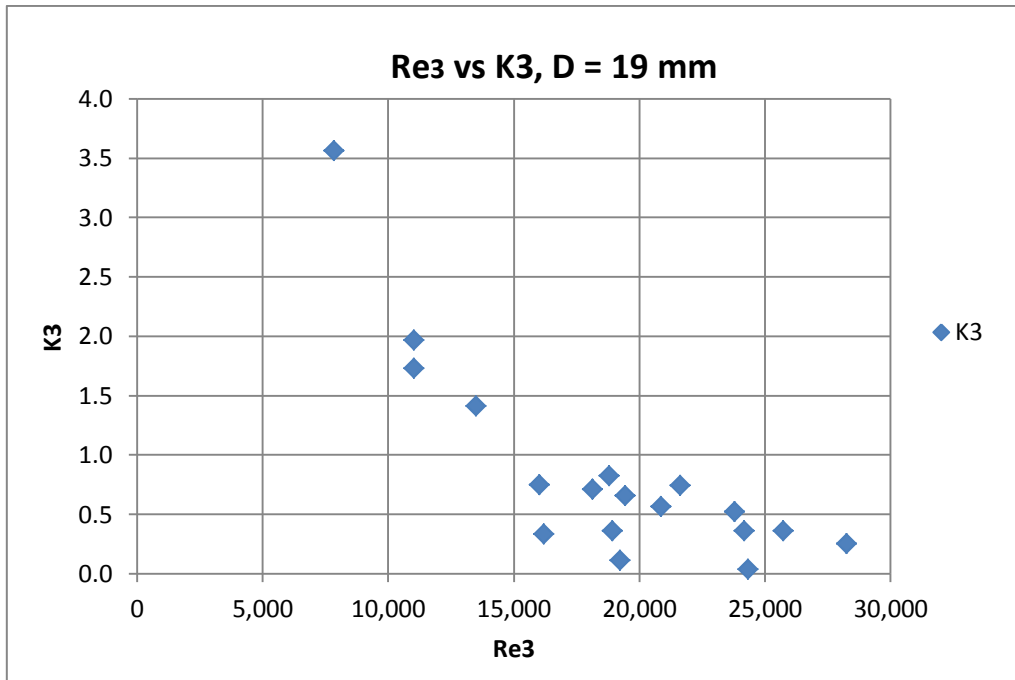


Figura 5.8 Gráfica de Re3 vs K₃ para el cruce de D = 19 mm

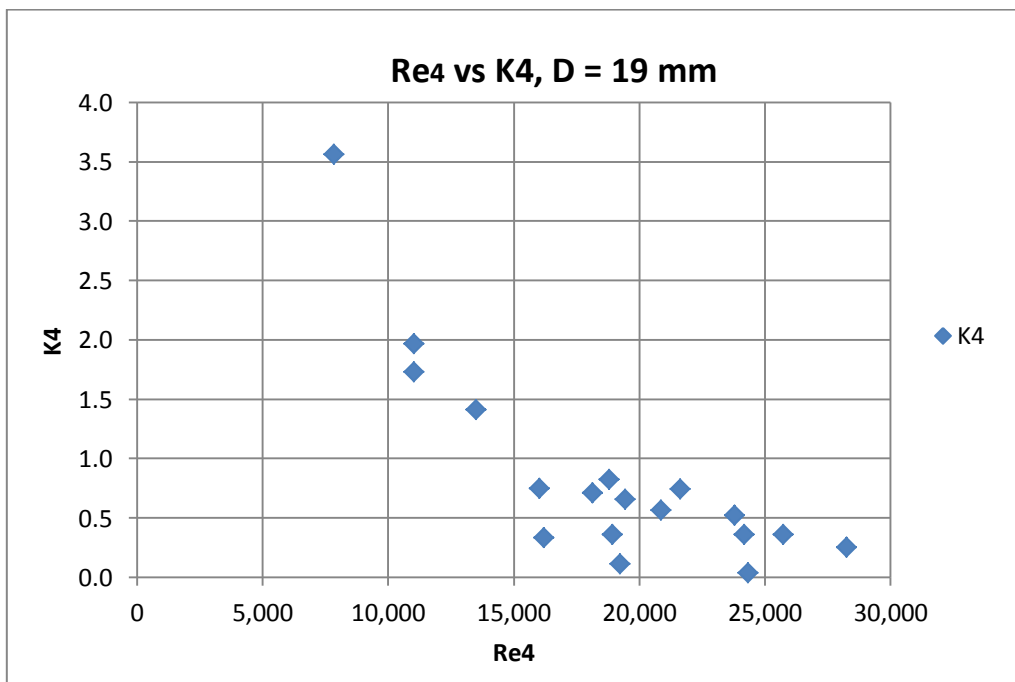


Figura 5.9 Gráfica de Re4 vs K₄ para el cruce de D = 19 mm

MODELO EXPERIMENTAL Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Aun cuando la relación individual de los Re_i con los K_i , fuera independiente de las posibles combinaciones de entrada, se encontró que al hacer una relación entre un Re de salida, con uno de entrada, y graficarla contra los coeficientes de pérdidas, la nube de puntos se acomodaba mejor que en el primer caso, para los dos diámetros estudiados (13 mm y 19 mm). En las Figuras 5.10 a 5.13, se reportan estas gráficas, en las que se ha trazado una línea indicando la tendencia aproximada de los puntos. En ellas se relaciona K_3 contra la relación Re_3/Re_1 , y K_4 contra Re_4/Re_2 . Nótese que en ambos cocientes, se relaciona el Re de cada entrada con el de la salida perpendicular a ella.

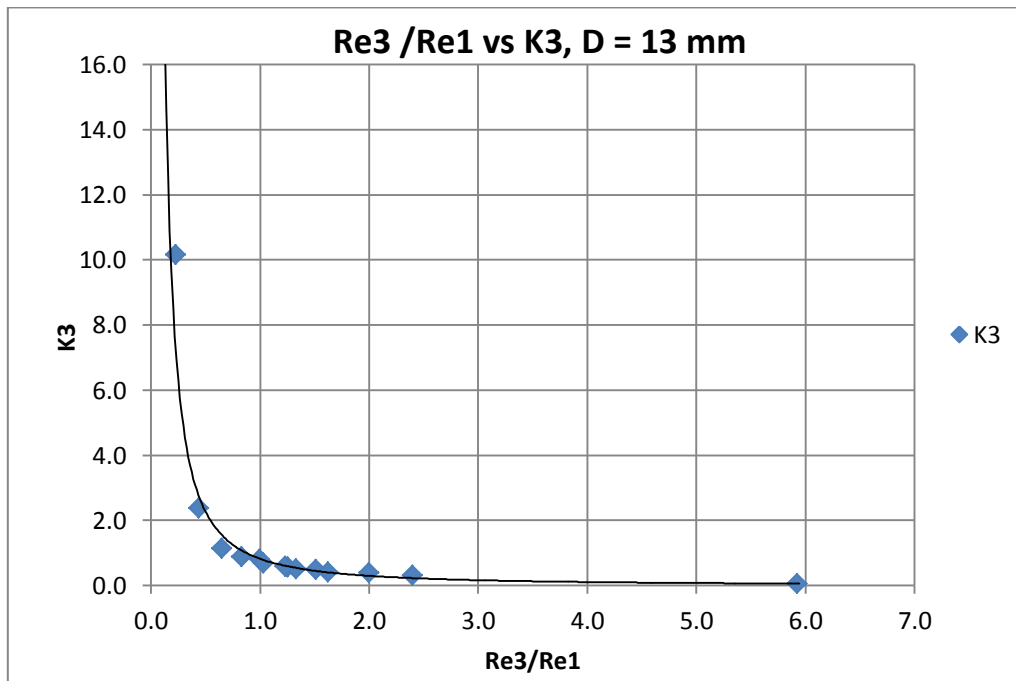


Figura 5.10 Gráfica de Re_3/Re_1 vs K_3 para el cruce de $D = 13$ mm

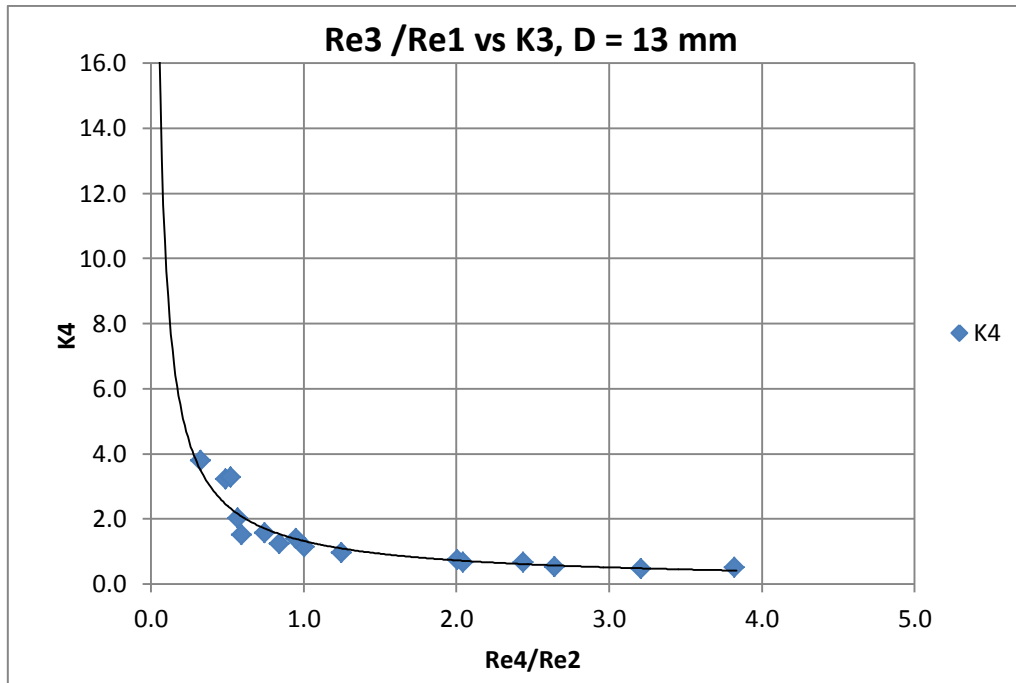


Figura 5.11 Gráfica de Re_4/Re_2 vs K_4 para el cruce de $D = 13$ mm

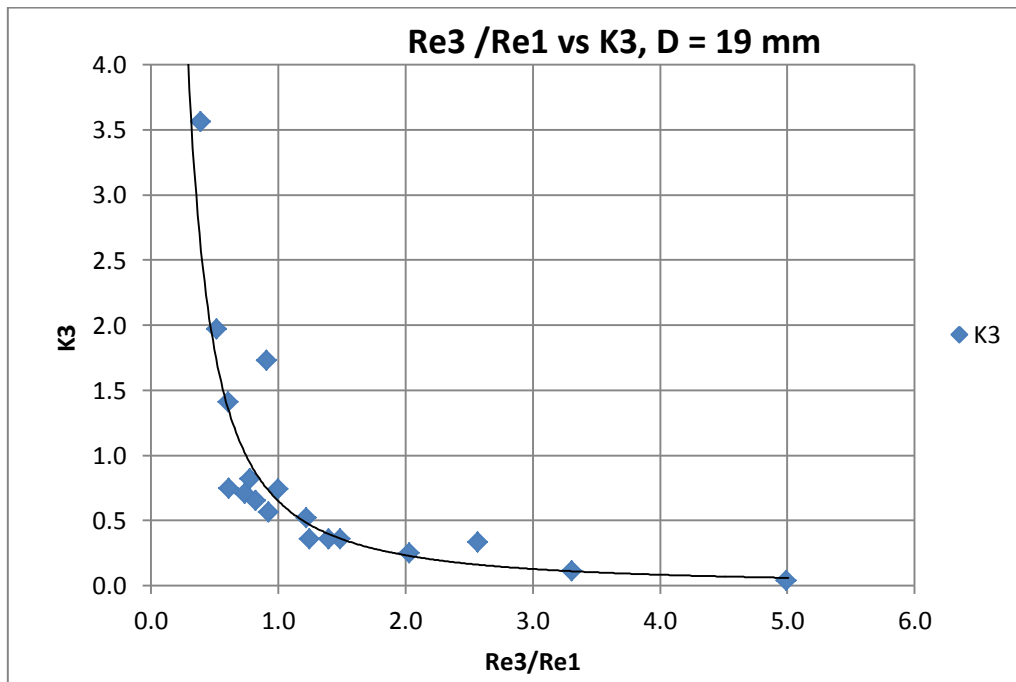


Figura 5.12 Gráfica de Re_3/Re_1 vs K_3 para el cruce de $D = 19$ mm

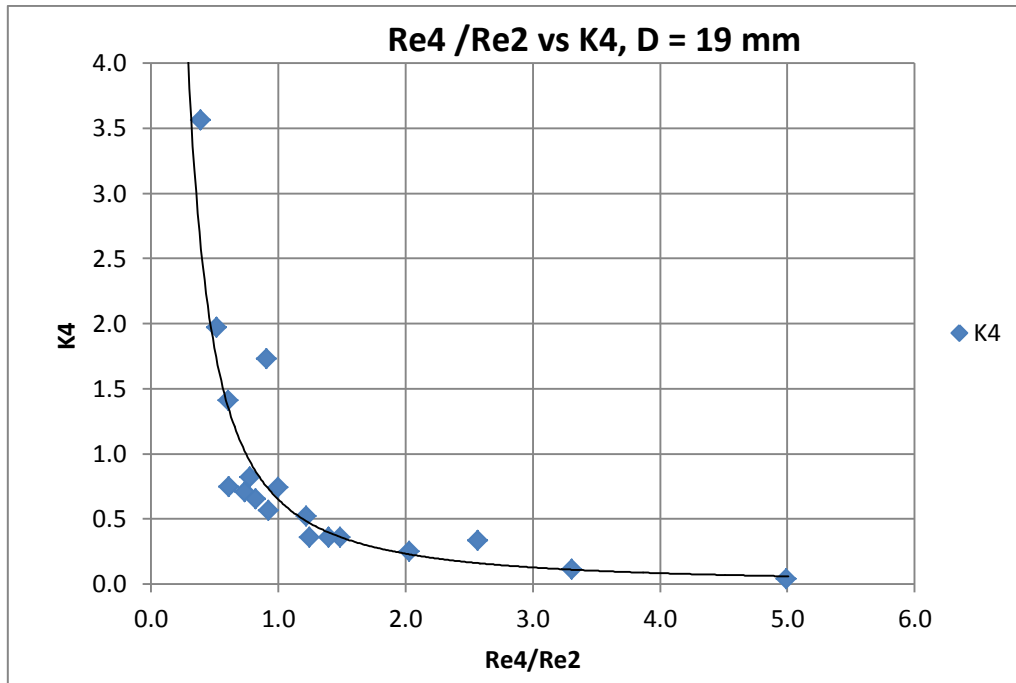


Figura 5.13 Gráfica de Re4/Re2 vs K4 para el cruce de D = 19 mm

Líneas de tendencia

Las líneas de tendencia mostradas en las gráficas anteriores, corresponden a las curvas de mejor ajuste, de entre varios tipos analizados. Por la tendencia general de los puntos, era necesario considerar curvas que tuvieran las siguientes características: asintótica al eje de las ordenadas, monótona decreciente, cóncava hacia arriba y asintótica a alguna recta paralela al eje de las abscisas. Se ajustaron entonces funciones exponenciales negativas y potenciales inversas de varios tipos, siendo en todos los casos las segundas, las que presentaron mejores resultados. El parámetro empleado para evaluar la calidad de los ajustes fue el coeficiente de determinación, R², encontrado en cada proceso. La forma general de las funciones con mejor ajuste presentaba la siguiente forma:

$$K_{ajust} = \frac{a}{\left(\frac{Re_{sal}}{Re_{ent}} + b\right)^c} + d \tag{5.9}$$

Donde los coeficientes a, b, c y d, representan los parámetros a estimar mediante el proceso de ajuste. La Tabla 5.2 contiene las expresiones de las curvas mostradas en las Figuras 5.10 a 5.13, correspondientes a los diámetros de 13 mm y 19 mm. Para cada caso se presenta también el valor del coeficiente de determinación.

Tabla 5.2 Ecuaciones de ajuste para los coeficientes de pérdidas K para 13 mm y 19 mm

Diámetro	Figura	Coef. pérdida	Ecuación de mejor ajuste	R ²
13 mm	5.10	K3	$K_{3ajust} = \frac{0.56}{\left(\frac{Re_3}{Re_1} - 0.15\right)^{1.14}} - 0.06$	1.00

MODELO EXPERIMENTAL Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

13 mm	5.11	K4	$K_{4ajust} = \frac{22.22}{\left(\frac{Re_4}{Re_2} + 1.17\right)^{4.53}} + 0.53$	0.91
19 mm	5.12	K3	$K_{3ajust} = \frac{0.70}{\left(\frac{Re_3}{Re_1} - 0.34\right)^{0.56}} - 0.24$	0.87
19 mm	5.13	K4	$K_{4ajust} = \frac{7.82}{\left(\frac{Re_4}{Re_2} + 0.83\right)^{4.31}} + 0.10$	0.81

Los valores obtenidos de R^2 son muy cercanos a la unidad, esto reafirma que existe una tendencia clara de los puntos, y que los valores de los coeficientes de pérdidas locales K_i , son bien explicados por las relaciones $(Re_{salida}/Re_{entrada})$.

Ejemplo de aplicación

Con el propósito de mostrar el procedimiento sugerido para el cálculo de las pérdidas locales ocasionadas por cruces de tuberías, mediante el uso de las ecuaciones obtenidas en este capítulo, se presenta un ejemplo ilustrativo. En base a éste se podrán obtener algunas conclusiones interesantes, y que se plasmarán en el capítulo final.

A dos lados adyacentes de un cruce de tuberías de PVC con un diámetro de $D = 13\text{mm}$, llegan dos tuberías de 4.0 m de longitud, que transportan gastos de 0.416 l/s y 0.277 l/s. Los dos tubos de salida tienen longitudes de 3.5 m y 3.0 m. De tal forma que el 76% del total del gasto fluye a través del tramo más largo, ubicado perpendicularmente al que abastece 0.416 l/s. El esquema en el cual se adoptó la nomenclatura propuesta en la tesis, se observa en la Figura 5.6.

Se pretende estimar los coeficientes de pérdidas locales de carga en los dos tramos de salida 3 y 4, debidas a la presencia del cruce, usando las ecuaciones para K_3 y K_4 para cruces de tuberías de 13mm.

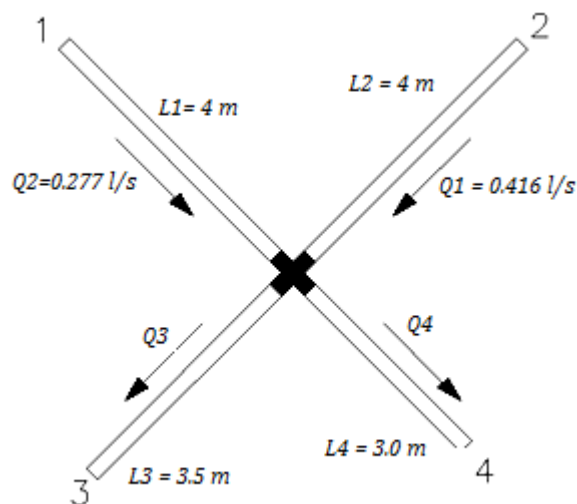


Figura 5.6 Cruces de tuberías del ejemplo

MODELO EXPERIMENTAL Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

El gasto total Q_T que llega al cruce a través de los tramos 1 y 2 es:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 = 0.416l/s + 0.277l/s = 0.693l/s$$

De modo que los gastos de salida del *cruce*, correspondientes a los tramos 3 y 4, son:

$$Q_3 = 0.76 * Q_T = 0.527l/s$$

$$Q_4 = Q_T - Q_3 = 0.166l/s$$

Las relaciones requeridas para el uso de las expresiones y gráficos de contorno, son las siguientes:

$$\frac{Re_3}{Re_1} = \frac{Q_3}{Q_1} = \frac{0.527}{0.416} = 1.27$$

$$\frac{Re_4}{Re_2} = \frac{Q_4}{Q_2} = \frac{0.166}{0.277} = 0.60$$

Usando las dos primeras ecuaciones de la Tabla 5.2 para obtener los coeficientes de pérdidas locales K_3 y K_4 , se tiene:

$$K_3 = \frac{0.56}{\left(\frac{Re_3}{Re_1} - 0.15\right)^{1.14}} - 0.06 = \frac{0.56}{(1.27 - 0.15)^{1.14}} - 0.06 = \mathbf{0.43}$$

$$K_4 = \frac{22.22}{\left(\frac{Re_4}{Re_2} + 1.17\right)^{4.53}} + 0.53 = \frac{22.22}{(0.60 + 1.17)^{4.53}} + 0.53 = \mathbf{2.20}$$

Finalmente, y para hacer énfasis en la importancia de estimar las pérdidas locales en algunos tipos de redes, se compararon éstas con las pérdidas de fricción de las dos tuberías de salida. En la tabla 5.3 se presentan las pérdidas por fricción para cada tramo del cruce de tuberías.

Tabla 5.3 Pérdidas por fricción para cada tramo del cruce de tuberías

Tubería	L(m)	Q (l/s)	V (m/s)	$V^2/2g$ (m)	Re (adim) ¹	f (adim)	h_f (m)
1	4.0	0.416	1.72	0.09	30,246	0.0236	0.47
2	4.0	0.277	1.15	0.06	20,164	0.0260	0.35
3	3.5	0.527	2.18	0.11	38,312	0.0224	0.50
4	3.0	0.166	0.69	0.04	12,098	0.0296	0.18

La comparación de pérdidas locales y de fricción se incluye en la tabla 5.4.

Tabla 5.4 Comparación entre las pérdidas por fricción y locales para las tuberías de salida

Tubería	K	$V^2/2g$ (m)	h_k (m)	h_f (m)	h_k / h_f
3	0.60	0.11	0.07	0.50	13%
4	2.14	0.04	0.08	0.18	42%

Como puede observarse, en el caso de la tubería 4, las pérdidas locales son del orden del 42% de las pérdidas de fricción, y aunque podría pensarse que su valor neto es muy pequeño como para representar algún peligro, debe tenerse en cuenta que pueden existir varios cruces de estos en la red, y su efecto combinado podría llegar a perjudicar el buen funcionamiento de la red.

¹ Se tomó como viscosidad cinemática del agua, la correspondiente a 20°C. $\nu = 1.00 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES

De acuerdo a lo expuesto en este trabajo, se llevaron a cabo pruebas experimentales para determinar los coeficientes K de las pérdidas en cruces en una red de tuberías con características geométricas conocidas, cabe mencionar las siguientes aclaraciones:

- Para los estudios se emplearon dos cruces de tubería, de PVC de diámetros interiores de $\frac{1}{2}$ " (13mm) y $\frac{3}{4}$ " (19mm).
- Cada cruce estaba compuesto por cuatro tramos perpendiculares de igual diámetro. En ningún momento se emplearon cruces con diámetros combinados.
- El dispositivo experimental tenía la posibilidad de variar los gastos de entrada y de salida de los cruces, de tal forma que los flujos generados estuvieron dentro de un intervalo del número de Reynolds comprendido entre 4,000 y 40,000.
- Las pérdidas por fricción en la vecindad del cruce no fueron despreciadas, y se estimaron mediante la ecuación de Darcy-Weisbach.

Adicionalmente a estas aclaraciones, es bueno mencionar que los coeficientes de pérdidas locales, K , calculados en la forma indicada en el capítulo 5, y reportados en forma de ecuaciones, partieron de la suposición de un coeficiente K por cada tramo de salida de los cruces. Entonces, para el caso de alimentación doble o flujo perpendicular se estimaron dos coeficientes, K_3 y K_4 .

El enfoque adoptado (una K por cada salida) y que puede observarse en las gráficas de dispersión presentadas en el capítulo 5. Pese a que las primeras gráficas, que relacionan K con su respectivo Re , parecen indicar una tendencia, que disminuye el valor del coeficiente a medida que aumenta Re , para luego estabilizarse en un valor constante, sería muy arriesgado concluir que esto siempre suceda así. Si bien, los puntos de la gráfica indican dicha tendencia, presentan una dispersión que no puede desestimarse; además, el máximo número de Reynolds considerado, no fue superior a 40,000, por lo que predecir el comportamiento más allá de este número sería un poco especulativo.

Sin embargo, al usar la relación del número de Reynolds a la entrada y a la salida del cruce Re_{sal}/Re_{ent} , en lugar de sólo el número de Reynolds a la salida, como variable dependiente, se evidenciaba que la dispersión de los datos disminuía, por lo menos para los diámetros estudiados.

Para este estudio en particular, se descubrieron relaciones interesantes entre los coeficientes de pérdidas menores K , de las dos salidas, con las proporciones obtenidas al dividir el Re respectivo, por el de su entrada ortogonal. En las gráficas, se observaba una clara tendencia que se conservaba de un diámetro a otro, y que indicaba que K , que era grande para relaciones (Re_{sal}/Re_{ent}) pequeñas, disminuía y tendía a volverse constante para valores aproximadamente superiores a 2.0, es decir, para cuando el gasto de salida era superior, por lo menos en 2.0 veces, al gasto de su entrada ortogonal.

CONCLUSIONES

Basados en las gráficas (Figuras 5.10 a 5.13), se estimaron ecuaciones que permitieran el cálculo directo del coeficiente K , de acuerdo a las relaciones de flujo entre salida y entrada, para cada diámetro y para cada uno de los coeficientes K_3 y K_4 .

Recomendaciones para futuras investigaciones

Finalmente, para futuras investigaciones, podrían tomarse en cuenta cruces de tuberías en materiales diferentes al PVC, aunque en general las pérdidas locales son producto exclusivo de la turbulencia sería interesante ver la influencia del material en las relaciones encontradas, también podrían hacerse futuras pruebas con diámetros mayores y con cruces reductoras. Los estudios futuros podrían verificar si las expresiones encontradas siguen siendo válidas para relaciones de Reynolds mayores a las máximas obtenidas en este trabajo. Incluso, probarlas para datos tomados con números de Reynolds mayores a los usados.

BIBLIOGRAFÍA

- Váldez, C. E., 1990. *Abastecimiento de Agua Potable, Volumen I*. México: División de Ingeniería Civil Topográfica Y Geodésica, UNAM.
- Chow, V. T., 1994. *Hidráulica de Canales Abiertos*. Santa Fé de Bogotá, Colombia: McGraw-Hill Interamericana.
- CRANE, 1992. *Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías*. México: McGraw Hill.
- Franco Hernández, L. E., 2006. *Tesis: Cálculo de Redes de Agua Potable Considerando Flujo Permanente*, Ciudad de México: Universidad Nacional Autónoma de México.
- Mataix, C., 1998. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, Ciudad de México: Shaki.
- Patiño, J. A., 2011. *Tesis: Pérdidas Menores de Energía en Redes de tubería de Agua Potable*, Ciudad de México: Universidad Nacional Autónoma de México.
- Saldarriaga, J., 2007. *Hidráulica de tuberías Abastecimiento de agua, redes, riego*.. Colombia: Alfaomega.
- Sharp, Z. B., 2009. *Energy Losses in Cross Junctions*, Logan Utah: Utah State University.
- Sotelo, G., 2002. *Hidráulica de Canales*. Primera Edición ed. Ciudad de México: Departamento de Publicaciones de la Facultad de Ingeniería, UNAM.
- Sotelo, G., 2009. *Hidráulica General*. Ciudad de México: Limusa.
- White, F. M., 1994. *Fluid Mechanics*. USA: McGraw Hill.