



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR
DE INGENIEROS INDUSTRIALES

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUÍMICA
INDUSTRIAL Y DEL MEDIO AMBIENTE

José Gutiérrez Abascal 2, 28006 MADRID, SPAIN
Tf. :+34 913363026 – FAX: +34 913363009

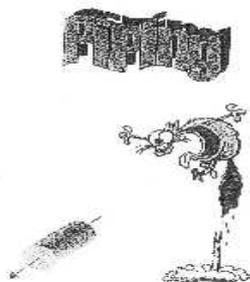


UNIVERSIDAD POLITÉCNICA
DE MADRID

OPERACIONES BÁSICAS

(Notas de clase)

Fluidos



*Profesor Asociado
Andrés Soto Agüera
Curso 2003-2004*

FLUJO POR TUBERIAS DE FLUIDOS INCOMPRESIBLES

1. Introducción

Como se expuso en el capítulo de introducción, todo proceso químico consta de una secuencia de operaciones básicas, que se concretan en un conjunto de equipos, diseñados específicamente para trabajar en unas determinadas condiciones de proceso. Todos estos equipos están interconectados por corrientes, por las que circulan las distintas especies químicas presentes en el proceso.

Los modelos anteriormente expuestos para la resolución de los balances de materia y energía, nos permitirán evaluar los flujos de cada componente en las corrientes, así como su contenido energético mediante la definición de su temperatura, supuesta conocida la fase y presión de cada corriente. Toda la información producida en esta etapa, habrá sido recogida en la correspondiente tabla de corrientes. Una vez definidos los flujos de éstas, el adecuado funcionamiento del proceso requiere diseñar los sistemas de tuberías por los que circularán los flujos, transmitiendo materia y energía entre los equipos del proceso. Si el diseño de estos sistemas no es adecuado, los equipos, y, por tanto, el conjunto del proceso, no funcionarán correctamente. Esto último, unido al elevado coste de inversión que estos sistemas pueden llegar a significar, que en algunos procesos químicos puede alcanzar hasta el 30% de la inversión total, hace que este tema sea de gran importancia en el diseño y la operación de procesos químicos.

El enfoque en la presente asignatura es complementario al contenido de la asignatura de Mecánica de Fluidos, ya que aquí se aborda bajo la perspectiva del proceso químico, con un mayor énfasis en el aspecto práctico del tema.

2. Ecuaciones básicas en el flujo por tuberías

Hasta ahora, se han aplicado los principios básicos de conservación de la masa y de conservación de la energía a un determinado sistema (entendiendo a éste como al fluido contenido en cierto entorno), para el análisis y solución de los problemas de flujo por las corrientes.

En el caso de la aplicación del principio de conservación de la energía, la formulación general, para un sistema abierto y en estado estacionario (sin variación en el tiempo), fue:

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \sum_{\substack{\text{corr.} \\ \text{salida } j}} F_j (\hat{H}(w, T, P, \pi) + gz + \frac{1}{2}u^2)_j - \sum_{\substack{\text{corr.} \\ \text{entr. } i}} F_i (\hat{H}(w, T, P, \pi) + gz + \frac{1}{2}u^2)_i$$

Esta ecuación, para el caso de una única corriente de entrada y salida, por tanto, flujo másico de entrada igual a salida, y sistema en estado estacionario, se puede expresar como:

$$\Delta H + g\Delta z + \frac{1}{2}\Delta u^2 = Q - W$$

La utilización de esta ecuación, para los balances de entalpía, se hizo asumiendo la simplificación de despreciar los términos de energía cinética y potencial (así como otras formas de energía, como la nuclear, electromagnética, etc.). La energía debida a la presión de la corriente se consideró dada, y está asociada a una de las componentes energéticas señalada como variable del sistema, que es la cantidad de “trabajo” o energía requerida para “inyectar” una unidad de masa del fluido en el sistema, o para extraerla del sistema, a una presión dada.

Por la definición de sistema abierto, la energía cruza los límites del sistema, además de por las corrientes de flujo, en forma de flujo de calor (Q), resultado de una diferencia de temperaturas, y de “trabajo” (W). La componente de trabajo suele denominarse “trabajo al eje”, ya que está normalmente asociado al trabajo transmitido desde o hacia el sistema por medio de un eje, tal como el de una bomba, compresor, agitador o turbina.

Si bien, como se ha resaltado, los convenios de signos para el calor y trabajo son arbitrarios, el calor suele tomarse como positivo cuando es añadido al sistema. Sin embargo, para el trabajo se sigue un criterio de ingeniería, asociado al “valor”. Si el trabajo es extraído del sistema es positivo, simplemente porque podría “venderse” y así significar un ingreso, mientras que si debe añadirse (como en una bomba), su signo es negativo porque implica un “coste” (debe adquirirse).

Volviendo a la expresión general anterior de balance de energía, el supuesto de despreciar las formas de energía no asociadas a la temperatura es razonable si en el sistema considerado se produce un cambio de temperatura significativo, pero si la diferencia es muy pequeña, la única fuente de “calor”, es la disipación interna (irreversible) de energía mecánica en energía térmica, o “fricción”. El origen de esta pérdida por fricción F es el trabajo irreversible para vencer a fuerzas intermoleculares entre los “elementos de fluido”, bajo condiciones dinámicas (no en equilibrio).

Mediante consideraciones termodinámicas, se puede evaluar esta pérdida, considerando el incremento de entropía del sistema, ya que en este caso:

$$\text{Sistema en equilibrio : } dU = TdS - Pd\left(\frac{1}{\rho}\right) \text{ y } TdS = dQ$$

$$\text{Sistema no en equilibrio : } TdS > dQ$$

Y si representamos por dF la energía irreversible asociada a la separación del equilibrio, extraída como energía mecánica que se convierte a energía térmica, se tiene la expresión de la energía interna:

$$TdS = dQ + dF \rightarrow dU = dQ + dF - Pd\left(\frac{1}{\rho}\right)$$

Si ahora introducimos esta ecuación en la definición de entalpía, expresada en función de la energía interna como:

$$dH = dU + d\left(\frac{P}{\rho}\right)$$

Llegamos a la siguiente expresión:

$$dH = dU + d\left(\frac{P}{\rho}\right) = dQ + dF + \frac{dP}{\rho}$$

Sustituyendo esta expresión de la entalpía en la ecuación de balance general de energía, en forma diferencial, se tiene:

$$\frac{dP}{\rho} + gdz + VdV + dW + dF = 0$$

Esta ecuación, integrada sobre una línea de corriente desde la entrada a la salida del sistema, da lugar a la llamada *ecuación de Bernouilli*:

$$\int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho} + g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2) + dW + dF = 0$$

A esta misma ecuación se puede llegar mediante la aplicación del principio de conservación de la cantidad de movimiento (consúltese el contenido de la asignatura de Mecánica de Fluidos), en cuyo caso el término F viene dado por:

$$F = \int_L \left(\frac{\tau_w W_p}{\rho A} \right) dx$$

En esta fórmula dx es el elemento diferencial de longitud del tramo de tubería, de longitud total L , sobre el que se aplica la ecuación de la cantidad de movimiento, τ_w es el esfuerzo ejercido por el fluido sobre la pared de la tubería, y W_p el perímetro de la pared en la sección transversal mojada por el fluido (el perímetro mojado). Para un conducto uniforme y flujo estacionario:

$$F \cong \frac{\tau_w W_p L}{\rho A} = \frac{\tau_w}{\rho} \left(\frac{4L}{D_h} \right)$$

Se define D_h como el diámetro hidráulico, válido para cualquier sección transversal:

$$D_h = 4 \frac{A}{W_p}$$

Para sección circular este diámetro es idéntico al diámetro del tubo.

Así pues, aunque se llega en todo caso a la misma ecuación de Bernouilli, se constata que hay diversas maneras de interpretar el término F . Desde el balance de energía, la interpretación de este término es la energía disipada en efectos irreversibles. Desde el balance de cantidad de movimiento, está relacionado con el esfuerzo cortante sobre la tubería, y, por tanto, el trabajo a realizar para vencer la resistencia al flujo. Estas dos interpretaciones son ambas correctas y equivalentes.

No obstante, los balances de energía y cantidad de movimiento conducen a resultados equivalentes en este caso especial de flujo unidimensional, completamente desarrollado, en tramos lineales de tubo, lo cual es una excepción y no la regla.

Cuando el fluido es incompresible (densidad constante), la ecuación de Bernouilli, también llamada ecuación de balance de energía mecánica, puede expresarse como:

$$\frac{\Delta P}{\rho} + g\Delta z + \frac{1}{2}\Delta u^2 + F + W = 0$$

Evidentemente si el fluido está estático, $F = u = W = 0$ y la anterior ecuación se reduce a la ecuación básica de la estática de fluidos, para un fluido incompresible. *Para gases*, cuando el cambio de presión es tal que la densidad no varía más de un 15%, puede aplicarse la ecuación de flujo incompresible con una razonable precisión, utilizándose un valor medio de la densidad.

Nótese que si cada término de la anterior ecuación se divide por g , todos los términos tendrán dimensión de longitud. Se suele denominar a esta forma de la ecuación, la de “*cargas*”, dado que cada término representa la energía potencial equivalente de una columna estática de fluido de una altura dada. Se tiene entonces:

$$\text{Carga (altura) de presión:} \quad -\frac{\Delta P}{\rho g} = H_p$$

$$\text{Carga estática:} \quad -\Delta z = H_z$$

$$\text{Carga de velocidad:} \quad \frac{\Delta u^2}{2g} = H_u$$

$$\text{Carga de fricción:} \quad \frac{F}{g} = H_f$$

$$\text{Carga de trabajo (o bomba):} \quad -\frac{W}{g} = H_w$$

En la anterior ecuación se ha supuesto que la velocidad del fluido u en un punto dado es la misma para todos los elementos de fluido en una sección transversal dada de la corriente de flujo. Sin embargo, esto no es riguroso en conductos, ya que la velocidad es próxima a cero cerca de la pared

de la tubería, y se incrementa con la distancia a la pared. Se tiene en cuenta este efecto mediante un factor de variación de la energía cinética α , factor de corrección que se aproxima a 1 para flujo turbulento y menor que 1 para laminar. La carga de velocidad es: $\alpha \frac{\Delta u^2}{2g}$

3. El coeficiente de pérdidas por fricción

Si observamos la ecuación de Bernoulli, vemos que el término de pérdidas por fricción puede hacerse adimensional, simplemente dividiendo por la energía cinética por unidad de masa del fluido. El resultado es *el coeficiente adimensional de pérdidas por fricción, K_f* :

$$K_f \equiv \frac{F}{u^2 / 2}$$

Se puede definir un coeficiente de pérdidas para cualquier elemento o accesorio de la tubería que ofrece una resistencia al paso del fluido, tales como codos, válvulas, etc. La pérdida total por fricción será simplemente la suma de todas estas pérdidas: $\sum_i (K_{f_i} u^2 / 2)$.

Por otro lado, el esfuerzo sobre la pared de la tubería puede también, de la misma manera hacerse adimensional. El resultado se conoce como *factor de fricción de Fanning, f* :

$$f = \frac{\tau_w}{\rho u^2 / 2}$$

Otra definición muy usada es un múltiplo de este factor de Fanning, que es el *factor de fricción de Darcy, λ* , que es igual a $4f$. Debe conocerse cuál de las dos definiciones se utilizan.

Dado que la pérdida por fricción de pared y el esfuerzo de pared están relacionadas, el coeficiente de pérdidas por fricción está relacionado con el factor de fricción de Fanning para tuberías por:

$$K_f = \frac{4fL}{D_h}$$

4. Régimen de flujo

El experimento de Reynolds en 1883 puso de manifiesto la existencia de dos condiciones claramente diferenciadas en la circulación de fluidos por tuberías, *el régimen laminar y el régimen turbulento*. En *régimen laminar*, las partículas de fluido circulan en trayectorias paralelas, no hay mezcla macroscópica del fluido, y el único mecanismo de transporte de materia, energía y cantidad de movimiento es el transporte molecular; por el contrario, en *régimen turbulento*, las partículas y porciones macroscópicas de fluido (que circulan a mayor velocidad) se entremezclan al azar,

desplazándose en todas direcciones, por lo que el transporte tiene en este caso una contribución adicional, superpuesta al transporte molecular, que es la dominante: el transporte turbulento.

Reynolds definió un número adimensional, que lleva su nombre, y que reúne las variables que determinan cuándo existe régimen laminar o régimen turbulento:

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu}$$

siendo u la velocidad media del fluido (cociente entre el caudal volumétrico y la sección de paso), D el diámetro de la conducción, ρ y μ la densidad y viscosidad del fluido. Físicamente el número de Reynolds representa el cociente entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de rozamiento viscoso.

$$Re = \frac{\rho u^2}{\mu u / D}$$

Aunque la velocidad crítica para la que el régimen deja de ser laminar puede ser distinta, según el fluido y la conducción de que se trate, el valor crítico correspondiente del número de Reynolds es siempre el mismo ($Re_{crítico} = 2.300$ para conducciones cilíndricas) y permite, por tanto, generalizar de la siguiente manera:

$Re < 2.300$	régimen laminar
$2.300 < Re < 10.000$	régimen de transición
$Re > 10.000$	régimen turbulento

5. Cálculo de pérdidas de carga en sistemas de tuberías

La aplicación de la ecuación de balance de energía mecánica expuesta anteriormente, permite resolver los problemas básicos que se presentan en el diseño de tuberías, dependiendo de los datos conocidos y lo que se desea calcular. Los problemas típicos son: “fuerza motriz desconocida”, “caudal desconocido”, y “diámetro desconocido”. Un problema adicional, interesante en plantas de proceso químico, es la determinación del *diámetro óptimo* (más económico) de una tubería.

Antes de describir el proceso de cálculo en cada uno de los casos, un cálculo básico es el de la pérdida de carga total en un determinado sistema de tuberías.

Para una longitud dada de tubería de diámetro constante y caudal constante, por tanto, sin variación de velocidad, sin presencia de trabajo mecánico (bomba) $W = 0$, y elevación constante $\Delta z = 0$, la ecuación de balance queda solamente con las pérdidas por fricción:

$$\Delta P_f = \lambda \rho \frac{L u^2}{D} = 4f\rho \frac{L u^2}{D} \quad (1)$$

ΔP_f : pérdida de carga por fricción, en unidades S.I. N/m².

λ : factor de fricción de Darcy, que es igual a 4 veces el factor f de Fanning.

ρ : densidad del fluido en kg/m³.

L : longitud de la tubería en metros.

D : diámetro interior de la tubería en metros.

u : velocidad del fluido en m/seg.

g : aceleración de la gravedad = 9,8 m/seg².

Las pérdidas de presión por fricción en tuberías (pérdidas de carga) se calculan con la anterior fórmula, denominada de *Darcy Weisbach*, que proporciona resultados suficientemente rigurosos para líquidos newtonianos, y también para gases, con la restricción anteriormente mencionada. Las pérdidas de carga en tuberías están determinadas por las propiedades físicas del fluido, densidad y viscosidad, el material de las tuberías, diámetro interior y rugosidad, y las válvulas y accesorios presentes en ella. Esta fórmula, también se puede expresar en metros de columna de fluido (carga de fricción), teniendo en cuenta que:

$$\Delta P_f = H_f \rho g \quad \text{y entonces } H_f \text{ (m.)} = \lambda \frac{L}{D} \frac{u^2}{2g} = 4f \frac{L}{D} \frac{u^2}{2g}$$

Además de la pérdida por fricción superficial en la longitud de tubería, es necesario incluir las pérdidas en válvulas, accesorios, vórtices, contracciones. Para ello, se utilizan los coeficientes de pérdida (cargas de velocidad), ver tabla adjunta, según el accesorio de que se trate, y así el término de pérdidas por fricción en la ecuación de balance mecánico resulta:

$$\sum F = \left(4f \frac{L}{D} + \sum K_f\right) \frac{u^2}{2}$$

Un método alternativo, muy práctico, consiste en utilizar una longitud equivalente de tubería que de la misma pérdida de carga que el elemento en cuestión, que viene tabulada como $(L/D)_{\text{equiv}}$, y sumándola a la longitud de la línea. En el siguiente artículo se discuten los distintos métodos: *Ron Darby (Chemical Engineering, Julio 1999)*.

6. Cálculo del Factor de fricción

El cálculo del factor de fricción requiere en primer lugar conocer el régimen de flujo, mediante el *número de Reynolds*, como se ha expuesto anteriormente.

Para *régimen laminar*, es decir, $Re < 2.300$, el factor de fricción se deriva de la fórmula de Hagen-Poiseuille, y es:

$$4f = \lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$

Para *régimen turbulento*, $\text{Re} > 2.300$, el factor de fricción se suele obtener de forma gráfica, mediante el conocido *diagrama de Moody*.

En el diagrama de Moody se representa el coeficiente de pérdidas de fricción en tuberías como función del número de Reynolds y el *coeficiente de rugosidad de la tubería*, que es un dato característico del material y estado de la superficie interior de la tubería, y es igual a : *coeficiente de rugosidad* = e/D , e rugosidad en metros y D , diámetro interior, o diámetro equivalente para conductos no circulares, también en metros. El valor más usual para la rugosidad es 0,045 mm, para tuberías de acero comercial.

Este diagrama es utilizado en los cálculos numéricos, pero también nos permite también entender de forma intuitiva el concepto de las pérdidas de carga. Por ejemplo, se observa que el factor de fricción se incrementa con el coeficiente de rugosidad. También se observa que este factor permanece constante a elevados números de Reynolds, existiendo una zona de transición, indicada en el diagrama, donde comienza a ser variable.

En la página siguiente se adjunta el diagrama de Moody. El diagrama de Moody, está basado en la ecuación de *Colebrook y White*:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4 \log\left(\frac{e}{3,7D} + \frac{1,255}{\text{Re}\sqrt{f}}\right) \quad \text{siendo } f \text{ el factor de Fanning}$$

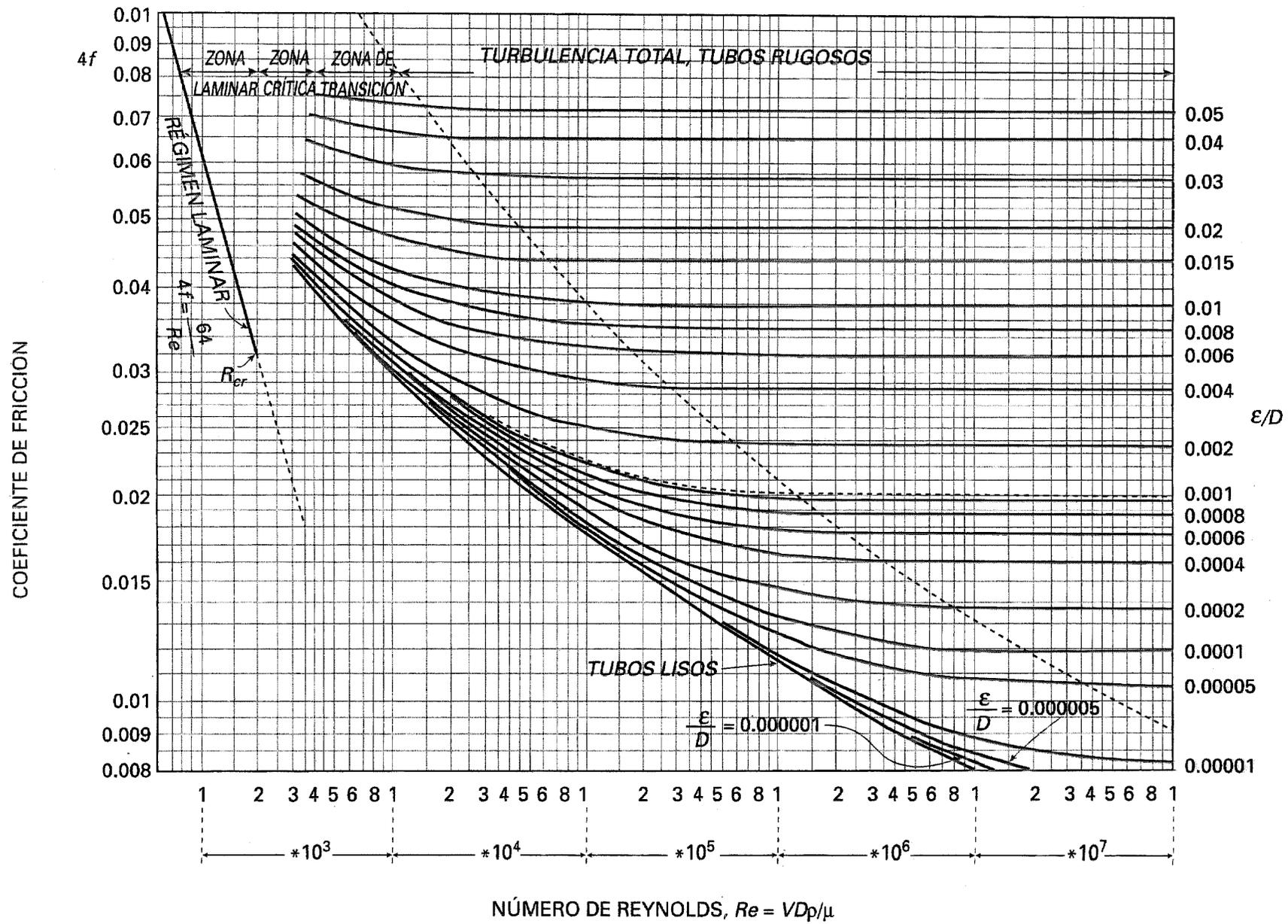
Esta fórmula es útil para el cálculo analítico del factor de fricción, pero tiene el inconveniente de necesitar cálculo iterativo, al estar f en los dos lados de la igualdad.

Una ecuación más adecuada para cálculo analítico (por ejemplo, muy útil para una hoja de cálculo Excel), válida para cualquier régimen de flujo, es decir, cualquier número de Reynolds, es la debida a *Churchill* (*Chemical Engineering Nov, 7, 1977*), que tiene la ventaja de ser explícita en f :

$$\lambda = 4f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}}\right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12}$$

Los coeficientes A y B vienen dados por las siguientes fórmulas:

$$A = \left[2,457 \ln\left(\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}}\right)^{0,9} + \frac{0,27e}{D}}\right) \right]^{16} \quad \text{y} \quad B = \left(\frac{37530}{\text{Re}}\right)^{16}$$



7. Curva característica del sistema

Si suponemos flujo turbulento el factor de fricción es aproximadamente constante. Cuando en el sistema constituido por la tubería con sus accesorios, se contemplan cambio de condiciones de proceso que involucren al mismo fluido, el diámetro y la longitud equivalente de la tubería no varía. La ecuación (1) describe cómo varía la pérdida de presión en una longitud dada de este sistema con el caudal o la velocidad.

La representación de ΔP versus la velocidad, resulta una parábola que pasa por el origen. Si, por ejemplo, existe un cambio de elevación, la ecuación anterior presentará un término adicional, y la parábola no pasará por el origen.

Esta gráfica se denomina *curva característica del sistema*, y resulta de gran utilidad, junto con la curva característica de la bomba, en su caso, para la evaluación de la respuesta del sistema a variaciones del flujo.

8. Pérdidas de carga y factor de fricción en el flujo de gases

Las ecuaciones y método de cálculo de pérdidas de carga y factores de fricción en flujo turbulento de líquidos incompresibles, pueden también aplicarse a gases siempre que la variación de densidad (o presión) no sea superior al 10-15%. En este caso, se tomará para el cálculo una densidad media, y el error que se comete está dentro de los límites de incertidumbre del cálculo del factor f . Así pues

la ecuación quedará: $p_1 - p_2 = \frac{4fLG^2}{D 2 \rho_{med}}$, donde ρ_{med} es la densidad a $p_{med} = \frac{p_1 + p_2}{2}$

También el Reynolds que se emplea es DG/μ , donde G (gasto o caudal másico por unidad de superficie) está en $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ y es una constante independiente de la variación de densidad y velocidad del gas. La ecuación de la pérdida de carga para gases se suele expresar para flujo laminar y turbulento, en unidades SI como:

$$p_1^2 - p_2^2 = \frac{4fLG^2 RT}{DM}$$

Donde R, constante de los gases es 8.314,3 J/ mol. °K y M es el peso molecular.

Para cambios de presión superiores a 10-15%, tiene lugar el flujo compresible, y es preciso emplear las oportunas ecuaciones y método de cálculo.

9. Efecto de la transferencia de calor en el factor de fricción

El factor de fricción hasta ahora calculado se basa en un flujo isoterma. Cuando un fluido se calienta o enfría, el gradiente de temperatura causará un cambio en las propiedades físicas del fluido, especialmente en la viscosidad. En cálculos de ingeniería se suele utilizar el método de *Sieder y Tate*, para el factor de fricción en flujo no-isoterma de líquidos y gases.

- Se calcula la temperatura media, y con ella la viscosidad μ_m y el correspondiente Reynolds, y se obtiene f .
- Para una temperatura de pared t_w se calcula la correspondiente viscosidad μ_w .
- Se calcula el siguiente factor de corrección, según el caso:

$$\varphi = \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{0,17} \quad (\text{calentamiento}) \quad \text{Re} > 2100$$

$$\varphi = \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{0,11} \quad (\text{enfriamiento}) \quad \text{Re} > 2100$$

$$\varphi = \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{0,38} \quad (\text{calentamiento}) \quad \text{Re} < 2100$$

$$\varphi = \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{0,23} \quad (\text{enfriamiento}) \quad \text{Re} < 2100$$

- El factor de fricción final se obtiene dividiendo f por el factor de corrección.

Obsérvese que cuando el líquido se calienta, φ es mayor que 1 el f final se reduce.

10. Criterios prácticos para el diseño de tuberías

Una vez revisadas las ecuaciones empleadas en el diseño de tuberías (piping), a continuación se describen datos útiles relativos a este diseño en plantas de proceso. Sobre la base de lo expuesto, el flujo de fluidos por tuberías, queda determinado por los siguientes factores:

- Características físicas del fluido: viscosidad, densidad (para cada fase en flujo bifásico), porcentaje y tamaño de sólidos, propiedades reológicas.
- Caudal del fluido: caudal nominal de diseño, y variaciones previsibles.
- Dimensionado de la línea
- Pérdidas de carga previstas y máximas admisibles

Los factores a) y b) vienen determinados por las características y condiciones del proceso, mientras que d) está directamente relacionado con c).

Para el diseño de las líneas del proceso, es decir, la elección de su diámetro comercial, debe conocerse su longitud, además de los accesorios y valvulería que incluirán, y determinar así su “longitud equivalente”, lo cual sólo es posible si se dispone del íter conexas de los equipos, según el diagrama del proceso, su implantación y su recorrido, que se suele plasmar en un conjunto de planos, las isométricas de las tuberías.

Puesto que en las fases preliminares del diseño, no toda esta información está disponible, la selección del diámetro se basa en elegir una velocidad, que determine una pérdida de carga razonable. Algunas reglas prácticas de diseño son las siguientes:

a) Velocidades usuales

- Líneas de líquido (impulsión bombas): $V = 5 + D/3$, $\Delta P = 2 \text{ psi}/100 \text{ ft}$ (0,4 bar/100m)

- Líneas de líquido (aspiración bombas): $V = 1,3 + D/6$, $\Delta P = 0,4 \text{ psi}/100 \text{ ft}$ (0,08 bar/100m)

- Líneas de vapor o gas: $V = 20 D$, $\Delta P = 0,5 \text{ psi}/100 \text{ ft}$ (0,1 bar/100m)

En las anteriores fórmulas la velocidad está en *ft/seg* (multiplicar por 0,3 para m/seg), expresando el diámetro en *pulgadas(inch)* = 25,4 mm, lo que es habitual en los diámetros comerciales industriales. Se adjunta también una tabla con rangos habituales de velocidad de diseño para distintos servicios.

b) Longitud de línea usualmente empleada en pre-diseños: 30 metros de longitud equivalente.

c) Pérdida de carga en válvulas de control: necesitan 0,69 bar (100 psi) para un buen control, y en cualquier caso, deben disipar más de 25 – 30 % de la pérdida de carga total de la línea.

d) Tipo de válvulas de aislamiento: compuerta. Para control y cierre estanco: globo o asiento.

e) Accesorios roscados para $D < 1 \text{ inch}$ y bridas para $D > 1 \text{ inch}$, schedule habitual es 40.

Una vez completado el diseño de detalle, es preciso revisar el diseño básico, al menos en aquellas tuberías de proceso que se consideren críticas para éste, para verificar que las hipótesis básicas son consistentes con el diseño final.

Dado que las implicaciones económicas de una adecuada selección de los diámetros de las tuberías en una planta de proceso químico, son importantes, el criterio de utilizar una velocidad óptima en la que basar el diseño, ha de evaluarse convenientemente con criterios económicos. Estúdiese el procedimiento expuesto en el siguiente artículo: *Select de Optimum Pipe Size. R. W. Capps (Chemical Engineering, July 1995)*, y la aclaración que sigue.

Diámetro óptimo económico de tuberías

La selección del diámetro óptimo debe basarse en criterios económicos. En las longitudes de tuberías usualmente encontrados en las plantas químicas, el diámetro óptimo económico se calcula normalmente sobre la base de un rango óptimo de velocidades, como la tabla que se ha adjuntado.

Para casos de grandes y largas conducciones de tuberías, la elección del diámetro es una decisión fundamentalmente económica, basada en el criterio de que el incremento marginal de la inversión, debe reducir suficientemente el coste operativo, de forma que se obtenga la tasa de retorno mínima esperada.

Para aclarar este concepto económico, veamos previamente como se plantea la decisión. Si para una determinada tubería se elige el diámetro menor entre los de una primera selección, basada, por ejemplo en la velocidad, el coste de adquisición de la tubería, su montaje, los accesorios y las válvulas, se reducirá, pero puede que se incremente la inversión para la adquisición de la bomba, así como los costes de operación (consumo de energía y mantenimiento). Una decisión correcta en la etapa de proyecto no debería pues basarse únicamente en minimizar la inversión, sino también considerar los costes futuros de operación. Los flujos de efectivo descontados, es decir, traídos a valor presente, que incluyen los costes de inversión más los de operación, determinarán el llamado *coste de ciclo de vida*, en un período determinado.

El análisis debe hacerse descontando *los flujos a valor presente*. El valor presente es un concepto financiero basado en el valor del dinero en el tiempo. Se utiliza una determinada tasa de descuento para estimar la suma de dinero que se invertiría en el presente para producir unos pagos periódicos (la anualidad) durante un determinado período de tiempo en el futuro. El coste de capital es la apropiada tasa de descuento. Los valores presentes se encuentran tabulados en tablas financieras, para distintas tasas de descuento y periodos de tiempo. El factor de descuento se calcula según la fórmula:

$$DF = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}$$

En la que, i es la tasa de interés anual y n es el número de períodos (años), que componen el ciclo de vida. Por ejemplo, para $i = 10$ y $n = 10$, $DF = 6,14$. Este factor es por el que hay que calcular la suma de flujos (supuesto uniforme) anual durante los 10 años, para traerlo a valor presente.

Utilizando este análisis, se puede observar que existe un coste mínimo para un determinado diámetro, y este será el diámetro óptimo económico.

Datos de tuberías - Diámetros y Espesores de pared (mm) ANSI B36.10

DN (mm)	D.Ext.(mm)	Tubería de Acero al carbono						Tubería de Acero Inoxidable							
		Schedule de tubería						Schedule de tubería							
		40		80		160		5S		10S		40S		80S	
esp.	D.I.	esp.	D.I.	esp.	D.I.	esp.	D.I.	esp.	D.I.	esp.	D.I.	esp.	D.I.		
15	21,3	2,77	15,76	3,73	13,84	4,78	11,74	1,65	18,0	2,11	17,1	2,77	15,76	3,73	13,84
20	26,7	2,87	20,96	3,91	18,88	5,56	15,58	1,65	23,4	2,11	22,5	2,87	20,96	3,91	18,88
25	33,4	3,38	26,64	4,55	24,3	6,35	20,7	1,65	30,1	2,77	27,9	3,38	26,64	4,55	24,3
40	48,3	3,68	40,94	5,08	38,14	7,14	34,02	1,65	45,0	2,77	42,8	3,68	40,94	5,08	38,14
50	60,3	3,91	52,48	5,54	49,22	8,74	42,82	1,65	57,0	2,77	54,8	3,91	52,48	5,54	49,22
80	88,9	5,49	77,92	7,62	73,66	11,13	66,64	2,11	84,7	3,05	82,8	5,49	77,92	7,62	73,66
100	114,3	6,02	102,26	8,56	97,18	13,49	87,32	2,11	110,1	3,05	108,2	6,02	102,26	8,56	97,18
125	141,3	6,55	128,2	9,53	122,24	15,88	109,54	2,77	135,8	3,4	134,5	6,55	128,2	9,52	122,3
150	168,3	7,11	154,08	10,97	146,36	18,26	131,78	2,77	162,8	3,4	161,5	7,11	154,08	10,97	146,4
200	219,1	8,18	202,74	12,7	193,7	23,01	173,08	2,77	213,6	3,76	211,6	8,18	202,74	12,7	193,7
250	273,1	9,27	254,56	12,7	247,7	28,58	215,94	3,4	266,3	4,19	264,7	9,27	254,56	12,7	247,7
300	323,9	9,53	304,84	12,7	298,5	33,32	257,26	3,96	316,0	4,57	314,8	9,52	304,86	12,7	298,5
400	406,4	9,53	387,34	12,7	381	40,49	325,42	4,19	398,0	4,78	396,8				
500	508	9,53	488,94	12,7	482,6	50,01	407,98	4,78	498,4	5,54	496,9				
600	610	9,53	590,94	12,7	584,6	59,54	490,92	5,54	598,9	6,35	597,3				
700	711	9,53	691,94	12,7	685,6										
800	813	9,53	793,94	12,7	787,6										
900	914	9,53	894,94	12,7	888,6										

Coefficiente de rugosidad (mm): 0,045 Común para todo tipo de tuberías comerciales

Pérdidas de fricción en flujo turbulento para válvulas y accesorios de tuberías

Tipo de accesorio o válvula	Nº de cargas de velocidad K_f	Longitud equivalente de tubería, L/D
Codo 45°	0,35	17
Codo 90°	0,75	35
Te	1	50
Codo 180°	1,5	75
Unión	0,04	2
Válvula de compuerta		
100% abierta	0,17	9
50% abierta	4,5	225
Válvula de asiento		
100% abierta	6,0	300
50% abierta	9,5	475
Válvula de ángulo	2,0	100
Válvula de retención		
Bola	70,0	3500
Clapeta	2,0	100

Rangos habituales de velocidades en tuberías de acero comercial

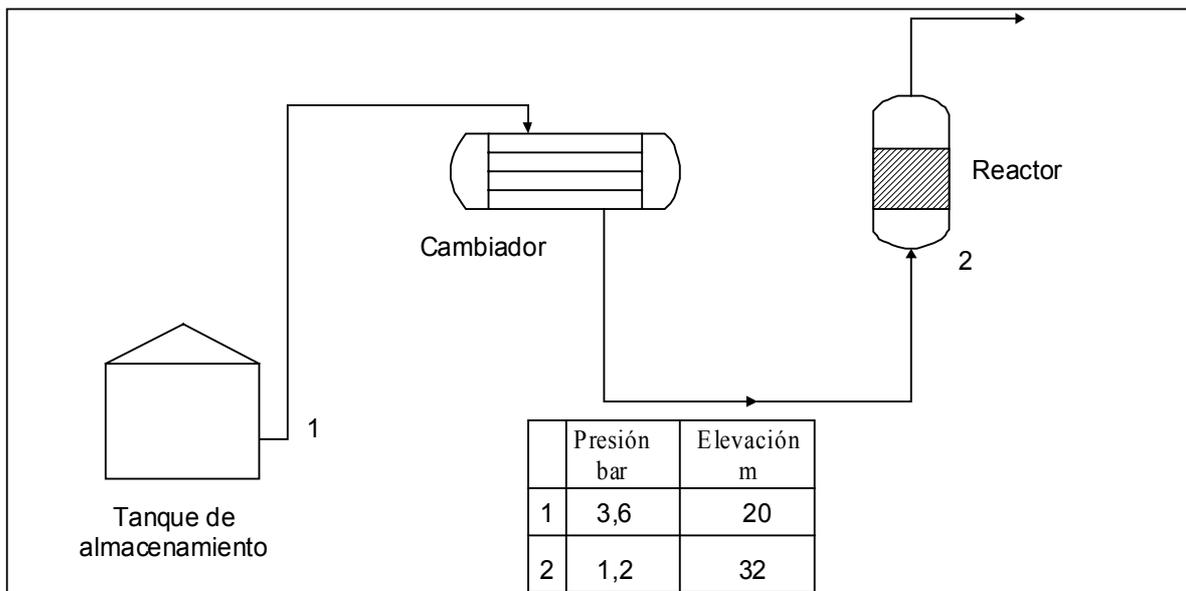
Tipo de fluido	Tipo de servicio	Velocidad	
		m/s	ft/s
Líquido no viscoso	Aspiración de bomba	0,6 - 0,9	2 - 3
	Impulsión de bomba o línea de proceso	1,5 - 2,5	5 - 8
Líquido viscoso	Aspiración de bomba	0,06 - 0,25	0,2 - 0,8
	Impulsión de bomba o línea de proceso	0,15 - 0,6	0,5 - 2
Gas		9 - 36	30 - 120
Vapor		9 - 23	30 - 75

Problema 1**Característica del sistema**

En la figura se representa el esquema de recorrido de una tubería, por la que circula un fluido de densidad 750 kg/m^3 y caudal $66 \text{ m}^3/\text{hr}$, que se alimenta desde un tanque de almacenamiento presurizado a 3,6 bar (punto 1) a un reactor, al que llega con una presión de 1,2 bar (punto 2), pasando previamente por un intercambiador.

Considerando las elevaciones en metros sobre la cota de referencia que se indican en el diagrama, calcular:

1. Las pérdidas por fricción en el sistema, en metros de columna de agua.
2. La ecuación característica del sistema, y su representación gráfica.
3. La presión requerida en el tanque de almacenamiento, si se incrementa el caudal en un 50%, manteniendo la presión de entrada al reactor.

**Solución**

Ecuación general de balance de energía mecánica (Bernouilli):

$$\frac{\Delta P}{\rho g} + \frac{\Delta u^2}{2g} + \Delta z = \frac{W_s}{g} - \frac{F}{g}$$

Expresión en altura de columna de fluido:

$$\Delta h_p + \Delta h_v + \Delta h_z = h_w - h_f$$

Considerando que: $\Delta h_v \approx 0, h_w = 0 \rightarrow \Delta h_p = -\Delta h_z - h_f$

En el problema $\Delta h_z = z_2 - z_1 = 32 - 20 = 12$ m, además:

$$\Delta h_p = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \frac{(1,2 - 3,6) \times 10^5}{750 \times 9,81} = -32,6 \text{ m}$$

Las pérdidas por fricción serán: $h_f = -12 + 32,6 = 20,6$ m (Solución a pregunta 1)

La ecuación característica del sistema relaciona la altura, normalmente en metros de columna, con el caudal, y a la expresión gráfica de dicha ecuación se le denomina curva característica. Un punto de ella, por tanto, será para el caso base anterior:

$$H = 32,6 \text{ m} \quad Q = 66 \text{ m}^3/\text{hr}$$

La ecuación característica para este caso, en forma general, será la resultante de aplicar la ecuación de Bernouilli, que como se vio anteriormente es:

$$\Delta h_p = -\Delta h_z - h_f = -(12 + h_f) \rightarrow -\Delta h_p = (12 + h_f)$$

Las pérdidas por fricción vienen dadas por la fórmula de Darcy, que expresada en altura de columna de líquido, y en función del caudal, es:

$$h_f = 4f \frac{L}{D} \frac{u^2}{2g} = 4f \frac{L}{D} \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)^2 \times 2g}$$

En el problema, se desconoce el diámetro de la línea, por lo que no se puede calcular el coeficiente f de fricción, a partir del nº de Reynolds. Sin embargo, asumiendo flujo turbulento y, por tanto, f constante, la relación entre las pérdidas por fricción a dos caudales distintos, representativos de dos puntos del gráfico correspondiente a la ecuación característica, será:

$$h_{f_2} = h_{f_1} \left(\frac{u_2}{u_1}\right)^2 = h_{f_1} \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2$$

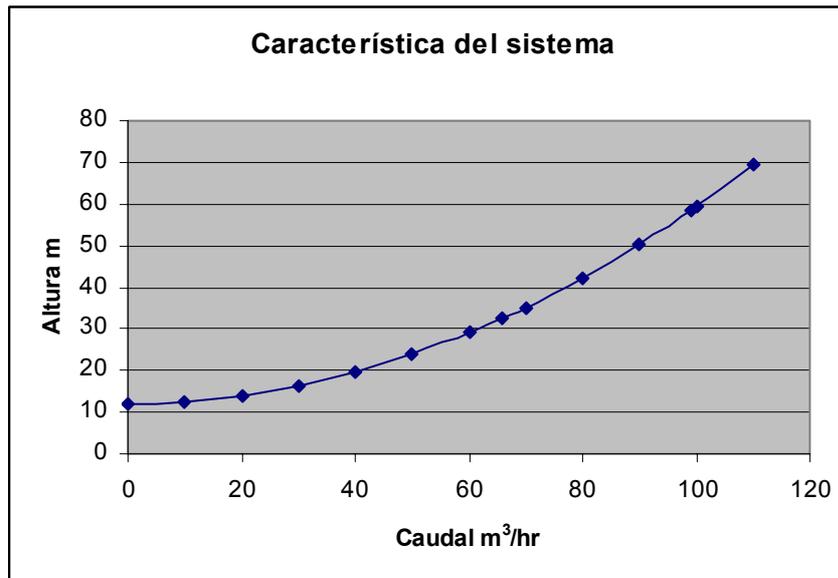
Introduciendo en la expresión anterior los datos del problema:

$$h_{f_2} = h_{f_1} \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2 = 20,6 \times \left(\frac{Q_2}{66}\right)^2 = 0,00473 Q^2$$

Para representar la ecuación característica, se añade a la ecuación de la parábola anteriormente calculada, la altura geométrica constante de 12 m, resultando la representación gráfica siguiente, que responde a la ecuación:

$$-\Delta h_p = (12 + h_f) = 12 + 0,00473 Q^2$$

(Solución a pregunta 2)



Para el nuevo caudal especificado:

$$Q_2 = 1,5 Q_1 = 1,5 \times 66 = 99 \text{ m}^3/\text{hr}$$

En el gráfico anterior, la vertical por el caudal anterior corta a la curva del sistema en una altura igual a 58,35 m (también se deduce de la ecuación característica).

Así pues:

$$-\Delta h_p = 58,35 = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{1,2 \times 10^5}{750 \times 9,81} = \frac{P_1}{\rho g} - 16,31$$

$$P_1 = (58,35 + 16,31) \times \rho \times g = 74,66 \times 750 \times 9,81 = 54931 \text{ Pa} = 5,5 \text{ bar}$$

(Solución a pregunta 3)

Problema 2

Seleccionar el diámetro comercial a utilizar en la tubería de aspiración de la bomba P-101 A/B del diagrama de proceso de la planta de hidrodesalquilación de tolueno, conociendo los datos de la tabla de corrientes obtenida en el balance de materia y energía (capítulo de introducción), más los datos adicionales que se adjuntan a continuación.

<u>Selección del diámetro de una línea</u>			
Servicio	Aspiración de la bomba de tolueno a proceso		
Datos del fluido			
Fluido	Tolueno	Temperatura °C	59,0
Caudal kg/hr	13.300	Presión de vapor bar	0,185
densidad kg/m ³	830,0		
viscosidad kg/m.seg	0,00041		
Datos de la línea			
Material	ac.carbono		
Accesorios			
Longitud de la línea m.	Longitud equivalente total m.		10,0

Solución

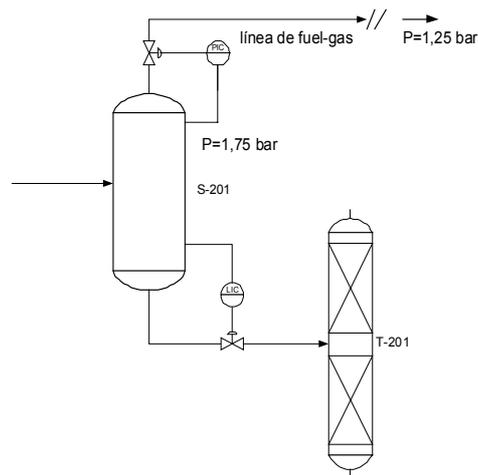
Dado que se desconoce el diámetro, no es posible calcular la velocidad a partir del caudal, o el n° de Reynolds, para calcular el factor de fricción. Se pueden seguir dos estrategias de cálculo: o bien suponer una velocidad recomendada, teniendo en cuenta el servicio de esta línea, y calcular así la pérdida de carga total, o bien, dado que finalmente se trata de elegir un diámetro comercial, suponer uno cualquiera, y calcular con él la pérdida de carga, repitiendo el cálculo para varios diámetros, lo cual resulta muy cómodo implementar en hoja de cálculo Excel, como se ve a continuación.

	A	B	C	D	E	F
14	<u>Cálculo pérdidas por fricción</u>					
15						
16	Diámetro comercial DN (mm)	25 Sch 40	50 Sch 40	80 Sch 40	$u = \frac{Q}{\rho} \times \frac{1}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)} \times \frac{1}{3600}$	
17	D interior m (tabla)	0,02664	0,05248	0,07792		
18	Velocidad u m/seg	7,99	2,058	0,933	$Re = \frac{\rho u D}{\mu}$	
19	N° Reynolds Re	430.666	218.615	147.240		
20	ε	0,000045	0,000045	4,5E-05	$\Delta P = \lambda \rho \frac{L}{D} \frac{u^2}{2} \times \frac{1}{101.325}$	
21	ε/D	0,001689	0,000857	0,00058		
22	λ factor fricc.darcy (diag.Moody)	0,023	0,021	0,020		
23	<u>Cálculo analítico factor fricción</u>					
24	Constante A	2,14E+20	5,4E+20	6,9E+20		
25	Constante B	1,11E-17	5,69E-13	3,2E-10		
26	λ factor fricción(Fórm. Churchill)	0,02300	0,02049	0,01988		
27						
28	Pérdidas fricción bar	2,26	0,07	0,01		
29						
30	<u>Selección diámetro</u>					
31	El diámetro DN 25 mm (1") no es válido (velocidad excesiva, alta pérd.carga)					
32	Seleccionar DN 50 - 80 mm (2 - 3 "), preferible 3" dado que es línea de aspiración de bomba					

Problema 3

En el esquema adjunto se ha representado la línea de salida de un depósito flash en un determinado proceso. Por esta línea circula un gas combustible obtenido en la evaporación flash, que se conducirá hasta el quemador de un incinerador, donde debe llegar a 1,25 bar. La presión en el flash se regula mediante una válvula de control. Sabiendo que la pérdida de carga en ésta, para obtener un buen control, debe estar entre 0,3 y 0,5 bar, elegir un diámetro comercial para esta tubería, suponiendo flujo incompresible, y utilizando los datos adjuntos.

Servicio		<i>Línea de gas combustible desde flash S-201 hasta quemador</i>	
Datos			
Caudal kg/hr	1.192	→	<i>Dato obtenido en balance de materia</i>
Fluido	fuel-gas		
Presión inicial bar	1,75	} ΔP bar = 0,50	$\Delta P / P_i = 29\% < 30\%$ <i>Se supone flujo incompresible</i>
Presión final bar	1,25		
Presión media desp. válv.	1,35		ΔP supuesto inicial en val.control bar = 0,30
densidad a Pmed. kg/m ³	2,6793		
viscosidad kg/m.seg	9,5E-06		
Long equiv. m	125		



	A	B	C	D	E	F	G	H
13	D comercial DN mm	80 Sch 40	100 Sch 40	150 Sch 40				
14	D interior m	0,0779	0,1022	0,1541				
15	Velocidad m/seg	25,93	15,06	6,63				
16	N° Reynolds	569.668	434.219	287.976				$u = 4 Q / \rho_i D^2 / 3600$
17	e/d	0,000578	0,00044031	0,0003				$Re = \rho u D / \mu$
18	λ factor fricc.darcy	0,018	0,0175	0,0173				Leer en tabla
19								Leer en gráfico de Moody
20	Cálculo analítico factor fricción							
21	Constante A	1,4E+21	1,881E+21	2,325E+21				
22	Constante B	1,3E-19	9,699E-18	6,924E-15				
23	Fórmula de Churchill	0,01814	0,01753	0,01707				
24								
25	ΔP fricción línea bar	0,26	0,07	0,01				$\Delta p = \lambda \rho u^2 L_{eq} \times 101.325 / D$
26								
27	Seleccionamos DN 100 (4") Sch 40	Pérdida de carga en la línea :		0,07	bar			
28		Pérdida de carga en la válvula :		0,43	bar			

Problema 4

Se alimenta nitrobenceno desde un depósito de nivel constante E-2 a un reactor E-1, por gravedad, según se indica en la figura adjunta, utilizando una tubería de acero inoxidable de DN 50 mm.

El líquido en el depósito se mantiene a un nivel constante de 7 metros, por encima de la entrada al reactor. La longitud de la tubería es de 20 metros, y consta de 3 codos a 90° y una válvula de asiento, para regulación manual del flujo de entrada al reactor.

Determinése el máximo caudal de alimentación, con la válvula completamente abierta. La presión en ambos recipientes es la atmosférica. La densidad del nitrobenceno es 1.200 kg/m^3 , y la viscosidad $2,1 \text{ cP}$.

