

# MANUAL DE FLUJO DE TUBERIAS A PRESION

## CONTENIDOS

Introducción .....	3
Flujo laminar y turbulento.....	3
Ecuación de Darcy-Weisbach.....	4
Ecuación de Hazen-Williams.....	8
Pérdida de carga locales. ....	10
Dimensiones de tuberías y presiones de trabajo. ....	12
Golpe de Ariete.....	13
Medios para atenuar el golpe de ariete. ....	15
Cambios de dirección.....	15
Prueba de la tubería instalada. ....	16
Válvulas de purga y ventosas. ....	17
Anclajes .....	17
Localización de los bloques de anclaje. ....	18
Tipos de bloques y formas de anclaje.....	18

## Introducción

El flujo de agua en tuberías, tiene una inmensa significación práctica en ingeniería civil. El agua es conducida normalmente desde su fuente en tuberías de presión hasta la planta de tratamiento, luego sale al sistema de distribución y finalmente llega al consumidor. Las aguas superficiales provenientes de lluvias y aguas servidas, son conducidas por ductos cerrados, generalmente a gravedad a las plantas de tratamiento de aguas residuales, desde las cuales son descargadas al río o al mar.

Sorprendentemente una teoría comprensible del flujo de fluidos en tuberías, no fue desarrollada hasta fines de la década de los 30, y métodos específicos para diseñar y evaluar caudales, presiones y pérdidas de carga, no apareció hasta 1958. Hasta que esas herramientas de diseño estuvieron disponibles, diseños eficientes de sistemas de tuberías no fueron posibles.

## Flujo laminar y turbulento

En tuberías se debe considerar dos tipos de flujo: laminar y turbulento, según los experimentos de Reynolds. En flujo laminar las partículas fluidas se mueven según trayectorias paralelas, formando el conjunto de las capas o láminas. En el flujo turbulento las partículas fluidas se mueven de forma desordenada en todas las direcciones. Reynolds encontró que la transición de flujo laminar a turbulento, ocurre a una velocidad crítica para una determinada tubería y fluido. Expresó sus resultados en términos de un parámetro adimensional llamado Número de Reynolds:

$$R_E = \frac{D \cdot v}{\nu}$$

donde:

D diámetro de la tubería en m.

v velocidad del fluido en m/s

$\nu$  viscosidad cinemática (1.13E-6 m<sup>2</sup>/s para el agua).

para  $Re < 2000$  el flujo es laminar

Para  $Re > 4000$  el flujo es turbulento

Para  $2000 < Re < 4000$ , el flujo puede ser laminar o turbulento (zona de

transición).

Otros resultados de estos experimentos, muestran que en flujo laminar las pérdidas por fricción en una tubería son proporcionales a la velocidad, y en flujo turbulento, estas pérdidas son proporcionales al cuadrado de la velocidad.

## Ecuación de Darcy-Weisbach

La formula más aceptada para pérdida de carga en tuberías es la siguiente:

$$h_f = \frac{\lambda * L * v^2}{2 * g * D}$$

donde:

$h_f$  pérdida de carga en metros de columna de agua (m.c.a.)

D diámetro de la tubería en m.

v velocidad media de flujo en la sección en m/s

g aceleración de la gravedad en m<sup>2</sup>/s

L longitud de la tubería en m.

y  $\lambda$  es el llamado factor de fricción en la tubería, a veces es referido como  $f$  (práctica americana).  $\lambda$  es adimensional y por tanto puede ser usado en cualquier sistema de unidades.

Para flujo laminar, se conoce que la rugosidad de la tubería no influye con  $\lambda$ , y de las experiencias de Hagen-Poiseuille, se determinó que

$$\lambda = \frac{64}{R_E}$$

Los primeros intentos por facilitar los cálculos con (5) se deben a Moody. El desarrolló unos diagramas  $\lambda$ - $R_E$ , en base a (5) para tuberías comerciales (VER DIAGRAMA 1). Estudios más recientes de Barr (1975), nos dan una formulación explícita para (5):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 * \log \left( \frac{k_s}{3.7 * D} + \frac{5.1286}{R_E^{0.89}} \right)$$

En esta fórmula el término  $2.51/R_{\epsilon}$  ha sido reemplazado por la aproximación  $5.1286/Re$

Para  $Re > 100.000$ , esta ecuación da valores de  $S_f(hf/L)$  con una precisión de  $\pm 1\%$ . Sin embargo, hoy en día con el auxilio de los modernos métodos computacionales, la resolución de ecuaciones como (5) es un problema rutinario.

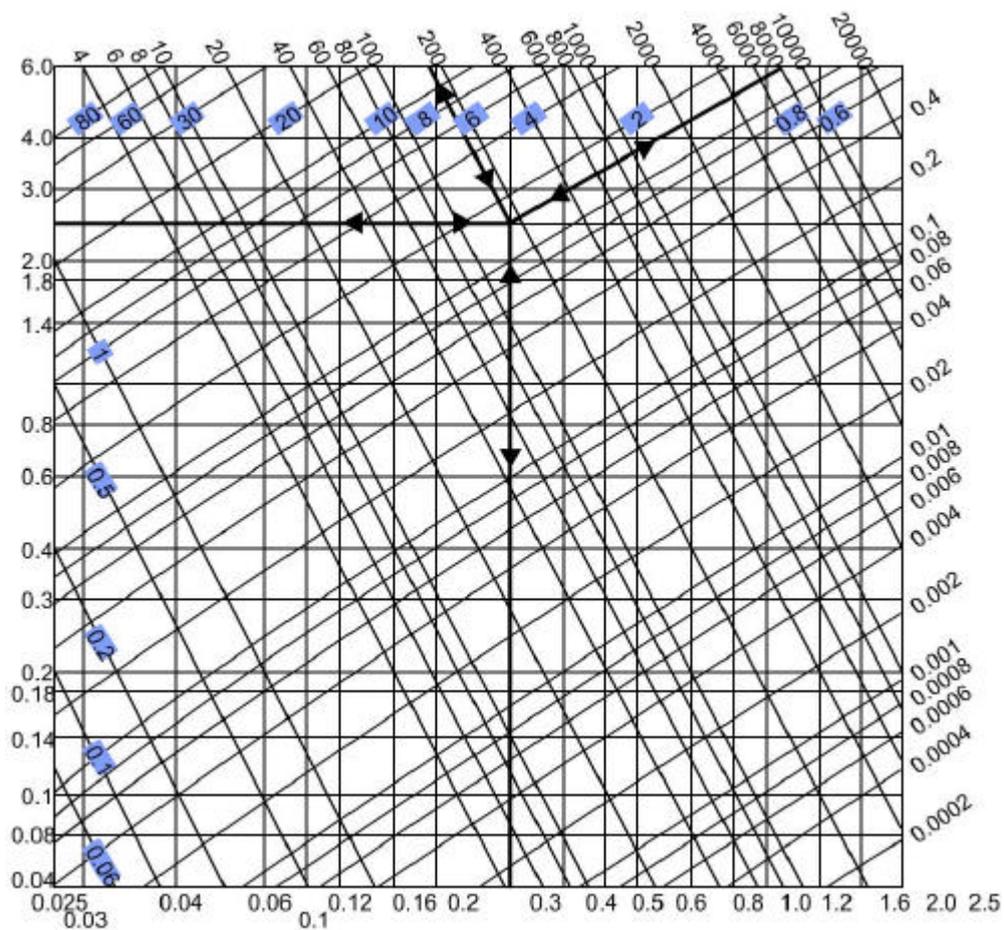
La combinación de la Ec. (2) de Darcy-Weisbach y de la Ec. (5) de Colebrook-White nos da:

$$v = -2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot S_f} \cdot \log \left( \frac{k_s}{3.7 \cdot D} + \frac{2.51 \cdot \nu}{D \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot S_f}} \right)$$

donde  $S_f = hf/L$ , es el gradiente hidráulico. En esta ecuación la velocidad (y por tanto el caudal), pueden obtenerse directamente si son conocidos el diámetro y la pérdida friccional. En la práctica, dos de cualesquiera de las tres variables ( $Q$ ,  $D$ ,  $S_f$ ) son conocidas, entonces la solución técnica más apropiada depende de las circunstancias (VER GRAFICO 1: DIAGRAMA HRS).

## GRAFICO 1

### DIAGRAMA HRS PARA RESOLVER LA ECUACION DE COLEGROOK-WHITE



Los siguientes ejemplos, ilustran la aplicación de varios métodos para resolver el problema de fricción en tuberías.

Ejemplo 1. Una tubería de 10 Km. de longitud, 300mm de diámetro y con una rugosidad  $K_s=0.03\text{mm}$ , transporta agua desde un reservorio (nivel topo del agua: 850 msnm) a una planta de tratamiento (nivel del agua: 700msnm). Asumiendo que el reservorio permanecerá lleno, estimar el caudal transportado.

Solución? Tomando  $\nu$  (viscosidad cinemática= $1.13\text{E}-6 \text{ m}^2/\text{s}$ ) y usando (7) con  $D=0.3\text{m}$ ,  $K_s=0.03\text{E}-2\text{m}$  tenemos:  
 $S_f=(850-750)/10.000=0.015$ , y

(3) Con el diagrama HRS, la solución de la ecuación viene dada por la intersección de la línea de la gradiente hidráulica (1.5) tomada de derecha a izquierda, con la línea del diámetro (vertical, 0.3), y de allí hasta interceptar el caudal correspondiente (parte superior del diagrama).

$$v = -2 * \sqrt{2 * 9.81 * 0.3 * 0.015} * \log \left( \frac{0.03 * 10^{-3}}{3.7 * 0.3} + \frac{2.51 * 1.13 * 10^{-6}}{0.3 * \sqrt{2 * 9.8 * 0.3 * 0.015}} \right)$$

$$Q = v * A = \frac{2.51 * \pi * 0.3^2}{4} = 0.178 \text{ m}^3/\text{s}$$

(3) Con el diagrama HRS, la solución de la ecuación viene dada por la intersección de la línea de la gradiente hidráulica (1.5) tomada de derecha a izquierda, con la línea del diámetro (vertical, 0.3), y de allí hasta interceptar el caudal correspondiente (parte superior del diagrama).

Ejemplo 2: Un caudal de 400 L/s debe ser transportado desde un tanque situado a 1.050msnm hasta una planta de tratamiento situada a 1.000msnm. La longitud de la red es de 5Km. Estimar el diámetro requerido, asumiendo que se utilizará tubería de PVC (Ks=0.03mm).

Solución. En este caso, se requiere resolver la Ec. (7) implícita en términos de D. Los datos del problema son:

$$S_f = (1050 - 1000) / 5000 = 0.01.$$

$$Q = 400 \text{ l/s} = 0.4 \text{ m}^3/\text{s}.$$

La ecuación queda planteada así:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.4 * 4}{\pi * D^2} = -2 * \sqrt{2 * 9.8 * D * 0.01} * \log \left( \frac{0.03 * 10^{-3}}{3.7 * D} + \frac{2.51 * 1.13 * 10^{-6}}{D * \sqrt{2 * 9.8 * D * 0.01}} \right)$$

La cual nos da para D un valor de 0.44m. En la práctica es común utilizar el diámetro comercial inmediatamente superior (450mm en este caso).

Ejemplo 3. El caudal transportado por una tubería de un sistema de distribución es de 30 l/s. El diámetro de la tubería es 150mm y la longitud 500m. El coeficiente de rugosidad estimado Ks es 0.06mm. Encontrar la pérdida de carga en la tubería. Usar la fórmula de Barr (6) para determinar I.

Solución:

$$Q = 0.03 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 0.15 \text{ m}$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.03 \times 4}{\pi \times 0.15^2} = 1.70 \text{ m/s} \quad \text{De (1) } R_E = D \cdot v / \nu = \frac{0.15 \times 1.70}{1.13 \times 10^{-6}} = 0.226 \times 10^6$$

Usando la fórmula de Barr (6):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left( \frac{0.06 \cdot 10^{-3}}{3.7 \cdot 0.15} + \frac{5.1286}{(0.226 \times 10^6)^{0.89}} \right)$$

$$I = 0.0182$$

$$h_f = \frac{\lambda \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D} = \frac{0.0182 \times 500 \times 1.7^2}{2 \times 9.8 \times 0.15} = 8.94 \text{ m}$$

La precisión de (6) puede verificarse reemplazando el valor de I en la ecuación de Colebrook-White (5). Las diferencias son de apenas el 0.3%. La pérdida de carga puede computarse usando la ecuación de Darcy-Weisbach (2)

## Ecuación de Hazen-Williams

Nuestra atención se ha centrado aquí en el uso de la ecuación de Colebrook-White (5). Esta es útil, para realizar cálculos manuales aplicados a tuberías simples. Sin embargo, para tuberías en serie o paralelo, o para el caso más general de redes de distribución, se torna prácticamente imposible el uso de cálculos manuales. Por esta razón, fórmulas empíricas sencillas son

generalmente utilizadas. La más notable de éstas es la de Hazen-Williams, la cual tiene la siguiente forma:

$$v = 0.355 * C * D^{0.63} * \left( \frac{h_f}{L} \right)^{0.54}$$

o alternativamente,

$$h_f = \frac{6.78 * L}{D^{1.165}} * \left( \frac{v}{C} \right)^{1.85}$$

donde C es un coeficiente, que varía entre 70 y 150, dependiendo del diámetro de la tubería, material y edad.

Esta fórmula da resultados razonablemente precisos, en el rango de Re comúnmente encontrado en sistemas de distribución de agua. Aparte de que al asumirse el valor de C constante, es muy fácil realizar cálculos manuales. En realidad C varía con Re, y se debe tener cuidado en su uso. Como ejemplo de aplicación de las ecuaciones (8) y (9), resolveremos el problema del Ejemplo 1, considerando un valor de C=140 (Tubos de PVC).

$$\frac{h_f}{L} = S_f = \frac{6.78}{D^{1.165}} * \left( \frac{v}{C} \right)^{1.85}$$

**Resolviendo tenemos:**

D= 0.485 m

$$0.01 = \frac{6.78}{D^{1.65}} * \left( \frac{0.4 \times 4}{\pi \times D^2 \times 140} \right)^{1.85}$$

En este caso el diámetro comercial más cercano es 500 mm. Como podemos observar, la ecuación de Hazen-Williams es más conservadora que la de Colebrook-White (D= 0.440 m, ej. 2).

**Pérdida de carga locales.**

Aparte de las pérdidas de carga debidas a fricción, hay otras por la presencia de accesorios: reducciones, codos, válvulas, etc. En el caso de tuberías extensas (varios kilómetros) las pérdidas locales pueden despreciarse, pero para tramos pequeños, estas pueden ser mayores que las pérdidas por fricción.

Un tratamiento teórico general del problema de las pérdidas de carga locales, no es conocido, es usual asumir las pérdidas en términos de la ecuación siguiente:

$$h_f = K_L * v^2 / 2 * g$$

Donde hL es la pérdida de carga local y kL es una constante para cada accesorio en particular. En la Tabla 1, se da una serie de valores para las pérdidas de carga en los accesorios más comúnmente utilizados.

**TABLA 1**  
**PERDIDA DE CARGA EN ACCESORIOS**  
 (Subíndice 1= aguas arriba y subíndice 2= aguas abajo)

Accesorio	Pérdida de carga media
1. De depósito a tubería-conexión a ras de la pared	
a) Pérdida a la entrada	$0.50 \cdot V^2 / 2g$
b) Tubería entrante	$1.00 \cdot V^2 / 2g$
2. De tubería a depósito-perdida a la salida	$1.00 \cdot V^2 / 2g$
3. Ensanchamiento brusco	$(V_1 - V_2)^2 / 2g$
4. Codos, accesorios, válvulas*	$k \cdot V^2 / 2g$
Algunos valores corrientes de k son:	
45 grados, codo	0.35 a 0.45
90 grados, codo	0.50 a 0.75
Tes	1.50 a 2.00
Válvulas de compuerta (abierta) aprox.	0.25
Válvula de control (abierta) aprox.	3.00

\* Véanse manuales de hidráulica para más detalles.

**TABLA 2**

**Algunos valores comunes de Ks para tuberías comerciales son:**

Material	Ks (mm)
Latón, cobre, vidrio	0.003
Asbesto cemento	0.03
Acero galvanizado	0.15
Plástico	0.03
Hierro dúctil con recubrimiento bituminoso	0.03
Hierro dúctil con recubrimiento de concreto centrifugado	0.03
Concreto	6.0

**TABLA 3**

**Viscosidad cinemática del agua a diferentes temperaturas**

Temperatura oC	Viscosidad cinemática (m2/seg x 10-6)
5	1.520
10	1.308
15	1.142
20	1.007
25	0.897
30	0.804
35	0.727
40	0.661
60	0.556

## **Dimensiones de tuberías y presiones de trabajo.**

Las tuberías de materiales termoplásticos (PVC) para la conducción de fluidos a presión, son diseñados de acuerdo a la expresión ISO-R-161:

$$e_{\min} = \frac{P * D_e}{2 * \sigma + P}$$

donde  
 $e_{\min}$     espesor mínimo mm

De diámetro externo mm  
 P presión de servicio kg/cm<sup>2</sup>  
 s esfuerzo hidrostático de diseño (127 kg/cm<sup>2</sup>)

Como ejemplo, determinar el espesor mínimo para una tubería de PVC, De= 400 mm, P= 1.00 MPa (145 p.s.i= 10.17 kg/cm<sup>2</sup>).

Aplicando la ecuación de arriba:

$$e_{\min} = \frac{10.197 \times 400}{2 \times 127 + 10.197} = 15.4 \text{ mm}$$

En todas las tuberías, el factor de seguridad a la rotura es > a 3.

## Golpe de Ariete

Una columna de líquido al moverse tiene cierta cantidad de movimiento o inercia, la cual es proporcional al peso y a la velocidad. Si el flujo es detenido súbitamente, caso que ocurre cuando se cierra rápidamente una válvula, la inercia se convierte en una onda de choque o en un aumento considerable de presión; a este fenómeno se le conoce como golpe de ariete, y debe controlarse para evitar daños o inclusive la destrucción de los sistemas de tubería.

La sobrepresión debida al golpe de ariete es instantánea y debe sumarse a la presión normal de servicio o trabajo. Esta sobrepresión está en relación directa con la velocidad del líquido, con la elasticidad del material de la tubería y con el tiempo en que se produce el paso de circulación del líquido.

Se determina la sobrepresión, aplicando la fórmula de Michaud:

$$\Delta h = \pm \frac{2 * L * v}{g * T}$$

Ejemplo: En una tubería de 1850m de longitud que trabaja a 10 atmósferas de presión (1Mpa), la velocidad del agua es de 1.3 m/s. La maniobra de cierre de la válvula se efectúa en un tiempo de 15 segundos, por lo tanto la sobrepresión provocada por la variación del caudal sería:

$$\Delta h = \frac{2 \times 1850 \times 1.3}{9.81 \times 15} = 32.68 \text{ m.c.a.}$$

Si la obstrucción o paro de la corriente de agua se efectúa en un tiempo  $T < 2L/a$ , la anterior fórmula pasa a ser:

$$\Delta h = \pm \frac{a \cdot v}{g}$$

llamada fórmula de Joukowski. Los valores que intervienen en las ecuaciones (12) y (13) son:

- h sobrepresión en metros de columna de agua
- a velocidad de propagación de la onda o celeridad en m/s
- v velocidad de flujo del líquido en m/s
- g aceleración de la gravedad en m/s<sup>2</sup>
- L longitud de la tubería en m
- T tiempo de duración de la maniobra de paro en segundos.

La celeridad a, está en relación con el diámetro, espesor y módulo de elasticidad del material de la tubería.

Se calcula con la expresión:

$$a = \frac{1.420}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot (SDR - 2)}{E}}}$$

donde

- K módulo volumétrico del líquido (21.000 kg/cm<sup>2</sup> para el agua)
- SD Relación de dimensión= Diámetro exterior/espesor pared.
- E Modulo de elasticidad del tubo (28.200 kg/cm<sup>2</sup> para PVC).

Para una tubería clase 10, como la anterior, el valor de a es igual a 380 m/s. En el mismo caso del ejemplo anterior pero suponiendo el paro instantáneo de la bomba, la sobrepresión sería:

$$\Delta h = \frac{380 \times 1.3}{9.81} = 50.36 \text{ m.c.a.}$$

La fórmula de Joukowski se emplea para las impulsiones en las que el golpe de ariete se produce por un paro inprevisto de la bomba y de la de Michaud en las conducciones por gravedad, en las que la importancia de la sobrepresión es debida al tiempo de cierre de la válvula.

### **Medios para atenuar el golpe de ariete.**

a). Depósito de aire: consiste en un depósito acoplado a la tubería en el cual hay agua y aire a presión.

b). Acumulador hidroneumático: se trata de un depósito cilíndrico con una membrana llena de nitrógeno en su interior, que actúa como cámara de expansión.

c). Chimenea de equilibrio: consiste en un depósito vertical, cuya sección puede ser variable, acoplado a la tubería y de altura mayor que la equivalente a la presión que soporta la tubería.

d). Ventosas: se emplean para evitar la cavitación en los puntos altos de la instalación.

e). Válvulas de seguridad: dichos accesorios se usan cuando se admite la cavitación, ya que se abren automáticamente al aumentar la presión.

f). Válvulas de retención: se instalan normalmente en las impulsiones para evitar el vaciado de la tubería a través de la bomba. Las válvulas de retención con by-pass disminuyen el golpe de ariete.

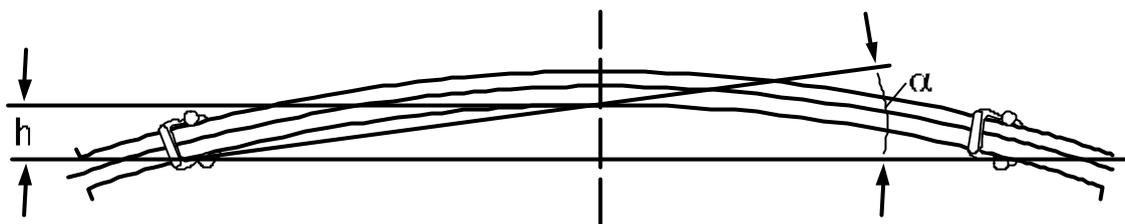
### **Cambios de dirección.**

La flexibilidad de los tubos de PVC permite en algunos casos efectuar cambios de dirección en la tubería. No obstante no es recomendable hacer curvaturas mayores a 3 grados. Es importante considerar que la curvatura debe hacerse únicamente en la parte lisa del tubo y no sobre las uniones.

La tabla siguiente, indica los valores de deformación (flecha) máximos admisibles para tubos de 6 metros de largo. Para diámetros mayores a 355mm,

la tubería debe ser considerada como rígida.

En aquellos casos en que la unión de tubos se realice fuera de la zanja, una vez bajados al fondo de ella, se deben revisar cuidadosamente las uniones para evitar que la curvatura quede en esta zona y sea motivo de filtraciones y falla del sistema.



**TABLA 4**

**Valores de deformación máximos admisibles para tubos de PVC.**

Diámetro mm	1 tubo 6 metros		2 tubos 12 metros		4 tubos 24 metros	
	h cm	α°	hcm	α°	h cm	α°
40	40	7.6	145	13.6	560	13.6
50	31	5.9	120	11.3	460	21.0
63	24	4.5	95	9.0	380	17.6
75	18	3.5	75	6.9	290	13.2
90	15	2.9	63	5.7	245	10.9
110	14	2.6	55	5.2	220	10.3
160	9	1.3	38	3.6	150	7.2
200	7	1.3	27	2.6	107	5.2
250	5	1.0	21	2.0	86	4.1
315	4	0.9	19	1.8	76	3.6
355	3.5	0.7	16	1.4	65	3.1

**Prueba de la tubería instalada.**

La finalidad de ejecutar la prueba de la tubería en el campo, es la de comprobar si el trabajo realizado durante la instalación, el manipuleo y el empalme de la tubería está correctamente ejecutado. Se aconseja no aumentar mucho la presión de prueba con respecto a la presión de trabajo (normalmente hasta 1.5 veces), según la clase correspondiente.

Antes de efectuar la prueba de presión, se debe verificar que la tubería,

especialmente los accesorios, estén debidamente anclados. Además debe existir relleno sobre la tubería, con excepción de las conexiones. Este relleno debe tener una altura aproximada de 50 cm.

En las partes altas de la línea de prueba, cambios de dirección y extremos cerrados, se deberá prever la colocación de una adecuada cantidad de elementos de purga de aire (válvulas), los que permitirán la eliminación del aire que puede introducirse accidentalmente, así como el que trae el agua en disolución al llenar las tuberías para realizar la prueba.

La longitud de la línea de tubería a probar, no debe exceder los 500 metros, recomendándose longitudes menores, a medida que se instalen tubos de mayor diámetro.

### **Válvulas de purga y ventosas.**

En todo proyecto de conductos forzados de agua, es necesario instalar válvulas de purga en todos los puntos bajos y ventosas en los puntos altos. Las válvulas de purga son instaladas lateralmente para permitir la limpieza de las tuberías, extrayendo el material que se haya podido acumular. No es aconsejable proyectar tramos horizontales, pues ello dificulta la limpieza.

La derivación de donde se instala la válvula, puede tener un diámetro igual al 25% del diámetro de la tubería principal, mínimo 2 pulgadas.

Las ventosas son válvulas que se deben instalar en todos los puntos altos o vértices superiores de la conducción, con el fin de permitir la salida de aire que se acumula en estos sitios y evitar presiones inferiores a la atmosférica, cuando se efectúa la limpieza de la tubería.

### **Anclajes**

#### ***Dimensionamiento***

En tuberías sometidas a presión interna se generan empujes o esfuerzos que tienden a desacoplarlas, los que revisten especial importancia en los accesorios como válvulas, curvas, tees, tapones, etc. Además, en casos especiales de cambios considerables de temperatura (más de 15 oC), debemos añadir los empujes o tracciones provocadas por las dilataciones o contracciones de la tubería.

Los bloques deben calcularse considerando el esfuerzo producido por la máxima presión que se pueda generar, que en general coincide con la presión de prueba.

Como recomendación debe calcularse considerando 1.5 veces la presión normal de trabajo de la tubería. Ej.: 1Mpa= 15 kg/cm<sup>2</sup>, 0.63 Mpa= 9 Kg/cm<sup>2</sup>.

Las dimensiones de los bloques de anclaje depende de la presión interna, del diámetro del tubo y de la capacidad de soporte del terreno natural.

Para el efecto se tienen las siguientes expresiones de cálculo:

- Empuje en tapones, bridas y tees.

$$P = \frac{\pi * D^2 * p_i}{4}$$

### ***Localización de los bloques de anclaje.***

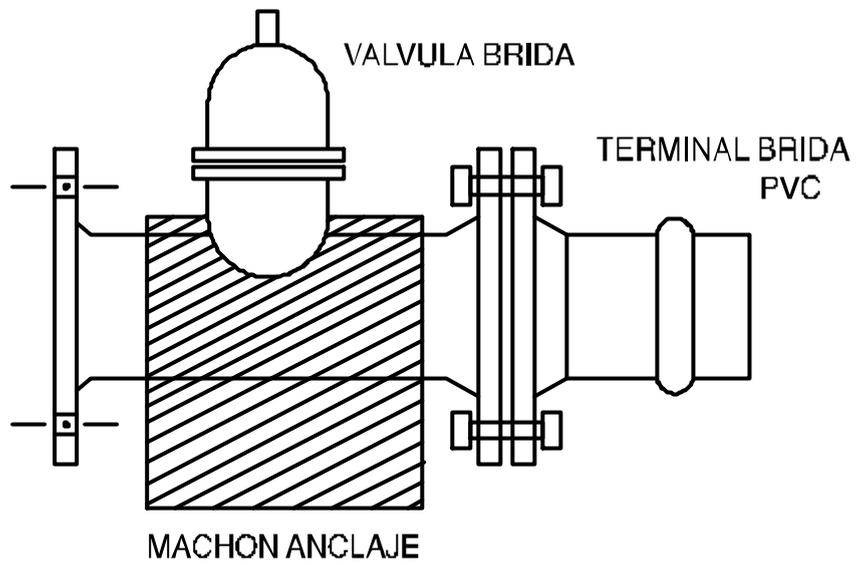
La localización de los bloques de anclaje dependen de la dirección del empuje y del tipo de accesorio. Los anclajes y apoyos se usarán en:

- a) Los cambios de dirección con tees, codos, etc.
- b) Los cambios de diámetro, como en la instalación de reducciones.
- c) Las válvulas de compuerta.
- d) Los terminales de línea cuando se usan tapones.
- e) En curvas verticales, si el relleno no es suficiente, se deberá anclar el tubo con concreto y abrazaderas.

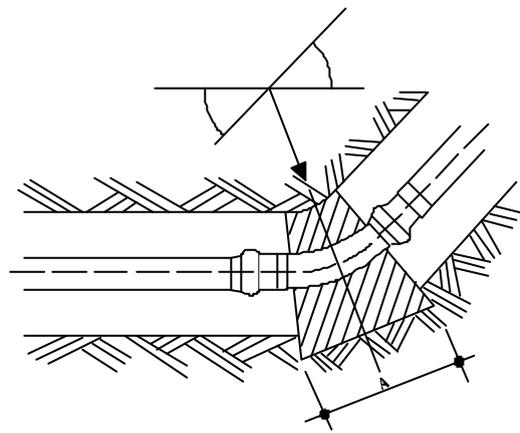
### ***Tipos de bloques y formas de anclaje***

- a) Anclaje de válvulas.

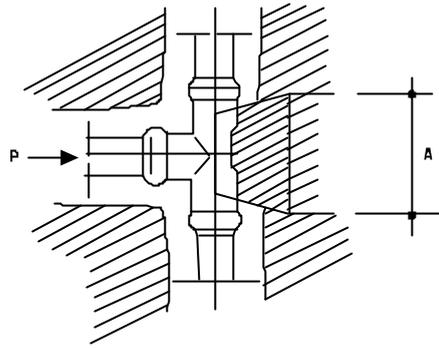
Las válvulas deben fijarse en un bloque de anclaje a través de abrazaderas de acero o simplemente empotradas en el bloque de hormigón.



b) Anclaje en curvas.



c) Anclaje en Tees.



d) Anclaje en tapones.

