

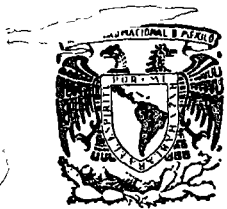
PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS

Fecha	Duración	Tema	Profesor
Agosto 23 y 25	19 a 21 h c/día	MECANICA DEL FLUJO DE LIQUIDOS EN TUBERIAS Ecuaciones básicas Fricción y pérdidas menores	M. en I. Francisco J. Echavarría
Ago 27 y 30 Sep. 3 y 6	19 a 21 h c/día	ANALISIS DE REDES EN FLUJO PERMANENTE Conductos en serie y en paralelo Redes abiertas Redes cerradas	M. en I. Francisco J. Echavarría Dr. Raúl Cuellar
Sep. 8, 10 y 13	19 a 21 h c/día	LINEAS DE CONDUCCION Separación óptima de estaciones de bombeo Determinación de diámetros óptimos Diseño económico de los sistemas	M. en C. Mario González P.
Sept. 20, 22, 24, 27 y 29	19 a 21 h c/día	PLANTAS HIDROELECTRICAS Y DE BOMBEO Curvas características Selección de equipo Sistemas hidroeléctricos y sistemas de bombeo Revisión de los sistemas	M. en I. Roberto Rincón G.
Oct. 1, 4 y 6	19 a 21 h c/día	TOPICOS ESPECIALES Análisis del flujo no permanente Transporte hidráulico de sólidos	M. en I. Gilberto Sotelo Avila Dr. Gabriel Echavez Aldape
Oct. 8, 11 y 13	19 a 21 h c/día	DISEÑO ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS	Dr. Porfirio Ballesteros
Oct. 15	19	SEMINARIO SOBRE LOS TEMAS DEL CURSO	Todos los Profesores

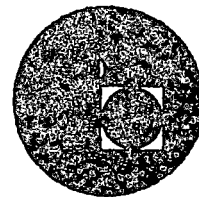
1

2

3



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS

NOTAS TOMADAS DEL LIBRO "HIDRAULICA GENERAL,
FUNDAMENTOS". VOLUMEN I DEL PROFR. GILBERTO
SOTELO AVILA. EDITADO POR LIMUSA EN 1976.

CONFERENCIA EXPUESTA POR EL ING. FRANCISCO J. ECHAVARRIA ALFARO
AGOSTO DE 1976.

continued from page 1
of the ...
...



RESISTENCIA AL FLUJO EN CONDUCTOS A PRESIÓN

8.1 Aspectos generales

En la aplicación de los métodos de análisis, de los capítulos 6 y 7, no ha sido necesario el cálculo de las pérdidas de energía por fricción, debido a que se trata de problemas locales de flujo donde las pérdidas que se han evaluado se deben más bien a efectos de aceleraciones súbitas del flujo o a separaciones del mismo. Sin embargo, en estructuras largas, la pérdida por fricción es muy importante, por lo que ha sido objeto de investigaciones teóricoexperimentales para llegar a soluciones satisfactorias de fácil aplicación.

Para estudiar el problema 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.

Osborne 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.

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

$$R_e = \frac{VD}{\nu} \quad (8.1)$$

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 R_e 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 2000 (determinado por el mismo Reynolds) hasta 40000 (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. Es más, aun en flujo turbulento el esfuerzo tangencial o de fricción, producido por el intercambio en la cantidad de movimiento entre partículas que fluctúan lateralmente, en cierto modo es resultado de los efectos viscosos.

En este capítulo se presentan los resultados experimentales más importantes para el cálculo de la resistencia al flujo de líquidos, en conductos sencillos a presión, para después poder analizar sistemas más complejos.

Los resultados que aquí se presentan son los de mayor interés práctico. Sin embargo, si el lector desea un estudio más profundo de la teoría de la resistencia al flujo, se recomienda la lectura del Apéndice B, en el cual se desarrolla la teoría semiempírica de Prandt - von Kármán, que es clásica de los flujos viscosos.

Finalmente, conviene presentar aquí algunos conceptos importantes que serán utilizados posteriormente.

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 de las irregularidades de la superficie, la variación de la altura efectiva respecto de la altura media, la forma y distribución geométrica, la distancia entre dos irregularidades vecinas, etcétera.

Puesto que prácticamente es imposible tomar en consideración todos esos factores, se admite que la rugosidad puede expresarse por la altura media ϵ de las asperezas (*rugosidad absoluta*), como un promedio obtenido del resultado de un cálculo con las características del flujo, mas no propiamente por el obtenido como la media de las alturas determina-

das 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*.

Existen tubos, como los de asbesto-cemento, cuya rugosidad es de forma ocularada 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 las pérdidas de fricción, son los siguientes.

Área hidráulica A , es decir, el área de la sección transversal ocupada por el líquido dentro del conducto.

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).

Radio hidráulico R_h , o sea la relación entre el área hidráulica y el perímetro mojado de la sección ($R_h = A/P$).

3.2 Fórmula de Darcy-Weisbach

Para un flujo permanente, en un tubo de diámetro constante, la línea de cargas piezométricas es paralela a la línea de energía e inclinada en la dirección del movimiento. En 1850, Darcy, Weisbach y otros, dedujeron experimentalmente una fórmula para calcular en un tubo la pérdida por fricción:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (3.2a)$$

donde

f factor de fricción, sin dimensiones;

g aceleración de la gravedad, en m/seg²;

h_f pérdida por fricción, en m;
 D diámetro, en m;
 L longitud del tubo, en m;
 V velocidad media, en m/seg.

El factor de fricción es función de la rugosidad ϵ y del número de Reynolds R_o en el tubo, esto es:

$$f = f(\epsilon, R_o)$$

La fórmula de Darcy-Weisbach, ecuación (8.2a), se puede derivar por medio del análisis dimensional (Apéndice A).

Si S_f representa la relación entre la pérdida de energía y la longitud del tubo en que ésta ocurre (*pendiente de fricción*), la Ec. (8.2a) también es

$$S_f = \frac{h_f}{L} = \frac{f}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (8.2b)$$

8.3 Investigaciones experimentales sobre las pérdidas por fricción en tubos

Poiseuille, en 1846, fue el primero en determinar matemáticamente el factor de fricción en flujo laminar y obtuvo una ecuación para determinar dicho factor, que es:

$$f = \frac{64}{R_o} = \frac{64}{VD/\nu} \quad (8.3)$$

la cual es válida para tubos lisos o rugosos, en los cuales el número de Reynolds no rebasa el valor crítico 2300.

A partir de los resultados experimentales, acumulados hasta el año de 1913, Blasius llegó a la importante conclusión de que existen dos tipos de fricción para el flujo turbulento en tubos. El primero está asociado con tubos lisos donde los efectos de viscosidad predominan y el factor

de fricción depende únicamente del número de Reynolds. El segundo tipo se refiere a tubos rugosos donde la viscosidad y los efectos de rugosidad influyen en el flujo, además de que el factor de fricción depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa.

En base a sus propias experiencias y con los datos experimentales de Saph. y Schoder, Blasius formuló la siguiente expresión para tubos lisos:

$$f = \frac{0.3164}{R_o^{1/4}} \quad (8.4)$$

al sustituirla en la ecuación de Darcy-Weisbach, resulta que $h_f \sim V^{1.75}$.

Años más tarde, Stanton y Pannell, después de investigar detalladamente el flujo del aire y del agua en tubos lisos de latón, encontraron que al llevar sus resultados sobre una gráfica, de f contra R_o , los puntos se agrupaban a lo largo de una curva que —en la zona turbulenta— concuerda bastante con la fórmula de Blasius para $R_o > 10^5$. Sin embargo, atrás de este límite existía una gran divergencia indicando que el exponente de V , en la relación h_f contra V , aumentaba con R_o ; ello fue confirmado por otros investigadores.

Las contribuciones más importantes las realizó Nikuradse, en Gotinga, alrededor de 1920 (Ref. 38). Este investigador obtuvo resultados de f contra R_o , en tubos lisos, que comprendían hasta valores de $R_o = 3 \times 10^6$, obteniendo la siguiente expresión:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log R_o \sqrt{f} - 0.8 \quad (8.5a)$$

o bien

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{R_o \sqrt{f}}{2.51} \quad (8.5b)$$

También efectuó mediciones de la distribución de velocidades, en secciones transversales del tubo, que tuvieron gran valor en el desarrollo de la teoría semiempírica del flujo turbulento en tubos, especialmente los rugosos.

Nikuradse trabajó con tubos de rugosidad artificial perfectamente verificada en el laboratorio, mediante granos uniformes de arena adheridos con diferente distribución sobre la superficie interna del tubo. Una combinación juiciosa de ϵ y D le permitieron establecer seis valores distintos de la rugosidad relativa ϵ/D , que van de 1/30 hasta 1/1014. Además, obtuvo la ecuación que lleva su nombre, válida para tubos rugosos en la zona turbulenta y que es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{D}{2\epsilon} + 1.74 \quad (8.6a)$$

o bien

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{3.71 D}{\epsilon} \quad (8.6b)$$

Los resultados de los experimentos de Nikuradse y la representación gráfica de la Ec. (8.3) para comparación, se presentan en el diagrama de la Fig. 8.1.

El diagrama de Nikuradse comprueba la validez de la ecuación siguiente.

$$f = f(R_e, \epsilon/D)$$

Además, corrobora los siguientes puntos importantes.

a) Dentro del intervalo $R_e < 2300$ para flujo laminar, f depende exclusivamente del número de Reynolds y no de la rugosidad del tubo. La recta en torno de la cual se agrupan los puntos para flujo laminar en la Fig. 8.1, corresponde a la Ec. (8.3). Substituida esta ecuación en la de Darcy-Weisbach, el coeficiente f depende directamente de la velocidad media en el tubo.

b) A partir de $R_e = 2300$ se inicia la zona de transición de flujo laminar a turbulento, sin poder establecer una ley general de variación. Dentro de esta zona f depende, tanto de R_e como de ϵ/D .

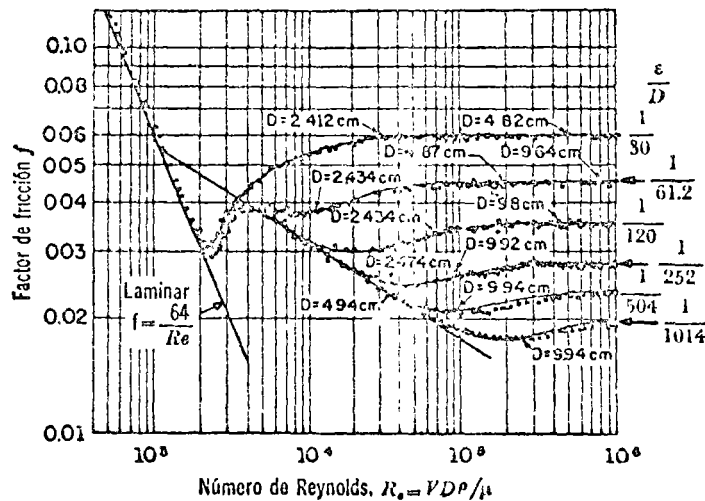


Figura 8.1. Diagrama de Nikuradse para tubos con rugosidad uniforme.

c) De acuerdo con el valor de ϵ/D la zona turbulenta se inicia con diferentes valores de R_0 ; es decir, que el número de Reynolds, como límite superior para la zona de transición, depende de la rugosidad del tubo.

d) Dentro de la zona turbulenta, esto es, para números de Reynolds grandes, f es independiente de R_0 y varía exclusivamente con la rugosidad relativa ϵ/D . De acuerdo con la fórmula de Darcy-Weisbach, ello significa que f depende del cuadrado de la velocidad.

Como se mostrará posteriormente, la evidencia experimental obtenida por Nikuradse proporcionó la información que Prandtl y von Kármán necesitaron para apoyar y completar las fórmulas teóricas que definen el flujo turbulento en tubos lisos y rugosos. Sin embargo, el valor práctico directo de los resultados de Nikuradse tuvo algunas limitaciones debido a que era difícil correlacionar la rugosidad artificial uniforme, con el tipo irregular y ondulado de los tubos comerciales.

3.4 Resistencia al flujo en tubos comerciales

La rugosidad de los tubos comerciales no es homogénea, razón por la cual es difícil de definir científicamente. Sin embargo, se puede caracterizar por un valor medio que, desde el punto de vista de pérdida, es equivalente a una rugosidad uniformemente distribuida. Conviene aclarar que en dicho valor intervienen, además, otros factores como la frecuencia y alineamiento de las juntas en los conductos de concreto y asbesto-cemento, o bien el tipo de costura o de remachado en los tubos de acero y, finalmente, el efecto de incrustaciones y acumulamientos en los conductos, principalmente metálicos, por la acción corrosiva del agua.

Con el fin de comprobar los resultados en tuberías comerciales, diferentes investigadores hicieron estudios posteriores a los de Nikuradse y aceptaron el concepto —de rugosidad media— usado por éste, la cual determinaron por un proceso inverso. Es decir, una vez que obtuvieron experimentalmente la pérdida de fricción en una tubería de características hidráulicas

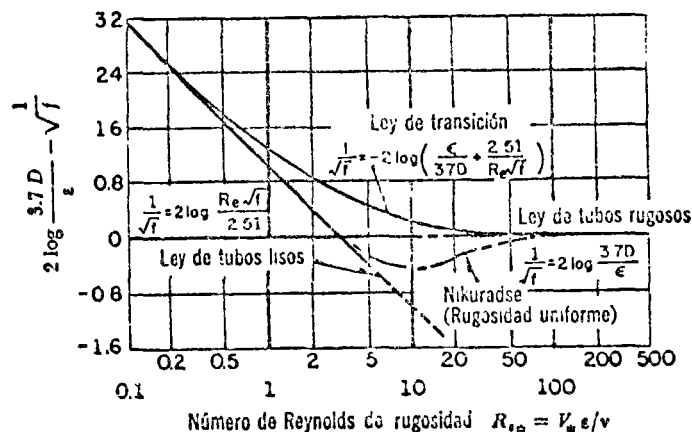


Figura 3.2. Comparación entre las curvas, en la zona de transición, para tubos comerciales y de rugosidad uniforme.

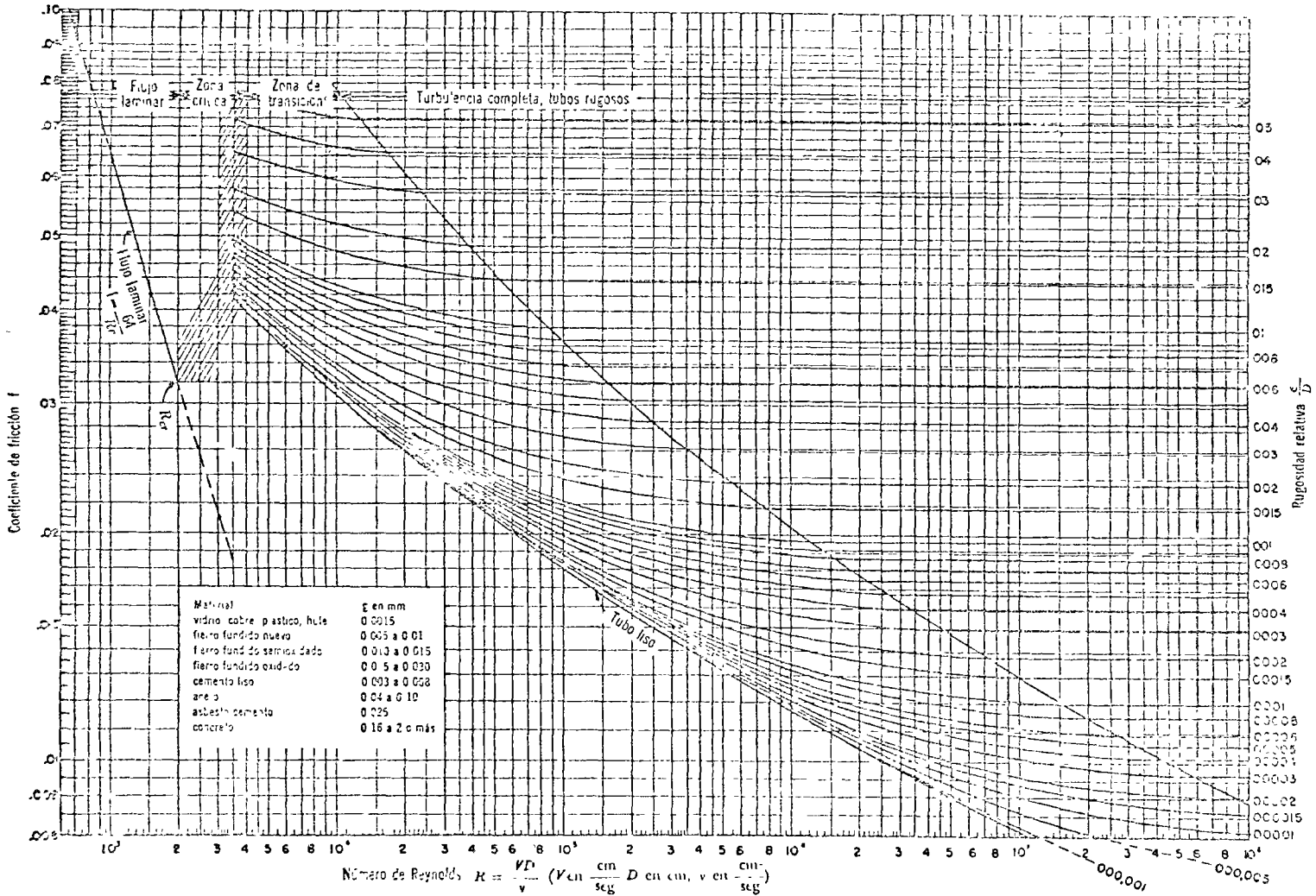


Figura 8.3 Coeficiente de fricción por el tipo de tubo y la longitud del tubo; diagrama universal de Moody.

licas y geométricas conocidas, determinaron el coeficiente f de la fórmula de Darcy-Weisbach y obtuvieron, a partir de la Ec. (8.6), el valor de ϵ con números grandes de Reynolds.

Colebrook y White comprobaron los mismos resultados de Nikuradse, para las zonas laminar y turbulenta en tubos de *rugosidad comercial*, lo cual permite extender la validez de las Ecs. (8.3) y (8.6) a tubos comerciales. Sin embargo, dentro de la zona de transición encontraron discrepancias con los resultados en la Fig. 8.1, mismos que se muestran, comparativamente, en la Fig. 8.2.

Colebrook y White presentaron la siguiente fórmula empírica para la zona de transición de flujo laminar a turbulento en tubos comerciales, a saber:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f}} \right) \quad (8.7)$$

Con base en estos resultados Moody preparó el *diagrama universal*, que lleva su nombre, para determinar el coeficiente de fricción f en tuberías de rugosidad comercial que transportan cualquier líquido (Fig. 8.3).

En dicho diagrama se comprueban también los mismos aspectos para los tubos de rugosidad comercial, que con el diagrama de Nikuradse de la Fig. 8.1. La curva límite inferior corresponde a los lisos y coincide parcialmente con la ecuación de Blasius (8.4).

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 8.1 se presentan los valores de ϵ para tubos comerciales y, en la Fig. 8.4, los valores de la rugosidad relativa ϵ/D para los materiales más comunes.

Distintos intentos de evaluar el efecto

corrosivo del agua en conductos se han llevado a cabo, basándose en la reducción del gasto calculado teóricamente de acuerdo con el PII del agua y el número de años de servicio de la tubería (Ref. 40). Sin embargo, el criterio que parece más efectivo es el de Genijew (Ref. 7) al modificar la rugosidad absoluta del tubo nuevo, de acuerdo con el tipo de agua que va a escurrir y el número de años de servicio; esto es:

$$\epsilon_t = \epsilon_0 + a t \quad (8.8)$$

donde

- ϵ_0 rugosidad del tubo (nuevo), en mm;
- a coeficiente que depende del grupo en el que se clasifique el agua que va a escurrir, según la tabla 8.2;
- t número de años de servicio de la tubería;
- ϵ_t rugosidad del conducto, después de t años de servicio, en mm.

Problema 8.1. Determinar la dirección del flujo en el tubo mostrado en la figura 8.5, así como el gasto que transporta, donde $\gamma = 800 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 0.14 \times 10^{-2} \text{ kg seg/m}^2$.

Solución. Con el plano horizontal de referencia al nivel del punto 2, la suma de las cargas de posición y de presión, en el punto 1, es

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{14\,000}{800} + 4.6 = 22.10 \text{ m}$$

y la carga de presión, en el 2, la siguiente:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{21\,000}{800} = 26.25 \text{ m} > 22.10 \text{ m}$$

luego, el flujo es necesariamente de 2 a 1.

TABLA 3.1 Rugosidad absoluta ϵ en tubos comerciales

<i>Material</i>	<i>ϵ, en mm</i>	
<i>Tubos lisos</i>		
De vidrio, cobre, latón, madera (bien cepillada), acero nuevo soldado y con una mano interior de pintura; tubos de acero de precisión sin costura, serpentines industriales, plástico, hule	0.0015	
Tubos industriales de latón	0.025	
Tubos de madera	0.2	a 1
Hierro forjado	0.05	
Hierro fundido nuevo	0.25	
Hierro fundido, con protección interior de asfalto	0.12	
Hierro fundido oxidado	1	a 1.5
Hierro fundido, con incrustaciones	1.5	a 3
Hierro fundido, centrifugado	0.05	
Hierro fundido nuevo, con bridas o juntas de macho y campana	0.15	a 0.3
Hierro fundido usado, con bridas o juntas de macho y campana	2	a 3.5
Hierro fundido para agua potable, con bastantes incrustaciones y diámetro de 50 a 125 mm	1	a 40
Hierro 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 soldado de calidad normal</i>		
Nuevo	0.05	a 0.10
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	

TABLA 8.1 (Continuación)

<i>Material</i>	<i>e, en mm</i>	
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>		
a) Espesor de lámina < 5 mm	0.65	
b) Espesor de lámina de 5 a 12 mm	1.95	
c) Espesor de lámina > 12 mm, o entre 6 y 12 mm, si las hileras de pernos tienen cubrejuntas	3	
d) 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
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	15	a 3

TABLA 3.2 Coeficientes a de la fórmula de Genijew**Grupo I**

Agua con poco contenido mineral que no origina corrosión. Agua con un pequeño contenido de materia orgánica y de solución de hierro:

a varía de 0.005 a 0.55; valor medio, 0.025.

Grupo II

Agua con poco contenido mineral que no origina corrosión. Agua que contiene menos de 3 mg/lt de materias orgánicas y hierro en solución:

a varía de 0.055 a 0.18; valor medio, 0.07.

Grupo III

Agua que origina fuerte corrosión y con escaso contenido de cloruros y sulfatos (menos de 100 a 150 mg/lt). Agua con un contenido de hierro de más de 3 mg/lt:

a varía de 0.18 a 0.40; valor medio, 0.20.

Grupo IV

Agua que origina corrosión, con un gran contenido de sulfato y cloruros (más de 500 a 700 mg/lt). Agua turbia con una gran cantidad de materia orgánica:

a varía de 0.40 a 0.60; valor medio, 0.51.

Grupo V

Agua con cantidades importantes de carbonatos, pero de dureza pequeña permanente, con residuo espeso de 2 000 mg/lt:

a varía de 0.6 a más que 1.

cado que la carga de velocidad es la misma en ambos puntos.

La pendiente de fricción de 1 a 2 es constante y vale:

$$S_f = \frac{d}{ds} \left(\frac{p}{\gamma} + z \right)$$

$$= \frac{26.25 - 22.10}{9.2} = 0.451$$

Substituyendo la ecuación (8.3) en la Ec. (8.2b) y despejando a V , resulta:

$$V = \frac{\gamma S_f D^2}{32 \mu} =$$

$$= \frac{800 \times 0.451 \times (0.0125)^2}{32 \times 0.14 \times 10^{-2}} = 0.43 \text{ m/seg}$$

y el gasto será entonces:

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 V =$$

$$= \frac{\pi(0.0125)^2 \times 0.43}{4} = 0.527 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{seg}$$

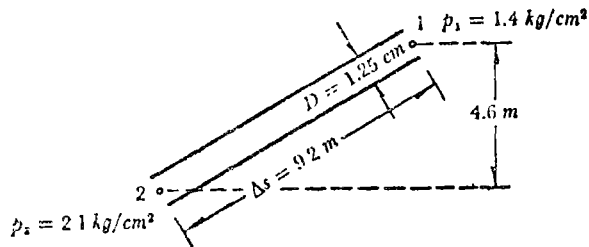


Figura 8.5. Ilustración al problema 8.1.

y el número de Reynolds se determina, una vez calculados ρ y V , así:

$$\rho = \frac{800}{9.8} = 81.63 \text{ kg seg}^2/\text{m}^4$$

$$v = \frac{0.41 \times 10^{-2}}{81.63} = 0.502 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$R_e = \frac{0.430 \times 0.0125}{0.502 \times 10^{-4}} = 107.1 < 2300$$

luego entonces el flujo es efectivamente laminar.

De la Ec. (8.3) el factor de fricción vale

$$f = \frac{64}{107.1} = 0.60$$

Problema 8.2. En la Fig. 8.6 se muestra un dispositivo utilizado en el laboratorio para medir la viscosidad de los líquidos. Consiste en un recipiente a superficie libre o a presión con descarga al medio ambiente, mediante un tubo horizontal de diámetro pequeño. Dentro del recipiente se ha vaciado un líquido cuyo peso específico es $\gamma = 950 \text{ kg/m}^3$ y alcanza una altura $h = 0.80 \text{ m}$; hay una presión manométrica $p_0 = 0.1 \text{ kg/cm}^2$ sobre la superficie libre. El diámetro del tubo es $D = 5 \text{ cm}$ y su longitud $L = 6 \text{ m}$; el gasto descargado es de 182 kg/min . Determinar la viscosidad del líquido.

Solución. El gasto y la velocidad son los siguientes:

$$Q = \frac{182}{950 \times 60} = 0.00319 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times 0.00319}{\pi \times (0.05)^2} = 1.625 \text{ m/seg}$$

Puesto que el tubo descarga al medio ambiente, la pérdida por fricción será:

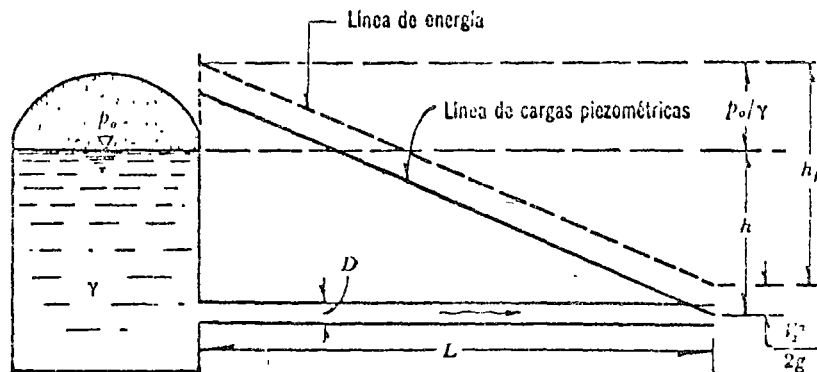


Figura 8.6. Ilustración del problema 8.2.

$$h_f = h + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{V^2}{2g} =$$

$$= 0.8 + \frac{0.1 \times 10^4}{950} - \frac{(1.625)^2}{19.6} = 1.718 \text{ m}$$

y la pendiente de fricción es:

$$S_f = \frac{1.718}{6} = 0.2863$$

Si suponemos que el flujo es laminar, de la ecuación que proporcionó la velocidad en el problema 8.1 la viscosidad dinámica resulta ser:

$$\mu = \frac{\gamma S_f D^2}{32 V} =$$

$$= \frac{950 \times 0.2863 \times (0.05)^2}{32 \times 1.625} =$$

$$= 0.013 \text{ kg seg/m}^2$$

Faltaría verificar si el flujo es efectivamente laminar. Con $\rho = \gamma/g$, el número de Reynolds vale:

$$R_e = \frac{V D \rho}{\mu} =$$

$$= \frac{1.625 \times 0.05 \times 950}{0.013 \times 9.8} = 606 < 2,000$$

luego, el flujo es laminar y los resultados anteriores son correctos.

Problema 8.3. Determinar el diámetro adecuado para una tubería de 305 m de longitud que transporta 57 lt/seg de aceite, en la cual se debe vencer una carga de 13.6 m, debida a las pérdidas por fricción. A la temperatura de trabajo, el peso específico del aceite es de 900 kg/m³ y la viscosidad dinámica de 0.14646 kg seg/m².

Calcular también la potencia hidráulica que la bomba debe proporcionar al fluido.

Solución. La pendiente de fricción vale

$$S_f = \frac{13.6}{305} = 0.0446$$

De la ecuación de continuidad y de la que proporcionó la velocidad media en el problema 8.1, resulta:

$$D = \left(\frac{128 \mu Q}{\pi \gamma S_f} \right)^{\frac{1}{2}} =$$

$$\left(\frac{128 \times 0.14646 \times 0.057}{\pi \times 900 \times 0.0446} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$D = 0.304 \text{ m}$$

Es necesario verificar que el flujo sea efectivamente laminar. La velocidad media vale

$$V = \frac{0.057 \times 4}{\pi \times (0.304)^2} = 0.786 \text{ m/seg}$$

con $\rho = \gamma/g$, el número de Reynolds será:

$$R_e = \frac{0.786 \times 0.304 \times 900}{0.14646 \times 9.8} = 150$$

donde, por ser menor de 2 000, es correcto haber supuesto que el flujo es laminar.

La potencia que debe suministrar la bomba está dada por

$$P = \gamma Q H = 900 \times 0.057 \times 13.6$$

$$P = 697.68 \text{ kg m/seg}$$

o bien

$$P = \frac{697.68}{75} = 9.3 \text{ CV}$$

Problema 3.4. Calcular la pérdida de energía por fricción en un tramo de tubo liso de 153 m de longitud y 0.10 m de diámetro, donde fluye aceite de peso específico $\gamma = 930 \text{ kg/m}^3$, viscosidad $\mu = 0.00486 \text{ kg-seg/m}^2$, si la velocidad media es: a) $V = 0.60 \text{ m/seg}$; b) $V = 3 \text{ m/seg}$.

Solución a). El número de Reynolds es:

$$R_e = \frac{VD\rho}{\mu} = \frac{0.60 \times 0.10 \times 930}{9.8 \times 0.00486} = 1172 < 2000$$

luego el flujo es laminar y vale la ecuación (8.3), a saber:

$$f = \frac{64}{R_e} = \frac{64}{1172} = 0.0546$$

La pérdida por fricción es

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = \frac{0.0546 \times 153 \times 0.36}{0.1 \times 19.6} = 1.535 \text{ m}$$

Solución b). Siguiendo un procedimiento semejante, tenemos que

$$R_e = \frac{3 \times 0.10 \times 930}{9.8 \times 0.00486} = 5858$$

Del diagrama de Moody, para un tubo liso $f = 0.0356$, resulta:

$$h_f = \frac{0.0356 \times 153 \times 9}{0.1 \times 19.6} = 25.01 \text{ m}$$

Problema 3.5. Determinar el gasto que fluye en un tubo de acero de 0.30 m de diámetro, que conduce agua potable con temperatura de 15°C , si se especifica que la pérdida de fricción sea de 1.20 m por cada 100 m de tubería ($\epsilon/D = 0.00085$).

Solución: Se supone $f = 0.0188$ para un número de Reynolds grande. De la fórmula de Darcy-Weisbach, tenemos:

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{h_f D}{f L} = \frac{1.20 \times 0.30}{0.0188 \times 100} = 0.1915 \text{ m}$$

$$V = 1.939 \text{ m/seg}$$

Para el agua de 15°C , $\nu = 1.145 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$, el número de Reynolds resulta ser:

$$R_e = \frac{1.939 \times 0.30 \times 10^6}{1.145} = 508035$$

y del diagrama de Moody $f = 0.0195$, luego:

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{1.20 \times 0.30}{0.0195 \times 100} = 0.185 \text{ m}$$

$$V = 1.905 \text{ m/seg}$$

El nuevo número de Reynolds es $R_e = 499130$; por lo tanto, $f = 0.0195$.

El gasto vale, finalmente:

$$Q = \frac{\pi \times 0.09}{4} \times 1.905 = 0.135 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Problema 3.6. Determinar el diámetro de un tubo de acero ($\epsilon = 0.0000458 \text{ m}$), necesario para transportar $0.250 \text{ m}^3/\text{seg}$ de aceite, de viscosidad cinemática $\nu = 0.00001 \text{ m}^2/\text{seg}$, a una distancia de 3000 m con una pérdida de fricción de 25 m.

Solución. De la fórmula de Darcy-Weisbach tenemos:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{16 Q^2}{2g \pi^2 D^4}$$

Por lo tanto,

$$D^5 = \frac{8 L Q^2}{g \pi^2 h_f} f =$$

$$= \frac{8 \times 3\,000 \times 0.0625}{9.8 \times \pi^2 \times 25} f = 0.674 f$$

además:

$$R_o = \frac{4 Q D}{\pi v D^2}$$

$$= \frac{4 \times 0.250}{\pi \times 0.00001} \frac{1}{D} = \frac{31\,831}{D}$$

Si $f = 0.02$, entonces

$$D = \sqrt[5]{0.674 \times 0.02} = 0.423 \text{ m}$$

Con el valor aproximado de D , se obtiene:

$$R_o = \frac{31\,831}{0.423} = 75\,251$$

asimismo:

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0000458}{0.423} = 0.0000108$$

Del diagrama de Moody $f = 0.0195$, el diámetro será:

$$D = \sqrt[5]{0.674 \times 0.0195} = 0.42 \text{ m}$$

Es decir, prácticamente el mismo valor que en el caso anterior, el cual corresponde al diámetro definitivo de la tubería.

8.5 Tubos de sección no circular

En el caso de tubos de sección no circular, con esquinas pronunciadas, el esfuerzo cortante en la dirección del flujo es menor en las mismas que a lo largo de las paredes. Lo anterior provoca la formación

de corrientes secundarias desde la zona de alto cortante hacia el centro del tubo, mientras ocurre un flujo de circulación hacia las esquinas, con la tendencia a uniformar el cortante en la pared. El estudio fue hecho por Schiller y Nikuradse, mismos que determinaron la ley de fricción y la distribución de velocidades para tubos de sección rectangular, triangular, trapezoidal y circular, esta última con escotadura. Como conclusión a sus estudios encontraron que en estas secciones con poca simetría el factor de fricción podía calcularse, en las tres distintas zonas de escurrimiento, con las fórmulas obtenidas para tubos de sección circular; sólo basta cambiar D (diámetro del tubo circular) por $4 R_h$, donde R_h representa el radio hidráulico de la sección transversal del tubo.

Sin embargo, en 1963 J. Malaika (Ref. 41) realizó experimentos en tubos de sección no circular, con objeto de encontrar fórmulas para el factor de fricción f . La idea se basó en que un mismo valor del radio hidráulico puede caracterizar a un número ilimitado de geometrías de la sección, por lo que deberían intervenir otros parámetros (de la sección) capaces de tomar en cuenta esta contingencia. Malaika encontró que los errores causados al despreciar los efectos geométricos son, a menudo, más pequeños que los cometidos en la apreciación de la rugosidad del conducto; sin embargo, dichos efectos pueden inducir errores en el factor de fricción hasta de 35 %, dependiendo su magnitud del gasto y de las condiciones de frontera.

Las conclusiones de Malaika fueron las siguientes.

a) Como el diámetro del círculo inscrito en una sección cualquiera es una dimensión lineal más representativa de la sección (para ser usada en los números

de Reynolds y en la rugosidad relativa en el diagrama universal de Moody) es posible utilizar las ecuaciones antes obtenidas si en lugar del diámetro D se usa el diámetro d del círculo inscrito en las secciones (Fig. 8.7).

b) La eficacia hidráulica relativa, de una variedad de formas de secciones transversales de conductos, puede expresarse por la relación adimensional entre el diámetro del círculo inscrito y el radio hidráulico.

En la Fig. 8.7 se muestran cuatro formas distintas de la sección transversal de conductos, incluyendo el diámetro d del círculo inscrito en ellas.

8.6 Fórmulas empíricas de fricción

Antes de que se conocieran las fórmulas de tipo logarítmico, las únicas disponibles para el diseño eran las de tipo exponencial, puramente empíricas, cuyo solo mérito estriba en su sencillez. Sin embargo, fueron y siguen siendo usadas. Para tubos que transportan agua, dichas ecuaciones toman la expresión general:

$$V = a D^a S_f^b \quad (8.9a)$$

o bien, con $S_f = h_f/L$ (pendiente de fricción):

$$h_f = \left(\frac{V}{a D^a} \right)^{1/b} L = \left[\frac{4Q}{\pi a D^{(a+2)}} \right]^{1/b} L \quad (8.9b)$$

donde el coeficiente a y los exponentes b , y son empíricos. La expresión no es adimensional, por lo que se debe tener cuidado en la conversión de unidades.

Es conveniente investigar la relación entre el factor de fricción f y los términos anteriores. Para ello, si se iguala la ecuación (8.2a) de Darcy-Weisbach con la (8.9b) y se despeja a f resulta:

$$f = 2g \frac{D^{(1-a/b)}}{a^{1/b} V^{(2-1/b)}} \quad (8.10)$$

Dado que a normalmente varía con la rugosidad y la viscosidad, tiene por ello las mismas características que f .

Cuando las fórmulas exponenciales se representan gráficamente en el diagrama estándar $f - R_e$, aparecen como líneas rectas con diferentes pendientes. Debido a que la verdadera forma de la ecuación del factor de fricción es del tipo logarítmico, de concavidad hacia arriba (excepto en tubos rugosos en la zona turbulenta), la fórmula exponencial es aproximadamente válida únicamente en un intervalo limitado. En sus extremos, la línea recta queda debajo de la curva, con la que resulta una subestimación de la pérdida por fricción; por lo tanto, es importante tener cuidado con el intervalo en el cual se puede aplicar cada fórmula exponencial, ya que cualquier intento de extrapolación puede conducir a serios errores. Normalmente, la desviación máxima no excede un 3%, lo cual está dentro de los límites de seguridad en la estimación.

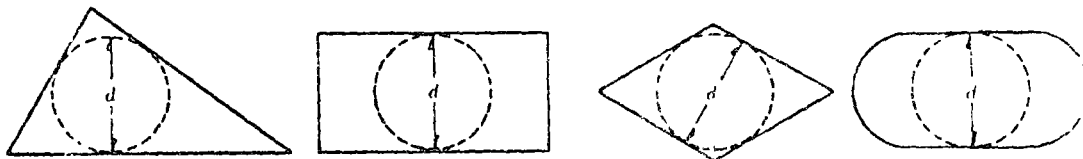


Figura 8.7. Círculo inscrito en las formas geométricas de secciones en tubos.

TABLA 3.3. Resumen de las fórmulas para el cálculo de pérdidas por fricción, aplicables al flujo de agua en conductos a presión. Las unidades se expresan en sistema MKS

Tipo de tubería y flujo	Autor	Fórmula	Observaciones
Cualquier tipo de tubo y flujo.	Darcy-Weisbach	$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$	Es la Ec. (8.2) y es de tipo universal; f se obtiene del diagrama universal de Moody, o de alguna de las fórmulas indicadas a continuación.
Tubos lisos o rugosos en la zona laminar.	Poiseuille	$f = \frac{64}{R_e}$	Es la Ec. (8.3) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para $R_e < 2300$.
Tubos lisos en la zona de transición o turbulenta.	Blasius	$f = \frac{0.3164}{R_e^{0.25}}$	Es la Ec. (8.4) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. Vale para tubos de aluminio, latón, cobre, plomo, plástico, vidrio y asbesto-cemento para $R_e > 10^5$.
	Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{R_e \sqrt{f}}{2.51} \right)$	Es la Ec. (8.5b) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. Vale para $2.3 \times 10^4 \leq R_e \leq 3.4 \times 10^6$.
	Kozeny (Ref. 9)	$f = \frac{2g}{(7.78 \log R_e - 5.95)^2}$	Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para tubos de asbesto-cemento y para $R_e > 4000$.
	Richter (Ref. 43)	$f = 0.01113 + 0.917/R_e^{0.41}$	Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para tubos de hule y para $R_e > 4000$.
	Ludin (Ref. 42)	$V = 140 R_h^{0.645} S_f^{5/3}$	Equivale a usar la Ec. (8.9b) con $a = 57.37$, $x = 0.645$, $y = 5/3$. Vale para tubos de asbesto-cemento. En esta fórmula R_h es el radio hidráulico del tubo.

TABLA 8.3 (Continuación)

Tubos rugosos en la zona de transición o turbulenta.	Colebrook-White	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{R_s \sqrt{f}} \right)$	Es la Ec. (8.7) y vale para tubos lisos o rugosos en la zona de transición o turbulenta y con $R_s > 4000$. Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach.
	Hazen-Williams (Ref. 44)	$V = 0.355 C_H D^{0.63} S_f^{0.54}$	Equivale a usar la Ec. (8.9a) con $a = 0.355 C_H$; $x = 0.63$, $y = 0.54$. Es la fórmula más común para tubos rugosos. C_H depende del material del tubo de acuerdo con la tabla 8.4.
Tubos rugosos en la zona turbulenta.	Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{3.71 D}{\epsilon}$	Es la Ec. (8.6b) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach.
	Kozeny (Ref. 9)	$f = \frac{2g}{(8.86 \log D + N)^2}$	Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. N depende del material en la tubería según la tabla 8.4.
	Chezy	$V = C \sqrt{R_h S_f}$	Es la fórmula general para este tipo de tubos y se obtiene de la fórmula de Darcy-Weisbach haciendo $D = 4 R_h$. Equivale a usar la Ec. (8.9a) con $a = 0.5 C$; $x = y = 0.5$. C es un coeficiente que se obtiene de las fórmulas de Bazin, Kutter o Manning.
	Bazin (Ref. 31)	$C = \frac{87}{1 + \Delta/\sqrt{R_h}}$	Se aplica a la fórmula de Chezy, donde Δ depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 8.4.
	Kutter (Ref. 45)	$C = \frac{100 \sqrt{R_h}}{m + \sqrt{R_h}}$	Se aplica a la fórmula de Chezy, donde m depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 8.4.
	Manning (Ref. 42)	$V = \frac{1}{n} R_h^{2/3} S_f^{1/2}$	Resulta de la fórmula de Chezy al considerar que $C = R_h^{1/6}/n$. Equivale a usar la Ec. (8.9a) con $a = 0.397/n$, $x = 2/3$, $y = 1/2$. n depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 8.4.

TABLA 8.4 Valores de C_R , Δ , m , n y N aplicables a las fórmulas de la tabla 8.3 de acuerdo con el material de que está construido el tubo

<i>Material</i>	C_R	Δ	m	n	N
Acero corrugado	60	—	—	—	—
Acero con juntas <i>lock-bar</i> (nuevo).	135	—	—	—	—
Acero galvanizado (nuevo y usado).	125	—	—	0.014	—
Acero remachado (nuevo).	110	—	—	0.015 a 0.016	31
Acero remachado (usado).	85	—	—	—	28 a 26
Acero soldado o con remache avellanado y embutido (nuevo).	120	—	—	0.012 a 0.013	34
Acero soldado o con remache avellanado y embutido (usado).	90	—	—	—	31 a 27
Acero sin costura (nuevo).	—	0.10	0.25	—	38
Acero sin costura (usado).	—	—	0.35	—	36
Acero soldado, con revestimiento especial (nuevo y usado).	130	—	—	—	—
Hierro fundido limpio (nuevo).	130	0.16	0.25	0.013	35
Hierro fundido, sin incrustaciones (usado).	110	0.23	0.275	—	—
Hierro fundido, con incrustaciones (viejo).	90	0.36	0.35	—	30
Plástico.	150	—	—	—	—
Asbesto-cemento (nuevo).	135	0.06	—	—	—
Cobre y latón.	130	—	—	—	—
Conductos con acabado interior de cemento pulido.	100	—	0.10	—	—
Concreto, acabado liso.	130	—	0.20	—	38
Concreto, acabado común.	120	0.18	—	—	—
Concreto monolítico, colado con cimbras deslizantes ($D > 1.25$ m).	—	—	—	0.010 a 0.011	—
Concreto monolítico bien cimbrado y pulido ($D > 1.25$ m).	—	—	—	0.011 a 0.0123	—
Concreto monolítico bien cimbrado y sin pulir ($D > 1.25$ m).	—	—	—	0.014 a 0.015	—
Concreto con acabado tosco ($D > 1.25$ m).	—	—	—	0.015 a 0.017	27 a 26
Concreto con juntas de macho y campana ($D > 0.8$ m).	—	—	—	0.0105 a 0.012	—
Concreto con juntas toscas ($D > 0.5$ m).	—	—	—	0.0125 a 0.014	30
Concreto con juntas toscas ($D < 0.5$ m).	—	—	—	0.014 a 0.017	—
Conductos para alcantarillado.	—	—	—	—	28
Tubos de barro vitrificado (drenes).	110	—	—	0.011	34
Túneles perforados en roca sin revestimiento.	—	—	—	0.025 a 0.040	—
Madera cepillada o en duelas.	120	—	0.10	0.0105 a 0.012	—

fórmulas empíricas de fricción

la rugosidad. En la tabla 8.3 se presenta un resumen de las principales fórmulas experimentales para el cálculo de la pérdida por fricción en tuberías.

Problema 8.7. Un tubo de acero transporta $0.152 \text{ m}^3/\text{seg}$ de agua. Si $S_f = 0.0025$, determinar el diámetro del tubo requerido de acuerdo con las fórmulas de: *a)* Colebrook-White ($\epsilon = 0.3 \text{ mm}$); *b)* Hazen-Williams ($C_H = 135$); *c)* Manning ($n = 0.01$). Suponer $\nu = 0.0114 \text{ cm}^2/\text{seg}$.

Solución a). En cualquier caso la velocidad vale:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{0.194}{D^2}$$

Substituyendo en la fórmula de Colebrook-White, resulta:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{14.75 \times 10^{-6} \times D}{\sqrt{f}} + \frac{80.9 \times 10^{-6}}{D} \right) \quad (a)$$

De la fórmula de Darcy-Weisbach (Ec. 8.2 b) se obtiene:

$$0.0025 = \frac{f}{19.61 D} \left(\frac{0.194}{D^2} \right)^3$$

de tal manera que: $\sqrt{f} = D^{2.5}/0.877$, y substituida en la Ec. (a) resulta:

$$\frac{0.877}{D^{2.5}} = -2 \log \left(\frac{12.94 \times 10^{-6}}{D^{1.5}} + \frac{80.9 \times 10^{-6}}{D} \right)$$

Por un procedimiento de iteraciones resulta $D = 0.425 \text{ m}$

Solución b). Substituyendo en la fórmula de Hazen-Williams (tabla 8.3), tenemos:

$$\frac{0.194}{D^2} = 0.355 \times 135 (0.0025)^{0.54} D^{0.83}$$

de la cual, $D = 0.420 \text{ m}$.

Solución c). Substituyendo en la fórmula de Manning (tabla 8.3):

$$\frac{0.194}{D^2} = \frac{0.397 D^{2/3} (0.0025)^{1/2}}{0.01}$$

de la cual, $D = 0.417 \text{ m}$.

En la práctica, un diámetro comercial de 457 mm sería apropiado para todos los valores de D que han sido obtenidos. Para $D = 0.425 \text{ m}$, $V = 1.07 \text{ m/seg}$ y $R_e = 4 \times 10^6$; del diagrama universal de Moody: $f = 0.0182$. Esto indica que el tubo opera en la zona de transición.

8.7 Pérdidas locales

8.7.1 Fórmula general

Las tuberías de conducción que se utilizan en la práctica están compuestas, generalmente, por tramos rectos y curvos para ajustarse a los accidentes topográficos del terreno, así como a los cambios que se presentan en la geometría de la sección y de los distintos dispositivos para el control de las descargas (válvulas y compuertas). Estos cambios originan pérdidas de energía, distintas a las de fricción, localizadas en el sitio mismo del cambio de geometría o de la alteración del flujo. Tal tipo de pérdida se conoce como *pérdida local*. Su magnitud se expresa como una fracción de la carga de velocidad, inmediatamente aguas abajo

del sitio donde se produjo la pérdida; la fórmula general de pérdida local es:

$$h = K \frac{V^2}{2g} \quad (8.11)$$

donde

- h pérdida de energía, en m;
 K coeficiente sin dimensiones que depende del tipo de pérdida que se trate, del número de Reynolds y de la rugosidad del tubo;
 $V^2/2g$ la carga de velocidad, aguas abajo, de la zona de alteración del flujo (salvo aclaración en contrario) en m.

En los siguientes incisos se presentan los valores del coeficiente K , de acuerdo con el tipo de perturbación.

8.7.2 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; el coeficiente K depende, principalmente, de la brusquedad con que se efectúa la contracción del chorro. En la Fig. 8.8 se muestran algunos valores tomados de las Refs. 1 y 6.

La entrada elíptica (Fig. 8.8 h) es la que produce el mínimo de pérdidas. Si el tubo es de sección circular la ecuación de la elipse de entrada es (Ref. 37), (ver también capítulo 6):

$$\frac{x^2}{(0.5D)^2} + \frac{y^2}{(0.15D)^2} = 1 \quad (8.12)$$

Si es de sección rectangular la ecuación resulta ser:

$$\frac{x^2}{H^2} + \frac{y^2}{(0.33H)^2} = 1 \quad (8.13)$$

donde H es la dimensión vertical del conducto, para definir la forma del perfil superior e inferior o la dimensión horizontal para la forma de las entradas laterales.

8.7.3 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. Cuando están parcialmente sumergidas y sobresalen del nivel de la superficie del agua, el coeficiente K puede calcularse con la fórmula de Kirschmer que está de acuerdo con las experiencias de Fellenius y Spangler, además de ser válida para el flujo normal al plano de rejillas:

$$K = C_f (s/b)^{4/3} \operatorname{sen} \theta \quad (8.14)$$

donde C_f es un coeficiente que depende de la forma de la reja; V , en la Ec. 8.11, es la velocidad V_0 frente a las rejas como si éstas no existieran.

En la Fig. 8.9 se indica el significado de cada término.

Cuando la dirección del flujo no es normal al plano de rejillas, la pérdida es mayor y el coeficiente K se calcula con la fórmula de Mosonyi (Ref. 46), a saber:

$$K = K_0 \beta \quad (8.15)$$

donde K_0 es el coeficiente de pérdida para flujo normal al plano de reja y β otro coeficiente que depende del cociente s/b y del ángulo δ de inclinación del flujo, cuyos valores se presentan en la Fig. 8.10.

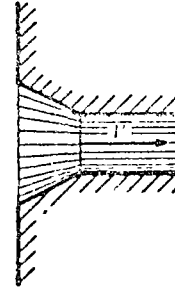
Como se desconoce el grado de aplica-



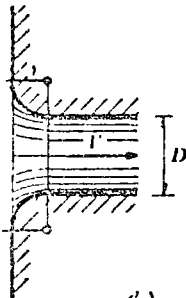
a) $K = 0.5$



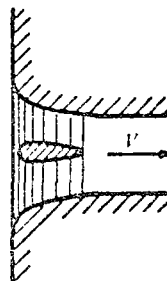
b) $K = 0.5 + 0.3 \cos\theta + 0.2 \cos^2\theta$



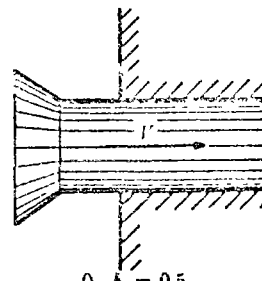
c) $K = 0.15$ a 0.25



d)

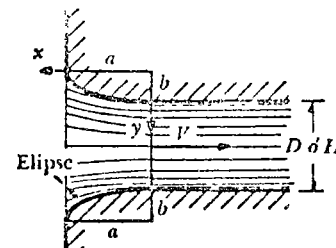
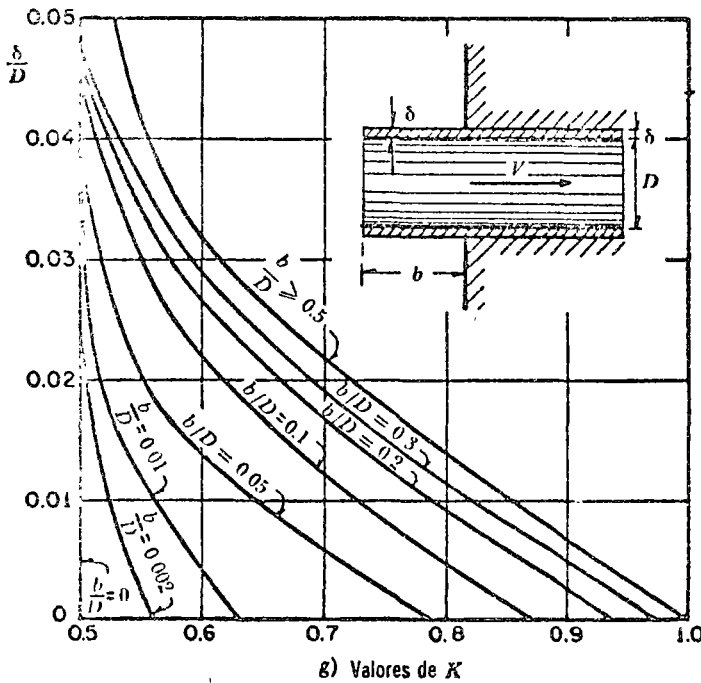


e) $K = 0.06$ a 0.10

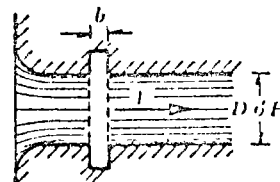


f) $K = 0.5$

r/D	0	0.04	0.08	0.12	0.16	>0.2
K	0	0.26	0.15	0.09	0.06	>0.03



h) $K = 0.04$ a 0.10
para tubo circular; δ
de 0.07 a 0.2 para
tubo rectangular.



i) Coeficientes de pérdida por escotadura
 $K = 0.05$ a 0.10 ,
si $b/D > 1$ ó $b/H > 0.2$
y $V > 2$ m/seg.
De lo contrario, $K \approx 0$.

Figura 3.8. Coeficientes de pérdida —por entrada— para diferentes formas.

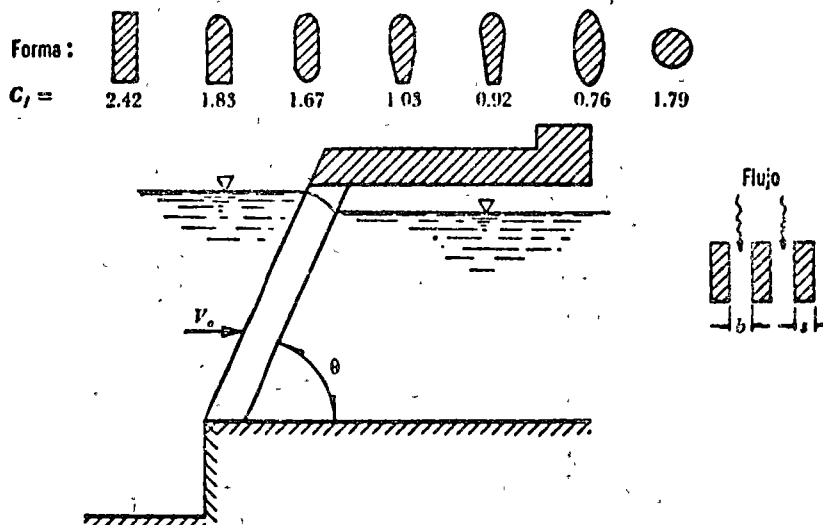


Figura 8.9. Coeficientes C_f aplicables a la fórmula de Kirschmer de acuerdo con la forma de las barras.

ción de las fórmulas anteriores a rejillas completamente sumergidas, se puede obtener una aproximación media con la fórmula de Creager (Ref. 37), siguiente:

$$K = 1.45 - 0.45 (A_n/A_b) - (A_n/A_b)^2 \quad (8.16)$$

donde:

- A_n área neta de paso entre rejillas;
- A_b área bruta de la estructura de rejillas.

Debe aclararse que, al aplicar la Ec. (8.16) en la Ec. (8.11), V es la velocidad neta a través de las rejillas.

8.7.4 Pérdida por ampliación

Esta se origina al producirse una ampliación de la sección transversal del tubo. El coeficiente K depende de la brusquedad de la ampliación y para encontrarlo se usa la fórmula de Borda-Carnot (Ec. 4.45b):

$$K = C_a \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 \quad (8.17)$$

donde C_a depende del ángulo θ del difusor, como se muestra en la Fig. 8.11, 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.

A fin de evitar separaciones y cavitaciones, el ángulo θ del difusor debe ser

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{\sqrt{gD}}{2V} \text{ para } \theta < 20^\circ$$

donde:

$$D = (D_1 + D_2)/2 \text{ y } V = (V_1 + V_2)/2.$$

Según Hutarew (Ref. 3) el ángulo θ óptimo depende del número de Reynolds (Fig. 8.12). Para calcular θ en transiciones con

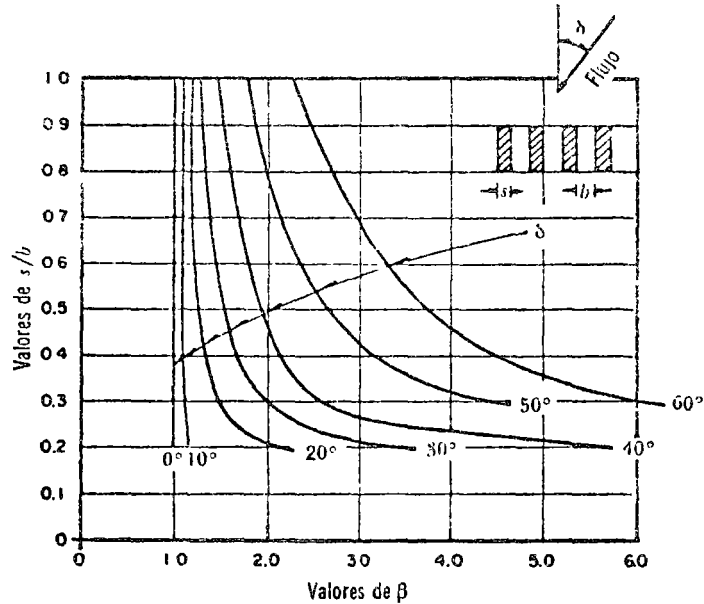


Figura 8.10. Valores de β para flujo inclinado, según Mosonyi.

sección distinta de la circular, se usa el criterio del cono equivalente, es decir, un cono truncado o limitado por áreas circulares, de la misma magnitud que las reales, en los extremos de la transición.

8.7.5 Pérdida por reducción

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 contracción, el coeficiente de pérdida está supeditado al ángulo θ al cual ésta se produzca, de acuerdo con la tabla 8.5 de Kisieliev (Ref. 6).

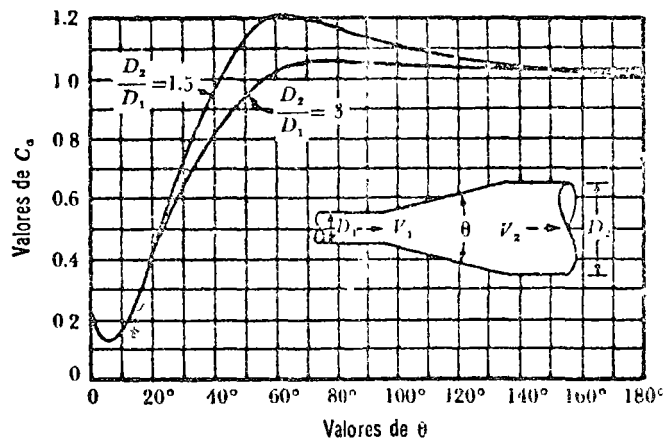


Figura 8.11. Coeficientes de pérdida para ampliaciones graduales.

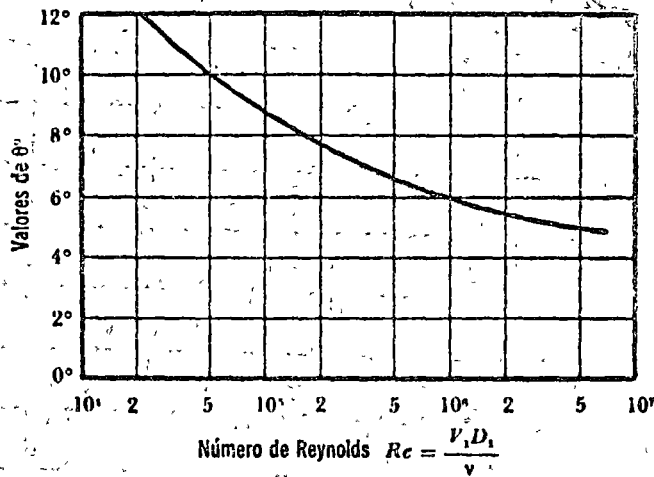


Figura 8.12. Ángulo óptimo del difusor, en función del número de Reynolds.

TABLA 8.5. Coeficiente de pérdida por reducción gradual de ángulo θ , según Kisieliev

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 objeto de evitar pérdidas grandes, el ángulo de reducción no debe exceder de un valor especificado (Fig. 8.13).

Dicho ángulo vale:

$$\tan \theta = \sqrt{\frac{gD}{V}}$$

en que:

$$D = \frac{D_1 + D_2}{2}; \quad V = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

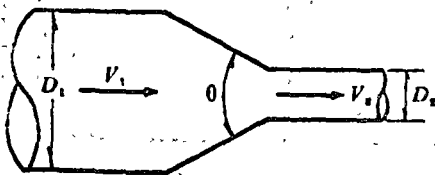


Figura 8.13. Reducción gradual.

y en este caso, $K_r = 0.1$.

Si la contracción es brusca se usan los coeficientes de Weisbach, mostrados en la Fig. 8.14, en la que aparece también la curva de Kisieliev (Ref. 6); la cual pretende dar los valores medios de todos los autores que han estudiado el problema. En el caso de tubos de pequeño diámetro, un cople reductor tiene un coeficiente de pérdida K que varía de 0.05 a 2; y para un cople que una dos tubos del mismo diámetro, K varía de 0.35 a 0.9 para diámetros variando de 100 mm a 25 mm, respectivamente.

Cuando la contracción brusca contenga un diafragma como el que aparece en la Fig. 8.15, el coeficiente de pérdida vale (Ref. 43):

$$K = \left(\frac{A_2}{A_0} - 1 \right)^2 + 0.04 \left(\frac{A_2}{A_0} \right)^2 \quad (8.18)$$

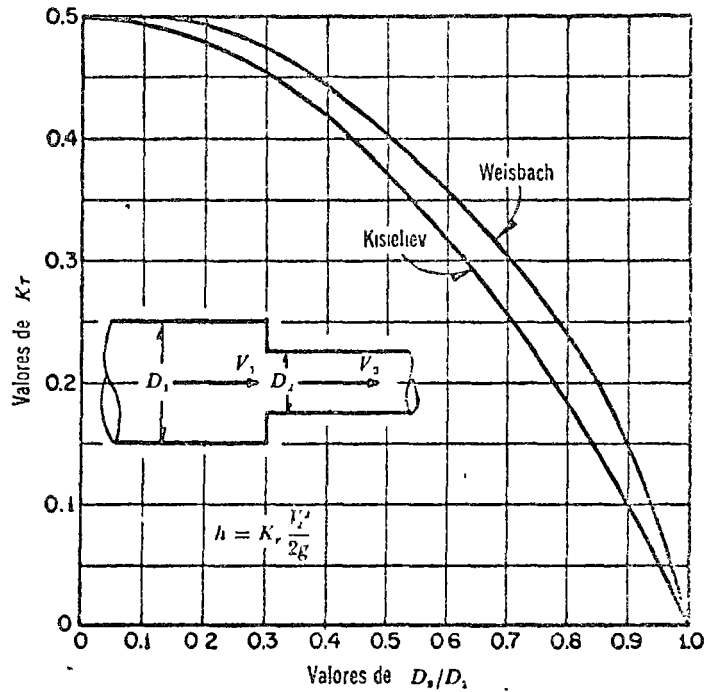


Figura 8.14. Pérdida de energía en una contracción brusca.

Siendo la pérdida $h = K V_2^2 / 2g$.

Si $A_0 < 0.1 A_1$ y el diafragma tiene cantos afilados, los valores de μ y K de la Ec. 8.18 se muestran en la tabla 8.6 (Ref. 43):

TABLA 8.6. Coeficientes μ y K para el cálculo de la pérdida en una contracción brusca con diafragma, para $A_0 < 0.1 A_1$

A_0/A_1	μ	K
0.1	0.616	231.7
0.2	0.614	51
0.3	0.612	19.78
0.4	0.610	9.61
0.5	0.607	5.26
0.6	0.605	3.08
0.7	0.603	1.88
0.8	0.601	1.17
0.9	0.598	0.73
1	0.596	0.48

Si $A_0 \geq 0.1 A_1$ y el diafragma tiene can-

tos afilados, los valores de μ de la Ec. 8.18 se presentan en la tabla 8.7 (Ref. 43).

TABLA 8.7. Coeficientes μ y K para el cálculo de la pérdida en una contracción brusca con diafragma, para $A_0 \geq 0.1 A_1$

A_0/A_1	μ
0.1	0.63
0.2	0.64
0.3	0.65
0.4	0.67
0.5	0.69
0.6	0.72
0.7	0.77
0.8	0.85
0.9	0.92
1	1

Si $A_1 = A_2$ y el diafragma tiene cantos afilados ($A_0/A_1 = A_0/A_2 > 0.1$), los valores de μ y K se presentan en la tabla 8.6 (Ref. 43):

TABLA 8.8. Coeficientes de μ y K para un diafragma en un tubo de diámetro constante

A_0/A_1	μ	K
0.05	—	1 070
0.1	0.624	226
0.2	0.632	47.8
0.3	0.643	17.5
0.4	0.659	7.8
0.5	0.681	3.76
0.6	0.712	1.79
0.7	0.755	0.80
0.8	0.813	0.29
0.9	0.892	0.09
1	1.0	0

Si A_1 es muy grande, $\mu \approx 0.60$; según Weisbach (Ref. 9) los valores de K se presentan en la tabla 8.9 y siguen la ecuación

$$K = \left(\frac{A_2}{\mu A_0} - 1 \right)^2$$

TABLA 8.9. Coeficiente de pérdida para un diafragma a la entrada de un tubo

A_2/A_0	K
1	0.44
1.25	1.17
1.5	2.25
2	5.44
3	16
5	53.7
10	245.5

8.7.6 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 rectilíneo 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

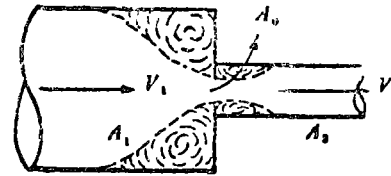


Figura 8.15. Reducción con diafragma.

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 (Fig. 8.16a) que, además, toma en cuenta la fricción en la curva (Ref. 47), donde

$$K = C_r \frac{\theta^\circ}{90^\circ} \quad (8.19)$$

Si el tubo es liso se usa la gráfica (de la Fig. 8.16b) de Wasieliewski (Ref. 47).

Para curvas en ductos rectangulares, se emplea la fórmula de Abramovich (Ref. 6), a saber:

$$K = 0.73 C D E \quad (8.20)$$

donde C , D y E son coeficientes que se obtienen de las Figs. 8.17

Los coeficientes de las Figs. 8.17a, b y c, 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 Fig. 8.18 (Ref. 47) de acuerdo con el diámetro nominal del tubo.

Si el cambio de dirección es brusco, el coeficiente de pérdida depende del número de Reynolds —como se muestra en la Fig. 8.19 (Ref. 47)—, de Kirchbach y Schubart, para diferentes ángulos. Si el cambio de dirección es a base de pequeños tramos rectos, los coeficientes de pérdida se obtienen de la Fig. 8.20 (Ref. 47)

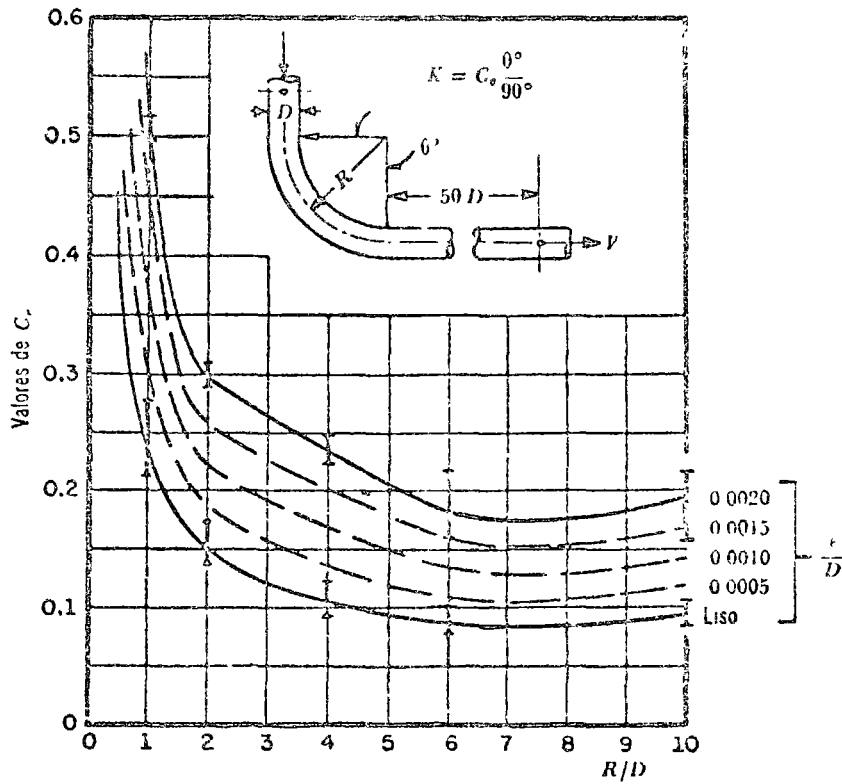


Figura 8.16a. Coeficientes C_0 para curvas de diámetro constante y $R_0 > 2.2 \times 10^5$, en tubos rugosos.

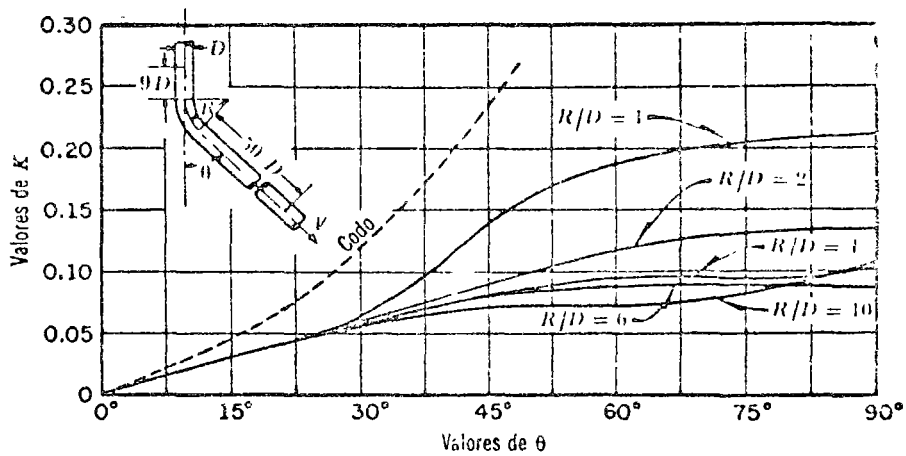


Figura 8.16b. Coeficientes de pérdida en curvas de diámetro constante con superficie lisa y número de Reynolds de 2.25×10^5 .

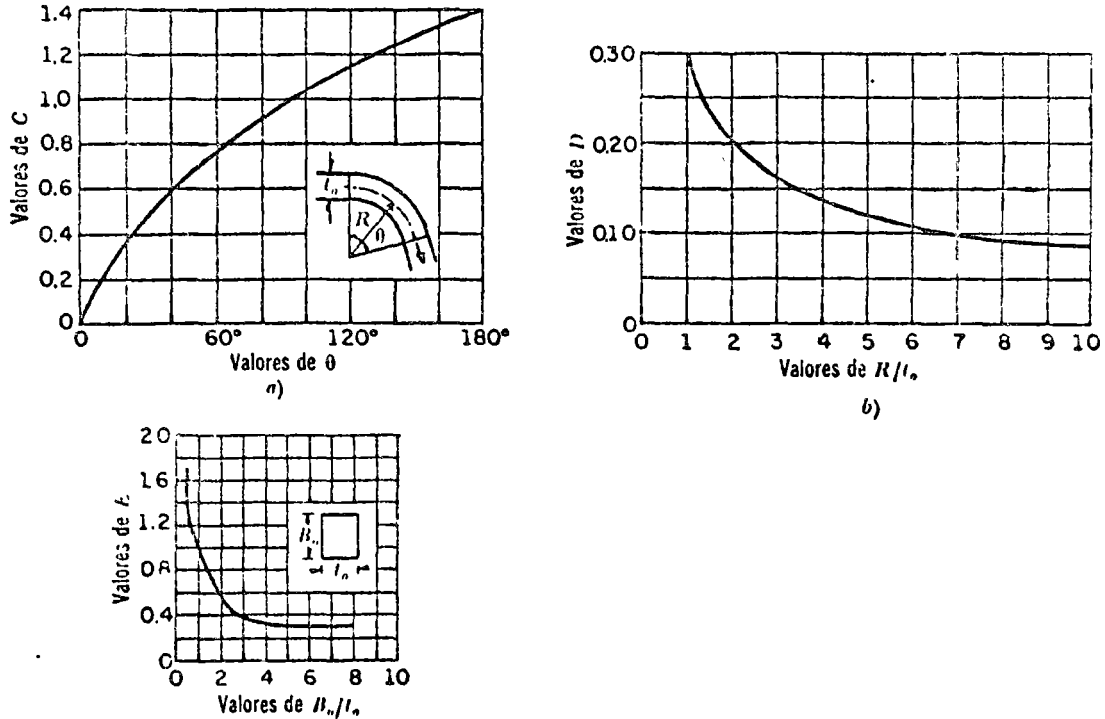


Figura 8.17. Coeficientes C , D y E , para el cálculo de la pérdida, en una curva de un tubo de sección rectangular.

que contiene los resultados, de diferentes investigadores, para tubos lisos y rugosos.

8.7.7 Pérdida por válvulas

Los coeficientes de pérdida por válvulas varían de acuerdo con el tipo y, para

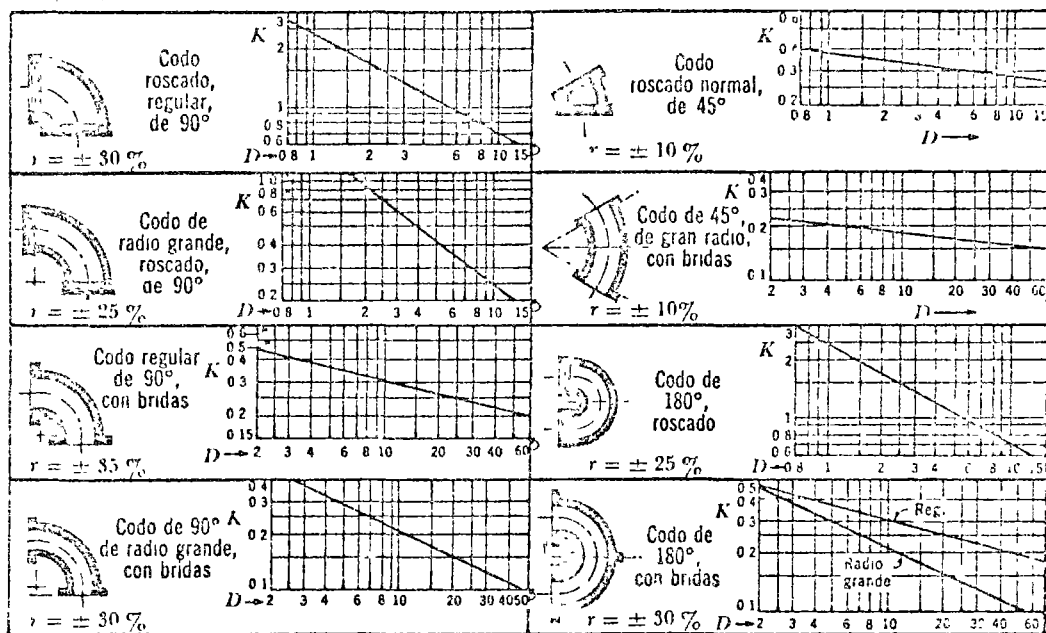
Tabla 8.16. Coeficientes de pérdida para válvulas de compuerta de diámetro $D = 50$ mm.

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	—

distintas posiciones, deben ser proporcionados por los fabricantes. A falta de estos datos, se pueden utilizar los valores medios que a continuación se indican.

Tabla 8.11. Coeficientes de pérdida para válvulas de compuerta cuyo diámetro es menor o mayor de 50 mm

D mm	25	100	150	300	900	
Valores de c	0.95	—	—	850	680	—
	0.9	—	—	215	165	—
	0.8	—	—	47	35	23
	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	1.3
	0.4	—	—	1.7	1.3	—
	0.3	—	—	1.05	0.65	—
	0.25	0.23	0.14	—	—	—
	0.2	—	—	0.63	0.29	—
	0	0.23	0.14	—	—	—



Nota: El diámetro D corresponde al nominal y se mide en centímetros, r es el intervalo aproximado de variación para K .

Figura 8.18. Coeficientes de pérdida para los codos.

Para válvulas de compuerta (Fig. 8.21), los coeficientes de pérdida, así como la relación del área abierta, al área total del

conducto, varía de acuerdo con la tabla 8.10, válida para $D = 50$ mm (Ref. 45.)

TABLA 8.12. Coeficientes de pérdida para válvulas esféricas

θ°	K	A/A_0
5	0.05	0.926
10	0.29	0.85
15	0.75	0.772
20	1.56	0.692
25	3.10	0.613
30	5.17	0.535
35	9.68	0.458
40	17.3	0.385
45	31.2	0.315
50	52.6	0.25
55	106	0.19
60	206	0.137
65	486	0.091
82	∞	0

TABLA 8.13. Coeficientes de pérdida para válvulas de lenteja

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

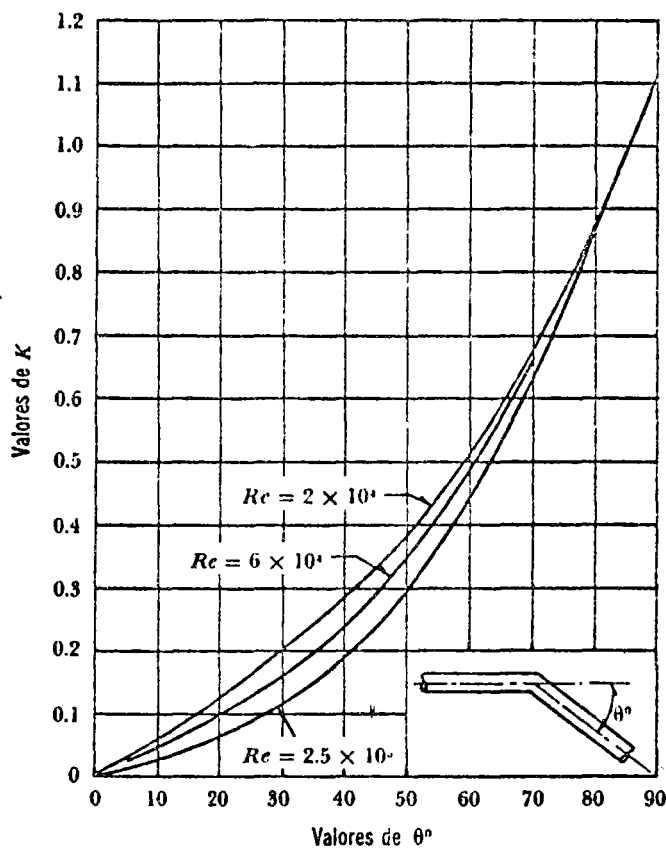


Figura 8.19. Coeficiente de pérdida por codo, K .

Si la válvula de compuerta es de diámetro inferior o mayor de 50 mm, la tabla 8.11 sirve para seleccionar el coeficiente K , de pérdida, adecuado.

Los coeficientes de pérdida, para válvulas esféricas (Fig. 8.22), dependen del ángulo de abertura θ , como se indica en la tabla 8.12.

Para válvulas de mariposa o de lenteja (Fig. 8.23), K se obtiene de la tabla 8.13.





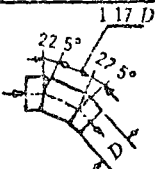
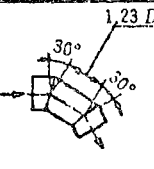
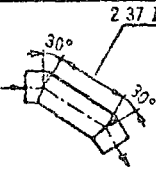
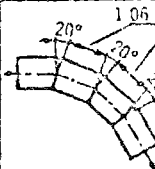
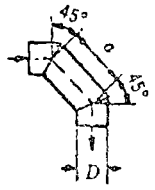
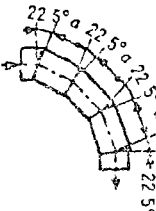




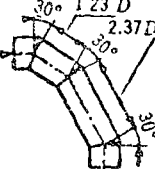
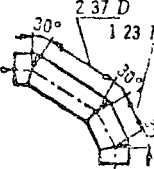
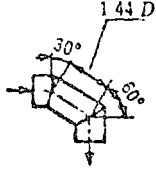
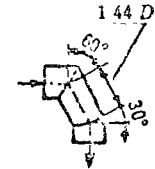
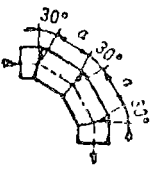
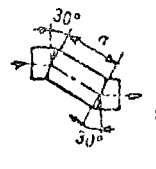
Si la válvula de mariposa está completamente abierta, el coeficiente de pérdida se obtiene de la siguiente fórmula (Ref. 6):

$$K = t/d = \frac{\text{espesor de la hoja}}{\text{diámetro}} \quad (8.21)$$

Cuando se utilice una compuerta radial (Fig. 8.24) para controlar la descarga

TABLA 8.14. Coeficientes de pérdida para compuertas radiales en una tubería

ϕ/ϕ_0	b/W	K
0.10	0.07	128
0.2	0.15	30.2
0.3	0.24	12.2
0.4	0.34	6.03
0.5	0.43	3.23
0.6	0.54	1.79
0.7	0.65	0.99
0.8	0.77	0.56
0.9	0.86	0.36
0.95	0.94	0.31
1.00	1.00	0.30

 $K_s = 0.016$ $K_r = 0.024$	 $K_s = 0.034$ $K_r = 0.044$	 $K_s = 0.042$ $K_r = 0.062$	 $K_s = 0.066$ $K_r = 0.154$																																																																											
 $K_s = 0.112$ $K_r = 0.284$	 $K_s = 0.150$ $K_r = 0.268$	 $K_s = 0.143$ $K_r = 0.227$	 $K_s = 0.108$ $K_r = 0.236$																																																																											
	<table border="1" data-bbox="673 682 852 955"> <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>0.250</td><td>0.370</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>0.425</td></tr> <tr><td>3.14</td><td>0.315</td><td>0.420</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>0.352</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*	0.250	0.370	1.86	0.289	0.390	2.56	0.356	0.425	3.14	0.315	0.420	3.72	0.356	0.460	4.89	0.389	0.455	5.59	0.352	0.444	6.28	0.399	0.444		<table border="1" data-bbox="1031 682 1209 955"> <thead> <tr> <th>a/D</th> <th>K_s</th> <th>K_r</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1.166</td><td>0.120</td><td>0.294</td></tr> <tr><td>1.40</td><td>0.125</td><td>0.252</td></tr> <tr><td>1.50*</td><td>—</td><td>0.255</td></tr> <tr><td>1.67</td><td>0.125</td><td>0.266</td></tr> <tr><td>1.86</td><td>0.127</td><td>0.272</td></tr> <tr><td>2.525</td><td>0.056</td><td>0.317</td></tr> <tr><td>2.80*</td><td>0.056</td><td>—</td></tr> <tr><td>2.91</td><td>0.106</td><td>0.317</td></tr> <tr><td>3.49</td><td>0.150</td><td>0.318</td></tr> <tr><td>4.65</td><td>0.148</td><td>0.310</td></tr> <tr><td>6.05</td><td>0.142</td><td>0.313</td></tr> </tbody> </table>	a/D	K_s	K_r	1.166	0.120	0.294	1.40	0.125	0.252	1.50*	—	0.255	1.67	0.125	0.266	1.86	0.127	0.272	2.525	0.056	0.317	2.80*	0.056	—	2.91	0.106	0.317	3.49	0.150	0.318	4.65	0.148	0.310	6.05	0.142	0.313
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*	0.250	0.370																																																																												
1.86	0.289	0.390																																																																												
2.56	0.356	0.425																																																																												
3.14	0.315	0.420																																																																												
3.72	0.356	0.460																																																																												
4.89	0.389	0.455																																																																												
5.59	0.352	0.444																																																																												
6.28	0.399	0.444																																																																												
a/D	K_s	K_r																																																																												
1.166	0.120	0.294																																																																												
1.40	0.125	0.252																																																																												
1.50*	—	0.255																																																																												
1.67	0.125	0.266																																																																												
1.86	0.127	0.272																																																																												
2.525	0.056	0.317																																																																												
2.80*	0.056	—																																																																												
2.91	0.106	0.317																																																																												
3.49	0.150	0.318																																																																												
4.65	0.148	0.310																																																																												
6.05	0.142	0.313																																																																												
*Valor óptimo de a , interpolado																																																																														
 $K_s = 0.130$ $K_r = 0.165$	 $K_s = 0.236$ $K_r = 0.320$	 $K_s = 0.471$ $K_r = 0.684$	 $K_s = 1.129$ $K_r = 1.265$																																																																											
 $K_s = 0.188$ $K_r = 0.320$	 $K_s = 0.262$ $K_r = 0.323$	 $K_s = 0.400$ $K_r = 0.534$	 $K_s = 0.400$ $K_r = 0.601$																																																																											
	<table border="1" data-bbox="665 1438 844 1690"> <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>0.317</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>0.350</td></tr> <tr><td>1.76*</td><td>0.140</td><td>0.299</td></tr> <tr><td>1.91</td><td>0.154</td><td>0.2</td></tr> <tr><td>2.37</td><td>0.167</td><td>0.317</td></tr> <tr><td>2.96</td><td>0.177</td><td>0.447</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	0.317	1.44	0.196	0.320	1.67	0.150	0.350	1.76*	0.140	0.299	1.91	0.154	0.2	2.37	0.167	0.317	2.96	0.177	0.447	4.11	0.190	0.354	4.70	0.192	0.360	6.10	0.201	0.360		<table border="1" data-bbox="1031 1438 1209 1690"> <thead> <tr> <th>a/D</th> <th>K_s</th> <th>K_r</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1.23</td><td>0.157</td><td>0.300</td></tr> <tr><td>1.67</td><td>0.156</td><td>0.376</td></tr> <tr><td>2.37</td><td>0.143</td><td>0.264</td></tr> <tr><td>3.77</td><td>0.160</td><td>0.242</td></tr> </tbody> </table>	a/D	K_s	K_r	1.23	0.157	0.300	1.67	0.156	0.376	2.37	0.143	0.264	3.77	0.160	0.242																											
a/D	K_s	K_r																																																																												
1.23	0.195	0.317																																																																												
1.44	0.196	0.320																																																																												
1.67	0.150	0.350																																																																												
1.76*	0.140	0.299																																																																												
1.91	0.154	0.2																																																																												
2.37	0.167	0.317																																																																												
2.96	0.177	0.447																																																																												
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	0.157	0.300																																																																												
1.67	0.156	0.376																																																																												
2.37	0.143	0.264																																																																												
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 8.20. Coeficiente de pérdida para curvas compuestas y número de Reynolds de 2.25×10^5 .

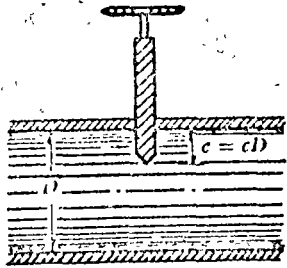


Figura 8.21. Válvula de compuerta.

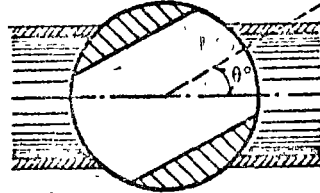


Figura 8.22. Válvula esférica.

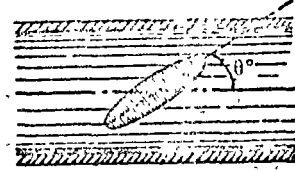


Figura 8.23. Válvula de lenteja.

en una conducción a presión, el coeficiente de pérdida, según Abeljew (Ref. 7), depende de ϕ/ϕ_0 , o bien de b/w , de acuerdo con la tabla 8.14.

de la relación de abertura b/W , sino también de la forma del lado inferior de la compuerta (Fig. 8.25b). El coeficiente de pérdida se obtiene de la tabla 8.15.

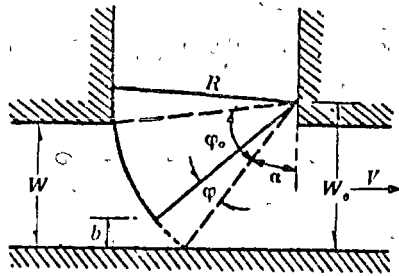


Figura 8.24. Compuerta radial en una tubería.

Si se utilizan compuertas deslizantes, como la mostrada en la Fig. 8.25a, el coeficiente de pérdida depende no sólo

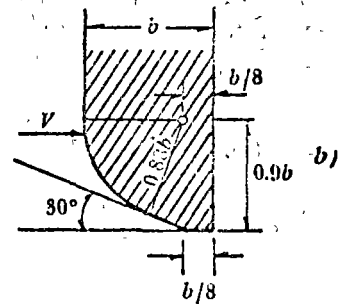
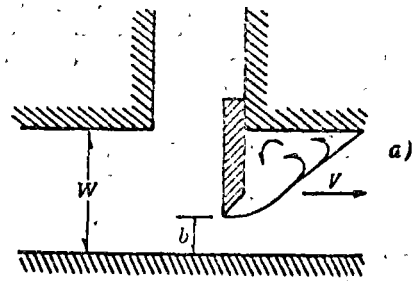


TABLA 8.15. Coeficientes de pérdida para compuertas deslizantes en una tubería.

b/W	K canto afilado	K canto redondo
0.1	186.5	—
0.2	44.1	23.2
0.3	17.8	10.8
0.4	8.68	4.95
0.5	4.57	2.7
0.6	2.43	1.48
0.7	1.31	0.96
0.8	0.68	0.58
0.9	0.38	0.36
1	0.3	0.24

Figura 8.25. Compuertas deslizantes en una tubería.

Para válvulas de pie (Fig. 8.26) con pi-chancha, completamente abierta, el coeficiente de pérdida depende del diámetro (referencia 48), como se indica en la tabla 8.16.

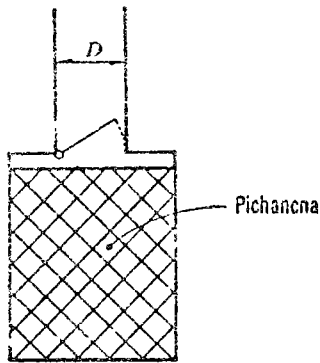


Figura 8.26. Válvula de pie con pichanca abierta.

TABLA 8.16. Coeficientes de pérdida para válvulas de pie con pichanca abierta

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

Para calcular la pérdida, exclusivamente, en la *pichanca*, el coeficiente vale (Ref. 21):

$$K = (0.675 \text{ a } 1.575) \left(\frac{A}{A_0} \right)^2 \quad (8.22)$$

donde

- A área del tubo;
- A₀ área neta (únicamente las perforaciones de la pichanca).

Para una válvula *check* o de retención (Fig. 8.27), completamente abierta, el coeficiente de pérdida depende del diámetro (Ref. 48) como se indica en la tabla 8.17.

TABLA 8.17. Coeficientes de pérdida para válvulas de retención completamente abiertas

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

Si la válvula de retención está, parcialmente, abierta entonces K es como se indica en la tabla 8.18 (Ref. 30).

TABLA 8.18. Coeficientes de pérdida para válvulas de retención parcialmente abiertas

δ°	K
15	90
20	62
25	42
30	30
35	20
40	14
45	9.5
50	6.6
55	4.6
60	3.2
65	2.3
70	1.7

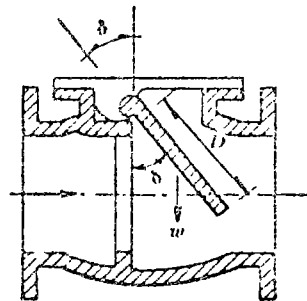


Figura 8.27. Válvula de retención.

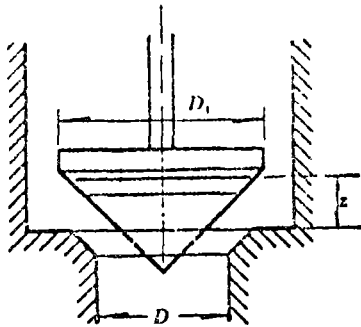


Figura 8.28. Válvula de alivio de forma cónica.

Para válvulas de alivio (Fig. 8.28) resulta conveniente emplear la fórmula (Ref. 30) siguiente:

$$K = 2.6 - 0.8 \frac{D}{z} + 0.14 \left(\frac{D}{z} \right)^3 \quad (8.23)$$

Si la válvula es semejante a la de la figura 8.29 (Ref. 40), entonces tenemos que:

$$K = 0.6 + 0.15 \left(\frac{D}{z} \right)^2 \quad (8.24)$$

Para válvulas de pequeño diámetro totalmente abiertas, se deben usar los coeficientes de pérdida indicados en la figura 8.30.

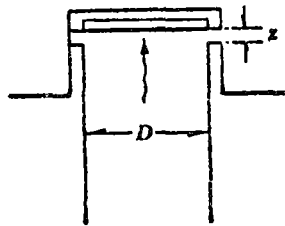


Figura 8.29. Válvula de alivio plana.

Para el control de gasto, en tuberías de gran diámetro se utilizan válvulas de aguja, en puntos intermedios o en el extremo final del conducto. La Fig. 8.31 muestra una válvula —del primer tipo— para

la cual, en posición de apertura total, el gasto está expresado por la ecuación:

$$Q_{\text{máx}} = C_d \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2gH} \quad (8.25)$$

donde

- $C_d = 0.58$, coeficiente de gasto;
- D diámetro a la entrada de la válvula, en m;
- H energía total antes de la válvula,

Cuando el diámetro de la válvula de aguja (del lado de la descarga) es $0.833 D$; en la Ec. (8.25), $C_d = 0.503$.

La Fig. 8.32 muestra las dimensiones de una válvula de aguja, del tipo utilizado en el extremo final de un conducto para controlar las descargas. El coeficiente máximo de velocidad para este tipo de válvulas, totalmente abiertas, es $C_v \approx 0.95$ a 0.98 .

Esto es, la velocidad del agua en la sección contracta del chorro descargado es:

$$V_c = C_v \sqrt{2gH}$$

o sea, el coeficiente de pérdida de energía quedaría expresado por la ecuación siguiente:

$$K = \left(\frac{1}{C_v^2} - 1 \right)$$

que afectaría a la carga de velocidad, $V_c^2/2g$, para obtener la pérdida.

En el caso de válvulas de chorro hueco, como la de la Fig. 8.33a, usadas en el extremo final de un conducto para controlar descargas, según la firma alemana Voith, $C_d = 0.808$ en la Ec. (8.25) para válvula totalmente abierta. Para estas mismas condiciones (de válvula totalmente abierta), la firma norteamericana U. S.

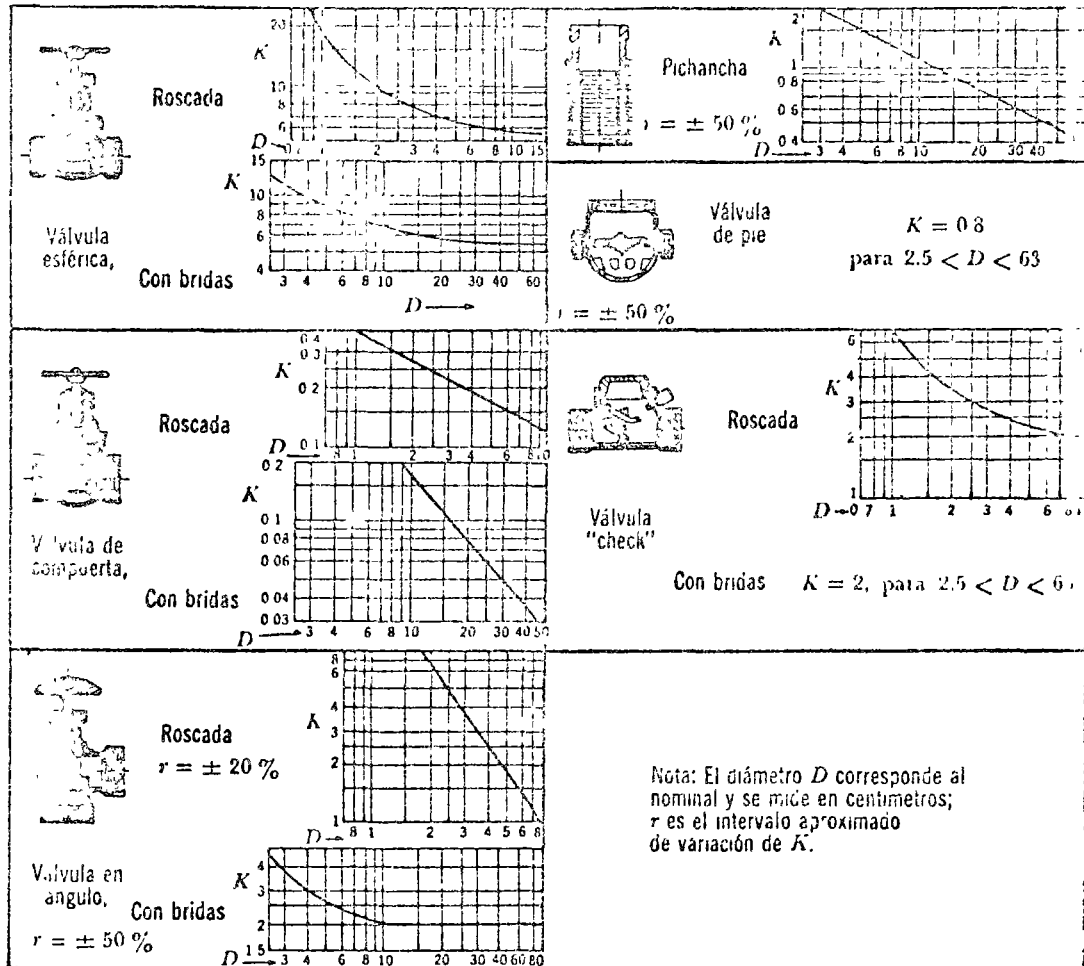


Figura 8.30. Coeficientes de pérdida para válvulas completamente abiertas.

Morgan Smith propone que $C_d = 0.85$ para las válvulas que fabrica.

El U. S. Bureau of Reclamation estudió la válvula de chorro hueco mostrada en la figura 8.33b, para la cual $C_d = 0.70$ en la Ec. (8.25); H deberá medirse un diámetro, aguas arriba, de la sección de entrada.

8.7.8 Pérdida por salida

Esta pérdida vale:

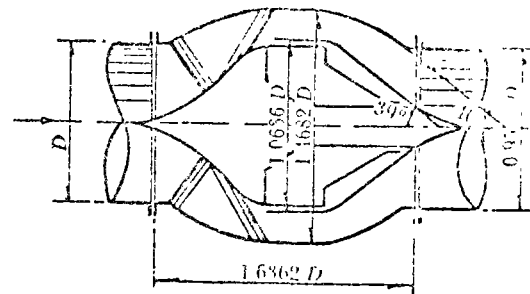


Figura 8.31. Válvula interior de agua (U.S.B.R.).

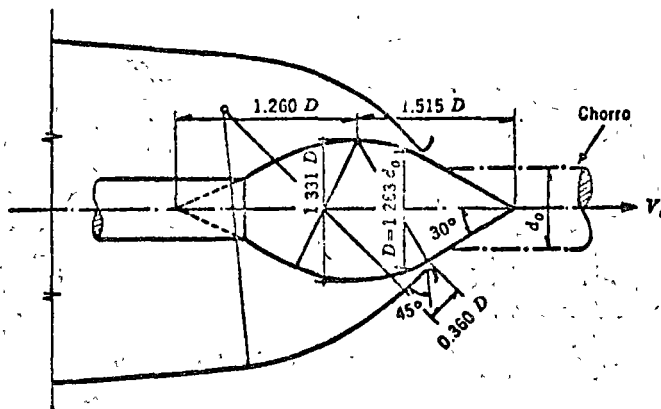


Figura 8.32. Válvula de aguja, según Escher.

$$h_o = K \frac{(V_o - V_2)^2}{2g} \quad (8.26)$$

donde K se obtiene de la tabla 8.19 (referencia 7) (Fig. 8.34).

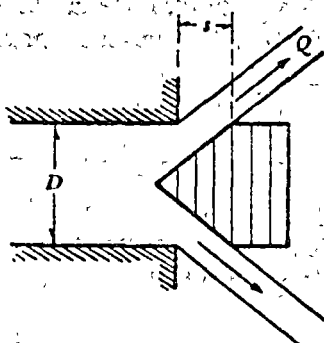


Figura 8.33a. Válvula de chorro hueco.

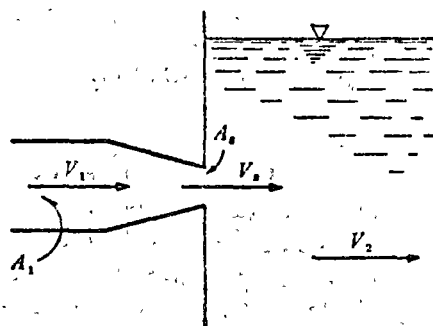


Figura 8.34. Pérdida por salida.

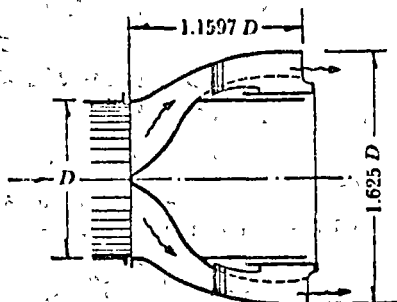


Figura 8.33b. Válvula de chorro hueco (U.S.B.R.).

TABLA 8.19. Coeficientes de pérdida por salida

$\frac{A_2}{A_1}$	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

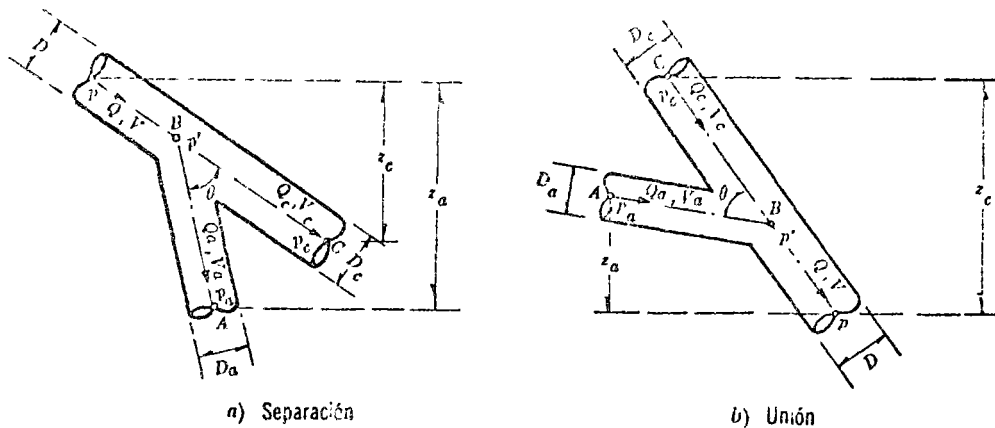


Figura 8.35. Pérdida por bifurcación.

Si la descarga es al medio ambiente, $V_2 = 0$ y $h_2 = V_2^2/2g$ para $A_2 = A_1$.

8.7.9 Pérdidas por bifurcación

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 (Figs. 8.35 a y b) y se expresa como un porcentaje de la carga de velocidad, lo que demuestra que el coeficiente K es independiente del número de Reynolds.

Con las designaciones indicadas en la Fig. 8.35a para la separación y con las secciones próximas al punto en que se realiza la bifurcación, la ecuación de la energía entre la corriente principal y la sección C (suponiendo que la pérdida por fricción es pequeña), conduce a:

$$z_0 + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + K_0 \frac{V^2}{2g}$$

o bien:

$$\frac{p - p_0}{\gamma} + z_0 = \frac{V_0^2}{2g} + (K_c - 1) \frac{V^2}{2g}$$

En la misma manera, de la ecuación de la energía, entre la corriente principal y la sección A, tenemos:

$$\frac{p - p_a}{\gamma} + z_a = \frac{V_a^2}{2g} + (K_a - 1) \frac{V^2}{2g}$$

En el caso de la unión, en la Fig. 8.35b, las ecuaciones son:

$$\frac{p_0 - p}{\gamma} + z_0 = (K_c + 1) \frac{V^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g}$$

$$\frac{p_a - p}{\gamma} + z_a = (K_a + 1) \frac{V^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g}$$

además, en ambos casos son válidas las siguientes ecuaciones:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad V_0 = \frac{4Q_0}{\pi D_0^2}, \quad V_a = \frac{4Q_a}{\pi D_a^2}$$

$$Q = Q_a + Q_0$$

Los coeficientes K_a y K_c , antes definidos, son dependientes de la relación entre las

tos Q_a/Q y entre los diámetros; del ángulo con que se realiza la bifurcación y del grado de redondez de los cantos en los tubos. Para el caso de cantos agudos, como los de la Fig. 8.35 y $D = D_o$, los autores Vogel, Petermann y Kinne, obtuvieron los resultados de la tabla 8.20 (Ref. 1).

cientes de pérdida K , para bifurcaciones de diámetro pequeño:

En obras hidroeléctricas son de especial interés las bifurcaciones simétricas mostradas en la Fig. 8.37.

Para la bifurcación del tipo 1 (Fig. 8.37a) ($D = \text{constante}$), con una distribución

TABLA 8.20. Coeficientes de pérdida para bifurcaciones en tuberías (cantos agudos)

$\frac{Q_a}{Q}$	Separación				Unión			
	$\theta = 90^\circ$		$\theta = 45^\circ$		$\theta = 90^\circ$		$\theta = 45^\circ$	
	K_a	K_o	K_a	K_o	K_a	K_o	K_a	K_o
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

Por otra parte, las relaciones más adecuadas para una separación en tubos, con cantos redondeados (redondeo con $0.1 D_a$), son las indicadas en la tabla 8.21 (Ref. 43).

TABLA 8.21. Coeficientes de pérdida para bifurcaciones en tuberías (cantos redondeados)

Q_a/Q	θ	D_a/D	V_a/v	K_a
0.3	90°	1	0.3	0.76
	60°	0.61	0.8	0.59
	45°	0.58	0.9	0.35
0.5	90°	1	0.5	0.74
	60°	0.79	0.8	0.54
	45°	0.75	0.9	0.32
0.7	90°	1	0.7	0.88
	60°	1	0.7	0.52
	45°	1	0.7	0.30

En la Fig. 8.36 se presentan los coefi-

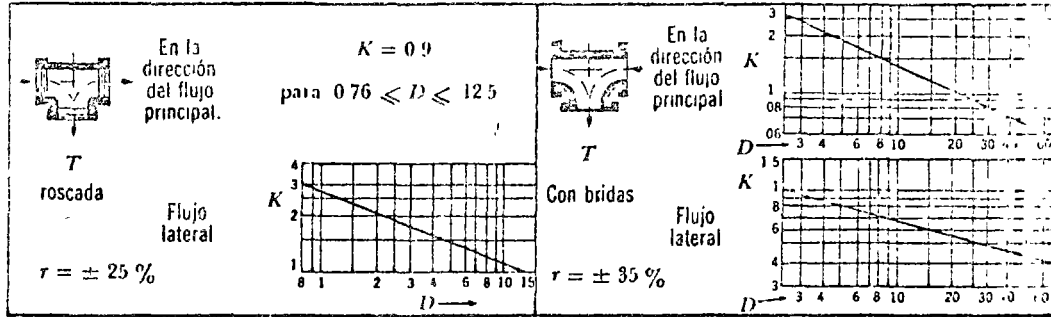
simétrica del gasto ($Q_a/Q = 0.5$), los coeficientes de pérdida definidos en cualquiera de las dos siguientes expresiones:

$$h = K_a \frac{V^2}{2g}; \quad h = K_a' \frac{V_a^2}{2g},$$

se obtienen de la tabla 8.22, en la cual se incluyen también los correspondientes al tipo 2, para diferentes valores de θ (referencia 1).

TABLA 8.22. Coeficientes de pérdida para las bifurcaciones tipos 1 y 2 (Fig. 8.37)

R_m/D	Tipo 1		θ	Tipo 2	
	K_a	K_a'		K_a	K_a'
0.50	1.10	4.4	10°	0.1	0.4
0.75	0.60	2.4	30°	0.3	1.2
1.00	0.40	1.6	45°	0.7	2.8
1.5	0.25	1.0	60°	1.0	4.0
2.0	0.20	0.8	90°	1.4	5.6



Nota: El diámetro corresponde al nominal y se mide en centímetros; r es el intervalo aproximado de variación para K .

Figura 8.36. Coeficientes de pérdida en bifurcaciones de diámetro pequeño.

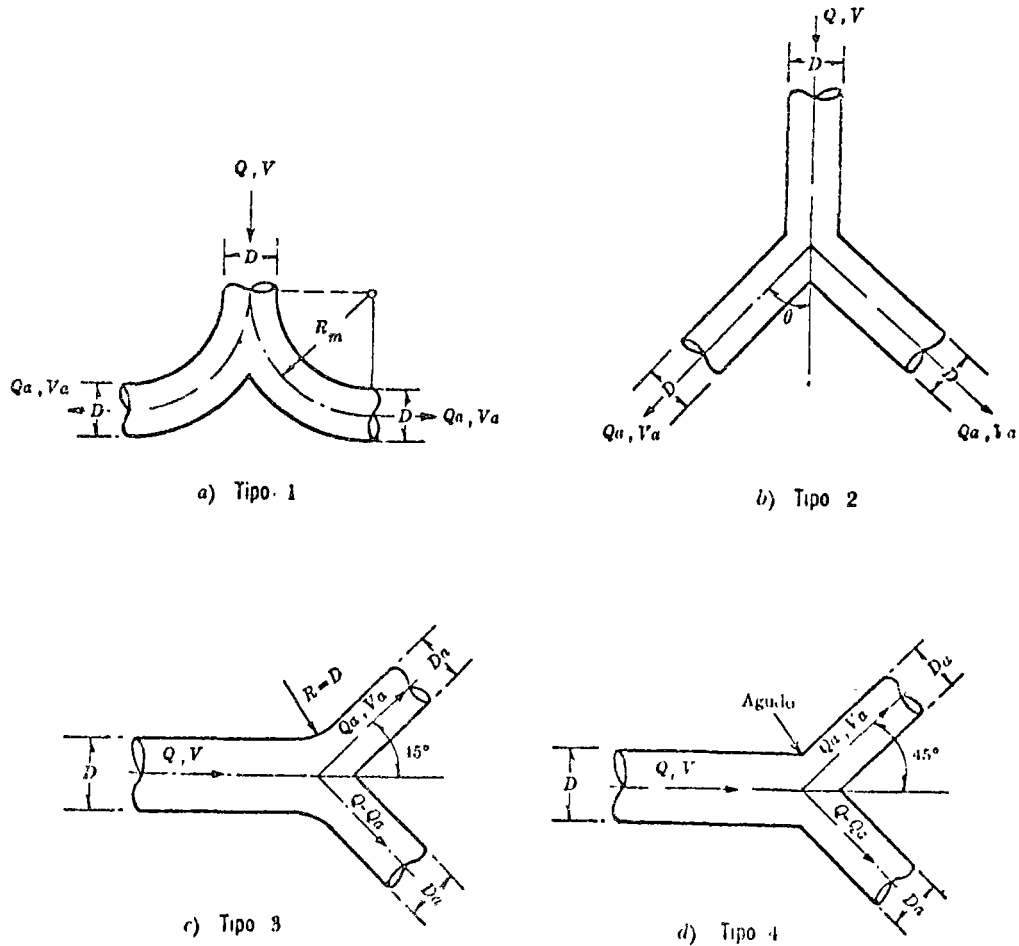


Figura 8.37. Bifurcaciones simétricas.

problemas

Por otra parte, para las bifurcaciones de los tipos 3 y 4, los correspondientes coeficientes de pérdida se presentan en la tabla 8.23.

TABLA 8.23 Coeficientes de pérdida para las bifurcaciones tipos 3 y 4 (Fig. 8.37)

Tipo	D_a/D	Q_a/Q_d	0.5	1.0
1	1	K_a	0.40	0.30
		K_a'	1.60	0.30
3	0.707	K_a	0.40	0.85
		K_a'	0.40	0.21
1	1	K_a	0.55	0.50
		K_a'	2.20	0.50
4	0.707	K_a	0.75	1.35
		K_a'	0.75	0.34

Gráficas de valores, más amplias, para estos coeficientes se pueden consultar en la Ref. 50.

PROBLEMAS

- Si la velocidad crítica del agua, en un tubo de 5 cm de diámetro, es de 0.0488 m/seg, determinar la velocidad crítica del aire en un tubo de 15 cm de diámetro, ambos a 15°C de temperatura.
- Calcular la potencia —en CV— requerida para bombear 50 tons de aceite por hora, a lo largo de una tubería de 0.10 m de diámetro y 1609 m de longitud, si el aceite pesa 916 kg/m³ y tiene una viscosidad cinemática $\nu = 0.00186$ m²/seg.
- Agua a 10°C es forzada a fluir en un tubo capilar $D = 0.8$ mm y 70 m de longitud. La diferencia de presiones entre los extremos del tubo es de 0.02 kg/cm². Determinar la velocidad media, el gasto y el número de Reynolds para $\nu = 0.0133$ cm²/seg.
- Comparar las pérdidas de fricción, en 100 m de longitud, en un tubo de 2.5 cm de diámetro

metro donde fluye agua con una viscosidad 0.013 poises con gastos de: a) 0.159 m³/h; b) 0.682 m³/h. Calcular el factor de fricción adecuado con la fórmula de Poiseuille, si el flujo es laminar; y, la de Blasius, si es turbulento.

- Un enfriador de aceite consiste de tubos de 1.25 cm de diámetro interior y 3.65 m de longitud. El aceite, con un peso específico de 900 kg/m³, es forzado a una velocidad de 1.83 m/seg. El coeficiente de viscosidad a la entrada es 0.28 poises y, a la salida, de 1 poise; puede considerarse que dicho coeficiente varía como una función lineal de la longitud. Determinar la potencia requerida para forzar el aceite a través de un grupo de 200 tubos semejantes.
 - Agua a 5°C es bombeada a un tubo de cobre, liso, a una velocidad de 1.53 m/seg. Si el tubo tiene 2.5 cm de diámetro y 4.0 m de longitud, calcular la diferencia de presiones requerida entre los extremos del tubo; use la fórmula de Nikuradse, para tubos lisos.
 - Los siguientes datos fueron obtenidos de una prueba en un tubo liso de 3.05 m de longitud y un cm de diámetro, usando agua cuya viscosidad fue 0.013 poises; la velocidad fue gradualmente incrementada, como sigue:
- | Velocidad (m/seg) | | | | | |
|-------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.183 | 0.214 | 0.244 | 0.274 | 0.305 | 0.335 |
| Pérdida (m) | | | | | |
| 0.0226 | 0.0265 | 0.0305 | 0.0342 | 0.0376 | 0.0406 |
| Velocidad (m/seg) | | | | | |
| 0.381 | 0.458 | 0.610 | 0.915 | 1.525 | 3.05 |
| Pérdida (m) | | | | | |
| 0.084 | 0.149 | 0.300 | 0.61 | 1.49 | 5.03 |
- Dibujando la curva adecuada, estimar el valor del número de Reynolds R_e , para el cual probablemente ocurra la velocidad crítica y, también, mostrar que el factor de fricción f para $R_e > 5000$, está dado aproximadamente por $f = 0.44/R_e^{1/4}$.
- Un aceite, de peso específico de 801 kg/m³,

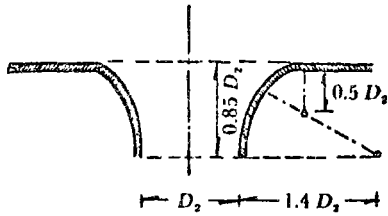


Figura 9.6. Diagrama de una tobera.

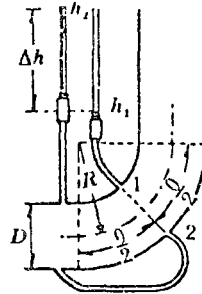


Figura 9.7. Aforador de codo.

TABLA 9.1. Coeficientes K para el aforador de codo, según Addison (Ref. 31)

R/D	C_d	K
1.0	1.23	0.570
1.25	1.10	0.697
1.50	1.07	0.794
1.75	1.05	0.880
2.00	1.04	0.954
2.25	1.03	1.02
2.50	1.03	1.02
2.75	1.02	1.14
3.00	1.02	1.20

9.3 Conducto sencillo

Es el más sencillo de los sistemas. Consiste de un conducto único alimentado en el extremo, aguas arriba, por un recipiente o una bomba y con descarga libre o a otro recipiente. El conducto puede tener cambios geométricos u obstrucciones que producen pérdidas locales de energía, además de la propia de fricción.

En la Fig. 9.8 se muestra el comportamiento de las líneas de energía y gradiente hidráulico, para el tubo que conecta dos recipientes; ambas líneas interpretan el significado físico de los términos en la ecuación de la energía. En la Fig. 4.10 se presenta el sistema alimentado por una bomba.

Para el análisis del conducto sencillo se utiliza la ecuación de continuidad y la de

energía: La primera establece la invariabilidad del gasto en cualquier sección i del conducto; a saber:

$$Q = A_i V_i$$

La segunda establece la constancia de la energía entre dos secciones transversales 1 y 2 del conducto, para lo cual se acepta, usualmente, que el coeficiente α en dichas secciones valga uno. Esto es:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_1^2 h_f + \sum_1^2 h_l$$

donde

$\sum_1^2 h_f$ = suma de las pérdidas de fricción h_f , en cada tramo de la sección 1 a la 2;

$\sum_1^2 h_l$ = suma de las pérdidas locales que ocurren de la sección 1 a la 2 debidas a entrada, cambios de sección, válvulas, etcétera.

Los dos términos se expresan en razón de la carga de velocidad dentro del tramo de sección constante, si la pérdida es de fricción o aguas abajo del punto donde se produce la pérdida local. Por esta cau-

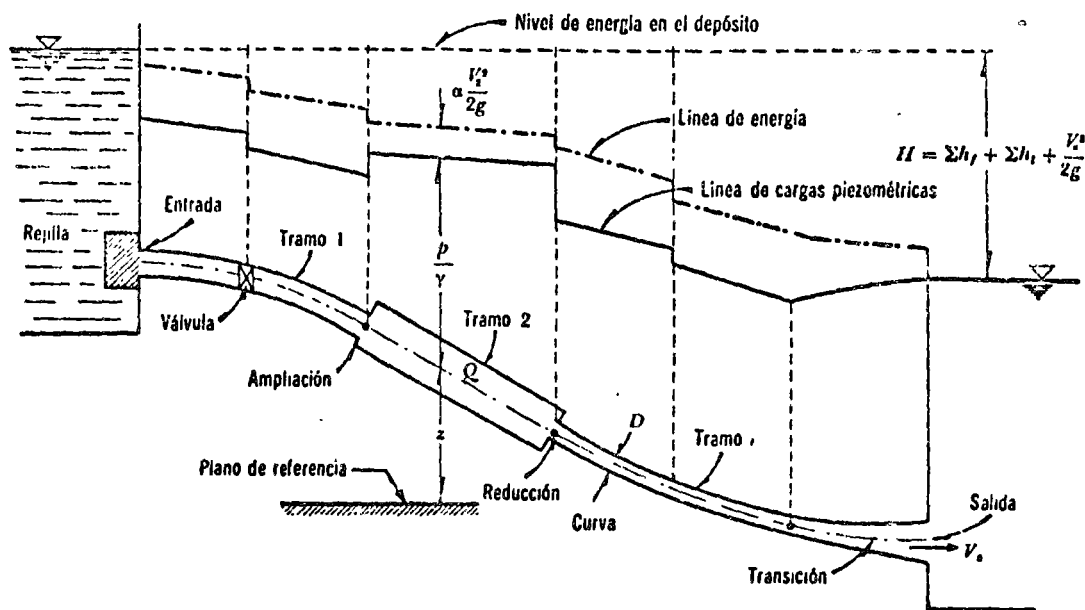


Figura 9.8. Conducto sencillo.

sa. la ecuación de la energía contendrá los valores de la velocidad, en distintas secciones del conducto, mismos que se pueden substituir por la velocidad, en un sólo tramo, utilizando la ecuación de continuidad.

Si en el sistema de la Fig. 9.8, el recipiente de aguas abajo no existe, es decir, si el conducto descarga libremente a la atmósfera, el desnivel H se mide como la diferencia de niveles entre la superficie libre en el depósito superior y el centro de gravedad de la sección final del tubo. En cualquier caso, dicho desnivel será:

$$H = \sum h_f + \sum h_i + \frac{V_o^2}{2g}$$

donde $V_o^2/2g$ es la carga de velocidad en la sección final del conducto, considerada como energía final en el caso de descarga libre, o como pérdida en el caso de descarga a otro recipiente. Se presentan dos tipos de problema:

a) *Revisión.* Conociendo H , la geometría y rugosidad del tubo, se desea calcular el gasto.

Solución. Supuesto que se desconoce la zona de flujo (laminar, transición o turbulento) en la que trabaja el tubo, la velocidad y los coeficientes de pérdida son incógnitas. Si la sección 1 se elige dentro del depósito superior y la 2 dentro del inferior, de tal manera que la velocidad de llegada sea despreciable. De la ecuación de la energía se tiene:

$$\begin{aligned} H &= \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right) = \\ &= \frac{V_o^2}{2g} + \sum_1^2 h_f + \sum_1^2 h_i \end{aligned}$$

en que V_o es la velocidad en la sección final de la tubería.

Por la fórmula de Darcy-Weisbach y de pérdidas menores vemos que:

$$H = \frac{V_s^2}{2g} + \left(f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} + f_2 \frac{L_2}{D_2} \frac{V_2^2}{2g} + \dots \right) + \left(K_1 \frac{V_1^2}{2g} + K_2 \frac{V_2^2}{2g} + \dots \right)$$

y debido a que $V_s A_s = V_i A_i$, entonces resulta:

$$H = \frac{V_s^2}{2g} \left(1 + \frac{f_1 L_1}{D_1} \frac{A_s^2}{A_1^2} + \frac{f_2 L_2}{D_2} \frac{A_s^2}{A_2^2} + \dots + K_1 \frac{A_s^2}{A_1^2} + K_2 \frac{A_s^2}{A_2^2} + \dots \right)$$

la velocidad en la sección final vale

$$V_s = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \sum_{i=1}^n \left(\frac{f_i L_i}{D_i} \frac{A_s^2}{A_i^2} + K_i \frac{A_s^2}{A_i^2} \right)}} \quad (9.8)$$

y el gasto:

$$Q = V_s A_s$$

Puesto que se conoce ϵ_i/D_i , se puede estimar un valor para cada f_i , por inspección del diagrama de Moody, así como los K_i . Con dichos coeficientes, substituidos en la Ec. (9.8), se determina el gasto; de éste, $V_i = 4Q/\pi D_i$ y con los números de Reynolds, se obtienen nuevos valores f_i . El proceso se repite.

b) *Diseño*. Conociendo H , la geometría (con excepción de uno de los diámetros), la rugosidad y el gasto, se desea calcular uno de los diámetros (con más de un diámetro como incógnita, la solución es imposible).

Solución. Igual que el problema anterior —se utiliza la Ec. (9.8)— estimando f y D desconocidos, que se substituyen reitera-

damente hasta obtener el gasto. Este problema es poco común.

Por ejemplo, en el caso de una tubería de diámetro constante y pérdidas locales despreciables, de la Ec. (9.8) vemos:

$$Q \approx \frac{\pi \sqrt{2gH}}{4fL/D^5}$$

$$D \approx \sqrt[5]{\frac{8LQ^2}{g\pi^2 H} f} = \sqrt[5]{\frac{0.0827LQ^2}{H} f} \quad (9.9)$$

también en el número de Reynolds, nos da

$$R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{4Q}{\pi \nu} \frac{1}{D} = \frac{C_2}{D} \quad (9.10)$$

en el que se conoce a

$$C_2 = 4Q/\pi \nu$$

La solución consiste en los siguientes pasos:

- a) Se estima un valor de f (por ejemplo 0.02).
- b) Se calcula D de la Ec. (9.9).
- c) Se calcula R_e de la Ec. (9.10).
- d) Con R_e y ϵ/D , del diagrama de Moody, se determina un nuevo valor de f .
- e) Con el nuevo valor de f se repite el procedimiento hasta que ésta no cambie en más de dos ciclos sucesivos.

Problema 9.3. En la Fig. 9.9 se presenta una tubería horizontal, para la descarga de fondo, de una presa con una derivación lateral. Los datos son: $H_0 = 150$ m, $L_B = 20$ m, $L_0 = 60$ m, $L_1 = 40$ m, $D_0 = 4$ m, $D_1 = 3$ m, $D_2 = 2$ m, $A_0 = 12.57$ m², $A_1 = 7.07$ m², $A_2 = 3.14$ m², $A_R = 120$ m²; rejillas con $s/b = 0.1$, $C_f = 1.67$ y $\theta = 70^\circ$; en la válvula de mariposa $A_V = 30$ m², ancho de escotaduras $b/h = 0.2$, rugosidad del tubo $\epsilon = 0.5$ mm.

$$H_n = 158.7 - 10.39 = 148.31 \text{ m}$$

Solución b). La potencia neta del sistema vale:

$$P = \eta_m \gamma Q H_n = 0.82 \times 1,000 \times 8.98 \times 148.31$$

$$P = 1\,092\,095.5 \text{ kg m/seg}$$

En caballos de vapor:

$$P = \frac{1\,092\,095.5}{75} = 14\,561.3 \text{ CV}$$

En kilovatios:

$$P = \frac{14\,561.3}{0.736} = 19\,784.3 \text{ kw}$$

Solución c). La eficiencia de todo el sistema es la relación, entre la potencia neta y la que se produciría con la carga bruta, al no ocurrir pérdidas en la conducción y en las máquinas.

La carga bruta es

$$H_b = 329 - 170.3 = 158.7 \text{ m}$$

y la eficiencia del sistema:

$$\eta_e = \frac{\eta_m \gamma Q H_n}{\gamma Q H_b} = \frac{\eta_m H_n}{H_b} = \frac{0.82 \times 148.31}{158.7} = 0.766; 76.6 \text{ por ciento.}$$

La eficiencia de la conducción resulta ser:

$$\eta_c = \frac{\gamma Q H_n}{\gamma Q H_b} = \frac{148.31}{158.7} = 0.935; 93.5 \text{ por ciento.}$$

Solución d). De la ecuación de la energía, entre el vaso y la sección de la galería en la base de la cámara de oscilación,

con $h_{fp} = 2.09$ de los cálculos anteriores, resulta entonces:

$$329 = N.C. + \frac{V_v^2}{2g} + h_{fp}$$

$$N.C. = 329 - \frac{(1.27)^2}{19.6} - 2.09 = 326.828 \text{ m}^4$$

Problema 9.5. El sifón mostrado en la Fig. 9.11 consiste en un tubo de acero soldado, de rugosidad $\epsilon = 0.15$ mm, con una descarga de 1 000 lt/seg; el radio de las curvas es $R = 1.5 D$. Determinar el diámetro comercial necesario y la carga de presión en el punto S.

Solución. En un primer tanteo, al despreciar las pérdidas locales, se supone $f = 0.016$. Con $L = 102.6$ m y $H = 3 - 0.6 = 2.40$ m, de la Ec. (9.9) resulta:

$$D \approx \sqrt[5]{\frac{0.0827 \times 102.6 \times 1^2}{2.4} \cdot 0.016} \approx 0.56 \text{ m}$$

Puesto que considerar las pérdidas locales implicaría seguramente un diámetro mayor, se supone que $D = 0.60$ m, por lo que el área del tubo sería

$$A = \frac{\pi}{4} (0.6)^2 = 0.2827 \text{ m}^2$$

* Debido a que el flujo dentro de la galería se encuentra en la zona turbulenta, es posible emplear las fórmulas de tipo exponencial-logarítmico. Por ejemplo, con $N = 34$ en la fórmula de Kozeny, la pérdida de energía en la galería es:

$$h_{fp} = \frac{V_v^2 L}{[8.86 \log D + N]^2 D} = \frac{(1.27)^2 \times 4\,500}{[8.86 \log (3) + 34]^2 \times 3} = 1.655 \text{ m}$$

que es inferior al obtenido con la fórmula de Darcy.

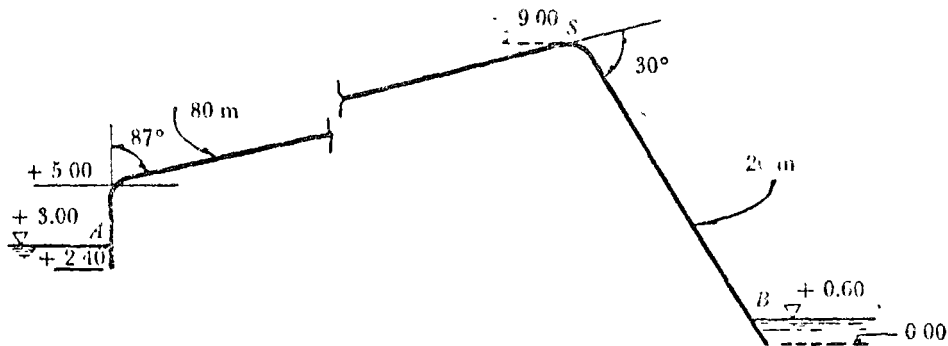


Figura 9.11. Sifón del problema 9.5.

y la velocidad:

$$V = \frac{1}{0.2827} = 3.54 \text{ m/seg}$$

Para la pérdida por fricción, el número de Reynolds aproximado para $v = 1.145 \times 10^6 \text{ m}^2/\text{seg}$, es el siguiente:

$$R_e = \frac{3.54 \times 0.6 \times 10^6}{1.145} = 1.855 \times 10^6$$

Con $\epsilon/D = 0.00015/0.6 = 0.00025$, del diagrama de Moody $f = 0.0148$ y el coeficiente de pérdida por fricción, resulta:

$$f \frac{L}{D} = \frac{0.0148 \times 102.6}{0.6} = 2.531$$

Si se considera como coeficiente de pérdida por entrada, $K_e = 0.08$ y, de la Fig. 8.16a $C_c = 0.206$, entonces de la ecuación (8.19) los coeficientes de pérdida por curvatura son:

$$\text{Curva a } 87^\circ: K_c = 0.206 \frac{87}{90} = 0.20$$

$$\text{Curva a } 30^\circ: K_c = 0.206 \frac{30}{90} = 0.07$$

$$\text{Total: } 0.27$$

entonces,

$$1 + f \frac{L}{D} + K_e + K_c = 3.881$$

y con $A_2/A_1 = 1$, de la Ec. (9.8), resulta que:

$$V = \sqrt{\frac{19.6 \times 2.40}{3.881}} = 3.48 \text{ m/seg}$$

siendo el gasto:

$$Q = 0.2827 \times 3.48 = 0.984 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

o sea, como es 1.5 por ciento menor que el gasto deseado, el diámetro necesario es de 0.60 m.

La carga de presión en S se calcula de la ecuación de la energía entre A y S, así:

$$3.00 = 9.00 + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} \times$$

$$\times (1 + fL/D + K_e + K_c)$$

dego entonces,

$$\frac{p}{\gamma} = -6.00 - \frac{V^2}{2g} \times$$

$$\times (1 + fL/D + K_e + K_c)$$

donde L es ahora 82.60 m, K_e único

te es de la primera curva. Por tanto, los coeficientes de pérdida por fricción, entrada y curvatura respectivamente son:

$$f \frac{L}{D} = 0.0148 \times \frac{82.6}{0.6} = 2.04$$

$$K_e = 0.08$$

$$K_c = 0.20$$

siendo la suma total igual a 3.32. Por tanto, la carga de presión en el punto S vale:

$$\frac{p}{\gamma} = -6.00 - \frac{(3.48)^2}{19.6} \times 3.32 = -8.05 \text{ m}$$

De lo anterior, resulta en S una carga de presión inferior a la atmosférica, próxima a la de vaporización del agua (subcapítulo 1.7) y no recomendable.

Problema 9.6. Una bomba de 25 CV de potencia y 75 por ciento de eficiencia, debe abastecer un gasto de 6 m³/min de

agua, a 10°C, a un recipiente cuyo nivel se encuentra 10 m arriba del cárcamo de bombeo. La tubería de conducción es de hierro fundido con incrustaciones ($\epsilon = 0.76 \text{ mm}$), con una longitud de 100 m tres curvas de radio $R = 5D$ (dos de 45° y una de 90°) y una válvula con $K_v = 8$. Determinar el diámetro necesario en la tubería.

Solución. La potencia suministrada por la bomba a la tubería es:

$$P = 75 \times 0.75 \times 25 = 1406 \text{ kg m/seg}$$

y la carga de bombeo para $Q = 6/60 = 0.1 \text{ m}^3/\text{seg}$, la siguiente:

$$H_n = \frac{P}{\gamma Q} = \frac{1,406}{1000 \times 0.1} = 14.06 \text{ m}$$

Como se dispone de esta energía, inmediatamente después de la bomba, de la ecuación de la energía resulta que

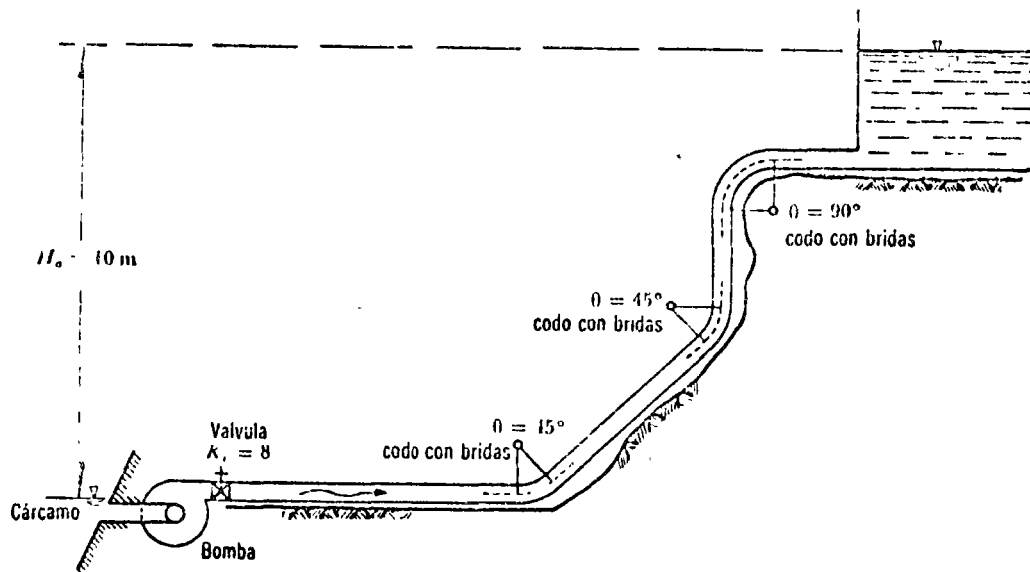


Figura 9.12. Instalación del problema 9.6.

$$14.06 = 10 + \frac{V^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + K_o \frac{V^2}{2g} + K_v \frac{V^2}{2g}$$

$$4.06 = \frac{V^2}{2g} (1 + fL/D + K_o + K_v) \quad (a)$$

Igual que en el problema anterior, se resuelve por iteraciones. Después de efectuar varios ciclos, se propone $D = 0.254$ m cuya área, velocidad y carga de velocidad son:

$$A = \frac{\pi}{4} (0.254)^2 = 0.05065 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{0.1}{0.05065} = 1.974 \text{ m/seg}$$

$$\frac{V^2}{2g} = 0.199 \text{ m}$$

El número de Reynolds para $\nu = 0.0131 \text{ cm}^2/\text{seg}$ es:

$$R_o = \frac{1.974 \times 0.254 \times 10^6}{1.31} = 3.827 \times 10^5$$

y para $\epsilon/D = 0.076/25 = 0.003$ del diagrama de Moody, $f = 0.026$, se obtiene:

$$f \frac{L}{D} = \frac{0.026 \times 100}{0.254} = 10.24$$

De la Fig. 8.18, para codos a 45° , $C_o = 0.16$ y para 90° $C_o = 0.25$. Por lo cual, $K_o = 2 \times 0.16 + 0.25 = 0.57$. Por tanto, de la Ec. (9.8) o de la Ec. (a) nos da:

$$V = \sqrt{\frac{19.6 \times 4.06}{1 + 10.24 + 0.57 + 8}} = 2 \text{ m/seg}$$

siendo el gasto:

$$Q = 2 \times 0.05065 = 0.102 \text{ m}^3/\text{seg}$$

entonces, el diámetro de 254 mm es el adecuado.

Problema 9.7. Una bomba extrae agua ($\nu = 0.0112 \text{ cm}^2/\text{seg}$) desde un cárcamo y la entrega, a un tanque elevado, por una tubería —de 381 m de longitud y 102 mm de diámetro— de fierro fundido y asfaltado (Fig. 9.13). La tubería de succión es vertical de 1.73 m de longitud y está equipada con una válvula de pie. El tubo de descarga contiene dos codos regulares con bridas $R/D = 1.4$, una válvula *check* y una válvula de compuerta. Determinar la carga de succión h_s (antes de la bomba), la carga de bombeo h_d y la lectura en el manómetro del lado de la descarga p_a , cuando el gasto sea de 757 lt/min. Calcular la potencia en CV, de la bomba, si ésta tiene una eficiencia de 80 %.

Solución. Tubería de succión. Para $D = 102 \text{ mm}$, de la Fig. 8.4 $\epsilon/D = 0.0012$, para fierro fundido y asfaltado. La velocidad y el número de Reynolds en el tubo es:

$$V = \frac{4 \times 0.757}{60 \pi (0.102)^2} = 1.544 \text{ m/seg};$$

$$\frac{V^2}{2g} = 0.12 \text{ m}$$

$$R_o = \frac{154.4 \times 10.2}{0.0112} = 1.41 \times 10^5$$

Del diagrama de Moody, $f = 0.0225$ y la pendiente de fricción:

$$S_f = \frac{0.0225}{0.102} \times 0.12 = 0.0265$$

El coeficiente de pérdida en la válvula de pie es $K = 0.8$ (Fig. 8.30) y la pérdida correspondiente:

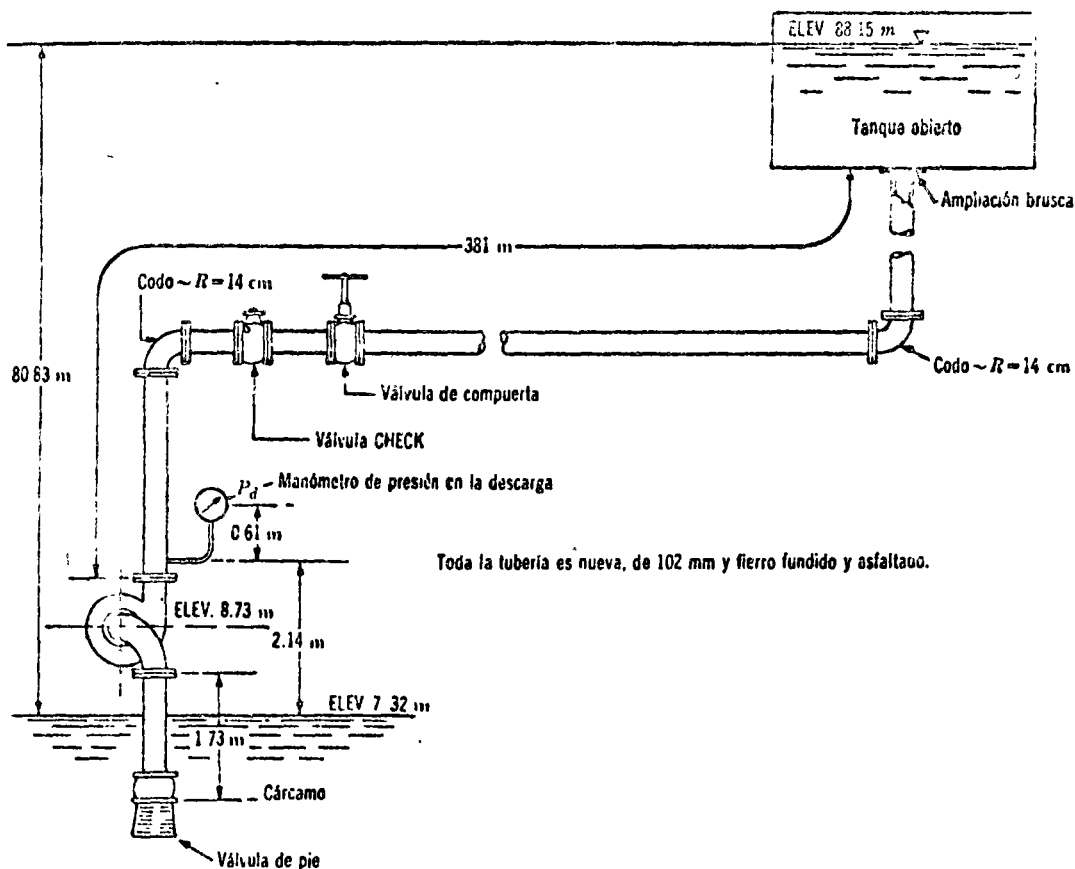


Figura 9.13. Instalación referente al problema 9.7.

$$h_v = 0.8 \times 0.12 = 0.096 \text{ m}$$

La bomba debe elevar el agua desde la altura de 7.32 m a la de 8.73 m. De esta manera la carga de succión es:

$$h_s = (8.73 - 7.32) + 0.0265 \times 1.73 + \times 0.096 = 1.552 \text{ m}$$

la cual es negativa, dado que corresponde al lado de succión. Tubería de descarga. La pérdida de fricción en la tubería de descarga es:

$$h_f = 0.0265 \times 381 = 10.10 \text{ m}$$

los coeficientes de pérdida en los accesorios se obtienen de las Figs. 8.18 y 8.30.

Codo regular con bridas (90°),	$K = 0.31$	$\times 2 = 0.62$
Válvula check con bridas,	$K = 2.00$	2.00
Válvula de compuerta con bridas,	$K = 0.17$	0.17
Salida (A_0/A_1),	$K = 1.00$	1.00
		$K = 3.79$

y la pérdida de energía por los accesorios:

$$h = 3.79 \times 0.12 = 0.455 \text{ m}$$

La bomba debe elevar el agua desde la altura de 8.73 m a la de 88.15 m. La carga de bombeo será:

$$h_d = (88.15 - 8.73) + 10.10 + 0.455 = 89.975 \text{ m}$$

La carga de presión del lado de la descarga y en el punto donde está colocado el manómetro, será igual a la carga estática más la pérdida de fricción en la descarga menos la carga de velocidad. La carga estática es $80.83 - 2.14 = 78.69$ m. Las otras cantidades han sido calculadas anteriormente; por lo tanto, la carga de presión requerida es $78.69 + 0.45 + 10.10 - 0.12 = 89.12$ m. Para calcular la carga de presión al centro del manómetro será necesario considerar la conexión vertical de altura igual a 0.61 m. La lectura en el manómetro será:

$$\frac{p_d}{\gamma} = \frac{89.12 - 0.61}{1000} = 88.51 \text{ m}; \quad p_d = 8.851 \text{ kg/cm}^2.$$

La carga total de bombeo es igual al desnivel entre los dos tanques, más las pérdidas totales en la conducción, a saber:

$$H_t = 80.83 + 0.0265 \times 1.73 + 0.096 + 10.10 + 0.455 = 91.527 \text{ m}$$

y la potencia que debe proporcionar la bomba, la siguiente:

$$P = \frac{\gamma Q H_t}{75 \eta} = \frac{1000 \times 0.757 \times 91.527}{75 \times 60 \times 0.8} = 192.17$$

Problema 9.8. En una tubería horizontal, de diámetro D , se mantiene una presión p_1 a la entrada; a lo largo de la misma hay n orificios laterales localizados a iguales distancias, cada uno de los cuales descarga un gasto q (lt/seg). Calcule la presión p en el extremo cerrado del tubo cuya longitud es $l = 600$ m, su diámetro $D = 15$ cm; $n = 20$; $q = 1$ lt/seg, y la presión en el extremo inicial es de 0.5 atm.

Solución. Como el gasto total en el tubo es nq , la velocidad a la entrada resulta $V_1 = 4nq/\pi D^2 = \alpha n$, siendo $\alpha = 4q/\pi D^2$; la velocidad que se reduce después del primer orificio a $V_2 = \alpha(n-1)$ y después del i -ésimo orificio a $V_i = \alpha[n - (i-1)]$, por lo cual $V_n = \alpha$ y $V_{n+1} = 0$.

La distancia a entre cada orificio es $a = l/(n+1)$.

La pérdida de fricción para el tramo i es:

$$h_i = f_i \frac{a}{D} \frac{V_i^2}{2g} = f_i \frac{\alpha a^2}{2gD} [n - (i-1)]^2$$

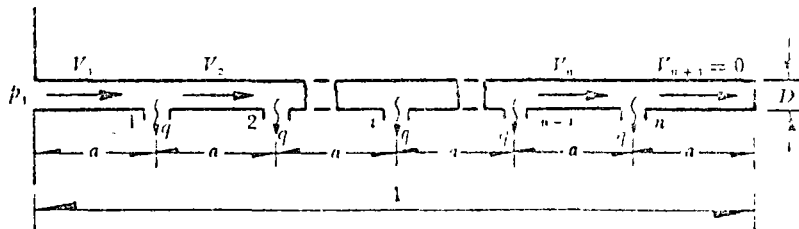


Figura 9.14. Ilustración referente al problema 9.8

$$= \frac{i}{6} 6n(n+1-i) +$$

$$+ i(2i-3) + 1 = S_{n,i}$$

por lo tanto, resulta:

$$C_i^2 = \frac{2}{\rho} (p_1 - p_2) + u^2 [n^2 -$$

$$- 3 \{n - (i-1)\}^2 - f \frac{n^3}{D} S_{n,i}] \quad (b)$$

El diámetro d_i del orificio i se determina de

$$q = \frac{\pi d_i^2}{4} C_i \quad (c)$$

Puesto que $a = 4q/\pi D^2 = 0.0566$ m/seg. de la Ec. (b) se pueden obtener las velocidades C_i correspondientes a los orificios desde $i = 1$ hasta 20; de la Ec. (c) los diámetros de los mismos. Los cálculos se indican en la siguiente tabla.

i	$S_{n,i}$	C_i en m/seg	d_i en cm
1	400	9.392	1.164
2	761	9.055	1.186
5	1 630	8.191	1.247
10	2 485	7.263	1.324
15	2 815	6.894	1.359
20	2 870	6.845	1.364

9.4 Sistema de tubos en paralelo

En ocasiones resulta necesario derivar varios ramales de un mismo tubo (figura 9.15), para lo cual se pueden presentar dos casos:

1. Se conoce la pérdida entre A y B y se desea determinar el gasto en cada ramal.

2. Se conoce el gasto total y se desea determinar la pérdida entre A y B, así

como la distribución del gasto en cada ramal.

Ambos casos se manejan simplemente de las energías que se tienen en A y B. El primero no ofrece dificultad puesto que una vez conocida la pérdida, se puede calcular el gasto en cada ramal en base a que funciona con una energía igual a la pérdida determinada; esto es, si se con $\Delta H_1 = \Delta H_2 = \dots = \Delta H$, la pérdida de energía vale:

$$\Delta H = K_i \frac{V_i^2}{2g} \quad (10)$$

por lo que:

$$V_i = \sqrt{\frac{2g \Delta H}{K_i}}$$

donde:

$$K_i = f_i \frac{L_i}{D_i} + \sum K_{i,j}$$

siendo el gasto:

$$Q_i = A_i V_i$$

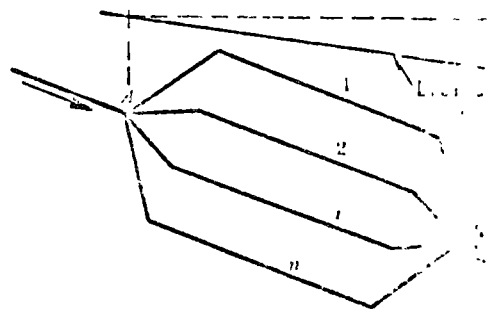


Figura 9.15. Sistema en derivación.

Para el segundo caso, se supone la existencia de una tubería (ficticia) que soporta el gasto total, equivalente a la

los ramales, con una pérdida en la misma de $\Delta H_e = \Delta H_1 = \Delta H_2 = \dots = \Delta H_n$.

Al substituir las Ecs. (9.11b) y (9.12) en la de continuidad, obtenemos:

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n$$

y al simplificar, resulta:

$$\frac{D_o^2}{\sqrt{K_o}} = \sum_{i=1}^n \frac{D_i^2}{\sqrt{K_i}}$$

o bien:

$$\frac{K_i}{D_o^4} = \left[\frac{1}{\sum (D_i^2 / \sqrt{K_i})} \right]^2 \quad (9.13)$$

o sea, la condición de equivalencia entre los conductos, en los que se elige un valor arbitrario para D_o o K_o y el otro se calcula con la Ec. (9.13); luego entonces,

$$\Delta H = K_o \frac{V_o^2}{2g} = \frac{8 K_o}{\pi^2 D_o^4} \frac{Q^2}{g}$$

Substituyendo la Ec. (9.13), resulta:

$$\Delta H = \frac{8}{\left[\pi \sum_{i=1}^n (D_i^2 / \sqrt{K_i}) \right]^2} \frac{Q^2}{g} \quad (9.14)$$

Una vez que la pérdida ΔH se conoce,

el problema se torna en uno del primer caso.

Problema 9.9. En la Fig. 9.16 se muestra un sistema con un tanque (en el cual hay la presión p sobre la superficie libre) que conecta con otro recipiente a través de una tubería maestra con tres derivaciones; siendo la geometría del sistema $L_1 = 400$ m, $L_2 = 180$ m, $L_3 = 50$ m, $L_4 = 400$ m; $D_1 = D_4 = 200$ mm, $D_2 = D_3 = 100$ mm, $f_1 = f_4 = 0.02$, $f_2 = f_3 = 0.025$. Calcular la presión p necesaria en el recipiente A, para que el gasto $Q_4 = 40$ lt/seg. Despreciar las pérdidas locales.

Solución. La pérdida de energía entre los puntos C y B se determina con el gasto en el tubo cuatro. Eligiendo como plano de referencia la elevación de la superficie libre en los dos recipientes, de la ecuación de la energía entre A y B, se tiene:

$$\frac{p}{\gamma} = (\Delta H)_1 + (\Delta H)_4 + \frac{V_4^2}{2g}$$

el área, la velocidad y la carga de velocidad en el tubo cuatro son:

$$A_4 = A_1 = 0.7854 (0.2)^2 = 0.0314 \text{ m}^2$$

$$\frac{V_4^2}{2g} = \frac{1.62}{19.6} = 0.083 \text{ m}$$

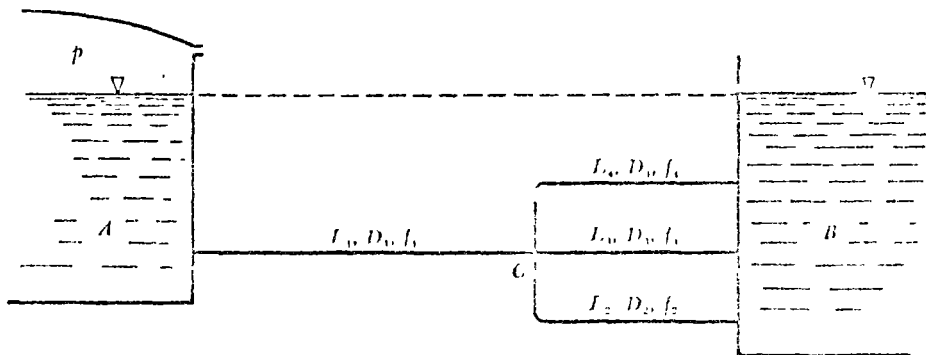


Figura 9.16. Sistema de tubos del problema 9.9.

Como únicamente se considera la pérdida por fricción, de la fórmula de Darcy-Weisbach, tenemos:

$$(\Delta H)_1 = 0.02 \frac{400}{0.20} \times 0.083 = 3.306 \text{ m}$$

y, de las Ecs. (9.11b) y (9.12), resulta:

$$Q_3 = 0.7854 (0.1)^2 \times \sqrt{\frac{19.6 \times 3.306 \times 0.1}{0.025 \times 50}} = 0.01791 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_2 = 0.7854 (0.1)^2 \times \sqrt{\frac{19.6 \times 3.306 \times 0.1}{0.025 \times 180}} = 0.0094 \text{ m}^3/\text{seg}$$

conduce a un gasto total, igual a

$$Q_1 = 0.040 + 0.01791 + 0.0094 = 0.06731 \text{ m}^3/\text{seg}$$

La velocidad, carga de velocidad y pérdida en el tubo 1 son:

$$V_1 = \frac{0.06731}{0.0314} = 2.14 \text{ m/seg};$$

$$\frac{V_1^2}{2g} = \frac{4.59}{19.6} = 0.234 \text{ m}$$

$$(\Delta H)_1 = 0.02 \frac{400}{0.2} \times 0.234 = 9.36 \text{ m.}$$

finalmente, la carga de presión en el recipiente A, vale:

$$\frac{p}{\gamma} = 9.36 + 3.304 + 0.083 = 12.75 \text{ m.}$$

o bien,

$$1.275 \text{ kg/cm}^2$$

Problema 9.10. El sistema mostrado en la Fig. 9.17 tiene la siguiente geometría: $H = 24 \text{ m}$; $L_1 = L_2 = L_3 = L_4 = 100 \text{ m}$; $D_1 = D_2 = D_4 = 100 \text{ mm}$; $D_3 = 200 \text{ mm}$; además, $f_1 = f_2 = f_4 = 0.025$ y $f_3 = 0.02$, el coeficiente de pérdida en la válvula $K_v = 30$. Calcular los gastos en cada tubo, despreciando las pérdidas locales.

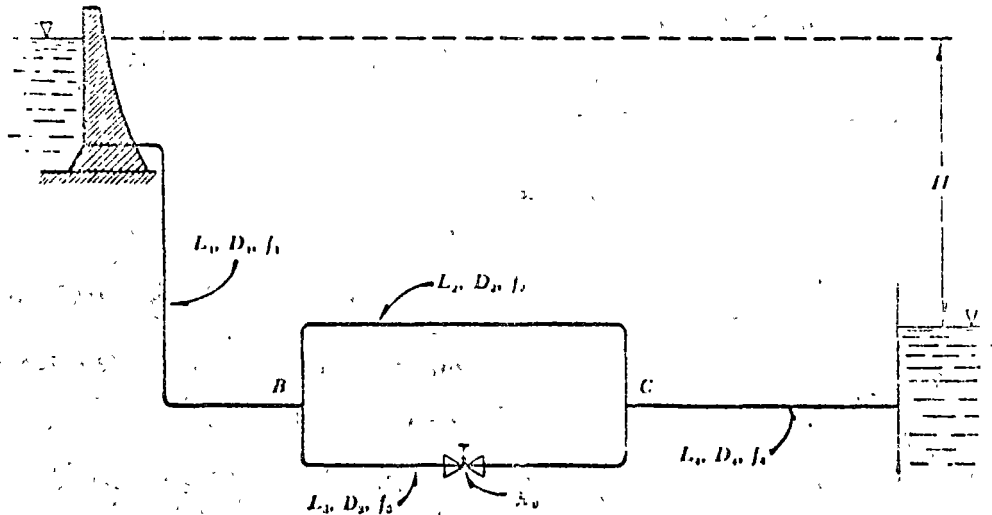


Figura 9.17. Tuberías del problema 9.10.

Solución. La pérdida de energía entre B y C está dada por la Ec. (9.14). Como en los tubos uno, dos y cuatro, únicamente hay pérdidas por fricción, resulta entonces:

$$K_2 = f_2 \frac{L_2}{D_2} = 0.025 \frac{100}{0.1} = 25$$

$$K_1 = K_4 = 25$$

En el tubo tres, tenemos:

$$K_3 = f_3 \frac{L_3}{D_3} + K_v = \frac{0.02 \times 100}{0.2} + 30 = 40$$

Para la Ec. (9.14), nos resulta así:

$$\sum_{i=1}^n \frac{D_i^2}{\sqrt{K_i}} = \frac{0.01}{\sqrt{25}} + \frac{0.04}{\sqrt{40}} = 0.00833$$

$$\left[\pi \sum_{i=1}^n \frac{D_i^2}{\sqrt{K_i}} \right]^2 = (3.14 \times 0.00833)^2 =$$

$$= 0.000685$$

De la Ec. (9.14), por otra parte:

$$\Delta H = \frac{8}{0.000685 \times 9.8} Q_1^2 = 1192 Q_1^2$$

Además, con $D_1 = D_4$, en la ecuación de continuidad, obtenemos:

$$\frac{V_1^2}{2g} = \left(\frac{D_1}{D_4} \right)^4 \frac{V_4^2}{2g} = \frac{V_4^2}{2g}$$

$$\frac{V_1^2}{2g} = \frac{Q_1^2}{2g (\pi D_4^2/4)^2} =$$

$$= \frac{Q_1^2}{19.6 (0.7854 \times 0.01)^2} = 828 Q_1^2$$

De la ecuación de la energía entre A y D, nos da:

$$24 = K_1 \frac{V_1^2}{2g} + 1192 Q_1^2 + K_4 \frac{V_4^2}{2g} + \frac{V_3^2}{2g}$$

Substituyendo términos:

$$24 = (2 \times 25 \times 828 + 1192 + 828) Q_1^2$$

$$Q_1 = \sqrt{\frac{24}{43420}} = 0.0235 \text{ m}^3/\text{seg}$$

La pérdida de energía entre B y C, será

$$\Delta H = 1191 (0.0235)^2 = 0.658 \text{ m}$$

Para el tubo 2, lo siguiente:

$$0.658 = 25 \frac{V_2^2}{2g}$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{19.6 \times 0.658}{25}} = 0.718 \text{ m/seg}$$

$$Q_2 = 0.7854 \times 0.01 \times 0.718 =$$

$$= 0.00564 \text{ m}^3/\text{seg}$$

En la misma forma:

$$Q_4 = 0.7854 \times 0.04 \sqrt{\frac{19.6 \times 0.658}{40}} =$$

$$= 0.01784 \text{ m}^3/\text{seg}$$

y como comprobación:

$$Q = 0.00564 + 0.01784 = 0.02348 \text{ m}^3/\text{se}$$

que es prácticamente el gasto total.

9.5 Redes abiertas

Decimos que una red es abierta cuando los tubos que la componen se ramifican, sucesivamente, sin intersectarse después para formar circuitos. Los extremos finales de las ramificaciones pueden terminar.

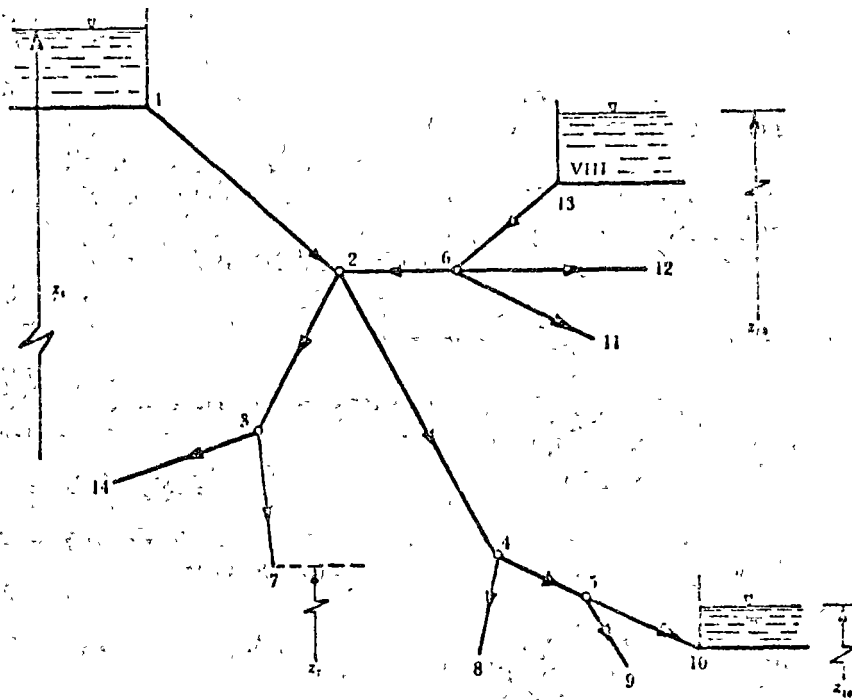


Figura 9.18. Ejemplo de red abierta.

en un recipiente o descargar libremente a la atmósfera.

Un ejemplo de red abierta se esquematiza en la Fig. 9.18. De acuerdo con los niveles de los distintos recipientes y la longitud de los tubos, se deberá conocer o suponer la dirección del gasto en los diversos tramos.

De la ecuación de la energía, entre el recipiente superior y los extremos de los tubos, resulta entonces:

$$z_1 - \left(z_j + \frac{V_j^2}{2g} \right) = \sum_{i=1}^j h \quad (9.15)$$

donde z_j es el nivel de la superficie libre del agua si el tubo descarga a un recipiente o bien, el nivel del centro de gravedad de la sección final, si el tubo descarga a la atmósfera; el subíndice j corresponde a las características hidráulicas en el pun-

to j . El término $\sum_{i=1}^j h$ es la suma de las pérdidas de energía de los tubos que se encuentran en el recorrido, desde el punto 1 hasta el extremo j ; toma signo positivo para h en aquellos elementos en que la dirección del gasto coincide con la dirección del recorrido y negativo en caso contrario.

Por ejemplo, para el extremo 7, la Ec. (9.15) es:

$$z_1 - \left(z_7 + \frac{V_7^2}{2g} \right) = h_{12} + h_{23} + h_{37}$$

y de acuerdo con la dirección supuesta de los gastos en la Fig. 9.17, para el extremo 13, se obtiene:

$$z_1 - \left(z_{13} + \frac{V_{13}^2}{2g} \right) = h_{12} - h_{26} - h_{613}$$

donde h_{ij} representa la suma de las pérdidas locales y de fricción en el tramo que va del nudo i al nudo j .

Además, en cada punto de ramificación (nudo) se satisface la ecuación de continuidad, siguiente:

$$\sum Q = 0 \quad (9.16)$$

y se establece como convención que los gastos que lleguen al nudo tengan signo negativo; y positivo los que salgan del nudo.

Si el problema es de revisión, el resultado será un sistema de tantas ecuaciones, del tipo (9.15), como extremos finales tenga la red; y de tantas ecuaciones del tipo (9.16) como nudos existan. Para la red de la Fig. 9.18 se pueden establecer ocho ecuaciones del primer tipo y cinco del segundo.

Si el problema es el diseño de una red

en la que se conoce su geometría y los gastos de cada tubo, se deberán elegir —por lo menos— $(l-m)$ diámetros de los l tramos que componen la red (m , número de extremos finales), para evitar la indeterminación del problema, ya que las ecuaciones de nudo se convierten en identidades.

Problema 9.11. Determinar la magnitud y sentido de los gastos en los tubos que forman el sistema mostrado en la Fig. 9.19. Los tubos son de fierro fundido, con 15 años de servicio (N de Kozeny = 30) y tienen la siguiente geometría:

$D_1 = 0.55$ m	$L_1 = 680$ m
$D_2 = 0.60$ m	$L_2 = 520$ m
$D_3 = 0.80$ m	$L_3 = 800$ m

Solución. Primero, es necesario suponer un sentido de los gastos en el nudo D y

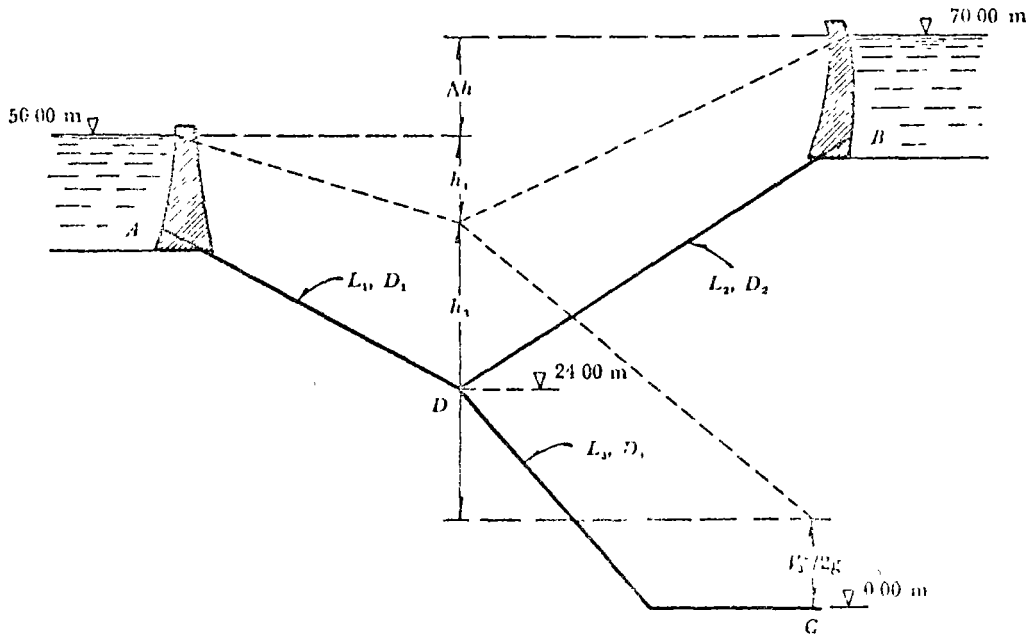


Figura 9.19. Sistema de tubos del problema 9.11.

luego resolver y comprobar esta suposición; por ejemplo, se acepta que A y B alimentan a C , esto es:

$$Q_1 + Q_2 = Q_3$$

Por otra parte, siendo la pérdida por fricción la única importante, h_1 será la pérdida en el tubo 1; $(h_1 + \Delta h)$ en 2; y h_3 la pérdida en 3. Esta última en el supuesto de despreciar la carga de velocidad en el tubo tres.

De la fórmula de Kozeny se obtiene:

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} D_1^2 (8.86 \log D_1 + N) \sqrt{\frac{h_1}{L_1}} D_1$$

$$Q_2 = \frac{\pi}{4} D_2^2 (8.86 \log D_2 + N) \sqrt{\frac{h_1 + \Delta h}{L_2}} D_2$$

$$Q_3 = \frac{\pi}{4} D_3^2 (8.86 \log D_3 + N) \sqrt{\frac{h_3}{L_3}} D_3$$

de la geometría del sistema, $h = 20$ m, $h_3 = 50 - h$. Además, las constantes son:

$$D_1 = 0.55 \text{ m}; \quad D_1^2 = 0.303;$$

$$C_1 = 8.86 \log D_1 + 30 = 27.7; \quad D_1^2 C_1 = 8.393$$

$$D_2 = 0.60 \text{ m}; \quad D_2^2 = 0.360;$$

$$C_2 = 28.04; \quad D_2^2 C_2 = 10.08$$

$$D_3 = 0.80 \text{ m}; \quad D_3^2 = 0.640;$$

$$C_3 = 29.14; \quad D_3^2 C_3 = 18.65$$

Por lo tanto, las tres últimas ecuaciones, substituidas en la de continuidad, conducen a:

$$D_1^2 C_1 \sqrt{D_1 \frac{h_1}{L_1}} + D_2^2 C_2 \sqrt{D_2 \frac{(h_1 + \Delta h)}{L_2}} = D_3^2 C_3 \sqrt{D_3 \frac{(50 - h_1)}{L_3}}$$

que con valores de las constantes resulta:

$$h_1^2 - 66 h_1 + 914.93 = 0$$

de ahí que:

$$h_1 = 19.81 \text{ m}$$

lo cual significa que si existe raíz real de la ecuación y que, por lo tanto, es correcta la suposición del sentido de gastos en el nudo D .

Con este valor obtenemos los siguientes:

$$Q_1 = 0.837 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_2 = 1.696 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_3 = 2.54 \text{ m}^3/\text{seg}$$

se puede calcular $V_3^2/2g$, a saber:

$$\frac{V_3^2}{2g} = \frac{16 Q_3^2}{\pi^2 2g D_3^4} = 1.306 \text{ m}$$

y corregir los resultados anteriores. En efecto, la única modificación se hace en la ecuación para calcular Q_3 :

$$Q_3 = \frac{\pi}{4} [D_3^2 (8.86 \log D_3 + N)]$$

$$\sqrt{\frac{(50 - h_1 - 1.306)}{L_3}} D_3$$

Planteadamente nuevamente la ecuación de segundo grado, ésta resulta ser:

$$h_1^2 - 64.01 h_1 + 859 = 0$$

$$h_1 = 19.16 \text{ m}$$

$$Q_1 = 0.818 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_2 = 1.682 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_3 = 2.517 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Problema 9.12. Una tubería principal *A*, abastece al sistema mostrado en la figura 9.20; en el punto de unión el manómetro *M* marca una presión de 4.3 atm. Las características de los tres tubos son iguales. $L = 210$ m, $D = 100$ mm, $f = 0.025$. Calcular la carga h para que el gasto alimentado al recipiente *B* sea de 5 lit/seg, con las tres valvulas abiertas.

Solución. El área de los tubos es:

$$A = 0.7854 (0.1)^2 = 0.007854 \text{ m}^2$$

la velocidad y carga de velocidad del tubo que conduce el gasto Q_B son:

$$V_B = \frac{0.005}{0.007854} = 0.637 \text{ m/seg}$$

$$\frac{V_B^2}{2g} = 0.0207 \text{ m}$$

Las velocidades en los otros tramos son las siguientes:

$$V_o = \frac{Q_o}{0.007854} = 127.3 Q_o$$

$$V_o^2 = 16\,205 Q_o^2$$

y también

$$V_A^2 = 16\,205 Q_A^2$$

el coeficiente de pérdida por fricción es el mismo en los tres tubos:

$$K_f = f \frac{L}{D} = 0.025 \frac{210}{0.1} = 52.5$$

de la ecuación de la energía, entre *A* y *B* ($p_A/\gamma = 43$ m), se tiene que

$$43 = h + 52.5 \frac{V_A^2}{2g} + (52.5 + 1) 0.0207$$

$$43 = h + 43\,406 Q_A^2 + 1.11 \quad (a)$$

ahora, entre *A* y *C*, tenemos:

$$43 = 52.5 \frac{V_A^2}{2g} + (52.5 + 1) \frac{V_C^2}{2g}$$

o bien

$$43 = \frac{52.5 \times 16\,205 Q_A^2}{19.6} +$$

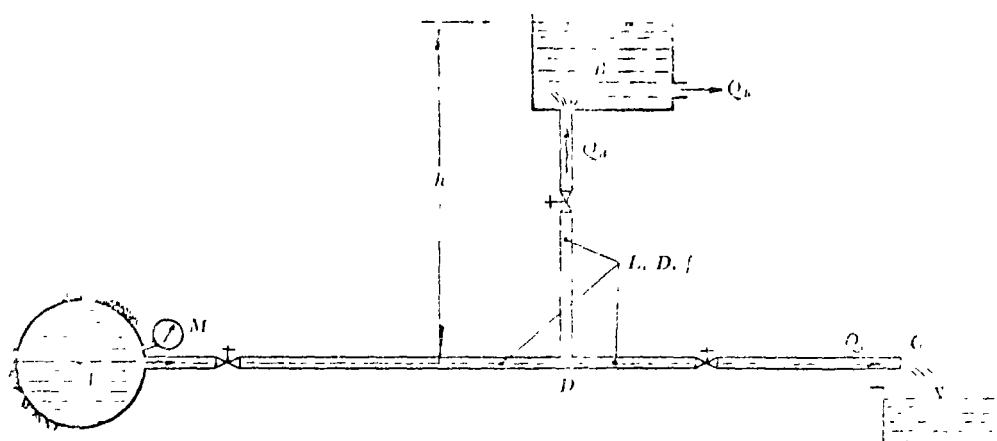


Figura 9.20. Instalación del problema 9.12.

$$+ \frac{53.5 \times 16\,205}{19.6} Q_o^2 \quad (b)$$

Además, de la ecuación de continuidad, resulta:

$$Q_A = 0.005 + Q_o \quad (c)$$

$$Q_o^2 = 0.000025 + 0.01 Q_o + Q_o^2 \quad (d)$$

En el sistema de Ecs. (a), (b) y (d), existen tres incógnitas: h , Q_A y Q_o ; si sustituimos la Ec. (d) en la (b), obtenemos:

$$43 = 43\,406 \cdot (0.000025 + 0.01 Q_o + Q_o^2) + 44\,233 Q_o^2$$

$$43 = 1.09 + 434 Q_o + 43\,406 Q_o^2 + 44\,233 Q_o^2$$

$$Q_o^2 + 0.00495 Q_o - 0.000478 = 0$$

la solución de esta ecuación será:

$$Q_o = -0.002475 \pm 0.022$$

El signo menos no tiene significado físico por las condiciones en las que se planteó el problema, por lo tanto,

$$Q_o = 0.0195 \text{ m}^3/\text{seg}$$

substituyendo este resultado en la ecuación (c), nos da

$$Q_A = 0.0245 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Finalmente, en la (a), resulta que

$$h = 15.84 \text{ m}$$

Problema 9.13. En la Fig. 9.21 se presenta una red abierta y su geometría. Se desea que los gastos sean: $Q_5 = 25 \text{ lt/seg}$, $Q_4 = 30 \text{ lt/seg}$, hacia los tanques C y D respectivamente y que $Q_2 = 11 \text{ lt/seg}$ desde la bomba. Determinar los diámetros D_1 , D_3 y D_4 necesarios para que se satisfagan las condiciones impuestas. El factor de fricción en todos los tubos es $f = 0.014$ y los tanques A y B abastecen a C y D.

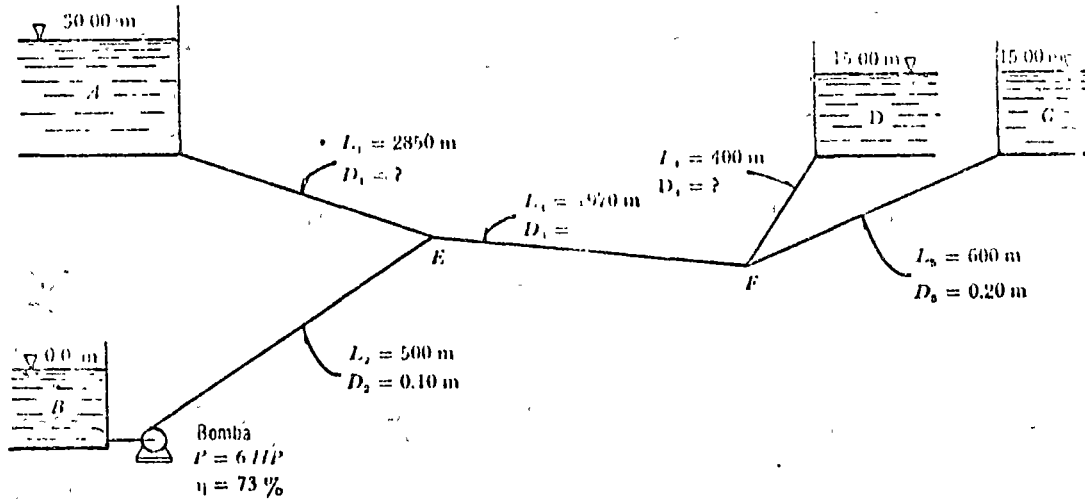


Figura 9.21. Red abierta del problema 9.13.

Solución. La carga producida por la bomba es

$$\frac{V_b^2}{2g} = 0.0323 \text{ m}$$

$$P = \frac{\gamma Q H_b}{76 \eta}$$

$$H_b = \frac{76 \eta P}{\gamma Q} = \frac{76 \times 0.73 \times 6}{1000 \times 0.011} = 30.3 \text{ m}$$

De la ecuación de continuidad en los nodos, los gastos son:

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 = 0.055 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_1 = Q_3 - Q_2 = 0.044 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Las velocidades (cargas de velocidad, en los tubos), son las que siguen:

$$V_1 = \frac{0.044}{0.7854 D_1^2} = \frac{0.056}{D_1^2};$$

$$\frac{V_1^2}{2g} = \frac{(0.056)^2}{19.6 D_1^4} = \frac{0.000161}{D_1^4}$$

$$V_2 = \frac{0.011}{0.7854 \times 0.01} = 1.4 \text{ m/seg};$$

$$\frac{V_2^2}{2g} = 0.1 \text{ m}$$

$$V_3 = \frac{0.055}{0.7854 D_3^2} = \frac{0.07}{D_3^2} \text{ m/seg};$$

$$\frac{V_3^2}{2g} = \frac{0.00025}{D_3^4}$$

$$V_4 = \frac{0.030}{0.7854 D_4^2} = \frac{0.0382}{D_4^2};$$

$$\frac{V_4^2}{2g} = \frac{0.000074}{D_4^4}$$

$$V_5 = \frac{0.025}{0.7854 \times 0.04} = 0.796 \text{ m/seg},$$

La ecuación de la energía entre P y C, es como sigue:

$$E_P = 15.00 + \left(0.014 \frac{500}{0.10} \right) \times 0.0323 = 16.389 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre P y D, es:

$$E_P = 16.389 = 15.00 + \left(0.014 \frac{500}{D_1^2} \right) \times \frac{0.000074}{D_1^4}$$

$$1.389 = \frac{0.000414}{D_1^6} + \frac{0.000074}{D_1^4}$$

Esta ecuación se satisface para $D_1 = 0.25 \text{ m}$.

La ecuación de energía entre B y E, como se indica:

$$30.3 + 0.1 = E_B + 0.014 \frac{500}{0.10} 0.1$$

$$E_B = 30.4 - 7.0 = 23.4 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre A y E, es:

$$30.00 = 23.4 + 0.014 \frac{2850}{D_1^2} \frac{0.000161}{D_1^4}$$

$$D_1 = \sqrt[5]{\frac{0.00642}{6.6}} = \sqrt[5]{0.000973} = 0.25 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre E y F, será:

$$23.4 = 16.389 + 0.014 \frac{1970}{D_3^2} \frac{0.00025}{D_3^4}$$

$$D_3 = \sqrt[6]{\frac{0.0069}{7.011}} = \sqrt[6]{0.000983} = 0.25 \text{ m}$$

9.6 Redes cerradas

9.6.1 Planteamiento del problema

Se conoce como red cerrada aquella en la cual los conductos que la componen se cierran formando circuitos (Fig. 9.22). Es el caso de las redes de distribución de agua potable en ciudades o las de agua para industrias.

La solución del problema se basa en dos tipos de ecuaciones: la de nudo y la de pérdida de energía.

a) Ecuación de nudo. Por razones de continuidad (Ec. 9.16) en cada nudo se debe satisfacer que:

$$\sum_{j \in i} Q_{ij} + Q_i = 0 \quad \text{para } i=1, \dots, n \quad (9.17)$$

donde

Q_{ij} gasto que va del nudo j al nudo i (negativo si llega al nudo i ; positivo si sale),

Q_i gasto que sale o entra al nudo i (con la misma convención de signos).

El símbolo $j \in i$ se lee: "para todos los nudos j conectados al i a través de un tubo". Por ejemplo, si el sentido de los gastos fuera el mostrado en la Fig. 9.22, la Ec. (9.17), para el nudo 3, indicaría que

$$Q_{35} + Q_{31} + Q_{37} - Q_{32} + Q_3 =$$

donde el gasto Q_3 es conocido.

b) Ecuación de pérdida. La pérdida por fricción en cada tramo está dada por la fórmula de fricción correspondiente, donde al substituir la velocidad expresada por la ecuación:

$$V_{ij} = \frac{4 Q_{ij}}{\pi D_{ij}^2}$$

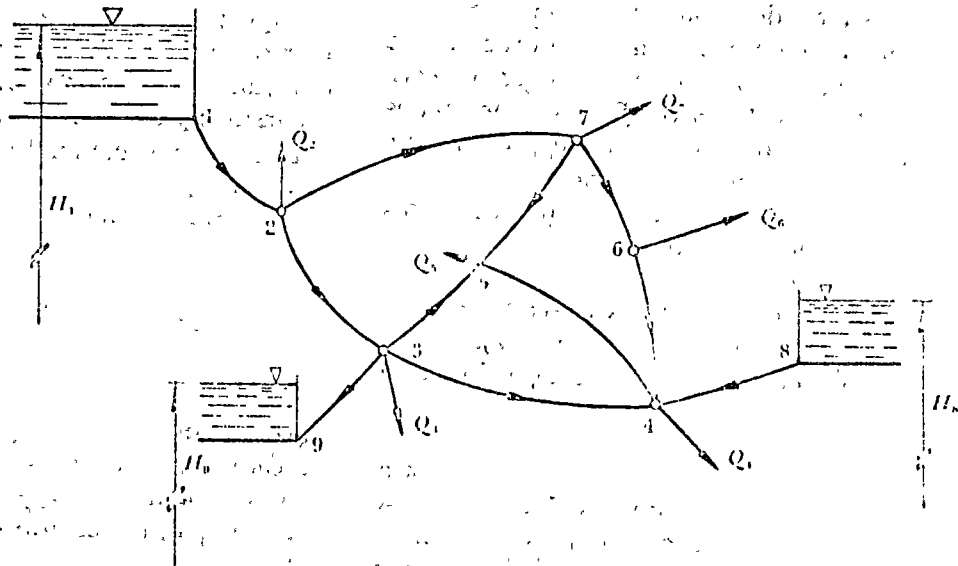


Figura 9.22. Ejemplo de red cerrada.

resulta:

$$h_{ij} = a_{ij} Q_{ij}^N \quad (9.18)$$

donde a_{ij} es una constante del tramo ij . Por supuesto, si la fórmula de fricción es la de Darcy-Weisbach, se tiene:

$$h_{ij} = \frac{8 f_{ij} L_{ij}}{\pi^2 g D_{ij}^5} Q_{ij}^5$$

Esto es, $N = 5$, y entonces:

$$a_{ij} = \frac{8 f_{ij} L_{ij}}{\pi^2 g D_{ij}^5} Q_{ij}^4$$

en cambio, si fuese la de Hazen-Williams, $N = 1.851$ y

$$a_{ij} = \frac{L_{ij}}{(0.279 C_{Hij} D_{ij}^{2.63})^{1.851}}$$

La utilización de las Ecs. (9.17) y (9.18) para la solución de una red, conduce a un sistema de ecuaciones que es posible resolver —por un método de iteraciones o con computadora— con base en la estimación de valores iniciales, los cuales se aproximan a la solución exacta mediante correcciones cíclicas.

Existen, en los factores iniciales, tres posibilidades a escoger:

1. Estimación de los valores de Q_{ij} .
2. Estimación de los valores h_{ij} .
3. Estimación simultánea de valores de Q_{ij} y h_{ij} .

Se presentarán aquí las dos primeras que son las más comunes. La última es poco frecuente, para la cual se utiliza el método de Mellroy, presentado en la referenci. 52.

Con el fin de hacer posible el cálculo, la aplicación de los métodos de iteración

se limita a tramos de abastecimiento en cada una por grupos; a conductos de una sola dirección principal de redes locales; a sistemas de anillos cerrados o a zonas que pertenecen de una red local, perteneciendo en general a las demandas de cada usuario.

9.3.2 Método de Cross para el cálculo de pérdidas

En una red cerrada en la que existen circuitos elementales como los mostrados en la Fig. 9.22 (por ejemplo, el circuito 2-4-5-3-2 mostrado en la Fig. 9.23), en los cuales se conocen los gastos Q_1, Q_2, \dots, Q_n , que entran o salen de cada nudo.

En cada nudo se satisface la ecuación (9.17) además, la pérdida de energía entre los nudos de la red (cualesquiera que se recorrida que se elige para negar la pérdida o para otro) es la suma algebraica de las pérdidas en cada tramo (consideradas con el signo de la Ec. 9.18). Para ello, es necesario necesariamente establecer una convención de signos, por ejemplo: la pérdida en un determinado tramo tiene signo positivo si la dirección del gasto en el tramo coincide con la del recorrido; y negativo en caso contrario.

El recorrido completo en cada circuito elemental (partiendo y llegando al mismo nudo) implica que:

$$\sum_{i=1}^k h_{ij} = 0 \quad (9.19)$$

donde k es el número de tramos que conforma el circuito elemental. Para el recorrido de cada circuito es necesario especificar que sea siempre con el mismo sentido, por ejemplo, el sentido de las manecillas del reloj.

La Ec. (9.19) es llamada ecuación de circuito y vale para todos los circuitos elementales de la red.

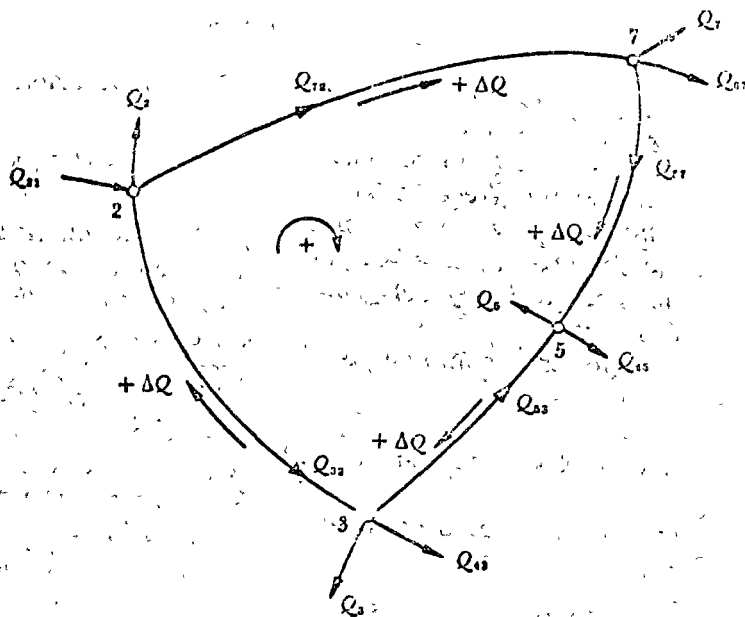


Figura 9.23. Circuito elemental en una red cerrada.

Para proceder a la solución, primero se estiman los gastos en los tramos, haciendo que se satisfaga la ecuación de nudo con los valores estimados y los ya conocidos. Si $+\Delta Q$ es una corrección atribuible a todos los tramos de un mismo circuito elemental (Fig. 9.23), al recorrer éste en el sentido de las manecillas del reloj, la Ec. (9.19) implica que:

$$\begin{aligned} h_{72} + h_{67} - h_{63} - h_{32} &= \\ &= a_{72} (Q_{72} + \Delta Q)^N + a_{67} (Q_{67} + \Delta Q)^N - \\ &- a_{63} (Q_{63} - \Delta Q)^N - a_{32} (Q_{32} - \Delta Q)^N = 0 \end{aligned}$$

Por un desarrollo en forma de binomio, donde se desprecian términos de orden superior, resulta entonces:

$$\Delta Q = - \frac{a_{72} Q_{72}^N + a_{67} Q_{67}^N - a_{63} Q_{63}^N - a_{32} Q_{32}^N}{N(a_{72} Q_{72}^{N-1} + a_{67} Q_{67}^{N-1} + a_{63} Q_{63}^{N-1} + a_{32} Q_{32}^{N-1})}$$

o bien, en el caso general, tenemos:

$$\Delta Q = - \frac{\sum_1^k (a_{ij} Q_{ij}^{N-1} Q_{ij})}{N \sum_1^k [a_{ij} Q_{ij}^{N-1}]}$$
 (9.20)

donde el gasto Q_{ij} y la corrección ΔQ son positivos cuando su sentido coincide con el de recorrido del circuito en el sentido de las manecillas del reloj, o negativo en el caso contrario. La iteración se realiza hasta que se satisfaga la ecuación de circuito.

La rapidez en la convergencia del método es muy diversa y depende, tanto de la estimación de los valores iniciales como del tipo y tamaño de la red, pero especialmente del número de tramos que se unen en cada nudo. Mientras que en redes pequeñas se alcanza una buena aproximación con tres o cuatro iteraciones, en redes grandes se suelen necesitar de treinta a cincuenta. La computadora hace rápi-

almente el cálculo, y ello nos facilita un ahorro considerable de tiempo.

La convergencia del método se puede acelerar si el valor de la corrección ΔQ en cada paso se multiplica por un factor (que varía entre 0.50 y 1.00) cuya magnitud depende del tipo de red y del grado de exactitud deseada.

El problema se presenta como sigue:

Datos conocidos:

1. Longitud, diámetro y rugosidad de los tubos.
2. Gastos que entran o salen de la red.

Se desean saber:

1. Los gastos de todos los tramos.
2. Las cargas de presión en los nudos de la red.

La secuencia de pasos se explica a continuación, aunado con las columnas de una tabla auxiliar, cuando el cálculo es manual (Prob. 9.14, tabla 9.2).

1. División de la red en circuitos elementales (Cols. 1 y 2). Registro de los valores conocidos (Cols. 3 y 4) y cálculo de las constantes a (Col. 5).

2. Primera estimación del gasto en todos los tramos (Col. 6). El signo de Q será positivo si se estima que sigue el sentido de las manecillas del reloj en el recorrido del circuito, y negativo en caso contrario.

3. Multiplicación de los valores de a por los gastos correspondientes en el primer circuito (Col. 7) en valor absoluto.

4. Multiplicación de los productos $a|Q|$ de la Col. 7, por los gastos Q correspondientes del primer circuito, obteniendo la pérdida h , cuyo signo corresponde al atribuido al gasto Q (Col. 8).

5. Suma algebraica de $\Sigma h = \Sigma a_i Q_i^2$ en el primer circuito (Col. 8).

6. Suma absoluta de los valores de $a_i Q_i$ en el primer circuito (Col. 7).

7. La corrección resulta de:

$$\Delta Q = - \frac{\Sigma a_i Q_i^2}{\Sigma |a_i Q_i|}$$

7. Se anota con su signo en todos los tramos de un mismo circuito (Col. 9).

8. En tramos que pertenecen a dos circuitos se deben agregar las correcciones que resulten del siguiente circuito, con signo contrario (Col. 9).

9. El cálculo en los siguientes circuitos se hace en la forma indicada en los pasos 3 a 6, hasta terminar la primera etapa de distribución en toda la red.

10. Se hace la suma de los gastos estimados, más las correcciones, y se realiza una segunda etapa en la misma forma.

11. El cálculo finaliza cuando las correcciones ΔQ alcancen el grado de exactitud deseado.

Si se consideran como incógnitas los diámetros y los gastos de cada tramo, una vez calculados éstos se pueden obtener las cargas de presión, en cada nudo, a partir de las fórmulas de pérdida. Para una red compuesta de k tramos y m nudos, el número de incógnitas es entonces:

$$I = 2k$$

Para el cálculo de las I incógnitas, existen E ecuaciones disponibles. Las de nudo proporcionan $m - 1$ ecuaciones, ya que la ecuación para el último nudo resulta de las anteriores. Las de circuito proporcionan l ecuaciones para l circuitos elementales.

Se considera que el número de circuitos es:

$$l = k - m + 1$$

y el número de ecuaciones:

$$E = (m - 1) + (k - m + 1) =$$

De la comparación entre I y E resulta que

TABLA 9.2. Proceso de cálculo del Prob. 9.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Circuito	Tramo	D mm	L m	$a \times 10^{-3}$ seg ² /m ⁵	$Q \times 10^3$ m ³ /seg	$a Q $ seg/m ²	$aQ^2 \times 10^3$ m	$\Delta Q \times 10^3$ m ³ /seg
I	1-2	200	1000	7.27	+25.0	182	+4545	-1.0
	2-4	150	800	28.20	+16.0	415	+7220	-1.0
	4-3	125	500	48.25	-10.0	488	-4825	-1.0 + 2
	3-1	200	800	5.81	-25.0	145	-3530	-1.5
						1261	+3310	
								$\Delta Q = -\frac{+3310}{2 \times 1261} = -1.3$
II	4-6	125	300	48.25	+11.0	57	+5845	-1.0
	6-5	125	500	48.52	-9.0	475	-3910	-1.0
	5-3	150	500	17.65	-15.0	255	-3970	-1.0
	3-4	125	500	48.26	+10.0 + 1.3	545	+6160	-1.0
						1776	+4125	
								$\Delta Q = -\frac{+4125}{2 \times 1776} = -1.2$
10	11	12	13	14	15	16	17	18
$Q \times 10^3$ m ³ /seg	$a Q $ seg/m ²	$aQ^2 \times 10^3$ m	$\Delta Q \times 10^3$ m ³ /seg	$Q \times 10^3$ m ³ /seg	$a Q $ seg/m ²	$aQ^2 \times 10^3$ m	$\Delta Q \times 10^3$ m ³ /seg	Q m ³ /seg
+23.7	172	+4080	-0.5	+23.2	169	+5910	-0.0	+0.002
+14.7	415	+6085	-0.5	+14.2	400	+5680	-0.0	+0.002
-10.1	488	-4920	-0.5 + 0.1	-10.5	508	-5325	-0.0 + 0.0	-0.005
-26.3	153	-4010	-0.5	-26.8	156	-5160	-0.0	-0.008
		1228	+1235			1232	+105	
$\Delta Q = -\frac{+1235}{2 \times 1228} = -0.5$				$\Delta Q = -\frac{+105}{2 \times 1232} = -0.0$				
+9.8	474	+4645	-0.1	+9.7	469	+4550	-0.0	+0.007
-10.2	492	-5020	-0.1	-10.3	497	-5120	-0.0	-0.013
-16.2	286	-4630	-0.1	-16.3	288	-4685	-0.0	-0.013
+10.1 + 0.5	512	+5430	+0.1	+10.5 + 0.0	507	+5325	-0.0	+0.010
		1764	+420			1761	+70	
$\Delta Q = -\frac{+420}{2 \times 1764} = -0.1$				$\Delta Q = -\frac{+70}{2 \times 1761} = -0.0$				

se deben escoger m de las incógnitas para resolver el problema; esto es, los diámetros o los gastos.

Problema 9.14. La red mostrada en la Fig. 9.24 tiene la geometría que se indica y a ella llegan o salen los gastos también mostrados. Las constantes a se calculan, a partir de la fórmula de Kutter, con un coeficiente $m = 0.20$ (tubos de acero) y para $N = 2$.

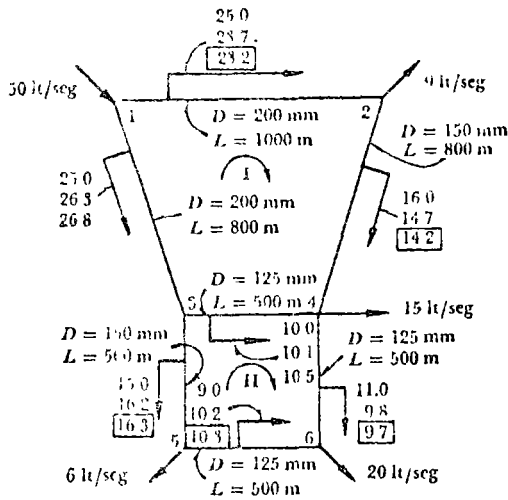


Figura 9.24. Red del problema 9.14.

Solución. Se presenta en la tabla 9.2 y en la Fig. 9.24 se muestran los diferentes ajustes que experimentaron los gastos estimados, así como el sentido de los mismos. La columna 18 muestra el valor final de los gastos.

9.6.3 Método de Cornish para el balance de gastos (Ref. 6)

Son conocidas las cargas de presión en los nudos a los cuales llegan gastos ($-Q_{ij}$), o salen gastos ($+Q_{ij}$). Se desean obtener dichos gastos y las pérdidas en los tramos o las cargas piezométricas en los mismos (Fig. 9.25).

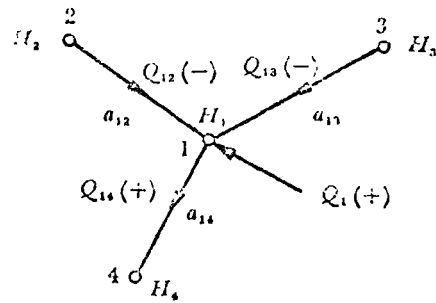


Figura 9.25. Designaciones para las condiciones de nudo en el método de Cornish.

Las pérdidas en los tramos h_{ij} , se estiman inicialmente y se corrigen por iteraciones, a partir de los gastos que llegan o salen del nudo.

La condición de nudo implica que se satisfaga la Ec. (9.17).

Por otra parte, si h_{ij} representa la pérdida de energía en el tramo del nudo i a j ; y H_i , la carga piezométrica en el nudo i , se tiene:

$$Q_{ij} = \left(\frac{h_{ij}}{a_{ij}} \right)^{1/N} = C_{ij} (H_i - H_j)^{1/N} \quad (9.21)$$

donde

$$C_{ij} = \frac{1}{(a_{ij})^{1/N}} \quad (9.22)$$

Por lo tanto, el sistema de ecuaciones (9.17) es el siguiente:

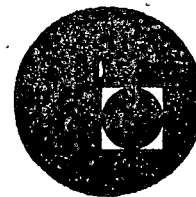
$$\sum_{j \in i} \left(\frac{h_{ij}}{a_{ij}} \right)^{1/N} + Q_i = 0, \text{ para } i=1, \dots, t \quad (9.23)$$

Si ΔH_i es la corrección de la carga piezométrica en el nudo i , en alguna etapa de la iteración, la ecuación correspondiente a ese nudo sería:

$$\sum_{j \in i} \left(\frac{h_{ij} + \Delta H_i}{a_{ij}} \right)^{1/N} + Q_i = 0$$



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS



DR. RAUL CUELLAR CHAVEZ

SEPTIEMBRE DE 1976.



EVALUACION DE METODOS DE CALCULO HIDRAULICO DE REDES DE DISTRIBUCION

INTRODUCCION.

El objetivo principal de una red de distribución de agua potable es el proporcionar la cantidad de agua demandada por los distintos usuarios del sistema, tales como casas-habitación, multifamiliares, comercios, industrias e hidrantes para incendio, en distintos sitios de la red y a distintas horas. El sistema de distribución deberá -- ser diseñado de tal forma que la presión disponible en las tuberías proporcione:

1. Flujo y presión adecuados para distintos usos.
2. Presiones no excesivas para evitar fugas y reducir consumos.
3. Suficiente flujo y presión en hidrantes para incendio.
4. Diseño óptimo de las pérdidas de carga para - aprovechar adecuadamente la carga disponible o reducir el bombeo.
5. Diseño óptimo de las tuberías para obtener el diámetro de tubería más económico.

DATOS BASICOS DE DISEÑO.

Con el fin de realizar el diseño hidráulico de una red de distribución de agua es necesario contar con información básica de diseño, tal como (a) población a servir, (b) demanda de agua incluyendo distintos usos, (c) gastos de diseño, incluyendo gasto máximo diario y horario, (d) plano topográfico de la localidad, incluyendo longitud de cruceo a cruceo de calles, elevación de cruceos, localización de áreas residenciales, comerciales, industriales, públicas y áreas verdes, (e) tipos de suelos para estimar excavaciones, (f) trazo de líneas de alimentación troncales y de relleno, y (g) especificaciones de diseño para sistemas de agua potable de la Secretaría de Recursos Hidráulicos.

METODOS DE CÁLCULO HIDRAULICO.

Un gran número de métodos han sido desarrollados, algunos de ellos son: (a) tubería equivalente, (b) secciones, (c) Hardy-Cross, (d) técnicas de procesamiento electrónico, que pueden ser divididas en digitales y analógicas. Las técnicas de procesamiento electrónico digital son también llamadas técnicas de convergencia, entre éstas se encuentran el método de Newton-Raphson y la Teoría Lineal. Entre los métodos de procesamiento electrónico analógico se encuentra el Analizador de McIlroy, que consisten en un modelo físico de una red de distribución de agua representado a través de una analogía con un circuito eléctrico.

EVALUACION DE LOS METODOS DE CALCULO HIDRAULICO.

En los últimos años, con la aplicación de la computadora digital en el diseño de redes de distribución de agua, las técnicas de procesamiento electrónico han desplazado aquellos métodos ineficientes y --consumidores de tiempo que requieren de cálculos a mano. A continuación se hará una breve evaluación de algunos de los métodos de cálculo hidráulico.

- (1) Tubería Equivalente. Consisten en la sustitución de un sistema de tuberías de distinto diámetro por una tubería equivalente, - en la cual la pérdida de carga para un gasto específico es la - misma que la producida por el sistema reemplazado. Este método no puede ser aplicado directamente a un sistema de tuberías que contenga líneas que operan en más de un circuito o que tenga extracciones. Por otro lado, este método está orientado al cálculo a mano.
- (2) Método de Secciones. Este es un método aproximado y está orientado (a) comprobación del análisis hidráulico llevado a cabo - por otros métodos de cálculo, y (b) como base para la investigación de un sistema a través de un método de cálculo más exacto. La aplicación de este método consiste en el análisis de una - red de distribución trazando líneas rectas o curvas que corten las tuberías en ángulos rectos y comprobando los gastos acumulados y la pendiente hidráulica en las secciones en estudio. El análisis gráfico que requiere este método lo limita considerablemente, al igual que su procedimiento y orientación.
- (3) Hardy-Cross. Es un método de relajación por correcciones a los gastos o pérdidas de carga asumidas en las tuberías como primera aproximación, basta obtener un balance hidráulico aceptable en los nudos y circuitos del sistema. Este proceso es repetitivo y la rapidez para encontrar el balance depende considerablemente de la primera suposición. Puesto que este método se basa en una serie de cálculos secuenciales, el procedimiento puede - muy bien ser resuelto con la ayuda de la computadora, sin embargo cualquiera que sea el procedimiento de cálculo, la convergencia hacia el resultado final se ve influida significativamente por los valores asumidos en la primera iteración. Otra limitación de este método es el tener que ir resolviendo circuito - por circuito en forma secuencial y no simultánea.
- (4) Newton-Raphson. Esta técnica de convergencia es un método numérico utilizado para solucionar un sistema de ecuaciones simultáneas lineales planteadas para cada circuito y ajustar los gastos en todos los circuitos en forma simultánea. La rapidez en la convergencia depende también considerablemente en la primera suposición hecha en la primera iteración. Sin embargo, este método es mucho más rápido que el método de Hardy-Cross.

- (5) Teoría Lineal. Este método consiste en establecer un sistema de ecuaciones simultaneas lineales, asumiendo como primer paso que la pérdida de carga es linealmente proporcional al gasto, o sea:

$$h_{1i} = K_i Q_i^a = K_i (Q_{i0}^{a-1}) (Q_i) = K'_i Q_i$$

donde,

h_{1i} = pérdida de carga en la tubería i

K_i = Constante de la tubería, función de la longitud, diámetro y tipo de material.

a = Exponente empírico de la pérdida de carga, normalmente 1.8 a 2.0 para flujo turbulento.

Q_{i0} = Gasto aproximado en la tubería i

Q_i = Gasto real en la tubería i.

A medida que el valor de Q_{i0} se aproxima al valor real de Q_i , la ecuación anterior llega a ser una expresión exacta de la pérdida de carga. En esta forma las ecuaciones de circuito pueden ser expresadas como ecuaciones lineales, las cuales combinadas con las ecuaciones de continuidad de los nudos proporcionan un sistema de ecuaciones simultaneas lineales que pueden ser resueltos en forma matricial rapidamente. La ventaja principal de esta técnica es que no es necesario asumir ningún valor en la primera iteración.

- (6) Analizador de Mc Ilroy. Este método consiste en un analizador eléctrico que representa un modelo físico de un sistema de distribución de agua. Se basa en la analogía que existe entre un sistema la ecuación $H = KQ^{1.85}$ es reemplazada por la ecuación $V = KeI^{1.85}$, donde V es la caída de voltaje, I es la corriente, y Ke es un coeficiente no lineal de resistencia cuyo valor es relacionado con el valor de K para un valor dado de voltaje/pérdida de carga y de amperaje/flujo del agua. La operación de una computadora analógica requiere de operadores entrenados y con conocimientos de electricidad, lo que hace que esta técnica no sea práctica.

CONCEPTOS BASICOS DE DISEÑO.

El diseño de un sistema de distribución de agua requiere del análisis hidráulico de la red por medio de dos conceptos fundamentales:

- (1) La distribución de gastos en un circuito debe satisfacer el principio de continuidad de flujo en cada nudo:

$$Q \text{ entrada} = Q \text{ salida} + \text{Extracción y/o Almacenamiento}$$

- (2) Las pérdidas de carga alrededor de un circuito deben satisfacer el principio de conservación de energía

$$h_1 = 0$$

Las ecuaciones de continuidad de flujo en los nudos son ecuaciones lineales. Las ecuaciones de conservación de energía en los circuitos son no lineales y no existe un método para obtener la solución simultánea directa de estas ecuaciones. Cualquiera que sea la ecuación utilizada para calcular la pérdida de carga, h_1 , ésta puede ser expresada como $h_1 = KQ^a$ así:

$$\text{Darcy-Wisbach} = h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = f \frac{L}{\frac{4}{\pi} D^3 g} Q^2 = KQ^2$$

$$\text{Hazen-Williams} = H_1 = \frac{10.78 L Q^{1.852}}{C^{1.852} D^{4.87}} = KQ^{1.852}$$

$$\text{Manning} = V = \frac{1}{n} R^{2/3} S^{1/2} = \frac{Q}{A} \quad S = h_1/L$$

$$h_1 = \frac{10.3 L n^2 Q^2}{D^{16/3}} = KQ^2$$

La mayoría de las técnicas de solución comienzan por asumir valores de gastos que satisfacen las condiciones de continuidad y posteriormente se hacen correcciones a estas suposiciones utilizando la ecuación de energía y considerando una tolerancia en el error, una solución es encontrada a través de un proceso iterativo, para lo cual ambos sistemas de ecuaciones (continuidad y conservación de energía) son satisfechas.

APLICACION DE LAS COMPUTADORAS EN EL DISEÑO DE REDES

La aplicación de las computadoras digitales es la solución del balanceo hidráulico en las redes de distribución de agua proporciona las siguientes ventajas:

- (1) Los cálculos repetitivos se realizan en forma rápida y exacta.
- (2) La aplicación de técnicas de convergencia proporcionan una solución con un número bajo de iteraciones.
- (3) Varias alternativas de diseño pueden ser analizadas en forma fácil y rápida.
- (4) Evita cálculos a mano tediosos y consumidores de tiempo.
- (5) Una vez establecida la técnica de procesamiento electrónico, el programa de computadora puede ser almacenado en tarjetas, disco o cinta y posteriormente usado en el diseño de otras redes. Los estatutos de entrada y salida del programa pueden ser establecidos en forma precisa, de manera que una persona que desee hacer uso del programa, solamente tendrá que poner la información de entrada en forma ordenada y no requerirá de profundizar en el conocimiento de la computadora.

BIBLIOGRAFIA.

Fair, G. M., J.Ch. Geyer, y Okun. "Water Supply and Waste Water Treatment", John Wiley and Sons, Inc. 1970.

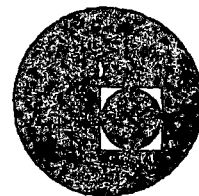
Clark, J.W., W. Viessman, Jr., y M.J. Hammer. "Water Supply and Pollution Control", segunda Edición, 1971.

Wood, D.J., y A. Charles. "Hydraulic Network Analysis Using - Linear Theory", Journal of the Hydraulics Division, Proceeding of the American Society of Civil Engineers. July 1972.





centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE
TUBOS



Ing. Mario González Petrikowsky

Octubre, 1976



INTRODUCCION.

Una ecuación exacta y de fácil manipulación, que represente el flujo de fluidos a presión dentro de un conducto dado, es de vital importancia tanto en el diseño como en la operación de sistemas de transmisión. Para que sea válida, tal ecuación debe reflejar exactamente el comportamiento real del fluido al desplazarse este por el conducto. Debe incorporar todas las propiedades del fluido y del conducto que afecten el comportamiento del flujo, y debe expresar estos en una manera que indique rigurosamente la manera en que el flujo o la caída de presión son afectados por tales parámetros.

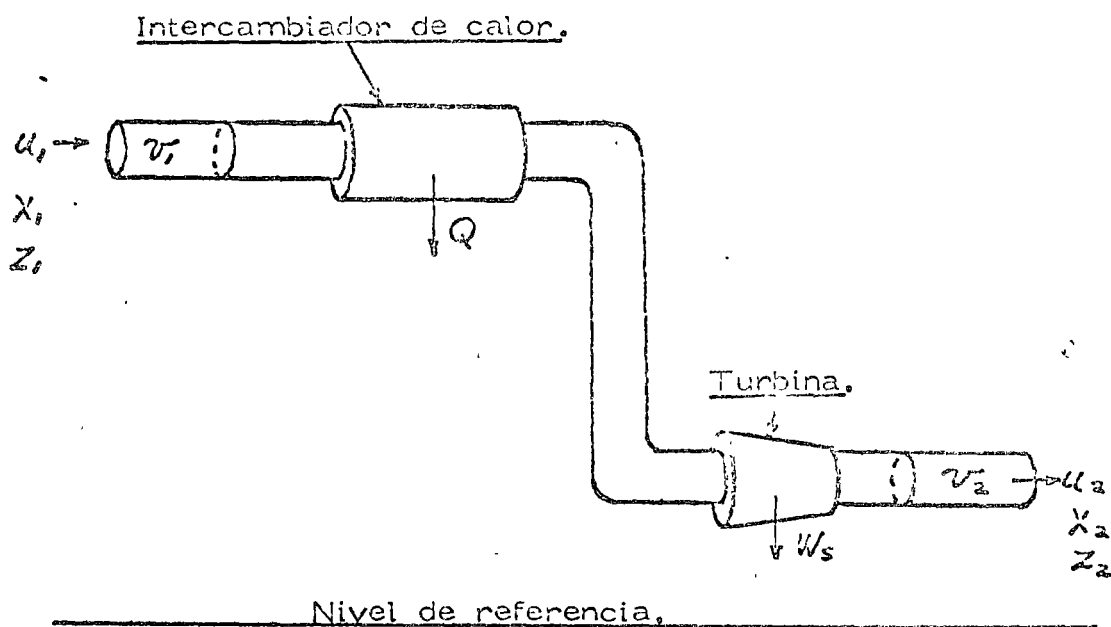
Para que sea útil, esta ecuación debe permitir la determinación relativamente fácil de cualquiera de los tres principales parámetros de diseño: gasto, diámetro y caída de presión, cada uno como una función de los otros dos y de las propiedades conocidas del fluido y de la tubería.

En nuestra discusión veremos la derivación de la ecuación general de flujo desde el punto de vista de un análisis termodinámico, introduciendo los factores necesarios para que el análisis teórico sea aplicable a los casos prácticos de diseño.

CONCEPTOS BASICOS.

Energía de un Fluido en Movimiento.

La energía total de un fluido en movimiento se puede dividir en un número dado de componentes. Analicemos un proceso en el cual existe un flujo en régimen permanente de fluido a través de un conducto como el que se muestra en la figura.



Refiriéndonos a una unidad de masa del fluido, consideremos los cambios que sufre en su trayecto del punto X_1 al X_2 , despreciando cambios ocasionados por campos de fuerza diferentes al gravitacional.

Recordando la expresión general de la primera ley de la Termodinámica:

CAMBIO EN ENERGIA DEL SISTEMA = CAMBIO EN ENERGIA DE LOS ALREDEDORES.

Se deduce que el elemento de fluido considerado puede sufrir cambios en su energía interna, cinética y potencial. Por lo tanto, la

energía total de la unidad de masa de fluido será:

$$U + \frac{g}{g_c} Z + \frac{1}{2} \frac{U^2}{g_c}$$

Si el fluido recorre una distancia finita de la sección 1 a la 2, tendremos el cambio finito de la energía total del elemento considerando, expresado por:

$$\Delta U + \frac{g}{g_c} \Delta Z + \frac{\Delta U^2}{2 g_c}$$

Por la primera ley, tendremos:

$$\Delta U + \frac{g}{g_c} \Delta Z + \frac{\Delta U^2}{2 g_c} = Q - W_v \quad (1)$$

Podría pensarse que el término W mostrado en la ecuación anterior corresponde al trabajo de flecha W_s mostrado en la figura. Sin embargo, se notará que el elemento de masa se encuentra sujeto a la influencia de las presiones ejercidas por los elementos contiguos durante su trayecto dentro del ducto. Estas presiones darán lugar a un trabajo realizado sobre el elemento al entrar al sistema mostrado y a un trabajo realizado por el elemento sobre los alrededores al abandonar el sistema. Consideremos las magnitudes de estos trabajos:

En el punto X1:

$$W_1 = P_1 A_1 \frac{v_1}{A_1} = P_1 v_1$$

En el punto X2:

$$W_2 = P_2 A_2 \frac{v_2}{A_2} = P_2 v_2$$

Por lo tanto, el trabajo total realizado por intercambios de energía del elemento con el medio ambiente, será:

$$W_1 - W_2 = P_2 v_2 - P_1 v_1$$

Substituyendo en la ecuación 1:

$$\Delta U + \frac{\Delta u^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} \Delta Z = Q - W_s - P_2 V_2 + P_1 V_1$$

Agrupando términos:

$$\Delta U + \Delta(PV) + \frac{\Delta u^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} \Delta Z = Q - W_s \quad (2)$$

Recordando la definición de entálpia:

$$\Delta H = \Delta U + \Delta(PV)$$

y substituyendo en la ecuación (2):

$$\Delta H + \frac{\Delta u^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} \Delta Z = Q - W_s \quad (3)$$

Hasta este punto, contamos con una expresión que nos permite establecer un balance de energía sobre un elemento de masa fluyendo en un sistema bajo régimen constante que intercambia energía en forma de calor y trabajo, con el medio ambiente. Es preciso notar, sin embargo que en ningún momento se tomó en cuenta el posible intercambio de energía entre el fluido y el conducto. En otras palabras, no se ha tomado en cuenta que la energía que el elemento posee en una sección dada, será disminuída al abandonar el elemento tal sección por las pérdidas causadas por fricción con las paredes del conducto. Por lo tanto es necesario modificar la relación básica (3) para tomar en cuenta los efectos de fricción.

Para un cambio infinitesimal de las variables consideradas, la ecuación (3) toma la forma:

$$dH + \frac{u du}{g_c} + \frac{g}{g_c} dz = \delta Q - \delta W_s \quad (4)$$

Podemos ahora introducir la siguiente ecuación:

$$dH = \delta Q + v dP + \delta F \quad (5)$$

en donde δF representa una medida del grado de irreversibilidad del proceso; representa la cantidad de trabajo mecánico convertido irreversiblemente a calor, y que denominaremos factor de resistencia.

Substituyendo la ecuación (5) en la (4):

$$\frac{u du}{g_c} + \frac{g}{g_c} dz + v dP + \delta W_s + \delta F = 0 \quad (6)$$

Integrando esta ecuación para el flujo entre las secciones 1 y 2:

$$\frac{\Delta u^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} \Delta z + \int_1^2 v dP + W_s + F = 0 \quad (7)$$

Antes que la ecuación (7) pueda ser aplicada a la solución de problemas de flujo particulares, debemos contar con medios para determinar los términos $\int_1^2 v dP$ y F .

Considerando por el momento solo el caso de fluidos incompresibles, en cuyo caso v es independiente de presión:

$$\int_1^2 v dP = (P_2 - P_1) v$$

por lo que:

$$\frac{\Delta u^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} \Delta z + v \Delta P + W_s + F = 0 \quad (8)$$

Naturaleza del Factor de Fricción.

El parámetro F está fundamentalmente relacionado a las pérdidas de energía causadas por fricción. En la derivación de la ecuación general de flujo, todas las irreversibilidades y comportamientos reales

del proceso y del fluido (exceptuando la evaluación de la integral $\int v^2 dp$) se han agrupado en este factor. Este es el procedimiento generalmente seguido por los investigadores, como se verá en el resumen histórico que se presenta a continuación.

Desde el tiempo de Darcy y Reynolds, en los 1840, una gran cantidad de investigación se ha dedicado a determinar la relación entre las pérdidas por fricción, características del medio ambiente, propiedades de los fluidos, y variables relacionadas con flujos. Tal como ha sucedido con muchos otros desarrollos tecnológicos, las correlaciones entre variables importantes se propusieron bastante antes que la teoría fundamental, relacionando los fenómenos observados, fué formulada.

En 1841 Weisbach utilizó la información experimental disponible para desarrollar una ecuación para el factor de resistencia:

$$F = f \left(\frac{L}{d} \right) \left(\frac{u^2}{2g} \right)$$

Esta ecuación, combinada con proposiciones de Darcy, conocida generalmente como la ecuación de Darcy-Weisbach, se representa como sigue:

$$dF = f \frac{\bar{u}^2}{2gd} dl$$

Fanning desarrolló independientemente su correlación de fricción, publicándola en 1893, antes de que fué demostrado definitivamente que el factor de resistencia está fundamentalmente relacionado a la pérdida de energía causada por fricción. La ecuación tiene la misma forma que la Darcy-Weisbach excepto que el coeficiente de la ecuación

de Fanning, f_F , está relacionado al de Darcy-Weisbach de la siguiente manera:

$$f_D = 4 f_F$$

Las ecuaciones mencionadas son utilizadas universalmente hoy en día, en cálculos de flujo de fluidos, como índices de las pérdidas causadas por fricción.

La constante de proporcionalidad f , llamada el coeficiente de fricción o el factor de fricción, aparece en ecuaciones de flujo, derivadas de la ecuación (8), en la forma de $\frac{1}{\sqrt{f}}$, siendo denominada esta relación el factor de transmisión. Ya que el gasto resulta directamente proporcional al factor de transmisión, este factor es un índice de la capacidad de conducción de una línea para unas condiciones dadas. La determinación de este importante parámetro, en función de los parámetros del sistema, tuvo que esperar, sin embargo a la larga serie de célebres investigadores que fueron estableciendo la naturaleza de la vinculación entre el parámetro f y las variables del sistema.

Reynolds, en 1883, demostró la existencia de dos distintos regímenes de flujo.

Bajo estas condiciones, parecía difícil desarrollar una sola expresión para el factor. La correlación $f = \frac{16}{N_{Re}}$, fué establecida para el régimen laminar, concentrándose la atención en el comportamiento del régimen turbulento.

En un estudio posterior Reynolds determinó que el gasto en el cual ocurre la transición de condiciones laminares a turbulentas era

función del área transversal de la corriente, de la velocidad lineal promedio del fluido, su densidad y su viscosidad. Para flujo en tuberías, el criterio de similitud es está expresado por

$$\frac{\rho \bar{u} d}{\mu}$$

conocido ahora como el número de Reynolds.

Los estudios que siguieron, por investigadores como Blasius, Stanton, Pannel, Hopf, Fromm, Heltzel y Nikuradse, combinados con la teoría de la capa límite presentada por Prandtl, llevaron a establecer que el comportamiento del coeficiente de fricción en el régimen de flujo turbulento puede ser dividido en tres secciones: primero, comportamiento de tubería pulida, característico de turbulencia parcialmente establecida; segundo, comportamiento de transición; y tercero, comportamiento de tubería áspera, característico de turbulencia completamente desarrollada.

Para el caso de tubería pulida, el factor de transmisión depende solamente del número de Reynolds. Esto significa que la capa límite disminuye en espesor al aumentar el N_{Re} , permitiendo que una mayor porción del área transversal del conducto se encuentre en régimen turbulento, pero bajo esta condición el flujo no se encuentra afectado por la textura de las paredes del conducto.

El comportamiento de tubería áspera está caracterizado por el hecho de que la capa límite ya no es continua pues las protuberancias de la pared del conducto se extienden hasta penetrar el núcleo de flujo turbulento. Bajo estas condiciones el factor de transmisión depende solamente del área transversal del conducto, o de un parámetro que la represente. El parámetro generalmente usado es la proporción entre un

valor que representa la rugosidad de las paredes, y el diámetro del conducto.

Se deduce, por lo tanto, que el comportamiento de tubería áspera establece el valor límite del factor de transmisión al aumentar el flujo.

En 1944, Moody combinó las leyes derivadas por Prandtl para el comportamiento de tuberías pulidas y ásperas, la correlación de rugosidad-diámetro de Nikuradse, así como la región de transición determinada por Colebrook, para desarrollar la correlación que lleva su nombre y que se ha convertido en la norma para diseños de sistemas de flujo. Esta correlación, junto con la de Fanning, nos permiten hoy en día utilizar la ecuación (8) para resolver una enorme cantidad de problemas en diseño de líneas de conducción. Véase la figura No.2.

APLICACIONES.

Recordando la ecuación de flujo, (8), derivada anteriormente:

$$\frac{\Delta u^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} \Delta Z + v \Delta P + W_s + F = 0$$

así como la correlación de Fanning:

$$F = 2 f_F \frac{L u^2}{d}$$

y la relación de continuidad:

$$Q_1 \rho = Q_2 \rho_2$$

expresando además la velocidad promedio como:

$$u = \frac{4 Q_b v}{\pi d^2 v_b}$$

tendremos finalmente la siguiente expresión:

$$\frac{\Delta u^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} \Delta Z + v \Delta P + W_s + \frac{32}{\pi^2} f_F \frac{L}{d^5} \left(\frac{v v_b}{v_b} \right)^2 Q_b^2 = 0 \quad (9)$$

Como un primer paso en el análisis del problema que estemos analizando, deberemos determinar las simplificaciones que sea pertinente o permisible hacer sobre la ecuación (9).

Con el fin de observar un tipo particular de problema, estableceremos una serie de condiciones idealizadas sobre el sistema que analizaremos. Esta serie de restricciones nos reducirá la ecuación (9) a la siguiente expresión:

$$v \Delta P + W_s + 3.24 f_F \frac{L}{d^5} Q^2 = 0 \quad (10)$$

Se deja como ejercicio la justificación de cada una de las simplificaciones que se han hecho.

Veamos ahora el tipo de problema que se quiere analizar. En su expresión más general podrá ser descrito como sigue:

Necesitamos bombear un fluido dado, bajo un gasto Q , a través de un conducto de longitud L , de diámetro D con un espesor de pared t y hecho del material X .

Esta expresión general nos lleva a establecer una lista de requerimientos de información que podemos desglosar de la siguiente manera:

- 1.- Propiedades del fluido.
 - a) Densidad.
 - b) Viscosidad.
- 2.- Propiedades de la línea de conducción.
 - a) Diámetro.
 - b) Longitud.
 - c) Rugosidad de las paredes internas.
 - d) Espesor.
 - e) Material.
- 3.- Características del diseño.
 - a) Conexiones, válvulas, curvatura, desniveles, etc.
 - b) Presión de operación.
 - c) Temperatura de operación.
 - d) Gasto.

Estos distintos parámetros nos dan una serie de combinaciones que pueden tener o no relevancia con el problema en particular que se estudie. Se recomienda que como paso preliminar se produzca una

matriz en la que los parámetros mencionados aparezcan horizontalmente como elementos generales de diseño y verticalmente como elementos del diseño en particular que se ataca. De esta forma podremos tener, a simple vista, las relaciones entre los distintos parámetros, que debemos satisfacer para nuestro problema. Véase la tabla 1.

Obviamente, los valores de estos parámetros serán tan diversos como se desee, por lo que daremos solamente algunos datos sobre propiedades de líneas de conducción.

La mayor parte de los sistemas de distribución actualmente en uso utilizan tubería de hierro colado o acero, utilizándose también materiales como el cobre, concreto, asbestos y, sobre todo en la industria de transportación de gas, plásticos. Se muestran a continuación los datos correspondientes a parámetros de construcción de tubería de acero.

Tabla 2.- Dimensiones de tubería de acero comunmente utilizada en sistemas de distribución.

<u>Diámetro.pg.</u>	<u>Cédula.No.</u>	<u>Esposor.pg.</u>	<u>Diámetro Externo.pg.</u>	<u>Diámetro Interno.pg.</u>
1/4	40	0.088	0.540	0.534
1/2	40	0.109	0.840	0.822
3/4	40	0.113	1.050	0.824
1	40	0.133	1.315	1.049
1 1/4	40	0.140	1.660	1.380
1 1/2	40	0.145	1.900	1.610
2	40	0.154	2.375	2.067
4	-	0.188	4.500	4.124
	40	0.237	4.500	4.028
6	-	0.188	6.625	6.249
	-	0.250	6.625	6.123
	40	0.280	6.625	6.065
8	-	0.219	8.625	8.187
	20	0.250	8.625	8.123
10	-	0.219	10.750	10.312
	20	0.250	10.750	10.250
12	20	0.250	12.750	12.250
16	10	0.250	16.0	15.500
20	10	0.250	20.0	19.500
24	10	0.250	24.0	23.500
	15	0.312	24.0	23.376

Tabla 1.- Relación entre Parámetros de Diseño y Datos del Problema que se Estudia.

		Datos Generales de Diseño.										Fuente de Información.			
		ρ	μ	d	l	e	t	matl	con.	valv	P		T	Q	
Datos del Problema Analizado.	ρ		▨	▨	▨								▨	Ecuaciones de estado, tabulaciones o dato.	
	μ			▨	▨								▨	Ecuaciones de estado, tabulaciones o dato.	
	d				▨		▨				▨			Ecuación (9) o dato.	
	l				▨								▨	Ecuación (9) o dato.	
	e												▨	Tabulaciones o dato.	
	t									▨				Fórmula (11) o dato.	
	Material.				▨	▨	▨	▨			▨				Dato de diseño.
	Conexiones y Válvulas.													▨	Dato de diseño.
	P	▨	▨	▨	▨		▨	▨						▨	Dato de diseño.
	T	▨	▨	▨	▨			▨						▨	Dato de diseño.
	Q				▨	▨									Ecuación (9) o dato.

▨ Indica, verticalmente, los parámetros generalmente necesarios para determinar la variable que encabeza la columna.

La siguiente tabulación nos muestra algunos valores de rugosidad, cuyo valor debe ser conocido o estimado para la solución de los problemas de diseño. Estos valores deben ser aceptados como aproximaciones y sujetos a modificación de acuerdo a la experiencia obtenida o la manipulación de tuberías y materiales similares.

Tabla 3.- Valores Típicos de Rugosidad, e .

<u>Tipo de Tubería y Condición.</u>	<u>Valor Estimado de Rugosidad $\mu\text{s} \times 10^6$</u>
Tubería de acero sin recubrimiento.	
Nueva.	500 - 750
Después de exposición a condiciones atmosféricas normales por:	
6 meses.	1,000 - 1,250
12 meses.	1,500
24 meses.	1,750
Tubería recubierta con plástico.	200 - 300
Tubería pulida con arena.	200 - 300
Tubería pulida con diablo.	300 - 500
Hierro galvanizado.	6,000
Hierro colado.	102,000
Concreto.	120,000 - 12,000

El material utilizado en la construcción de la tubería es de particular importancia ya que dentro de este parámetro se encuentran características tan importantes como son:

- a) Resistencia a efectos corrosivos del medio ambiente y el fluido transportado.
- b) Resistencia a ruptura y a la fractura.
- c) Facilidad de construcción.
- d) Facilidad de ensamble.
- e) Peso por unidad de longitud.
- f) Cambios de longitud debidos a efectos térmicos.
- g) Costo por unidad de longitud.

Aún cuando cada uno de estos factores puede ser decisivo en la selección de un material sobre otro, nos concentraremos por el momento en el aspecto de resistencia mecánica del material, mostrando a continuación algunos datos sobre esfuerzo máximo permisible, o punto de ruptura según se indique, para 5 materiales comunmente usados en líneas de conducción.

Tabla 4.- Datos de Resistencia Mecánica para Algunos Materiales Comunes en la Construcción de Tuberías.

Material.	Esfuerzo máximo o punto de ruptura, psi.
Acero.	25,000 - 60,000 ¹
Hierro colado gris.	18,000 ²
Hierro dulce.	45,000 - 60,000 ¹
Cobre.	30,000 - 50,000 ²
Termo-plásticos.	600 - 1,800 ¹

1 Esfuerzo máximo permisible.

2 Punto de ruptura.

Estos datos nos permitirán, para un material dado, expresar el espesor de pared del conducto en función del diámetro, el esfuerzo máximo permisible y la presión de operación; mediante la fórmula de Barlow:

$$t = Pd/2(s-p) \quad (11)$$

El número de conexiones, válvulas, etc., que se incorporen al diseño del problema en particular que se analice, es tan diverso como proyectos haya. Sin embargo, cada uno de esos elementos de construcción y control representa una resistencia al flujo, ocasionando disminuciones adicionales de energía debido a fricción, y deben ser tomadas en cuenta de alguna manera. La forma más común consiste en considerar estas

resistencias en términos de tramos equivalentes de tubería recta. La tabla 5 da tales valores para una serie de elementos.

Tabla 5.- Resistencia al Flujo, Equivalente, Para Algunos Elementos de Construcción y Control.

<u>Elemento.</u>	<u>Resistencia Equivalente Promedio. Número de Diámetros de Tubería.</u>
Codo de 45°	15
Codo de 90°	30 - 40
Codo cuadrado de 90°	60
Entrada desde rama de Tee.	90
Entrada a rama de Tee.	90
Uniones y coples.	Generalmente despreciable.
Válvula de globo abierta.	60 - 300
Válvula de compuerta; abierta.	7
Abierta 3/4.	40
Abierta 1/2.	200
Abierta 1/4.	600

Contando con las herramientas que hemos desarrollado hasta el momento, veamos como podemos analizar más ampliamente el problema que en forma tan general enunciamos en la página 11.

Resulta claro que estamos bastante limitados en cuanto al número de incógnitas que es posible manejar en nuestro análisis. Supongamos que para propósitos de nuestro diseño se puede contar con suficiente información para atacar los siguientes dos tipos de problema:

- 1.- Conociendo la distancia l entre los puntos A y B, se necesita determinar el número de estaciones de bombeo necesarias para permitir un gasto Q de fluido m , a través de una tubería de diámetro d , espesor t , material x y presión de operación P .
- 2.- Conociendo la distancia l entre los puntos A y B, se necesita determinar el diámetro d , que permita el gasto Q

de fluido m , de una tubería de material x , con una presión de operación P .

Para analizar la solución del primer tipo de problema, re-
paremos la ecuación (10), obteniendo:

$$-W_s = v \Delta P + 3.29 \int \frac{L}{D^5} Q^2$$

Es claro que la solución del lado derecho de la ecuación nos determinará el trabajo que debe ser aplicado, para lograr el desplazamiento de una unidad de masa del fluido contenido en la tubería. Por lo tanto, para un flujo G de masa por unidad de tiempo, el trabajo total estará dado por:

$$G(-W_s) = W_{ST} = G \left(v \Delta P + 3.29 \int \frac{L}{D^5} Q^2 \right) \quad (12)$$

Sin embargo, la pregunta básica de nuestro problema no puede ser contestado directamente de esta ecuación ya que la longitud considerada en ella es la total entre los puntos A y B. En este punto es necesario conocer las limitaciones de operación del sistema que se plantea; máxima presión de operación de la tubería seleccionada, así como mínima presión de descarga o de operación para impedir cavitación, para establecer un valor de la ΔP disponible. Igualmente, entrará en el análisis la consideración de la capacidad de las plantas de bombeo disponibles o económicamente utilizables en el proyecto. Por lo tanto, la solución del primer problema, aún a nivel del estudio técnico necesario para la presentación de un anteproyecto, debe incorporar consideraciones de:

- a) Fuentes de energía disponibles.
- b) Tipos de tubería que sea factible utilizar.

- c) Presión de operación.
- d) Presión de entrega al final de la línea, o a la entrada de una de las estaciones de bombeo.
- e) Limitaciones impuestas por regulaciones de seguridad.

El segundo tipo de problema podrá ser resuelto en base a consideraciones similares a las utilizadas para el primer tipo. La simple solución de la ecuación (10) para obtener un valor del diámetro no nos permitirá saber si ese diámetro es comercialmente obtenible con un espesor que permita operar el sistema a las condiciones de diseño. Debe notarse que al no conocer f en función de d , necesitaremos de un proceso de ensaye y error para la determinación del valor de diámetro necesario.

Como una recomendación final, es pertinente recordar que uno de los problemas principales del proyectista es que el análisis de la solución a un problema se realiza por lo general cuando el tipo de solución ha sido ya decidido. Es común que se haga la pregunta; ¿cuál es el mejor diseño de estructura metálica para un paso sobre el río X?, cuando la primera pregunta que el proyectista debería hacerse sería; ¿cuál será la mejor manera de cruzar ese río?.

SIMBOLOS.

- d = Diámetro del conducto.
- e = Rugosidad de las paredes del conducto.
- F = Factor de resistencia.
- f = Factor de proporcionalidad.
- f_D = Coeficiente de fricción Darcy-Weisbach.
- f_F = Coeficiente de fricción Fanning.
- G = Flujo de masa por unidad de tiempo.
- g = Aceleración gravitacional.
- G_c = Factor de proporcionalidad, constante gravitacional.
- L = Longitud de la sección de conducto.
- H = Entalpia.
- P = Presión normal a las caras del elemento de fluido.
- Q = Energía transferida en forma de calor. Gasto volumétrico.
- Q_0 = Gasto volumétrico a condiciones de referencia.
- S = Esfuerzo máximo permisible.
- T = Temperatura de operación.
- t = Espesor de las paredes del conducto.
- U = Energía interna del elemento de fluido.
- v = Velocidad promedio de flujo.
- v = Volumen específico de la unidad de masa de fluido.
- v_0 = Volumen específico a condiciones base.
- W = Energía total transferida en forma de trabajo.
- W_1 = Trabajo de flecha.
- W_2 = Trabajo total de flecha.

X = Referencia de localización horizontal.

Z = Referencia de localización vertical.

ρ = Densidad.

ρ_0 = Densidad a condiciones base.

μ = Viscosidad.

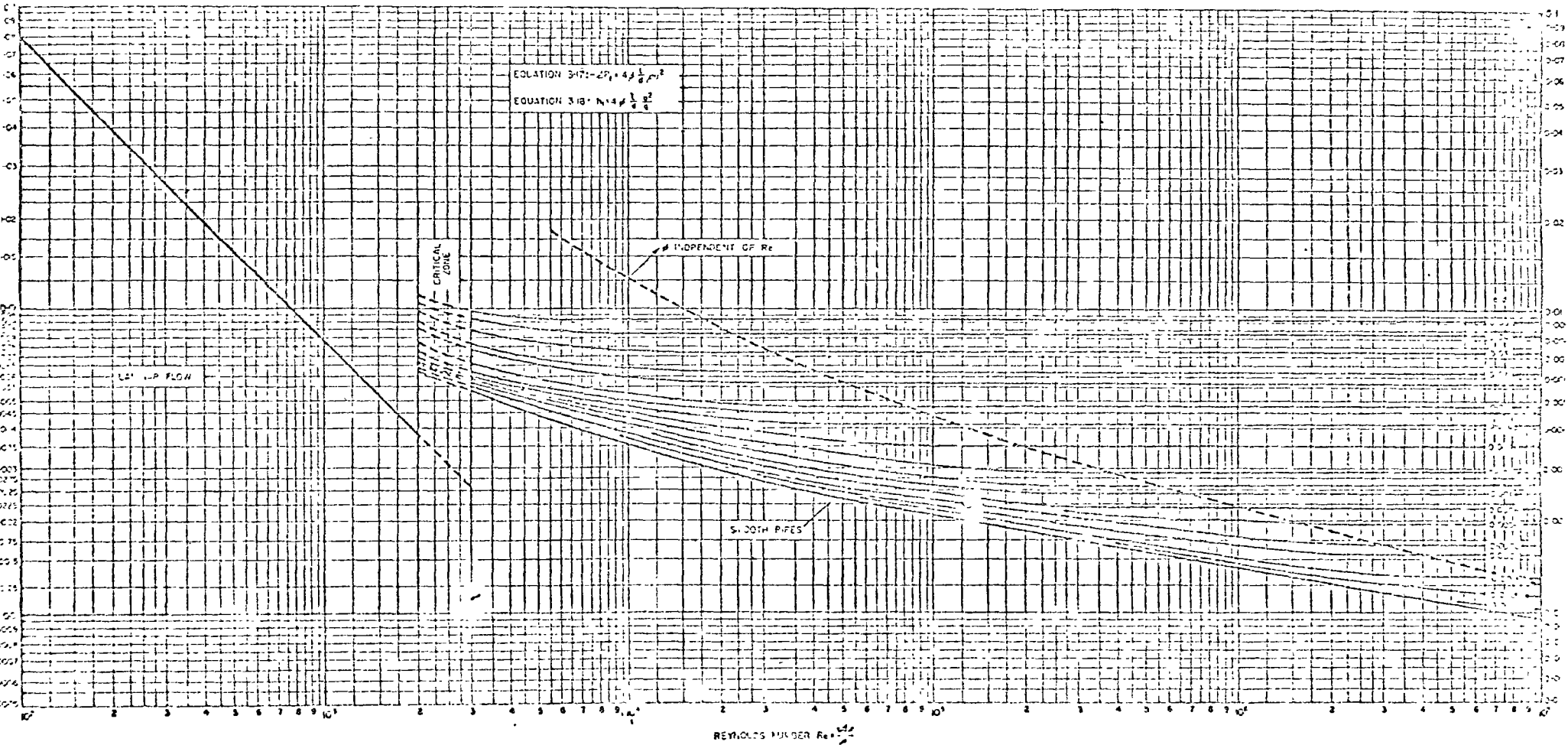


Fig. 2 Pipe friction chart f vs. Re

DISEÑO HIDRAULICO DE SISTEMAS DE TUBOS

3.3 Diseño Económico de los Sistemas
(L. N. Solórzano)

Es costumbre diseñar económicamente una línea de conducción fijando todas las variables que intervienen en el fenómeno menos una, y estudiar el comportamiento de ésta con respecto al costo. La función de una sola variable así obtenida es fácil de analizar, como se demuestra en las curvas de costo-diámetro, cuyas primeras derivadas, igualadas a cero, proporcionan los valores de los diámetros que minimizan los costos. Desafortunadamente este procedimiento no da siempre la solución óptima. Se pueden dar ejemplos (superficies con puntos silla) en los cuales se observa que al fijar ciertas variables, para un punto determinado, la función es mínima en una dirección pero máxima en otra.

En este capítulo se utiliza un procedimiento tomado del libro NATURAL GAS AND NATURAL GASOLINE, de R. L. Huntington, basado en el método de Programación Matemática conocido con el nombre de MULTIPLICADORES DE LAGRANGE (ver Apéndice). La ventaja de este procedimiento no sólo consiste en permitir encontrar la mejor solución, sino además en la facilidad de manejar simultáneamente todas las variables que intervienen en el sistema.

Por el número de variables que intervienen, el diseño de un gasoducto ofrece una buena oportunidad para enseñar la aplicación de este método de optimización. Existen dos alternativas de diseño: 1), Minimizar los costos de operación y mantenimiento anuales, cuando la vida del gasoducto es larga; 2), Minimizar la inversión inicial, cuando la duración del sistema es corta. En ambos casos la función objetivo viene dada por el costo en términos de las variables de diseño y la restricción por una ecuación de flujo.

ECUACION DE FLUJO.- La ecuación de Weymouth se puede escribir como

$$q = \frac{A}{\rho_0} \left[\frac{gM_d(p_1^2 - p_2^2)}{4f_l Z_m RT} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.8)$$

donde

- q = gasto de gas, a p_0 y T_0 , en ft^3/seg ;
- A = área de la sección transversal de flujo, en ft^2 ;
- ρ_0 = densidad del gas, a p_0 y T_0 , en lb_m/ft^3 ;
- g = aceleración de la gravedad, en ft/seg^2 ;
- M = peso molecular, en lb;
- d = diámetro interior de la tubería, en ft;
- p_1 = presión de descarga (salida de la compresora), en psfa;
- p_2 = presión de succión (entrada a la compresora), en psfa;
- f = factor de fricción, adimensional;
- l = distancia entre estaciones de compresión, en ft;
- Z_m = factor de desviación promedio, adimensional;
- R = constante de los gases, en $\text{ft}/^\circ\text{R}$;
- T = temperatura de flujo, en $^\circ\text{R}$.

El factor de desviación es una función de p_1 y p_2 , y se puede determinar de dos maneras:

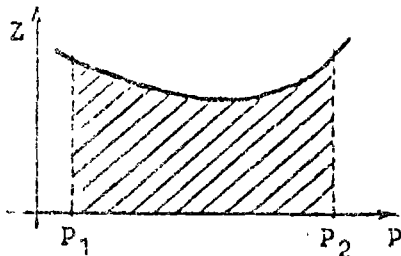
1), Por integración directa, cuando se conoce la función

$$Z = Z(p)$$

o sea

$$Z_m = \frac{\int_{p_1}^{p_2} Z(p) dp}{p_2 - p_1}$$

2), Por integración gráfica, cuando no se conoce la función, pero hay datos suficientes para trazar una curva como la que se indica en la figura.



$$Z_m = \frac{\text{area asciurada}}{p_2 - p_1}$$

El coeficiente de fricción en la ecuación de Weymouth, es el que aparece en la siguiente relación:

$$\frac{1}{f^2} = 3.2 \log \frac{Re}{f^2} + 1.2$$

Para números de Reynolds comprendidos entre 5×10^4 y 5×10^7 , con lo que se cubre prácticamente todo el rango en la transmisión de gas, se puede dibujar una recta de $\log f$ Vs. $\log Re$, cuya ecuación es

$$\begin{aligned} f &= 0.03015 Re^{-0.1505} \\ &= 0.03015 \left(\frac{d v \rho}{\mu} \right)^{-0.1505} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Sustituyendo (4.9) en (4.8) y elevando al cuadrado, queda

$$q^2 = \frac{A^2 g M d (p_1^2 - p_2^2)}{4 \rho_o^2 Z_m R T} \frac{(d v \rho / \mu)^{0.1505}}{0.03015} \quad (4.10)$$

De la ecuación de continuidad: $v \rho = (q/A) \rho_o$. Sustituyendo en (4.10), se tiene

$$q^2 = \frac{A^2 g M d (p_1^2 - p_2^2)}{0.1206 \rho_o^2 Z_m R T} \frac{d^{0.1505} q^{0.1505} \rho_o^{0.1505}}{\mu^{0.1505} A^{0.1505}}$$

o bien

$$q^{1.8495} = \frac{A^{1.8495} g M^{1.1505} (p_1^2 - p_2^2)}{0.1206 \rho_o^{1.8495} Z_m R T \mu^{0.1505}}$$

y finalmente

$$q = \frac{2.467}{\rho_0} \left[\frac{d^{4.85} M (P_1^2 - P_2^2)}{L Z_m R T \mu^{0.1505}} \right]^{0.541}$$

Es más conveniente expresar la ecuación anterior en unidades técnicas; esto es, el gasto en ft³/día, la longitud en millas y la presión en psia. Si además se introducen los valores numéricos de g y R, se tiene

$$Q = \frac{2.467 \times 144^{1.081} \times 24 \times 3600 \times 32.2^{0.541}}{12^{2.622} \times 5280^{0.541} \times 1546^{0.541}} \frac{1}{\rho_0} \left[\frac{D^{4.85} M (P_1^2 - P_2^2)}{L Z_m T \mu^{0.1505}} \right]^{0.541}$$

$$= \frac{80.8}{\rho_0 \mu^{0.0814}} \left[\frac{D^{4.85} M (P_1^2 - P_2^2)}{L Z_m T} \right]^{0.541} E$$

donde E es un factor de eficiencia y el diámetro se ha expresado en pulgadas.

ECUACION DE COSTOS.- Se tomará el ejemplo que consiste en minimizar los costos de operación y mantenimiento anuales; Entre los costos fijos se incluyen: compresoras, tubería; entre los variables: mano de obra, mantenimiento y operación, fugas.

Compresoras.- Sea X el costo inicial de las compresoras, en \$/HP. Para bombear Q ft³/día de gas a una distancia de L millas, se requiere aZ₂ de potencia por volumen bombeado, donde Z₂ es el factor de desviación del gas a la presión de succión y a es la potencia al freno (BHP) requerida por cada millón de pies cúbicos al día, y depende solamente de la relación de compresión necesaria y de la naturaleza del gas. La inversión en compresoras es entonces

$$X \frac{Q a Z_2}{L \times 10^6} \quad (\$/milla)$$

El cargo fijo sobre las compresoras, α, incluye interés sobre el capital invertido, depreciación, impuestos y seguros, siendo entonces el costo fijo anual sobre las compresoras:

$$\frac{\alpha X A a Z_2}{L \times 10^6} \quad (\$/milla/año)$$

Tubería.- Sea Y el costo de la tubería, en \$/tonelada. Si se necesitan W toneladas de tubería por milla para la construcción de la línea, la inversión en tubería es YW (\$/milla). Para tubería de acero,

$$W = 28.2(D + t)t$$

donde

D = diámetro interior, en pulgadas;
t = espesor, en pulgadas.

Una ecuación que relaciona el espesor con la presión máxima permisible, es la siguiente:

$$t = \frac{P_1 D}{2(S - P_1)}$$

Por lo tanto, la inversión en tubería es

$$Y_W = 28.2 Y \left[D + \frac{P_1 D}{2(S - P_1)} \right] \left[\frac{P_1 D}{2(S - P_1)} \right] \quad (\$/milla)$$

Si se considera H (\$/milla) por concepto de topografía, limpieza, ingeniería, supervisión, etc.; G (\$/milla) por descarga, arrastre, alineación, colocación y soldadura o acoplamiento; N (\$/milla/pulgada de diámetro) de pintura, etc., entonces el costo total de la tubería es

$$Y_W + H + G W + N D \quad (\$/milla)$$

Sea B la fracción de cargos fijos sobre la tubería instalada (que incluye depreciación, impuestos, seguros, intereses sobre el capital, salarios del personal de la línea y los demás costos de operación cargables al mantenimiento de la misma), entonces los costos fijos anuales por este concepto, son

$$B(Y+G) \times 28.2 \left[D + \frac{P_1 D}{2(S - P_1)} \right] \left[\frac{P_1 D}{2(S - P_1)} \right] + BND + BH \quad (\$/año/milla)$$

Máno de Obra, Supervisión, etc.- Estos conceptos suman aproximadamente la cantidad de \$1,750 (dólares) por mes, para una estación de 4000 HP. Suponiendo que existe una proporción directa para otras estaciones de tamaño parecido, entonces el costo resulta

$$\frac{1,750 \times 12}{4,000} \frac{QaZ_2}{L \times 10^6} = 5.25 \frac{QaZ_2}{L \times 10^6}$$

Operación y Mantenimiento.- Los valores promedio por este concepto, son:

Mantenimiento, \$0.50/HP/año.

Agua, \$0.20/HP/año.

Aceite, \$0.84/HP/año.

Combustible.- Se requiere alrededor de 10 ft³ por HP hora, a un costo C_F (\$/1000 ft³). El costo anual es entonces

$$\frac{10 \times 24 \times 360}{1,000} C_F \frac{QaZ_2}{L \times 10^6} = 86.4 C_F \frac{QaZ_2}{L \times 10^6} \quad (\$/año/milla)$$

Fugas de Gas.- El valor de cualquier fuga de gas incluye el costo de transporte hasta el punto donde se escapa. Como es más simple

sumar todas las pérdidas, independientemente del lugar donde ocurran, se tomará la cantidad de \$100 por año y por milla, por ser ésta la cantidad que incluye todas las posibilidades con un buen factor de seguridad. Sin embargo, puesto que la fuga no es una función de las variables de diseño (L , D , P_1 y P_2), se puede tomar cualquier valor.

Sumando todos los costos, resulta la siguiente expresión para el costo anual:

$$C_a = (\alpha X + 86.4 C_f + 6.79) \frac{QaZ_2}{L \times 10^6} + B(Y + G)(28.2 D^2) \left[\frac{P_1}{2(S - P_1)} + \frac{P_1^2}{4(S - P_1)^2} \right] + BND + BH + 100 \quad (4.11)$$

Para simplificar esta última ecuación, sean

$$K = \alpha X + 86.4 C_f + 6.79 \quad (4.12)$$

y

$$K_1 = 28.2 B(Y + G) \quad (4.13)$$

Así,

$$C_a = \frac{KQaZ_2}{L \times 10^6} + K_1 D^2 \left[\frac{P_1}{2(S - P_1)} + \frac{P_1^2}{4(S - P_1)^2} \right] + BND + BH + 100 \quad (4.14)$$

La potencia al freno necesaria para comprimir un millón de pies cúbicos de gas natural por día, se puede expresar como

$$a = k \ln \frac{P_1}{P_2} + b \quad (4.15)$$

donde k y b son constantes que dependen del gas y de las características de las compresoras. Sustituyendo (4.15) en (4.14), queda

$$C_a = \frac{KQZ_2}{L \times 10^6} (k \ln \frac{P_1}{P_2} + b) + K_1 D^2 \left[\frac{P_1}{2(S - P_1)} + \frac{P_1^2}{4(S - P_1)^2} \right] + BND + BH + 100 \quad (4.16)$$

MINIMIZACION DEL COSTO ANUAL.- Los valores de P_1 , P_2 , L y D , que hacen C_a mínimo, deben satisfacer la ecuación

$$VC_a = rVQ \quad (4.17)$$

donde r es el multiplicador de Lagrange.

La experiencia ha indicado que no es necesario considerar por separado las variables P_1 y P_2 , porque existe un coeficiente de

compresión óptimo, $C_r = P_1/P_2$. Así,

$$C_a = C_a(L, D, P_2)$$

$$Q = Q(L, D, P_2)$$

y la ecuación (4.17) se puede escribir como el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\frac{\partial C_a}{\partial L} = r \frac{\partial Q}{\partial L} \quad (4.18a)$$

$$\frac{\partial C_a}{\partial D} = r \frac{\partial Q}{\partial D} \quad (4.18b)$$

$$\frac{\partial C_a}{\partial P_2} = r \frac{\partial Q}{\partial P_2} \quad (4.18c)$$

De las ecuaciones (4.10a) y (4.14) y tomando en cuenta la definición del coeficiente de compresión, resultan las siguientes expresiones para los primeros y segundos miembros del sistema anterior:

$$\frac{\partial C_a}{\partial L} = - \frac{KQaZ_2}{L^2 \times 10^6} \quad (4.19)$$

$$\frac{\partial C_a}{\partial D} = K_1 D \left[\frac{P_1}{S - P_1} + \frac{P_1^2}{2(S - P_1)^2} \right] + BN \quad (4.20)$$

$$\frac{\partial C_a}{\partial P_2} = \frac{KQZ_2}{L \times 10^6} \frac{da}{dP_2} + \frac{KQa}{L \times 10^6} \frac{dZ_2}{dP_2} \quad (4.21)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial L} = -0.541 \frac{Q}{L} \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial D} = 2.622 \frac{Q}{D} \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial P_2} = - \frac{1.082 P_2 Q}{P_1^2 - P_2^2} - 0.541 \frac{Q}{Z_m} \frac{dZ_m}{dP_2} \quad (4.24)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.19)-(4.24) en el sistema de ecuaciones (4.18), queda

$$- \frac{KQZ_2a}{L^2 \times 10^6} + 0.541 \frac{Q}{L} r = 0 \quad (4.25a)$$

$$K_1 D \left[\frac{P_1}{S - P_1} + \frac{P_1^2}{2(S - P_1)^2} \right] + BN - 2.622 \frac{Q}{D} r = 0 \quad (4.25b)$$

$$\frac{KQZ_2}{L \times 10^6} \frac{da}{dP_2} + \frac{KQa}{L \times 10^6} \frac{dZ_2}{dP_2} + r \left(\frac{1.082 P_2 Q}{P_1^2 - P_2^2} + 0.541 \frac{Q}{Z_m} \frac{dZ_m}{dP_2} \right) = 0 \quad (4.25c)$$

Resolviendo el sistema anterior, resulta, en particular para P_2 :

$$\frac{d \ln a}{dP_2} + \frac{d \ln Z_2}{dP_2} + \frac{2P_2}{P_1^2 - P_2^2} + \frac{d \ln Z_m}{dP_2} = 0 \quad (4.26)$$

Puesto que Z_m y Z_2 son por lo general muy cercanos a 1, sus logaritmos valen 0 prácticamente; por lo tanto se pueden despreciar, quedando la ecuación (4.26) como

$$\frac{d \ln a}{dP_2} = - \frac{2P_2}{P_1^2 - P_2^2} \quad (4.27)$$

La curva (Fig. 11-16) de a Vs. (P_1/P_2) puede ser aproximada por la siguiente ecuación:

$$a = 56.8 \ln(P_1/P_2) + 5.1$$

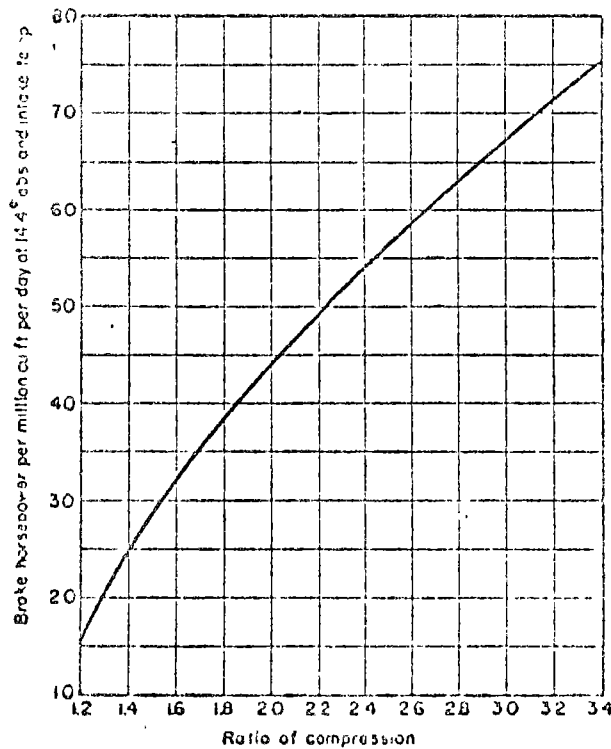


FIG. 11-10. Brake horsepower required for compressing gas of N value 1.3. Clark right-angle compressor. (Clark Bros. Co., Inc.)

de donde

$$\frac{da}{dP_2} = - \frac{56.8}{P_2}$$

y luego

$$\frac{d \ln a}{dP_2} = - \frac{56.8}{P_2(56.8 \ln(P_1/P_2) + 5.1)}$$

que sustituida en (4.27) da

$$\ln Cr = \frac{C_1^2}{2} - 0.5898$$

cuya solución aproximada es $Cr = 1.33$.

En resumen, para un valor dado de P_1 , se pueden encontrar, por medio de las ecuaciones desarrolladas, los valores de L , D y P_2 , que minimizan C_a . Como ilustración considérense los siguientes datos:

1) GAS FLUYENTE: Metano ($Q = 250 \times 10^6$ ft³/día)

$$M = 16$$

$$\rho_0 = 0.0422 \text{ lb/ft}^3 \text{ a } 60^\circ\text{F y } 14.7 \text{ psia}$$

$$\mu = 7 \times 10^{-6} \text{ lb/ft-sec} = \text{cp} \times 672 \times 10^{-6}$$

Z_m y Z , ver Fig. 11-17

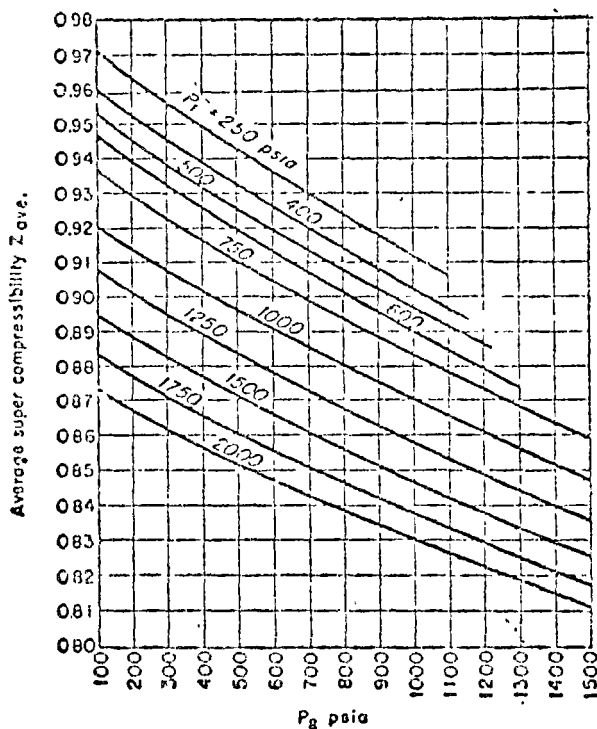


FIG. 11-17. Supercompressibility of methane. $Z = \frac{PV}{RT}$ (Krales and Gaddy.)

2) CONDICIONES: $T = 60^\circ\text{F} = 520^\circ\text{R}$

$$E = 1 \text{ (100\% eficiencia)}$$

$$Cr = 1.33$$

$$a = 18.5$$

$$s = 20,000 \text{ psi}$$

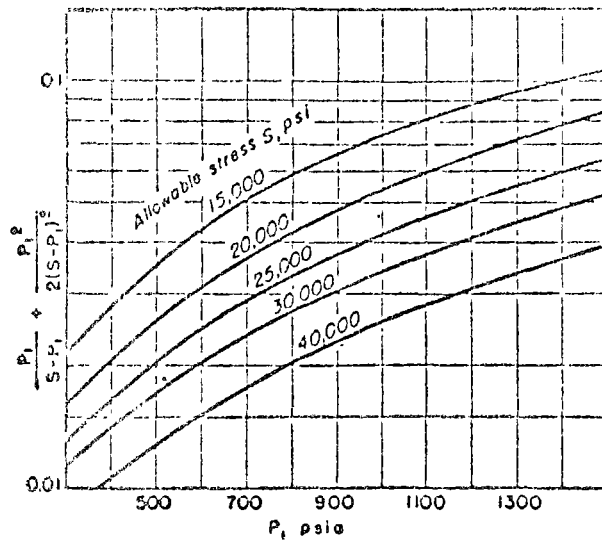


FIG. 11-18. Allowable stress vs. pipe-line pressure.

- 3) DATOS ECONOMICOS: $\alpha = 0.05$
 $B = 0.12$
 $C_F = \$0.10/1000 \text{ ft}^3$
 $X = \$80/\text{HP}$
 $Y = \$85/\text{tonelada}$
 $H = \$3000/\text{milla}$
 $G = \$12/\text{tonelada/milla}$
 $N = \$270/\text{pulgada/milla}$

PROCEDIMIENTO DE CALCULO: Las presiones P_1 y P_2 están relacionadas a través del coeficiente de compresión $C_r = 1.33$. Así, dado un valor de P_1 , inmediatamente se calcula el correspondiente de P_2 . El costo anual se calculará para distintos valores de P_1 , siguiendo el procedimiento señalado a continuación:

1) Sea $P_1 = 1000$ psia; entonces $P_2 = 752$ psia. De la figura 11-17 $Z_2 = 0.897$ y $Z_m = 0.883$. De la figura 11-18,

$$\frac{P_1}{S - P_1} + \frac{P_1^2}{2(S - P_1)^2} = 0.054$$

2) Del sistema de ecuaciones (4.25), resulta la siguiente expresión para D:

$$D^{6.85} + \frac{N E}{x_1 \left[\frac{P_1}{S - P_1} + \frac{P_1^2}{2(S - P_1)^2} \right]} D^{5.85}$$

$$\frac{4.85 \times Q^{2.85} Z_2 Z_m a}{\left[\frac{80.8}{\rho \cdot \mu} \left(\frac{M}{T} \right)^{0.541} E \right]^{1.85} (P_1^2 - P_2^2) x_1 \left[\frac{P_1}{S - P_1} + \frac{P_1^2}{2(S - P_1)^2} \right]} \times 10^6$$

de donde $D = 19$ pulgadas.

3) Del mismo sistema (4.25), la ecuación para L es:

$$L = \frac{\left[\frac{80.8}{\rho \cdot \mu} \left(\frac{M}{T} \right)^{0.541} \right]^{1.85} D^{4.85} (P_1^2 - P_2^2)}{Q^{1.85} Z_m}$$

= 52 millas

4) Con los valores obtenidos de P_1 , P_2 , D y L, se calcula el costo anual por medio de la ecuación (4.16).

A continuación se presentan los resultados para $Q = 150 \times 10^6$ ft³ por día y diferentes valores de P_1 .

P_1	P_2	D	L	C_a
400	301	23.63	54.59	4,053.74
500	376	21.35	52.82	4,026.11
600	451	19.60	54.19	4,037.98
700	524	18.25	49.51	4,066.88
800	601	17.30	50.55	4,081.48

DISEÑO HIDRAULICO DE SISTEMAS DE TUBOS

APENDICE del capítulo 3.3
(Diseño Económico de los Sistemas)

Los problemas de optimización consisten en maximizar o minimizar una función, sujeta a ciertas restricciones. Para resolverlos se han desarrollado algunos métodos que constituyen la rama de las Matemáticas conocida como PROGRAMACION MATEMATICA. Dentro de estos procedimientos se encuentra el de los MULTIPLICADORES DE LAGRANGE, cuya explicación resulta más sencilla utilizando la notación vectorial. Antes de desarrollar esta técnica de optimización, es conveniente recordar la definición aunque sea informal del concepto de gradiente.

Gradiente

Sea f una función escalar de las variables x, y, z ; esto es, $f = f(x, y, z)$. Del cálculo diferencial, se sabe que la diferencial total de una función, es

$$df = \frac{\partial f}{\partial x} dx + \frac{\partial f}{\partial y} dy + \frac{\partial f}{\partial z} dz \quad (4.1)$$

O bien, recordando el producto escalar de dos vectores:

$$df = \left(\frac{\partial f}{\partial x} i + \frac{\partial f}{\partial y} j + \frac{\partial f}{\partial z} k \right) \cdot (dx i + dy j + dz k)$$

El primer factor del segundo miembro de la ecuación anterior se denomina GRADIENTE de la función escalar f y se escribe grad f o ∇f ; es decir,

$$\nabla f = \frac{\partial f}{\partial x} i + \frac{\partial f}{\partial y} j + \frac{\partial f}{\partial z} k \quad (4.2)$$

y el segundo factor representa el desplazamiento arbitrario elemental de un vector de posición P , o sea

$$dP = dx i + dy j + dz k \quad (4.3)$$

Así, la ecuación (4.1) se puede escribir como

$$df = \nabla f \cdot dP \quad (4.4)$$

Cuando la función f es constante, entonces $df = 0$ y la expresión (4.4) se vuelve

$$\nabla f \cdot dP = 0$$

de donde, eliminando los casos triviales y considerando que dP está obligado a moverse en el plano tangente a la superficie f en el punto dado, resulta que ∇f es un vector perpendicular a la superficie f en ese mismo punto.

Ejemplo 4.1 Hallar un vector perpendicular a la superficie $x^2 - 3xyz + y^3 + 1 = 0$, en el punto $(1, 1, 1)$.

Solución: Sea $f = x^2 - 3xyz + y^3 + 1 = 0$, entonces, aplicando (4.2), resulta

$$\nabla f = (2x - 3yz)i + (3y^2 - 3xz)j - 3xyk$$

de donde

$$\nabla f)_{1,1,1} = -i - 3k$$

Multiplicadores de Lagrange

Supóngase que $f(x, y, z)$ representa la distribución de la temperatura dentro de un espacio V , y que se desea encontrar los valores óptimos que la función adquiere sobre una curva \mathcal{C} definida por la intersección de las superficies $g_1(x, y, z) = 0$ y $g_2(x, y, z) = 0$. La solución del problema consiste simplemente en encontrar los valores de la terna (x, y, z) , que satisfagan la ecuación

$$\frac{df}{ds} = 0 \quad (4.5)$$

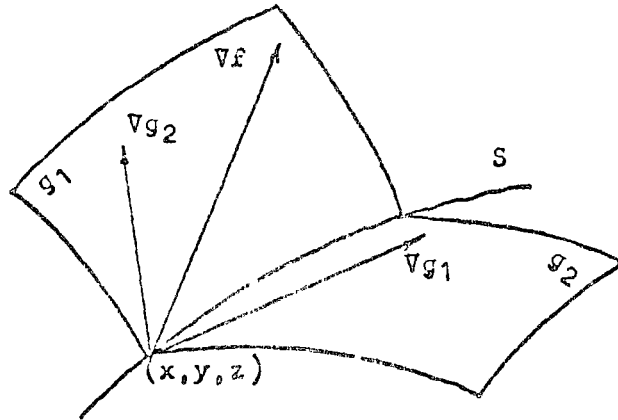
Para facilitar el cálculo de (4.5), la curva \mathcal{C} se puede expresar en forma paramétrica, mediante las ecuaciones

$$\begin{aligned} x &= x(s) \\ y &= y(s) \\ z &= z(s) \end{aligned}$$

Así,

$$\begin{aligned} \frac{df}{ds} &= \frac{\partial f}{\partial x} \frac{dx}{ds} + \frac{\partial f}{\partial y} \frac{dy}{ds} + \frac{\partial f}{\partial z} \frac{dz}{ds} \\ &= \left(\frac{\partial f}{\partial x} i + \frac{\partial f}{\partial y} j + \frac{\partial f}{\partial z} k \right) \cdot \left(\frac{dx i + dy j + dz k}{ds} \right) \\ &= \nabla f \cdot \vec{u}_s \end{aligned} \quad (4.6)$$

donde u_s es un vector unitario tangente a la curva S y ds es el valor absoluto del vector dP . Sustituyendo (4.6) en (4.5), resulta que ∇f es perpendicular a la curva S . Por otro lado, puesto que S es la intersección de las superficies g_1 y g_2 , los vectores ∇g_1 y ∇g_2 son tam



bién normales a S y concurrentes con ∇f ; esto es, que los tres vectores son coplanarios y por lo tanto cualquiera de ellos se puede escribir como una combinación lineal de los otros dos:

$$\nabla f = L_1 \nabla g_1 + L_2 \nabla g_2 \quad (4.7)$$

En la ecuación anterior, L_1 y L_2 son los multiplicadores de Lagrange.

Continuando con el caso particular de que las funciones involucradas son de tres variables, la ecuación (4.7) se puede expresar, desarrollando los gradientes

e igualando las componentes correspondientes de los vectores del primero y segundo miembros, por medio del siguiente sistema de ecuaciones:

$$\frac{\partial f}{\partial x} = L_1 \frac{\partial g_1}{\partial x} + L_2 \frac{\partial g_2}{\partial x}$$

$$\frac{\partial f}{\partial y} = L_1 \frac{\partial g_1}{\partial y} + L_2 \frac{\partial g_2}{\partial y}$$

$$\frac{\partial f}{\partial z} = L_1 \frac{\partial g_1}{\partial z} + L_2 \frac{\partial g_2}{\partial z}$$

que junto con las restricciones, forma un sistema de cinco ecuaciones en las variables x , y , z , L_1 y L_2 .

Ejemplo 4.2 Dividir un segmento de magnitud c en tres partes tales que su producto sea máximo.

Solución: Sean x , y , z , las partes en que se divide c ; entonces la función por maximizar es $i = xyz$ y la restricción es $g = x + y + z - c = 0$. Aplicando la ecuación (4.7), resulta

$$yz \mathbf{i} + xz \mathbf{j} + xy \mathbf{k} = L_1(\mathbf{i} + \mathbf{j} + \mathbf{k})$$

y el sistema de ecuaciones a resolver es

$$yz = L_1$$

$$xz = L_1$$

$$xy = L_1$$

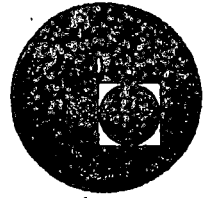
$$x + y + z = c$$

de donde

$$x = y = z = c/3$$



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE
TUBOS



Ing. Roberto Rincón Gutiérrez

Septiembre, 1976

Handwritten text at the top of the page, mostly illegible due to fading and bleed-through. Some faint words like "The" and "of" are visible.



CENTRO DE EDUCACION CONTINUA.

U.N.A.M.

PLANTAS HIDROELECTRICAS
Y DE BOMBEO

ROBERTO RINCON GUTIERREZ

PLANTAS HIDROELECTRICAS Y DE BOMBEO.

CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS TURBOMAQUINAS.

TURBOMAQUINAS GENERADORAS O BOMBAS.

SI INSPECCIONAMOS LA ECUACION DE EULER DE LAS TURBOMÁQUINAS APLICADA A LAS BOMBAS, VEREMOS QUE AUNQUE SU ORIGEN ES PURAMENTE TEÓRICO, CON ÉSTA SE PUEDE EXPLICAR EL COMPORTAMIENTO REAL DE LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS. LUEGO PODEMOS ESCRIBIR:

$$H_T = \frac{1}{g} V_2 \cos \alpha_2 u_2$$

EN QUE :

H_T , CARGA TOTAL DESARROLLADA POR EL IMPULSOR DE LA BOMBA.

g , ACELERACIÓN DE LA GRAVEDAD.

V_2 , VELOCIDAD ABSOLUTA DEL FLUJO EN LA DESCARGA DEL IMPULSOR.

u_2 , VELOCIDAD PERIFÉRICA DEL RODETE.

α_2 , ÁNGULO COMPRENDIDO ENTRE V_2 Y u_2

EN LA FIGURA 1 SE MUESTRA UN IMPULSOR, EN QUE SE INDICAN LOS ELEMENTOS ANTES-MENCIONADOS, LAS PARTES QUE CONSTITUYEN A ÉSTE Y EN LOS CORTES LOS PARALELOGRAMOS DE VELOCIDADES .

DEL PARALELOGRAMO DE VELOCIDADES A LA SALIDA DEL IMPULSOR , SE TIENE LA FIGURA (1-B)

$$V_2 \cos \alpha_2 = u_2 - v_2 \cos (180^\circ - \beta_2)$$

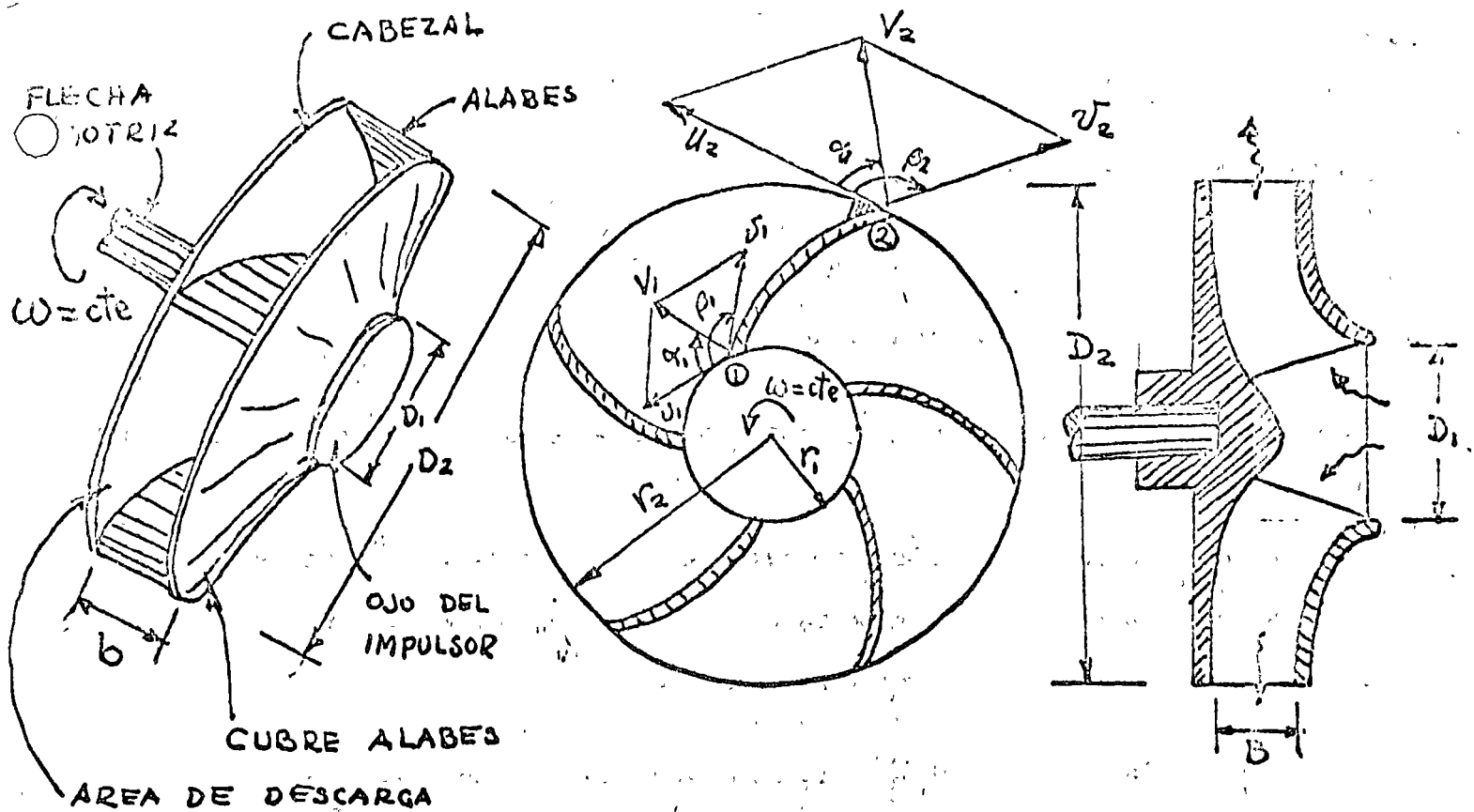


FIGURA 1.

Y POR CONTINUIDAD, VER FIGURA (1 - A).

$$Q = \pi D_2 B K V_2 \text{ SEN } (180^\circ - \beta_2)$$

DE DONDE:

$$V_2 = \frac{Q}{\pi D_2 B K \text{ SEN } (180^\circ - \beta_2)}$$

EN QUE :

Q ; GASTO DE DESCARGA DEL IMPULSOR O DE LA BOMBA.

B ; ANCHO DE LOS CONDUCTOS DEL IMPULSOR EN LA DESCARGA.

K ; COEFICIENTE LIGERAMENTE MENOR QUE LA UNIDAD, QUE TOMA EN CONSIDERACIÓN EL ESPESOR DE LOS ALABES EN LA DESCARGA DEL IMPULSOR.

LUEGO HACIENDO SUBSTITUCIONES SUCCESIVAS DE ESTAS ÚLTIMAS DOS EXPRESIONES EN LA PRIMERA SE LLEGA A :

$$H_T = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 Q}{g \pi D_2 B K} \text{ COT } (180^\circ - \beta_2)$$

Y COMO $U = \frac{\pi N D_2}{60}$ EN QUE N ES LA VELOCIDAD ANGULAR DE LA FLECHA MOTRIZ EN R.P.M.,

LA ECUACIÓN SE PUEDE REDUCIR A :

$$H_T = K_1 + K_2 Q \cot \beta_2$$
$$(N^2, D^2) \quad (N, D)$$

EN QUE K_1 Y K_2 SON DOS CONSTANTES QUE DEPENDEN DE LA GEOMETRÍA DEL IMPULSOR Y DE N .

SE PUEDE OBSERVAR DE INMEDIATO QUE PARA UN RODETE YA CONSTRUÍDO, Y QUE GIRE A UNA $N = \text{cte.}$ CORRESPONDIENTE A UN MOTOR ACTUAL, LA RELACIÓN H_T , Q DENOMINADA CURVA DE GASTO, TEÓRICAMENTE ES UNA LÍNEA RECTA .

LAS CURVAS DE GASTOS REALES DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS, SON GENERALMENTE CURVA DE TIPO PARABÓLICO, DEBIDO A LAS PÉRDIDAS TANTO HIDRÁULICAS, VOLUMÉTRICAS Y MECÁNICAS, QUE NO SE TOMARON EN CONSIDERACIÓN EN EL ANÁLISIS. PERO AÚN ASÍ, SE PUEDE VER DE INMEDIATO QUE EL TIPO DE CURVA DE GASTO QUE UN IMPULSOR DADO REPRODUCIRÁ, DEPENDE ESENCIALMENTE DEL ÁNGULO β_2 DE SALIDA, YA QUE :

SI $\beta_2 < 90^\circ$, $\cot \beta_2$ ES POSITIVA, POR LO QUE LA CURVA DE GASTOS RESULTA ASCENDENTE Y EL TIPO DEL IMPULSOR ES COMO EL MOSTRADO EN LA FIGURA 2(A) . SI $\beta_2 = 90^\circ$, $\cot \beta_2 = 0$ Y $H_T = \text{cte.}$ PARA TODO GASTO; EL IMPULSOR ES COMO EL MOSTRADO EN LA FIGURA 2 (B) Y FINALMENTE SI $\beta_2 > 90^\circ$ ENTONCES LA $\cot \beta_2$ ES NEGATIVA Y LA CURVA DE GASTOS RESULTA DESCENDENTE Y EL IMPULSOR SERÁ COMO EL DE LA FIGURA 2 (C) . EN LA FIGURA 2 (D) SE MUESTRAN LAS CURVAS DE GASTOS TEÓRICAS Y LAS ACTUALES QUE REPRODUCEN LOS IMPULSORES SEGÚN SUS ÁNGULOS β_2 DE SALIDA.

LUEGO SELECCIONANDO EL ÁNGULO β_2 DE SALIDA DEL IMPULSOR EN EL DISEÑO DE ÉSTE, PODEMOS DISPONER DE DIFERENTES TIPOS DE BOMBAS QUE REPRODUCEN CURVAS DE GASTOS ADECUADAS PARA LAS DIFERENTES APLICACIONES EN LA INDUSTRIA .

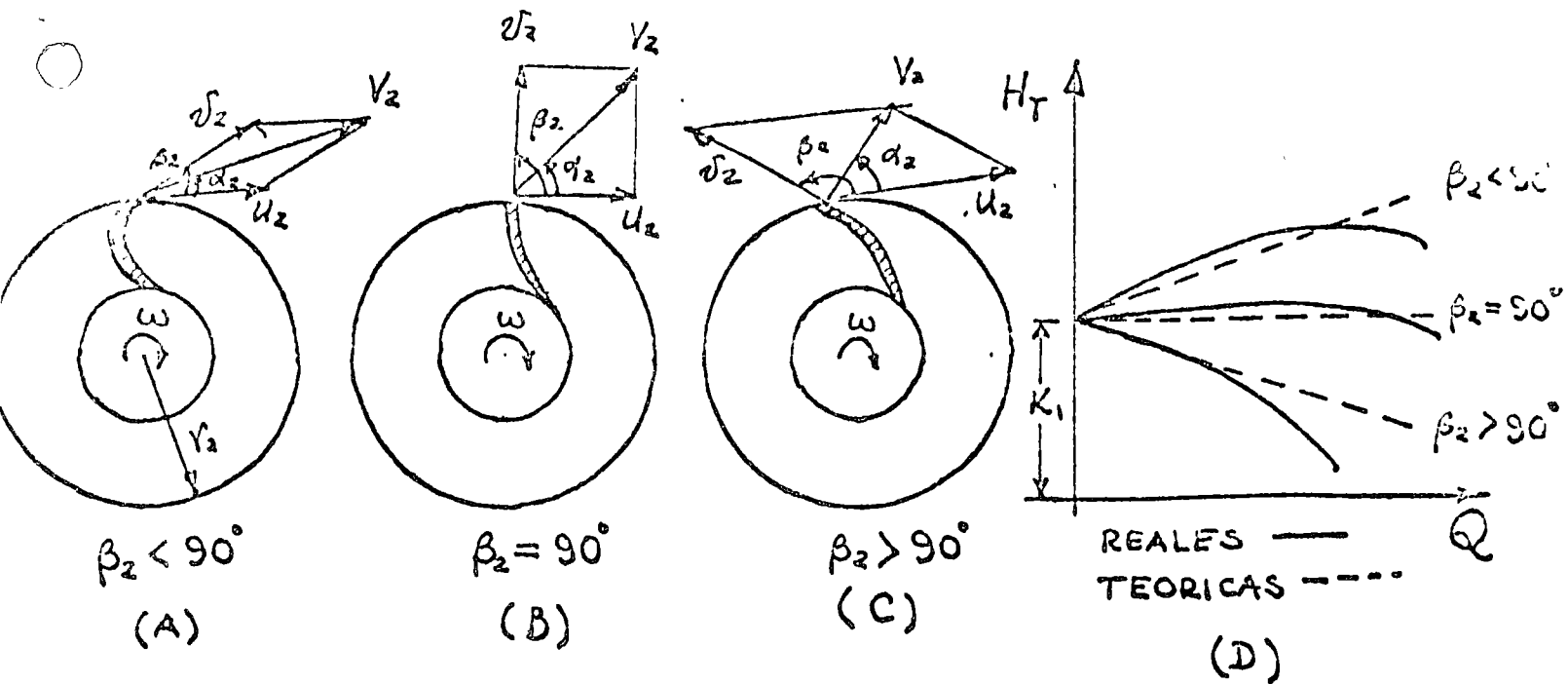
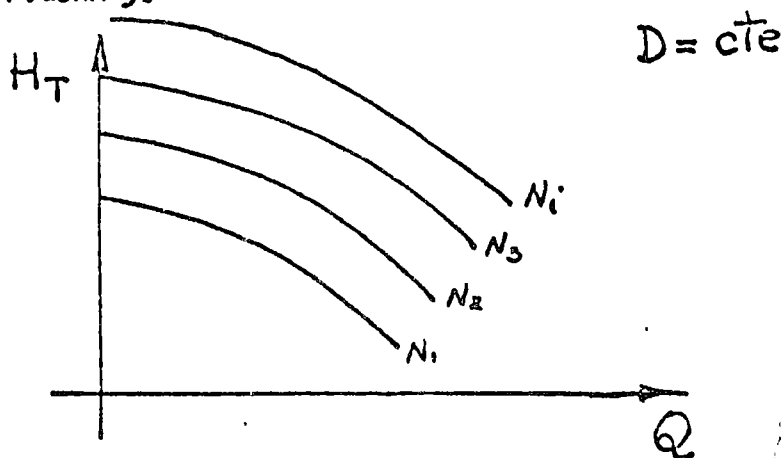


FIGURA 2

AHORA BIÉN, SUPÚNGASE QUE SE HA SELECCIONADO UNA BOMBA CUYO IMPULSOR TIENE UN-
 ÁNGULO DE SALIDA $\beta_2 > 90^\circ$ Y SI MANTENEMOS CONSTANTE LA $N = N_1$, ENTO ES AL VARIAR
 LA ABERTURA DE LA VÁLVULA DE CONTROL GENERAMOS LA CURVA DE GASTO DE LA FIGURA 2 (D)-
 DANDO POR RESULTADO QUE LA BOMBA PUEDE TRABAJAR EN CUALQUERA DE LOS PUNTOS DE ESA
 CURVA DE GASTOS. AHORA SUPÚNGASE ADEMÁS, QUE CAMBIAMOS LA VELOCIDAD ANGULAR DE
 N_1 A N_2 Y REPETIMOS EL PROCEDIMIENTO, ENTONCES GENERARÍAMOS OTRA CURVA DE GASTOS
 YA QUE HAN CAMBIADO LOS COEFICIENTES K_1 Y K_2 DE LA ECUACIÓN ANTERIOR Y PROSIGUE-
 DO EN LA MISMA FORMA, GENERARÍAMOS TANTAS CURVAS DE GASTOS COMO N ENSAYÁRAMOS PARA
 $D = \text{cte.}$, VER FIGURA 3.

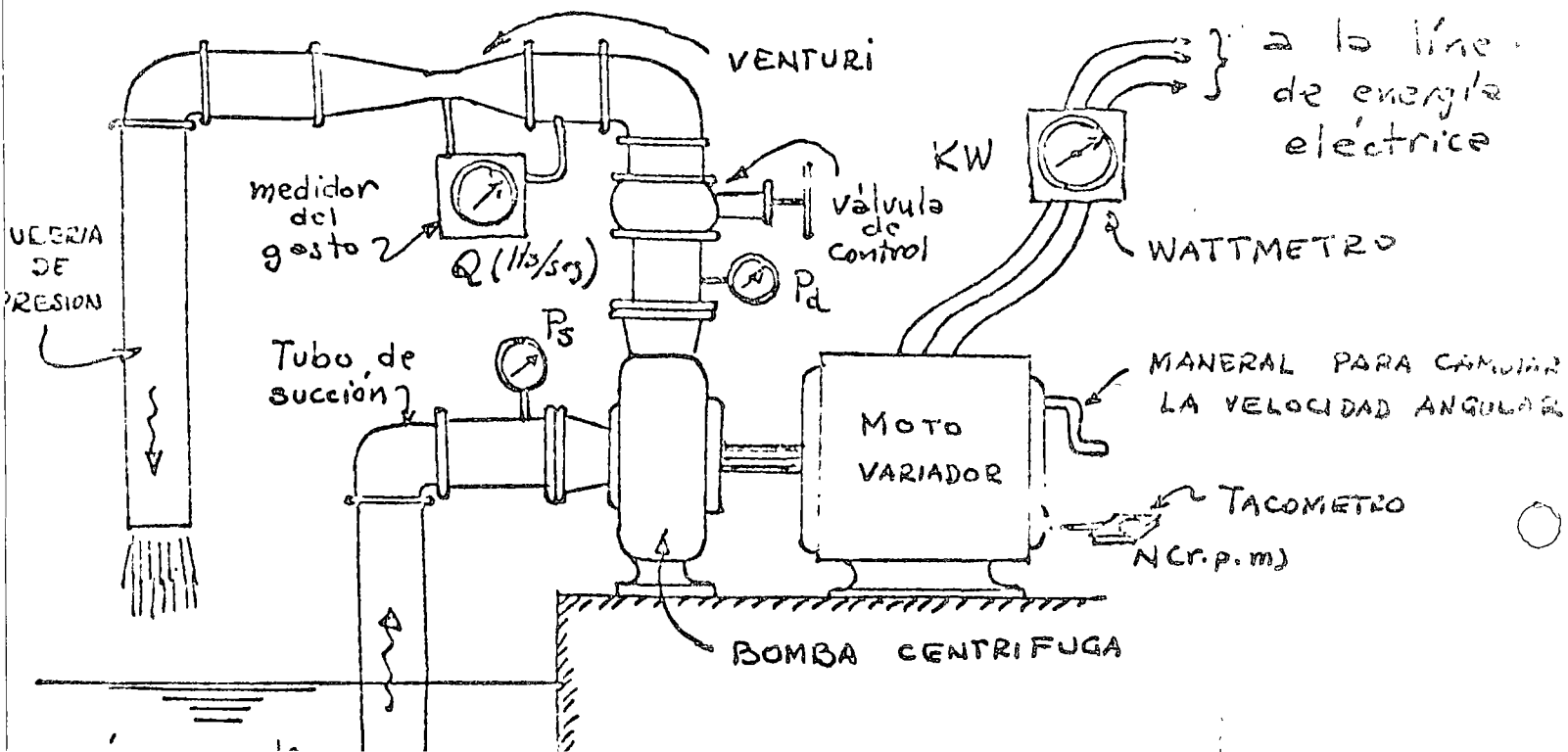


EL PROBLEMA AHORA CONSISTE EN DETERMINAR EN QUÉ PUNTO DEL PLANO (H, Q) DEBE OPERAR LA BOMBA PROPUESTA. ESTO LO PODEMOS SABER SI ENGAYAMOS LA BOMBA EN EL LABORATORIO, OBTENIÉNDOSE AHORA LAS CURVAS REALES DE DICHA BOMBA A VELOCIDADES ACTUALES DE LOS DIFERENTES MOTORES ELÉCTRICOS COMERCIALES. ESTAS VELOCIDADES QUE CORRESPONDEN A LAS VELOCIDADES SÍNCRONAS PARA CORRIENTE ALTERNA DE 50 Y 60 CICLOS SON LAS QUE SE INDICAN A CONTINUACIÓN.

MOTOR ELÉCTRICO DE INDUCCIÓN.		50 CICLOS.	60 CICLOS.
DE	2 - POLOS.	2980 R.P.M.	3550 R.P.M.
DE	4 - POLOS.	1430 "	1750 "
DE	6 - POLOS.	950 "	1150 "
DE	8 - POLOS.	730 "	850 "

MOTORES DE MAYOR NÚMERO DE POLOS SON DE FABRICACIÓN ESPECIAL Y GENERALMENTE SE HACEN SOBRE PEDIDO. LUEGO LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS QUE NOS PRESENTA EL FABRICANTE ESTÁN REFERIDAS A ESTAS VELOCIDADES ANGULARES.

PARA OBTENER ESTAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS EN EL LABORATORIO, SE DISPONE DE UNA INSTALACIÓN SEMEJANTE A LA INDICADA EN LA FIGURA 4.



EL PROCEDIMIENTO A SEGUIR ES EL SIGUIENTE:

1°.- SE FIJA UNA VELOCIDAD ANGULAR N_1 , CON AYUDA DE UN TACÓMETRO MOVIENDO EL-MANERAL DEL MOTOVARIADOR.

2°.- UNA VEZ CERRADA LA BOMBA, SE CIERRA TOTALMENTE LA VÁLVULA DE CONTROL Y SE LEE EN EL MANÓMETRO DE DESCARGA LA PRESIÓN MÁXIMA DESARROLLADA A LA QUE-SE AGREGA LA LECTURA DEL MANÓMETRO DE SUCCIÓN. ESTO NOS DARÁ EL PRIMER-PUNTO DE LA CURVA DE GASTOS $H_{T1} = \frac{P_{MÁX.}}{\gamma} + \frac{P_{SUC.}}{\gamma}$, $Q = 0$.

3°.- SE DÁ UNA ABERTURA A LA VÁLVULA, CON LO CUAL SE ESTABLECE EL ECORRIMIENTO EN EL SISTEMA DE TUBERÍAS Y SE LEEN LOS ELEMENTOS: PRESIÓN DE DESCAR-GA, PRESIÓN DE SUCCIÓN, GASTO EN EL VENTURI Y POTENCIA EN EL WÁTTMETRO. CON ESTO, SE OBTIENE EL SEGUNDO PUNTO DE LA CURVA (H_{T2} o Q_2). SE REPETE EL PROCEDIMIENTO HASTA DEJAR TOTALMENTE ABIERTA LA VÁLVULA, CON LO - CUAL SE OBTIENEN TANTOS PUNTOS COMO ABERTURAS SE HAGAN.

4°.- SE CAMBIA LA VELOCIDAD ANGULAR DE N_1 A N_2 CON AYUDA DEL TACÓMETRO Y SE-REPITE TODO EL PROCEDIMIENTO ANTERIOR, CON LO CUAL SE OBTIENE LA SEGUNDA CURVA DE GASTOS. SE REPITE ÉSTO TANTAS VECES COMO CURVAS DE N_1 , EN R.P.M. SE QUIERAN OBTENER.

LA GRÁFICA RESULTANTE, ES COMO LA MOSTRADA EN LA FIGURA 5 EN LA QUE SE MUESTR - TRA ADEMÁS LA INFORMACIÓN COMPLETA QUE PROPORCIONA EL FABRICANTE DE UNA BOMBA, A - PARTIR DE LOS DATOS OBTENIDOS ANTERIORMENTE EN EL LABORATORIO Y QUE INDICAREMOS A - CONTINUACIÓN CÓMO SE PROCEDAN ÉSTOS, PARA LLEGAR A DICHAS GRÁFICAS.

COMO PARA CADA ABERTURA DE VÁLVULA SE HAN LÍDO SIMULTÁNEAMENTE: P_D , P_S , Q Y P_f (KW), ENTONCES:

$$H_{T1} = \frac{P_D}{\gamma} + \frac{P_S}{\gamma} \quad (\text{CARGA TOTAL REFERIDA AL CENTRO DE LA FLE - CHA MOTRIZ DE LA BOMBA})$$

Q ; GASTO MEDIDO DIRECTAMENTE CON EL APARATO DIFERENCIAL CONECTA-DO AL VENTURI.

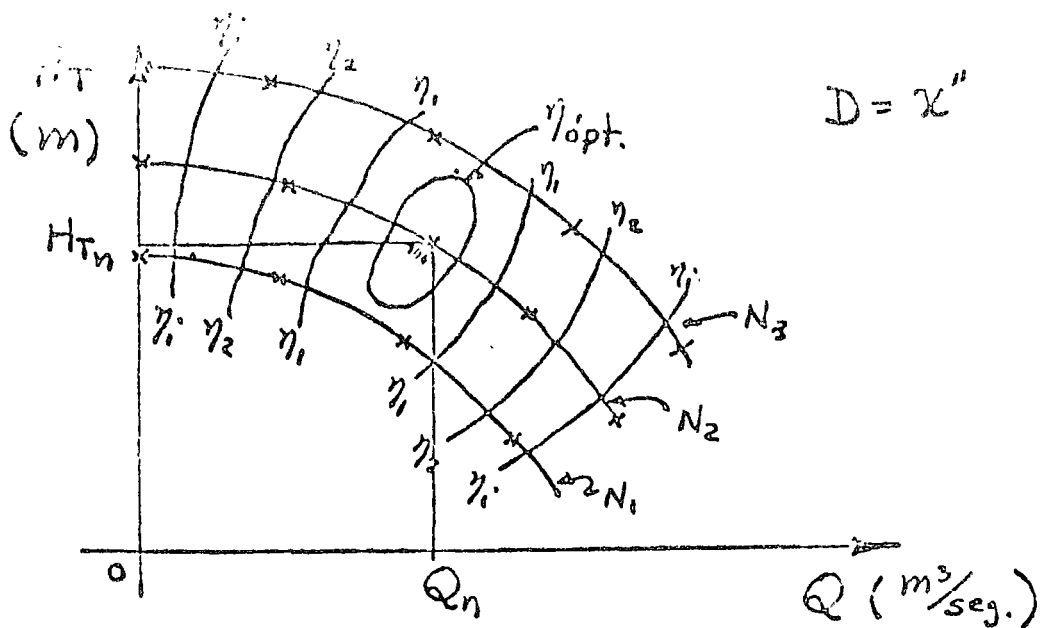


FIGURA 5 e

ESTO DA EL PUNTO EN LA GRÁFICA QUE REPRESENTA (H_{T_n}, Q_n) PARA CADA ABERTURA DE LA VÁLVULA. COMO SE HA MEDIDO LA POTENCIA AL FRENO CONSUMIDA SE PUEDE CALCULAR LA EFICIENCIA.

$$\eta_o = \frac{H_{T_n} \cdot Q_n}{P_{F_n}}$$

EL VALOR DE LA EFICIENCIA SE ANOTA EN LA GRÁFICA EN EL PUNTO CORRESPONDIENTE. UNIENDO TODOS LOS PUNTOS DE IGUAL EFICIENCIA (INTERLINDANDO A COTA REDONDA), SE OBTIENEN CURVAS DE IGUAL EFICIENCIA CON LO CUAL SE PUEDE SIMPLEMENTE POR INSPECCIÓN DETERMINAR LA ZONA DE MÁXIMA EFICIENCIA Y POR CONSIGUIENTE EL PUNTO DE OPERACIÓN AL QUE DAR COMPRENDIDA EN LA ZONA UNA CURVA DE GASTO DE DETERMINADA N . A LA CARGA (H_{T_n}) , AL GASTO (Q_n) Y A LA VELOCIDAD ANGULAR (N_n) ASÍ DETERMINADOS SE LES DENOMINA CARGA NORMAL, GASTO NORMAL Y VELOCIDAD ANGULAR NORMAL DE OPERACIÓN RESPECTIVAMENTE. SI COMBINAMOS ESTOS TRES ELEMENTOS EN UN PARÁMETRO ADIMENSIONAL, SE OBTIENE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA TIPO DE ESA BOMBA Y QUE SE EXPRESA CON :

$$N_B = \frac{N_n \sqrt{Q_n}}{H_{T_n}^{3/4}}$$

Y ES PARA LAS CONDICIONES QUE FUE DISEÑADA ESA BOMBA, PORQUE A ESA N_B , DESARROLLA SU MÁXIMA EFICIENCIA Y POR CONSIGUIENTE CONSUME LA MENOR CANTIDAD DE ENERGÍA POSIBLE.

FUERA DE ESA RANGO LA BOMBA OPERA, PERO SU EFICIENCIA SERÁ SIEMPRE INFERIOR A LA DEL PUNTO NORMAL DE OPERACIÓN. ADEMÁS EL PARÁMETRO N_D ES IMPORTANTE EN LA SELECCIÓN DEL EQUIPO PARA UN SISTEMA DE BOMBEO, PORQUE LOS ELEMENTOS QUE CARACTERIZAN A ÉSTE, SON: LA CARGA TOTAL, EL GASTO Y LA VELOCIDAD ANGULAR DEL MOTOR QUE SE INSTALARÁ EN DICHO SISTEMA DE BOMBEO Y QUE POR TANTO CORRESPONDE A LOS ELEMENTOS QUE INTEGRAN LA EXPRESIÓN DE LA N_D .

AHORA BIÉN, COMO VIMOS DESDE UN PRINCIPIO LAS CONSTANTES K_1 Y K_2 DE LA ECUACIÓN DEPENDEN NO SOLO DE N_D , SINO TAMBIÉN DE D ; EL FABRICANTE PUEDE PRESENTAR EL PLANO CARACTERÍSTICO ANTES MENCIONADO, EN FUNCIÓN DE D CON $N = \text{cte.}$ VER FIGURA 6; ES DECIR QUE DENTRO DE UNA MISMA CARCAZA DE UNA BOMBA DADA, PUEDEN OPERAR VARIOS IMPULSORES, SIEMPRE Y CUANDO EL IMPULSOR NO SOBREPASE DETERMINADAS DIMENSIONES QUE MATERIALMENTE HAGA BAJAR LA EFICIENCIA DE OPERACIÓN DE ÉSTA.

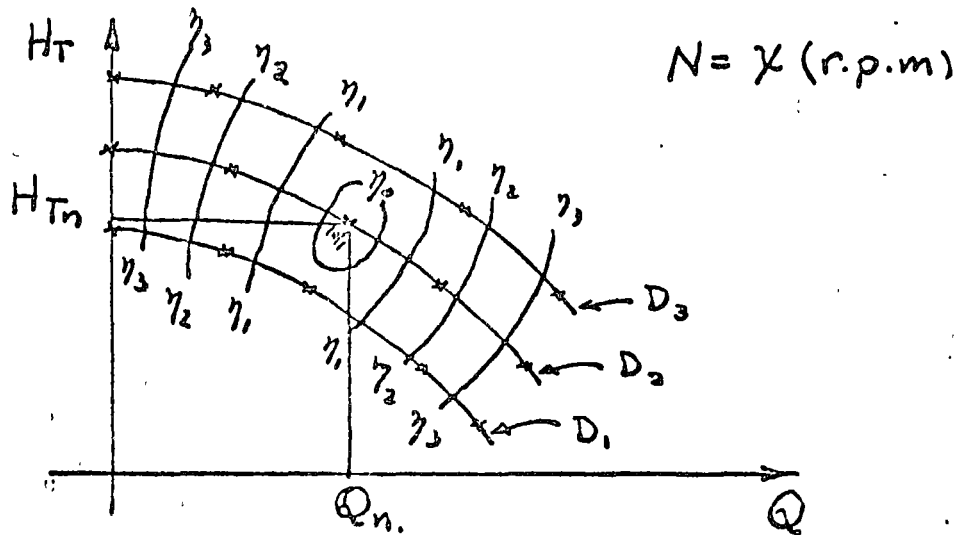


FIGURA 6

DE AQUÍ SE INFIERE QUE UNA MISMA BOMBA TIENE UNA GRAN VERSATILIDAD PARA OPERAR EN DIFERENTES SISTEMAS DE BOMBEO CON SOLO CAMBIARLE SU N O SU D DEL IMPULSOR.

CUANDO SE SELECCIONAN LAS BOMBAS PARA UN SISTEMA DE BOMBEO QUE HA DE OPERAR EN PARALELO, SE DEBEN ESCOGER SIEMPRE AQUELLAS CUYAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE GASTOS SON ESTABLES; ES DECIR QUE EXISTE UN SOLO GASTO PARA CADA CARGA DE OPERACIÓN ;

POR LO QUE EL FABRICANTE SELECCIONA ÁNGULOS ($180^\circ - \beta_2$) COMPREDIDOS ENTRE LOS $22^\circ 30'$ Y 90° DANDO COMO RESULTADO CURVAS DE GASTOS DESCENDENTES. CURVAS DE GASTOS COMO LAS DE LA FIGURA 7, DEBEN EVITARSE EN SISTEMAS QUE OPERAN EN PARALELO, PORQUE DEBIDO A LAS FLUCTUACIONES DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA O LAS VARIACIONES DE OPERACIÓN DE ESTOS SISTEMAS FÁCILMENTE PUEDEN QUEDAR BLOQUEADAS O INTERRUMPIRSE EL BOMBEO Y HASTA VARIAR EL GASTO DE BOMBEO EN RANGOS CONSIDERABLES; POR EJEMPLO DE Q_1 A Q_1' EN LA FIGURA 7, PARA UNA MISMA H_T .

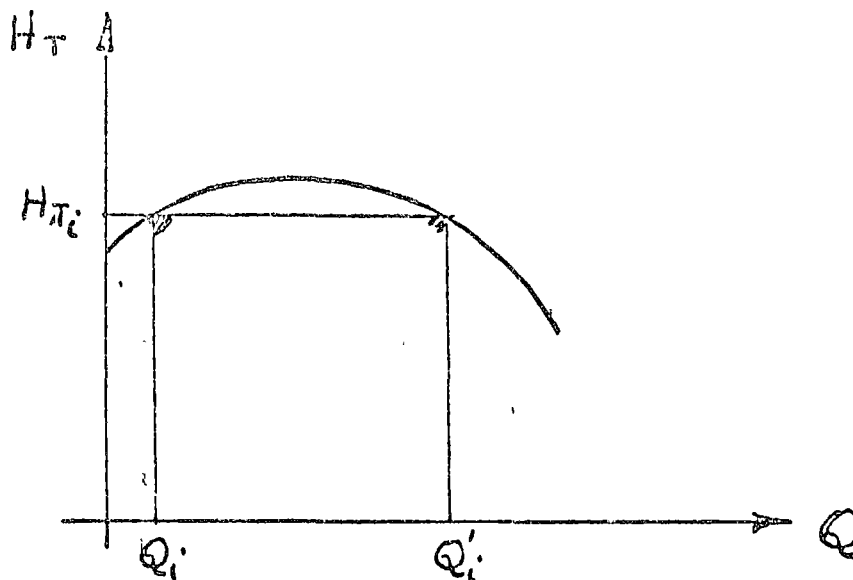
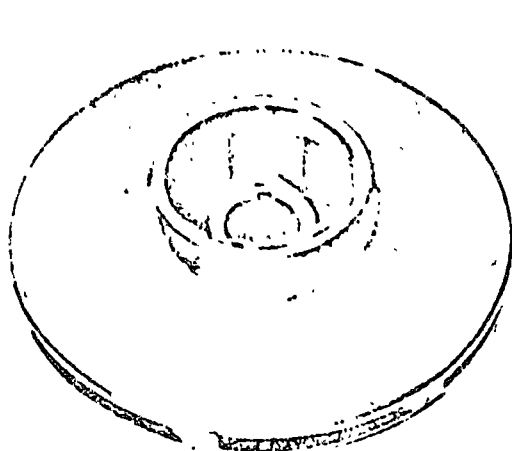


FIGURA 7.

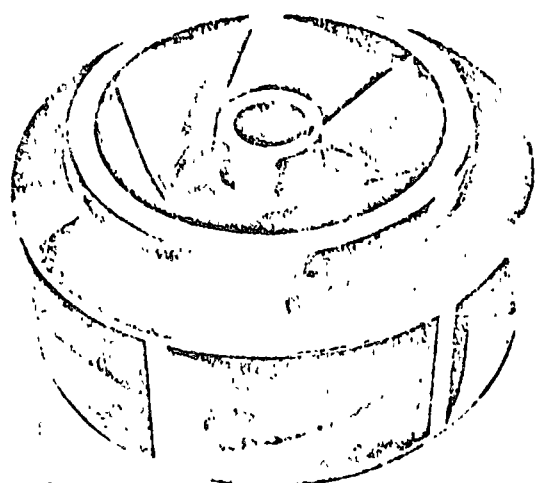
UNA DE LAS APLICACIONES FUNDAMENTALES DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA ES EL PODER PREDECIR EL COMPORTAMIENTO DE UNA BOMBA CUALQUIERA. ESTO SE DEBE A QUE TODAS LAS TURBOMÁQUINAS SIMILARES QUE TIENEN LA MISMA N_s REPRODUCEN EL MISMO TIPO DE CURVAS CARACTERÍSTICAS. EN LA FIGURA 8 SE DA UNA GRÁFICA QUE PERMITE DETERMINAR LA EFICIENCIA DE LAS DIFERENTES BOMBAS EN FUNCIÓN DE N Y DEL GASTO COMO PARÁMETRO, INDICÁNDOSE ADEMÁS EL RANGO EN QUE OPERAN LOS DIFERENTES RODETES Y EN LA MISMA SE INDICAN LOS TIPOS DE IMPULSORES DESDE EL DE FLUJO RADIAL HASTA EL DE FLUJO AXIAL TANTO DE SIMPLE COMO DOBLE SUCCIÓN.

EN LA FIGURA 8^o SE DAN TRES GRÁFICAS QUE PERMITEN CONSTRUIR LAS CURVAS DE GASTOS, DE EFICIENCIA Y DE POTENCIA EN FUNCIÓN DE N_s Y DEL GRADO DE ABERTURA

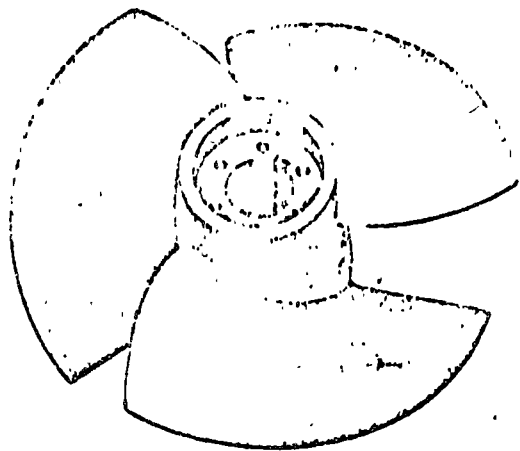
FIGURA 8.



FLUJO RADIAL



FLUJO MIXTO



FLUJO AXIAL

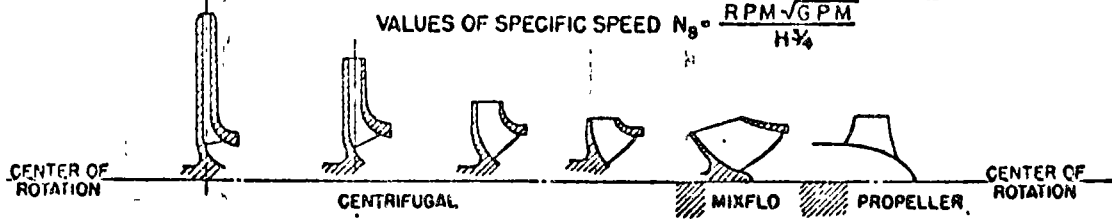
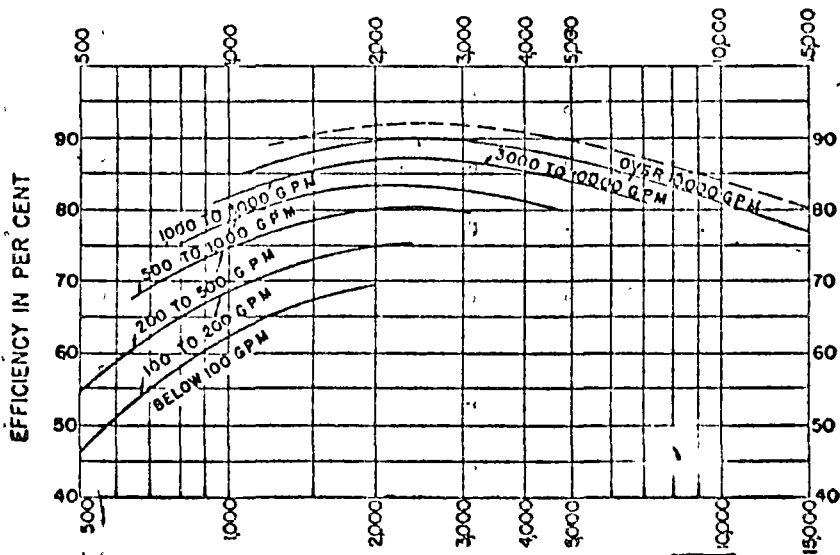
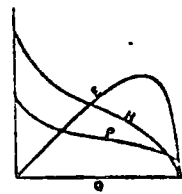
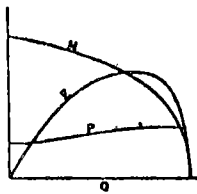
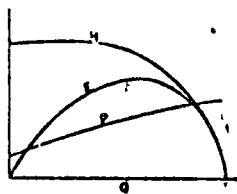
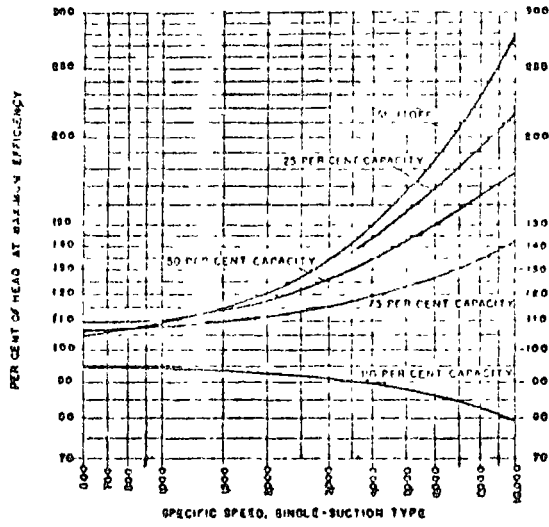
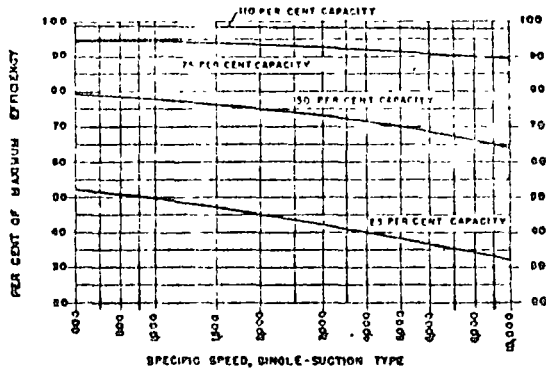


FIGURA 8^a

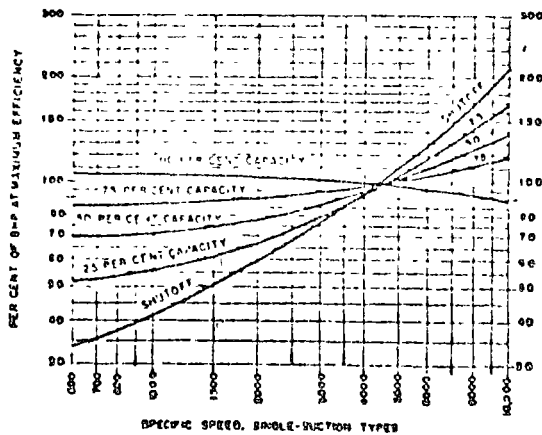
CURVAS DE GASTOS



CURVAS DE EFICIENCIAS



CURVAS DE POTENCIAS



DE LA VÁLVULA DE DEBOARGA, PUDIÉNDOSE OBTENER LOS PUNTOS SIGUIENTES:

$Q = 0, 25\% Q_N, 50\% Q_N, 75\% Q_N$ Y $110\% Q_N$, LO CUAL PERMITE CONSTRUIR ESTAS CURVAS Y ESTUDIAR LOS SISTEMAS DE BOMBEO SIN NECESIDAD DE TENER QUE RECURRIR AL FABRICANTE PARA QUE NOS PROPORCIONE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE SUS BOMBAS.

CUANDO SE QUIERE APROVECHAR UN EQUIPO QUE HA SIDO ABANDONADO, ES FACIL DE PODER DETERMINAR SUS CURVAS CARACTERÍSTICAS SI SE DISPONE DE LA INFORMACIÓN SIGUIENTE:

- 1.- NOTA DE COMPRA DE LA BOMBA.
- 2.- PLACA NOMINAL DE LA BOMBA O DEL MOTOR.
- 3.- HACIENDO MEDICIONES FÍSICAS DEL IMPULSOR Y DE LA CARCAZA DE LA BOMBA Y LUEGO APLICANDO LAS CONSTANTES DE DISEÑO DE LA BOMBA.

LAS DOS PRIMERAS GENERALMENTE SON DIFÍCILES DE CONSEGUIR PARA UN EQUIPO VIEJO, POR LO QUE USUALMENTE HAY QUE RECURRIR A LA TERCERA.

LAS CONSTANTES DE LA BOMBA CENTRÍFUGA SE OBTIENEN EN LA FORMA SIGUIENTE: DEL PARALELOGRAMO DE VELOCIDADES A LA SALIDA DEL RODETE Y APLICANDO LA LEY DE LOS SENOS PARA GARANTIZAR QUE EL FLUJO SE PEGA A LOS ÁLADES Y EL PARALELOGRAMO MENCIONADO OBTENIENDO MÁXIMA EFICIENCIA, SE TIENE: VER FIGURA 9. (GRÁFICA).

$$\frac{U_2}{\text{SEN}(\beta_2 - \alpha_2)} = \frac{V_2}{\text{SEN}(180^\circ - \beta_2)}$$

DESPEJANDO: V_2 :

$$V_2 = \frac{\text{SEN}(180^\circ - \beta_2)}{\text{SEN}(\beta_2 - \alpha_2)} U_2$$

LLEVANDO ESTE VALOR A LA ECUACIÓN DE EULER :

$$H_T = \frac{\eta_B}{g} V_2 \cos \alpha_2 U_2$$

SE TIENE:

$$U_2 = \sqrt{\frac{\text{SEN}(\beta_1 - \alpha_1)}{2 \eta_B \text{SEN}(180^\circ - \beta_1) \cos \alpha_1} \sqrt{2 g H_T}}$$

LO QUE PERMITE RELACIONAR U_2 CON H_T SI SE CONOCE:

$$\phi = \sqrt{\frac{\text{SEN}(\beta_1 - \alpha_1)}{2 \eta_B \text{SEN}(180^\circ - \beta_1) \cos \alpha_1}} \quad \text{QUE ES COEFICIENTE PERIMETRAL QUE COMO}$$

NO SE VÉ ES FUNCIÓN DE LOS ÁNGULOS α_1 Y β_1 , ESPECIALMENTE DE β_1 Y-

COMO $U_2 = \frac{\pi N D_2}{60}$ SE PUEDE IGUALAR A LA ANTERIOR:

$$\frac{\pi N D_2}{60} = \phi \sqrt{2g H_T}$$

$$H_T = \left(\frac{\pi N D_2}{60 \phi \sqrt{2g}} \right)^2$$

DESPEJANDO A U_2 Y HACIENDO LA MISMA OPERACIÓN Y CONSIDERANDO ADEMÁS QUE:

$V_{M2} = \frac{V_2}{\text{SEN} \alpha_2}$ SE TIENE:

$$V_{M2} = \sqrt{\frac{\text{SEN}^2 \alpha_2 \text{SEN}(180^\circ - \beta_2)}{2 \eta_B \text{SEN}(\beta_2 - \alpha_2)}} \sqrt{2g H_T}$$

LO QUE PERMITE RELACIONAR LA VELOCIDAD MERIDIANA CON H_T A TRAVÉS DE:

$K_{OR} = \sqrt{\frac{\text{SEN}^2 \alpha_2 \text{SEN}(180^\circ - \beta_2)}{2 \eta_B \text{SEN}(\beta_2 - \alpha_2)}}$ DENOMINADA CONSTANTE DE GASTO, Y QUE:

$$Q = (\pi D_2 - z e) B V_M$$

ϕ Y K_{OR} SE PUEDEN DETERMINAR EN LAS GRÁFICAS DE LA FIGURA 9'.

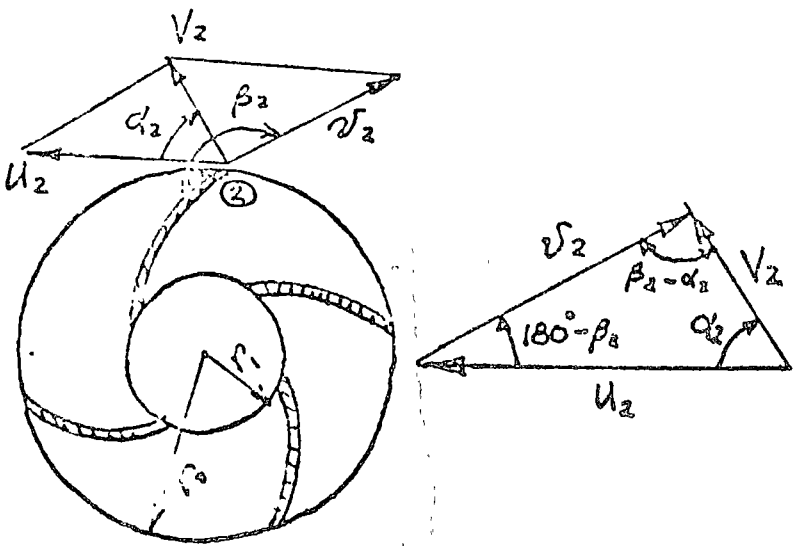


FIGURA 9.

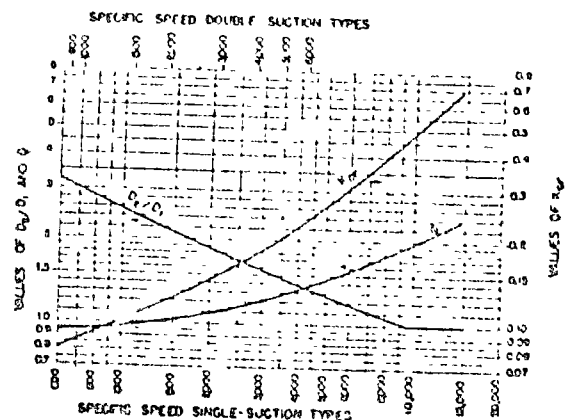


FIGURA 9'.

Y EN QUE LAS LITERALES SE DENOMINAN DE ACUERDO A LA FIGURA 1.

LUEGO HACIENDO LA MEDICIÓN EN EL IMPULSOR DE UNA BOMBA SE PUEDE OBTENER SU Q_N o H_{TN} CON LO CUAL ES FACTIBLE CONSTRUIR SU CURVA CARACTERÍSTICA EN BASE A SU N_D . N SE DETERMINA POR MEDIO DE LA FIGURA 10 QUE LIMITA LA VELOCIDAD PERIFÉRICA DEL OJO DEL IMPULSOR.

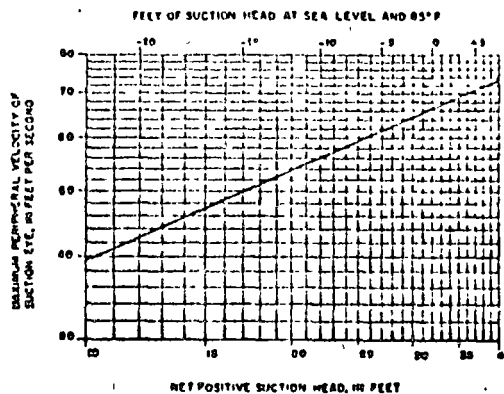


FIGURA 10.

FINALMENTE SE REVISA LA BOMBA POR ESFUERZOS DEL MATERIAL, DETERMINÁNDOSE LA PRESIÓN MÁXIMA QUE RESISTE LA CARGA EN LA JUNTA DE INSPECCIÓN DEL LADO DE DESCARGA EN QUE SE CONSIDERA COMO ESFUERZO DE TRABAJO A LA TENSIÓN DE LOS PERNOS.

$$\sigma_T = 350 \text{ Kg/cm}^2$$

Y EL ÁREA MEDIDA ES LA RAÍZ DE LA CUERDA Y LA POTENCIA MÁXIMA QUE ES CAPAZ DE TRANSMITIR LA FLECHA MOTRIZ SE DETERMINA CON EL PAR MÁXIMO MEDIDO EN LA ZONA DEL COUPLE CON UN ESFUERZO MÁXIMO DE TRABAJO DE

$$\tau = 490 \text{ Kg/cm}^2$$

AÚN MÁS, SI QUEREMOS QUE NUESTRA BOMBA TRABAJE CON OTROS VALORES DIFERENTES DE Q Y H_T , PODEMOS MODIFICAR SU CURVA CARACTERÍSTICA VARIANDO N O D DENTRO DE UN RANGO DE 20%, HACIENDO EL RAZONAMIENTO SIGUIENTE: SEA EL PARALELOGRAMO DE VELOCIDADES A LA SALIDA AL IMPULSOR EL QUE DESIGNAREMOS CON u_0, v_0, V_0 Y u, v, V LAS

VELOCIDADES INICIALES Y ACTUALES VER FIGURA 11 Y ADEMÁS $\alpha_0 = \alpha$ Y $\beta_0 = \beta$ PARA QUE SE CONSERVE LA MISMA EFICIENCIA.

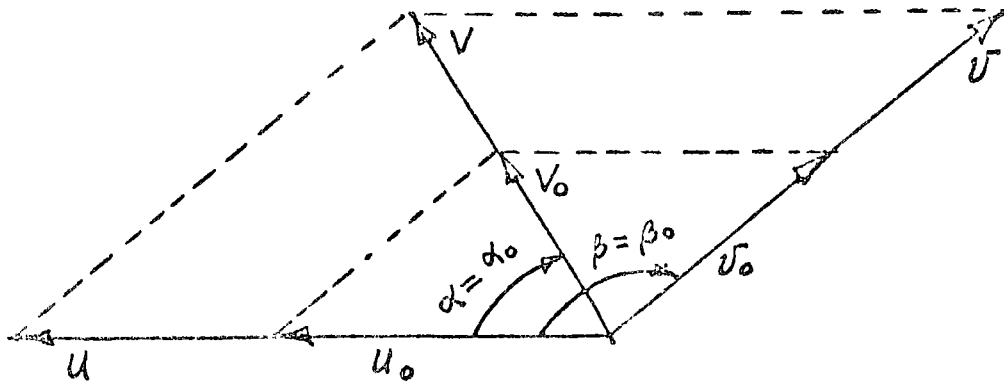


FIGURA 11.

SI U_0 CAMBIA A U , V_0 CAMBIA A V EN LA MISMA PROPORCIÓN QUE U .

POR LO QUE EN LA ECUACIÓN DE EULER :

$$H_T = \frac{1}{g} V_2 \cos \alpha_2 U_2 \approx K U^2$$

H_T CRECE CON EL CUADRADO DE U , LUEGO SE PUEDE ESCRIBIR:

$$H_T = K_1 U^2 = K_1 N^2$$

COMO V ES LA COMPONENTE DE GASTO Y V CRECE PROPORCIONAL A U , LUEGO EL GASTO CRECE EN LA MISMA PROPORCIÓN, POR LO QUE $Q = K_2 N$ Y LA POTENCIA CON EL PRODUCTO DE LAS DOS, O SEA : $P = K_3 N^3$

LUEGO SE PUEDEN ESCRIBIR LAS SIGUIENTES PROPORCIONES:

$$\frac{H_T}{H_{T_0}} = \left(\frac{N}{N_0} \right)^2 \quad \frac{Q}{Q_0} = \frac{N}{N_0} \quad \frac{P}{P_0} = \left(\frac{N}{N_0} \right)^3$$

RAZONANDO EN LA MISMA FORMA CON LOS DIÁMETROS A TRAVÉS DE :

$$U = \frac{\pi N D}{60}$$

SE LLEGA A LAS SIGUIENTES RELACIONES:

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{D}{D_0} \quad \frac{H}{H_0} = \left(\frac{D}{D_0}\right)^2 \quad \frac{P}{P_0} = \left(\frac{D}{D_0}\right)^3$$

EL FABRICANTE DE BOMBAS PROPORCIONA LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE ÉSTAS PARA AGUA A 20° C. APROXIMADAMENTE. SI EL FLUIDO POR BOMBEARSE ES DE VISCOSIDAD SEMEJANTE AL DEL AGUA PERO DE DIFERENTE DENSIDAD, LAS CURVAS SIGUEN SIENDO LAS MISMAS EXCEPTO QUE HAY QUE CORREGIR LA POTENCIA CON:

$$P = \frac{1.412 Q_N H_{TN}}{N \times 76} \quad \text{H.P.}$$

ES DECIR LA ρ DEL LÍQUIDO.

SI CAMBIA SUBSTANCIALMENTE LA VISCOSIDAD, ENTONCES LA CURVA CARACTERÍSTICA ACTUAL DE LA BOMBA SE PUEDE OBTENER DE LA ORIGINAL HACIÉNDOSE USO DE LA GRÁFICA CORRECTIVA (EMPÍRICA) DE LA FIGURA 12 QUE SE EXPLICA POR SÍ MISMA, Y QUE SE PODRÁ VER EN LA SIGUIENTE PÁGINA.

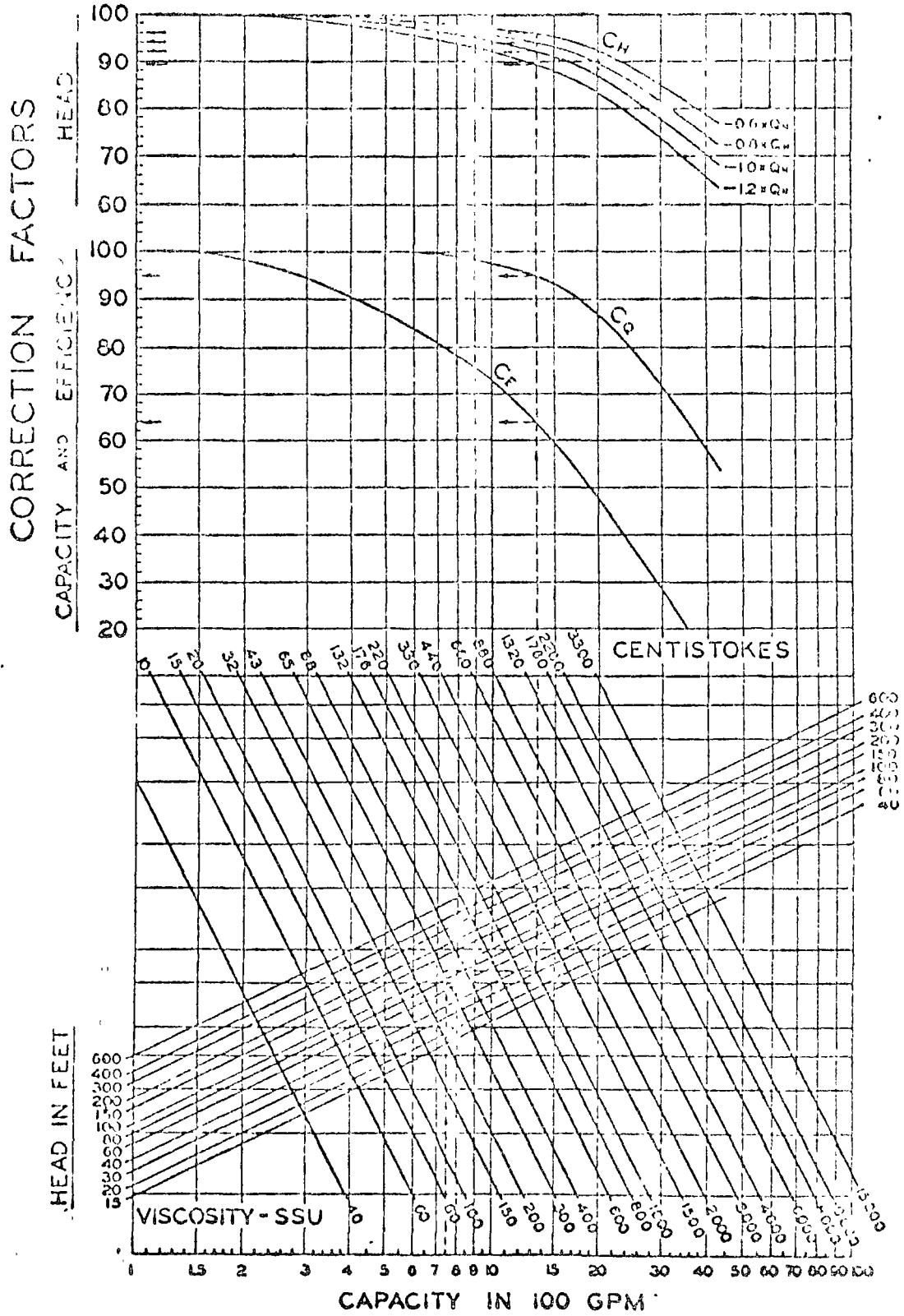
OBTENCIÓN DE CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS OPERANDO EN PARALELO.

CUANDO LAS BRIDAS DE DESCARGA DE UN SISTEMA DE BOMBEO SE CONECTAN A UNA SOLA TUBERÍA DE PRESIÓN Y LAS BRIDAS DE SUCCIÓN CON SUS RAMAS DE SUCCIÓN INDEPENDIENTES VAN A UN CÁRCAMO DE BOMBEO, SE DICE QUE SE TIENE UN SISTEMA DE BOMBEO OPERANDO EN PARALELO.

PARA OBTENER LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS N BOMBAS OPERANDO EN PARALELO SE SIGUE EL PROCEDIMIENTO QUE SE MENCIONA A CONTINUACIÓN: SEAN N CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS N BOMBAS FIGURA 13, EN QUE SE ILUSTRAN ÚNICAMENTE TRES.

COMO EN LA RAMA DE DESCARGA LA PRESIÓN QUE DESARROLLAN LAS BOMBAS OPERANDO-

FIGURA 12



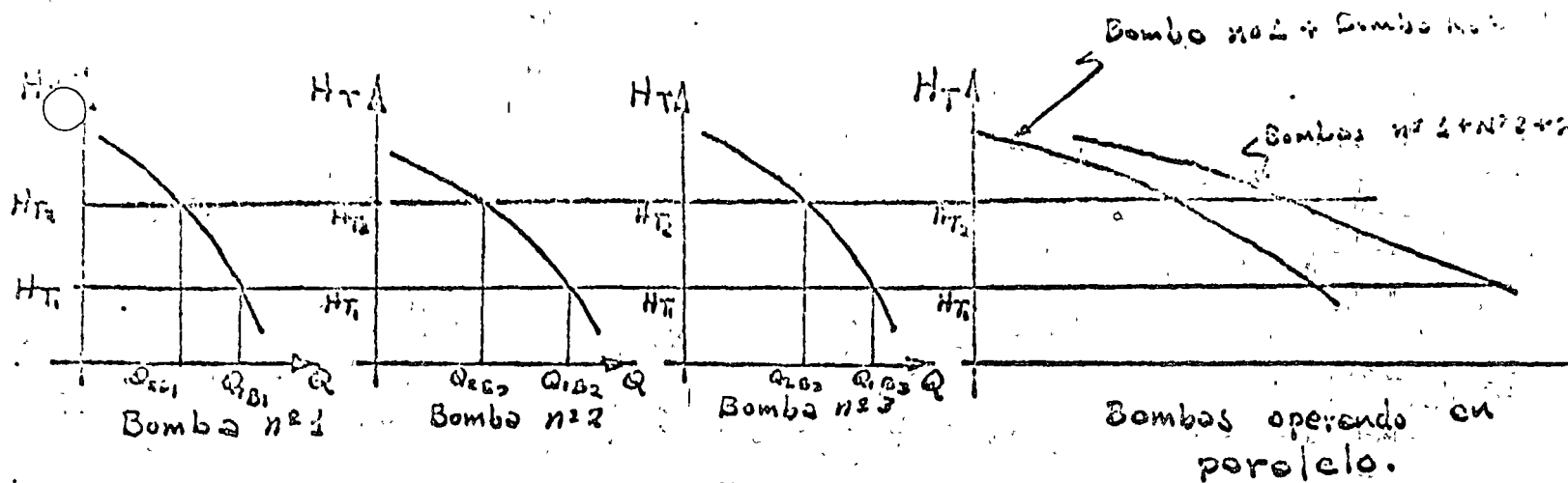


FIGURA 13.

A LA VEZ, DEBE SER LA MISMA PARA QUE NO HAYA RECIRCULACIÓN DE AGUA ENTRE ELLAS O BLOQUEO DE LAS MISMAS, SE ESCOGE UNA H_T Y DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS PARA ESA H_T SE OBTIENEN LOS GASTOS QUE DA CADA UNA DE ELLAS Q_{B1} , Q_{B2} Y SE CUMPLAN DANDO ASÍ EL PUNTO $H_T = (Q_{B1} + Q_{B2} + \dots)$, PROCESANDO EN LA MISMA FORMA SE PUEDEN OBTENER TANTOS PUNTOS COMO H_T SE ESCOJAN, HASTA LA PRESIÓN MÁXIMA DE INICIACIÓN DEL BOMBEO. EL RESULTADO ES UNA CURVA DE GASTOS MUY EXTENDIDA. DE MÁS, RESULTAN TANTAS CURVAS DE GASTOS COMO BOMBAS OPERAN A LA VEZ MÁS CADA UNA DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE CADA BOMBA OPERANDO POR SÍ SOLA.

CAVITACION.

LA CAVITACION ES UN FENÓMENO ESENCIALMENTE MECÁNICO, QUE CONSISTE EN EL COLAPSO DE LAS BURBUJAS DE VAPOR QUE AL DESAPARECER PRODUCEN PRESIONES DE ALTA INTENSIDAD QUE PENETRAN EN LA POROSIDAD DEL MATERIAL Y LO DESPRENDE AL SOBREPASAR LA RESISTENCIA DEL MISMO. SE PUEDE CONCEBIR EL FENÓMENO POR MEDIO DE UNA ESTRANJERACIÓN COMO LA MOSTRADA EN LA FIGURA 14.

SI FORZAMOS UN GASTO CONSTANTE Q , POR CONTINUIDAD LAS VELOCIDADES EN (1) Y (2) SERÁN $V_1 = \frac{Q}{A_1}$ Y $V_2 = \frac{Q}{A_2}$. SI APLICAMOS EL TEOREMA DE BERNOULLI ENTRE (1) Y (2) SE TIENE:

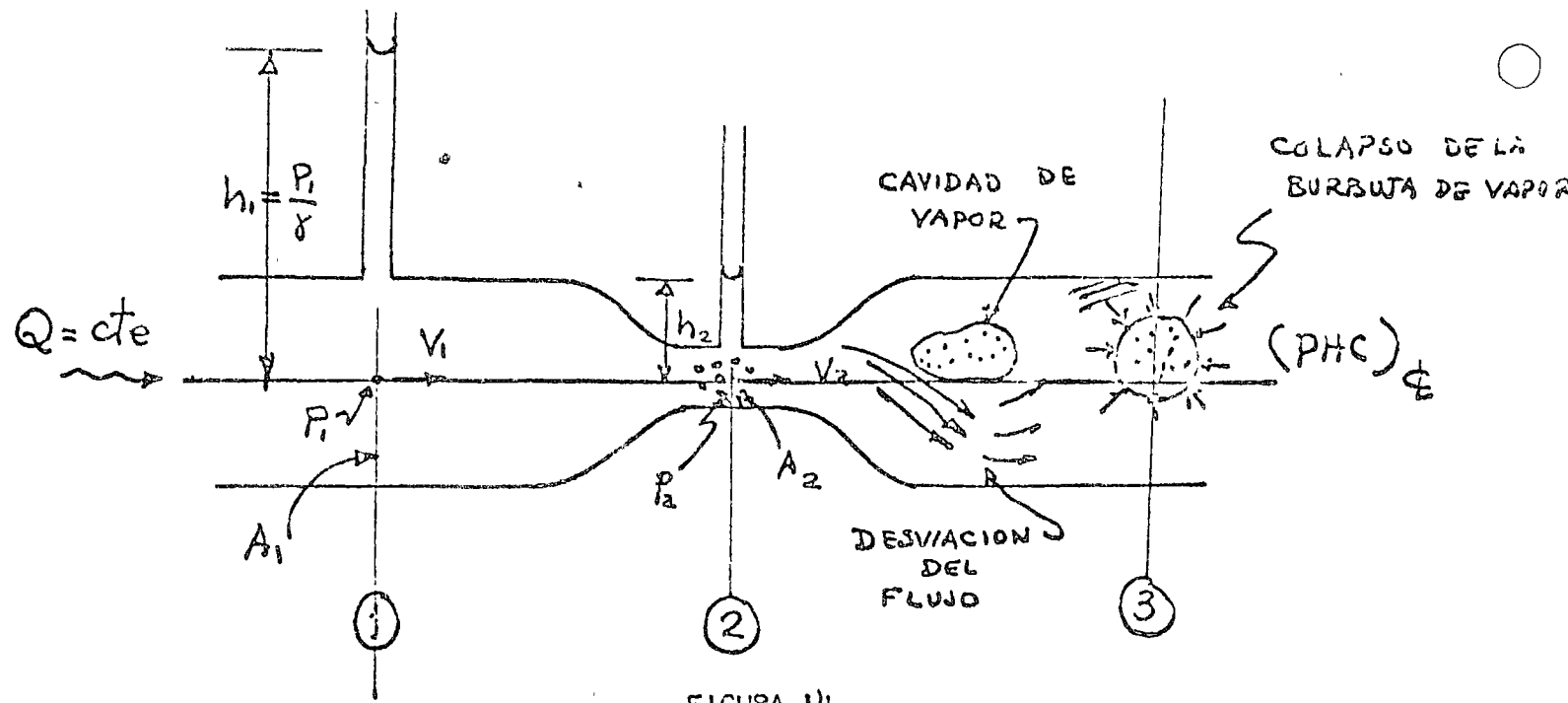


FIGURA 14a

$$\underbrace{\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma}}_{E_1} \quad \underbrace{\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma}}_{E_2}$$

DESPRECIÁNDOSE LAS PÉRDIDAS POR SER RELATIVAMENTE PEQUEÑAS. COMO LA E_1 SE MANTIENE CONSTANTE POR SER $Q = cte$, LUEGO E_2 DEBE SER IGUAL A LA E_1 , PERO COMO V_2 CRECE CONSIDERABLEMENTE SI A_1 DISMINUYE, ENTONCES P_2 PUEDE BAJAR A TAL GRADO QUE $P_2 \leq P_v$, A LA PRESIÓN DE VAPOR SATURADO A LA TEMPERATURA AMBIENTE Y EL AGUA HIERVE FORMANDO BURBUJAS DE VAPOR QUE AL SER ARASTRADAS POR EL FLUJO FORMAN CAVIDADES DE VAPOR QUE DESVIAN EL FLUJO ERRÁTICAMENTE PRODUCIÉNDOSE SACUDIDAS O VIBRACIONES POR EL CAMBIO DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO. PERO AL LLEGAR A LA SECCIÓN (3) ESTAS CONDICIONES NO PUEDEN SUBSISTIR POR SER LAS CONDICIONES ORIGINALES DANDO ORIGEN AL COLAPSO DE LA BURBUJA DE VAPOR CON SUS CONSIGUIENTES EFECTOS Y DAÑOS AL MATERIAL.

PARA EVITAR ESTE EFECTO EN LA RAMA DE SUCCIÓN DE LA BOMBA SE PROCEDE COMO SE INDICA EN LA FIGURA 15.

SI ESTABLECEMOS EL TEOREMA DE BERNOULLI ENTRE LOS (PHC)₀ Y (PHC)₁ TOMANDO =

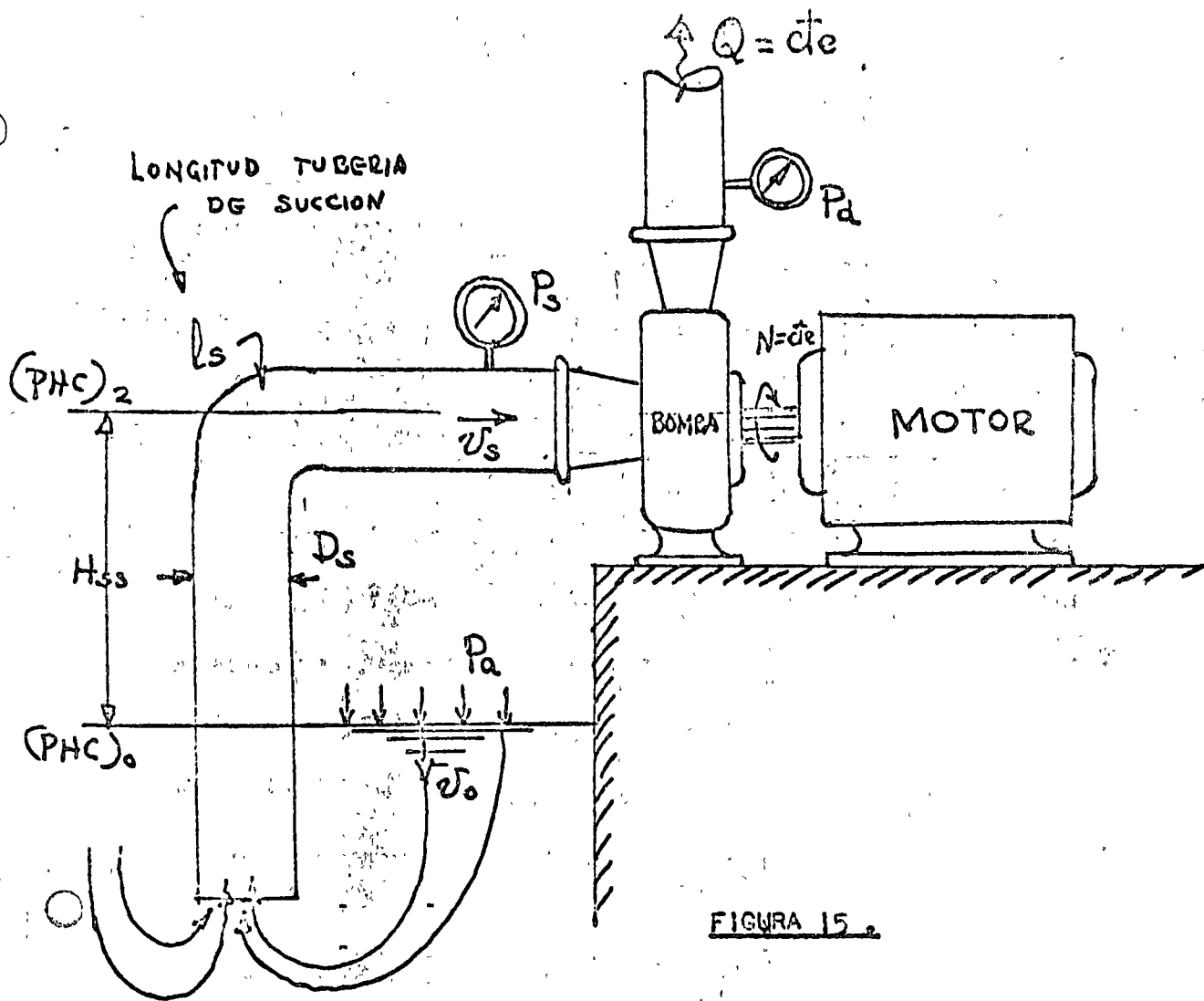


FIGURA 15

COMO BASE EL PRIMERO, SE TIENE:

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + Z_0 = H_{sB} + \frac{V_B^2}{2g} + \frac{P_B}{\gamma} + \sum h_{fs}$$

V_0 ES DESPRECIABLE Y $Z_0 = 0$ LUEGO; DESPEJAMOS $\frac{P_B}{\gamma}$ SE TIENE:

$$\frac{P_B}{\gamma} = \frac{P_A}{\gamma} - H_{sB} - \frac{V_B^2}{2g} - \sum h_{fs}$$

COMO NO QUEREMOS QUE SE EFECTÚE LA CAVITACIÓN, HAGAMOS:

$$\frac{P_B}{\gamma} > \frac{P_v}{\gamma} \quad \text{o} \quad P_A : \text{PRESIÓN ATMOSFÉRICA}$$

$$\frac{P_A}{\gamma} - H_{sB} - \frac{V_B^2}{2g} - \sum h_{fs} > \frac{P_v}{\gamma}$$

DE ESTA PODEMOS DESPEJAR $\frac{V_B^2}{2g}$ QUEDANDO:

$$\left(\frac{P_A}{\gamma} - \frac{P_V}{\gamma} \right) - H_{G0} - \sum h_f > \frac{V_0^2}{2g}$$

AL PRIMER MIEMBRO SE LE DENOMINA CARGA DE SUCCIÓN POSITIVA NETA (CSPN) Y SE INDICA COMO H_{SV} , SU SIGNIFICADO SE VE DE INMEDIATO EN LA FIGURA 16; ES DECIR, ES LA ENERGÍA DISPONIBLE PARA INTRODUCIR EL LÍQUIDO EN LA BRIDA DE SUCCIÓN DE LA BOMBA SIN QUE CAVITE.

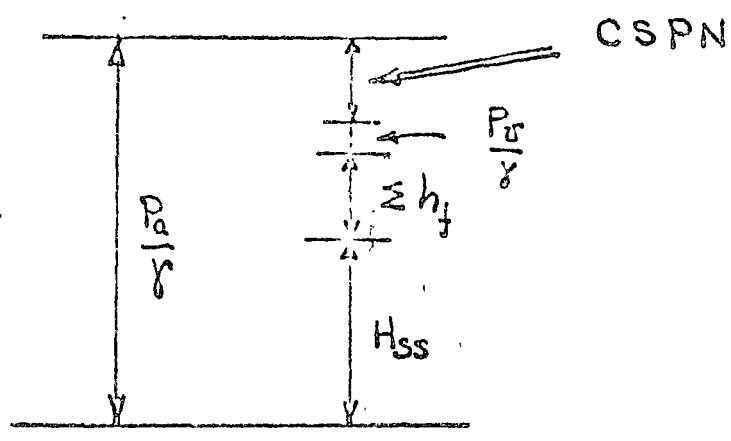


FIGURA 16.

$$0' \cdot H_{sv} > \frac{V_0^2}{2g}$$

SI DIVIDIMOS LOS DOS MIEMBROS DE LA DESIGUALDAD ENTRE H_T QUEDA:

$$\frac{H_{sv}}{H_T} > \frac{V_0^2}{2g H_T}$$

SI INSPECCIONAMOS LA CURVA DE GASTO DE LA BOMBA PARA NETE, VEREMOS QUE EL SEGUNDO MIEMBRO ES UNA CONSTANTE QUE SE DENOMINA COEFICIENTE DE CAVITACIÓN DE THOMA (σ) ; MIENTRAS QUE EL PRIMER MIEMBRO VARÍA, PUES SI AUMENTA H_{G0} PUEDE LLEGAR UN MOMENTO EN QUE $\frac{H_{sv}}{H_T} = \sigma$. Y SE PRESENTA LA CAVITACIÓN INSTANTE, LUEGO SI ADOPTAMOS UN : $\sigma_{TH} = N \sigma$ EN QUE $N \approx 1.5$ (COEFICIENTE DE SEGURIDAD) ENTONCES PODEMOS USAR LA IGUALDAD SIN TEMOR A LA CAVITACIÓN O SEA:

$$\frac{H_{sv}}{H_T} = \sigma_{TH}$$

DE DONDE:

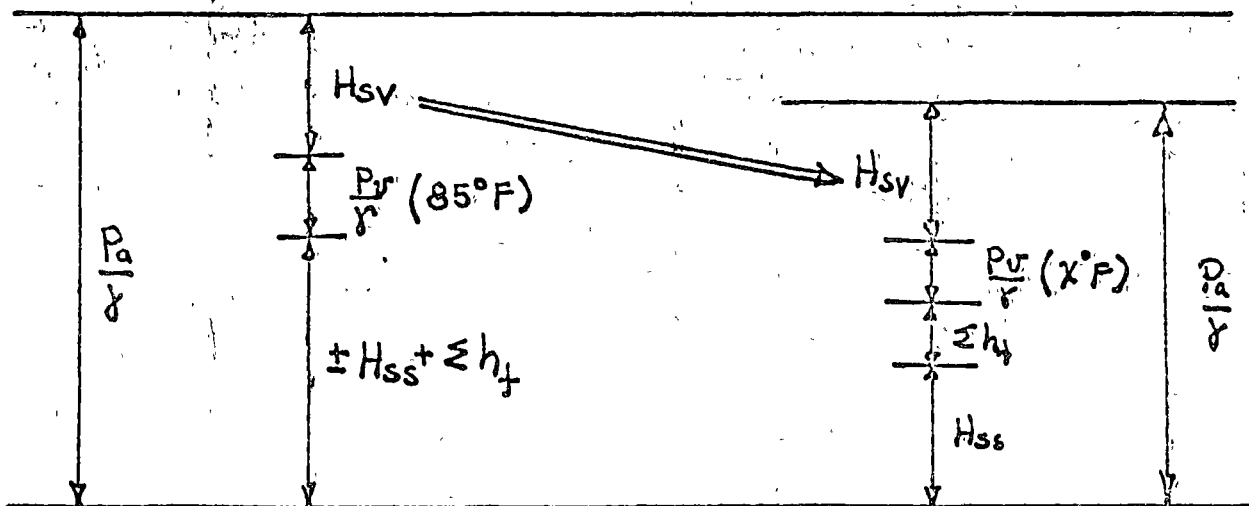
$$H_{GV} = Q_{TH} \cdot H_T$$

EL FABRICANTE DEBE PROPORCIONAR LA CURVA DE CSPN EN EL MISMO PLANO CARACTERÍSTICO PARA QUE UNO PUEDA INSTALAR CORRECTAMENTE LA BOMBA ; YA QUE

$$H_B \leq \frac{P_A}{\gamma} - \frac{P_V}{\gamma} - \sum h_f - H_{GV}$$

COMO GENERALMENTE EL FABRICANTE OMITIÓ ESTA INFORMACIÓN EN SUS CURVAS CARACTERÍSTICAS, ENTONCES PODEMOS RECURRIR A LA FIGURA 17 DEL INSTITUTO DE HIDRÁULICA DE LOS ESTADOS UNIDOS, EN QUE SE LIMITA LA $N_{GMÁX.}$ PARA UN H_T Y UNA ALTURA DE SUCCIÓN O CARGA DE SUCCIÓN DADAS SEGÚN SEAL CASO. ESTAS GRÁFICAS ESTÁN DADAS PARA AGUA A $85^\circ F$ ($29^\circ C$) Y EL NIVEL DEL MAR; POR LO QUE AL UTILIZARSE SE DEBEN CORRIGIR LAS LÍNEAS DE SUCCIÓN COMPENDIDAS A ALTURAS SOBRE EL NIVEL DEL MAR Y TEMPERATURA DEL LÍQUIDO DE BOMBEO DEL LUGAR DONDE SE HA DE HACER LA INSTALACIÓN. LA FIGURA 17 SE ENCONTRARÁ EN LA PÁGINA 23 .

LA CORRECCIÓN SE HACE IGUALANDO LAS H_{GV} Y DESPEJANDO LA $(\pm H_B \pm \sum h_f)$ CARGA (+) O ALTURA (-) DE SUCCIÓN COMO SE ILUSTRÁ EN LA FIGURA 18.



H_{sv} , AL NIVEL DEL MAR

FIGURA 18.

A ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR DEL

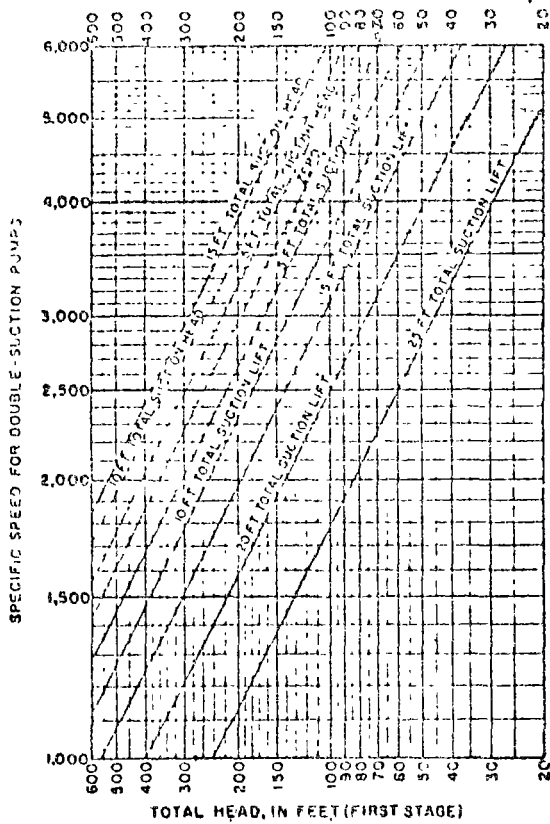


Fig. 17.43 Hydraulic Institute specific speed limit chart for double-suction, single-stage pumps with shaft through eye of impeller

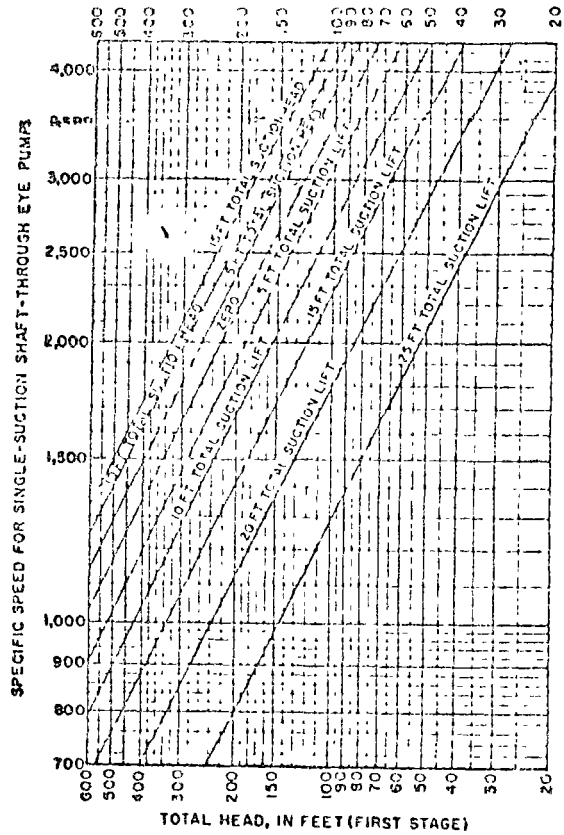


Fig. 17.44 Hydraulic Institute specific speed limit chart for single-suction, single-stage pumps with shaft through eye of impeller

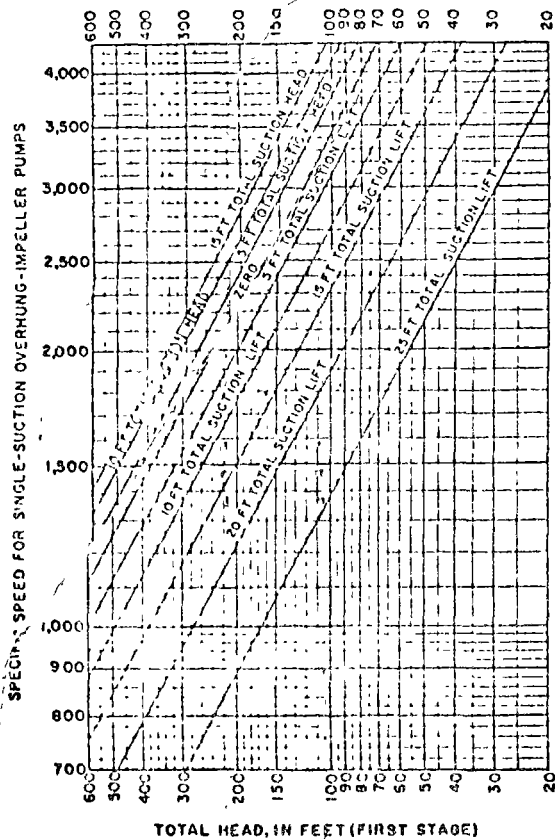


Fig. 17.45 Hydraulic Institute specific speed limit chart for single-suction overhung-impeller pumps

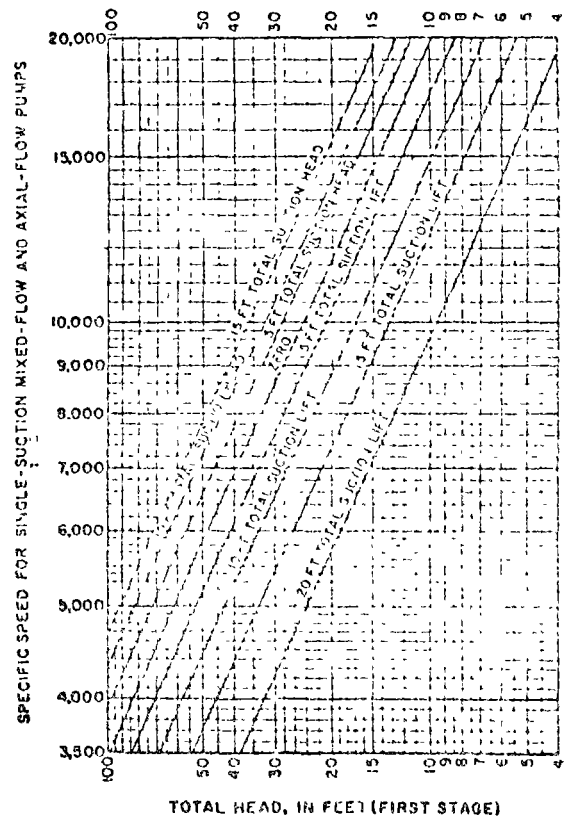


Fig. 17.46 Hydraulic Institute specific speed limit chart for single-suction, mixed- and axial-flow pumps

LA $\pm H_0 + \Sigma H_f$ ES CON LA QUE SE DEBE ENTRAR A LA GRÁFICA ANTES MENCIONADA Y DE AHÍ DECEJAR LA NO MÁX PERMISIBLE, POR CAVITACIÓN O LA HT SEGÚN SEA EL CARGO, COMO SE VERÁ EN LOS EJEMPLOS DE SELECCIÓN DE EQUIPO.

TURBOMÁQUINAS MOTRICES O TURBINAS

VOLVIENDO NUEVAMENTE A LA ECUACIÓN DE EULER, PERO AHORA PARA LA CARGA NETA QUE APROVECHA UNA TURBINA :

$$H_N = \frac{1}{g \eta_T} V_1 \cos \alpha_1 u_1$$

Y HACIENDO USO DE LAS EXPRESIONES SIGUIENTES:

$$V_1 \cos \alpha_1 = u_1 = v_1 \cos (180^\circ - \beta_1)$$

$$u_1 = \frac{\pi N D_1}{60}$$

$$v_1 = \frac{Q}{\pi D_1 K B \text{SEN} (180^\circ - \beta_1)}$$

SE LLEGA A :

$$H_N = \frac{1}{g \eta_T} \frac{\pi^2 D_1^2}{3600} N^2 = \frac{Q}{60 K B} \text{COT} (180^\circ - \beta_1) N$$

Y LA POTENCIA:

$$P_T = \frac{Q H_N \eta_T}{75} = \frac{Q \pi^2 D_1^2}{g \times 273600} N^2 = \frac{Q^2}{4760 K B} \text{COT} (180^\circ - \beta_1) N$$

O:

$$P_T = K_1 N^2 - K_2 N$$

(Q) (Q)

O SEA QUE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS EN FUNCIÓN DE N , SON PARÁBOLAS QUE PASAN POR EL ORIGEN (VER FIGURA 19) Y QUE PARA UNA N MÁXIMA LA POTENCIA ES CERO, ESTA VELOCIDAD ANGULAR SE DENOMINA VELOCIDAD DE DESBOQUE DE LAS TURBINAS PASANDO LA POTENCIA POR UN MÁXIMO SEGÚN UNA N QUE COMO VEREMOS ES LA VELOCIDAD ANGULAR NORMAL DE OPERACIÓN .

COMO SE PUEDE APRECIAR DE LA FÓRMULA QUE DA LA POTENCIA, ÉSTA GENERA DIFERENTES CURVAS QUE DEPENDEN DE LAS CONSTANTES K_1 Y K_2 QUE A SU VEZ DEPENDEN DEL

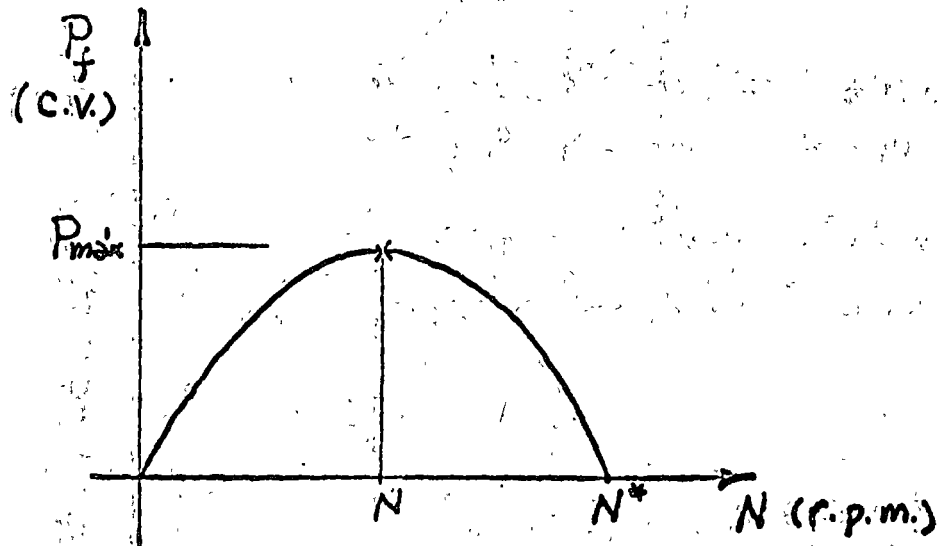


FIGURA 19.

GRADO DE ABERTURA DEL DISPOSITIVO DE ALIMENTACIÓN; ASÍ PUES, DANDO DIFERENTES ABERTURAS $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_i$, PODEMOS OBTENER UN PLANO CARACTERÍSTICO DE CURVAS DE POTENCIA COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA 20.

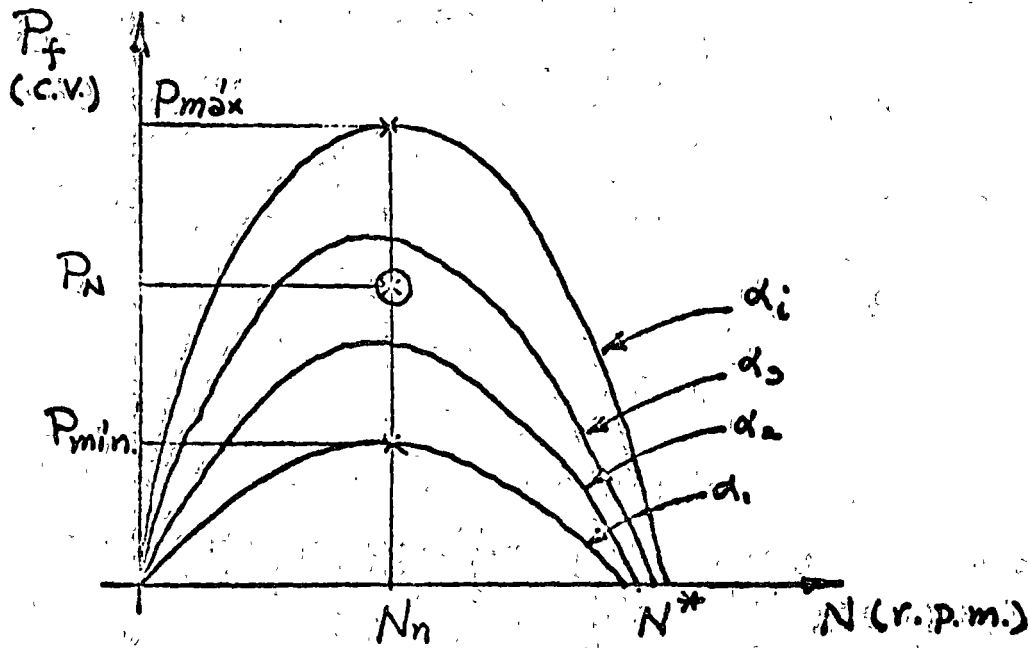


FIGURA 20.

LUEGO SE PUEDE VER QUE TODAS ESTAS PADAN POR UN MÁXIMO Y QUE DEPENDIENDO DE LA ABERTURA α_i ; VAN CRECIENDO LAS POTENCIAS. SI PEGAMOS UNA LÍNEA POR LA MÁXIMA AL CORTAR EL EJE HORIZONTAL DEFINIMOS LA N_n Y SELECCIONANDO UN RANGO DE EFICIENCIA SE PUEDE VER QUE CON SÓLO VARIAR α_i , PUEDE UNO DAR LAS P_{min} Y P_{max} .

$$\eta = \frac{P_{FN}}{\gamma Q H_N}$$

LUEGO UNIENDO LOS PUNTOS DE IGUAL EFICIENCIA SE OBTIENE EL PLANO CARACTERÍSTICO EN QUE SE PUEDE APROXIMAR LA ZONA DE ÓPTIMA EFICIENCIA QUE DETERMINA LA N_N Y P_{FN} PARA LA CUAL FUÉ CONSTRUIDA Y COMO PARACESE PUNTO LA $P_N = \gamma Q H_N$ SE TIENE LA H_N , ENTONCES ES FACIL OBTENER :

$$N_s = \frac{N \sqrt{P_F}}{H_N^{5/4}}$$

QUE ES LA N_s TIPO DE LA TURBINA. LOS FABRICANTES EN OCAJE A HACER UN ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE TODAS LAS TURBINAS OBTUVIERON LA GRÁFICA DE SELECCIÓN DE LAS TURBINAS, FIGURA 23 EN QUE :

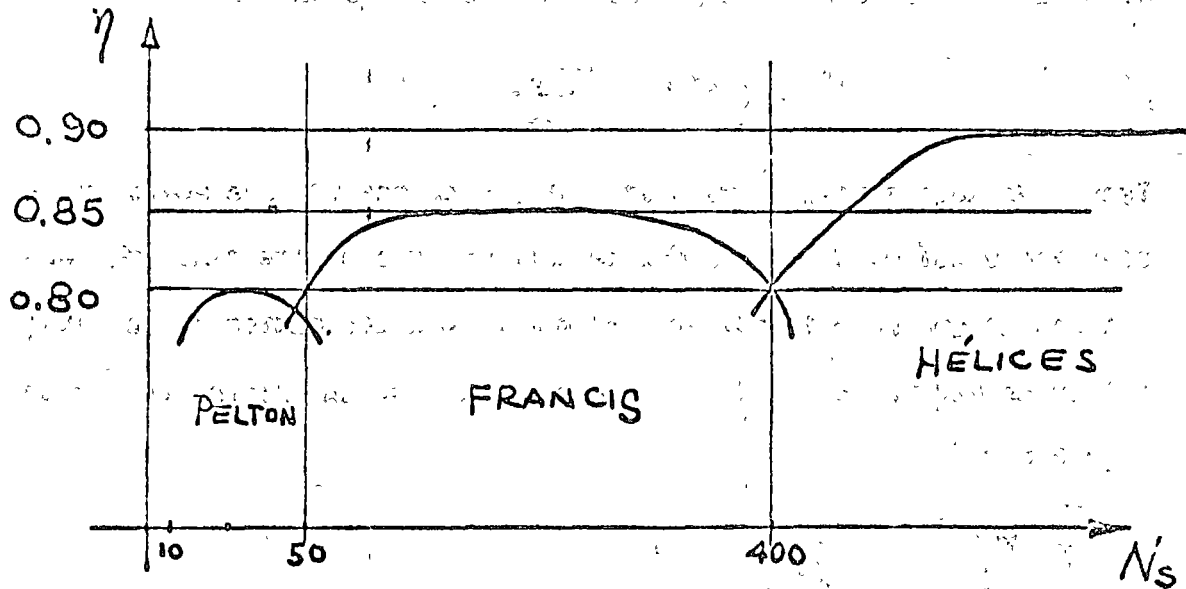


FIGURA 23.

TURBINA PELTON	$\eta \approx 0.80$	$10 < N_s < 50$
TURBINA FRANCIS	$\eta \approx 0.85$	$50 < N_s < 400$
TURBINA HÉLICES	$\eta \approx 0.9$	$400 < N_s < 600$ O MÁS.

Y ADEMÁS:

TURBINA PELTON	$H_N > 400$ M	GASTOS PEQUEÑOS.
TURBINA FRANCIS	$50 < H_N < 400$ M	GASTOS MEDIANOS.
TURBINA HÉLICES	$H_N < 50$ M	GASTOS GRANDES.

ESTE PLANO CARACTERÍSTICO PERMITE DETERMINAR EN UNA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CUALQUIERA, CUÁNDO SE DEBE PONER A FUNCIONAR O PARAR UNA UNIDAD PORQUE ÉSTA ESTÉ TRABAJANDO FUERA DE SU RANGO DE EFICIENCIA MÍNIMA ACEPTABLE PARA EVITAR EL DEGRADAMIENTO DE AGUA.

VELOCIDAD ESPECÍFICA Y EVOLUCIÓN DE RODETES.

COMO ES NATURAL, LOS ELEMENTOS HIDRÁULICOS DE LOS SISTEMAS HIDROELÉCTRICOS SON MUY VARIADOS, LO QUE HACE QUE SE TENGA N_B DESDE 10 HASTA 1000 O MÁS, LO QUE A SU VEZ TRAE COMO CONSECUENCIA QUE SE TENGA QUE DISEÑAR UN RODETE PARA CADA COMBINACIÓN DE CARGA, GASTO Y VELOCIDAD ANGULAR. PARA ESTE EFECTO, APLIQUEMOS NUEVAMENTE LA LEY DE LOS SENOS AL PARALELOGRAMO DE VELOCIDAD A LA ENTRADA DEL RODETE Y HAGAMOS USO DE LA ECUACIÓN DE EULER COMO EN EL CASO DE LAS BOMBAS, LLEGÁNDOSE A :

$$U_1 = \phi \sqrt{2g H_N}$$

EN QUE:

$$\phi = \sqrt{\frac{\eta_T \text{SEN}(\beta_1 - \alpha_1)}{2 \text{SEN}(180^\circ - \beta_1) \text{COS} \alpha_1}}$$

LO CUAL PERMITE QUE SELECCIONANDO LOS ÁNGULOS β_1 Y α_1 Y SOBRE TODO β_1 PORQUE α_1 VARÍA RELATIVAMENTE POCO, DAR COEFICIENTES DE VELOCIDAD RELATIVA TAL QUE PARA H_N MUY GRANDES ϕ SEA PEQUEÑO Y PARA H_N PEQUEÑA ϕ GRANDE Y ASÍ PODEMOS CONTROLAR LA VELOCIDAD ANGULAR DE LA TURBINA PARA QUE SE PUEDA ACOPLAR A UN GENERADOR TAL QUE SU VELOCIDAD SÍNCRONA CUMPLA CON :

$$N = \frac{60 F}{P}$$

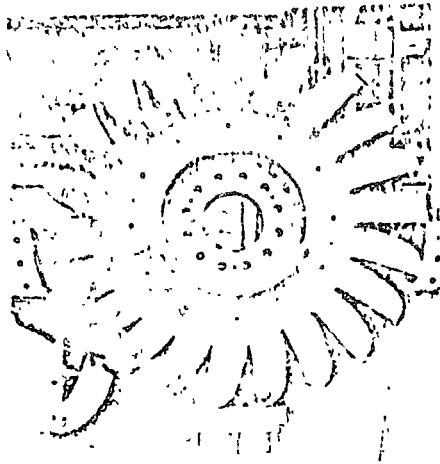
EN QUE :

F ; FRECUENCIA EN CICLOS / SEG.

P ; PARES DE POLOS DEL GENERADOR .

EN LA FIGURA 24 SE MUESTRAN LOS TIPOS DE RODETES FRANCOIS, DESDE LOS MÁS LENTOS HASTA LOS MÁS RÁPIDOS, INDICÁNDOSE LOS ÁNGULOS DE LOS ÁLADES Y EL CONTROL

FIGURA 24.

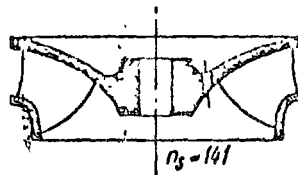
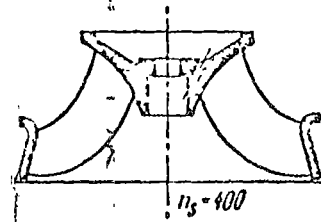
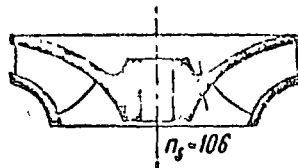
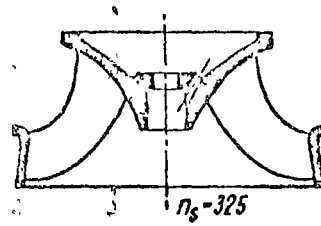
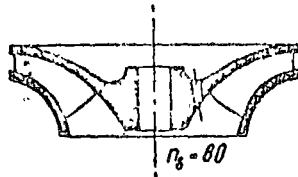
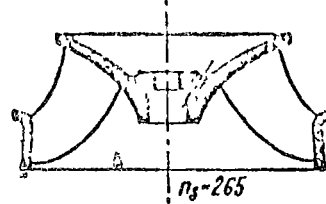
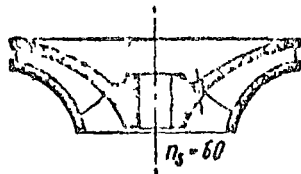


RUEDA PELTON

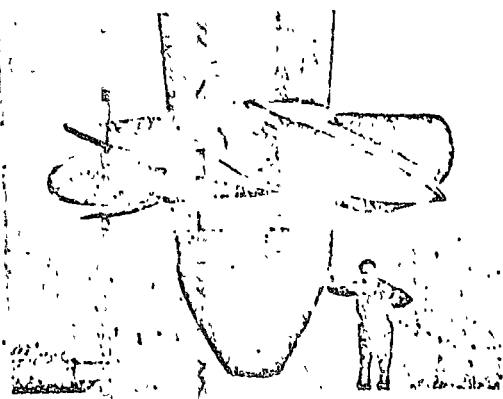
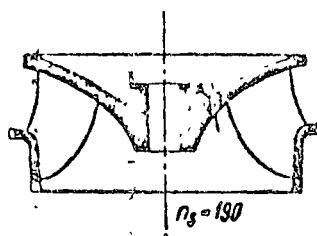
$N_s < 50$

TURBINAS

FRANCIS



TURBINA HELICE $N_s > 400$



DEL GASTO POR MEDIO DE LAS ABERTURAS DE LOS CONDUCTOS.

LA RAPIDEZ NO SIGNIFICA QUE GIRE A UNA VELOCIDAD ANGULAR ALTA, SINO QUE BAJO LA MISMA CONDICIÓN DE CARGA (HN) IGUAL, LA MÉLICE GIRARÍA A MAYOR VELOCIDAD.

OBSÉRVENSE EN LA FIGURA 24 COMO AL AUMENTAR EL GASTO Q SE VÁ HACIENDO MÁS Y MÁS GRANDE Y PARA EVITAR PÉRDIDAS DE ENERGÍA LOS ÁLADES SON MÁS CORTOS Y EN MENOR NÚMERO. ESTO ES LO QUE HACE FACIL DE TENER UNA MÁQUINA PARA CADA APROVECHAMIENTO.

DE LA RELACIÓN ANTERIOR SE OBTIENE QUE :

$$D_1 = 61.5 \phi \frac{\sqrt{H_{11}}}{N}$$

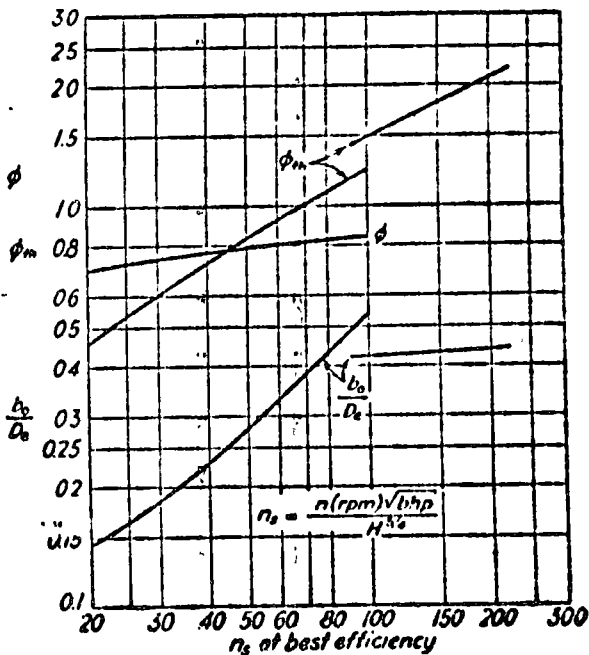
Y ϕ ES FUNCIÓN DE N_3 Y SE DAN EN LA TABLA I Y FIGURA 25 PARA LOS DIFERENTES TIPOS DE MÁQUINAS. LO QUE PERMITE CALCULAR EL DIÁMETRO DE ENTRADA DEL RODETE-MÓVIL.

TABLA I.

COEFICIENTE PARA LA RUEDA PELTON.

N_3	9	13.5	18	22.5	27	31.5
ϕ	0.47	0.46	0.45	0.44	0.433	0.425

FIGURA 25.



CONTROL DE LA CAVITACION EN LAS TURBINAS DE REACCION

SEA LA INSTALACION MOSTRADA EN LA FIGURA 26, SI ESTABLECEMOS EL TEOREMA DE BERNOULLI ENTRE LAS SECCIONES (2) Y (3) SE TIENE:

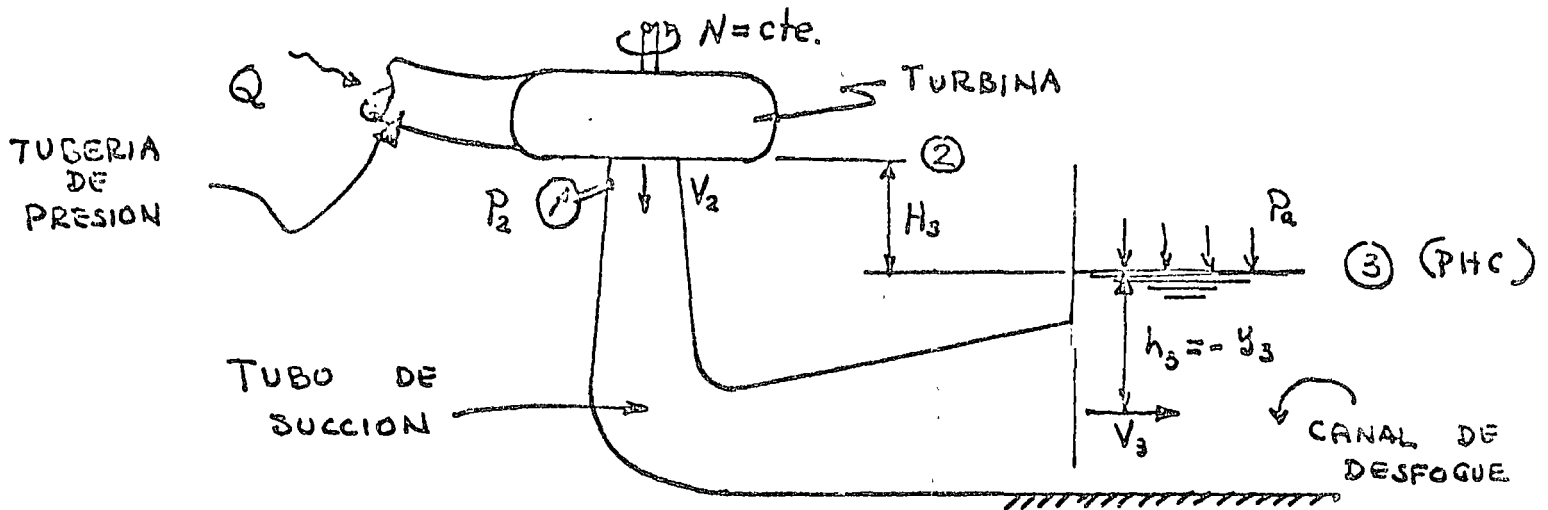


FIGURA 26_a

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + H_3 = \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + \sum H_{fTB}$$

DESPEJANDO $\frac{P_2}{\gamma}$ QUEDA:

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_A}{\gamma} - H_3 - \left(\frac{V_2 - V_3}{2g} \right)^2 + \sum H_{fTB}$$

OBLIGANDO QUE $\frac{P_2}{\gamma} > \frac{P_V}{\gamma}$ SE TIENE:

$$\frac{P_A}{\gamma} - H_3 - \left(\frac{V_2 - V_3}{2g} \right)^2 + \sum H_{fTB} > \frac{P_V}{\gamma}$$

RECOMODANDO TÉRMINOS:

$$\frac{P_A}{\gamma} - \frac{P_V}{\gamma} - H_3 > \frac{V_2^2 - V_3^2}{2g} - \sum H_{fTB}$$

PERO $\frac{P_A}{\gamma} - \frac{P_V}{\gamma} = H_{BW}$ ○ SEA LA CARGA BAROMÉTRICA DE AGUA Y ADEMÁS SI U-

UTILIZAMOS EL CONCEPTO DE EFICIENCIA DEL TUBO DE SUCCIÓN η_{TS} DE TIENE:

$$\eta_{TS} = \frac{\text{ENERGÍA RECUPERADA POR EL TUBO DE SUCCIÓN}}{\text{ENERGÍA ENTREGADA AL TUBO DE SUCCIÓN}}$$

$$\eta_{TS} = \frac{\frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_3^2}{2g} - \sum H_f}{\frac{V_2^2}{2g}}$$

LUEGO LA EXPRESIÓN ANTERIOR SE PUEDE ESCRIBIR:

$$H_{DW} - H_0 > \frac{V_2^2}{2g} \eta_{TS}$$

SI DIVIDIMOS LOS DOS MIEMBROS ENTRE LA CARGA NETA SE LLEGA A UNA EXPRESIÓN ADIMENSIONAL

$$\frac{H_{DW} - H_0}{H_N} > \frac{V_2^2}{2g H_N} \eta_{TS}$$

PERO EL SEGUNDO MIEMBRO ES CONSTANTE, YA QUE SI AUMENTA H_N ; $V_2 = C_V \sqrt{2g H_N}$; V_2 OREE EN LA MIEMA FORMA Y COMO η_{TS} OTE; ENTONCES EL SEGUNDO MIEMBRO NO VARÍA Y A ESTA CONSTANTE SE LE DENOMINA COEFICIENTE DE CAVITACIÓN DE THOMA. AHORA, SI AUMENTAMOS PROGRESIVAMENTE H_0 PUEDE LLEGAR UN MOMENTO EN QUE LA DESIGUALDAD SE CONVIERTA EN UNA IGUALDAD Y EN ESE MOMENTO EMPIEZA LA CAVITACIÓN, ENTONCES:

$$\frac{V_2^2}{2g H_N} \eta_{TS} = \sigma_c$$

QUE SEA EL COEFICIENTE CRÍTICO DE THOMA. SI SE HA DETERMINADO EN EL LABORATORIO σ_c ENTONCES SE PUEDE USAR $\sigma_{TH} = N \sigma_c$ UN COEFICIENTE DE THOMA DE TRABAJO QUE PERMITE CAMBIAR LA DESIGUALDAD POR UNA ECUACIÓN TAL QUE:

$$\frac{H_{DW} - H_0}{H_N} = \sigma_{TH}$$

DE DONDE ES FACTIBLE DETERMINAR H_0 CON: σ_{TH} ; ES FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD

$$H_0 = H_{DW} - \sigma_{TH} H_N$$

EMPÍRICA DE LAS TURBINAS Y EN LA TABLA II SE DAN ESTOS VALORES PARA TURBINAS FRANCIS Y HÉLICES.

TABLA III

F R A N C I S

H E L I C E S

N_G	50	100	200	300	400	N_B	450	600	250	900
U_{TH}	0.033	0.060	0.122	0.21	0.33	U_{TH}	0.43	0.65	0.95	1.50

EN LA TABLA III, SE DAN LOS VALORES DE $N_{S\ MAX}$ PARA COMBINACIONES DE H_T Y H_G , PARA TURBINAS DE REACCIÓN QUE HAN FUNCIONADO CORRECTAMENTE SIN CONTENCIÓN.

TABLA III

TURBINAS FRANCIS

TURBINAS HELICES

Normal net head m H	Static draft head m h _o	Maximum permissible specific speed rpm N _s max
300	4.5	75
	3.0	85
	1.5	95
200	4.5	90
	3.0	105
	1.5	120
150	4.5	105
	3.0	120
	1.5	135
100	4.5	130
	3.0	150
	1.5	165
50	4.5	185
	3.0	210
	1.5	235
40	4.5	205
	3.0	235
	1.5	260
	0	285
30	4.5	210
	3.0	270
	1.5	300
	0	320
20	4.5	290
	3.0	330
	1.5	365
	0	400
15	4.5	335
	3.0	380
	1.5	420
	0	465

Normal net head m H	Static draft head m h _o	Maximum permissible specific speed rpm N _s max
20	+1.5	440
	0	510
	-1.5	575
15	+1.5	565
	0	630
	-1.5	685
10	+1.5	720
	0	775
	-1.5	820
5	+1.5	790
	0	840
	-1.5	890

TURBINAS DE IMPULSO, (RUEDAS PELTON)

EL ANÁLISIS DE ÉSTAS CONSISTE EN LOS SIGUIENTES PASOS:

$$1^{\circ}.- D = 84.5 \phi \frac{\sqrt{H_N}}{N}$$

EN QUE $\phi = f(N_B)$ TABLA I Y $N_B = \frac{N \sqrt{P_F}}{H_N^{5/4}}$

$$2^{\circ}.- \text{DE: } Q = V_{OH} A_{OH} = CV \sqrt{2g H_N} \frac{\pi D_{OH}^2}{4} ; \text{ GASTO DEL CHORRO}$$

$$D_{OH} = 0.55 \frac{Q^{1/2}}{H_N^{1/4}}$$

$$3^{\circ}.- M = \frac{D}{D_{OH}} \quad \text{DEBE SER MAYOR DE 10 PARA QUE SEA PRÁCTICAMENTE CONSTRUC-}$$

TIVA LA RUEDA.

SI $M < 10$ AUMENTÁNDOSE PROGRESIVAMENTE UN CHIFLÓN CON LO QUE $D_{OHZ} = \frac{D_{OH}}{\sqrt{Z}}$;
EN QUE Z ES EL NÚMERO DE CHIFLONES; HASTA QUE $M > 10$; GENERALMENTE LAS RUEDAS-
HAN QUEDADO ENTRE 11 Y 14.

4^{\circ}.- REVÍBESE QUE LA $N_{GMÁX}$ PERMISIBLE PARA LA H_N DEL SISTEMA NO SE SOBREPASE ; HACIÉNDOSE USO DE LA TABLA ADJUNTA.

$N_{GMÁX.}$	8	10	12	14	18	22	26	32
H_N	1100	1000	850	750	650	500	450	400

SI NO PASA ESTA REVISIÓN, AUMENTÉSE UNA UNIDAD PROGRESIVAMENTE HASTA QUE -

$$N_B = \frac{N \sqrt{P_U}}{H_N^{5/4}} < N_{GMÁX.}$$

LA CARGA NETA SE DETERMINA CON :

$$H_N = H_T - \sum H_F \quad H_F = f \frac{L}{D} \frac{V_{TP}^2}{2G}$$

EN QUE LOS FABRICANTES RECOMIENDAN QUE LA VELOCIDAD PERMISIBLE DEL AGUA EN LA TUBERÍA

RÍA DE ALIMENTACIÓN AL ORIFLÓN SEAL

$$v_p = (0.075 - 0.10) \sqrt{2g H_N} < 12 \text{ m/seg.}$$

ITERANDO ESTAS DOS EXPRESIONES, SE OBTIENE SIMULTÁNEAMENTE LA H_N Y EL DIÁMETRO DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN D_{TP} CON AYUDA DEL ABACO DE MOODY .

R U E D A S D E R E A C C I O N .

TURBINAS FRANCIS. - HAREMOS USO DEL CRITERIO DE ZANABETTI QUE DA LA MÁS AMPLIA INFORMACIÓN AL RESPECTO, ASÍ :

1º.- VELOCIDAD PERMISIBLE A LA ENTRADA DE LA ESPIRAL

$$v_p = (0.18 \text{ A } 0.25) \sqrt{2g H_N} < 12 \text{ m/seg.}$$

Y QUE PERMITE DIMENSIONAR LA TUBERÍA DE PRESIÓN Y DETERMINAR A LA VEZ LA CARGA NETA H_N Y LA N_s MÁX. PERMISIBLE POR RESISTENCIA DE LOS MATERIALES DE DETERMINA CON :

$$N_{sMÁX} = \frac{6350}{H_N + 10} + 84$$

2º.-
$$\phi = 0.68 + \frac{N_s}{2500}$$

QUE DETERMINA EL DIÁMETRO DE ENTRADA CON

$$D_1 = 84.5 \phi \sqrt{\frac{H_N}{N}}$$

3º.- EL DIÁMETRO DE SALIDA O DESCARGA DEL RODETE ES :

$$D_2 = D_1 \left(0.5 + \frac{N_s}{400} \right)$$

4º.- LAS DIMENSIONES RESTANTES SE DAN EN FUNCIÓN DE D_2 Y DE ACUERDO A LA FIGURA 27 .

$$L^* = \left(5.0 - \frac{N_s}{200} \right) D_2$$

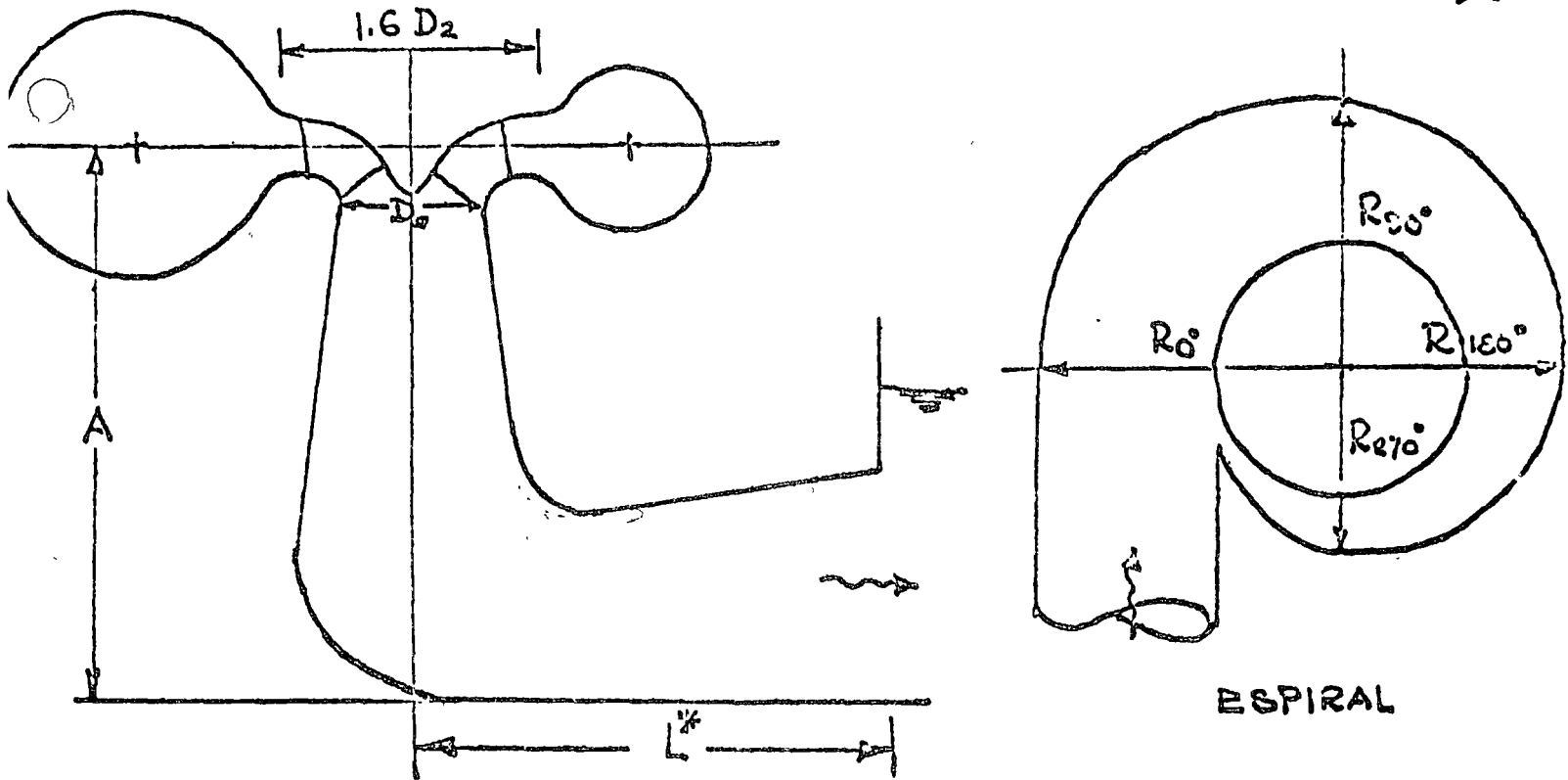


FIGURA 27.

$$A = \left(3.4 - \frac{N_s}{400} \right) D_2$$

$$E = \left(5.5 - \frac{N_s}{200} \right) D_2 \quad \text{SEPARACIÓN ENTRE UNIDADES } \phi \text{ A}$$

ϕ FLECHAS MOTRICES.

$$R_0 = 2.15 D$$

$$R_{90} = 2.00 D$$

$$R_{180} = 1.70 D$$

$$R_{270} = 1.30 D$$

$$D = D_1 \text{ o } D_2$$

EL MAYOR .

TURBINAS HELICES Y KAPLAN.

1°.- VELOCIDAD PERMISIBLE A LA ENTRADA DE LA ESPIRAL

$$v_p = 0.20 \sqrt{2g H_N}$$

Y LA MIGMA NOMÁX PERMISIBLE POR RESISTENCIA DE LOS MATERIALES SE DETERMINA CON :

NA CON :

$$NOMÁX = \frac{9560}{H_N + 10} + 756$$

2º.- EL DIÁMETRO DE LA HÉLICE SE PUEDE DETERMINAR CON LA FÓRMULA DE FINNÉ

CONE :

$$D = 4.57 \left(\frac{Q}{N} \right)^{1/3}$$

O CON LA FIGURA 25 DETERMINAMOS $\phi \approx f(N_0)$

$$D = 0.45 \phi \sqrt{\frac{H_N}{N}} \quad \text{Y} \quad E = 3.5 D$$

3º.- LAS DIMENSIONES RESTANTES SE DAN EN LA FIGURA 26.

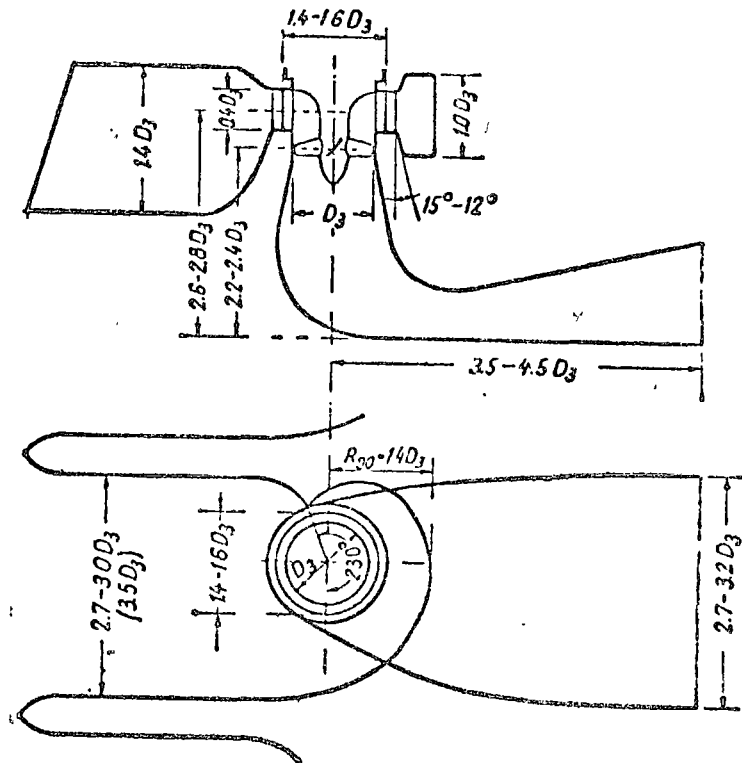


FIGURA 26.

CON LO CUAL ES POSIBLE HACER ANTEPROYECTOS RÁPIDOS DE CQSA DE MÁQUINAS ALTERNATIVAS ECONÓMICAS.

II.-SELECCION DE EQUIPO.

TURBOMAQUINAS GENERATRICES.

EL CRITERIO DE SELECCION DE LA MAQUINARIA HIDRAULICA ES SIEMPRE LA VELOCIDAD ESPECIFICA, SIN EMBARGO, PUEDEN PRESENTARSE DOS CASOS FUNDAMENTALMENTE .

- A).- EL SISTEMA DE BOMBEO OPERA DIRECTO A LA TUBERIA DE PRESION SIN DEPÓSITO REGULADOR. EN ESTE CASO, ES NECESARIO SEGUIR LA LEY DE DEMANDAS , DE TAL FORMA QUE EL NÚMERO DE UNIDADES Y TAMAÑO DE ÉOTAS DEPENDE ESENCIALMENTE DE LA FORMA EN QUE SE CONSUMA O USE EL LÍQUIDO.
- B).- EL SISTEMA DE BOMBEO OPERA EN FORMA CONTINUA A TODA CAPACIDAD DURANTE UN LAPSO DETERMINADO DE BOMBEO CON DEPÓSITO REGULADOR PARA ABASTECER DURANTE LAS 24 HORAS. EN ESTE CASO, EL CRITERIO QUE SE DÁ A CONTINUACIÓN ARROJA EL SISTEMA MÁS ECONOMICO .

LOS DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO PUEDEN SER :

Q_T , H_{GB} , H_{GD} , L_B , L_D , N , TIPO DE TUBERÍA, TIPO DE LÍQUIDO Y TEMPERATURA.

1°.- SE ESCOGE UNA V_D ENTRE 3.00 Y 6.00 M/SEG QUE DETERMINA D_{TP} (TUBERÍA DE PRESIÓN) Y LA $\sum H_{FD}$ (PÉRDIDA EN LA DESCARGA).

2°.- SE ESTIMA QUE $\sum H_{FB}$ CON LA QUE SE PUEDE DETERMINAR:

$$H_T = (H_{GD} - H_{GB}) + \underbrace{\sum H_{FD} + \sum H_{FB}}_{\text{CON ACCESORIOS}} \quad \text{VER FIGURA 29 .}$$

Y TAMBIÉN :

$$H_B = H_{GB} + \sum H_{FB} \quad (\text{APROXIMADA})$$

3°.- ENTRANDO EN LAS GRÁFICAS DE LA FIGURA ; SEGÚN SEA EL TIPO DE -

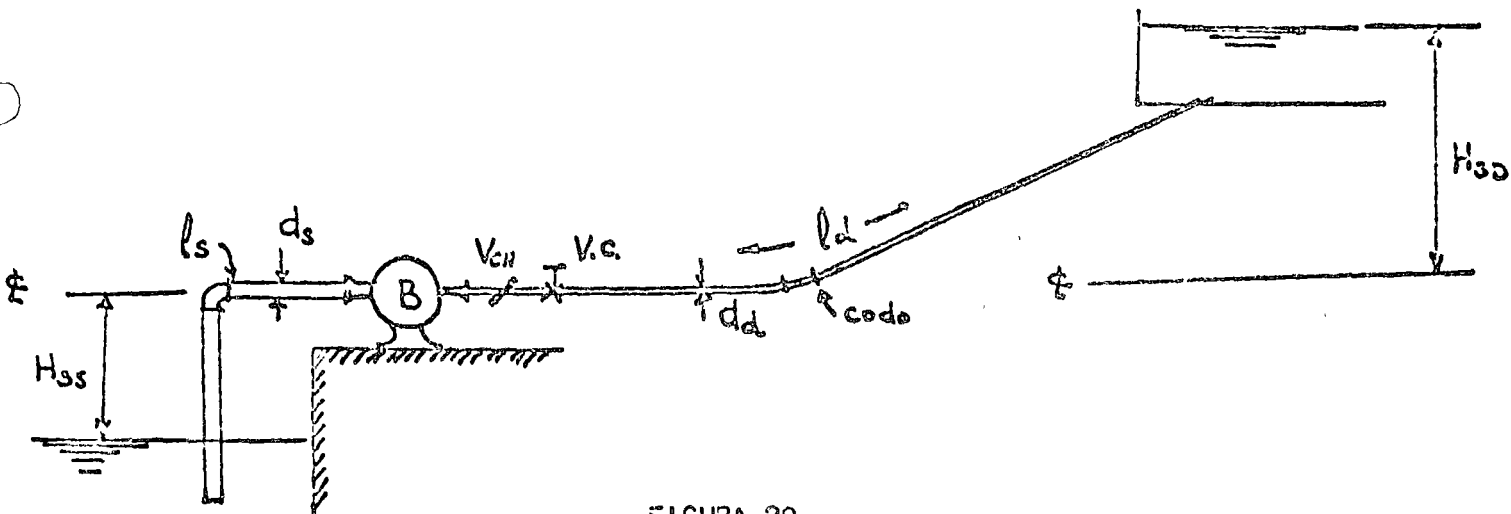


FIGURA 29.

LA BOMBA POR USAR; CON H_T Y H_G CORREGIDA POR TEMPERATURA Y ALTITUD, SE OBTIENE $N_{M\acute{A}X}$ PERMISIBLE POR CAVITACI3N .

43.- DE LA F3RMULA DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA

$$Q_U = \left(\frac{N_B}{N} \right)^2 H_T^{3/2}$$

QUE ES EL GASTO QUE ES CAPAZ DE DAR UNA SOLA UNIDAD.

53.- SE CALCULA EL N3MERO DE UNIDADES:

$$N^3 = \frac{Q_T}{Q_U}$$

63.- SE AJUSTA A UN N3MERO ENTERO DE UNIDADES HACIA ARRIBA CON LO QUE :

$$Q_{UR} = \frac{Q_T}{N^3 \text{ ENTERO DE UNIDADES}}$$

73.- SE REvisa LA P3RDIDA EN LA RAMA DE SUCCI3N Y SE AJUSTA DE 13 A 73 .

83.-

$$N_{BR} = \frac{N \sqrt{Q_U}}{H_T^{3/4}}$$

93.- CON N_B SE CONSTRUYEN LAS CURVAS CARACTERISTICAS Y SE ESTUDIA EL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE BOMBEO.

EJEMPLO: UN SISTEMA DE BOMBEO COMO EL MOSTRADO EN LA FIGURA , CUYA INSTALACI3N SE REALIZAR3 EN LA CIUDAD DE M3XICO, DEBE BOMBLEAR 3.00 m³/SEG DE AGUA A -

20°C, SI LA VELOCIDAD ANGULAR DEL MOTOR ES $N = 850$ R.P.M., SE PIDE:

- A).- NÚMERO DE UNIDADES.
- B).- N_D Y POTENCIA DE CONSUMO DEL SISTEMA.
- C).- CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS.

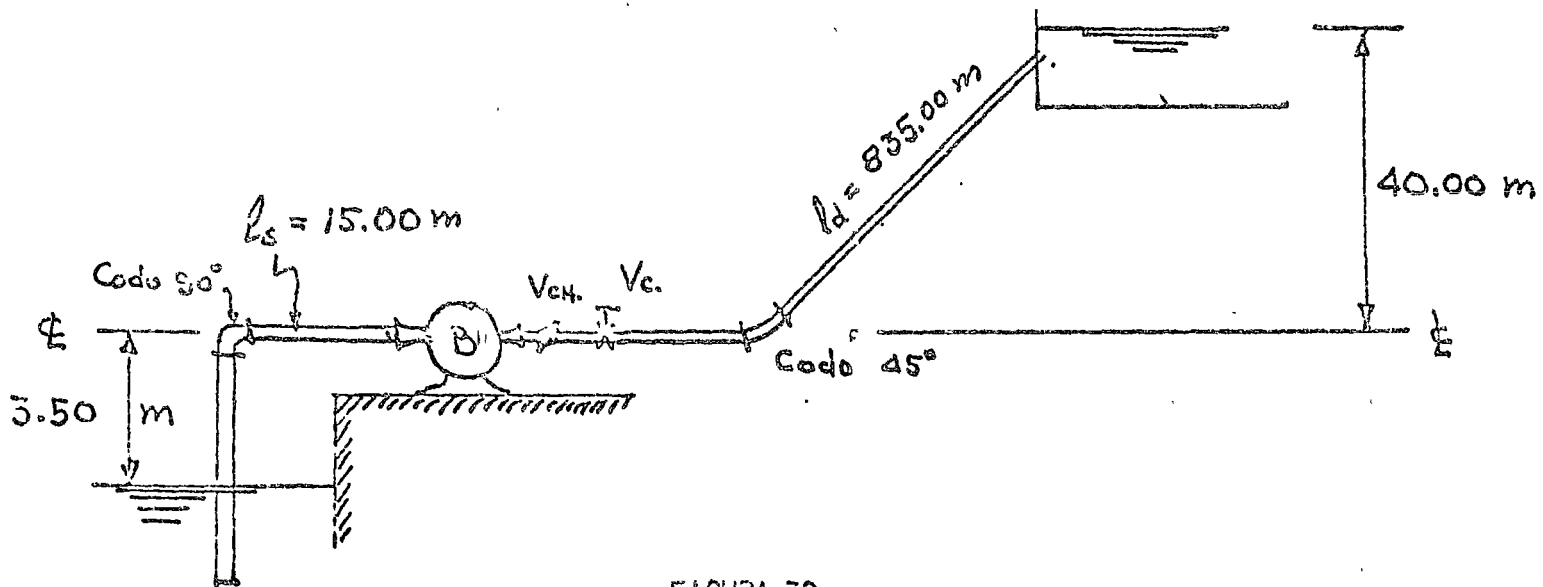


FIGURA 30.

1º.- EBOOJAMOS $V_D = 3.00$ M/SEG; LUEGO

$$A_{TP} = \frac{Q}{V_D} = \frac{3.00}{3.00} = 1.00 \text{ m}^2, \quad D_D = \sqrt{\frac{4 A_{TP}}{\pi}} = 1.125 \text{ m}$$

AJUSTAMOS A DIÁMETRO ENTERO DE PULGADAS.

$$D_D = \frac{48}{41} = 1.12 \text{ m}, \quad A_{TP} = \frac{\pi (1.12)^2}{4} = 0.99 \text{ m}^2$$

$$V_D = \frac{3.00}{0.99} = 3.03 \text{ M/SEG}$$

CÁLCULO DE LA PÉRDIDA:

$$R_D = \frac{V_D D_D}{\nu} = \frac{3.03 \times 1.12}{1.2} \times 10^6 = 2.83 \times 10^6$$

$$\frac{E}{D} = 0.000035 \quad \text{LUEGO DEL ÁBACO DE MOODY}$$

$$f_D = 0.011 \quad \text{Y DEL MANUAL} \quad K_{V.CH} = 1.50$$

$$K_{V.C} = 0.20$$

$$K_B = 1.00$$

$$\frac{K_{0.15^\circ} = 0.40}{\sum K_{10} = 3.10}$$

LUEGO:

$$H_{FD} = \left(f_D \frac{L_D}{D_A} + \sum K_{10} \right) \frac{V_D^2}{2g} = \left(0.011 \frac{835}{1.12} + 3.10 \right) \frac{3.03^2}{19.6} = 11.31 \frac{3.03^2}{19.6} =$$

$$H_{FD} = 5.30 \text{ M}$$

2°.- SI ESTIMAMOS LA PÉRDIDA TOTAL EN LA SUCCIÓN EN :

$$H_{FD} = 1.00 \text{ M.}, \text{ SE PUEDE DETERMINAR } H_T \text{ Y } H_B$$

$$H_T = (H_{GD} - H_{GB}) + \sum H_{FD} + \sum H_{FD}$$

$$H_T = (40 - 3.50^\circ) + 5.30 + 1.00 = 49.8 \text{ M} = 163.50 \text{ FT.}$$

$$H_B^{\text{CORR.}} = H_{GB} + \sum H_{FD} = 3.50 + 1.00 = 4.50 \text{ M} = 14.75 \text{ FT.}$$

CORRECCIÓN POR ALTITUD A.S.N.M. = 2250 M = 7390 FT.

COMO LA PRESIÓN ATMOSFÉRICA DISMINUYE APROXIMADAMENTE 1" DE MERCURIO POR CADA 1000 FT.

$$\left(\frac{P_A}{\gamma} \right)_{\text{MEX.}} = 10.33 - \frac{7.39 \times 2.54 \times 13.6}{100} = 10.33 - 2.55 = 7.78 \text{ M (AGUA)}$$

LUEGO LA CORRECCIÓN QUE HAY QUE SUMAR A H_B SERÁ :

$$\left(\frac{P_A}{\gamma} \right)_{\text{NIVEL DEL MAR}} - \left(\frac{P_A}{\gamma} \right)_{\text{MÉXICO}} = 10.33 - 7.78 = 2.55 \text{ M.} = 8.36 \text{ FT.}$$

$$(H_B)_{\text{CORR.}} = 14.75 + 8.36 = 23.11 \text{ FT}$$

3°.- HACIENDO USO DE LA GRÁFICA PARA BOMBAS DE DOBLE SUCCIÓN POR SER EL CARGO MUY GRANDE, (FIGURA 17.)

$$H_T = 163.50 \text{ FT} \text{ Y } H_B (\text{LIFT}) = 23.11 \text{ FT} \text{ OBTENEMOS:}$$

$$N_{\text{MÁX}} = 1600$$

$$4^{\circ} \quad Q_U = \left(\frac{N_B}{N} \right)^2 H_T^{3/2} = \left(\frac{1600}{850} \right)^2 (163.50)^{3/2} = 7350 \text{ e.p.m.}$$

COMO $Q_T = 3000 \times 15.85 = 47600 \text{ e.p.m.}$

$$5^{\circ} \quad N^{\circ} \text{ UNIDADES} = \frac{47600}{7350} = 6.4 \text{ LUEGO 7 UNIDADES}$$

$$6^{\circ} \quad Q_{UR} = \frac{47600}{7} = 6800 \text{ e.p.m.} = 0.430 \text{ m}^3/\text{SEG}$$

7^{\circ} = REVISIÓN DE LA PÉRDIDA EN LA RAMA DE SUCCIÓN. EL DIÁMETRO DE LA BRIDA DE SUCCIÓN LO PODEMOS OBTENER DE LA GRÁFICA DE LA FIGURA 9^{\circ}.

$$N_{BAPROX} = \frac{N \sqrt{Q_U}}{H_T^{3/4}} = \frac{850 \sqrt{6800}}{(163.50)^{3/4}} = 1530$$

$$\phi = 0.98 \quad \frac{D_2}{D_1} = 2.4$$

$$\text{LUEGO } D_2 = 54.5 \phi \sqrt{\frac{H_T}{N}} = 54.5 \times 0.98 \sqrt{\frac{163.5}{850}} = 0.685 \text{ m}$$

$$D_1 = \frac{0.685}{2.4} = 0.286 \text{ m} \approx 12''$$

TOMANDO UN DIÁMETRO DE TUBERÍA DE SUCCIÓN DE $D_B = 12'' \sqrt{2} \approx 18''$ POR SER LA BOMBA DE DOBLE SUCCIÓN

$$A_{Tg} = \frac{\pi (0.458)^2}{4} = 0.164 \text{ m}^2 ;$$

$$V_B = \frac{Q}{A_{Tg}} = \frac{0.430}{0.164} = 2.62 \text{ m/seg}$$

$$R_B = \frac{2.62 \times 0.458}{1.2} \times 10^6 = 10^6$$

$$\frac{r}{D} = 0.00009$$

$$F_B = 0.013 \text{ LUEGO :}$$

ADemás DEL MANUAL DE HIDRÁULICOS

$$K_E = 1.00$$

$$K_{R.O} = 2.00$$

$$K_{CGO} = 0.90$$

$$\sum K_B = 3.90$$

LUEGO:

$$\sum H_F = (3.90 + 0.013 \frac{15}{0.458}) \frac{2.62^2}{19.6} = 4.325 \frac{2.62^2}{19.6} = 1.50 \text{ m}$$

TENEMOS UN ERROR DE 0.50 M; LO CUAL EXIGIRÍA OTRA REVISIÓN, PERO POR LO PRONTO LO DEJAREMOS ASÍ.

8º.- LUEGO:

$$N_{80} = \frac{N \sqrt{Q_U}}{H_T^{3/4}} = 1530$$

9º.- OBTENCIÓN DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE ESTAS BOMBAS HACIENDO USO DE LAS GRÁFICAS QUE FIGURAN EN LOS FIGURAS 5 Y 6.

PARA $N_0 = 1530$ $Q_U = 6800$ G.P.M. DE LA FIGURA 3.

$$\eta_0 = 0.65 \text{ LUEGO}$$

$$P_U = \frac{Q_U H_T}{\eta_0 \times 76} = \frac{1000 \times 0.470 \times 15.3}{0.65 \times 76} = 328 \text{ H.P.}$$

LUEGO TENEMOS:

$$H_{TN} = 50 \text{ m} \quad Q_N = 450 \text{ LTG/SEC} \quad P_N = 325 \text{ H.P.}$$

PARA $N_0 = 1530$ DE LAS GRÁFICAS DE LA FIGURA 8 OBTENEMOS LOS VALORES DE LOS $\%$ DE H_N , N_N Y P_N QUE SE DAN EN LA TABLA SIGUIENTE Y CALCULADOS LOS Q , N , Y P . QUE GRAFICADO SERÁ LA CURVA DE GASTO, DE EFICIENCIA Y DE POTENCIA CON LAS QUE SE PUEDE ESTUDIAR LA OPERACIÓN EN PARALELO DEL SISTEMA DE BOMBEO.

$\% Q$	$Q (L)$	$\% H_{TN}$	$H_T (M)$	$\% \eta_N$	η	$\% P_N$	$P (H.P.)$
0	0	1.15	57.5	0	0	0.5	164.0
25	107.5	1.15	57.5	0.47	40.5	0.61	200.0
50	215.0	1.14	57.0	0.76	65.3	0.74	243.0
75	322.5	1.10	55.0	0.94	81.0	0.83	327.0
100	430.0	1.00	50.0	1.00	86.0	1.00	328.0
110	473.0	0.94	47.0	0.93	84.0	1.04	342.0

TURBOMAQUINAS MOTRICES.

COMO EN EL CASO DE LAS TURBOMAQUINAS GENERADORAS, AQUÍ TAMBIÉN SE TIENEN DOS POSIBILIDADES FUNDAMENTALES.

A).- EL SISTEMA HIDROELÉCTRICO ES AISLADO Y POR CONSEGUENTE LAS VARIACIONES DE LA POTENCIA DURANTE EL DÍA LA TIENE QUE TOMAR EL CONJUNTO DE MÁQUINAS INSTALADAS. PARA DETERMINAR EL NÚMERO DE UNIDADES SE TIENE QUE RECURRIR A UNA LEY DE DEMANDAS HORARIO Y DE ALLÍ FRACCIONAR LA POTENCIA PROCURANDO QUE EL NÚMERO DE UNIDADES SEA TAL QUE ÉSTAS RESULTEN DE LA MÍNIMA CAPACIDAD.

B).- EL SISTEMA ES INTERCONECTADO, ENTONCES LAS VARIACIONES DE POTENCIA HORARIA Y LOS "PICKS" DIARIOS SE REPARTEN ENTRE TODAS LAS CENTRALES, POR LO QUE EL SISTEMA MÁS ECONÓMICO RESULTA SER EL QUE DÉ EL MENOR NÚMERO DE UNIDADES. PARA DETERMINARLO SE SIGUEN LOS PASOS QUE SE INDICAN A CONTINUACIÓN.

LOS DATOS DE QUE SE DISPONE DE UN APROVECHAMIENTO HIDROELÉCTRICO SON:

Q_T , H_B , LONGITUD DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN Y TIPO DE TUBERÍA, ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR, FRECUENCIA ASIGNADA A LA CENTRAL, EFICIENCIA DE LAS-

TURBINAS.

LUEGO SE SIGUE:

1º.- CON LA $V_p = 0 \sqrt{2g H_N} < 12$ M/SEG VELOCIDAD PERMISIBLE EN LAS TUBERÍAS DE PRESIÓN Y $H_N = H_D = \sum H_f$ POR ITERACIONES Y CON AYUDA DEL ADACO = DE MOODY, SE DETERMINARÁN SIMULTÁNEAMENTE LA CARGA NETA Y EL DIÁMETRO DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN.

2º.- SE CALCULA LA POTENCIA TOTAL DEL SISTEMA CON :

$$P_T = \frac{\eta C_T H_N N_T}{75} \quad \text{C.V.}$$

3º.- HACIENDO USO DE LAS EXPRESIONES QUE DAN LA $N_{MÁX}$ EN FUNCIÓN DE LA CARGA POR RESISTENCIA DE LOS MATERIALES Y DE LA TABLA III, QUE DA VALORES MÁXIMOS DE N_B POR CAVITACIÓN, ESCOGIÉNDOSE EL MENOR DE ESTOS DOS Y SELECCIONÁNDOSE LA MÍNIMA VELOCIDAD ANGULAR COMPATIBLE CON LA VELOCIDAD SÍNCRONA DEL GENERADOR.

$$N = \frac{60 P}{p}$$

EN QUE P ES EL NÚMERO DE PARES DE POLOS DEL GENERADOR QUE VARÍA DESDE 1 HASTA 40.

SE PUEDE CALCULAR LA POTENCIA MÁXIMA QUE ES CAPAZ DE DAR UNA UNIDAD, CON LA FÓRMULA DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA, ASÍ :

$$P_A = \left(\frac{N_{MÁX}}{N_{MIN}} \right)^2 H_N^{5/2}$$

4º.- SE DETERMINA EL NÚMERO DE UNIDADES CON :

$$N^{\circ} \text{ UNIDADES} = \frac{P_T}{P_U} \dots \dots \dots \dagger$$

Y SE AJUSTA A NÚMERO ENTERO DE UNIDADES.

5º.- LA POTENCIA REAL POR UNIDAD SERÁ:

$$P_W = \frac{P_T}{N^{\circ} \text{ ENT. UNIDADES.}}$$

6°.- LA N_B REAL SERÁ :

$$N_B = \frac{N \sqrt{P}}{H_M^{5/4}}$$

7°.- CON N_B SE DETERMINAN LAS DIMENSIONES DE LAS UNIDADES Y DE LA CASA DE MÁQUINAS.

EJEMPLO NUMÉRICO:

SE DEBE REALIZAR EL APROVECHAMIENTO PARA ENERGÍA ELÉCTRICA DE UNA CORRIENTE NATURAL, QUE CONSTA DE LOS ELEMENTOS SIGUIENTES:

$$Q_T = 150 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$\gamma = 1.2 \times 10^6 \text{ m}^2/\text{seg} \text{ AGUA A } 20^\circ\text{C.}$$

$$H_B = 210 \text{ m.}$$

$$L_{TP} = 420 \text{ m. TUBERÍA DE ACERO SOLDADO.}$$

$$N_T = 0.8$$

$$A.S.N.M. = 600 \text{ m.}$$

$$F = 60 \text{ CICLOS}$$

1°.- SUPONIENDO UN 10% DE PÉRDIDAS EN LA CONDUCCIÓN :

$$H_{N_1} = 210 - 21 = 189 \text{ m.}$$

$$V_{P_1} = 0.18 \sqrt{2g \times 189} \approx 11.00 \text{ m/seg.}$$

$$A_{TP_1} = \frac{Q_T}{V_{P_1}} = \frac{150}{11.0} = 13.65 \text{ m}^2$$

$$D_{TP_1} = \sqrt{\frac{4 \times 13.65}{\pi}} = 4.15 \text{ m.}$$

$$R_1 = \frac{V_1 D_1}{\gamma} = \frac{11.0 \times 4.15}{1.2} \times 10^6 = 3.8 \times 10^7$$

$$\frac{G}{D_1} = \frac{0.003 \times 0.305}{415} = 0.000022$$

DEL GRÁFICO DE MOODY $f = 0.0085$ LUEGO SE

$$h_{f_1} = 0.0085 \frac{420}{4.15} \frac{(11)^2}{19.6} = 5.3 \text{ m}$$

POR TANTO: $H_{N2} = 210 - 5.3 = 204.7 \text{ m.}$

REPITIENDO LA ITERACIÓN:

$$V_{P2} = 0.18 \times 4.43 \sqrt{204.7} = 11.4 \text{ m.}$$

$$A_{TP2} = \frac{150}{11.4} = 13.20 \text{ m/seg.}$$

$$D_{TP2} = \sqrt{\frac{4 \times 13.2}{\pi}} = 4.10 \text{ m.}$$

$$R_2 = \frac{11.4 \times 4.10}{1.2} \times 10^6 = 3.9 \times 10^7$$

$$\frac{F}{D_2} = \frac{0.003 \times 0.305}{410} = 0.0000022$$

POR LO QUE:

$$r_2 = r_1 = 0.0085$$

Y LA CARGA NETA REAL ES:

$$H_N = 204.7 \text{ m.}$$

2°.- POTENCIA TOTAL DEL SISTEMA.

$$P_T = \frac{\eta^3 Q_T H_N N_T}{75} = \frac{1000 \times 150 \times 204.7 \times 0.8}{75}$$

$$P_T = 328000 \text{ C.V.}$$

3°.- POR LA CARGA NETA PODEMOS SUPONER QUE SE TRATA DE TURBINAS FRANCIS. -

POR LO QUE:

$$N_{B\text{MÁX}} \leq \frac{6350}{H_N + 10} + 84 \quad \text{RESISTENCIA DE MATERIALES}$$

$$N_{B\text{MÁX}} \leq \frac{6350}{204.7 + 10} + 84 = 113.6$$

$$N_{X\text{MÁX}} = 105$$

CAVITACIÓN DE LA TABLA III:-

PARA $H_B = 3.50 \text{ m.}$

LUEGO:

$$Y \quad N = \frac{60 F}{P} = \frac{3600}{40} = 90 \text{ R.P.M.}$$

POR TANTO:

$$P_U = \left(\frac{113.6}{50} \right)^2 (204.7)^{5/4} = 1.58 \times 600,000 = 950,000 \text{ C.V.}$$

O SEA QUE UNA BOLA UNIDAD PUEDE TOMAR TODA LA POTENCIA.

4°.- POR SEGURIDAD EN LA PRODUCCIÓN TOMAREMOS DOS UNIDADES CON LO QUE :

$$P_U = \frac{328,000}{2} = 164,000 \text{ C.V.}$$

AHORA AJUSTEMOS LA VELOCIDAD ANGULAR PUESTO QUE LA P_U ES DIFERENTE CON :

$$N_B = \frac{N \sqrt{P_U}}{H_N^{5/4}}$$

DE DONDE :

$$N = \frac{N_B H_N^{5/4}}{\sqrt{P_U}} = \frac{113 (204.7)^{5/4}}{\sqrt{164000}} = 216 \text{ R.P.M.}$$

PERO DEBE CUMPLIR CON :

$$N = \frac{60 F}{P} \quad \text{POR; } P \text{ ES ENTERO Y PAR, POR TANTO LA } N \text{ REAL ES :}$$

$$N = \frac{3600}{17} = 212 \approx 216$$

5°.- FINALMENTE LA N_B REAL ES :

$$N_B = \frac{N \sqrt{P_U}}{H_N^{5/4}} = \frac{212 \sqrt{164000}}{(204.7)^{5/4}} = 111$$

QUE ES LIGERAMENTE MENOR QUE LA ÓPTIMA O SEA 113.6

6°.- CON ESTA SE DIMENSIONARÁN LAS UNIDADES Y SE REVISA LA ALTURA MÁXIMA DE SUCCIÓN H_B ETO.

III.- SISTEMA HIDROELECTRICO Y SISTEMA -
DE BOMBEO.

SISTEMAS HIDROELECTRICOS.

POTENCIA DEL AGUA EN MOVIMIENTO.

PARA APROVECHAR UNA CORRIENTE NATURAL PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA HIDROELECTRICA, AL HACER EL RECONOCIMIENTO DE ÉSTA, SE SELECCIONA UNA LONGITUD DETERMINADA DEL RÍO Y SE REALIZA UNA NIVELACIÓN PARA DETERMINAR EL DEGNIVEL QUE EXISTE ENTRE LA SUPERFICIE DEL AGUA DE LAS DOS SECCIONES, CON LO QUE SE PUEDE HACER EL ESQUEMA DE LA FIGURA 31.

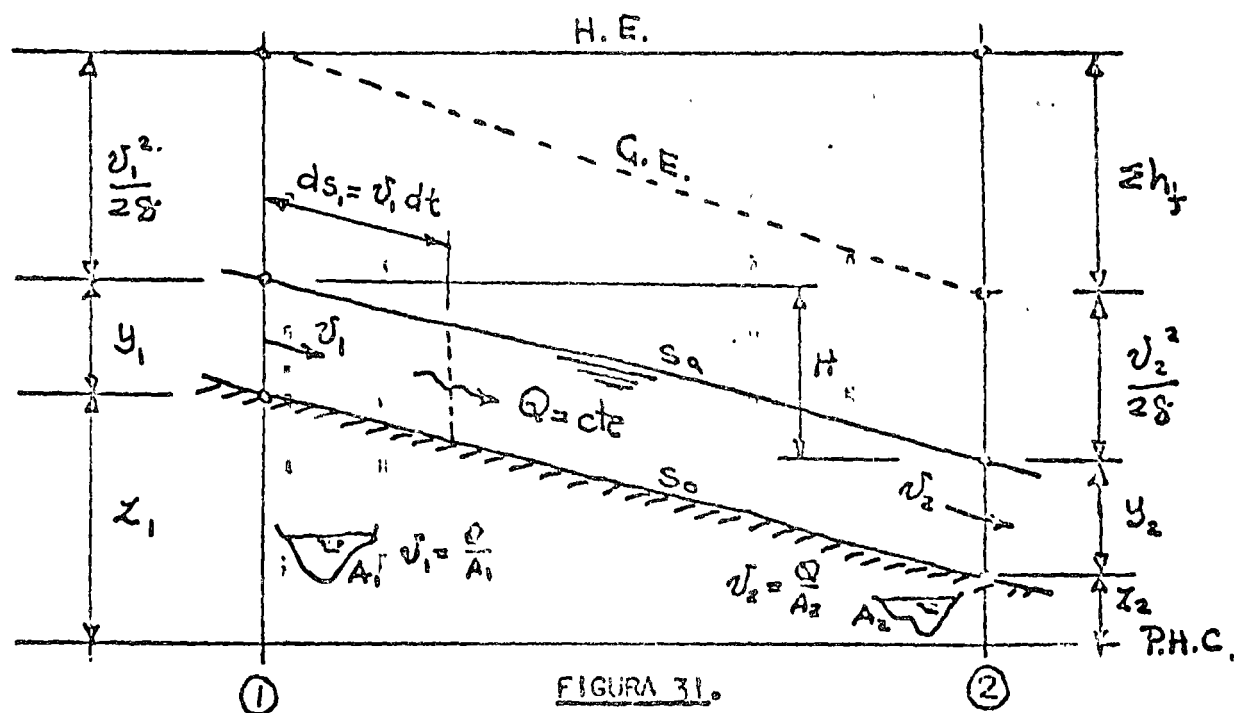


FIGURA 31.

TOMANDO EN CONSIDERACIÓN LAS SECCIONES TRANSVERSALES DE LOS RÍOS, ESTABLECIENDO UN PLANO HORIZONTAL DE COMPARACIÓN PARA MEDIR LAS ENERGÍAS Y TOMANDO COMO VOLUMEN DE CONTROL LA CUÑA DE AGUA COMPRENDIDA ENTRE (1) Y (2) PODEMOS CRISIR LAS EXPRESIONES SIGUIENTES, QUE DETERMINAN LAS ENERGÍAS:

$$E_1 = Y_1 + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} \quad \text{ENERGÍA POR UNIDAD DE PESO QUE ENTRA AL TRAMO.}$$

$$E_2 = Y_2 + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{ENERGÍA POR UNIDAD DE PESO QUE SALE DEL TRAMO.}$$

EL PESO DEL LÍQUIDO QUE ENTRA Y SALE DEL TRAMO EN ESTUDIO, SE PUEDE DETERMINAR COMO SIGUE:

EL VOLUMEN DE AGUA QUE ENTRA EN (1) EN UN TIEMPO ΔT SERÁ :

$$\Delta V = A v_1 \Delta T$$

Y EL PESO $\Delta W_1 = \gamma A_1 v_1 \Delta T = \gamma Q \Delta T$ YA QUE :

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = Q.$$

Y EL QUE SALE DE LA SECCIÓN (2) POR CONTINUIDAD SERÁ EL MISMO :

$$\Delta W_2 = \gamma A_2 v_2 \Delta T = \gamma Q \Delta T$$

LA ENERGÍA TOTAL QUE SE LE PUEDE APROVECHAR AL TRAMO EN ESTUDIO SERÁ :

$$\Delta E = \left([(Z_1 + Y_1) - (Z_2 + Y_2)] + \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \right) \right) Q \Delta T \gamma$$

PERO COMO EN LOS RÍOS $v_1 \approx v_2$ Y ADEMÁS MUY PEQUEÑAS SE PUEDEN DESPRECIAR LAS CARGAS DE ENERGÍA CINÉTICA POR LO QUE :

$$\Delta E = H \gamma Q \Delta T$$

YA QUE $H = (Z_1 + Y_1) - (Z_2 + Y_2)$ A PARTIR DEL (FHC)

LUEGO $P = \frac{\Delta E}{\Delta T} = \gamma Q H$ QUE ES LA POTENCIA DEL AGUA EN MOVIMIENTO.

AMORA BIÉN, EN LA FÓRMULA QUE DEFINE LA POTENCIA, LA CARGA BRUTA H , ESTÁ

PERFECTAMENTE BIÉN DETERMINADA, PORQUE AUNQUE VARIE EL GASTO DEL RÍO, LOS NIVELES DEL AGUA VARÍAN EN LA MISMA FORMA Y H SE MANTIENE APROXIMADAMENTE CONSTANTE. PERO SI INSPECCIONAMOS EL HIDROGRAMA DE UN RÍO CUALQUIERA, VECMOS QUE EL GASTO VARÍA EN RANGOS MUY AMPLIOS, VER FIGURA 32, NO SOLO DURANTE UN AÑO, SINO QUE EN N AÑOS DE OBSERVACIÓN. SE PUEDEN PRESENTAR AÑOS ABUNDANTES Y AÑOS DE SEQUÍA; MUCHAS VECES PRONUNCIADOS A PERÍODOS DE 4 A 5 AÑOS CONSECUTIVOS. ESTO DE ACUERDO CON LA ZONA CLIMÁTICA DEL PAÍS, Y AL CICLO DE RETORNO HIDROLÓGICO DEL RÍO.

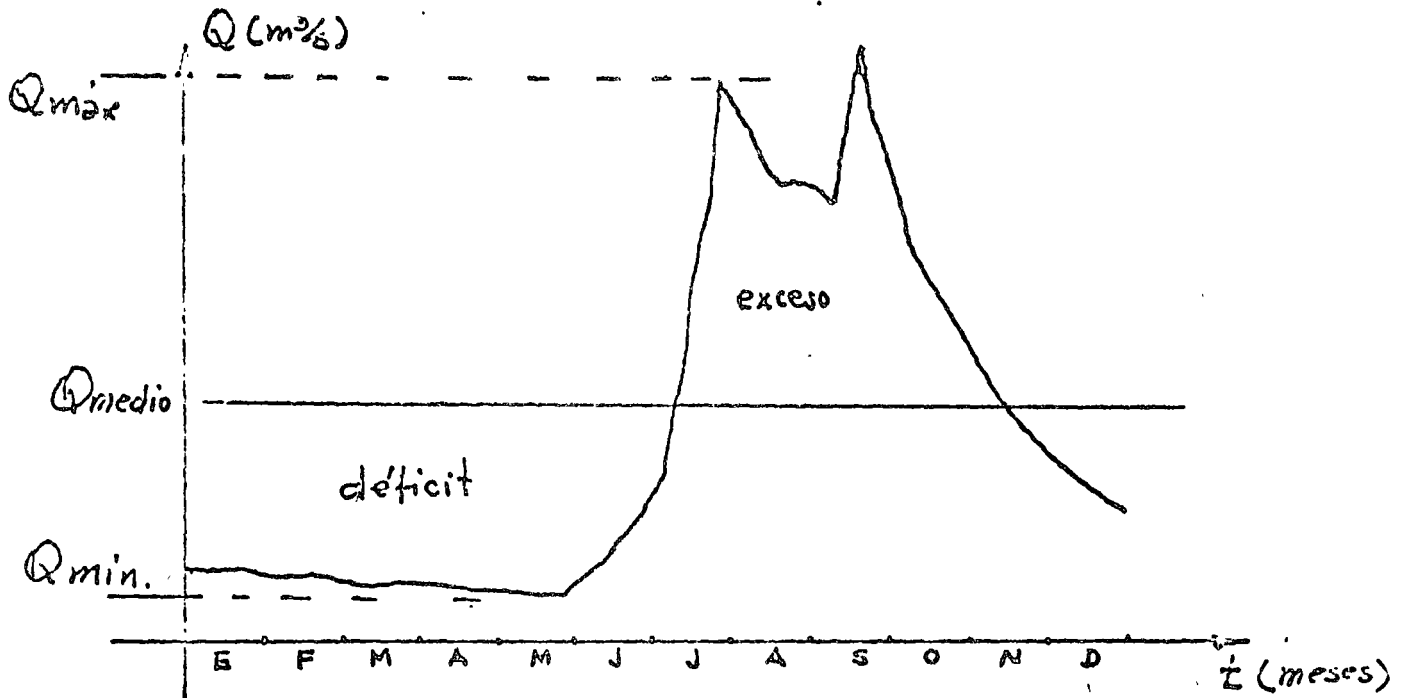


FIGURA 32.

DE ESTE HIDROGRAMA SE PUEDE APRECIAR UN Q_{\min} , UN PICK MÁXIMO QUE SE PRESENTA QUIZÁS EN UN MOMENTO O EN UNAS HORAS Y EL Q_M (GASTO MEDIO) OBTENIDO DE DIVIDIR EL ÁREA BAJO LA CURVA ENTRE LOS 12 MESES EXPRESADO EN SEGUNDOS.

NATURALMENTE AL HACER UN APROVECHAMIENTO DE UNA CORRIENTE NATURAL PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA BASTARÍA UTILIZAR EL Q_{\min} . PARA QUE QUEDARA GARANTIZADA LA POTENCIA CONTÍNUA, SIN NECESIDAD DE HACER MÁS OBRAS QUE UNA DERIVACIÓN, PERO ÉSTA SERÍA UN DESPERDICIO ENORME DE LA POTENCIALIDAD DEL RÍO YA QUE EN LA ACTUALIDAD LAS NECESIDADES DE ENERGÍA SON INSATIABLES. DE INMEDIATO SE VÉ QUE EL Q_{\max}

NO SE PUEDE APROVECHAR POR SU DURACION TAN EFÍMERA. LUGO LA TENDENCIA ACTUAL ES APROVECHAR AL MÁXIMO LA CAPACIDAD DEL RÍO TENDIENDO SIEMPRE HACIA EL GASTO MEDIO EN DARSE A GUARDAR EL AGUA EN LAS ÉPOCAS DE ABUNDANCIA DE LLUVIAS PARA GASTARLA EN ÉPOCAS DE ESTIAJE, HACIENDO USO DE PRESAS DE ALMACENAMIENTO.

CAPACIDAD REQUERIDA DE ALMACENAMIENTO PARA GENERACION CONTINUA, POTENCIA CONTINUA Y CAPACIDAD INSTALADA.

PARA DETERMINAR LA POTENCIA CONTÍNUA O MÁXIMA POTENCIA QUE SE PUEDE GENERAR CON UNA CORRIENTE NATURAL, SE UTILIZA EL CONCEPTO DE CURVA MASA. ÉSTA SE CONSTRUYE A PARTIR DEL HIDROGRAMA NETO DEL RÍO; O SEA, AL QUE SE LE HAN RESTADO LAS PÉRDIDAS POR EVAPORACIÓN, INFILTRACIÓN, COMPENSACIÓN Y OTROS USOS; ACUMULANDO LOS VOLÚMENES AL FINAL DE CADA INTERVALO DE TIEMPO Y GRAFICÁNDOSLOS CONTRA EL TIEMPO COMO SE INDICA EN LA FIGURA 33.

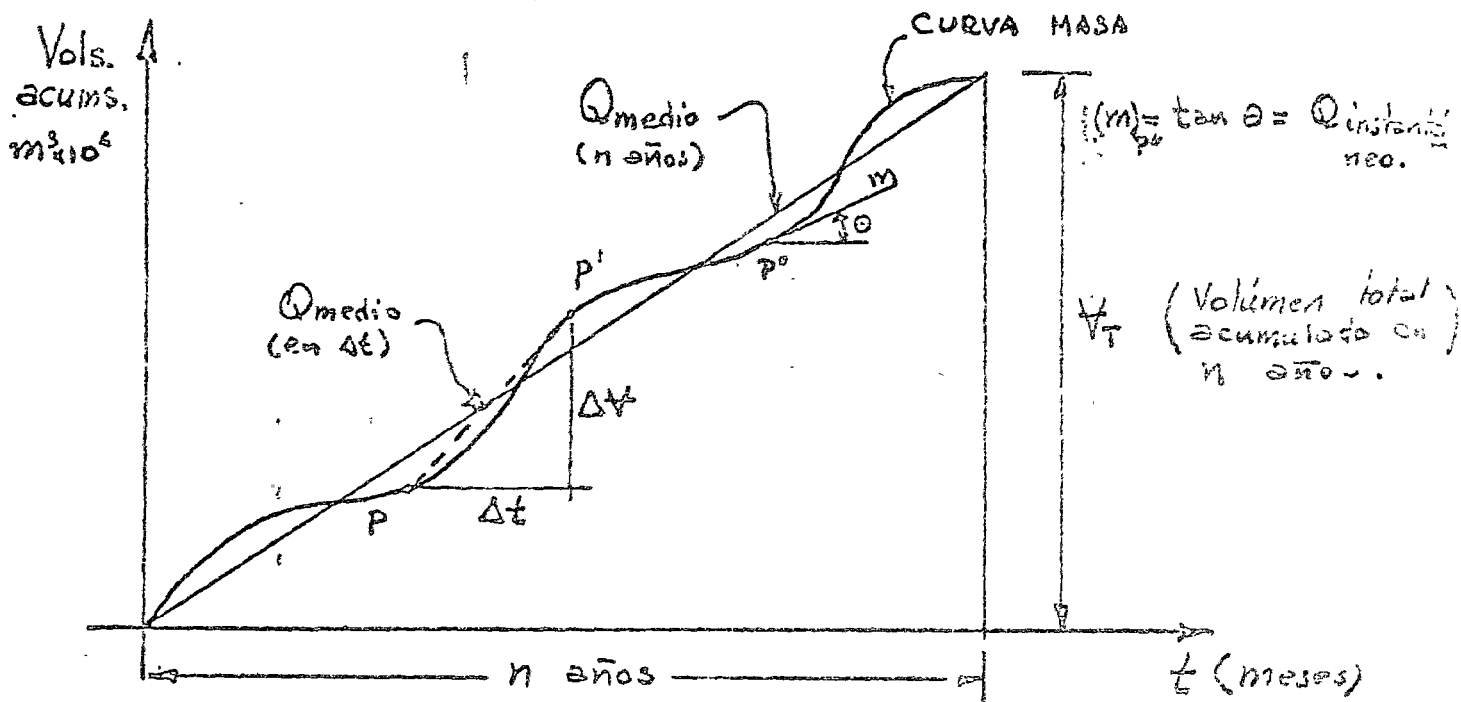


FIGURA 33.

ESTA CURVA TIENE LAS SIGUIENTES PROPIEDADES:

1º.- SIEMPRE ES ASCENDENTE O CUANDO MENOS HORIZONTAL, ÉPOCAS EN QUE EL =

RÍO NO APORTA, CORRESPONDIENTES A PERÍODOS DE SECAS DE ALGUNAS REGIONES DEL PAÍS.

2º.- SI UNIMOS EL ORIGEN CON EL FINAL DE LA CURVA DE LOS N AÑOS , LA PENDIENTE DE ESTA RECTA, ES EL GASTO MEDIO, PORQUE

$$Q_N = \frac{V_T}{N(\text{AÑOS})}$$

3º.- SI A PARTIR DE UN PUNTO CUALQUIERA TOMAMOS UN INTERVALO DE TIEMPO ΔT PARA EL CUAL CORRESPONDE UN ΔV , LA PENDIENTE DE LA RECTA ENTRE P Y P' ES EL GASTO MEDIO EN ESE INTERVALO DE TIEMPO, Y SI TOMAMOS EL LÍMITE CUANDO $\Delta T \rightarrow 0$ ENTONCES, LA TANGENTE A LA CURVA MASA EN P ES EL GASTO INSTÁNTANEO DEL RÍO QUE CORRESPONDE A LA ORDENADA DEL HIDROGRAMA EN LA MISMA FECHA, LUEGO :

$$\lim_{\Delta T \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta T} = Q_i$$

4º.- AL FINAL DE UN TIEMPO T DADA LA ORDENADA EN ESE PUNTO, DÁ EL VOLUMEN ACUMULADO POR EL RÍO EN ESE TIEMPO.

EN UN PRINCIPIO PARA DETERMINAR LA CAPACIDAD REQUERIDA DE ALMACENAMIENTO, LO HAREMOS COMO SI LA H_N NO VARIARA EN EL VASO Y LA POTENCIA GENERADA FUERA DEJIDO EXCLUSIVAMENTE A LA VARIACIÓN PUNTO DEL GASTO; Y ESTE GASTO PARA EL Q MEDIO. EN LA FIGURA 34 SE INDICA UNA PARTE DE LA CURVA MASA Y EL CRQUIS DE UN VASO DE ALMACENAMIENTO CON EL AGUA HASTA UN DETERMINADO NIVEL.

SUPÓNGASE QUE A PARTIR DEL TIEMPO T_0 EN LA CURVA MASA EL NIVEL EN LA PRESA SEA N_0 , AL FINAL DE T_1 EL RÍO HA APORTADO V_A Y LAS TURBINAS HAN CONSUMIDO V_{EXT} , LUEGO HAY UN EXCESO DE AGUA QUE SE ESTÁ ACUMULANDO EN EL VASO Y POR CONSIGUIENTE EL NIVEL DEL AGUA SUBE HASTA N_1 , SEGUIRÁ SUBIENDO HASTA-

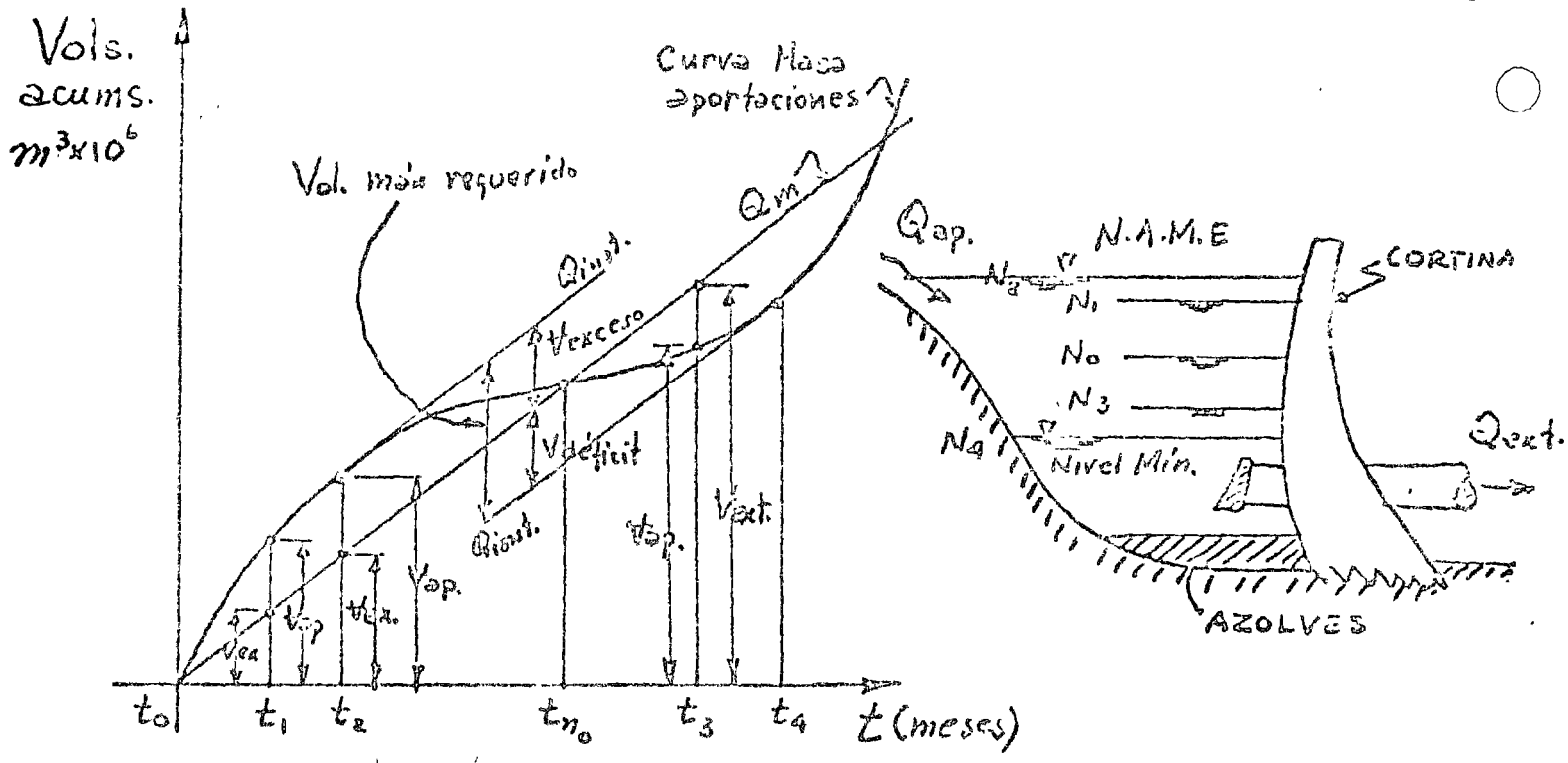


FIGURA 34.

N_2 QUE CORRESPONDE AL TIEMPO t_2 , CONSIDERANDO UNA TANGENTE A LA CURVA MASA QUE SEA PARALELA AL GASTO MEDIO, EN QUE EL GASTO APORTADO POR EL RÍO ES IGUAL AL GASTO DE EXTRACCIÓN Y QUE DEFINA EL NIVEL MÁXIMO EN LA PREGA. A PARTIR DE ESTE TIEMPO HASTA LLEGAR AL t_{NO} , EL NIVEL DE LA PREGA DECOIENDE HASTA EL NIVEL ORIGINAL N_0 , PORQUE EL GASTO APORTADO ES MENOR QUE EL DE EXTRACCIÓN.

SIGUIENDO EL ANÁLISIS EN LA MISMA FORMA AHORA A PARTIR DEL NUDO t_{NO} VEMOS QUE AL FINAL DEL TIEMPO t_3 EL VOLUMEN APORTADO ES MENOR QUE EL VOLUMEN EXTRAÍDO, POR LO QUE EL DÉFICIT LO SUMINISTRA EL VAGO Y EL NIVEL DEL AGUA DECOIENDE HASTA N_3 , PERO AL LLEGAR AL t_4 VEMOS QUE $Q_{EXT.} = Q_{AP.}$ SE ALCANZA EL NIVEL MÍNIMO EN EL VAGO; A PARTIR DE t_4 VUELVE A SUBIR EL NIVEL DEL AGUA PORQUE $Q_{AP.} > Q_{EXT.}$ Y ASÍ PODRÍA UNO SEGUIR EL ANÁLISIS PARA UNA CURVA MASA DE N AÑOS, HASTA DETERMINAR EL MÁXIMO DÉFICIT MÁS EL MÁXIMO EXCESO COMPRENDIDO ENTRE NODOS SUCEESIVOS QUE NOS DARÍA LA CAPACIDAD MÁXIMA REQUERIDA.

$$V_{\text{MÁX. REQ.}} = V_{\text{MÁX. DEF.}} + V_{\text{MÁX. EXC.}}$$

QUE LLEVADO A LA CURVA DE ELEVACIONES -CAPACIDADES DEL VASO NATURAL - (OBTENIDO DE UN ESTUDIO DE CONFIGURACIÓN TOPOGRÁFICA), DETERMINA EL NIVEL MÍNIMO EN EL VADO, VER FIGURA 35.

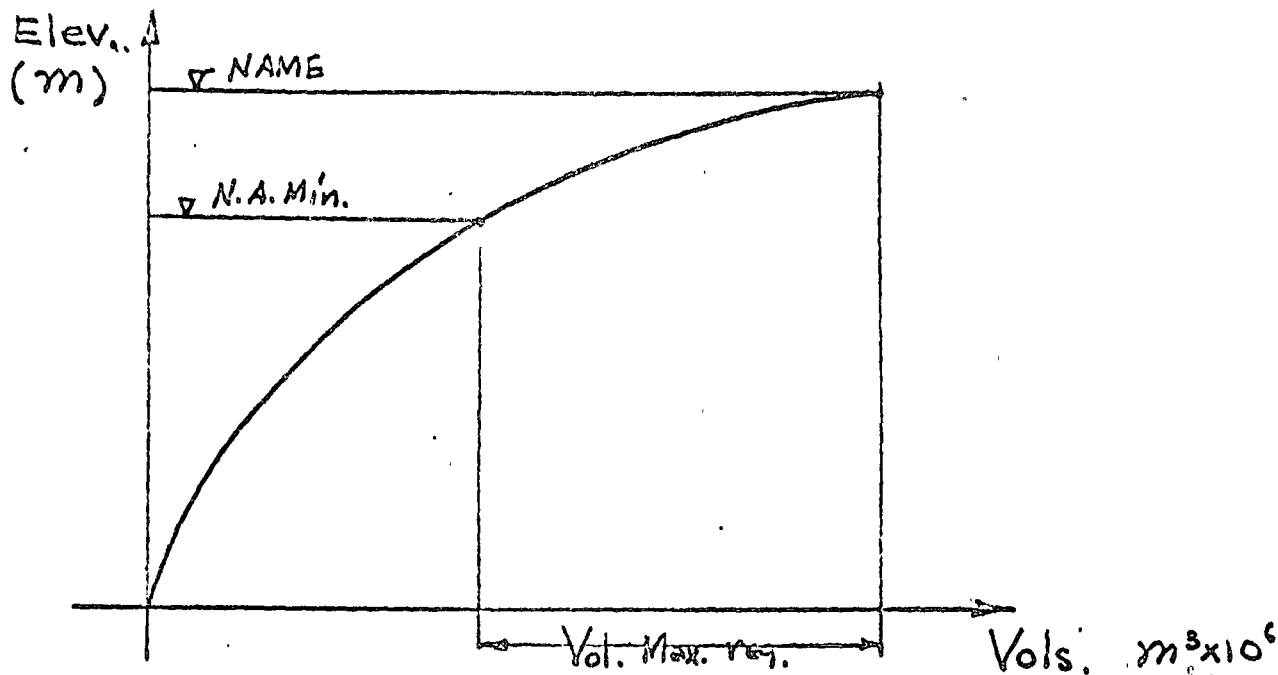


FIGURA 35.

TENIENDO A LA MANO LA ELEVACIÓN MÍNIMA DEL AGUA EN EL VASO, ANTES CALCULADA Y CON LA ELEVACIÓN DEL NIVEL MÁXIMO DEL ESPEJO DEL AGUA EN EL DESFO - QUE (DESCARGA DE LOS TUDOS DE SUCCIÓN DE LAS TURBINAS) PODEMOS YA DETERMI - NAR LA CARGA BRUTA MÍNIMA (H_{COMIN}). CON ÉSTA Y EL GASTO MÁXIMO DE PICK DE - CONSUMO DE LAS TURBINAS (CAPACIDAD INSTALADA) SE DETERMINA EL DIÁMETRO DE - LA TUBERÍA DE PRESIÓN ; MUCHAS VECES ÉSTA, ÚNICAMENTE DE REVIBA, PUES LOS - TÚNELES DE DESVÍO SIRVEN PARA ESTE EFECTO Y RESULTAN ÉSTOS SOGRADOS. UNA VEZ QUE TENEMOS DEFINIDO EL SISTEMA HIDROELÉCTRICO PODEMOS REALIZAR EL FUNCIONA - MIENTO DEL SISTEMA PARA DETERMINAR LA CAPACIDAD MÁXIMA CONTÍNUA DE GENERACIÓN QUE GENERALMENTE SE LE LLAMA CAPACIDAD CONTÍNUA Y A PARTIR DE ÉSTA SE ESPECI - FICA EL PICK MÁXIMO , LO QUE DETERMINA LA CAPACIDAD INSTALADA Y QUE GENERAL - MENTE SE ACUERDA CON LAS AUTORIDADES, PUES DETERMINA EL COSTO DEL KILOWATT - HORA.

CAPACIDAD CONTINUA.

SEA LA CURVA MASA DE LA FIGURA 36 EN QUE SE HA INDICADO LA CURVA MASA DE APORTACIONES Y ADEMÁS TENEMOS A LA MANO LA CURVA DE ELEVACIONES - CAPACIDAD DEL VASO (FIGURA 35) Y FIJA LA ELEVACIÓN DEL NIVEL DEL AGUA EN EL DESFOQUE. UN VALOR EN PRIMERA APROXIMACIÓN DE LA POTENCIA CONTINUA LO PODEMOS DETERMINAR

CON :

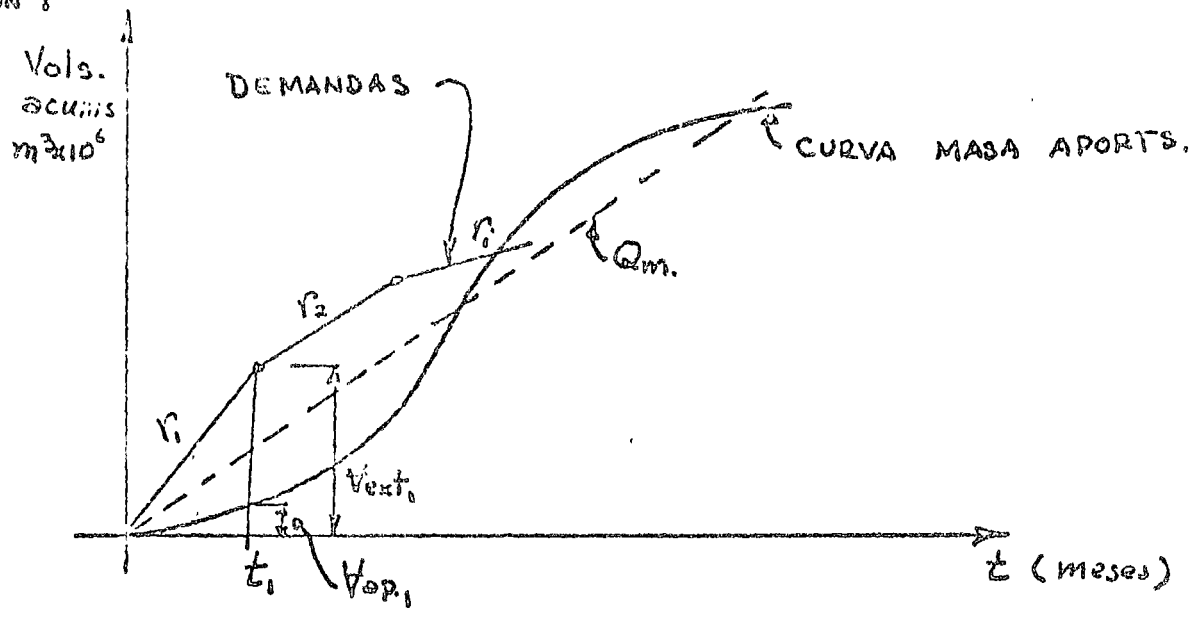


FIGURA 36.

$$P_{MED} = \int Q_m H_{NM} \eta_T = P_0$$

EN QUE : Q_m ; GASTO MEDIO

H_{NM} ; CARGA NETA MEDIA QUE SE DETERMINA CON :

$$H_{NM} = H_{DM} - \gamma \frac{LTP}{DTP} \frac{Q_1^2}{2g A_{TP}^2}$$

Y $H_{DM} = \text{ELEV. MEDIA DEL VASO} - \text{ELEV. MÁX. CANAL DE DESFOQUE.}$

LUEGO PODEMOS ESCRIBIR:

$$P_C = \int Q_1 H_N \eta_T$$

EN QUE : Q_1 ; GASTO INSTANTÁNEO.

H_{N1} ; CARGA NETA INSTANTÁNEA QUE SE DETERMINA CON :

$$H_{N1} = H_{B1} - P \frac{L_{TP} Q_1^2}{D_{TP} \times 20 A_{TP}} \quad 0$$

$$H_{N1} = H_{B1} - K Q_1^2$$

LUEGO P_0 SE PUEDE ESCRIBIR ASÍ :

$$P_0 = \gamma Q_1 (H_{B1} - K Q_1^2) \eta_T$$

DE ÉSTA UNA VEZ FIJADO P_0 SE PUEDE OBTENER LA SIGUIENTE:

$$\frac{P_0}{\gamma \eta_T} = Q_1 (H_{B1} - K Q_1^2) = C$$

DE LA CUAL PODEMOS OBTENER LA CURVA MASAJE EXTRACCIONES, COMO SIGUE:

1º.- SE FIJA UN Q_1 QUE EN LA FIGURA 36 ES LA PENDIENTE DE LA RECTA - R_1 .

2º.- AL FINAL DEL TIEMPO T_1 , SE HA EXTRAIDO $V^h C_1$, Y EL RÍO HA APORTADO $V^h A_1$, LUEGO EL VASO HA TENIDO QUE COMPLEMENTAR UN VOLUMEN $V^h_{DEF1} = V^h C_1 - V^h A_1$ QUE AL LLEVARLO A LA FIGURA 35 DETERMINA A PARTIR DE VASO LLENO LA ELEVACIÓN E_{LEV1} .

3º.- TOMANDO UNA ELEVACIÓN MEDIA $E_{MEDIA} = \frac{E_{CANAL} + E_{LEV1}}{2}$ SE DETERMINA LA -

$H_{B1} = E_{MEDIA} - E_{LEV.CANAL}$ DEFOCUS. Y DE LA ECUACIÓN ANTERIOR DE C SE COMPRUEBA EL Q_1 QUE DEBE SER IGUAL AL SUPUESTO.

4º.- REPITIENDO LA OPERACIÓN, SUPONIENDO CADA VEZ Q_1 Y COMPROBÁNDOLO SE PUEDE CONSTRUIR LA CURVA MASAJE DE EXTRACCIÓN QUE DEBERÁ DE CORTAR CON UN RANGO DE SEGURIDAD A LA APORTACIONES COMO SE INDICA EN LA FIGURA 36 CON LAS R_2 , R_3 R_n .

SI EL CORTE DE LA CURVA DE EXTRACCIÓN CON LA DE APORTACIONES ES MUY BAJO DE LA CIMA DE LA DE APORTACIONES SE AUMENTA LA P_0 , SI POR EL CONTRARIO

NO LA CORTA Y DE VÁ PARA ARRIBA INDEFINIDAMENTE, SE DISMINUYE LA P_0 . CON LO QUE NO FACTIBLE DETERMINAR LA CAPACIDAD CONTÍNUA Y A LA VEZ EL NIVEL MÍNIMO CON LO QUE SE PUEDE DETERMINAR LA M_N MEDIA Y EL Q MEDIO PARA LA SELECCIÓN DE LAS MÁQUINAS. FINALMENTE DE REVIGA QUE EL RANGO DE VARIACIÓN DE LA CARGA NETA SEA MENOR QUE EL PERMISIBLE PARA EL TIPO DE MÁQUINAS DE QUE SE TRATE.

SISTEMA DE BOMBEO.

EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO CON ALMACENAMIENTO EL PROBLEMA QUE SE PRESENTA, ES DETERMINAR LA CAPACIDAD REQUERIDA DE ALMACENAMIENTO PARA UN TIEMPO DE BOMBEO DETERMINADO. ESTE PROBLEMA ES SIMILAR AL DE LOS SISTEMAS HIDROELÉCTRICOS, PERO COMO EL TIEMPO DE BOMBEO PUEDE VARIAR EN RANGOS AMPLIOS, ASÍ COMO LA ELECCIÓN DE LA VELOCIDAD EN LA TUBERÍA DE PRESIÓN, ENTONCES LA SOLUCIÓN FINAL LA DETERMINA EL ASPECTO ECONÓMICO AL ANALIZARLO DESDE ESTE PUNTO DE VISTA CADA UNA DE LAS ALTERNATIVAS.

DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD REQUERIDA DE ALMACENAMIENTO.

SI REALIZAMOS AL HISTOGRAMA DE DEMANDAS DE UNA LOCALIDAD DADA, VER FIGURA 37 CORRESPONDIENTE A UN DÍA NORMAL, OBSERVAREMOS QUE EXISTE UN Q_{min} DURANTE LA NOCHE HASTA LAS 7.00 HORAS APROXIMADAMENTE, A PARTIR DE ESTA HORA EL CONSUMO DE AGUA AUMENTA HASTA UN MÁXIMO O PICK DURANTE LAS HORAS DE MÁXIMA ACTIVIDAD, Y LUEGO VIENE EL DECREMENTO HASTA ENTRAR AL DÍA SIGUIENTE, VEMOS TAMBIÉN QUE EXISTE UN Q_m (GASTO MEDIO DIARIO). A PARTIR DE ESTE HISTOGRAMA DE DEMANDAS PODEMOS CONSTRUIR LA CURVA MASA, ACUMULANDO LOS GASTOS DURANTE LAS 24 HORAS, VER FIGURA 38. SI QUIDIÉRAMOS BOMBLEAR DURANTE LAS 24 HORAS CON UN GASTO MEDIO CONSTANTE, ENTONCES SE REQUERIRÍA UNA CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO

$V_1 + V_2$; AL PASAR PARALELAS AL GASTO MEDIO A LA CURVA MASA DEFINE -

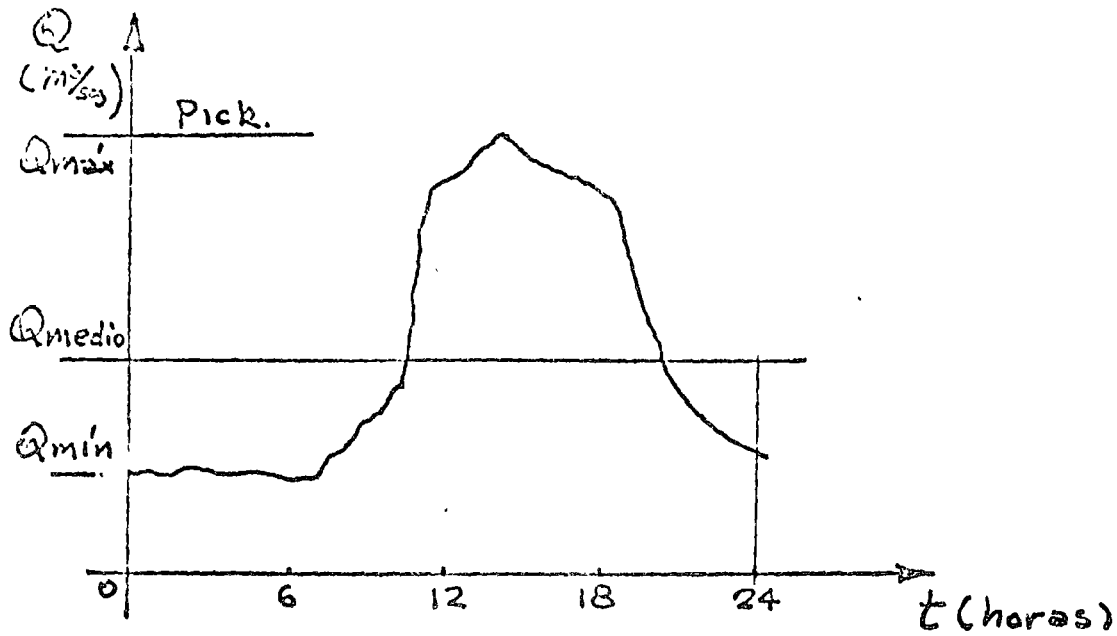


FIGURA 37.

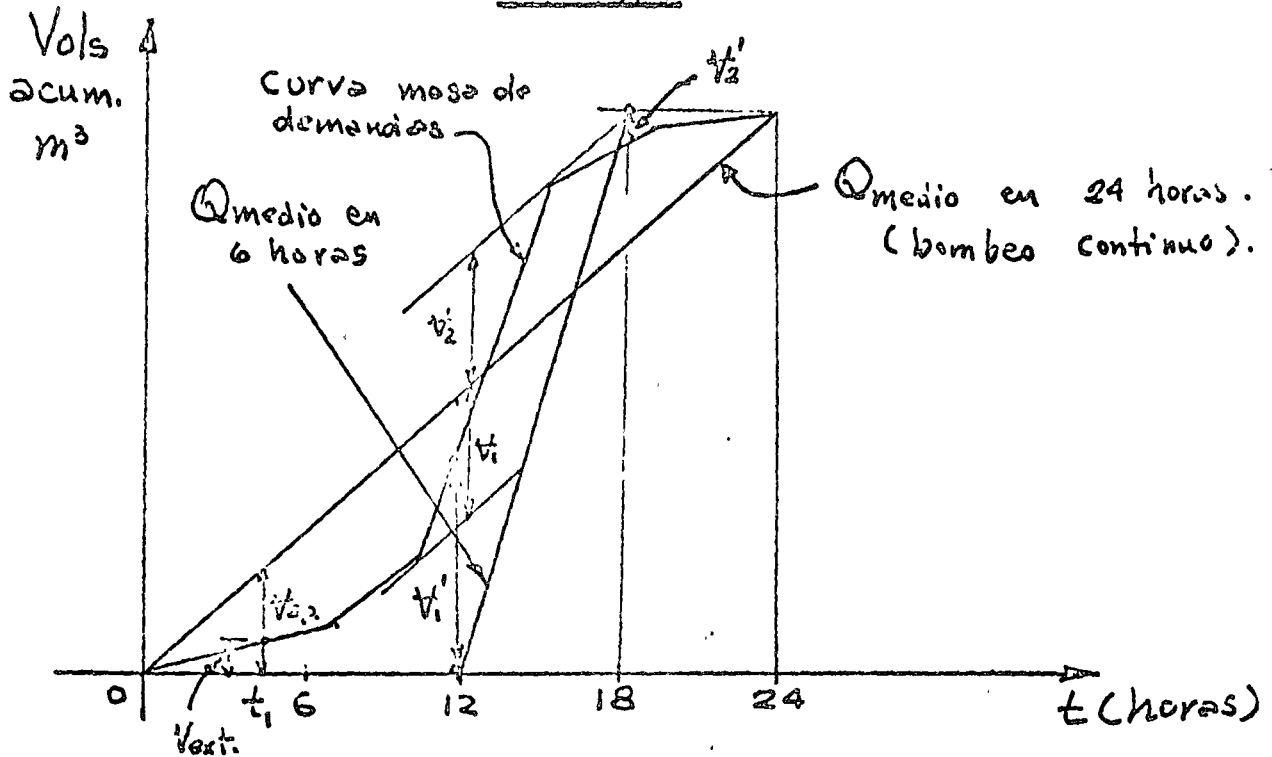


FIGURA 38.

LOS VOLÚMENES CORRESPONDIENTES ANTES Y DESPUÉS DEL NODO. EL ANÁLISIS QUE DEFINE ÉSTE RESULTADO ES SIMILAR AL DEL SISTEMA HIDROELÉCTRICO AL SUPONER VOLÚMENES ACUMULADOS POR EL SISTEMA DE BOMBEO AL FINAL DE UN TIEMPO t_1 Y EL VOLUMEN EXTRAÍDO DEL DEPÓSITO EN EL MISMO TIEMPO (VER FIGURA 38), EL RESULTADO SON VOLÚMENES QUE HAY QUE GUARDAR V_1 Y VOLÚMENES V_2 QUE HAY QUE CA-

MINUYE EL TIEMPO DE BOMBEO AUMENTA LA CAPACIDAD REQUERIDA DE ALMACENAMIENTO Y EL GASTO DEL SISTEMA DE BOMBEO DICARECIENDO EL SISTEMA, VER EL $V'_1 + V'_2$ PARA 6 HORAS DE BOMBEO Y A ESTO HAY QUE AGREGAR QUE EL DIÁMETRO DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN AUMENTA EN LA MISMA RAZÓN Y LAS FLUCTUACIONES DE LA CARGA CON MAYOR FRECUENCIA, PROVOCAANDO QUE EL SISTEMA DE BOMBEO YA NO FUNCIONE DURANTE TODO EL TIEMPO A MÁXIMA EFICIENCIA, EMPEORANDO TODAVÍA LA SITUACIÓN.

PERO COMO QUIERA QUE SEA, DE ACUERDO CON LA FIGURA 39, LA CARGA TOTAL

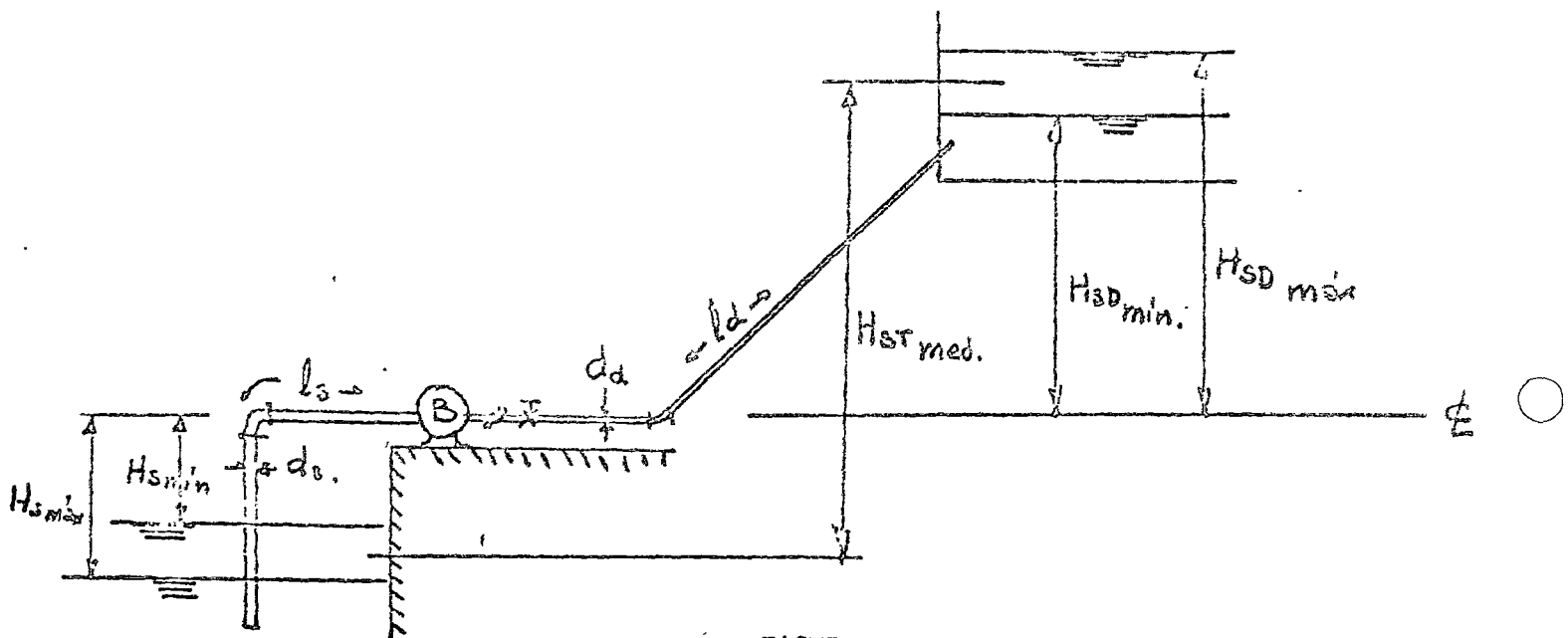


FIGURA 39.

DE DISEÑO DEL SISTEMA DE BOMBEO CON LOS NIVELES MEDIOS EN EL CÁRREGO DE BOMBEO Y EN EL DEPÓSITO DE ALIMENTACIÓN.

$$H_T = H_{BTM} + \left(f_B \frac{l_s}{D_B} + \sum K_{1B} \right) \frac{V_B^2}{2g} + \left(f_D \frac{l_D}{D_D} + \sum K_{1D} \right) \frac{V_D^2}{2g}$$

EN QUE :

H_{BTM} : CARGA ESTÁTICA TOTAL MEDIA.

DE AQUÍ SE DEDUCE QUE PARA QUE LA H_T NO SUPRA VARIACIONES MUY FUERTES ES NECESARIO QUE TANTO EL ÁREA DE LA BASE DEL CÁRREGO DE BOMBEO COMO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO SEAN AMPLIAS EN LUGAR DE REDUCIDAS Y ADEMÁS ESTO PUEDE

VORZDE EL ASPECTO ECONÓMICO CONSTRUCTIVO DE LA OBRA CIVIL. SI UTILIZAMOS EL PRINCIPIO DE CONTINUIDAD :

$$Q = A_{T_B} V_B = A_{T_D} V_D$$

LA ANTERIOR SE TRANSFORMA EN LA ECUACIÓN DE LA CURVA DE CARGAS DEL SISTEMA DE BOMBEO :

$$H_T = H_{ST} + K Q^2$$

EN QUE :

$$K = \left(F_B \frac{L_B}{D_B} + \sum K_{1B} \right) \frac{1}{2g A_B} + \left(F_D \frac{L_D}{D_D} + \sum K_{1D} \right) \frac{1}{2g A_D}$$

SI SUPERPONEMOS ÉSTA CON LAS CURVAS DE GASTOS DEL SISTEMA DE BOMBAS OPERANDO EN PARALELO, PODEMOS VER COMO TRABAJARÍA EL SISTEMA DE BOMBEO A GASTOS PARCIALES, VER FIGURA 40.

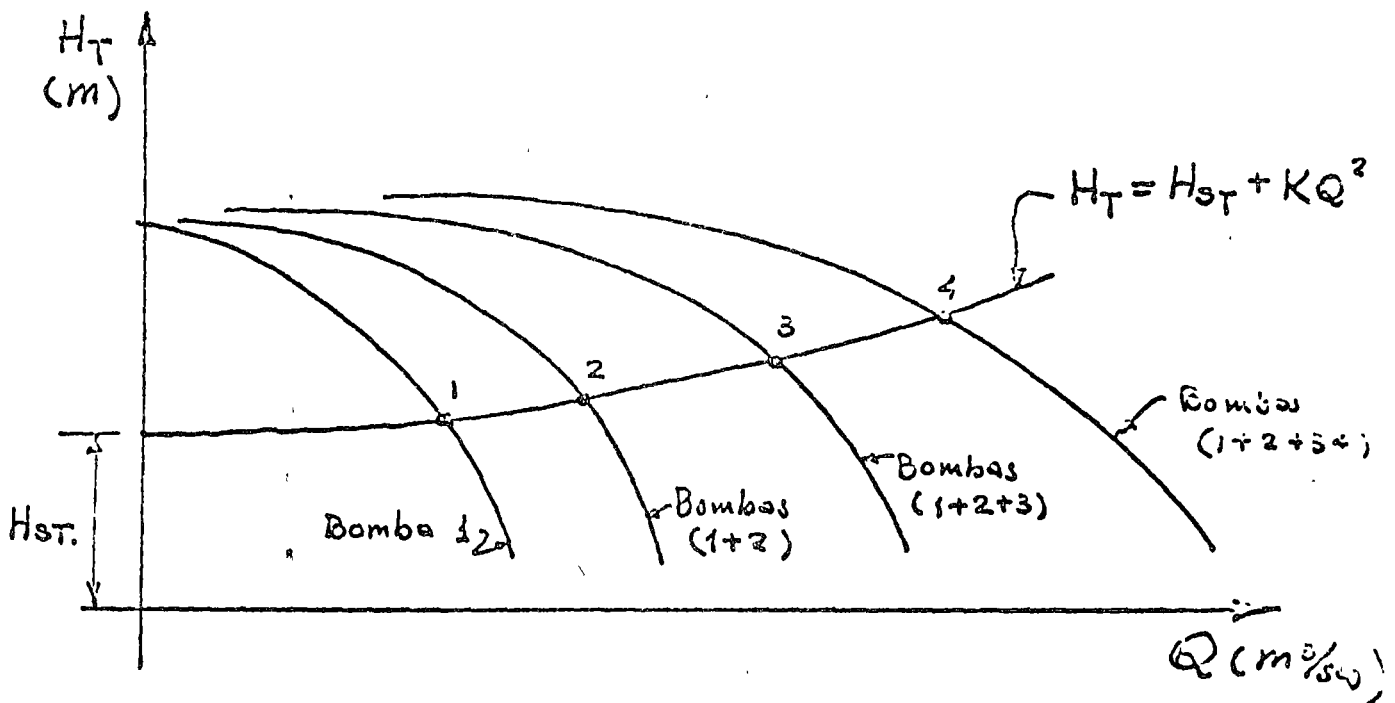


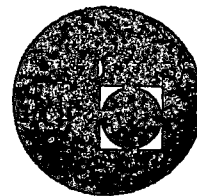
FIGURA 40.

LAS INTERSECCIONES NOS DARÁN LOS PUNTOS EN QUE QUEDA OPERANDO EL SISTEMA DE BOMBAS, CON LO QUE ES FACTIBLE ANALIZAR LAS CURVAS DE EFICIENCIA DE

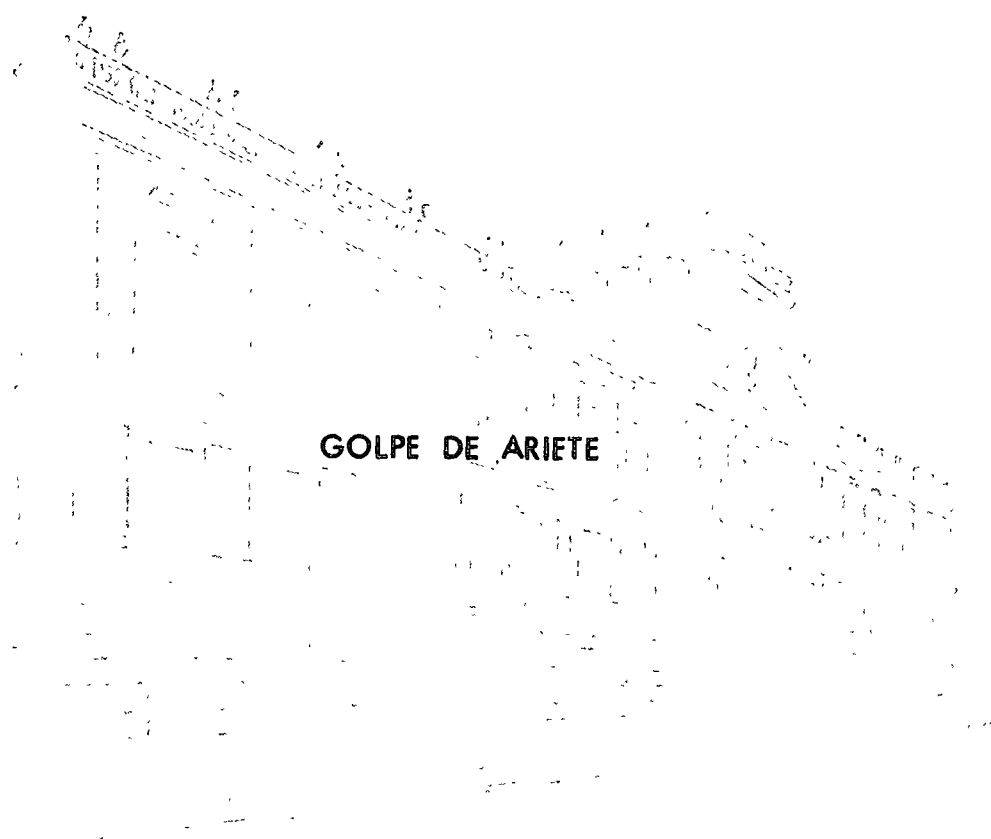
DE LAS MISMAS AL QUEDAR OPERANDO COMO LA H_{T_1} o H_{T_2} INDICADAS. LUEGO VARIANDO EL TIEMPO DE BOMBEO, LA VELOCIDAD DEL AGUA EN LA TUBERÍA DE PRESIÓN Y LAS ÁREAS DE LOS DEPÓSITOS, Y ADEMÁS HACIENDO USO DE LAS CURVAS DE EFICIENCIA DEL SISTEMA DE BOMBAS, SE PUEDE OBTENER UNA GAMA SUFICIENTE DE ALTERNATIVAS ECONÓMICAS QUE PERMITEN DETERMINAR EL MEJOR SISTEMA DE BOMBEO.



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



DISEÑO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS



GOLPE DE ARIETE

Ing. Gilberto Sotelo Avila

Octubre 1976



1. The first of the following items
 which are to be included in the
 bill of exchange is the amount

GOLPE DE ARIETE

1. INTRODUCCION

Se conoce con el nombre genérico de golpe de ariete a la serie de perturbaciones producidas en un conducto a presión por efecto de cambios bruscos de la velocidad del flujo y que consisten en variaciones violentas de la presión interior en la forma de ondas elásticas, que viajan a lo largo de la tubería modificando el estado de flujo permanente original. Las variaciones de la velocidad del flujo en un sistema hidráulico se deben a cambios del gasto como resultado de las maniobras en los órganos de cierre. En otros casos, el golpe de ariete se puede presentar aún cuando efectivamente no se opere un órgano de control del flujo en el sistema, si bien la alteración que se produzca llega a conducir al mismo resultado.

En la operación de una planta hidroeléctrica es usual que ocurran perturbaciones del flujo establecido en sus conductos de alimentación y desfogue. Esto se debe a las variaciones de gasto en las máquinas por efecto de la demanda o rechazo de la energía suministrada a la red eléctrica de consumo, o bien por el arranque o paro lento o brusco de las mismas perturbaciones semejantes se pueden presentar en los conductos de descarga de un sistema de bombeo por diversas condiciones de operación. La interrupción brusca del flujo de líquido puede ocurrir por efecto del cierre o apertura bruscos de las válvulas o por la interrupción repentina de energía eléctrica al motor o hasta por un desperfecto mecánico en el motor, en la bomba o en el grupo de bombas que integran el sistema.

Las maniobras en los órganos de control del flujo pueden ocasionar inicialmente ondas de presión positivas que producen aumentos de presión; las de apertura pueden ocasionar inicialmente ondas de presión de signo contrario; esto es, descensos de presión que después pueden combinarse. Las ondas de presión nacen en los puntos del sistema donde se produce la maniobra y se propagan a lo largo del conducto hasta el otro extremo, bifurcación o cambio de sección, donde se reflejan total o parcialmente. La onda reflejada puede conservar o cambiar el signo de acuerdo con la frontera donde se refleje, produciendo después combinaciones.

En una sección, como la entrada a una tubería alimentada por un recipiente, o donde la misma tubería se conecta a un pozo de oscilación, la reflexión se produce conservando su magnitud pero con signo contrario. En el extremo muerto de una tubería, esto es, donde hay una tapa ciega o una válvula totalmente cerrada, la onda de presión se refleja totalmente sin cambiar de signo.

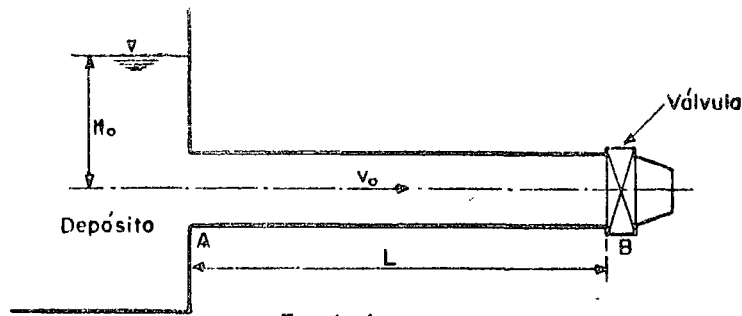


Fig. 1.1

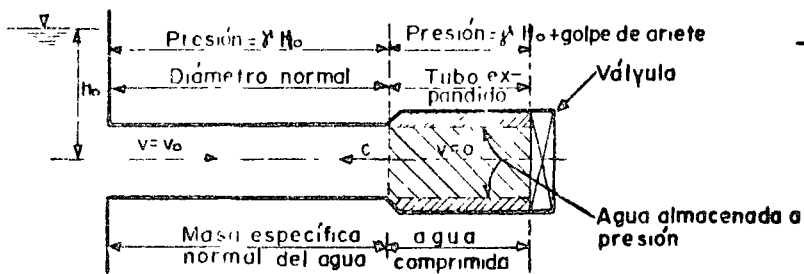


Fig 1.2 - Fase directa Frente de onda positiva hacia el depósito

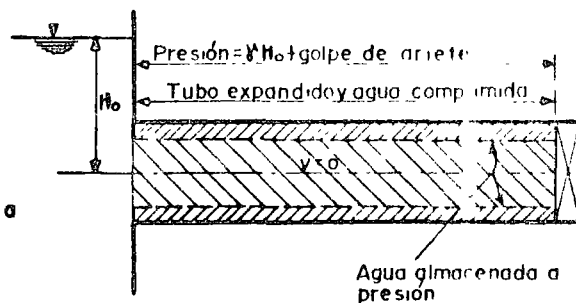


Fig 1.3 - Fase directa Frente de onda positiva llegando al depósito, $t = \frac{2L}{a}$

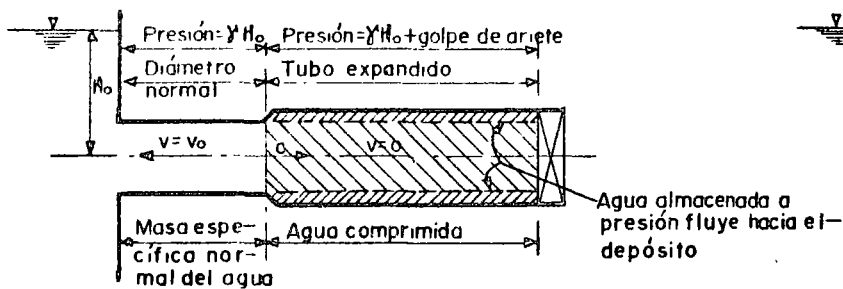


Fig 1.4 - Fase directa Frente de onda negativa hacia la válvula.

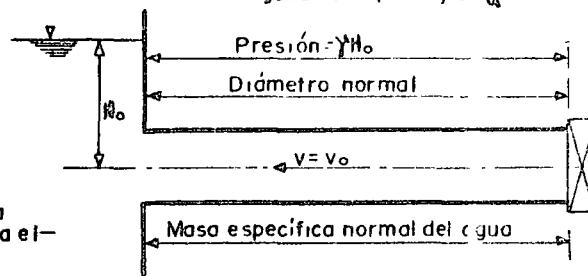


Fig 1.5 - Fase directa Frente de onda negativa llegando a la válvula $t = \frac{2L}{a}$

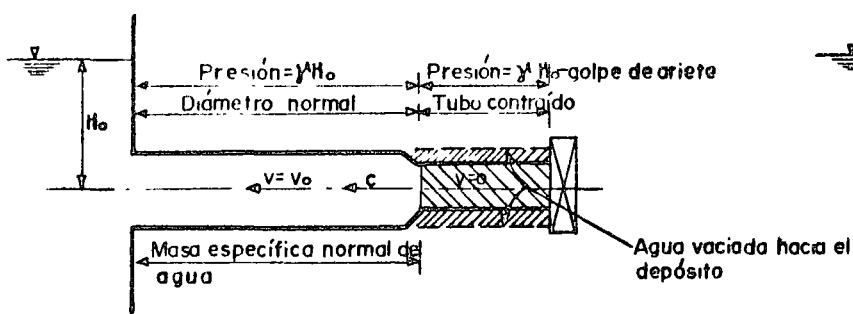


Fig 1.6 - Fase inversa Frente de onda negativa hacia el depósito

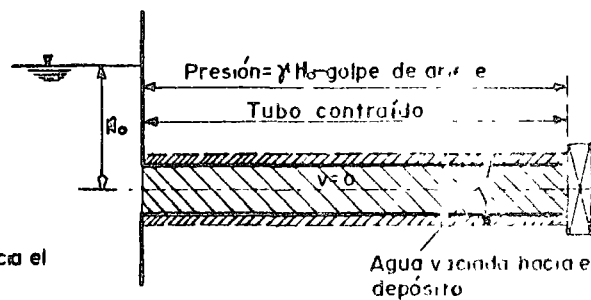


Fig 1.7 - Fase inversa Frente de onda negativa llegando al depósito $t = \frac{3L}{a}$

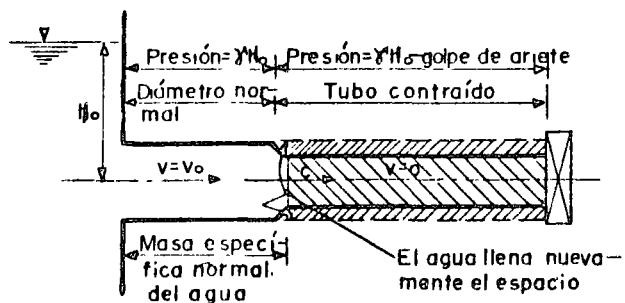


Fig 1.8 - Fase inversa Frente de onda positiva llegando a la válvula

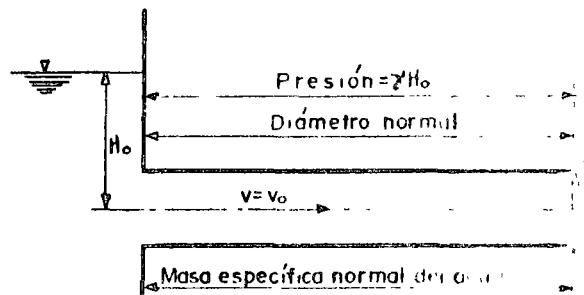


Fig 1.9 - Fase inversa Frente de onda positiva llegando a la válvula $t = \frac{4L}{a}$

En los problemas hidráulicos es común considerar al flujo como permanente, esto es, que la velocidad media en cualquier sección transversal es la misma para cualquier instante. En el flujo no permanente la velocidad varía a lo largo del conducto y en cada instante. El golpe de ariete es un caso típico de este tipo de flujo, al cual también se le llama transitorio, debido a que se trata de una situación de flujo no permanente que ocurre durante el cambio de un estado permanente a otro permanente.

Descripción del fenómeno. Considere una tubería de sección y espesor constantes, de longitud L y que es alimentada por un recipiente que contiene una gran masa de agua (fig. 1). Para modificar el régimen del escurrimiento, se recurre a la operación de la válvula colocada en el extremo inferior de la tubería; sin embargo, el cambio de régimen no se realiza con la misma rapidez de la operación si no en forma gradual. Esto produce fuertes cambios de la velocidad y de la presión del líquido fluyente, los cuales tratan de ajustarse a las condiciones del nuevo régimen.

Si se realiza el cierre instantáneo total de la válvula, la energía cinética del agua en la sección B es rechazada y transformada bruscamente en energía potencial, lo cual se traduce en un incremento de la presión hidrostática original que existe en el conducto para el régimen establecido. A su vez, esta energía potencial se transforma en trabajo elástico de deformación de las paredes del conducto y del líquido en la vecindad de la sección B. La conversión de energía cinética a energía elástica de deformación crea una onda de presión positiva que se transmite hacia el depósito con una celeridad " a " próxima a la del sonido.

En la zona del conducto, aguas abajo del frente de onda, se modifican totalmente las condiciones originales. Por efecto del aumento de presión, las paredes del conducto se deforman y el líquido ocupa el espacio libre a gran presión; la porción líquida se comprime, con el consecuente incremento de su masa específica, y por último, su velocidad se reduce a cero (fig. 2). La porción de agua comprendida entre el depósito y el frente de onda posee todavía las características originales del escurrimiento, velocidad V_0 y carga de presión hidrostática H_0 .

Este estado de deformación se extiende a lo largo del tubo con la misma celeridad del frente de onda. En el instante en que este llega al depósito, la totalidad de la tubería se encuentra deformada y llena de líquido en reposo, bajo una carga de presión adicional uniforme a lo largo del tubo (fig. 3).

Si el nivel del agua en el depósito permanece constante, el frente de onda no puede modificar la presión más allá de la sección A de entrada a la tubería, de modo que un manómetro instalado en ella registraría, en cualquier instante, la presión correspondiente a la carga H_0 . El líquido contenido en el

depósito actúa a manera de pantalla que refleja íntegramente la onda de presión y el líquido, almacenado en el espacio producido por la deformación de las paredes del tubo, empieza a expandirse por efecto de la subpresión producida por el frente de onda y fluye hacia el depósito con una velocidad V_0 idéntica a la original pero en dirección opuesta. Esto alivia las presiones nuevamente a los valores de la carga hidrostática H_0 con la misma rapidez con que se desplaza el frente de onda ahora en dirección a la válvula, facilitando el retorno de las paredes del conducto a su estado original (fig. 4).

En el instante $t = \frac{2L}{a}$ en que el frente de onda llega a la válvula, el

tubo se encuentra nuevamente bajo la carga de presión hidrostática H_0 y el líquido se mueve con velocidad V_0 hacia el depósito (fig. 5). Esta primera serie de eventos se llama fase directa o golpe directo.

El líquido continúa fluyendo hacia el depósito con la consecuente caída de la carga de presión por debajo de la hidrostática H_0 y con una magnitud igual a la producida al iniciarse el fenómeno. Esto ocasiona una onda de presión, ahora de carácter negativo, que se transmite hacia el depósito con la misma rapidez que la positiva y que contrae las paredes del conducto anulando la velocidad del líquido en la zona aguas abajo del frente de onda (fig. 6).

En el instante $t = \frac{3L}{a}$ en que el frente de onda negativa alcanza el

depósito, las presiones en la totalidad del conducto se encuentran por debajo de la hidrostática, el conducto se ha contraído a menos del diámetro inicial y el agua se ha expandido con densidad menor que la original (fig. 7) y con velocidad igual a cero.

Cuando se ha producido la reflexión de la onda en el depósito, el líquido trata de recuperar nuevamente el espacio ocupado por las paredes del tubo en su nuevo estado de deformación y fluye del depósito a la válvula con velocidad V_0 . Esto alivia las presiones nuevamente al valor de b_0 con la misma rapidez con que se desplaza el frente de onda en dirección a la válvula, retornando las paredes del conducto a su estado original (fig. 8).

En el instante $t = \frac{4L}{a}$ en que el frente de onda llega a la válvula, el

tubo se encuentra con las mismas características antes de realizarse el cierre de la misma (fig. 9). A esta segunda serie de eventos se le llama fase inversa o contragolpe.

El fenómeno se repite nuevamente con la misma secuencia de eventos antes descrita y de no ser por la disipación de energía en la forma de calor producida por la fricción en el conducto, el ciclo observado continuaría por tiempo indefinido. Obsérvese que la duración de las fases directa o inversa es idéntica.

rica es igual al intervalo de tiempo $T = \frac{2L}{a}$. Este intervalo de tiempo se

en la literatura técnica indistintamente con los términos: "período del tubo", "tiempo crítico", "un intervalo de tiempo" o "tiempo de reflexión". En adelante se usará el último término.

Una secuencia de eventos similar se observaría al cerrar la válvula A del sistema de bombeo mostrado en la figura 10, contra el flujo proporcionado por la bomba con velocidad de rotación constante. La primera onda de presión generada viaja de la válvula A hacia la bomba.

Si en el sistema hidráulico mostrado en la fig. 1 se abre la válvula B, se observa una serie de eventos semejantes pero con una secuencia distinta; es decir, primero se genera una onda de presión negativa que se transmite hacia el depósito y que trata de ajustar las condiciones al nuevo régimen, para continuar con una onda de presión positiva.

Con el cierre de la válvula B del sistema hidráulico mostrado en la fig. 10 se observa una serie de disturbios que se inician con la formación de una onda de presión que viaja de la válvula al depósito y produce la serie de disturbios que se inician con la formación de una onda de presión que viaja de la válvula al depósito y produce la serie de perturbaciones ilustradas en las fig. 6 a 9. De este modo, se invierte el orden de los eventos con respecto a los ocurridos al cerrar la válvula del sistema hidráulico de la fig. 1 ya que el fenómeno se inicia con la fase inversa para continuar con la fase directa.

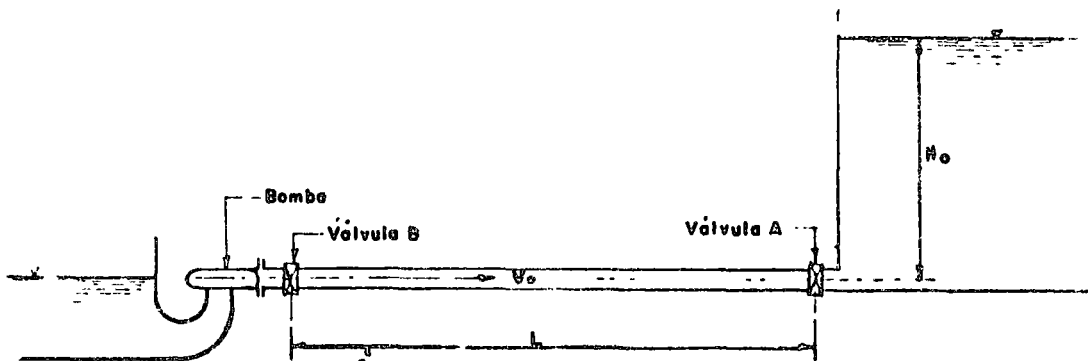


Fig. 1.10. Sistema de bombeo.

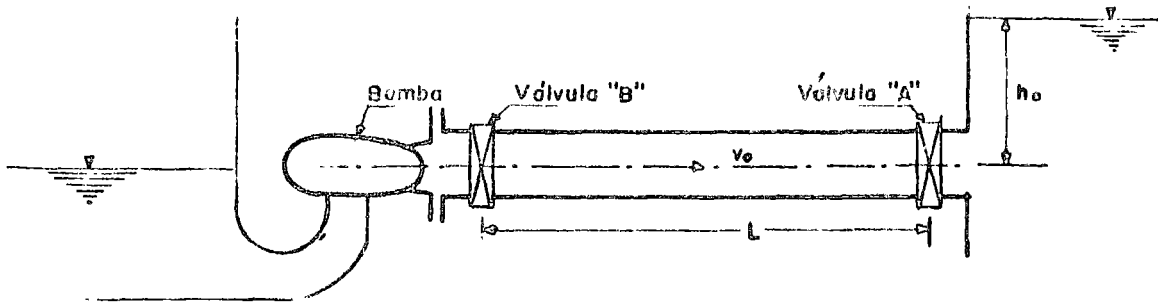


Fig. 110 - Sistema de bombeo

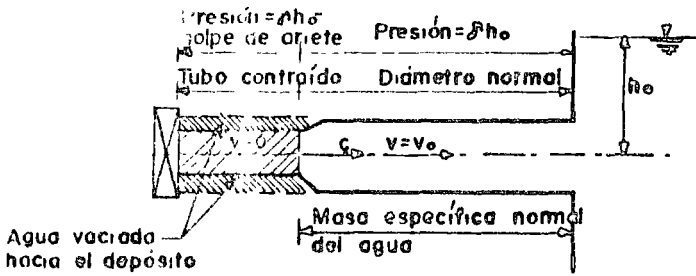


Fig. 111 - Fase inversa. Frente de onda negativa hacia el depósito

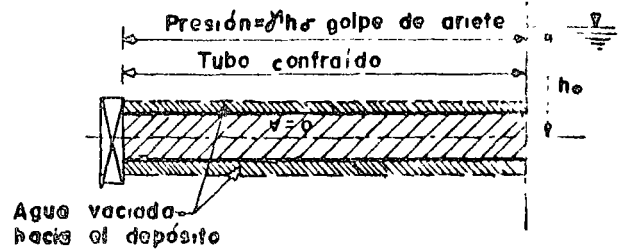


Fig. 112 - Fase inversa. Frente de onda negativa llegando al depósito $t = \frac{L}{c}$

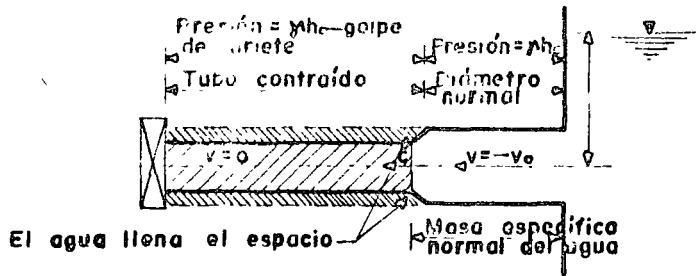


Fig. 113 - Fase inversa. Frente de onda positiva llegando a la válvula.

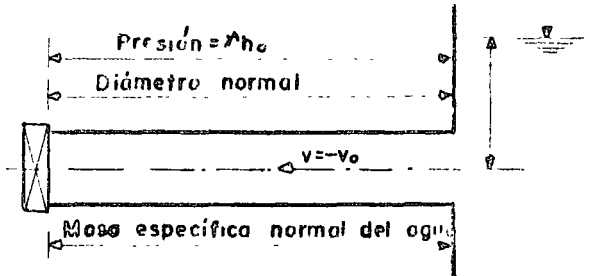


Fig. 114 - Fase inversa. Frente de onda positiva llegando a la válvula $t = \frac{2L}{c}$

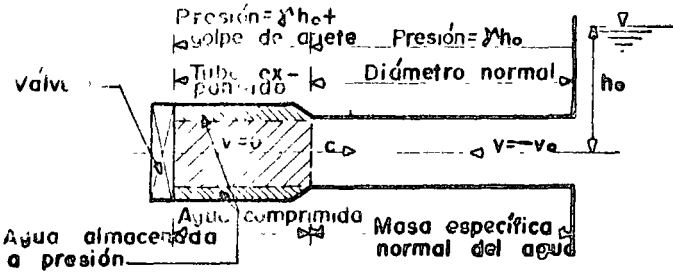


Fig. 115 - Fase directa. Frente de onda positiva hacia el depósito.

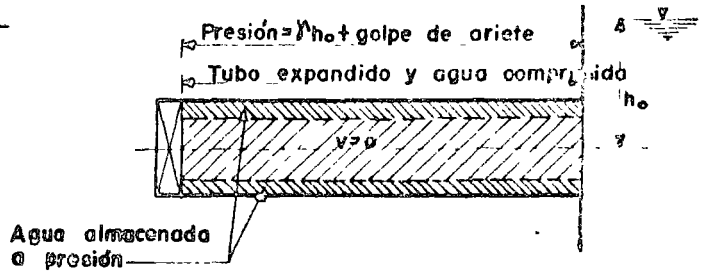


Fig. 116 - Fase directa. Frente de onda positiva llegando al depósito $t = \frac{L}{c}$

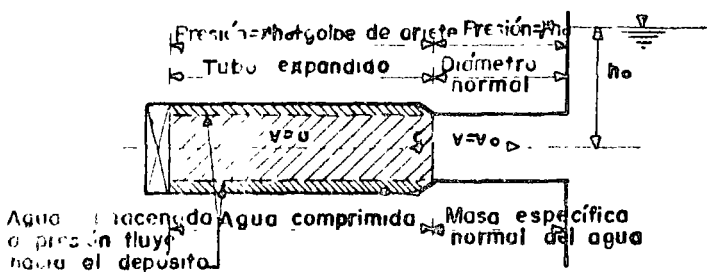


Fig. 117 - Fase directa. Frente de onda negativa hacia la válvula.

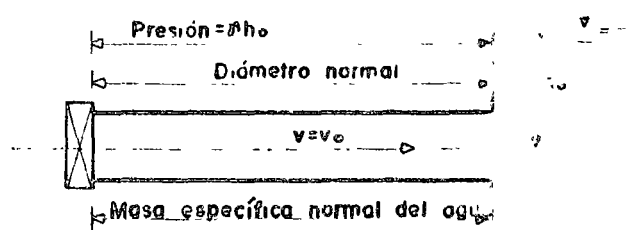


Fig. 118 - Fase directa. Frente de onda negativa llegando a la válvula $t = \frac{2L}{c}$

2. TEORIA GENERAL

Con el fin de exponer los puntos básicos de la teoría general considérese un tubo circular de diámetro y espesor constantes, como se muestra en la figura 11, el cual es alimentado por un recipiente cuya superficie libre no varía y cuyo gasto se controla con un obturador colocado en el extremo final.

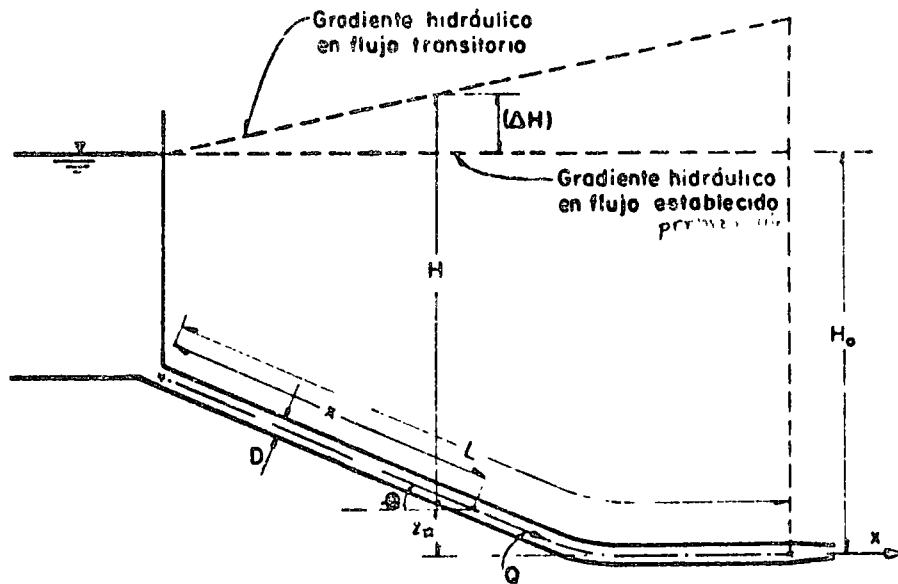


Fig. 11. Derivación de las ecuaciones generales

Se utilizará la siguiente nomenclatura

- D diámetro del conducto, en m
- L longitud del conducto, en m
- e espesor del conducto, en m
- A área de la sección del mismo, en m^2
- g aceleración de la gravedad en m/sec^2
- x distancia desde la entrada del tubo a una sección cualquiera; en m
- z desnivel entre la válvula y esa sección, en m

- ρ densidad del líquido, en $\text{kg seg}^2/\text{m}^3$
- γ peso específico del líquido, en kg/m^3
- p presión en la sección, en kg/m^2

$$H = \frac{p}{\gamma} + z \text{ carga en m de columna del líquido en la sección } x \text{ y en el instante } t.$$

H incremento de H , en m

V velocidad del líquido en la sección x y en el instante t , en m

Q gasto de líquido, en m^3/seg

a celeridad de la onda de presión, en m/seg

$$T = \frac{2L}{a} \text{ tiempo necesario para que la onda de presión viaje de la válvula al recipiente o viceversa, en seg.}$$

t_c tiempo de duración de la maniobra en el órgano de cierre, en seg.

h_f pérdida de carga por fricción, en m

E_w módulo de elasticidad del líquido, en kg/m^2

E_t módulo de elasticidad del tubo, en kg/m^2

Se admiten además las siguientes hipótesis:

- 1) El líquido es un medio susceptible de deformación, $\frac{dp}{dt} \neq 0$
- 2) El tubo se deforma elásticamente por las variaciones de presión, $\frac{dV}{dt} \neq 0$
- 3) La celeridad "a" con que se propagan los disturbios es mucho mayor que la velocidad V del líquido; o sea $a \gg V$.
- 4) Las características hidráulicas p y V corresponden a los valores medios, - con distribución uniforme de velocidades en cada sección ($\alpha = \beta = \frac{4}{3}$).
- 5) Las presiones en cualquier sección son siempre mayores que las de vaporización, sin presentarse separación de la columna.
- 6) El tramo de tubería en que se aplica la teoría posee un diámetro constante.

La ecuación diferencial de la energía para un flujo no permanente unidimensional de una vena líquida, en que se ha tomado en cuenta la hipótesis 4, es:

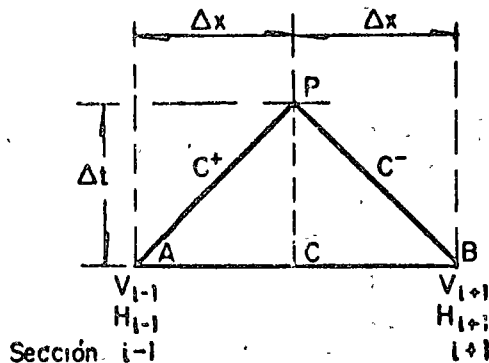


Fig. 15. Notación para el método de diferencias

3.2. Ecuaciones fundamentales

Existe una solución analítica exacta de las ecuaciones diferenciales del golpe de ariete (4) y (9), si se desprecia el término de fricción. Esta solución conduce a un sistema de dos ecuaciones en las que intervienen dos funciones de x y de t representativas del fenómeno. Estas funciones, valuadas para un mismo punto, tienen la propiedad de que su suma es cero cuando sus argumentos difieren un intervalo de tiempo $T = 2L/a$. Este intervalo es el conveniente para que la onda efectúe un recorrido de ida y vuelta en la tubería y se suele utilizar, por consiguiente, como unidad de medida del tiempo en la solución.

Con esta consideración se deducen las ecuaciones conjugadas de Angus, que permiten calcular la carga de presión en una sección dada de la tubería, en cualquier instante, si se conocen las cargas y los gastos en otra sección para dos instantes diferentes pero ligados entre sí, de acuerdo con la distancia entre las dos secciones y la velocidad de propagación de la onda.

A partir de las ecuaciones conjugadas de Angus, se pueden deducir las ecuaciones en cadena de Allievi que son válidas solo para calcular la carga de presión en la válvula. El procedimiento consiste en generar un sistema de ecuaciones de solución simple encadenada, que se resuelve tomando en consideración las condiciones de frontera extremas. Conocidas las condiciones en la válvula, con las ecuaciones conjugadas se calculan las condiciones para cualquier punto intermedio de la tubería.

De las gráficas de las oscilaciones de presión (problema 1) se observan dos zonas perfectamente definidas. La primera que corresponde al intervalo de tiempo $t < t_c$ y que se llama "zona de excitación". La segunda que corresponde a instantes $t > t_c$ y que se conoce como "zona de oscilación pendular". Si se tomaran en cuenta las pérdidas por fricción en la tubería, en esta última zona se observaría la amortiguación del fenómeno.

En esta solución se tratan las ecuaciones simplificadas del golpe de ariete; esto es, se desprecia la pendiente geométrica del conducto, así como los términos en las derivadas parciales de orden pequeño y la fricción.

Se consideran dos secciones C y D de una tubería, localizadas por medio de sus coordenadas x_C y x_D respectivamente y tres instantes diferentes t_h , t_i y t_j , medidos como una fracción del intervalo de tiempo $T = 2L/a$, de modo que $t_h = hT$, $t_i = iT$ y $t_j = jT$ (fig. 16).

EXCLUSIVO DE LA U. N. N. N. PAPEL PARA USO

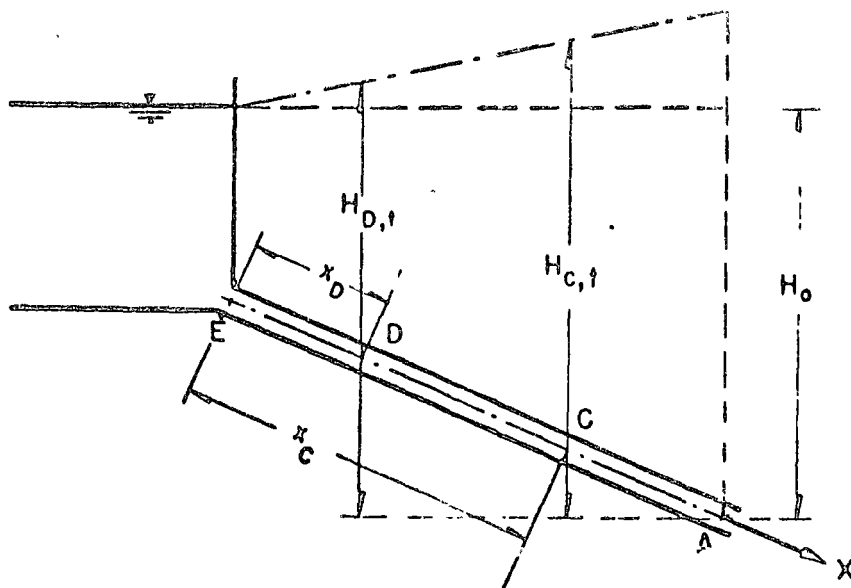


Fig 16

Las ecuaciones conjugadas de Angus se obtienen de las ecs. (24) y (25) al eliminar el término de fricción, y son

$$H_{C,h} - H_{D,i} = \frac{a}{gA} (Q_{C,h} - Q_{D,i}) = \frac{a}{g} (V_{C,h} - V_{D,i}) \quad (30)$$

$$H_{C,j} - H_{D,i} = -\frac{a}{gA} (Q_{C,j} - Q_{D,i}) = -\frac{a}{g} (V_{C,j} - V_{D,i}) \quad (31)$$

donde los subíndices h y j representan los instantes:

$$h = i - \frac{x_C - x_D}{2L} \quad \text{y} \quad j = i + \frac{x_C - x_D}{2L}$$

Las ecs. (30) y (31) escritas en forma adimensional son

$$h_{C,h} - h_{D,i} = \frac{aV_0}{gH_0} (v_{C,h} - v_{D,i}) \quad (32)$$

$$h_{C,j} - h_{D,i} = -\frac{aV_0}{gH_0} (v_{C,j} - v_{D,i}) \quad (33)$$

Las ecuaciones conjugadas permiten el cálculo de la carga de presión en una sección D para el instante i, si se conoce la misma en un punto C para los instantes h y j antes y después de i y el cambio de velocidad en ambas secciones para los mismos instantes.

Es más, si se conoce la variación de velocidades en una sola sección, por ejemplo la C, al sumar las ecs. (30) y (31) o (32) y (33), resulta:

$$H_{C,h} + H_{C,j} - 2H_{D,i} = \frac{a}{g} (V_{C,h} - V_{C,j}) = \frac{a}{gA} (Q_{C,h} - Q_{C,j}) \quad (34)$$

o bien

$$h_{C,h} + h_{C,j} - 2h_{D,i} = \frac{aV_o}{gH_o} (v_{C,h} - v_{C,j}) \quad (35)$$

Generalmente se conoce la variación de gastos en la sección A que coincide con la válvula, al conocer la ley con que se efectúa la maniobra del órgano de cierre. En ese caso, es suficiente con cambiar el subíndice C por A en las ecuaciones anteriores. Por ejemplo

$$H_{A,h} + H_{A,j} - 2H_{D,i} = \frac{a}{gA} (Q_{A,h} - Q_{A,j}) \quad (36)$$

~~En el 8.º se presenta un ejemplo de desarrollo de estas ecuaciones.~~

Para calcular la variación de cargas de presión en la sección A de la válvula, es suficiente considerar que C y D coinciden con A y E respectivamente, esto es $x_C = L$ y $x_D = 0$, por lo que, omitiendo el índice que señala la sección en las ecuaciones conjugadas y tomando en consideración que $H_E = H_o$ en cualquier instante, se obtiene

$$H_i + H_{i-1} - 2H_o = \frac{a}{gA} (Q_{i-1} - Q_i) \quad (37)$$

o bien

$$\frac{H_i}{H_o} + \frac{H_{i-1}}{H_o} - 2 = \frac{aQ_o}{gAH_o} \left(\frac{Q_{i-1}}{Q_o} - \frac{Q_i}{Q_o} \right) \quad (38)$$

Esta ecuación es válida solo para la válvula y permite generar un sistema de ecuaciones cuya solución es factible si se conoce la ley con que se efectúa la maniobra. En realidad representa un sistema de ecuaciones con solución en cadena, al adoptar i valores crecientes con incrementos siempre iguales a 1.

Si el órgano de cierre se encuentra en el extremo final de la tubería, se puede incluir, dentro de la ecuación de Allievi, la condición de frontera correspondiente. Para ello es conveniente introducir los siguientes parámetros adimensionales:

$\zeta_i^2 = H_i/H_o$, llamada relación de cargas de presión, y $\epsilon = aV_o/2gH_o = aQ_o/2gH_o A$, llamada característica de la tubería. La condición de frontera es entonces $Q_i/Q_o = \tau_i \zeta_i$, por lo tanto, la ecuación de Allievi resulta

$$\zeta_i^2 + \zeta_{i-1}^2 - 2 = 2\epsilon (\tau_{i-1} \zeta_{i-1} - \tau_i \zeta_i) \quad (39)$$

Para la solución en cadena es más conveniente despejar a ζ_i

$$\zeta_i = -\epsilon \tau_i + \sqrt{(\epsilon \tau_i)^2 + 2(1 + \epsilon \tau_{i-1} \zeta_{i-1}) - \zeta_{i-1}^2} \quad (40)$$

El incremento de carga de presión en un instante i , como una fracción de la carga inicial, vale

$$\zeta_i^2 - 1 = \frac{H_i - H_o}{H_o} \quad (41)$$

3.3 Condiciones de frontera

Para establecer la solución por el método de los volúmenes anteriores, es necesario satisfacer las condiciones de frontera en las secciones extremas de la tubería para cualquier instante, y en cualquier sección intermedia, en el instante 0

La condición de frontera en el extremo izquierdo de alimentación del tubo depende de la forma en que varíen el nivel del recipiente o la descarga de la bomba con el tiempo. En el extremo derecho, depende de la ley con que se efectúe la maniobra de la válvula.

La condición de frontera para un obturador es la relación entre la velocidad V del líquido, en la sección del tubo inmediatamente antes del obturador, la carga H en esa misma sección y A_G , el área libre de la válvula, todos para un mismo instante. Esta función es del tipo $V = f(A_G, H)$ y se establece independientemente del fenómeno, es decir, sobre la base de un flujo local permanente

En el caso de una turbina Pelton, la condición de frontera queda regida por la válvula de aguja. Esta condición se generaliza a cualquier tipo de válvula o compuerta que descargue a la atmósfera. En cuanto a una turbina de reacción, la condición de frontera depende de la velocidad de rotación de la máquina y del grado de apertura de los vanos del distribuidor. Sin embargo, con objeto de simplificar la solución, se acepta considerar una condición de frontera semejante a la de una rueda Pelton

El área $C_d A_G$ efectiva de la válvula es una función del tiempo y se conoce como "ley de la maniobra". El tiempo t_c que dura la operación de la válvula se llama "duración de la maniobra". Es costumbre representar la maniobra a través del "factor de cierre" τ .

Una válvula de aguja en una instalación con rueda Pelton abre rápidamente en un intervalo de tiempo de 2 a 5 seg. pero cierra lentamente, en un intervalo de 15 a 30 seg. No se alcanza una reducción rápida en la velocidad de la turbina por el movimiento de la aguja sino más bien por medio del deflector de la válvula que desvía el chorro lejos del cangilón en tiempos de 2 a 6 seg. Sin embargo, esto no reduce los efectos del golpe

En el caso de una turbina a reacción, los cierres se efectúan entre 2 y 5 seg y las aberturas entre 15 y 30 seg

e) Válvula en el extremo derecho de un tubo que descarga a la atmósfera. La válvula se trata como un orificio. Con el subíndice g se señalan las condiciones para el flujo establecido, es decir, las correspondientes al instante inicial en el caso de un cierre, o al final de la maniobra en el caso de una apertura. La ecuación para el orificio es

DE LA U. N. A. M.

$$\frac{V_{PN}}{V_g} = \tau \sqrt{\frac{H_{PN}}{H_0}} \quad (42)$$

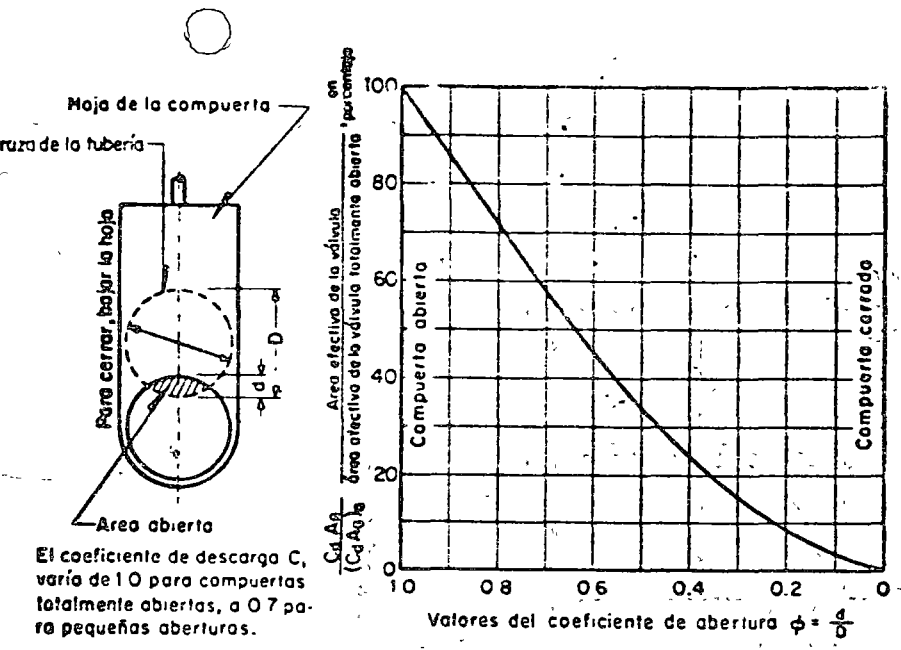
donde el subíndice N indica la N ésima sección N del tubo. $\tau = C_d A_G / (C_d A_G)_g$ recibe el nombre de "factor de cierre". En estas ecuaciones

A área de la sección transversal del tubo, en m^2

C_d coeficiente de gasto de la válvula

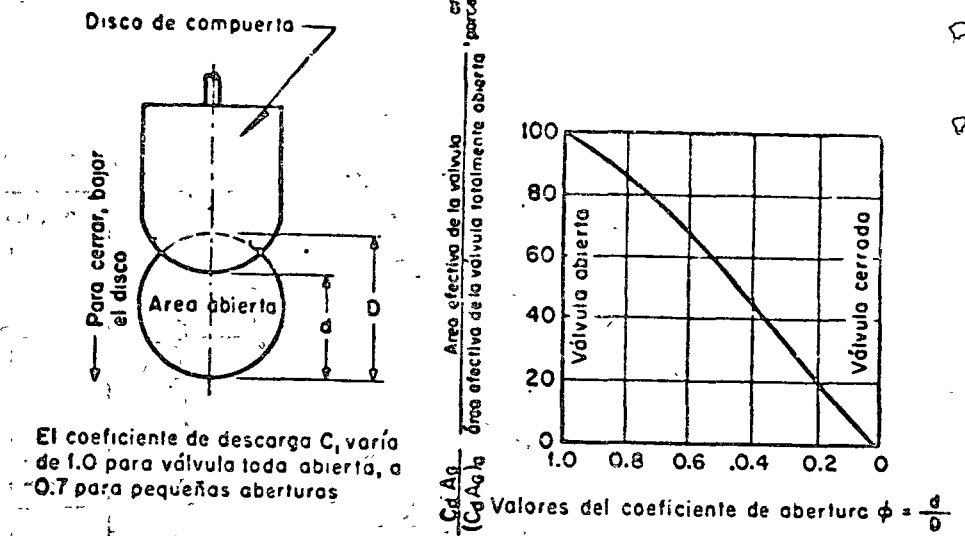
A_G área libre de la válvula, en m^2

Actualmente existen pocos datos de pruebas sobre el flujo a través de válvulas y compuertas parcialmente abiertas. Parmakian (1955) presenta las características de descarga para las válvulas más importantes. Para ello, calculó el área abierta de la compuerta normal al eje del tubo y con esta determinó el área efectiva de la compuerta multiplicando el área abierta por el coeficiente de descarga correspondiente a la abertura en particular. En las figuras 18, 19, se muestran las gráficas de variación del área efectiva de flujo para diferentes válvulas, como un porcentaje del área efectiva de flujo de la válvula totalmente abierta.



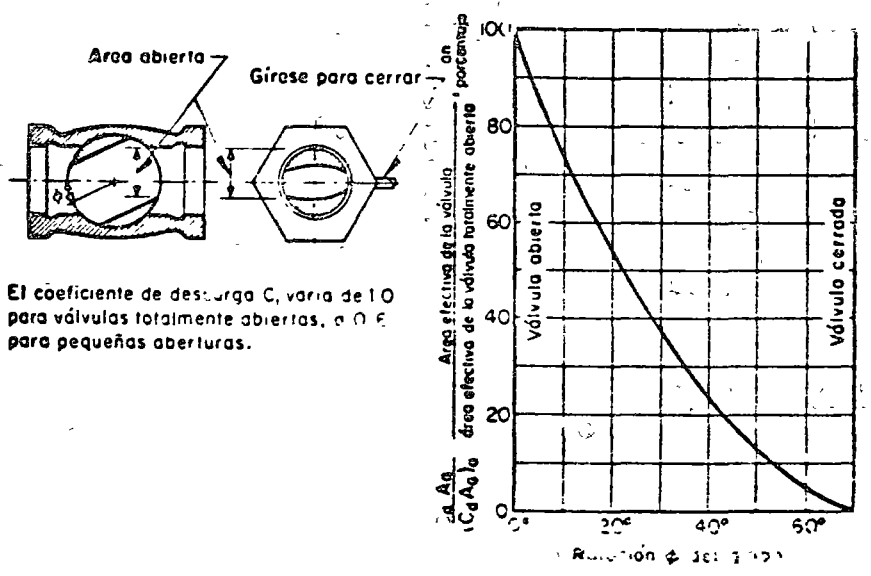
El coeficiente de descarga C_d varía de 1.0 para compuertas totalmente abiertas, a 0.7 para pequeñas aberturas.

Fig 17 Factor de cierre de una compuerta de anillo deslizante



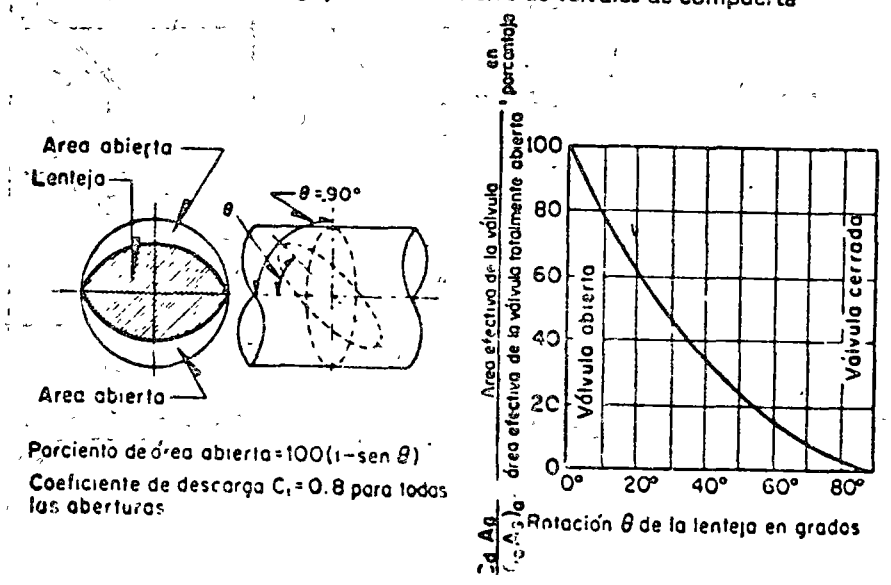
El coeficiente de descarga C_d varía de 1.0 para válvula toda abierta, a 0.7 para pequeñas aberturas

Fig 19 Factor de cierre de válvulas de compuerta



El coeficiente de descarga C_d varía de 1.0 para válvulas totalmente abiertas, a 0.6 para pequeñas aberturas.

Fig 18 Factor de cierre de válvulas de mariposa



Porcentaje de área abierta = $100(1 - \sin \theta)$
 Coeficiente de descarga $C_d = 0.8$ para todas las aberturas

Fig 20 Factor de cierre de válvulas de mariposa

21-81-

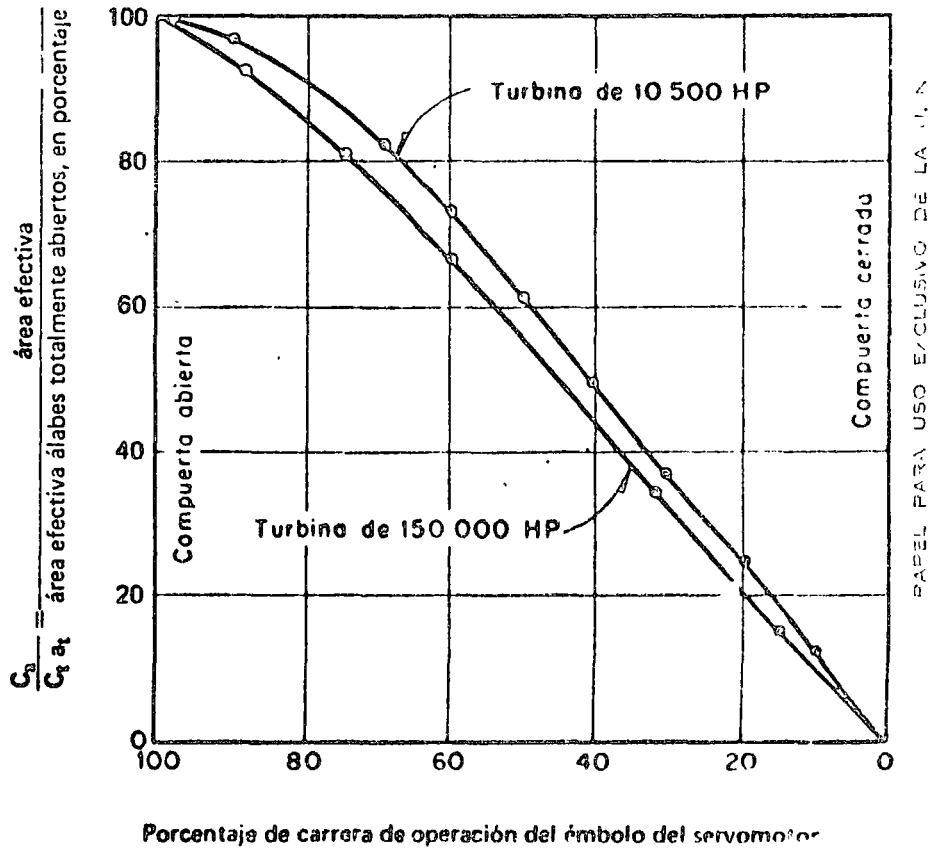
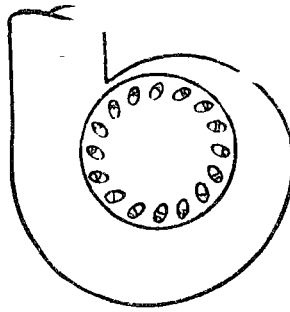


Fig. 2. Factor de cierre en álabes móviles de turbina

D Ejemplo 1. Considere una tubería de diámetro y espesor constantes como se muestra en la figura 22. En esta instalación la compuerta se cierra totalmente en 6 seg con la ley mostrada.

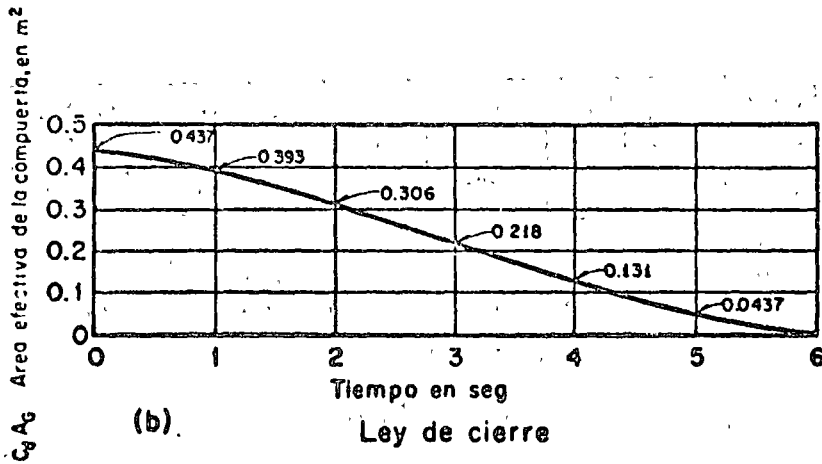
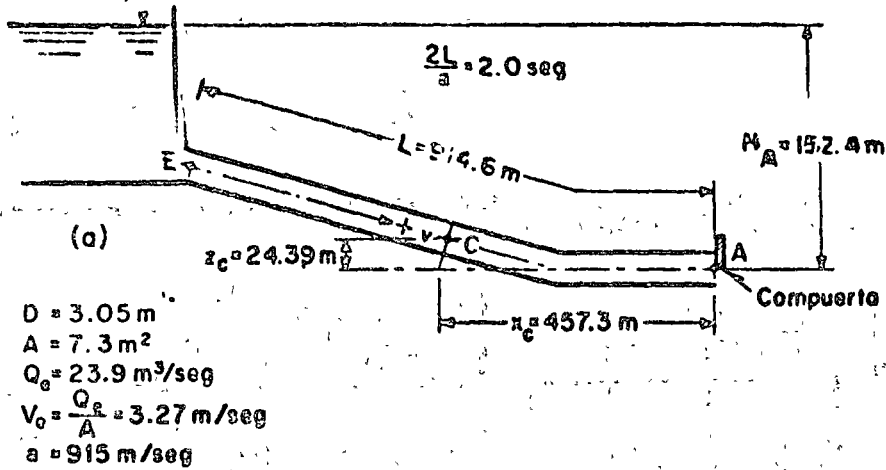


Fig 22

El intervalo de tiempo vale

$$T = \frac{2L}{a} = \frac{2 \times 914.6}{915} = 2 \text{ seg}$$

La característica de la tubería es:

$$e = \frac{a V_0}{2gH_0} = \frac{915 \times 3.27}{2 \times 9.8 \times 152.4} = 1$$

Con $(C_d A_G)_0 = 0.437 \text{ m}^2$ el factor de cierre τ_1 tiene los valores

t_1 , en seg	$i = t_1/T$	$(C_d A_G)_t$	τ_1
0	0	0.437	1
1	0.5	0.393	0.9
2	1	0.306	0.7
3	1.5	0.218	0.5
4	2	0.131	0.3
5	2.5	0.0437	0.1
6	3	0	0

De la ecuación en cadena de Allievi, en la forma sin dimensiones, se obtiene

$$\zeta_i = -\epsilon \tau_i + \sqrt{(\epsilon \tau_i)^2 + 2(1 + \epsilon \tau_{i-1} \zeta_{i-1}) - \zeta_{i-1}^2}$$

Esta ecuación se resuelve en la tabla siguiente al tomar, para i, valores crecientes de 1, empezando en cero y en 0.5

t _i en seg	i	τ _i	ετ _i	(ετ _i) ²	2(1 + ετ _{i-1} ζ _{i-1})	2(1 + ε) - ζ _{i-1} ² + (ετ _i) ²	√[2(1 + ε) - ζ _{i-1} ² + (ετ _i) ²]	ζ _i	ζ _i ²	ζ _i ² - 1	ΔH en m
0	0	1	1	—	—	—	—	1	1	0	
2	1	0.7	0.7	0.49	1	3.49	1.068	1.168	1.364	0.364	55.5
4	2	0.3	0.3	0.09	0.8178	2.3612	1.537	1.237	1.53	0.53	80.8
6	3	0	0	0	0.3711	2.7422	1.2122	1.101	1.2122	0.2122	32.3
8	4	0	0	0	0	2	0.7878	0.8878	0.7878	-0.2122	-32.3
10	5	0	0	0	0	2	1.2122	1.101	1.2122	0.2122	32.3

Para valores fraccionarios de i

1	0.5	0.9	0.9	0.81	1	4	3.81	1.952	1.052	1.106	0.106	16.2
3	1.5	0.5	0.5	0.25	0.9468	3.8936	3.038	1.7429	1.2429	1.5448	0.545	33.1
5	2.5	0.1	0.1	0.01	0.6214	3.2428	1.708	1.307	1.207	1.457	0.457	69.6
7	3.5	0	0	0	0.1207	2.2414	0.7844	0.8857	0.8857	0.7844	-0.2156	-32.9
9	4.5	0	0	0	0	2	1.2156	1.101	1.101	1.2156	0.2156	32.9

Para determinar las oscilaciones de presión en el punto C conviene calcular los gastos en el punto A (con las cargas de presión antes calculadas), a partir de la ecuación

$$Q_i = Q_c \tau_i \zeta_i = 23.9 \tau_i \zeta_i$$

Esto se encuentra en la tabla que sigue en la cual se sintetizan los resultados anteriores

t, en seg	i	τ _i	ζ _i	τ _i ζ _i	ζ _i ²	ζ _i ² - 1	H _i = ζ _i ² H ₀	ΔH _i = H _i - H ₀	Q _i m ³ /seg
0	0	1	1	1	1	0	162.4	0	23.90
1	0.5	0.9	1.052	0.9468	1.106	0.106	168.6	16.2	22.63
2	1	0.7	1.168	0.8178	1.364	0.364	207.9	55.5	19.54
3	1.5	0.5	1.2429	0.6215	1.545	0.545	235.5	83.1	14.85
4	2	0.3	1.237	0.3711	1.530	0.530	233.2	80.8	8.87
5	2.5	0.1	1.207	0.1207	1.457	0.457	227.0	69.6	2.88
6	3	0	1.101	0	1.212	0.212	184.7	32.3	0
7	3.5	0	0.886	0	0.784	-0.216	119.6	-32.9	0
8	4	0	0.888	0	0.788	-0.212	120.1	-32.3	0
9	4.5	0	1.101	0	1.218	0.216	185.3	+32.9	0
10	5	0	1.101	0	1.212	0.212	184.7	32.3	0

Para calcular los incrementos de las cargas de presión en el punto C, de la ecuación 3.7 se obtiene

$$(\Delta H)_{C,i} = \frac{(\Delta H)_{A,h} + (\Delta H)_{A,j}}{2} - \frac{a}{2gA} (Q_{A,h} - Q_{A,j})$$

donde los instantes h y j son

$$h = i - \frac{X_C - X_D}{2L} = i - \frac{L/2}{2L} = i - 0.25$$

$$j = i + \frac{X_C - X_D}{2L} = i + \frac{L/2}{2L} = i + 0.25$$

Conviene entonces que i adopte los valores 0.25, 0.75, 1.25, 1.75, 2.25, 2.75, 3.25, 3.75, 4.25, 4.75, etc. con el objeto de utilizar los resultados anteriores.

El valor de la constante es

$$\frac{a}{2gA} = \frac{915}{19.6 \times 7.3} = 6.395$$

Los cálculos de las cargas de presión en C se sintetizan en la siguiente tabla

i	h	Q _{A,h}	(ΔH) _{A,h}	Q _{A,h} - Q _{A,j}	$\frac{a}{2gA} (Q_{A,h} - Q_{A,j})$	$\frac{(\Delta H)_{A,h} - (\Delta H)_{A,j}}{2}$	(ΔH) _{C,i}	h _{D,i}	(ΔH) _{A,h} - (ΔH) _{C,i}	$\frac{gA}{a} [(\Delta H)_{A,h} - (\Delta H)_{C,i}]$	Q _{D,j}
0.5	0.25	23.90	0								
1	0.50	22.63	18.2	1.27	8.12	8.12	0	128.0	0	0	23.90
1.5	0.75			3.09	19.76	35.85	18.1	144.1	0.1	0.0078	22.62
2	1.00	19.54	55.6	4.60	29.99	69.30	38.3	167.3	18.2	1.207	18.27
2.5	1.25			5.98	38.24	91.65	43.7	171.7	39.4	3.081	11.77
3	1.50	14.85	83.1	5.99	38.31	76.20	38.9	164.9	43.9	3.433	5.44
3.5	1.75			2.83	18.42	60.95	32.6	160.5	37.1	2.901	-0.02
4	2.00	8.87	80.8	0	0	-0.3	-0.3	128.2	32.6	6.468	-5.47
4.5	2.25			0	0	-32.6	-32.6	95.4	0.3	0.0235	-0.02
5	2.50	2.98	69.6	0	0	0.3	0.3	128.3	-32.6	-2.549	2.55
5.5	2.75			0	0	32.6	32.6	160.6	0.3	0.0235	0.02
6	3.00	0	32.3								
6.5	3.25										
7	3.50	0	-32.9								
7.5	3.75										
8	4.00	0	-32.3								
8.5	4.25										
9	4.50	0	32.9								
9.5	4.75										
10	5.00	0	32.3								

Para calcular los gastos en la sección D en cada instante, se usa, por ejemplo la ec. (3.4); de la cual se despeja Q_{D,i}

$$Q_{D,i} = Q_{A,h} - \frac{gA}{a} [(\Delta H)_{A,h} - (\Delta H)_{D,i}]$$

en que:

$$\frac{gA}{a} = \frac{9.8 \times 7.3}{915} = 0.0782$$

En las figuras 23 y 24 se presentan las gráficas de las variaciones de la carga de presión.

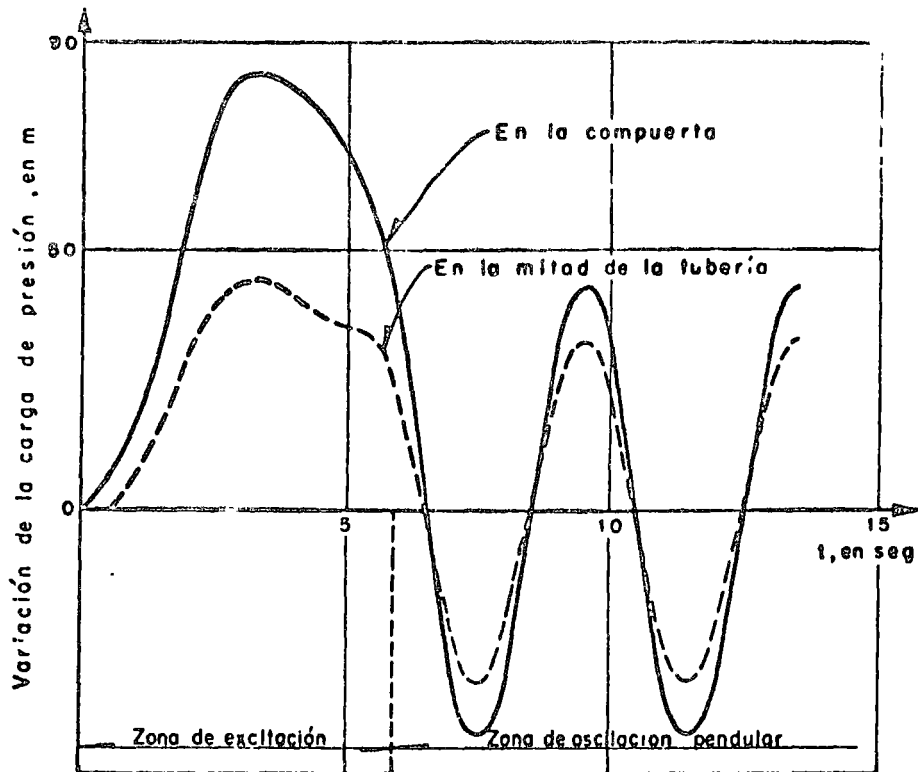


Fig 23 Variación de la carga de presión en la compuerta y en la mitad de la tubería

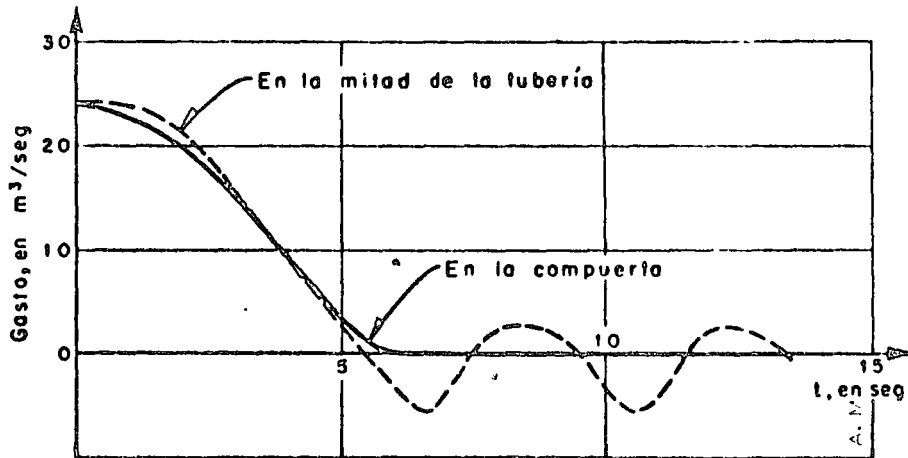


Fig 24 Variación del gasto en la compuerta y en la mitad de la tubería

3.4 Clasificación de las maniobras

Quando la duración t_c de la maniobra en una válvula localizada en el extremo final de una tubería es menor o igual que el intervalo de tiempo T de la misma, la onda reflejada con signo contrario en el otro extremo de la tubería llega a la válvula después que en esta terminó la maniobra. Con ello, la onda reflejada no amortigua los efectos sino hasta después que ha ocurrido el máximo de presión en la válvula.

Una explicación semejante se tendría aun en el caso en que se llegara al extremo de hacer una maniobra brusca de la compuerta ($t_c = 0$), es decir que como $t_c < T$ los efectos son mayores y se presentan las máximas variaciones de presión en la tubería, cualquiera que sea la ley de la maniobra de la compuerta.

Este tipo de maniobra se llama "rápida" y se puede presentar en la práctica solo en algunos problemas de golpe de ariete. Quando $t_c > T$, las ondas de presión se amortiguan y la maniobra se llama "lenta".

Puesto que la válvula se encuentra en el extremo final de la tubería, el incremento máximo de carga de presión en la compuerta para un cierre rápido se presenta en el instante $t = t_c$. Para su cálculo, basta hacer $i = t_c/T$ y $\xi_0 = 1$, $\tau_0 = 1$, $\tau_{tc} = 0$ en la ec C.8.10.10 y se obtiene

$$\xi_{tc}^2 - 1 = \frac{H_{tc} - H_0}{H_0} = 2e = \frac{aV_0}{gH_0}$$

bien, la conocida fórmula de Joukovsky

$$(\Delta H)_{\text{máx}} = (H_{tc} - H_0)_{\text{máx}} = \frac{aV_0}{g}$$

El incremento máximo de la carga de presión en la válvula, para un cierre brusco, se calcula con la fórmula de Joukovsky. Este máximo de carga de presión se presenta con la misma intensidad en la tubería hasta una distancia $x = L - a t_c/2$ desde la válvula.

En el caso de maniobras rápidas de apertura ocurre el decremento máximo en la carga de presión, y su magnitud depende de la característica de la tubería.

Si el cierre es rápido y parcial

$$(\Delta H)_{\text{máx}} = (a/g) (V_0 - V_\infty)$$

Para maniobras de apertura brusca se presenta entonces el mínimo de presión, si bien en este caso no es válida la fórmula de Joukovsky. (Ver problema numérico)

El incremento máximo en la carga de presión, para un cierre rápido realizado desde la abertura total de la válvula hasta cero, suponiendo que en forma aproximada $g = 9.8 \text{ m/seg}^2$ y $a = 1000 \text{ m/seg}$, según la fórmula de Joukovsky, vale

$$(\Delta H)_{\text{máx}} = \frac{1000}{9.8} V_0 = 102 V_0$$

Para el problema del Ej. 1 en el caso de un cierre brusco, el aumento máximo de carga es

$$(\Delta H)_{\text{máx}} = \frac{a V_0}{g} = \frac{915 \times 3.27}{9.8} = 306 \text{ m}$$

3.5 ~~Maniobras~~ Maniobras con ley lineal

En muchos problemas de la práctica, la ley de cierre o apertura de la válvula, es, o se puede considerar, semejante a una ley lineal. Es decir, el factor de cierre τ varía linealmente con t .

Esto presenta ciertas ventajas debido a que para esta ley han sido estudiado una gran cantidad de problemas cuyas soluciones se resumen en las gráficas de Allievi para calcular los máximos incrementos o decrementos de presión para cierres o aperturas, sin incluir la amortiguación por efecto de la fricción ~~(ver problema)~~.

a) Ley lineal de cierre lento. La que se ve en la fig C.8.2i tiene la ecuación

$$\tau_i = 1 - \frac{t_i}{\theta}$$

$$\theta = \frac{t_c}{T}$$

De la ec: (40) para $i = 1$, resulta

$$\zeta_1 = -\epsilon \tau_1 + \sqrt{\epsilon^2 \tau_1^2 + 2\epsilon + 1} \quad (43)$$

Este valor corresponde al máximo cuando $\epsilon < 1$, o $\theta > 3.5$

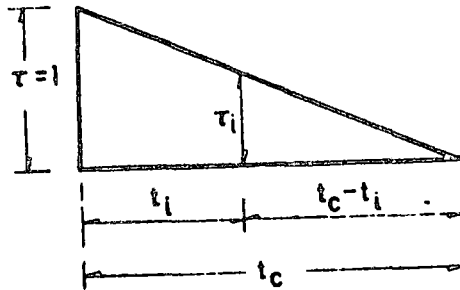


Fig 2.5

Dentro de la zona de excitación, un valor medio de las cargas de presión se obtiene de la fórmula

$$\zeta_m = \frac{1}{\theta} + \sqrt{\left(\frac{\epsilon}{\theta}\right)^2 + 1}$$

Los incrementos máximos de la carga de presión se pueden calcular utilizando las gráficas de Allievi correspondientes. Sobre el eje horizontal se llevan los valores de ϵ , y sobre el vertical, los de θ . Las curvas tienen como parámetro a $\zeta^2_{m\acute{a}x}$. Para valores de ϵ comprendidos entre 1 y 8, existen en la gráfica correspondiente curvas con líneas de puntos cuyo parámetro es $n = t_i/T$ que representan el instante en que ocurre el máximo. (Figs. 2.5 y 2.6)

En la zona pendular o sea para $i > \theta$ el golpe de ariete oscila entre diferencias de presión positiva y negativa cuyos valores absolutos son los mismos.

De las gráficas se observa que

a) Si $\epsilon \leq 1$ o $\theta > 3.5$, el valor máximo de ζ^2 para un cierre lineal ocurre siempre para $i = 1$

b) Si $\epsilon > 1$, el valor máximo de ζ^2 ocurre para algún instante posterior

La fórmula de Michaud (ref 8.7) da resultados aproximados para cierres lineales lentos y se basa en considerar despreciable la influencia que sobre el gasto tienen los cambios de presión. Dicha fórmula es:

$$(\Delta H)_{m\acute{a}x} = \frac{2 L V_0}{g t_c} = \frac{T}{g} \frac{a V_0}{t_c}$$

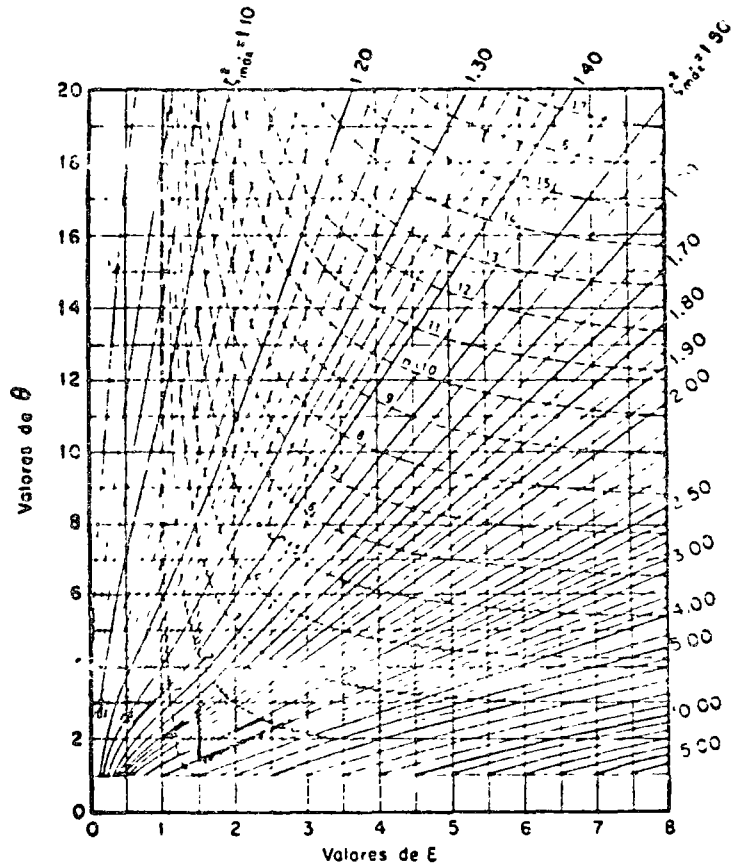


Fig 26 Gráfica de Allievi. Incremento de presión para un cierre total lento. Valores intermedios de ϵ y θ

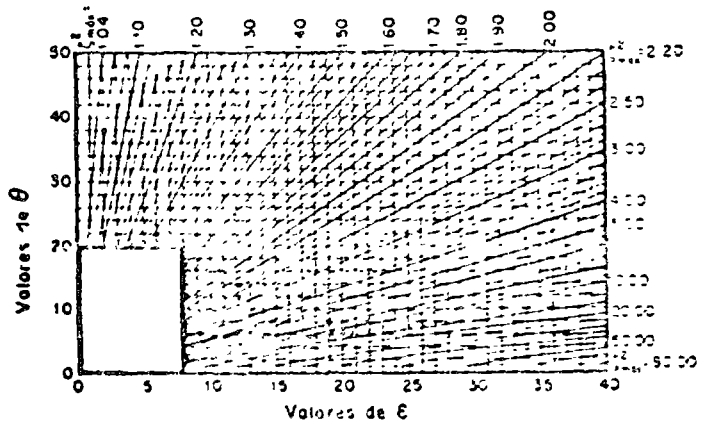


Fig 26b Gráfica de Allievi. Incremento de presión para un cierre lento. Valores grandes de ϵ y θ

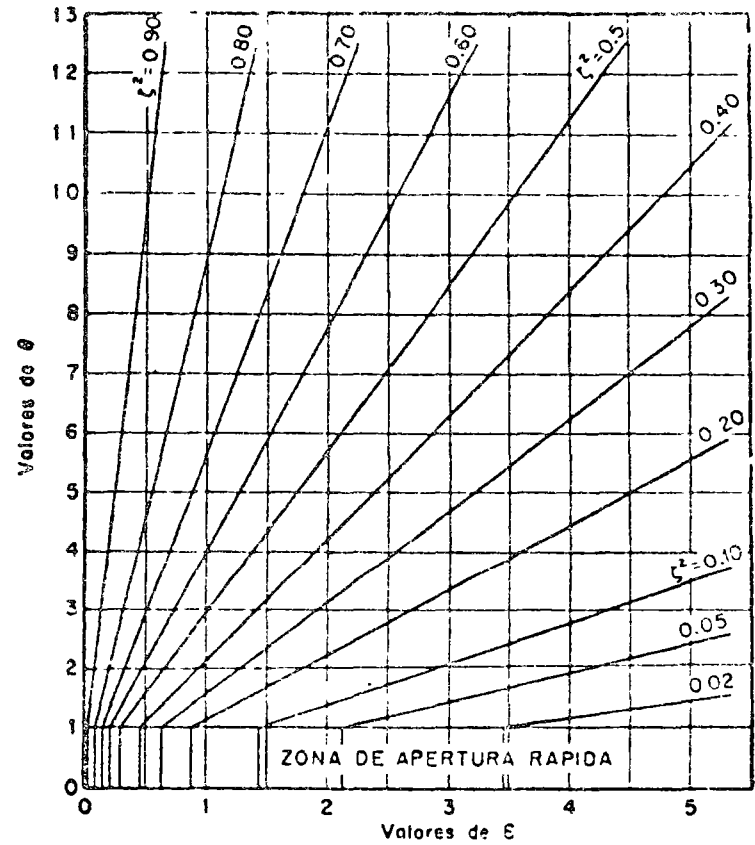


Fig 27 Gráfica de Allievi. Caída de presión para una apertura lenta. Valores pequeños de ϵ y θ

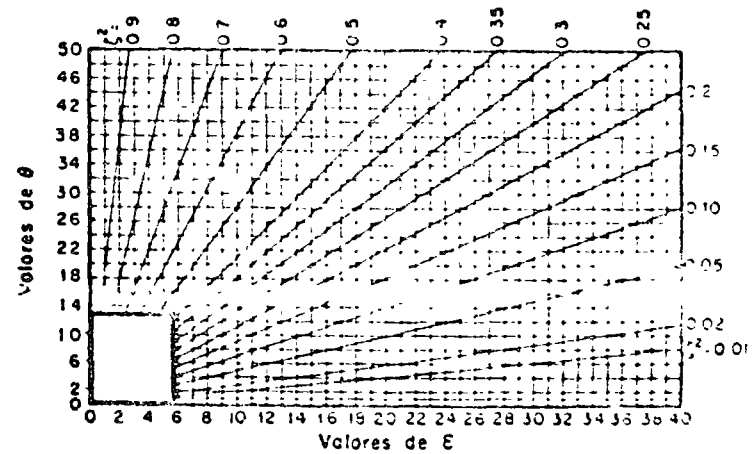


Fig 27b Gráfica de Allievi. Caída de presión para una apertura lenta. Valores grandes de ϵ y θ

97
 PARA UN CIERRE LENTO

Para aclarar el uso de ^{las} gráficas, supóngase que en el problema del Ej. 1 la ley de cierre es lineal y se efectúa en el tiempo $t = 6$ seg.

Los parámetros de entrada a la gráfica de Allievi son:

$$\epsilon = \frac{a V_0}{2gH_0} = 1 \quad \text{y} \quad \theta = \frac{t_c}{T} = \frac{6}{2} = 3$$

El máximo ocurre en el instante $i \doteq 1$ según se observa de la fig 26, además

$$\zeta^2 = 1.42 \text{ y } \zeta^2 - 1 = (\Delta H)_{\text{máx}}/H_0 = 0.42$$

$$(\Delta H)_{\text{máx}} = 0.42 \times 152.4 = 64 \text{ m}$$

Valor superior al calculado en el problema del inciso antes mencionado.

Utilizando la ec 43,

$$\tau_1 = 1 - \frac{1}{3} = 0.67$$

$$\zeta_1 = -1 \times 0.67 + \sqrt{1 \times 0.444 + 2 \times 1} = -0.67 + \sqrt{3.444}$$

$$\zeta_1 = 1.185 \quad \zeta_1^2 = 1.41$$

Valor muy semejante al calculado arriba.

b) Ley lineal de apertura lenta. Se considera aquí una ley lineal de apertura lenta de $Q = 0$, ($\tau_0 = 0$) a $Q = Q_e$, ($\tau_e = 1$) (fig 28). En el instante $t = t_c$ la velocidad v_e corresponde al gasto Q_e .

La ley lineal tiene por ecuación

$$\tau = \frac{t}{\tau_c}$$

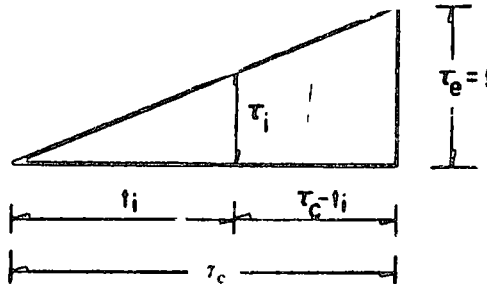


Fig 28

En el instante $i = 1$ ocurre siempre el máximo, de valor

$$\zeta_1 = -\frac{\epsilon}{\theta} + \sqrt{\left(\frac{\epsilon}{\theta}\right)^2 + 1}$$

Existe también un valor medio

$$\zeta_m = -\frac{\epsilon}{2\theta} + \sqrt{\left(\frac{\epsilon}{2\theta}\right)^2 + 1}$$

En las figs 27 se presentan las gráficas de Allievi para este tipo de maniobra. Para una apertura lineal, el mínimo de ζ^2 ocurre siempre para $i=1$, si la apertura se inicia con $Q=0$. Para aperturas lentas.

PARA EL PARA USO E CLOSIVO DE LA ...

existe siempre amortiguación de las oscilaciones por $\epsilon > 0$, aun cuando no se incluya el efecto de fricción, lo cual vale incluso para aperturas no lineales. Para el mismo ejemplo 1, se supone una apertura lineal lenta desde $Q=0$ a $Q_c = 23.9 \text{ m}^3/\text{seg}$ con la misma duración y portada con los mismos $\epsilon=1$ y $\theta=3$. El mínimo ocurre para $i=1$. De la fig. 2.7, $\zeta_{\text{min}}^2 = 0.495$; $\zeta_{\text{min}}^2 - 1 = (\Delta H)_{\text{min}}/h_0 = -0.505$; $(\Delta H)_{\text{min}} = -0.505 \cdot 152.4 = -77.2 \text{ m}$

Schnyder y Bergeron idearon una interpretación geométrica sencilla de las ecuaciones conjugadas y en cascada, la que dio origen al método gráfico que lleva sus nombres. Este método fue muy utilizado hasta el advenimiento de las computadoras y es un procedimiento visual para interpretar físicamente lo que ocurre en una situación de flujo transitorio. Por esta razón, es útil como un complemento a cualquier aproximación analítica.

Es posible incluir aquí las pérdidas por fricción, incorporadas como un parámetro acumulado. Para problemas sencillos, o en aquellos casos en que no se dispone de computadora, este método se puede usar satisfactoriamente para obtener soluciones aproximadas.

El método gráfico y el plano de características tienen mucho en común. Para este último método, las características se dibujan sobre un plano de las variables independientes x y t , sobre el cual se sigue la solución para las variables dependientes H y V . En el método gráfico, la representación se lleva sobre un plano de variables dependientes H y V , donde las líneas características relacionan H y V en un punto y en un instante con las mismas variables en otro punto del tubo y en un instante x/a que ocurre más tarde.

De acuerdo con la preferencia del calculista, se puede también trabajar sobre un plano de coordenadas $Q/Q_0 = V/V_0$ sobre el eje horizontal y $\zeta^2 = H/H_0$ sobre el eje vertical. Las condiciones de frontera para el obturador quedan representadas por una familia de curvas de ecuación $V_1/V_0 = Q_1/Q_0 = f(\tau_1, \zeta_1^2)$, cuyo parámetro es el factor de cierre τ_1 , el cual depende de la ley de la maniobra.

Sobre el plano coordenado se resuelven simultáneamente las ecuaciones conjugadas o las de Allievi, representadas por una serie de rectas de pendiente $\mu = \pm 2\epsilon$, apoyadas sobre puntos conocidos. A medida que aumenta la complejidad de los problemas por resolver, es más difícil medir el tiempo en fracciones de T . Por esta razón, es preferible utilizar, en lugar de $i = t_i/T$, directamente t , expresado en segundos, cuando se resuelva un problema numérico.

Sin embargo, para la explicación del método gráfico, se utilizara todavía la notación antes adoptada.

Posteriormente se presentan algunos ejemplos numéricos resueltos con el método gráfico, para maniobras de cierre y apertura en tuberías sencillas. El método gráfico es más fácil de seguir que el de la solución analítica simplificada, ya que con un solo gráfico se puede determinar la solución de un conjunto de ecuaciones.

Para calcular las oscilaciones de presión en secciones intermedias de la tubería, es conveniente elegir estas secciones en un número entero de tramos con igual intervalo de tiempo durante el análisis.

Cuando existan cambios bruscos de diámetro, se aplican las ecuaciones conjugadas en cada tramo de sección uniforme. No hay dificultad en extender el

análisis aun cuando el número de cambios de diámetro sea mayor de dos. Sin embargo, cuando existen muchos cambios de diámetro y se desean solo resultados aproximados con el método gráfico, es preferible suponer la existencia de una "tubería equivalente", de longitud y celeridad tales que la onda de presión necesite el mismo tiempo de recorrido en ambas tuberías. Esto es, se supone una tubería que tenga n tramos de características diferentes. La característica media en la tubería equivalente es

$$\epsilon_a = \frac{Q_0 \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{A_i}}{2g H_0 \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{a_i}}$$

Esta aproximación desprecia el efecto de las reflexiones parciales de la onda en los puntos donde cambia la característica de la tubería, resolviendo el problema con una tubería de característica única mediante los métodos aquí descritos.

En el caso de dos tuberías de igual característica, pero de diferentes longitudes, los efectos del golpe de ariete por el cierre del obturador son mayores para la tubería larga.

Cuando se produce un incremento del gasto en la tubería por efecto de apertura del obturador, la energía cinética del agua necesaria para el movimiento es tomada de la energía potencial. Se produce así una reducción en la presión hidrostática, durante todo el tiempo que dura la maniobra y, al término de esta, puede existir o no incremento de presión por arriba de la normal.

En el caso de una apertura, existe amortiguación de las ondas de presión aun cuando no se consideren los efectos de las pérdidas de carga.

En ciertas condiciones de operación de una planta, es posible tener una maniobra rítmica de apertura y cierre del obturador por acción del gobernador. Si el movimiento del obturador está en fase con el movimiento de las ondas de presión en la tubería, se puede presentar un descenso apreciable en la carga, con el correspondiente ascenso por encima de la normal. El incremento de carga depende fundamentalmente de la característica de la tubería.

Las pérdidas de carga se pueden incluir haciendo la suposición de considerar a esta concentrada a la entrada o la salida de la tubería, lo cual da origen a dos métodos distintos y suficientemente aproximados que son el método de Schnyder y el de Bergeron.

El método gráfico ha sido utilizado para resolver una cantidad considerable de problemas muy complicados, tales como redes abiertas de tuberías, tubos en serie y problemas de falla de potencia en bombas. El grado de complejidad del método corresponde a la complejidad del sistema, y en ocasiones es necesario hacer suposiciones simplificadas. En este caso, es preferible usar el método de características con el auxilio de la computadora.

1
2
3

V...

La condición de frontera para un obturador colocado a la salida de una tubería que descarga a la atmósfera (ver ec. 42) es

$$\frac{Q_i}{Q_e} = \tau_i \sqrt{\frac{H_i}{H_0}}$$

Se observa que Q_i/Q_e es proporcional a τ_i y a su vez función de i . La ecuación anterior representa una familia de parábolas (cuyo parámetro es τ_i) sobre un plano coordenado, con valores de Q_i/Q_e sobre el eje horizontal y de H_i/H_0 sobre el eje vertical (fig. 29). Véase problema resuelto en Ad 8.12.

El número $\theta = t_c/T$ de parábolas que es necesario dibujar depende del tiempo de cierre t_c y de las incógnitas del problema. La parábola τ_θ y las subsecuentes coinciden con el eje vertical en el caso de un cierre total.

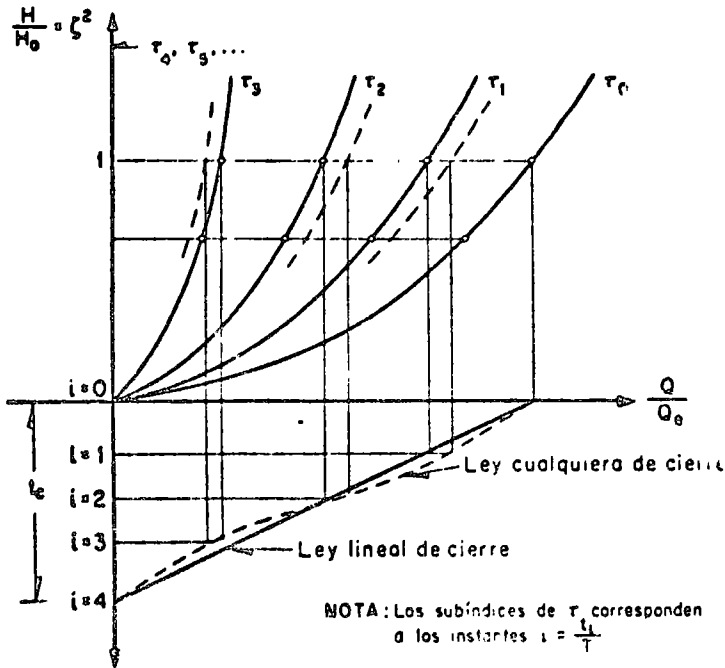


Fig. 29: Condiciones de Frontera

En la fig. 29 se muestra el procedimiento gráfico para el cierre total de un obturador... que se efectúa en un tiempo $t_c = 4T$ (en seg), lo cual da lugar a cuatro parábolas si se desean los cambios de presión en los instantes $i = 1, 2, 3$, etc. Las parábolas de τ_4 en adelante se confunden con el eje

El punto de intersección A_0 de la recta $H/H_0 = 1$ con la parábola τ_0 presenta las condiciones en flujo permanente al iniciarse el movimiento del obturador, es decir, sus coordenadas son (1, 1). Los puntos E_0 y $E_{0.5}$, correspondientes a la entrada de la tubería y a los instantes 0 y 0.5, coinciden con el punto A_0 , ya que el efecto del movimiento del obturador alcanza al punto E hasta que transcurre el tiempo de viaje de la onda que es 0.5.

Si i es el instante correspondiente a E, los instantes h y j correspondientes a A valen

$$h = i - \frac{L}{2L} = i - 0.5 ; j = i + 0.5$$

Las ecuaciones conjugadas, para las secciones A y E del sistema con diámetro constante, y por tanto con $Q_{A,0} = Q_{E,0} = Q_0$, son

$$\frac{H_{A,h}}{H_0} - \frac{H_{E,i}}{H_0} = 2\epsilon \left[\frac{Q_{A,h}}{Q_e} - \frac{Q_{E,i}}{Q_e} \right]$$

$$\frac{H_{A,j}}{H_0} - \frac{H_{E,i}}{H_0} = 2\epsilon \left[\frac{Q_{E,i}}{Q_e} - \frac{Q_{A,j}}{Q_e} \right]$$

donde

$$\epsilon = \frac{aQ_e}{2gH_0A} = \frac{aV_e}{2gH_0}$$

Estas ecuaciones aplicadas a diferentes instantes conducen al sistema

$$i = 0.5 \left\{ \begin{aligned} \frac{H_{A0}}{H_0} - \frac{H_{E0.5}}{H_0} &= 2\epsilon \left[\frac{Q_{A0}}{Q_0} - \frac{Q_{E0.5}}{Q_0} \right] \quad (44) \\ \frac{H_{E0.5}}{H_0} - \frac{H_{A1}}{H_0} &= -2\epsilon \left[\frac{Q_{E0.5}}{Q_0} - \frac{Q_{A1}}{Q_0} \right] \quad (45) \end{aligned} \right.$$

$$i = 1.5 \left\{ \begin{aligned} \frac{H_{A1}}{H_0} - \frac{H_{E1.5}}{H_0} &= 2\epsilon \left[\frac{Q_{A1}}{Q_0} - \frac{Q_{E1.5}}{Q_0} \right] \quad (46) \\ \frac{H_{E1.5}}{H_0} - \frac{H_{A2}}{H_0} &= -2\epsilon \left[\frac{Q_{E1.5}}{Q_0} - \frac{Q_{A2}}{Q_0} \right] \quad (47) \end{aligned} \right.$$

$$i = 2.5 \left\{ \begin{aligned} \frac{H_{A2}}{H_0} - \frac{H_{E2.5}}{H_0} &= 2\epsilon \left[\frac{Q_{A2}}{Q_0} - \frac{Q_{E2.5}}{Q_0} \right] \quad (48) \\ \frac{H_{E2.5}}{H_0} - \frac{H_{A3}}{H_0} &= -2\epsilon \left[\frac{Q_{E2.5}}{Q_0} - \frac{Q_{A3}}{Q_0} \right] \quad (49) \end{aligned} \right.$$

NOTA Los subíndices corresponden a instantes $i = \frac{t}{T}$

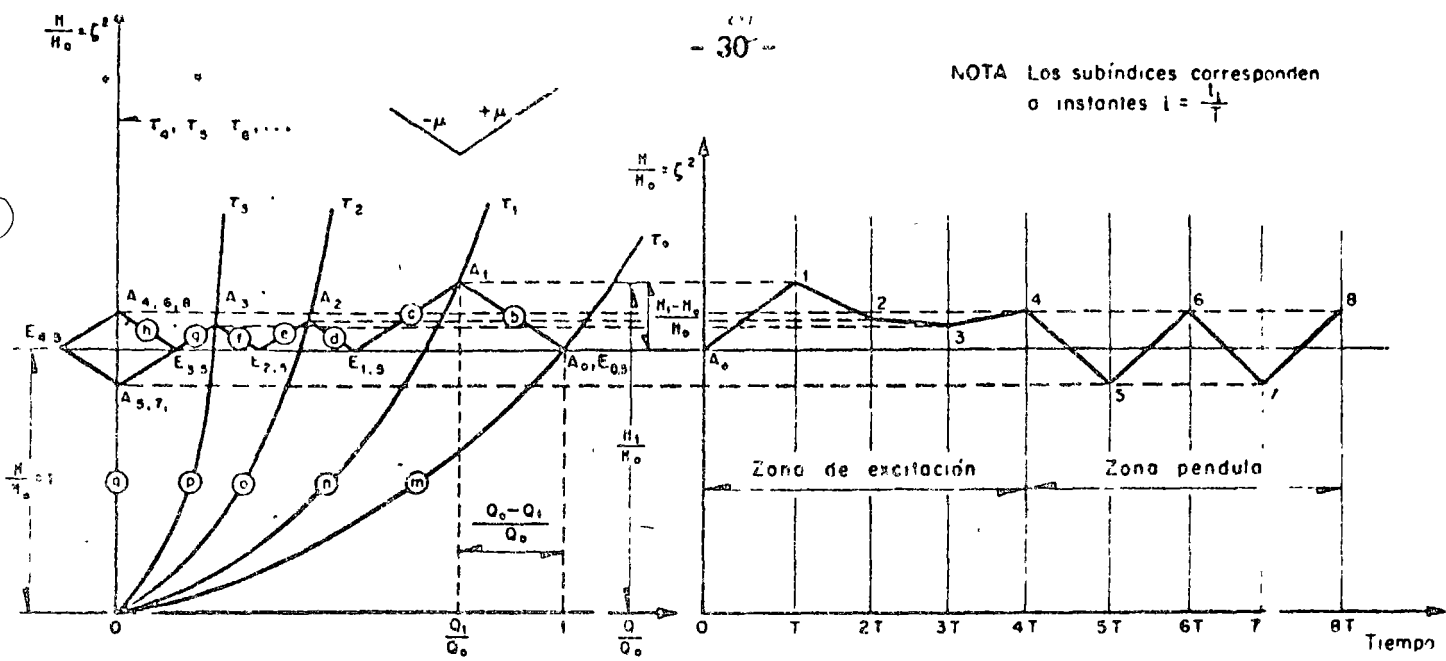


Fig 30 Cierre lento

En estas ecuaciones, los gastos en el obturador se refieren a los instantes $i = 0, 1, 2$ y 3 y están dados por las parábolas mostradas en la fig 30.

Las ecuaciones anteriores se resuelven en forma simultánea por el método gráfico como sigue: la ec 44 se representa por un punto sobre el diagrama para $H/H_0 = 1$ y $Q/Q_0 = 1$. La ec 45 corresponde a una recta con pendiente $-2c$ apoyada en el punto $E_{0.5}$. De este modo, el punto correspondiente a A_1 queda en la intersección de la recta 45 con la parábola τ_1 como se muestra en la fig 30.

La ec 46 es la ecuación de una recta de pendiente $+2c$ que se apoya en el punto A_1 . Siendo el nivel constante en el depósito, $E_{1.5}$ se localiza en la intersección de esta recta con el eje horizontal de ecuación $H/H_0 = 1$.

Los puntos correspondientes a $A_2, E_{2.5}, A_3, E_{3.5}, A_4$, etc., se determinan en la misma forma como se muestra en la figura 30.

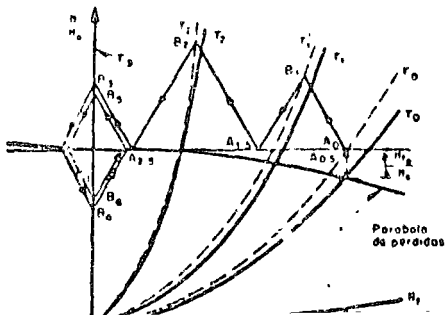
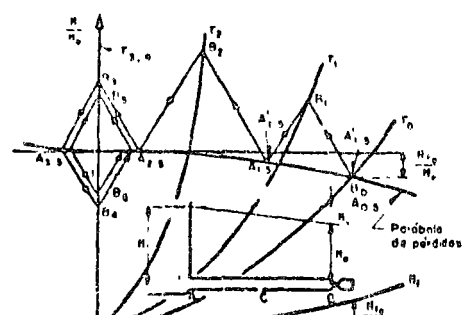
Finalmente, a la derecha del diagrama aparece la curva de oscilaciones de presión contra tiempos en segundos.

Para incluir el efecto de las pérdidas de carga en el método gráfico, se describen aquí dos procedimientos distintos.

a) Método de Schnyder. La pérdida de carga y la carga de velocidad se consideran concentradas en la entrada del tubo y se pueden expresar por una ecuación del tipo

$$\frac{H_f}{H_0} = \frac{V_0^2}{2gH_0} \left(1 + K + \frac{fL}{D}\right) \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2 = K_f \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2$$

Esta ecuación corresponde a una parábola en el plano $(Q/Q_0, H/H_0)$. El valor de H_f/H_0 se suma a los incrementos de presión en el punto A a la entrada, como se muestra en la fig 31, y la curva resultante (curva $H_0 - H_f$) es usada en el diagrama de oscilaciones.



PAPEL PARA USO EXCLUSIVO DE LA U. N. N. A.

2. GOLPE DE ARIETE EN LAS LINEAS DE DESCARGA DE ESTACIONES DE BOMBEO.

2.1 Descripción del problema

Generalidades. El golpe de ariete en las estaciones de bombeo puede presentarse al ocurrir diversas condiciones de operación capaces de producir cambios sustanciales de la presión en los conductos de descarga. La interrupción brusca o gradual del flujo de líquido puede ocurrir por efecto de procesos rápidos de regulación o por la interrupción repentina de la energía eléctrica al motor y, eventualmente, aún por un desperfecto mecánico en la bomba o grupo de bombas que integran el sistema. La fig. 2.1 muestra las fluctuaciones, en el tiempo, de la presión, gasto y velocidad de rotación en una instalación de bombeo, producida por la falla de potencia en los motores de las bombas.

Una de las condiciones críticas más frecuentes es la interrupción repentina de la alimentación de energía eléctrica o el paro brusco de cualquier otro motor que proporcione la potencia a la bomba. Cuando esto sucede, la única energía que permite girar a la bomba en su sentido original de rotación es la energía cinética de los elementos rotatorios del conjunto bomba-motor y del agua contenida en la bomba. Puesto que esta energía es muy pequeña en comparación con la requerida para mantener el flujo contra la altura de descarga, la velocidad angular de la bomba decrece rápidamente, con lo cual el gasto en la tubería también decrece, generándose ondas de presión que, partiendo de la bomba, viajan por la tubería hasta la salida, en donde se reflejan.

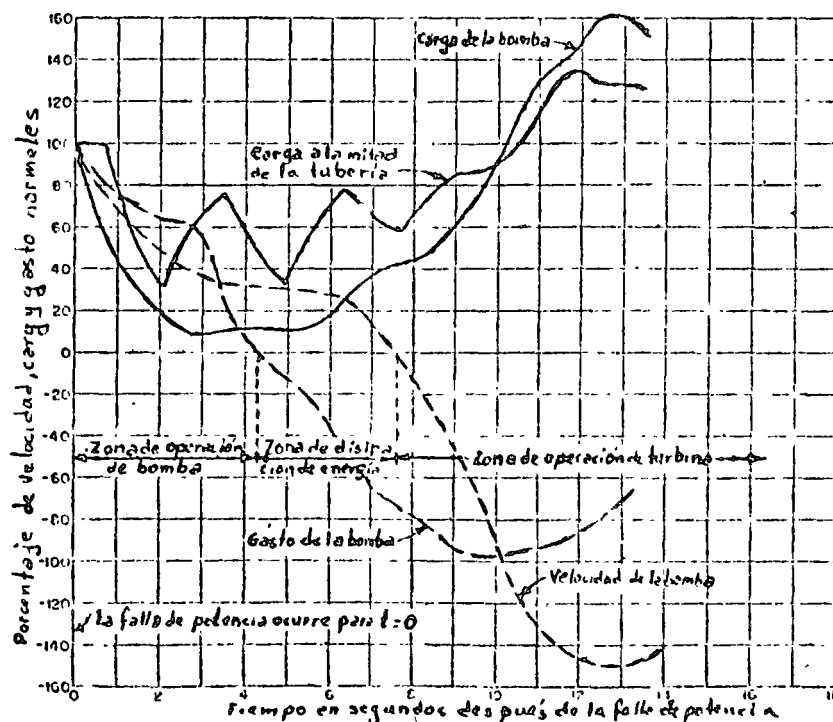


Fig. 2.1 Condiciones transitorias que siguen a la falla de potencia en una bomba

La disminución de la velocidad angular de la bomba llega hasta un punto en que ya no puede seguir alimentando el líquido contra la carga existente de modo que, de no tenerse una válvula de control en la bomba, el flujo a través de ella cambia de sentido aunque ésta todavía gire en el sentido original, iniciándose con ello la llamada "zona de disipación de energía". A partir de este instante, la velocidad de la bomba cae más rápidamente y pasa a través de la velocidad cero, terminando con ello la zona de disipación de energía e iniciándose la "zona de operación de turbina". A medida que la velocidad de rotación de la bomba se aproxima a la de desbuche, el flujo invertido a través de ella se reduce rápidamente y produce un nuevo incremento de presión en la bomba y a lo largo de la tubería.

La magnitud de las oscilaciones de presión engendradas en el curso de este proceso dependen de la inercia del motor y de la bomba, pues en el caso de que ésta sea muy pequeña o despreciable, se puede considerar la anulación instantánea del gasto, incrementando considerablemente la magnitud de las oscilaciones de presión.

Otras condiciones de operación, que también pueden producir golpe de ariete en las líneas de descarga de las estaciones de bombeo, son por ejemplo: el cambio en la carga de bombeo, la operación de válvulas de control y el arranque y parada de las bombas.

Para la determinación de las condiciones hidráulicas transitorias a que están sujetas la bomba y la tubería de descarga - después de ocurrir la falla en la potencia del motor de la bomba - es necesario considerar tres efectos importantes que son:

- a) El fenómeno del golpe de ariete en la tubería de descarga
- b) La inercia del conjunto bomba-motor
- c) Las características carga-gasto y parmotor para diferentes velocidades de operación

Los efectos del golpe de ariete se obtienen de las ecuaciones correspondientes. Estas definen las relaciones entre la carga y el gasto en la tubería durante las condiciones de flujo transitorio bajo la acción de las ondas de golpe de ariete, cuya celeridad se puede calcular de la fórmula general indicada en el apéndice. El efecto de la inercia de la bomba y el motor se obtiene de la ecuación de inercia, la cual define la relación entre la velocidad de rotación de la bomba y el motor en un instante dado, en términos de la energía cinética del sistema rotatorio. Las características de la bomba se obtienen de un diagrama completo de características, el cual define la manera en que el parmotor y velocidad varían con la carga y gasto a través del rango de operación como bomba, de disipación de energía y como turbina.

2.2 Golpe de ariete en la tubería de descarga.

En la fig. 2.2 se muestra un sistema depósito-tubería a presión-bomba, en el cual se considera que el origen de referencia de coordenadas en la tubería se encuentra en la sección B a la entrada de la misma.

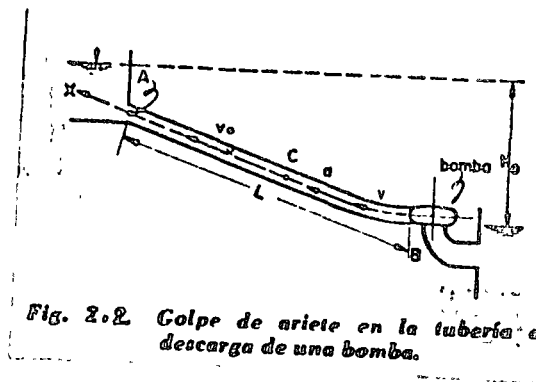
De acuerdo con el fenómeno descrito y al ocurrir cualquiera de las condiciones de operación, se producen ondas de presión que parten desde la bomba y avanzan hacia el otro extremo del tubo con celeridad "a", cuya magnitud se determina a partir de la fórmula general. En este caso, la dirección de la velocidad del flujo permanente coincide con la dirección de la celeridad de la onda inicial y la ecuación de Allievi aplicable es:

$$\frac{H_i}{H_0} + \frac{H_{i-1}}{H_0} - 2 = \frac{a V_0}{g H_0} \left(\frac{V_i}{V_0} - \frac{V_{i-1}}{V_0} \right) \quad (2.1)$$

que permite determinar la carga de presión H_i en el punto B de la tubería y en el instante i , en función de la carga en el mismo punto en el instante $i - 1$ y de las velocidades en el tubo V_i y V_{i-1} y las condiciones en el instante cero en que se inicia el fenómeno. Los valores de la velocidad $V_i = Q_i/A$ dependen de la ley con que se modifique el gasto en la tubería con el tiempo.

Los instantes i en esta ecuación resultan de utilizar el intervalo de tiempo $T = 2L/a$ como unidad de medida del tiempo t ; esto es:

$$i = \frac{t_i}{T} ; t_i = iT ; i - 1 = \frac{t_i}{T} - 1$$



2.3 Ecuación de inercia del conjunto bomba - motor.

Cuando ocurre la interrupción brusca de potencia en la bomba, ésta sigue -- efectuando trabajo en detrimento de su impulso, con una velocidad angular ω que disminuye gradualmente. Su desaceleración, en cualquier instante, depende del efecto volante de las partes rotatorias del conjunto bomba - motor y la potencia instantánea ejercida por el impulsor de la bomba. Para un sistema rotatorio el par motor de aceleración es igual al producto del momento de inercia ($I = WR^2/g$) de la masa del sistema rotatorio y la aceleración angular. Después de una falla en la potencia del motor de la bomba, el par motor de desaceleración en el sistema rotatorio corresponde al par motor de la bomba. Si el par motor de desaceleración se considera positivo, éste vale:

$$T = - I \frac{d\omega}{dt} = - \frac{WR^2}{g} \frac{d\omega}{dt}$$

donde W es el peso de las partes rotatorias del conjunto bomba - motor y R - el radio de giro de las mismas.

Para un intervalo de tiempo pequeño: $\Delta t = t_i - t_{i-1}$, esta ecuación se escribe de manera aproximada como sigue:

$$\frac{T_i + T_{i-1}}{2} = - \frac{WR^2}{g} \frac{(\omega_i - \omega_{i-1})}{\Delta t}$$

o bien, si n representa la velocidad angular de rotación en rpm y $\omega = 2\pi n/60$ (en rad/seg), la ecuación anterior se escribe también:

$$\frac{T_i + T_{i-1}}{2} = \frac{2\pi}{60} \frac{WR^2}{g} \frac{n_{i-1} - n_i}{\Delta t}$$

Siendo n_0 la velocidad angular de la bomba y T_0 el par motor de la misma, - ambas para las condiciones normales de operación (antes de la falla de potencia), se llamará por α y β a las relaciones: $\alpha = n/n_0$, $\beta = T/T_0$.

La ecuación anterior resulta:

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = \frac{15}{\pi} \frac{g}{WR^2} \frac{T_0}{n_0} (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t \quad (2.2)$$

El par motor desacelerante correspondiente a la carga y velocidad de operación de la bomba vale:

$$T_0 = \frac{60 \delta Q_0 H_0}{2 \pi n_0 \eta_0} \quad (2.3)$$

donde η_0 representa la eficiencia nominal de la bomba.

La ec (2.2) resulta entonces:

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = \frac{15}{\pi} \frac{g}{WR^2} \frac{1}{n_o} \frac{ou \delta Q_o Ho}{2 \pi n_o \eta_o} (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t$$

o bien, simplificando:

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = \frac{450 g \delta Ho Q_o}{\pi^2 WR^2 \eta_o n_o^2} (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t$$

haciendo que la constante K sea:

$$K = \frac{450 g \delta Ho Q_o}{\pi^2 WR^2 \eta_o n_o^2} = \frac{447\ 261}{WR^2 \eta_o n_o^2} Ho Q_o \quad (2.4)$$

resulta finalmente

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = K (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t \quad (2.5)$$

la ec (2.5) permite calcular la velocidad angular de la bomba en el instante i , si se conocen las correspondientes velocidad y parmotor en el instante anterior ($i-1$) y el parmotor en el propio instante. Con el fin de evitar una solución por tanteos y facilitar el cálculo, se puede suponer que el promedio de β de los dos instantes sea igual al correspondiente al instante anterior; esto es:

$$\beta_{i-1} \approx \frac{\beta_{i-1} + \beta_i}{2}$$

quedando finalmente la ec (2.5) como sigue:

$$\alpha'_{i-1} - \alpha_i = 2 K \Delta t \beta_{i-1} \quad (2.6)$$

para utilizar el método de cálculo del golpe de ariete producido por una interrupción brusca de energía se resolverá después un problema.

2.4 Curvas características de la bomba

Estas curvas deben ser proporcionadas por los fabricantes; para la velocidad de operación normal, tienen la forma típica mostrada en la fig. 2.3 y son: la curva carga-gasto, potencia-gasto y eficiencia-gasto, para la velocidad de operación normal de la bomba. En el caso de la curva carga-gasto, ésta también se puede presentar con coordenadas de tipo adimensional, si las correspondientes a cada punto de la curva en la fig. 2.3 se dividen: las abscisas entre Q_o y las ordenadas entre H_o ; donde Q_o y H_o corresponden al gasto y carga nominales respectivamente y con las cuales opera normalmente la bomba (fig. 2.4) curva para $\alpha = 1$); éstas corresponden usualmente a la condición de máxima eficiencia.

De esta manera, las curvas para $\alpha = 1$ y $\beta = 1$ pasan por el punto

$\frac{Q}{Q_0} = \frac{H}{H_0} = 1$. Otros valores de β sobre la curva $\alpha = 1$ se determinan mediante el cálculo de $\frac{Q}{Q_0}$ y $\frac{H}{H_0}$ a partir de la curva de potencia de la

fig. 2.5.

Para la solución, es necesario además tener las curvas características para velocidades de operación α menores que la normal y además las curvas β de relaciones de parmotor, contra los distintos pares de valores de Q/Q_0 y H/H_0 . Estas curvas se pueden obtener a partir de las curvas características de la bomba para la velocidad de operación normal (fig. 2.4), utilizando las leyes de similitud de las máquinas hidráulicas, como sigue:

Para una bomba dada con velocidad de rotación n , se satisfacen las siguientes condiciones.

$$\frac{Q}{Q_0} = k_1 \left(\frac{n}{n_0} \right)$$

$$\frac{H}{H_0} = k_2 \left(\frac{n}{n_0} \right)^2$$

$$\frac{T}{T_0} = k_3 \left(\frac{n}{n_0} \right)^2$$

Para usar estas relaciones, sobre el diagrama $\frac{Q}{Q_0}$, $\frac{H}{H_0}$ se traza una parábola

del tipo $\frac{H}{H_0} = K \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2$ por un punto conocido, tal como se muestra

en la fig. 2.5 en $\alpha = 1$, $\beta = 0.8$. La distancia vertical $H/H_0 = 1.1$ en este punto, se divide en ocho partes iguales y los puntos correspondientes a $\beta = 0.7$, 0.6, etc. se localizan sobre la parábola con ordenadas de valor $H/H_0 = \frac{7}{8} (1.1)$,

$\frac{6}{8} (1.1)$, etc. De manera similar, los puntos correspondientes a $\alpha = 0.9$ y 0.8 se localizan sobre la misma parábola para valores $\frac{H}{H_0} = 1.10 (0.9)^2$ y $1.10 (0.8)^2$.

De esta manera, se dibuja una curva que una los puntos correspondientes a cada valor de α y β , sobre diferentes parábolas trazadas. La fig. 2.6 muestra las familias de curvas de parmotor y velocidad de rotación que se obtienen de esta manera y que representan el funcionamiento de la bomba para la zona de operación normal de bomba. Cuando ocurre la falla de potencia en el motor de la bomba, estas características son adecuadas para determinar las presiones transitorias mínimas en todos los puntos de la línea de descarga y para determinar la posibilidad de separación

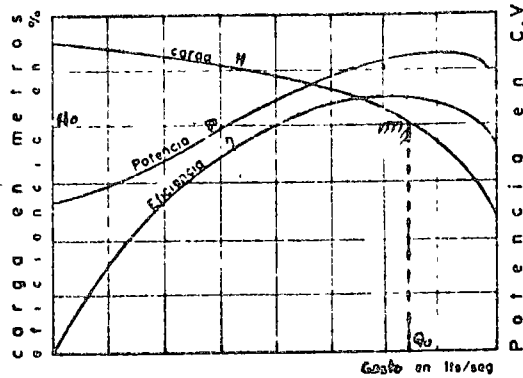


Fig. 2.3 Curvas características de una bomba.

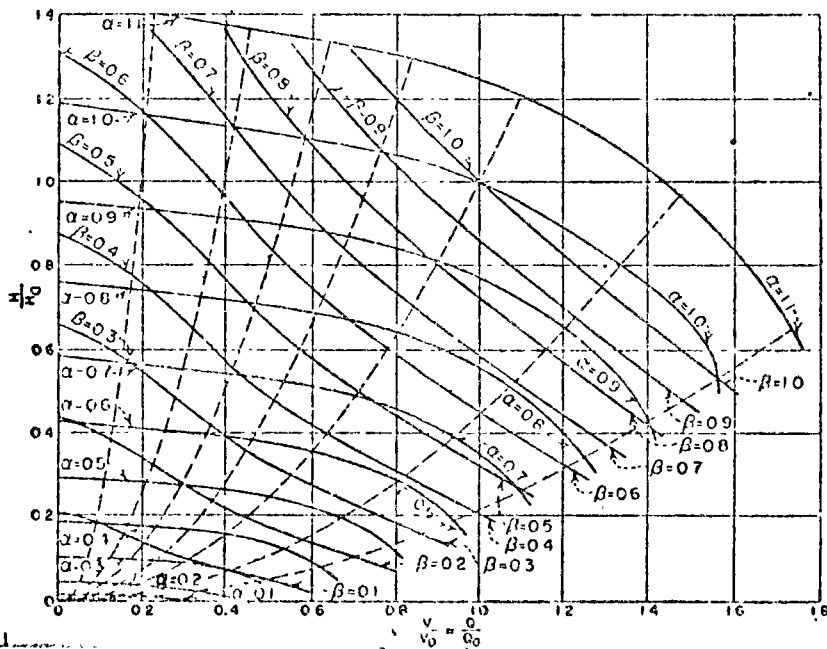


Fig. 2.4 Diagrama de características para la región de operación normal de bomba.

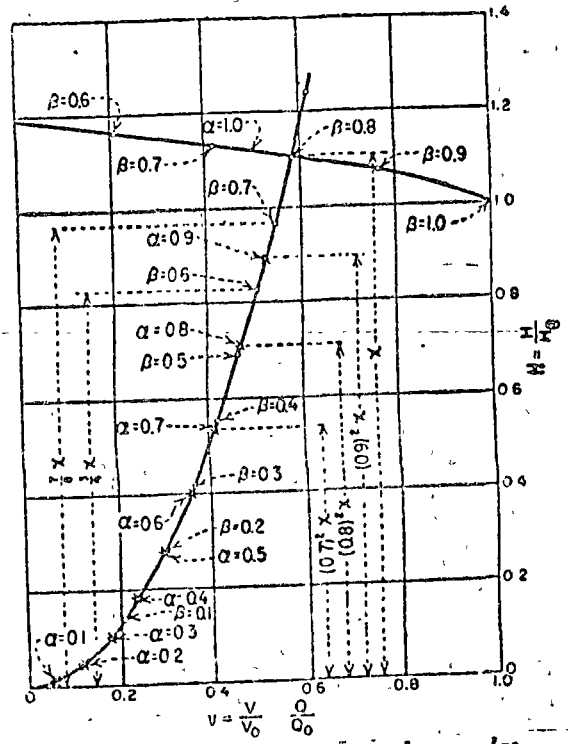


Fig. 2.5. Procedimiento para obtener las curvas características Q-h de una bomba para velocidades de operación distintas de la normal.

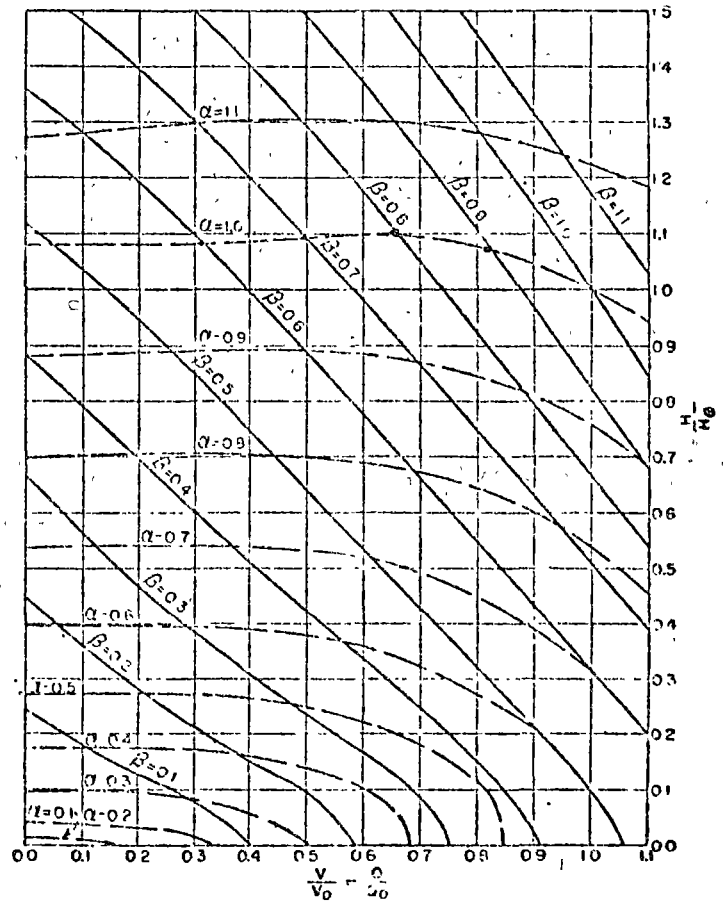


Fig. 2.6.a Diagrama de características de la bomba para la zona de operación normal

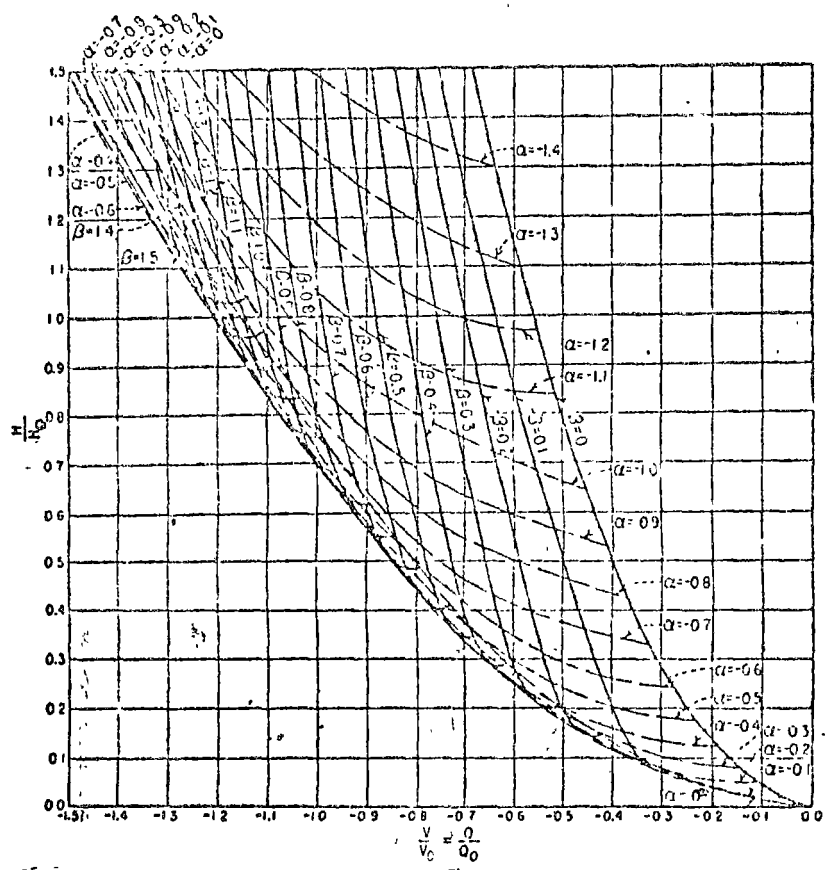


Fig. 2.6.c Diagrama de características de la bomba para la zona de operación de turbina.

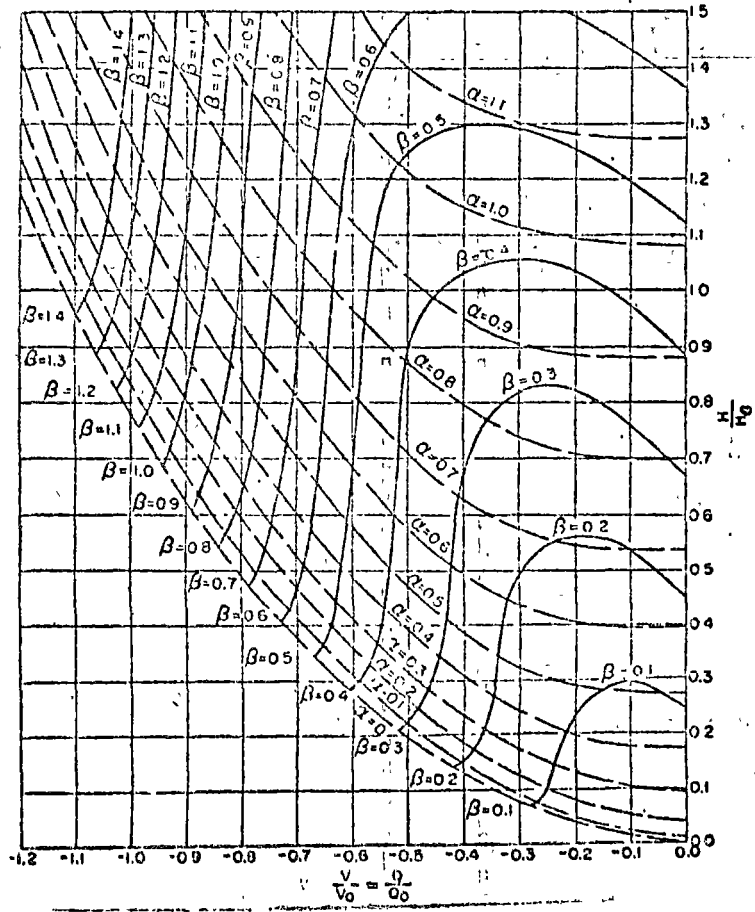


Fig. 2.6.b Diagrama de características de la bomba para la zona de disipación de energía.

de la columna de agua. Sin embargo, después de la inversión del flujo a través de la bomba, se requieren características de la bomba adicionales para la zona de disipación de energía, en la cual, la bomba está girando todavía en el sentido normal pero con el flujo invertido y para la zona de operación como turbina en la cual, tanto el flujo a través de la bomba como su sentido de rotación, se han invertido. Estas curvas características tienen el aspecto mostrado en las figs. 2.4 b y c y sólo pueden ser obtenidas a partir de pruebas reales de la bomba en laboratorio.

Ejemplo 2.1 Consideremos la planta de bombeo esquematizada en la fig. 2.7, constituida por un sistema de tres bombas y que ocurre una falla de la energía eléctrica abastecida a la planta. Se consideran los siguientes datos :

- $H_0 = 67.10 \text{ m}$
- $L = 1201.70 \text{ m}$
- $D = 0.813 \text{ m}$
- $e = 4.76 \text{ mm (3/16 pulg)}$
- $a = 860 \text{ m/seg}$
- $V_0 = 1.772 \text{ m/seg para las 3 bombas}$
- $A = 0.5405 \text{ m}^2$

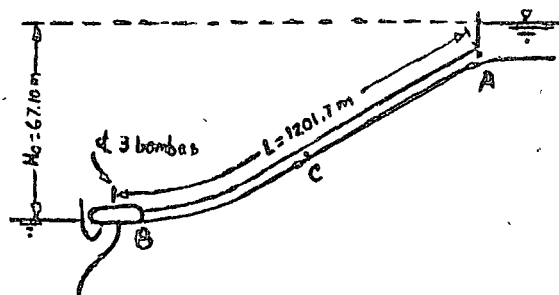


Fig. 2.7 Instalación de bombeo del ejemplo 2.1

$$Q_0 = 0.956 \text{ m}^3/\text{seg} \text{ (para las 3 bombas)}$$

potencia proporcionada a la flecha
de la bomba = 400 HP por cada bomba y motor

$$WR^2 \text{ de las partes rotatorias} = 16.256 \text{ kg m}^2$$

por cada bomba y motor

$$\text{Veloc. de la bomba } n_0 = 1760 \text{ rpm.}$$

$$\text{Eficiencia de la bomba } \eta_0 = 84.7 \text{ por ciento}$$

$$\frac{L}{a} = 1.397 \text{ seg}$$

Solución. La característica de la tubería vale

$$\epsilon = \frac{a V_0}{2g H_0} = \frac{860 \times 1.772}{2 \times 9.8 \times 67.10} = 1.155$$

y la inercia de las partes rotatorias es:

$$WR^2 = 3 \times 16.256 = 48.768 \text{ kg m}^2$$

La constante K de la ec (2.5) dada por la ec (2.4) vale:

$$K = \frac{450 \times 9.8 \times 1000 \times 67.10 \times 0.956}{\pi^2 \times 48.768 \times 0.847 \times 1760^2} = 0.224$$

El tiempo de recorrido es:

$$T = \frac{2L}{a} = 2.794 \text{ seg}$$

y para un intervalo de tiempo

$$\Delta t = \frac{T}{8} = \frac{L}{4a} = 0.349 \text{ seg}$$

$$\text{o bien: } i - (i-1) = 0.349/2.794 = 0.125$$

La ec (2.0) resulta ser :

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = 2 \times 0.224 \times 0.349 \beta_{i-1} = 0.564 \beta_{i-1}$$

La solución gráfica simultánea de las ecuaciones del golpe de ariete y de las ecuaciones de inercia sobre el diagrama de características de la bomba se presenta en la fig 2.8. Las características completas de la bomba usadas en esta solución son las mostradas en la fig 2.6. El punto de partida en la solución correspondiente a A_0 se localiza sobre la curva n_0 para las coordenadas $Q/Q_0 = H/H_0 = 1$ y representa las condiciones normales de operación.

El punto $B_{0.125}$ se localiza sobre una recta de pendiente $2\epsilon = +2.31$ apoyada en B_0 de la siguiente manera: inicialmente se estima la localización de $B_{0.125}$ y los valores de $\alpha_{0.125}$ y $\beta_{0.125}$ se leen de las curvas características de la bomba. Este valor de $\beta_{0.125}$ se usa en la ecuación anterior para calcular $\alpha_{0.125}$. Si el valor calculado de $\alpha_{0.125}$ no concuerda con el valor -- $\alpha_{0.125}$ sobre las curvas, el punto para $B_{0.125}$ se corre sobre la recta de pendiente $+2\epsilon$ hasta que concuerda dicho valor de $\alpha_{0.125}$. Este punto particular se encuentra localizado a un valor de $\beta = 0.760$ y $\alpha = 0.863$. Otros puntos para $B_{0.25}$, $B_{0.375}$, etc., se determinan de manera similar. Los valores para varios de estos puntos se muestran en la tabla siguiente y la solución del golpe de ariete se completa como se muestra en la fig 2.8, de la cual se le -- leen los siguientes valores límites:

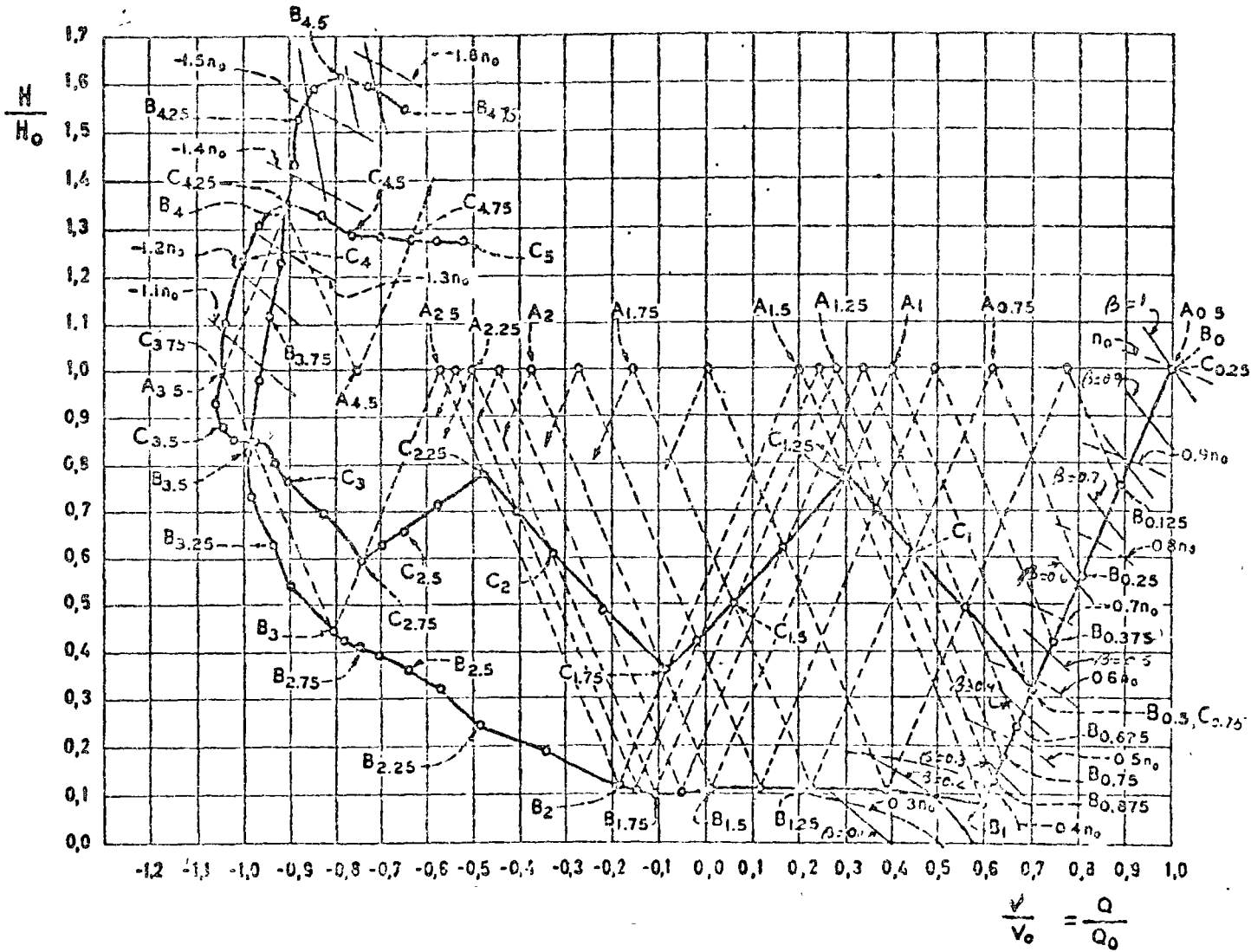
- Decremento máximo de carga en la bomba (B) = $0.92 H_0 = 61.73$ m
- Decremento máximo de carga a la mitad del tubo = $0.69 H_0 = 16.30$ m
- Incremento máximo de carga en la bomba (B) = $0.61 H_0 = 40.93$ m
- Incremento máximo de carga a la mitad del tubo = $0.35 H_0 = 23.49$ m

Relaciones de velocidad de la bomba y parmotor

Punto	β	α	$\frac{\alpha - \beta}{\alpha}$ (de las curvas)	$\frac{\alpha - \beta}{\alpha - \beta}$ (de la ec. 2.5)
A_0	1.000	1.000	0	0
$A_{0.125}$	0.760	0.863	0.137	0.138
$A_{0.25}$	0.610	0.755	0.108	0.107
$A_{0.375}$	0.520	0.668	0.087	0.088
$A_{0.5}$	0.440	0.592	0.076	0.075
$A_{0.625}$	0.380	0.528	0.064	0.064
$A_{0.75}$	0.325	0.472	0.056	0.055
$A_{0.875}$	0.285	0.425	0.047	0.047
A_1	0.250	0.383	0.042	0.042
$A_{1.125}$	0.170	0.350	0.033	0.033

En la fig 2.8 se esquematiza la solución gráfica antes indicada. La fig 2.9 presenta la curva de cargas de presión (en m) contra tiempo y de gasto-tiempo para los puntos B , junto a la bomba y C , a la mitad de la tubería

Fig. 2.8. Golpe da artete em uma bomba por efeito da mas interrupção brusca de energia sin válvula check



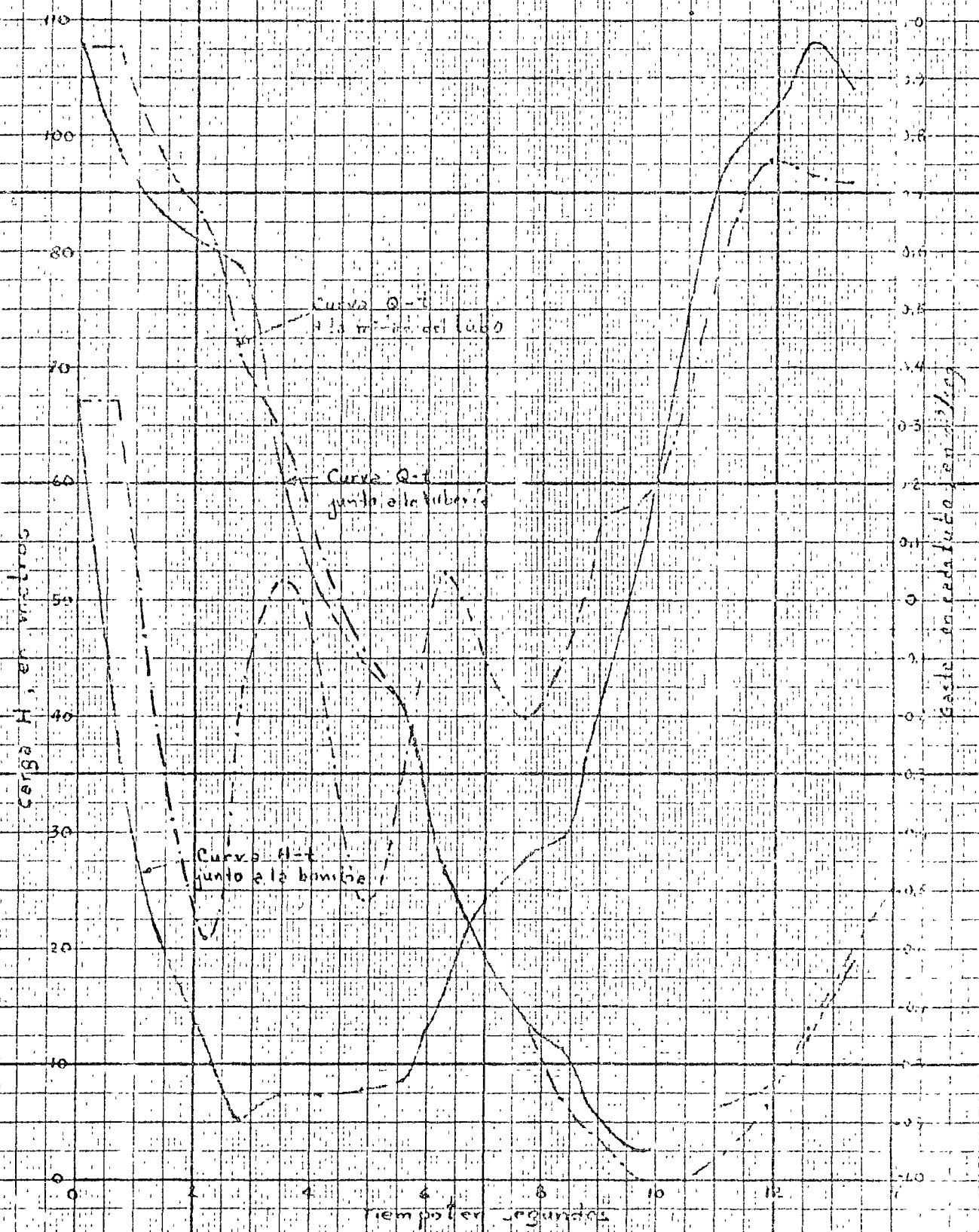
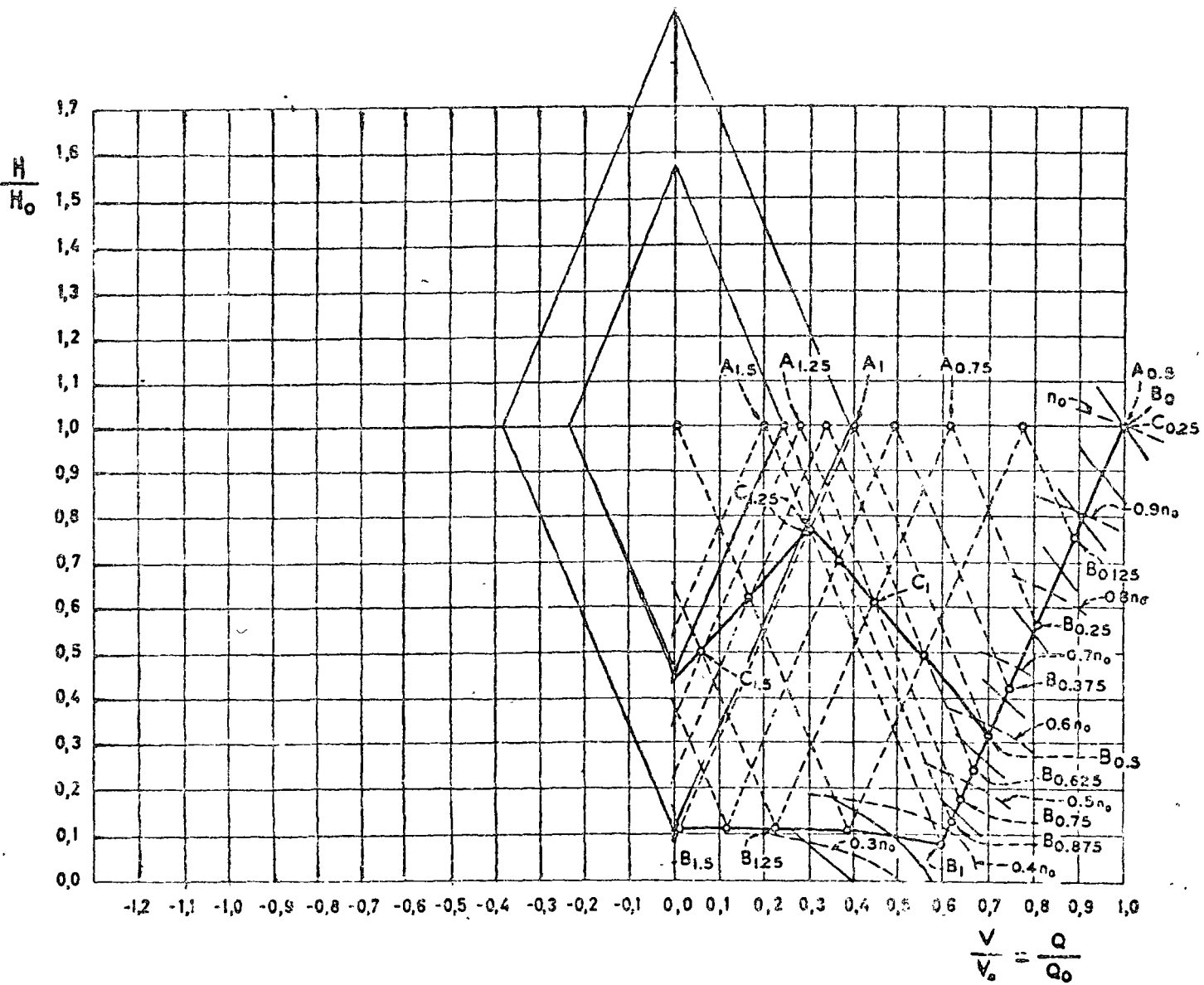


Fig. 2.9 Curvas H-t, Q-t en la tubería junto a la bomba y a 13 m. del tubo.

Fig. 2. f_0 Golpe de ariete en una bomba por efecto de una interrupción brusca de energía, con válvula de check



Ejemplo 2.2

Considere la planta de bombeo del ejemplo anterior con los mismos - datos, pero con la diferencia de que existe válvula check en la tubería.

Solución. La diferencia respecto de la solución del ejemplo anterior consis- te en que al llegar a tener un gasto igual a cero en la tubería, a partir de ese instante se cierra la válvula check y el fenómeno entra en el movimiento per- dular.

La figura 2.10 presenta la solución antes indicada y para ello convie- ne aclarar que ésta solución será válida siempre que la válvula check cierre - en el instante en que se invierte el flujo en el tubo. Esto no siempre es posi- ble debido a la inercia que normalmente tiene la válvula check.

2.5 Golpe de ariete sin incluir el efecto de inercia de la bomba, con válvula check en la tubería.

En el caso de que la inercia del conjunto bomba-motor sea de impor- tancia secundaria, la solución gráfica del golpe de ariete con válvula check en la tubería se simplifica todavía más a la forma mostrada en la fig. 2.11.

En este caso, la recta del golpe de ariete que parte de B_0 en la fig. - 2.11, interseca antes al eje vertical H que a la curva ΔH , lo cual sig- nifica que el tiempo τ necesario para que la válvula check se cierre y deje de influir la inercia de la bomba, es menor que el período T . Dicho punto de intersección corresponde al punto B_1 que señala el instante en que la dirección del escurrimiento se invierte, se cierra la válvula check y la presión vuelve a incrementarse a lo largo de las rectas de pendiente negativa y positiva, con - lo cual se determina la presión máxima H_2 . Dependiendo fundamentalmente de la inclinación de la recta $B_0 - B_1$, ésta puede intersectar el eje de los - gastos antes que el eje de las cargas (fig. 2.12). Esto significa que la pre- sión empezará a descender por debajo de la atmosférica, permaneciendo abier- ta la válvula check y el flujo persistiendo a través de la bomba. Al final del primer intervalo T solo una parte ΔQ del gasb original ha disminuido y el flujo continua con un gasto Q_1 en la misma dirección y también la válvu- la check abierta.

La construcción del resto del diagrama se presenta en la fig. 2.12. - Observe que se obtendrá un incremento de presión mayor si la bomba opera un gasto original Q_0 más bajo, ocurriendo el máximo si el punto B_1 coincide - con el original. En este caso, el problema de presiones inferiores a la atmos- férica puede llegar a ser muy grande y producir el colapso de la tubería.

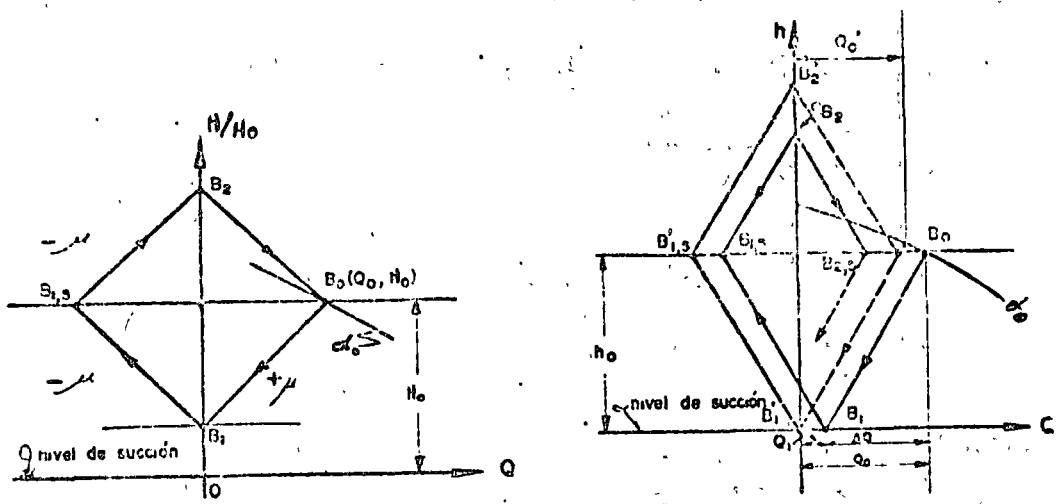


Fig. 2.11 y 2.12 Golpe de ariete en una bomba con válvula de retención, sin incluir el efecto de inercia del rotor.

2.6 Cierre de una válvula contra la carga de bombeo.

Pueden presentarse dos casos: Uno para el cual la válvula se encuentra colocada en la vecindad de la bomba, del lado de la descarga, y otro en el que la válvula se encuentra en la vecindad del depósito, al final de la tubería.

Se empezará con el primer caso, para el cual se supone una válvula como en la fig. 2.13. Dicha válvula trabajará, en cualquier instante, con una carga H contra la que puede suministrar el gasto Q , para la velocidad normal de operación y que se obtiene de la curva característica de la bomba.

De este modo, en un instante cualquiera se tendrá que:

$$V_i = C_{di} A_i \sqrt{2g (H_i - h_i)}$$

o bien:

$$\frac{V_i}{V_o} = \frac{C_{di} A_i}{C_{do} A_o} \sqrt{\frac{H_i - h_i}{H_o}}$$

y finalmente

$$\frac{V_i}{V_o} = \zeta_i \sqrt{\frac{H_i - h_i}{H_o}} \quad (2.7)$$

donde ζ_i representa el factor de cierre de la válvula.

Conociendo la ley de cierre se pueden trazar las curvas restantes de la ec. (2.7) y aplicar el método gráfico como se indica en la fig. 2.14.

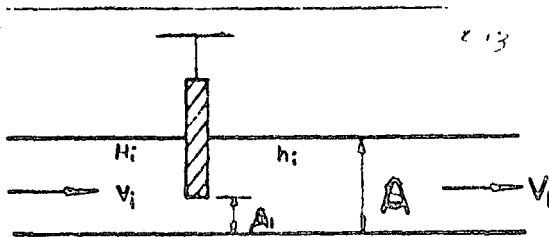


Fig. 2.13 Válvula de control en la tubería.

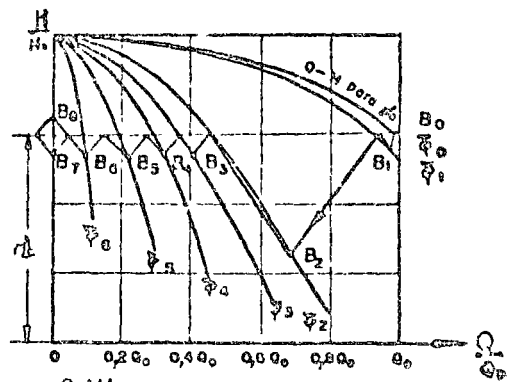


Fig. 2.14. Golpe de ariete por efecto del cierre de una válvula a la entrada de la tubería de descarga de una bomba.

En el caso de que la válvula se encuentre en el extremo aguas abajo de la tubería, las curvas son de forma parabólica. Considere, por ejemplo, que la válvula C es cerrada en un tiempo $\bar{t} = 3T$ contra la carga de -- bombeo, mientras la bomba sigue trabajando (fig. 2.15). Las características del sistema para el punto C con la válvula cerrada en los intervalos de tiempo $T, 2T, 3T$, son ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 , respectivamente. Las características de las oscilaciones de presión $A_{0.5}, C_1, A_{1.5}, C_2, A_{2.5}, C_3$, se dibuja de la manera usual, presentándose la máxima presión en C_3 .

En un instante se cierra la válvula de control en A y se inicia el movimiento pendular. Si la válvula en C en un tiempo $\bar{t} \leq T$, las características de las oscilaciones serán $A_{0.5}, C_1, A_{1.5}, C_2$, que se muestran con líneas de puntos.

2.7 Arranque de una bomba.

Los efectos del golpe de ariete debidos al arranque normal de una bomba, generalmente son despreciables. Sin embargo, estos efectos pueden ser -- disminuidos usando válvulas de control apropiadas o equipo especial de arranque, asegurándose que todo el aire de las líneas de descarga sea removido. Si se pone una válvula de control sobre el lado de la descarga, la bomba se arranca lentamente que alcance la velocidad normal de operación, todavía con la válvula

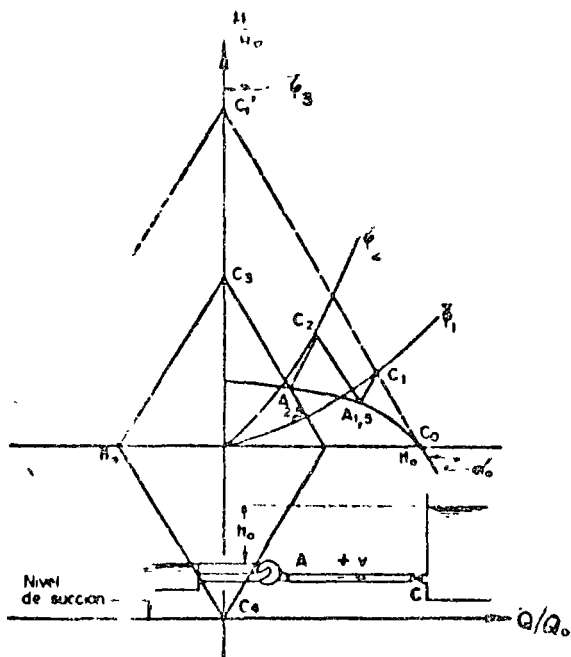


Fig. 2.15 Golpe de ariete por efecto del cierre de una válvula a la salida de la tubería de descarga de una bomba.

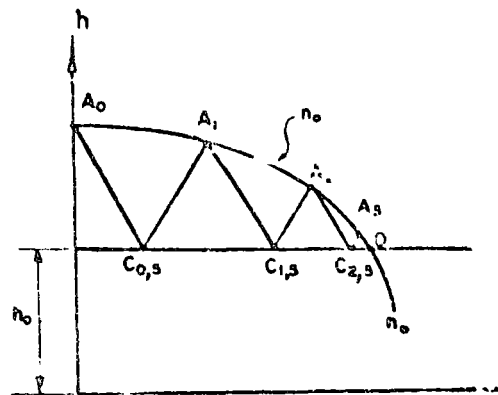


Fig. 2.16 Arranque de una bomba.

cerrada, y posteriormente se abre. Si la apertura es gradual, los efectos del golpe de ariete resultan despreciables; por el contrario, si ésta es brusca (como en el caso de una válvula de retroceso), es decir, con $t \ll T$, ocurre una sobrepresión si las bombas arrancan bruscamente. Este efecto se muestra en la fig. 2.16.

2.8 Golpe de ariete en la tubería de succión.

En todos los ejemplos anteriores se ha concentrado la atención al golpe de ariete exclusivamente en la tubería de descarga. Sin embargo, cualquier cambio de gasto en la tubería de descarga se presenta también en la tubería de succión y consecuentemente golpe de ariete en esta tubería y en la carcasa de la bomba, que mecánicamente son las partes más vulnerables de toda la instalación. Por otra parte, dada la longitud generalmente corta de la tubería de succión, los efectos del golpe de ariete resultan despreciables y es poco frecuente que ocurra una falla en ellos.

En aquellos casos en que la longitud de la tubería de succión sea grande, se pueden hacer los mismos estudios del golpe de ariete de una tubería de descarga cualquiera, cuyas condiciones de frontera son fijadas por las características del sistema, las cuales son comunes a la tubería de descarga de la bomba.

Evidentemente, si el objeto del estudio es la determinación del máximo incremento de presión, no hay necesidad de dibujar un diagrama del golpe de ariete para la tubería de succión. Este máximo será igual al que se presenta en la tubería de descarga, reducido tan sólo por la pérdida de carga a través de la carcasa de la bomba, en el caso de que no se haya previsto una válvula check.

2.9 Solución del golpe de ariete por medio de gráficas, en el caso de interrupción brusca de energía y que no exista válvula check.

Gráficas de Parmakian

Con el fin de determinar en forma aproximada las depresiones y sobrepresiones máximas que ocurren en una bomba, en el caso de falla de potencia y de no tener válvula de control, Parmakian preparó una serie de gráficas que se reproducen en las figuras 2.17 a, b, c, d, e, f, g, h. Estas gráficas representan el resultado de un gran número de soluciones del golpe de ariete para una serie de bombas y proporcionan un método conveniente para obtener las condiciones límites transitorias en la bomba y en el centro de la tubería

Aunque dichas gráficas son teóricamente aplicables a un tipo particular de bombas (operando con su carga estática antes de fallar la potencia), son útiles para obtener los efectos aproximados del golpe de ariete en cualquier línea de descarga en un sistema de bombeo. La elaboración de estas gráficas fué posible debido a que en el fenómeno del golpe de ariete intervienen sólo 3 parámetros adimensionales.

El incremento de presión por encima de la carga normal y la caída de presión por debajo de la misma están dadas en por ciento de la carga normal en términos de dos parámetros 2ϵ y K adimensionales, que son:

$$2\epsilon = \frac{a V_0}{g H_0} \quad (2.8)$$

en que V_0 es la velocidad original de la tubería y H_0 la carga estática de bombeo,

$$K = \frac{450 g \gamma H_0 Q_0}{\pi^2 W R^2 \eta_0 n_0^2} \quad (2.9)$$

en que $W R^2$ es el momento de inercia del conjunto bomba-motor expresado en $\text{kgm} \cdot \text{seg}^2$, n_0 la velocidad angular normal de la bomba en rpm y

$$T = \frac{2L}{a} \text{ en seg.}$$

Conviene recordar que en los anteriores resultados no se ha incluido el efecto de fricción en la tubería y que las oscilaciones de presión, calculadas para puntos distintos del de la bomba, corresponden al caso de una tubería de eje horizontal. Para obtener el valor correcto de la carga de presión en cada instante, deberá restarse la diferencia de niveles entre la bomba y el punto en cuestión.

Gráficas de Kinno y Kennedy.

Estas gráficas son más completas que las de Parmakian; toman en cuenta cuatro parámetros adimensionales y la velocidad específica de la bomba para definir el comportamiento transitorio de un sistema de bombas centrífugas, incluyendo además la fricción en la tubería y la eficiencia de la bomba. Estas gráficas son aplicables a bombas con velocidades específicas menores que 2700 (rpm, gpm, ft) y no se pueden extrapolar a sistemas en que hay cierre de válvulas durante el fenómeno transitorio, ni a sistemas que tengan dispositivos de control de golpe de ariete, con excepción de grandes tanques de oscilación.

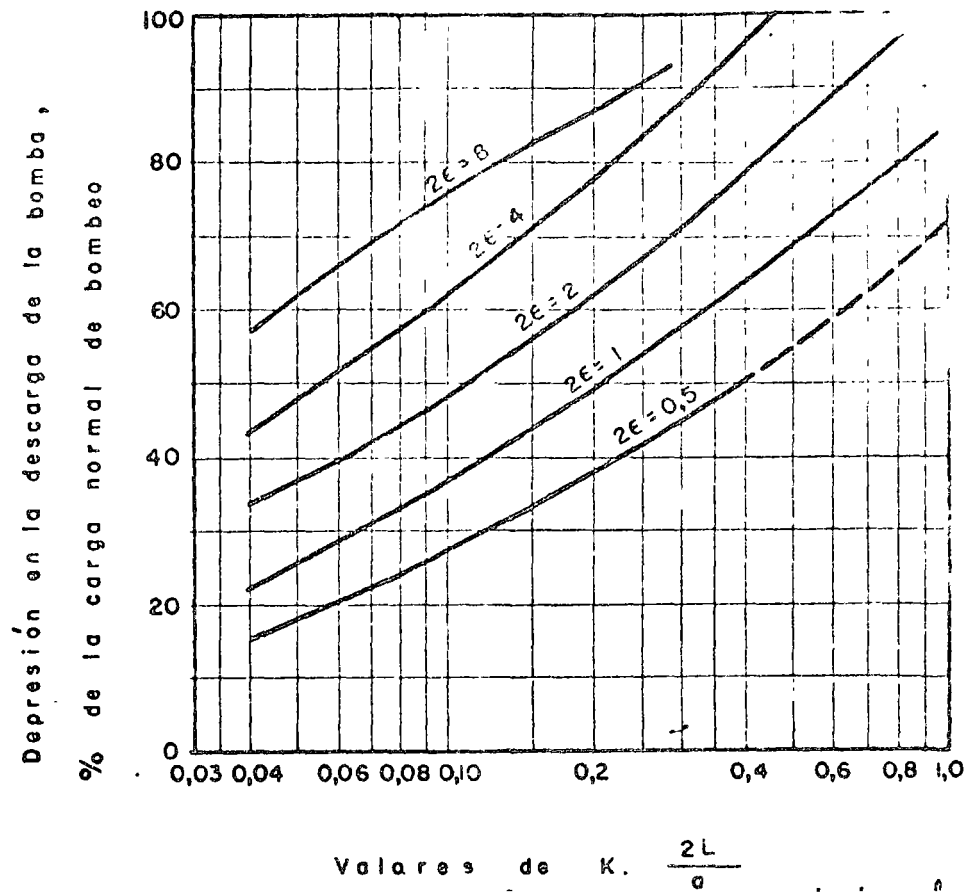
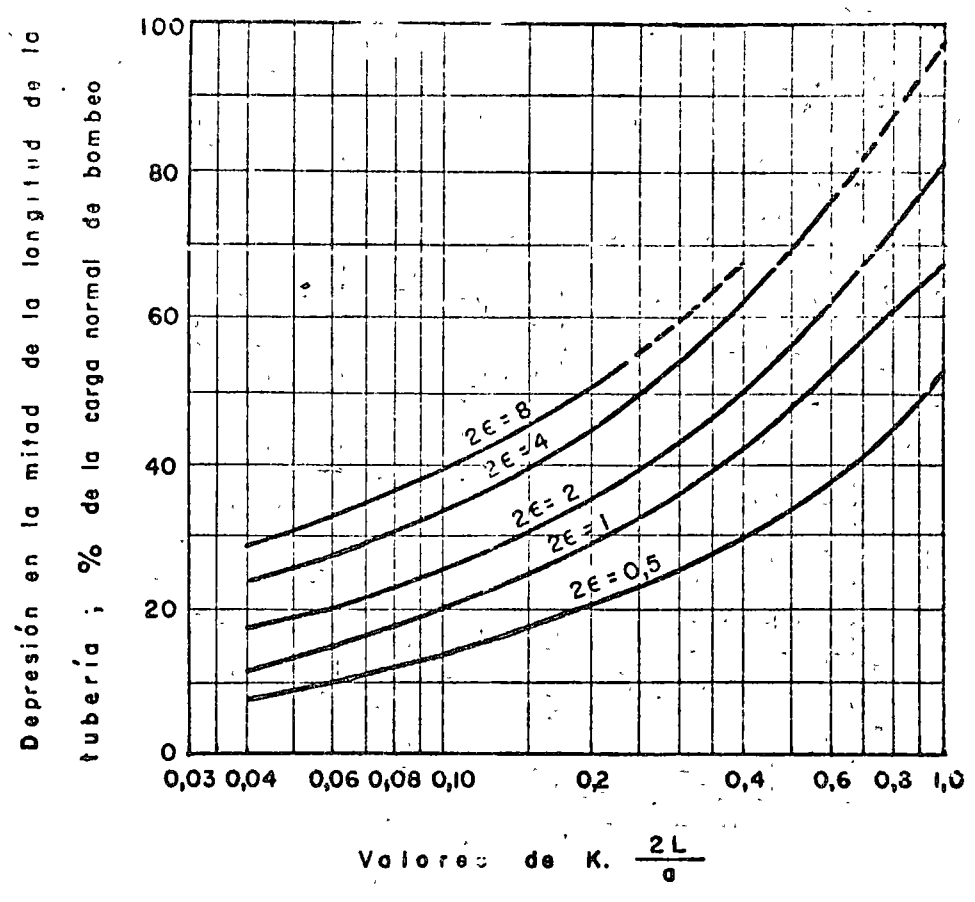


Fig. 2.17a. Depresión en la descarga de la bomba.



(b)

Fig. 2.17b. Depresión en la mitad de la longitud de la tubería.

Sobrepresión en la descarga de la bomba,
 % de la carga normal de bombeo

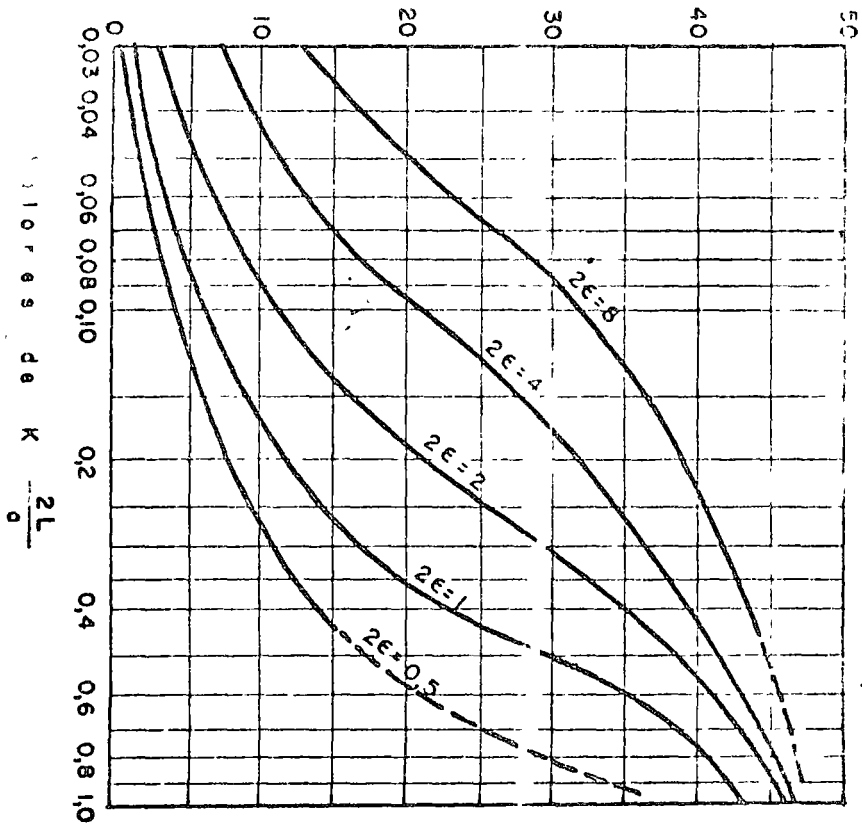


Fig. 2.17c. Sobrepresión en la descarga de la bomba.

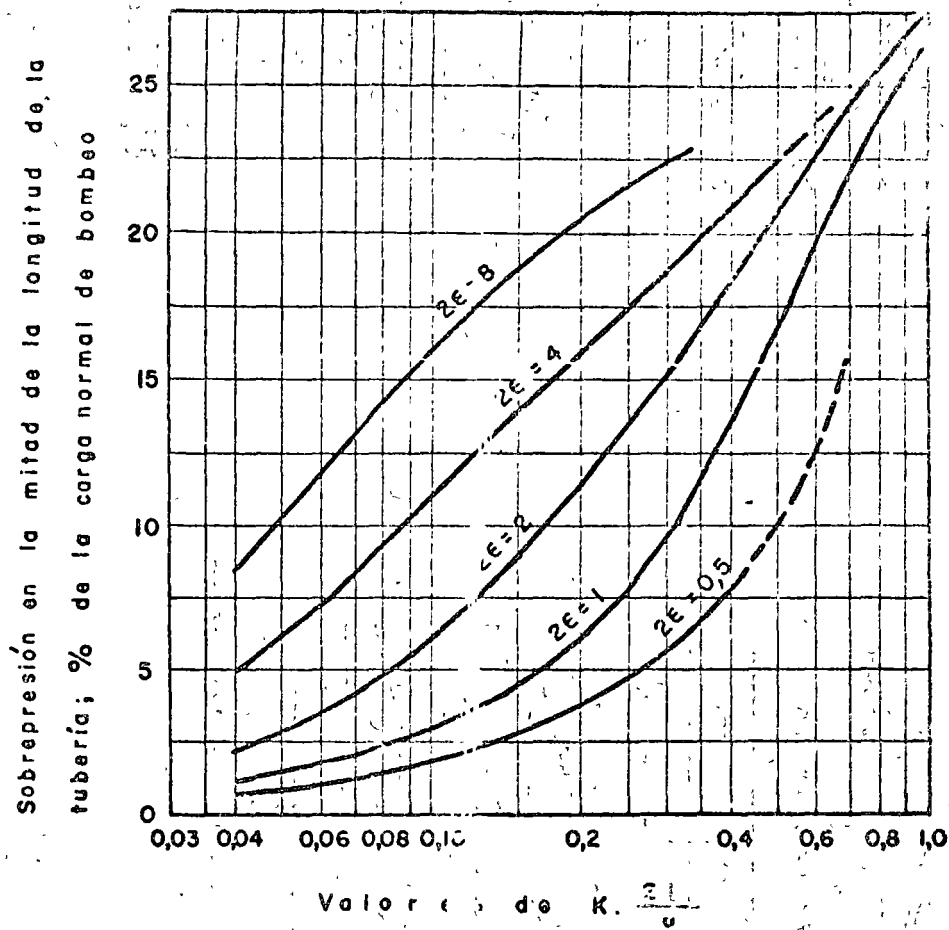
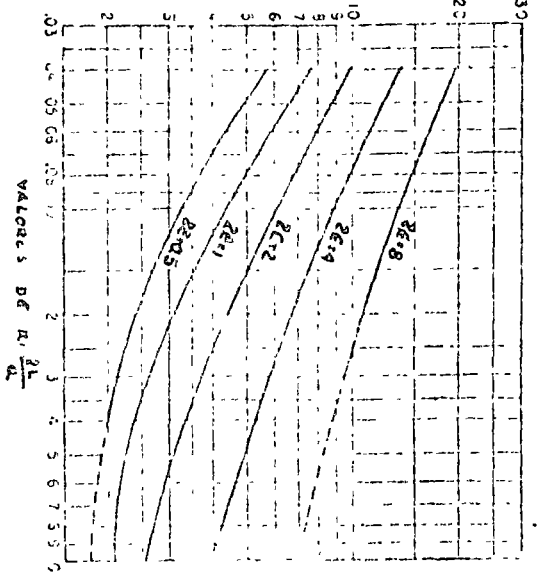


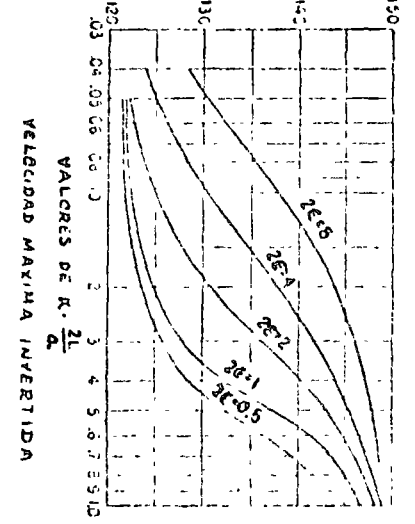
Fig. 2v 17d. Sobrepresión en la mitad de la longitud de la tubería.

TIEMPO PARA LA INVERSION DEL FLUJO EN LA BOMBA
INTERVALOS L/A DESPUES DE LA FALLA DE ENERGIA



TIEMPO PARA LA INVERSION DEL FLUJO EN LA BOMBA
Fig. 2.172, f

VELOCIDAD MAXIMA INVERTIDA
% DE LA VELOC. NORMAL



TIEMPO PARA LA VELOCIDAD MAX. INVERTIDA
INTERVALOS L/A DESPUES DE LA FALLA DE POTENCIA

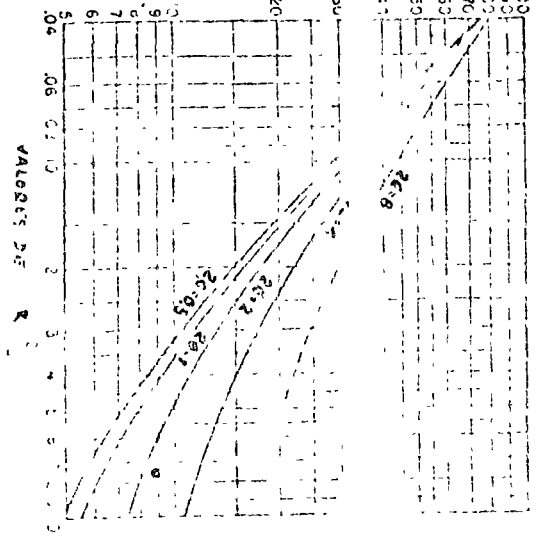
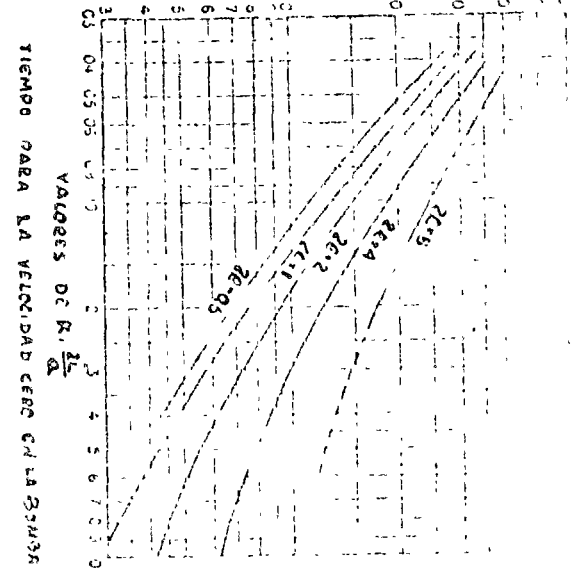


Fig. 2.173, n

TIEMPO PARA LA VELOCIDAD CERO EN LA BOMBA
INTERVALOS L/A DESPUES DE LA FALLA DE POTENCIA



Los parámetros usados en este caso son :

- 1) La constante de la tubería $\rho = \epsilon$ definida por la ec. (2.8)
- 2) La constante $K_1 = 2K$, donde K es la constante de la bomba definida por la ec. (2.9)
- 3) El tiempo T característico del sistema : $2L/a$ en que L es la longitud del tubo.
- 4) La relación h_f de la carga de fricción en la tubería H_f a la carga nominal de la bomba H_0 (que es la suma de la carga estática de bombeo más la de fricción en el tubo H_f).

$$h_f = \frac{H_f}{H_0}$$

- 5) Las características completas de la bomba. Se incluye la combinación de las constantes K_1 y T , a través de la nueva constante

$$\zeta = \frac{1}{K_1 \frac{2L}{a}}$$

La fig 2.18 presenta la carga mínima después de la falla de potencia para el punto en la tubería cerca de la bomba y a la mitad de la tubería. - Las líneas llenas de la fig 2.18 a proporcionan la relación de la carga mínima en el lado de descarga de la bomba (medida a partir de la elevación de la superficie libre del agua en el pozo de succión) entre carga nominal de bombeo H_0 . La abscisa es $\zeta = 1/(K_1)(2L/a)$ y los parámetros son la constante del tubo ϵ y la carga de fricción adimensional $h_f = H_f/H_0$. Las líneas discontinuas dan la carga mínima en el instante en que se invierte el flujo (cuando $Q=0$).

Si una línea llena tiene un valor más pequeño de h_d que la línea de puntos para los mismos valores de ρ , h_f y ζ , la carga mínima en la bomba ocurre en el instante $2L/a$ después de la falla de potencia. En la fig - 2.18, la línea de punto y raya para $\rho = 0.25$ indica que la carga mínima ocurre durante la inversión del flujo.

La fig 2.18b proporciona la relación h_m , de la carga mínima H_m a la mitad de la longitud de la tubería entre la carga nominal; como antes, la carga se mide a partir de la elevación de la superficie libre del agua en el pozo de succión entre la carga nominal H_0 . En este diagrama, las líneas discontinuas pertenecen a la familia de curvas $\rho = 2$.

Las figuras 2.19a y 2.19b proporcionan la carga mínima en la bomba y a la mitad de la tubería para el caso en que $h_f = 0$. El parámetro de las líneas indican el instante en que ocurre la presión mínima. Las líneas gruesas significan que la presión mínima ocurre para $Q = 0$; las líneas delgadas indican que la presión mínima ocurre en el instante $2L/a$ después de la falta de energía y las líneas discontinuas representan la presión mínima que ocurre durante el flujo invertido. Estas figuras son más convenientes de usar que las figuras 2.18, debido a que no existe interpolación entre valores muy separados de ρ .

Si h_f debe considerarse, la figura 2.17 se puede usar si los cargas mínimas H_D y H_m se toman como $H_D = h_D H_S$; $H_m = h_m H_S$ donde $H_S = (1 - h_f) H_0$. Estas aproximaciones se pueden considerar solamente si $H_D \geq 0$.

La fig. 2.20 permite determinar el tiempo t_0 (como *entre* múltiplos de $2L/a$) a partir del instante de la falla de energía hasta aquel que se invierte el flujo en la bomba. Este dato se requiere con frecuencia para programar el cierre de válvulas check.

Si la válvula no causa un incremento importante en la magnitud del descenso de presión, la apertura de la válvula, antes de la inversión del flujo, sería tal que la caída de presión a través de la válvula, en cualquier instante, sea despreciable en comparación con la carga total en la bomba en ese instante.

De los análisis realizados se ha observado que si $h_f = H_f/H_0$, es mayor que aproximadamente 0.18 a 0.2, la carga máxima en la bomba y a la mitad de la tubería no excede a la carga inicial de bombeo H_0 , en el supuesto de que no exista cierre de válvulas.

Las gráficas proporcionan el aumento de presión $h_r = H_r/H_0$ en la bomba, como se muestra en la fig. 2.21. En este caso, la eficiencia de la bomba tiene un efecto marcado sobre la magnitud del ascenso de presión, por lo cual se presentan dos figuras: la fig. 2.21a para $\eta_0 = 0.8$ y la fig. 2.21b para $\eta_0 = 0.9$. En la fig. 2.21a, las líneas discontinuas representan extrapolaciones para los datos numéricos en la región en que h_r no es sensible a cambios de ρ y α , en la cual no fué posible localizar los contornos con precisión.

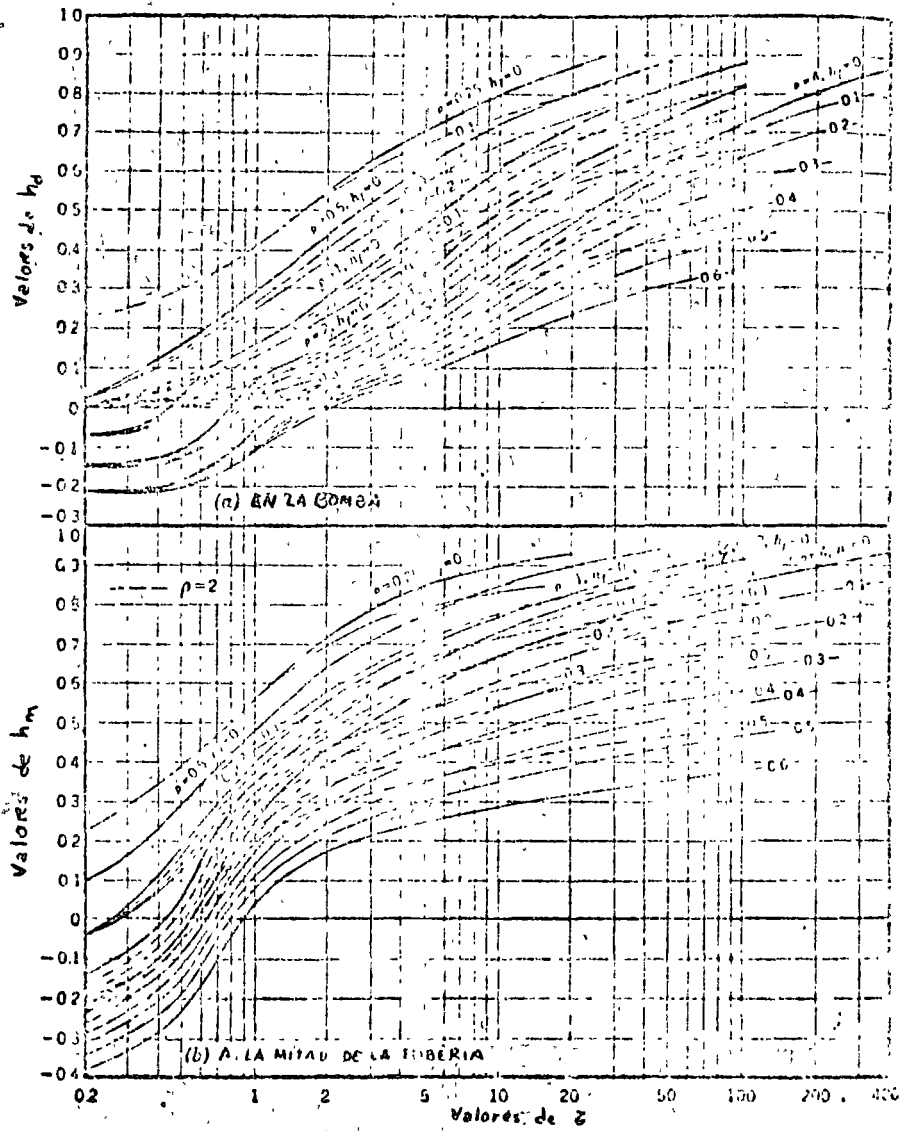


Fig. 2.18. Carga mínima después de la falla de energía.

May, 1965

HY 3

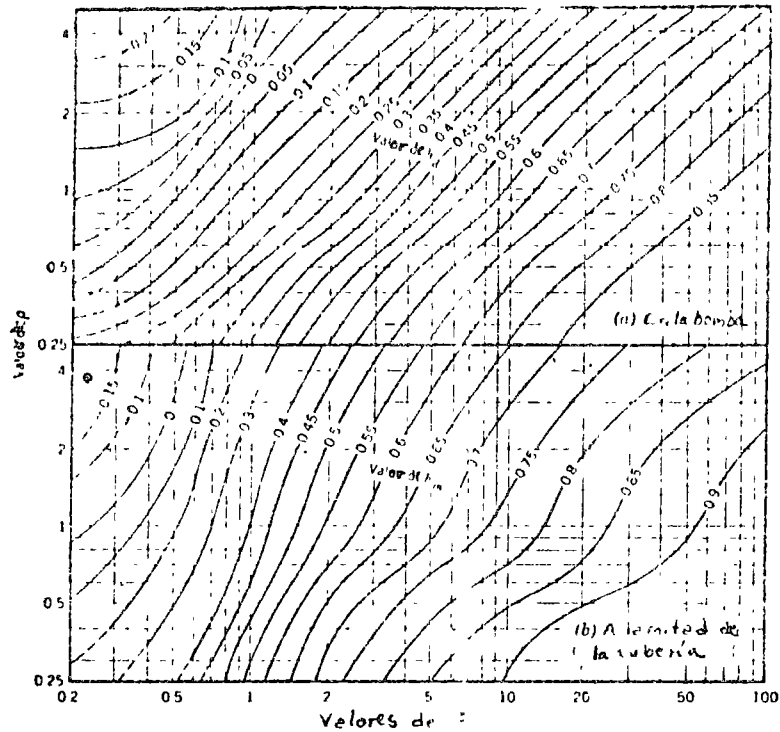


Fig. 2.19. Carga mínima después de la falla de energía para sistemas con pérdida de fricción despreciable.

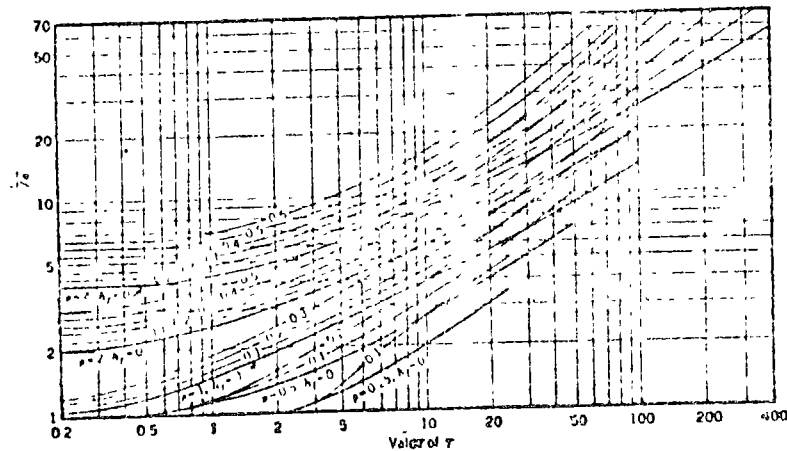


Fig. 2.20. Tiempo para la inversión del flujo en la bomba.

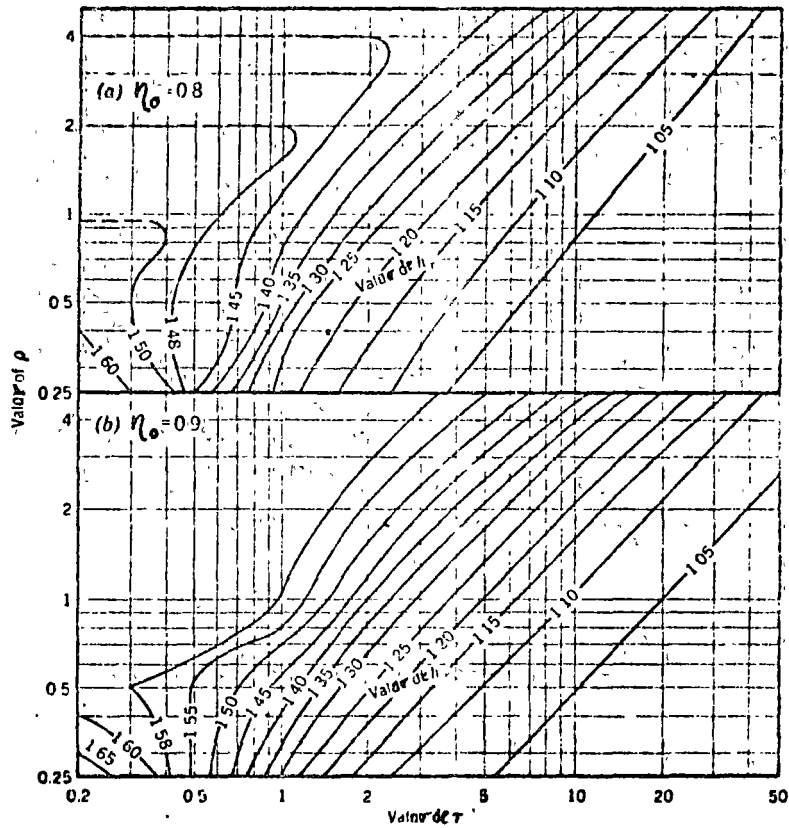


Fig. 2.21. Carga máxima en la bomba después de la falla de energía.

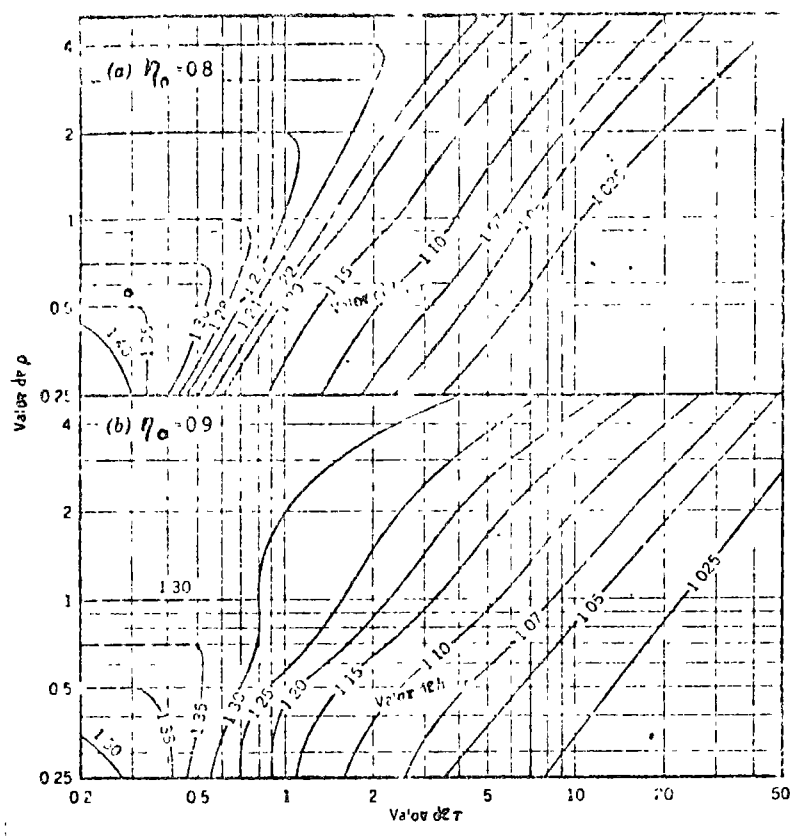


Fig. 2.22. Carga máxima a la mitad de la tubería.

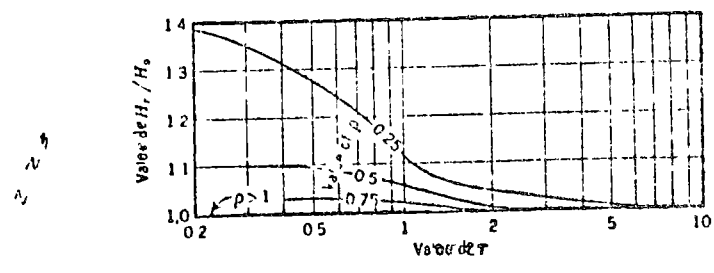


Fig. 2.23. Carga máxima en la bomba si se evita la rotación invertida en la bomba.

Las figuras 2.22a, 2.22b dan el ascenso de presión a la mitad de la tubería, con similares explicaciones de las dos figuras anteriores. Las cargas H_r y H_{mr} se refieren a la carga en el pozo de succión.

También se encontró que si $h_f < 0.2$, la carga máxima en la bomba y a la mitad de la tubería, se pueden expresar a través de las ecuaciones -- siguientes respectivamente:

$$H_r = \left[1 + \frac{(0.2 - h_f)(h_r - 1)}{0.2} \right] H_o$$

$$H_{mr} = \left[1 + \frac{(0.2 - h_f)(h_{mo} - 1)}{0.2} \right] \left(H_o - \frac{H_f}{2} \right)$$

Si se evita la rotación invertida de la bomba, la fig. 2.23 permite calcular la carga máxima H_r entre la carga estática de bombeo, H_s . En este caso, no existe incremento de presión por arriba de la carga estática, si $h_f \geq 0.1$, aún para el caso $\rho = 0.25$.

2.10 Separación de la columna de agua.

Los cambios positivos y negativos de presión, obtenidos de las soluciones del golpe de ariete antes estudiadas, se pueden dibujar sobre el perfil de la línea de descarga, como se muestra en la fig. 2.24 con lo cual se determinan las presiones límites para las cuales deberá diseñarse la tubería. Puede ocurrir que la presión mínima, en algún punto a lo largo de la línea de descarga de la bomba, alcance la presión de vaporización del agua. En ese caso, la solución del golpe de ariete obtenida ya no es válida, pues si la condición de presión por debajo de la atmosférica dentro del tubo persiste por un período suficiente, las partículas líquidas de la columna se separan por la inclusión de vapor.

Esta separación de la columna ocurrirá sólo en aquellos instantes en que se presentan oscilaciones negativas de presión y deberá evitarse mediante el empleo de cámaras de aire, válvulas de alivio o momentos de inercia mayores en el conjunto bomba-motor, ya que pueden crear altas presiones cuando el fenómeno se invierte.

2.11 Dispositivos de alivio del golpe de ariete.

Los efectos del golpe de ariete en las líneas de descarga de sistemas de bombeo sólo pueden disminuirse mediante una reducción gradual de la velocidad dentro del tubo, lo que puede lograrse por cualquiera de los medios siguientes :

- Mediante el diseño de sistemas de tuberías con velocidades originales bajas.
- Con válvulas controladas positivamente, que combinen las funciones de una válvula de control y una check.

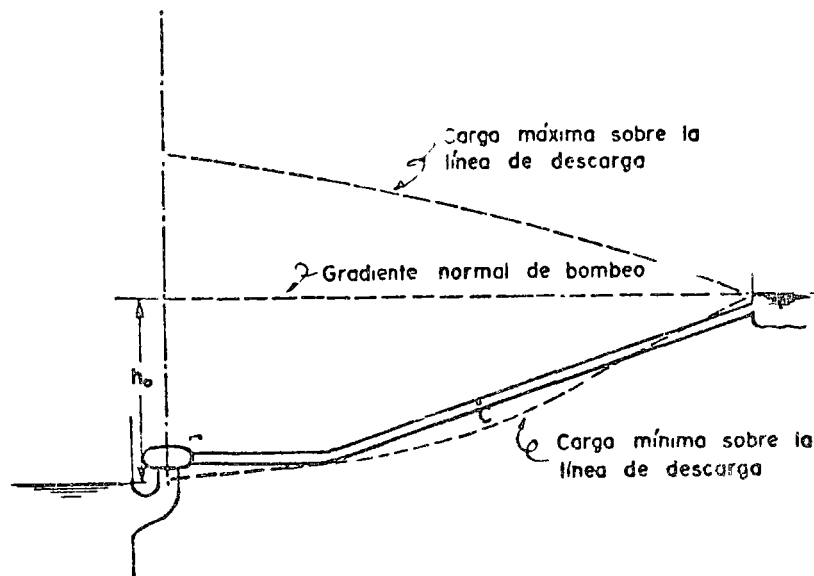


Fig. 2.24 Separación de la columna de agua en un sistema de bombeo.

- Con válvulas de alivio que, en el caso de que se manejen con un control positivo, se conocen con el nombre de supresores de oscilación.
- Por válvulas check especiales, o con una válvula de paso alrededor de estas, que pueda ser cerrada lentamente (manual o automáticamente) después que se haya cerrado la válvula check.
- Por el uso de dispositivos especiales como las cámaras de aire, acumuladores o tanques de oscilación. Estos últimos son generalmente los más caros y sólo se justifican en circunstancias especiales.
- Cuando la separación de la columna de agua dentro de la tubería es inevitable, es necesario instalar válvulas que permitan la entrada de aire al interior del tubo para amortiguar el choque en el momento en que ocurra el fenómeno.

2.1 Golpe de ariete con supresor de oscilación en la tubería.

Un supresor de oscilación típico consiste en una válvula operada por medio de piloto que abre después de la interrupción de energía, mediante la pérdida de energía a un solenoide, o por la reducción brusca de la presión en el supresor de oscilación, proporcionando de esta manera una válvula abierta para aliviar la inversión del flujo de agua en la tubería. La válvula se cierra posteriormente de manera lenta por la acción de

El supresor de oscilación se coloca aguas abajo de la válvula check y en la proximidad de la misma para controlar el aumento de presión.

El aumento de presión que podría ocurrir con válvulas check simples y sin separación de la columna de agua es aproximadamente igual a la caída de presión inicial en las bombas, con un máximo aproximadamente igual a la carga estática. Si no se utilizan válvulas check y si el flujo invertido se permitiera pasar a través de las bombas, la presión podría aumentar a un máximo de aproximadamente 50 por ciento de la carga de bombeo, dependiendo esto de la inercia de la columna de agua, la inercia rotacional de las unidades de bombeo y las características de la bomba.

Un supresor de oscilación puede reducir el aumento de presión a un valor por debajo de los máximos justamente dados. Los supresores de oscilación puede también ser usado ventajosamente en algunos casos donde ocurre la separación de la columna de agua.

El manejo del supresor de oscilación puede ser hidráulico, mecánico o eléctrico y un método de operación se ilustra en la fig. 2.25 con el diagrama del golpe de ariete con válvulas check y supresor de oscilación.

La curva característica del supresor de oscilación corresponde a la parábola V que tiene por ecuación

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{Q_s}{Q_0} \left(\frac{H}{H_0} \right)^{1/2}$$

donde Q_s es la capacidad del supresor de oscilación basada en la carga inicial.

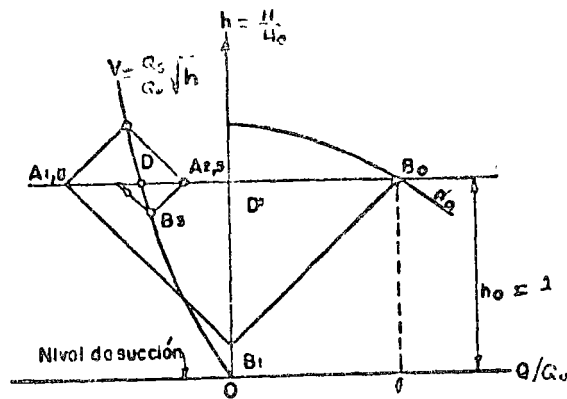


Fig. 2.25 Golpe de ariete con válvula de alivio en la tubería de descarga de una bomba.

El supresor se abre en un instante entre T y $1.5 T$. La oscilación de presión de B_0 a B_1 se traza de la manera normal correspondiendo a la falla de energía con inercia despreciable en el sistema.

Los puntos B_2 y B_3 se determinan con las intersecciones de rectas de pendiente negativa y positiva apoyadas sobre la parábola V . De este modo, el incremento de presión es eliminado prácticamente y una vez que éste se ha amortiguado totalmente en el punto D , el supresor de oscilación se cierra lentamente de modo que el punto final del sistema se mueve de D a D' .

Los resultados de una serie de soluciones gráficas como la indicada en la fig. 2.25 se muestran en las figs. 2.26, 2.27, 2.28 y 2.29. Estas figuras indican las capacidades de flujo requeridas en el supresor de oscilación a fin de limitar el aumento máximo de carga en la estación de bombeo a cero, -- 10, 20 o 30 por ciento de la carga inicial.

Estas figuras fueron obtenidas sobre la base de que no ocurre separación de la columna. Esto significa que la presión no debe caer abajo de la presión de vaporización del agua en ninguna parte de la tubería.

Ejemplo 2.3 Con el fin de ejemplificar el uso de estas gráficas, consideraremos los mismos datos del ejemplo 2.1.

Supongamos $H_f = 0.1 \times 67.10 = 6.71$ m. y que no existe separación de la columna de agua tal como se mostró en el ejemplo 2.1.

Se desea determinar el tamaño del supresor de oscilación que limite el aumento de carga en la bomba a cero por ciento. De la figura 2.26 $Q_s/Q_0 = 0.43$. De esta manera el supresor de oscilación debe tener una capacidad de flujo del 43 por ciento de 'gasto inicial de la estación de bombeo.

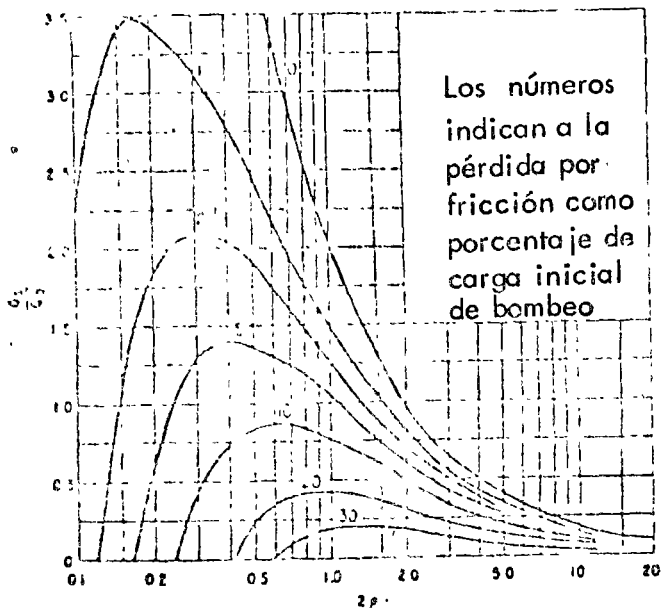


Fig. 2.26 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del cero por ciento de la carga en la estación de bombeo.

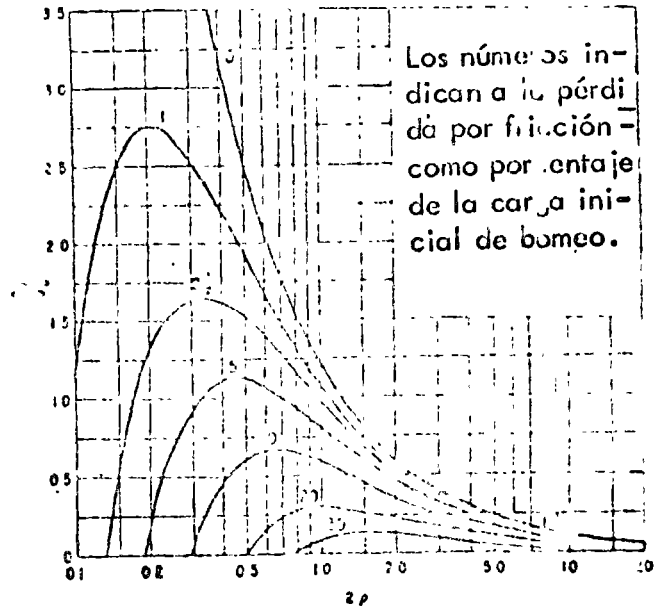


Fig. 2.27 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del 10 por ciento de la carga en la estación de bombeo.

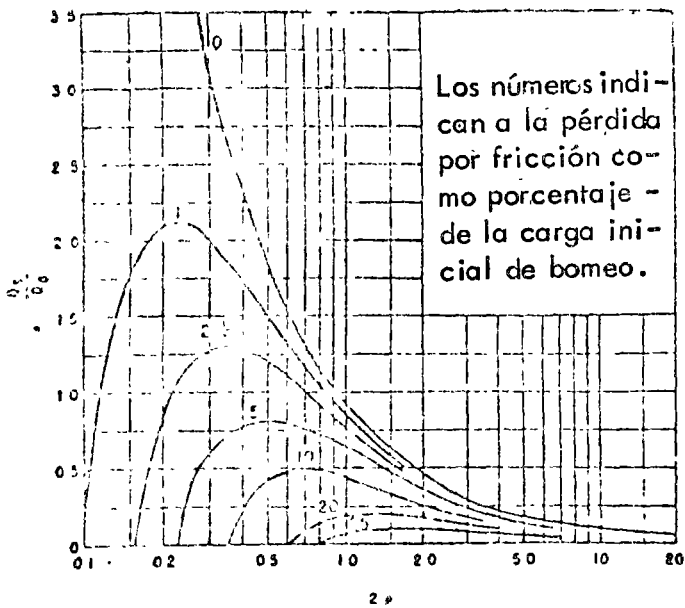


Fig. 2.28 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del 20 por ciento de la carga en la estación de bombeo.

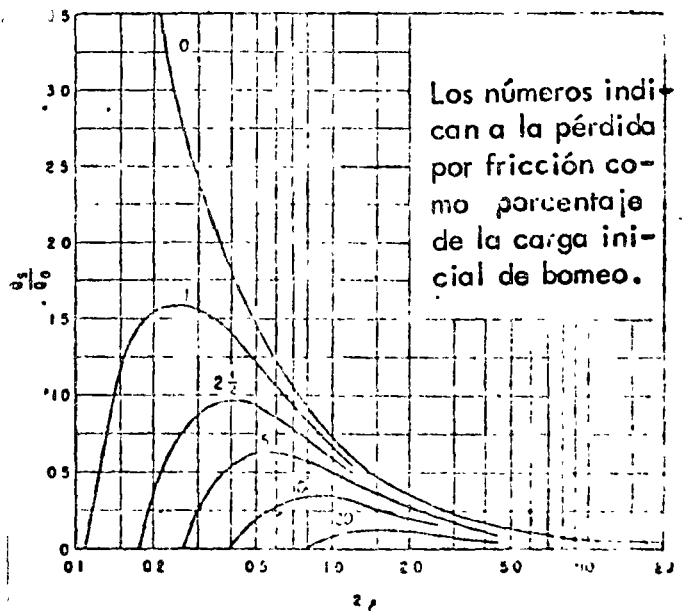


Fig. 2.29 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del 30 por ciento de la carga en la estación de bombeo.

se reducen los cambios de velocidad y los efectos del golpe de ariete en la línea de descarga.

Cuando la bomba funciona normalmente, el contenido de aire en la cámara se comprime bajo la presión de trabajo y almacena energía en forma análoga a lo que acontece con un resorte comprimido.

Cuando falla la energía, la presión disminuye y el aire comprimido se expande, presionando gradualmente el contenido de agua de la cámara, la cual fluye hacia el exterior y alimenta así a la tubería. Con esto, el escurrimiento en la tubería decrece paulatinamente y el ritmo de la caída de presión disminuye.

Una vez que la velocidad angular de la bomba disminuye hasta el punto en que ya no puede mantener el flujo contra la altura de descarga, la válvula de retención colocada del lado de la descarga se cierra, con lo cual el paro de la bomba es más lento y el flujo en la tubería de descarga y en la cámara se invierte en dirección al depósito y al interior de la cámara. Por lo cual el volumen de aire nuevamente disminuye, presentándose un incremento positivo de presión.

Las cámaras de aire deben ser constantemente abastecidas con pequeñas cantidades de aire comprimido que reemplacen al que se disuelve en el agua. Para hacer que estas tengan un funcionamiento más efectivo es necesario una estrangulación como la que se muestra en la figura 2.20.

Esta estrangulación es del tipo llamado orificio diferencial y, para el flujo de la tubería

Cámara de aire. Un dispositivo que puede controlar efectivamente las oscilaciones de presión en la línea de descarga de una instalación de bombeo, es la llamada cámara de aire, como la que se muestra en la figura 2.19, que generalmente se instala aguas abajo de la bomba.

La porción inferior de la cámara contiene agua, mientras que la superior contiene aire a presión. Cuando ocurre la falla de potencia, tanto la carga desarrollada por la bomba como el gasto decrecen rápidamente, lo cual permite que el aire comprimido dentro de la cámara desaloje el agua hacia la tubería a través del orificio en el fondo de la cámara. De esa forma

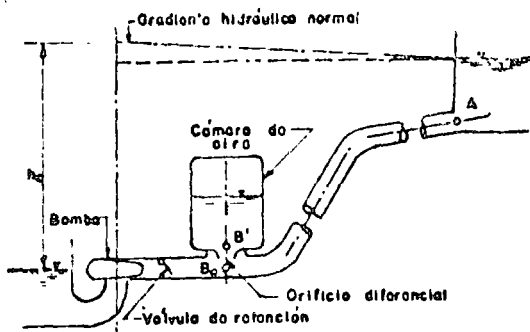


Fig. 2.19 Instalación de bombeo con cámara de aire.

2.26

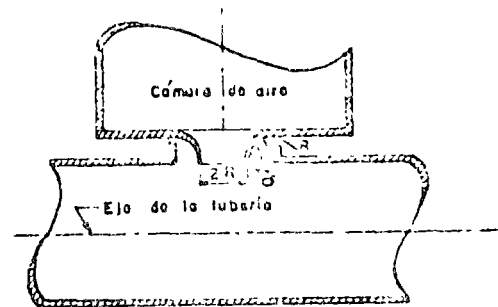


Fig. 2.20 Forma del estrangulamiento recomendado para una cámara de aire.

2.27

la cámara proporciona una pérdida de carga 2,5 veces mayor que para el flujo de la cámara a la tubería y produce así una mejor amortiguación.

La ecuación de la pérdida de carga producida por el estrangulamiento es semejante a la ~~(1178)~~ ya utilizada anteriormente:

$$h_s = C_s Q_i^2 \quad (1178)$$

en que C_s es el coeficiente de pérdida por estrangulamiento, el cual depende de su forma

Una vez que ocurre la interrupción de potencia al motor de la bomba, la carga de presión en el lado de la descarga es mantenida inicialmente por la cámara de aire, mientras que la velocidad de la bomba y el gasto caen rápidamente. Esto hace que la válvula de retención cierre casi inmediatamente después de la falla de la energía, por lo cual se puede suponer que esto sucede simultáneamente y que el flujo en la tubería sólo es proporcionado por la cámara de aire. Con esta suposición se eliminan las características de la bomba de los cálculos del golpe de ariete, pero introduce una onda de presión brusca correspondiente a la caída instantánea de la carga a través del orificio de estrangulación en la base de la cámara.

El fenómeno de compresión y expansión del volumen de aire contenido en la cámara se puede suponer (según Parmakian), como un término medio entre un proceso adiabático y un isotérmico. Es decir, en cualquier instante se cumple que:

$$H_i V_i^{1.2} = H_0 V_0^{1.2} = \text{Constante} \quad (66)$$

en que H_i representa la carga de presión absoluta en el instante i , o sea:

$$H_i = h_i + \frac{P_{atm}}{\gamma} \quad (67)$$

y V_i el volumen de aire en la cámara en el instante i , o bien, si se expresa ~~(67)~~ en los términos adimensionales siguientes:

$$H_i^2 V_i^{1.2} = \frac{H_0^2 V_0^{1.2}}{\gamma} \quad (68)$$

se puede escribir:

$$H_i^2 V_i^{1.2} = 1 \quad (69)$$

La ecuación ~~(69)~~ se representa por la gráfica mostrada en la figura ~~61~~.

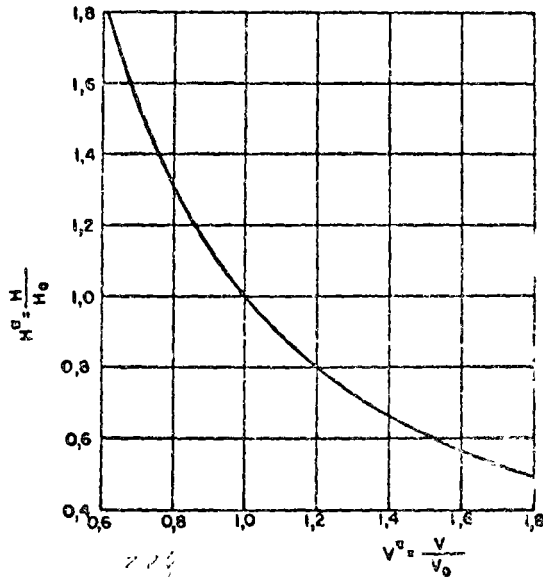


Fig. 2.21 Ley del proceso de expansión del aire en la cámara.

El volumen de aire en cualquier instante i , en términos del volumen en el instante $i-1$, es:

$$V_i = V_{i-1} - \int_{t_{i-1}}^i Q dt \quad (70)$$

en que A es el área de la sección transversal de la cámara.

Para intervalos de tiempo pequeños, la variación del gasto Q puede suponerse lineal, por lo que el volumen de aire en la cámara es entonces:

$$V_i = V_{i-1} - \left(\frac{Q_{i-1} + Q_i}{2} \right) \Delta t \quad (71)$$

en que el intervalo de tiempo $t = t_i - t_{i-1}$. Por comodidad en el uso del método gráfico del golpe de ariete, es conveniente elegir Δt como una fracción del tiempo de reflexión de la onda

T ; o sea que $\Delta t = \frac{2L}{a} \delta$. Así, si se sustituye en ~~(71)~~, esta se puede escribir:

$$\frac{V_i}{V_0} = \frac{V_{i-1}}{V_0} - \frac{(Q_{i-1} + Q_i) Q_c}{2 V_0 Q_c} \frac{2L\delta}{a} \quad (72)$$

y con el parámetro adimensional $Q_i^* = \frac{Q_i}{Q_c}$, se puede escribir:

$$V_i^* = V_{i-1}^* - \frac{(Q_{i-1}^* + Q_i^*) 2\delta}{2 V_0 a} \quad (73)$$

En esta ecuación el término $\frac{2V_0 a}{Q_0 L}$ es también adimensional como puede observarse fácilmente. Toda vez que los cambios del volumen de aire en la cámara se definen en términos de presiones absolutas, es preferible definir la característica de la tubería en términos de cargas de presión absoluta, esto es:

$$\epsilon^* = \frac{aV_0}{2gH_0} \quad (74)$$

Esta característica de la tubería representa además la pendiente de las rectas del golpe de ariete en un plano $Q^* - H^*$, siendo por supuesto válidos los métodos de solución antes descritos.

El procedimiento gráfico para la solución del problema de la cámara de aire es como sigue:

Sobre un plano coordenado $Q^* - H^*$ se dibuja la parábola de pérdida por estrangulamiento. El punto de coordenadas $Q^* = 1$, $H^* = 1$, representa al punto B_0 , B_0 y A_1 (véase figs. 2.2.4 y 2.2.9) es el punto de partida.

La suposición del cierre instantáneo de la válvula de retención causa un cambio del gasto

en la tubería, que sigue la recta de pendiente positiva ϵ^* . La posición del punto B_1 se puede calcular por tanteos y para esto se supone un primer valor de Q_1^* y con la fórmula (7.3) se calcula el volumen para el instante 1, para $\delta = 1$ con la fórmula:

$$V_1^* = V_0^* - \frac{2(Q_0^* + Q_1^*)}{2 \frac{V_0^* a}{Q_0^* L}} = V_0^* - \frac{(1 + Q_1^*)}{\frac{V_0^* a}{Q_0^* L}}$$

en que V_0^* tiene que ser inicialmente supuesto o fijado de antemano. Con V_1^* se obtiene de la gráfica de la figura 2.2.1 el valor de H^* que tendrá que ser el mismo supuesto para el punto en cuestión, de lo contrario se repite el mismo procedimiento.

Para calcular el punto B_2 se repite el procedimiento por tanteos y así sucesivamente.

Para puntos correspondientes a instantes intermedios, δ será igual al valor del instante para el que se desea calcular. Por ejemplo, si $t = 0,5$ (o sea el punto $B_{0,5}$), entonces $\delta = 0,5$.

Los valores de la carga de presión en el punto B' de la base de la cámara se pueden calcular en cada instante, restando la magnitud

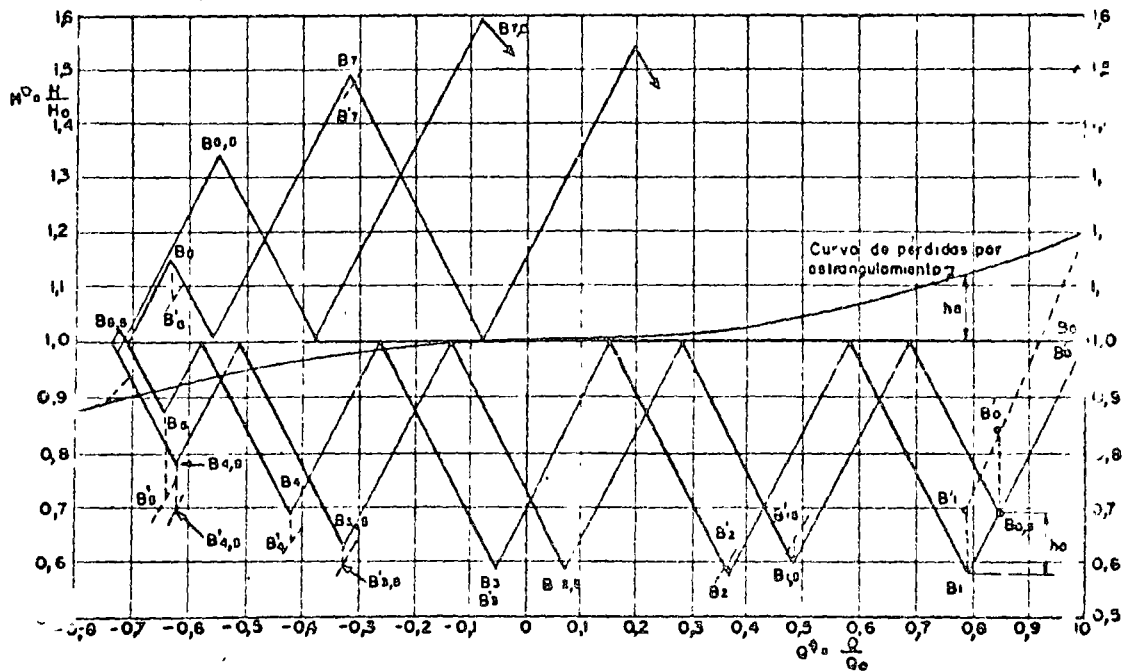


Fig. 2.2.2 Golpe de ariete en una planta de bombeo con cámara de aire.

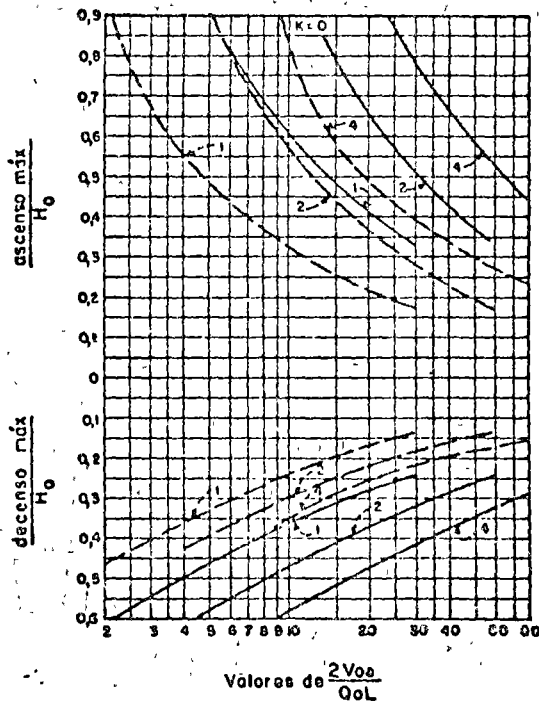
de la pérdida por estrangulamiento Δh , correspondiente al gasto Q , del instante en cuestión (línea de puntos).

Por otra parte, de las ecuaciones (73) y (74) se observa que existen dos parámetros básicos en la determinación del golpe de ariete en una línea de descarga con cámara de aire y que son $2\epsilon^*$ y $\frac{2V_0 a}{Q_0 L}$.

Los resultados de un gran número de soluciones de cámaras de aire se muestran en la figura 63 a, b, c, d. En estas figuras, las oscilaciones de presión en la línea de descarga adyacente a la cámara y en la mitad de la tubería, se han dibujado contra los parámetros básicos antes mencionados.

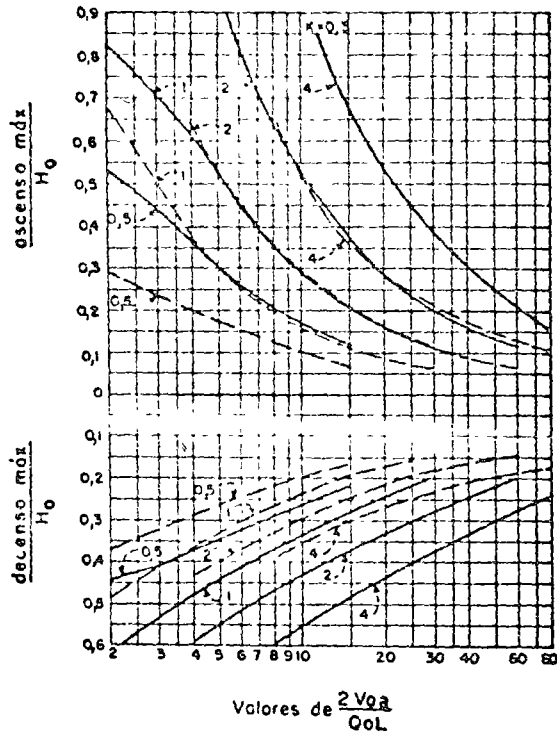
Para los valores mostrados en estos diagramas, dados por Parmakian, se han hecho las siguientes suposiciones:

- a) La cámara de aire está localizada cerca de la bomba.
- b) La válvula de retención en la bomba cierra inmediatamente después de la falla de potencia.
- c) La relación presión-volumen para el aire comprimido en la cámara de aire, es: $H^* V^{*1.2} = cte.$
- d) La relación de la pérdida de carga total para el mismo gasto entrando o saliendo de la cámara es 2,5:1: $K H_0^*$ es la suma de las pérdidas de carga por fricción en la tubería y por estrangulamiento en el orificio diferencial.



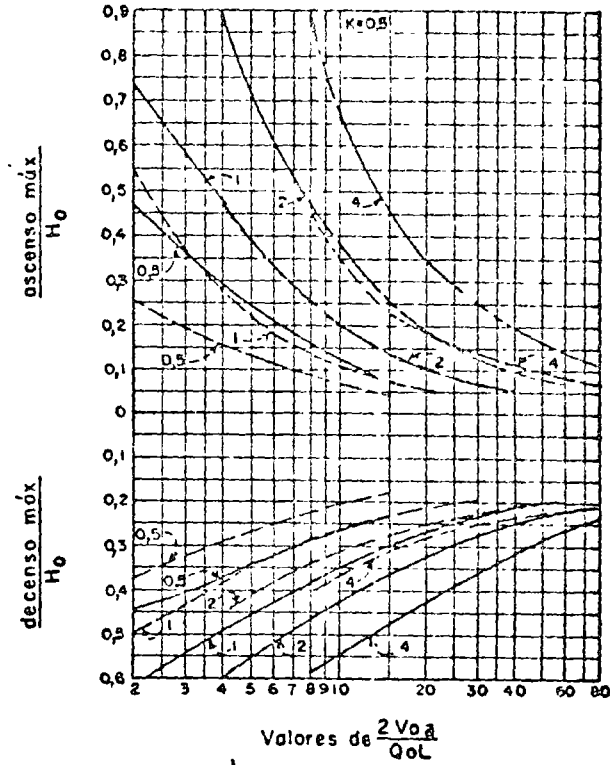
Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^*$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 63-a. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K=0$.



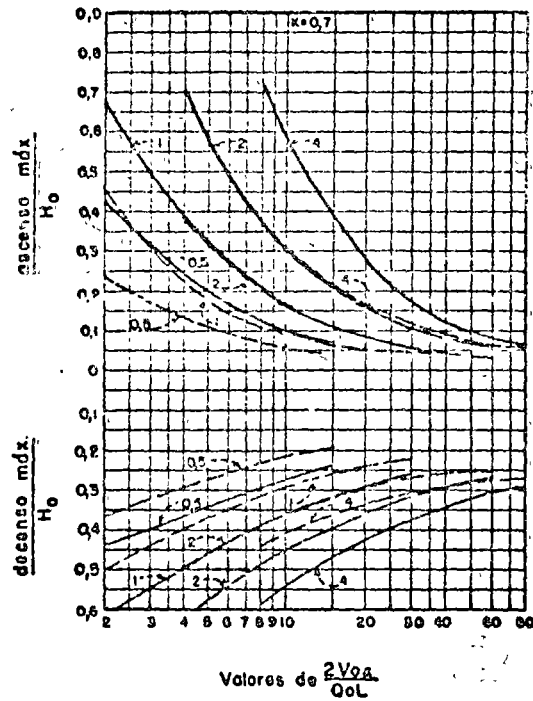
Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon\phi$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 63 b. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0,3$.



Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon\phi$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 63-c. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0,5$.



Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^2$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 53d. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0,7$.

cuando un flujo invertido igual a Q_0 pase al interior de la cámara.

Para asegurar que el aire no entre a la línea de descarga cuando ocurra la oscilación mínima, el volumen total que deberá tener la cámara de aire deberá ser mayor que V' dado por la siguiente expresión:

$$V' = V_0 \left(\frac{H_0^*}{H^* \min} \right)^{1/1.5} = \frac{V_0 H_0^*}{H^* \min} \quad \left(\frac{75}{10000} \right)$$

en que $H^* \min = H_0^*$ menos la mínima oscilación adyacente a la bomba.

Cámara de aire Considérese una instalación de bombeo como la mostrada en la figura 280, para la cual se desea determinar el tamaño de una cámara de aire tal, que impida que la sobre-presión máxima en la tubería de descarga adyacente a la bomba exceda a $0,43 H_0^*$ y además, que la depresión máxima en el centro del tubo no exceda a $0,21 H^*$.

Los datos del problema son:

$$\begin{aligned} h_{rt} &= 60 \text{ m} \\ h_f &= 0,920 \text{ m} \\ h_0 &= 60,92 \text{ m} \\ Q_0 &= 2,86 \text{ m}^3/\text{s} \\ S &= 1,84 \text{ m}^2 \\ v_0 &= 1,55 \text{ m/s} \\ a &= 900 \text{ m/s} \\ H_0 &= 60,92 + 10,33 = 71,25 \text{ m} \\ 2\epsilon^* &= 2 \\ L &= 610 \text{ m} \end{aligned}$$

Diferencia entre el nivel de succión y el punto medio de la tubería = 53,5 m.

De las gráficas mostradas en la figura 280 se encuentra que las condiciones de presión antes señaladas se satisfacen con $K=0,3$ y para:

$$2 \frac{V_0 a}{Q_0 L} = 21$$

como se puede comprobar fácilmente de la figura 280. De esta figura se obtiene que la sobrepresión máxima en la tubería de descarga

adyacente a la bomba es de $0,27 H_0^*$, la máxima depresión en el centro del tubo es de $0,21 H_0^*$ y la máxima depresión adyacente a la bomba es $0,32 H_0^*$.

Para la instalación mostrada, la pérdida por fricción para el gasto normal de bombeo Q_0 asciende a $0,92 \text{ m}$. El orificio diferencial requerido en la cámara de aire debe entonces proporcionar para un flujo Q_0 contra la carga, una pérdida que deberá ser:

$$h_c = K H_0 - h_f = 0,3 \times 71,25 - 0,92 = 20,46 \text{ m}$$

Además, con $2 \frac{V_0 a}{Q_0 L} = 21$ se puede calcular

el volumen inicial de aire comprimido dentro de la cámara y que es:

$$V_0 = \frac{21 \times 2,86 \times 610}{900 \times 2} = 20,3 \text{ m}^3$$

y el volumen mínimo que deberá poseer la cámara de aire V' , se puede determinar de la ecuación (11.89)

$$V' = \frac{V_0 H_0^*}{H^* \min} = \frac{V_0 H_0^*}{(1 - 0,32) H_0^*} = \frac{20,3}{0,68} = 29,7 \text{ m}^3$$

Libros de consulta

1. Brown, John G.: *Hydroelectric engineering practice*, Vol. 1. *Civil Engineering*. Londres: Blackie & Son, 1958. 1189 págs.
2. Bergeron, L.: *Du Coup de Belier en Hydraulique*

lique au Coup de Foudre en Electricite. Paris: Dunod, 1950. 336 págs.

3. Jaeger, Charles: *Engineering fluid mechanics*. Londres: Blackie & Son, 1956. 529 páginas.

4. Kozeny, J.: *Hydraulik*. Viena: Springer, 1953. 588 págs.

5. Moreno, A.: "Algunos efectos del golpe de ariete en sistemas de bombeo". Tesis profesional. Universidad Nacional Autónoma de México. México, 1960.

6. Parmakian, John: *Waterhammer Analysis*. Nueva York: Dover Publications, Inc., 1963. 161 páginas.

7. Rich, George Rollo: *Hydraulic Transients*. 2ª edición. Nueva York: Dover Publications, Inc., 1963. 409 páginas.

8. Rouse, Hunter. *Engineering Hydraulics*. Proceedings of the Fourth Hydraulics Conference, Iowa Institute of Hydraulic Research. Nueva York: John Wiley & Sons, Inc., 1950. 1039 páginas.

9. Schlag, A.: *Hydraulique Générale*. Paris: Dunod, 1957. 243 págs.

10. Sánchez, J. L.: "Teoría del golpe de ariete". *Ingiería Civil*. México. 1955.

11. Stepanoff, Alexey J.: *Centrifugal and axial flow pumps; theory, design and application*. Nueva York: John Wiley & Sons, Inc., 1948. 428 páginas.

12. Stucky, A.: *Druckwellenschläger von Wasserkraftanlagen*. Berlin: Springer, 1962. 181 págs.

13. Volk, W.: *Absperrorgane in Rohrleitungen*. Berlin: Springer, 1959. 178 págs.

14. Wechmann: *Hydraulik*. Berlin: Technic 1959. 306 págs.

APENDICE

8.4 Celeridad de las ondas de presión

La celeridad de las ondas de presión en una tubería depende principalmente de las características elásticas del líquido y del material con que está construida así como, en forma secundaria, de su estructuración.

Las tuberías de material no homogéneo se pueden asimilar a tuberías equivalentes de material homogéneo.

El valor normal de la celeridad en tuberías de acero de pared delgada es de 1 000 m/seg y el valor máximo que puede alcanzar es de 1 425 m/seg en un tubo rígido. En tubos de goma la celeridad disminuye hasta valores comprendidos entre 19 y 27 m/seg.

Se consideran tuberías elásticas de pared gruesa aquellas en que la relación del diámetro interior a su espesor es mayor que veinticinco. Por esta razón, se supone que el esfuerzo en la pared no tiene una distribución uniforme. La restricción de los apoyos tiene poco efecto en el valor de la celeridad de la onda y, a medida que el espesor disminuye, dicho valor se aproxima al de la tubería de pared delgada.

La ecuación para túneles circulares sin revestimiento se aplica a túneles perforados en roca sana o a través de un macizo de concreto.

En una galería circular, revestida y con blindaje, la camisa de acero en contacto con el material del túnel incrementa la celeridad con respecto a la que se presentaría si no existiera dicho blindaje.

Es de interés el cálculo de la celeridad en tuberías metálicas descubiertas, reforzadas con anillos transversales de acero. La única fórmula a este respecto es la de Arredi, que permite el cálculo transformando la tubería en una equivalente metálica sencilla.

También en el caso de tuberías de concreto armado, se hace la misma consideración de una tubería equivalente homogénea.

8.4.1 Ecuación general

La celeridad de las ondas de presión en un conducto sencillo, descubierto y poco deformable está dada por la expresión

$$a = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{E_w} + \frac{k}{E_t} \frac{D}{e}\right) \frac{\gamma}{g}}}$$

donde:

- a celeridad de las ondas de presión, en m/seg
- E_t módulo de elasticidad del material con que está construido el tubo, en kg/m^2
- E_w módulo de elasticidad del líquido, en kg/m^2
- e espesor de las paredes del tubo, en m
- k coeficiente que depende del tipo de apoyo del tubo

8.4.2 Tuberías de pared delgada

De acuerdo con el tipo de soporte de la tubería, los valores de k de la ecuación general son

- $k = 5/4 - n$ para un tubo soportado en el extremo superior de entrada y en juntas de expansión
- $k = 1 - n^2$ para un tubo anclado contra movimiento axial en toda su longitud
- $k = 1 - n/2$ para un tubo con juntas de expansión, sin existir cambios en su longitud.

En que n representa el módulo de Poisson de la tubería. Se suele considerar que para el acero vale 0.3.

El módulo volumétrico del agua y de elasticidad de los materiales más usuales se indican en la siguiente tabla

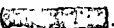
MATERIAL	E (kg/m ²)
agua	2.07 x 10 ⁸
acero	2.1 x 10 ¹⁰
hierro fundido	6 x 10 ⁹
aluminio	7.2 x 10 ⁹
cobre	1.3 x 10 ¹⁰
asbesto-cemento	2.4 x 10 ⁹

Para el agua, se tiene

$$\frac{\gamma}{g} = \frac{1000}{9.81} = 102 \text{ kg seg}^2/\text{m}^4$$

Si el tubo es de acero y el líquido circulante es agua, la ecuación general se simplifica a la forma aproximada siguiente

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48 + 0.5 k \frac{D}{e}}}, \text{ en m/seg}$$

b) En la fig 2 se presentan las gráficas de la ecuación anterior para tuberías de acero con agua y los diferentes tipos de apoyo .

En la fig 3 se presentan las gráficas de celeridad de la onda de presión para tubos sencillos, descubiertos, de hierro fundido y de asbesto cemento, con agua, y anclado contra movimiento longitudinal en toda su longitud.

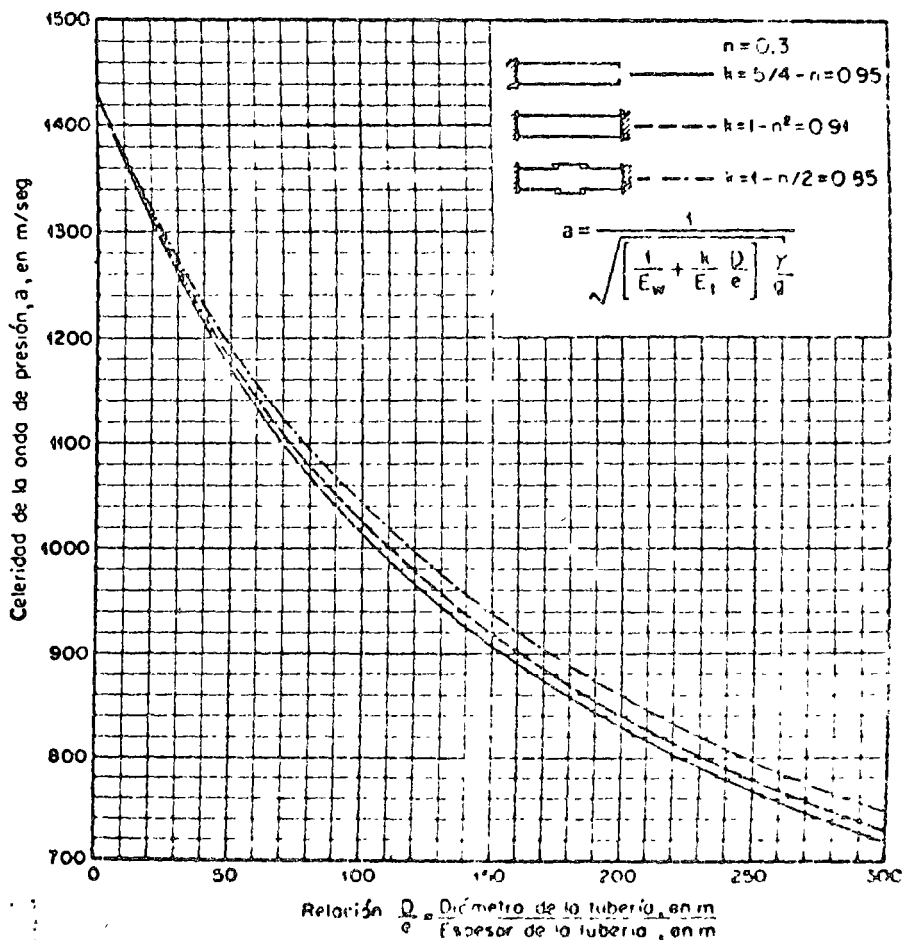


Fig 2 Celeridad de la onda de presión en una tubería de acero al desmenuzarse

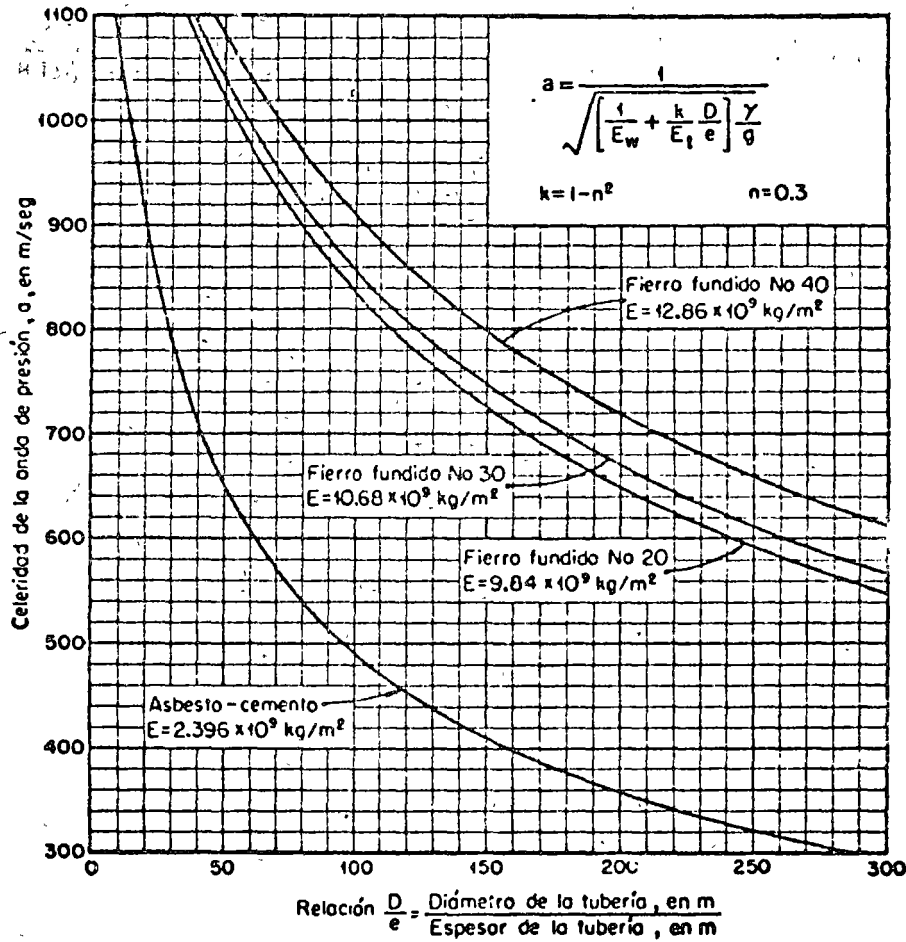


Fig 3 Celeridad de la onda de presión en una tubería al descubierto.

8.4.3 Tuberías elásticas de pared gruesa

Considerando los mismos tipos de soporte que en las tuberías de pared delgada, los valores de k de la ecuación general son, respectivamente (ref 8.8):

$$k = \frac{2e}{D} (1 + n) + \frac{D}{D + e} \left(\frac{5}{4} - n \right)$$

$$k = \frac{2e}{D} (1 + n) + \frac{D(1 - n^2)}{D + e}$$

$$k = \frac{2e}{D} (1 + n) + \frac{D}{D + e}$$

8.4.4 Túneles circulares sin revestimiento

La celeridad en este caso vale

$$a = \frac{1}{\sqrt{\frac{\gamma}{g} \left[\frac{1}{E_w} + \frac{2}{E_r} (1 + n) \right]}}$$

donde E_r representa el módulo de elasticidad de la roca o del macizo de concreto en kg/m², y n su módulo de Poisson.

8.4.5 Galerías revestidas y con blindaje

Para una galería revestida de concreto con una camisa interior de acero (fig. 4), la celeridad en m/seg se puede calcular con la fórmula de Jaeger (ref 8.3)

$$a = \frac{1}{\sqrt{\frac{\gamma}{g} \left[\frac{1}{E_w} + \frac{2 R_1}{E_s e} (1 - K) \right]}}$$

en que

$$K = \frac{R_1/e}{\frac{R_1}{e} + \frac{E_s}{E_c} \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 R_1 R_2} + \frac{E_s}{E_r} (1 + n)}$$

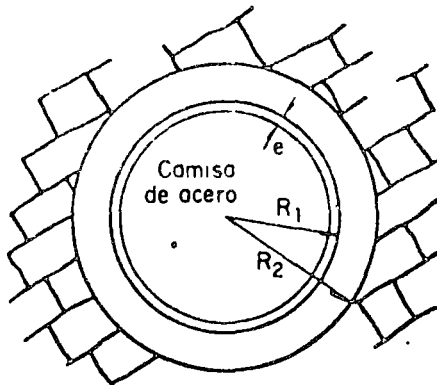


Fig. (4)

en que

- E_c módulo de elasticidad del concreto, en kg/m^2
- E_r módulo de elasticidad de la roca, en kg/m^2
- E_s módulo de elasticidad de la camisa, en kg/m^2
- e espesor de la camisa de acero, en m
- n módulo de Poisson de la roca
- R_1 y R_2 radios interior y exterior del revestimiento de concreto, en m.

8.4.6 Tuberías metálicas con anillos de acero

Cuando una tubería metálica tiene costillas transversales de acero (fig. 5), según Arredi (ref 8.4), la celeridad se puede calcular con una tubería de espesor equivalente, el cual está dado por la ecuación

$$e_{eq} = \frac{e}{A}$$

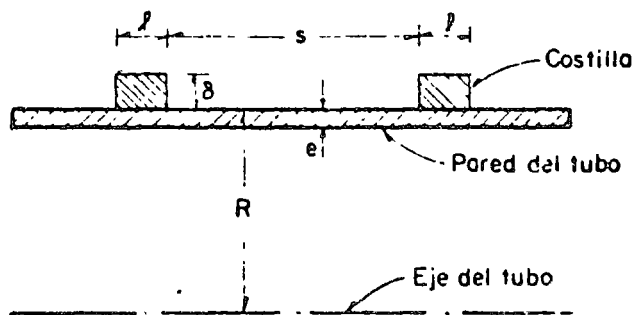


Fig. (5)

donde e representa el espesor de la pared del tubo y A (sin dimensiones) está dada por la ecuación:

$$A = \frac{1}{1 + \frac{s}{l}} \frac{\lambda}{1 + \kappa} \left[1 + \frac{s}{l} \frac{1}{\lambda} (1 + \kappa - \mu) \right]$$

en que κ es un parámetro sin dimensiones que vale

$$\kappa = \frac{E}{E_1} \frac{e}{\delta} \left(1 + \mu \frac{s}{l} \right) \alpha$$

donde α no tiene dimensiones y es

$$\alpha = \frac{1 + \frac{\delta}{R} + \frac{1}{2} \frac{\delta^2}{R^2}}{1 + \frac{\delta}{2R}}$$

Un parámetro adicional (sin dimensiones) necesario para la solución es

$$\phi = \frac{\sqrt[4]{3(1-n^2)}}{2} \frac{s}{\sqrt{R e}}$$

μ depende del parámetro ϕ como se muestra en la siguiente tabla.

En estas ecuaciones

- E módulo de elasticidad de la pared del tubo, en kg/m²
- E₁ módulo de elasticidad de las costillas, en kg/m²
- e espesor de la pared del tubo, en m
- l ancho de la costilla, en m
- n módulo de Poisson (sin dimensiones) de las costillas
- R radio exterior de la tubería, en m
- s distancia libre entre las costillas, en m
- δ espesor de la costilla, en m.

Los parámetros adimensionales μ para las fórmulas de Arredi son como sigue:

ϕ	μ	ϕ	μ	ϕ	μ
0	1.0	0.7	0.979289	1.4	0.770247
0.1	0.999950	0.8	0.965391	1.5	0.725640
0.2	0.999867	0.9	0.946163	1.6	0.681278
0.3	0.999280	1.0	0.921119	1.7	0.638450
0.4	0.997732	1.1	0.890239	1.8	0.598106
0.5	0.994488	1.2	0.854045	1.9	0.560123
0.6	0.988667	1.3	0.813576	2.0	0.524224

8.4.7 Tuberías de concreto armado

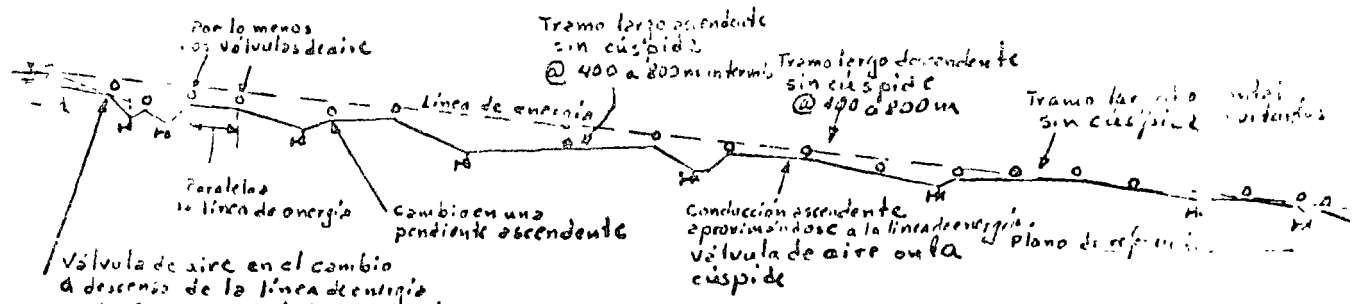
Se considera un tubo de acero equivalente con un espesor ficticio (ref 8.5)

$$e = e_s + \frac{e_c}{n}$$

donde

- e_c espesor del tubo real de concreto, en m
- e_s espesor de un tubo continuo de acero, con un espesor tal que dé un área equivalente al refuerzo de acero transversal, en m
- n relación del módulo de elasticidad del acero de refuerzo con el del concreto.

Los valores de n varían entre los límites 9 y 15. Sin embargo, en estas tuberías se presentan invariablemente agrietamientos que hacen que el momento



Válvula de aire en el cambio a descenso de la línea de energía. También la posibilidad de vacío probable cuando trabaje el conducto

- o Válvulas combinadas de escape de aire
- o Válvulas de aire y vacío
- o Válvulas de drenaje

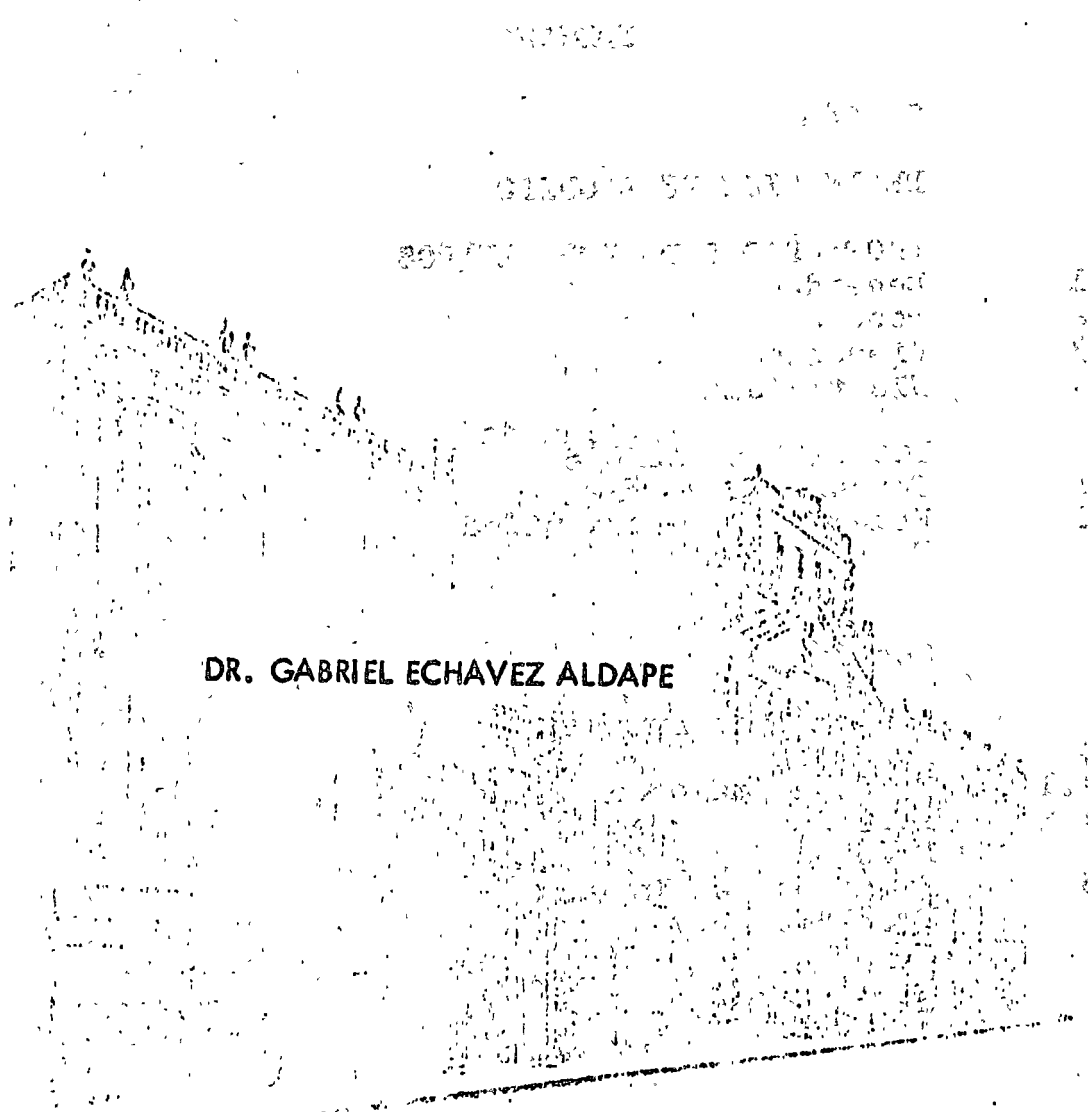
Fig Disposición de los diferentes tipos de válvulas en un conducto a presión



centro de educación continua
facultad de ingeniería, unam



DISEÑO HIDRAULICO DE SISTEMAS DE TUBOS



DR. GABRIEL ECHAVEZ ALDAPE

Apuntes del curso intensivo
DISEÑO HIDRAULICO DE SISTEMAS DE TUBOS
CENTRO DE EDUCACION CONTINUA
Gabriel Echávez A.

INDICE

1a	Sesión	pag.
1.	DEFINICION DE LIQUIDO	1
2.	PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS	1
2.1	Densidad	1
2.2	Peso específico	2
2.3	Viscosidad	3
2.4	Elasticidad	5
3.	ECUACIONES BASICAS	6
3.1	Forma de análisis	6
3.2	Ecuación de continuidad	6
	Problemas 1 y 2	9
2a	Sesión	
3.3	Ecuación de Bernoulli	10
3.4.	Pérdidas	13
3.4.1	Pérdidas mayores	13
3.4.2	Pérdidas menores	15
	Problemas 3 y 4	20
3.5	Ecuación del Impulso	20
	Problemas 5 y 6	21
	BIBLIOGRAFIA	22

Otro término asociado con esta propiedad es la densidad relativa (S), que en algunos manuales es llamada densidad, lo que origina confusiones, y que es el cociente de la densidad del fluido entre la del agua.

Líquido	Densidad, ρ (geokilos)	S
Agua	102	1
Agua salada	105	1.03
Un aceite	92	0.9
Mercurio	1390	13.6

2.2 Peso específico (γ , gama). Es el peso por unidad de volumen, sus unidades son kg/m^3 .

De la segunda ley de Newton se puede encontrar la ecuación que relaciona la densidad y el peso específico, que es:

$$\gamma = \rho g$$

en donde g es la aceleración de la gravedad y vale

$$g \doteq 9.8 \text{ m/s}^2$$

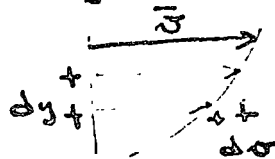
Generalmente es más sencillo recordar el peso específico que la densidad, así que la fórmula anterior se puede utilizar para encontrar la densidad

Líquido	Peso específico kg/m^3
Agua	1000
Agua salada	1030
Un aceite	900
Mercurio	13600

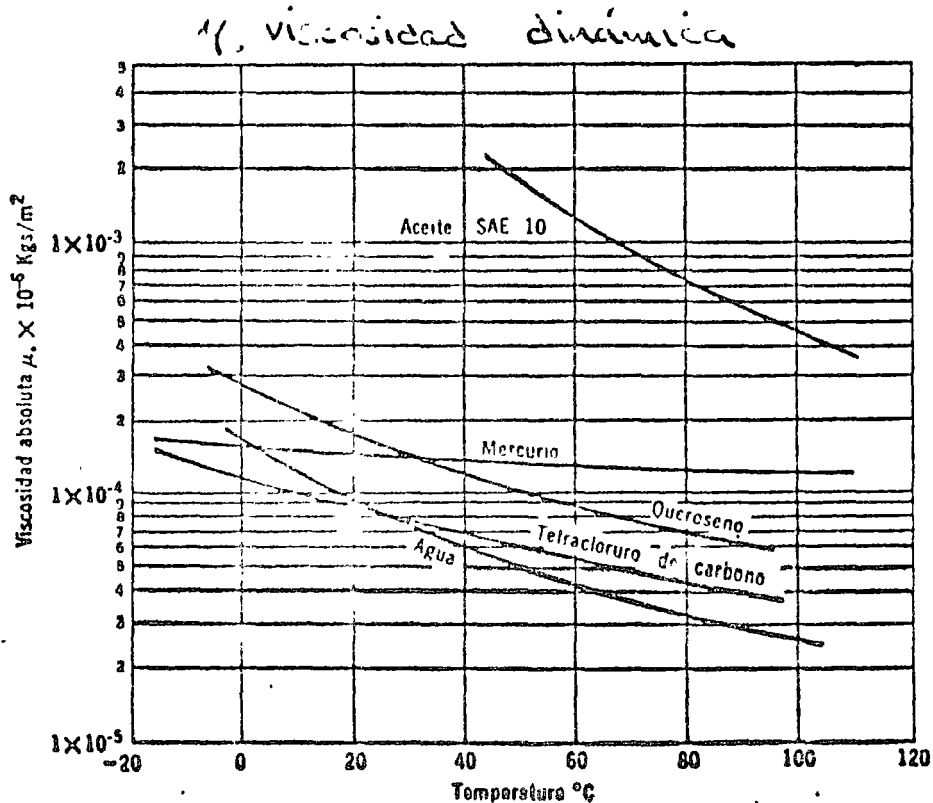
2.3 Viscosidad Por la definición de fluido sabemos que al aplicarle un esfuerzo cortante (tangencial) habrá movimiento, el que será diferente para diversos fluidos. La viscosidad dinámica ($\mu, m\mu$) es el cociente entre el esfuerzo tangencial y la rapidez de deformación del fluido. O sea

$$\mu = \frac{\tau}{dv/dy} \quad \left[\frac{kg \cdot s}{m^2} \right]$$

donde dv es la variación de velocidad en una distancia, perpendicular a v , dy .



Un flujo muy viscoso (μ grande) se deformará (moverá) menos bajo el mismo estado de esfuerzo cortante que otro de poca viscosidad. La viscosidad depende de la temperatura y tiene poca variación con la presión



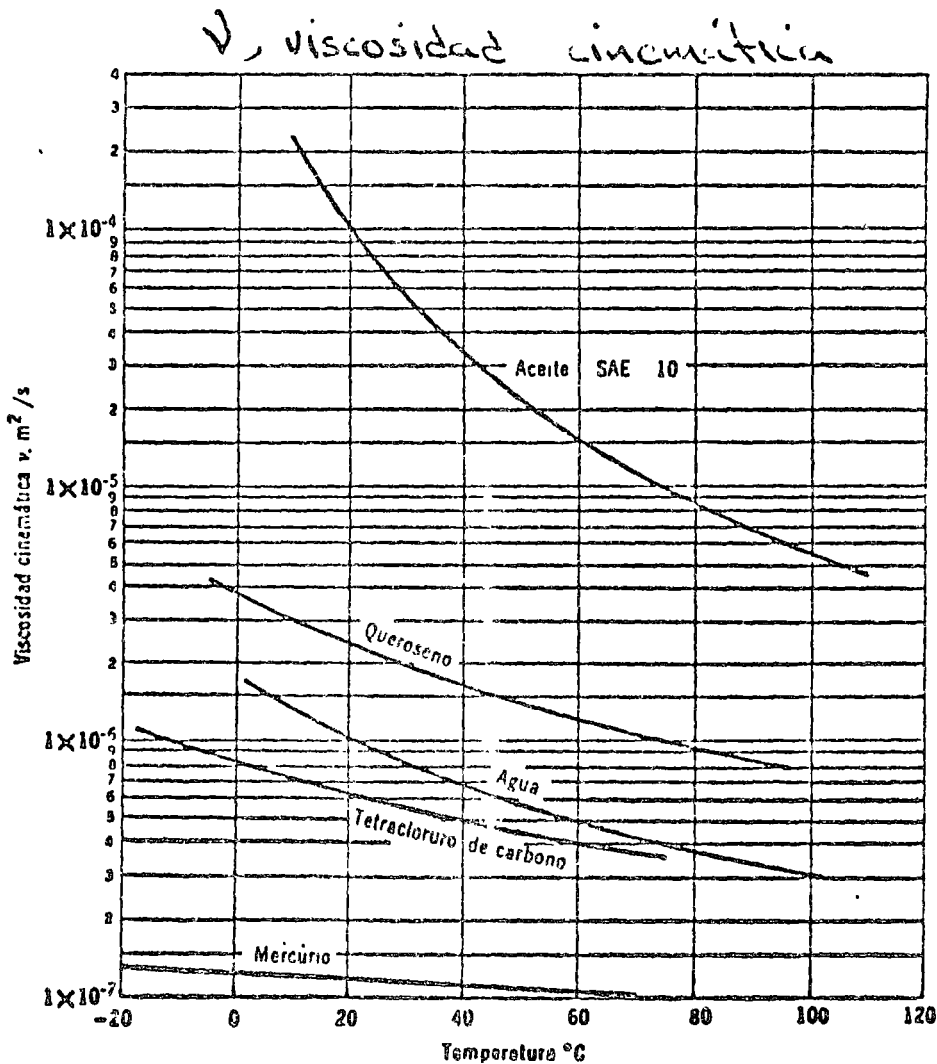
Otra viscosidad más práctica es la viscosidad cinemática (ν , ν_v) definida por:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$$

que tiene la ventaja de que sus unidades son puramente cinemáticas y fáciles de manejar. Para los líquidos, ν varía con la temperatura y poco con la presión, para los gases varía con las dos.

Una unidad conocida para la viscosidad cinemática es el stoke igual a $1 \text{ cm}^2/\text{s}$, la viscosidad cinemática del agua a 20°C es de 0.01 stokes.

$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10,000 \text{ stokes}$



2.4. Elasticidad. Aunque los líquidos son prácticamente incompresibles hay fenómenos en que las altas velocidades o cambios rápidos en las condiciones de escurrimiento hacen intervenir sus propiedades elásticas. Para cuantificar éstas, se usa el módulo de elasticidad volumétrico, E , definido por:

$$E = - \frac{\Delta P}{\Delta V/V} \quad \left[\frac{kg}{m^2} \right] = \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

donde

ΔP es el aumento de presión que se le aplicó al volumen V^*

ΔV es lo que disminuyó el volumen al aplicársele ΔP

el signo menos se debe a que al ser ΔP positiva (compresión) el volumen disminuye.

Como la masa total en ese volumen es ρV y se conservará constante al aumentar la presión, otra relación del módulo de elasticidad volumétrico será:

$$E = \frac{\Delta P}{\Delta \rho / \rho}$$

La temperatura y la presión modifican a la E , pero es suficiente utilizar valores medios.

Material	E (kg/cm ²)
Agua	21,000 ‡
Agua salada	22,100
Un aceite	16,000
Mercurio	27,000

‡ ^{compresible} 100 veces más que el acero y 20,000 veces menos que el aire.

* se usa V^* para volumen y V para velocidad media

3. ECUACIONES BASICAS

Hay tres ecuaciones básicas, cada una apoyada en una "ley" fundamental.

Ecuación básica

Ley fundamental

Continuidad
Bernoulli
Impulso

Conservación de la masa
Conservación de la energía
Segunda ley de Newton

Para poder representar estas ecuaciones debemos escoger una forma de análisis.

3.1 Forma de Análisis. Se usan dos formas para analizar problemas de fluidos en movimiento: Por medio de sistemas y por medio de volúmenes de control.

Sistema. Es una porción definida de fluido que se sigue en su movimiento (En general el sistema no cambia de masa).

Volúmen de control. Es una región definida en el campo del flujo. El volúmen de control se puede mover y/o deformar, para este curso introductorio se pensará solo en volúmenes de control indeformables y en su mayor parte fijos.

La primera forma de análisis se le atribuye a Lagrange, muy útil para dinámica de sólidos, y la segunda a Euler y es la que más se utiliza en hidráulica.

3.2 Ecuación de Continuidad

Si se considera un volúmen de control (V.C.) dentro de un fluido, la ecuación de continuidad se puede establecer así:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{La masa que entra} \\ \text{al V.C.} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{la masa que sale} \\ \text{del V.C.} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{La variación de la masa} \\ \text{dentro del V.C.} \end{array} \right.$$

que puesto en ^{símbolos} ~~signos~~ matemáticos sería:

$$\iint_{s.c.} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} + \frac{d}{dt} \iiint_{v.c.} \rho dV = 0$$

donde la primera integral sobre la superficie del volumen de control (S.C.) valuaría la masa que entra menos la que sale y la segunda integral indica la variación en el tiempo de la masa dentro del volumen de control. Los símbolos usados significan lo siguiente:

ρ densidad

\vec{v} vector velocidad

$d\vec{A}$ vector diferencial de area, igual a:

$$d\vec{A} = \vec{n} dS$$

donde \vec{n} es un vector unitario perpendicular al diferencial de area dS

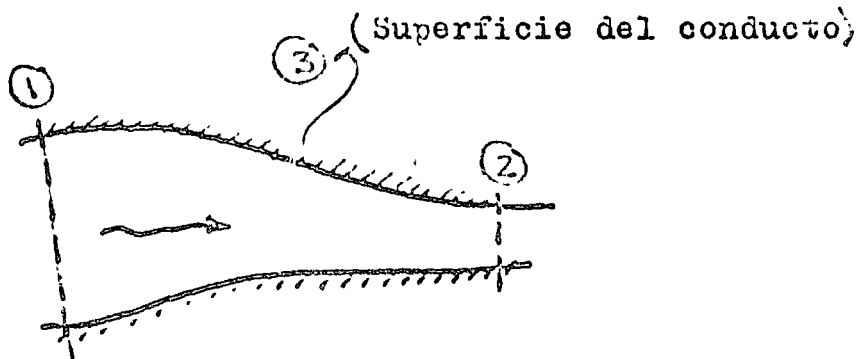
$\frac{d}{dt}$ variación con respecto al tiempo

dV diferencial de volumen.

Si el escurrimiento es permanente, no habrá variación de ninguna propiedad en el tiempo y la ecuación anterior quedará:

$$\iint_{S.C.} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0$$

Si esta ecuación se aplica a un conducto se podrá dividir en tres integrales



$$\iint_{S.C.} = \iint_{(1)} + \iint_{(2)} + \iint_{(3)}$$

pero la última integral $\int_{(3)}$ es cero, pues, en la pared del conducto $\vec{v} \perp d\vec{A}$. Si además se introduce el valor medio para la velocidad, definido por:

$$V_i = \frac{1}{A_i} \int_{(i)} \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad , \quad i=1,2,3 \dots$$

y se acepta la hipótesis de unidimensionalidad, o sea que los valores en el eje del conducto sean representativos de los valores en toda la sección, la ecuación de continuidad quedará:

$$\rho_1 V_1 \Delta_1 = \rho_2 V_2 \Delta_2$$

que para flujos incompresibles $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ se simplifica a

$$V_1 \Delta_1 = V_2 \Delta_2$$

y por extensión

$$V_1 \Delta_1 = V_2 \Delta_2 = V_3 \Delta_3 = \dots = Q \quad , \quad \text{constante}$$

o sea

$$V_i \Delta_i = Q$$

donde

V_i velocidad media en la sección i

Δ_i área de la sección i

Q gasto $[m^3/s]$

por lo tanto en un conducto la ecuación de continuidad señala que el producto de la velocidad por el área es constante en todas las secciones. Por lo que en una contracción se tendrán velocidades mayores y en un ensanchamiento menores.

Problema 1. En una tubería se tienen tres diámetros diferentes de tubos, 6", 4" y 3", si el gasto es de 20 lt/s ¿Cuánto valen las velocidades en cada tubo?

sol.

m/s

Problema 2. En una tubería de 20" hay una bifurcación en \vee en donde una rama tiene 12" y la otra 16". Si la velocidad en el tubo mayor es de 0.5 m/s y el agua se reparte en forma proporcional al diámetro. ¿Cuánto vale el gasto en cada tubo?, ¿Qué velocidades se tendrán en los dos ramales?

sol.

Apuntes del curso intensivo
DISEÑO HIDRAULICO DE SISTEMAS DE TUBOS
CENTRO DE EDUCACION CONTINUA
Gabriel Robáñez A.

2a. Sesión (2 horas)

3.3 Ecuación de Bernoulli

También llamada ecuación de la energía. Aunque se puede deducir de varias maneras aquí se describirá esquemáticamente su deducción basándose en la ley de la conservación de la energía. Aplicando esta ley a un volumen de control se puede poner:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Calor añadido} \\ \text{al vol. de control} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Trabajo recibido por} \\ \text{el volumen de control} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Aumento de energía} \\ \text{en el vol. de control} \end{array} \right.$$

En problemas donde la transferencia de calor no es importante, el primer término se anula.

De los dos términos que quedan, el primero es conveniente separarlo en tres componentes:

Trabajo debido a fuerzas normales (presión)

Trabajo debido a fuerzas tangenciales (cortante)

Trabajo de flecha

Esta ecuación también será válida en la unidad de tiempo, o sea como potencia. En esta forma el trabajo por unidad de tiempo debido a las fuerzas normales que actúan en la superficie del volumen de control está dado por:

$$\iint p \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

s.c.

donde

p es la presión $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right]$

el trabajo debido a fuerzas tangenciales es difícil de valorar, pero se puede eliminar escogiendo un volumen de control adecuada

do o incorporar este término a las pérdidas, que se detallarán más adelante. El trabajo de flecha es el debido a algún mecanismo que le añada (bomba), o extraiga (turbina), potencia al oc urrimiento.

En cuanto al segundo miembro de la ecuación, aumento de la energía por unidad de tiempo en el volumen de control, también conviene dividirlo en tres partes:

- E_i energía interna, que depende básicamente de la temperatura del fluido.
- E_p energía potencial, función de la altura con respecto a un nivel de referencia.
- E_c energía cinética, función de la velocidad.

Para un flujo permanente, la energía que es transportada a través de las paredes del volumen de control, debe equilibrarse con los trabajos. Las expresiones integrales de este transporte de energía por unidad de tiempo son respectivamente:

$$\begin{aligned} \iint_{s.c.} E_i \bar{v} \cdot d\bar{A} \\ \iint_{s.c.} E_p \bar{v} \cdot d\bar{A} &= \iint_{s.c.} \gamma z \bar{v} \cdot d\bar{A} \\ \iint_{s.c.} E_c \bar{v} \cdot d\bar{A} &= \iint_{s.c.} \frac{\rho v^2}{2} \bar{v} \cdot d\bar{A} \end{aligned}$$

donde z es una distancia vertical. Dejando por ahora el trabajo de flecha, la transferencia de calor y el transporte de energía interna; la ecuación de la energía, ya sustituidos los valores en que se dividió cada término, y después de dividirla entre γ , nos quedará:

$$\iint_{s.c.} \left(\frac{P}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g} \right) \bar{v} \cdot d\bar{A} = 0$$

y aplicando esta ecuación a un conducto, en forma semejante a la que se hizo con la ecuación de continuidad quedará:

$$\left| \frac{P}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g} \right|_1 = \left| \frac{P}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g} \right|_2 \quad [m]$$

en donde los subíndices indican, en la sección 1 y en la sección 2.

$\frac{P}{\gamma}$ se llama carga de presión $[m]$

z carga de posición $[m]$

$\frac{V^2}{2g}$ carga de velocidad $[m]$

La suma de los dos primeros términos se llama carga piezométrica y se representa por h , o sea:

$$\frac{P}{\gamma} + z = h \quad [m]$$

e indica la altura, con respecto a un nivel de referencia, que subiría el agua dentro de un pequeño tubo conectado al conducto.

La suma de la carga piezométrica más la de velocidad es la carga total, H .

$$h + \frac{V^2}{2g} = H$$

El trabajo, por unidad de tiempo, de flecha, en unidades de longitud, se representa por ΔH y es igual a:

$$\Delta H = \frac{P}{Q\gamma}$$

donde

P potencia entregada, o sacada del fluido, por el mecanismo que está entre las secciones consideradas. $[kgm/s]^*$

* Nota: $1 \text{ C.V.} \doteq 75 \text{ kgm/s}$

Hay que recordar que la potencia nominal de un mecanismo es diferente que la entregada o sacada del fluido, por lo que hay que utilizar las eficiencias apropiadas.

Finalmente, las transferencias de calor y el transporte de energía interna se pueden agrupar en un término de pérdidas puesto que es energía que no se puede recuperar para utilizarla en mover al fluido. Entonces la ecuación de la energía, o de Bernaulli, en forma práctica quedará:

$$\left| \frac{P}{\rho} + z + \frac{V^2}{2g} \right|_1 = \left| \frac{P}{\rho} + z + \frac{V^2}{2g} \right|_2 \pm \Delta H + \sum h_{1-2}$$

suma de pérdidas entre 1 y 2

donde el doble signo indica que será - si se trata de una bomba y + si es una turbina. Los subíndices señalan la sección, y hay que considerar solo a los mecanismos y las pérdidas comprendidas entre las secciones 1 y 2.

Hay que observar que al sustituir integrales por valores medios se pierden ciertas características, la corrección más importante debido a esto, se hace multiplicando la carga de velocidad por un coeficiente, que en la mayoría de los casos prácticos es próximo a 1.06 por lo que se puede despreciar.

A continuación se verá como se valúa el término de pérdidas .

3.4 Pérdidas.

Este término se descompone en dos: pérdidas mayores y pérdidas menores $\sum h_{1-2} = \sum h_f + \sum h_k$

3.4.1 Pérdidas mayores.

Estas pérdidas son las que se producen por escurrir el flujo en un conducto uniforme y se calculan con la fórmula de Darcy - Weigbach, dada por:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad [m]$$

donde

- f coeficiente de fricción; $0.008 \leq f \leq 0.10$
- L longitud del conducto [m]
- D diámetro del conducto [m]
- V velocidad [m/s]

El coeficiente de fricción depende de los efectos viscosos y de lo rugoso del conducto, y se valúa con el diagrama de Moody.

Los efectos viscosos se toman en cuenta con el número de Reynolds dado por:

$$R = \frac{VD}{\nu} \quad \text{adimensional}$$

y el efecto de la rugosidad, por la rugosidad relativa

$$\frac{\epsilon}{D} \quad \text{adimensional}$$

donde ϵ es una dimensión lineal, proporcional a la altura y tipo de rugosidad del material, que se encuentra tabulada. Así por ejemplo:

Material del tubo	ϵ , en mm.
fierro fundido nuevo	0.25
fierro fundido oxidado	1 a 1.5
fierro galvanizado	0.15
acero soldado nuevo	0.05 a 0.10
asbesto-cemento nuevo	0.025
cemento liso	0.3 a 0.8
cemento no pulido	1 a 2
concreto con acabado normal	1 a 3

El coeficiente de fricción tiene tres formas de comportarse:

1) Si $Re < 2000$ el flujo es laminar (hay poca difusión) y

$$f = f(Re)$$

2) Si Re y $\frac{\epsilon}{D}$ son tales que se cae arriba de la curva ① señalada en el diagrama de Moody el flujo será turbulento (mucha difusión) y el tubo muy rugoso, por lo que;

$$f = f\left(\frac{\epsilon}{D}\right)$$

3) Si se cae abajo, el flujo será turbulento y la rugosidad intervendrá:

$$f = f\left(Re, \frac{\epsilon}{D}\right)$$

Este comportamiento se puede ver en el diagrama de Moody adjunto (ver anexo a la pag. 15).

Para utilizarlo se calcula, o estima, el número de Reynolds y se sube verticalmente hasta encontrar, o interpolar, a la curva correspondiente a la rugosidad relativa que se tenga y después se desplaza horizontalmente para hallar la f .

3.4.2 Pérdidas menores.

Estas se deben a cualquier cambio en la geometría o la dirección del conducto, a diferencia de las pérdidas mayores, son pérdidas concentradas en una pequeña zona.

La fórmula para valuarlas es:

$$h_k = K \frac{V^2}{2g}$$

en donde K es el coeficiente de pérdidas y depende de qué tan severo es el cambio en la geometría. Estos valores vienen tabulados en manuales; a continuación se darán algunos de ellos como ilustración:

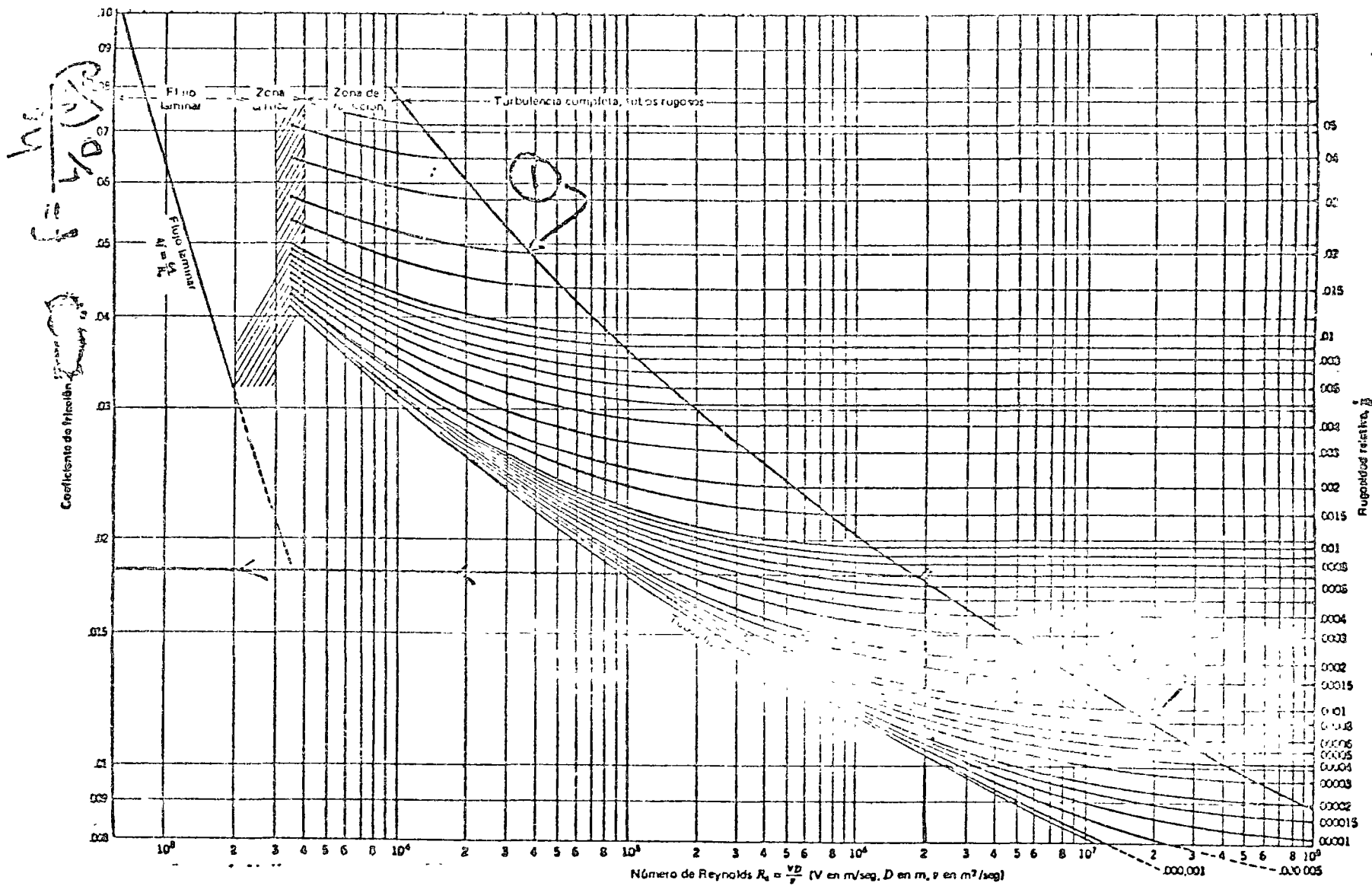


Diagrama de Moody

$$R = \frac{V \text{ cm/s} \cdot D \text{ cm}}{\nu \text{ cm}^2/\text{s}}$$

Ejemplo:
 Si $R = 2 \times 10^6$
 y $\epsilon/D = 0.0007$
 $f = 0.013$

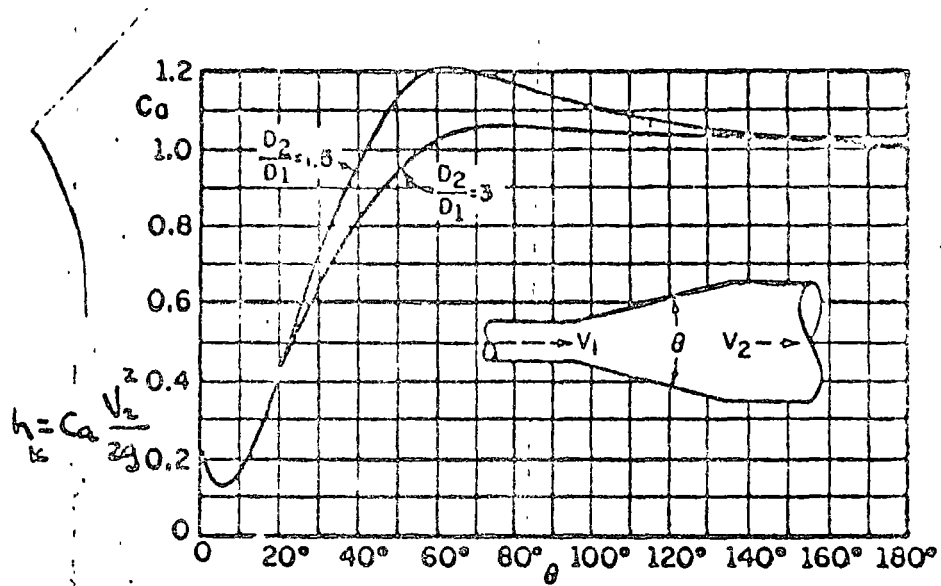
Pérdidas por entrada.

Al inicio de una tubería.

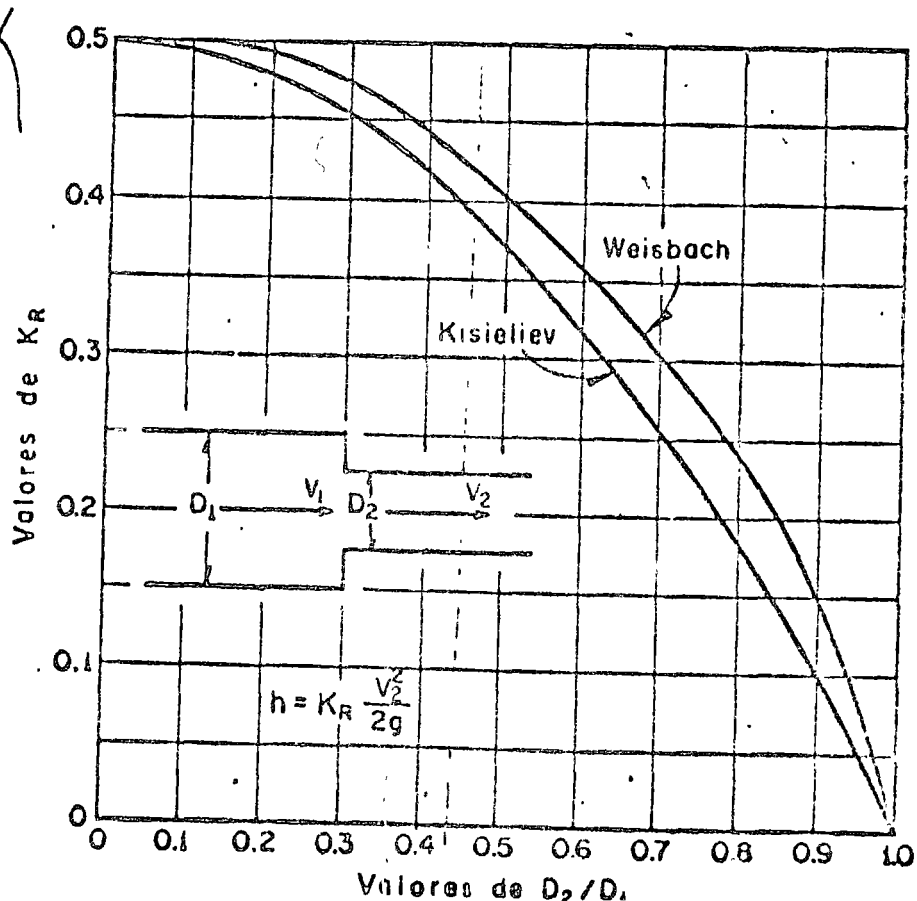
Entrada abocinada $K = 0.05$

Entrada afilada $K = 0.5$

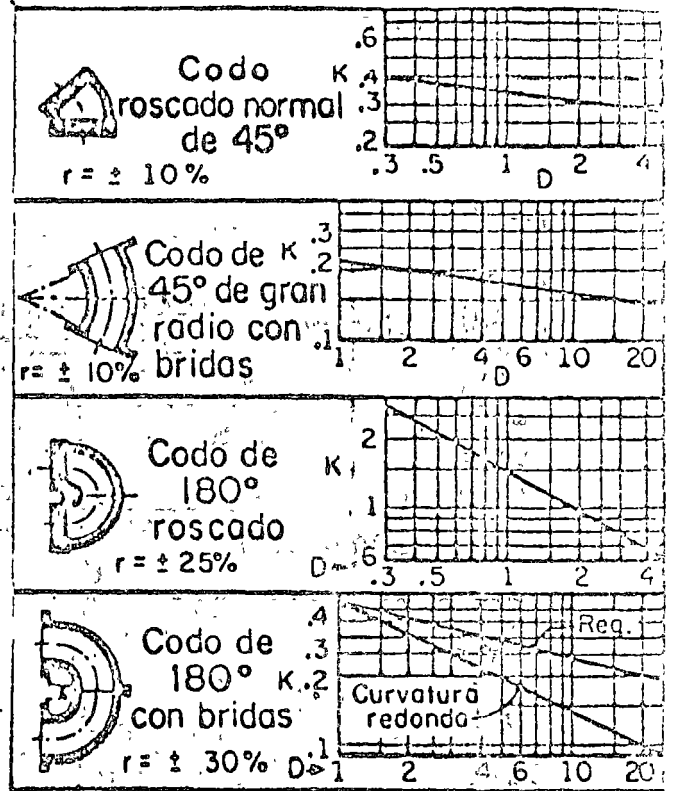
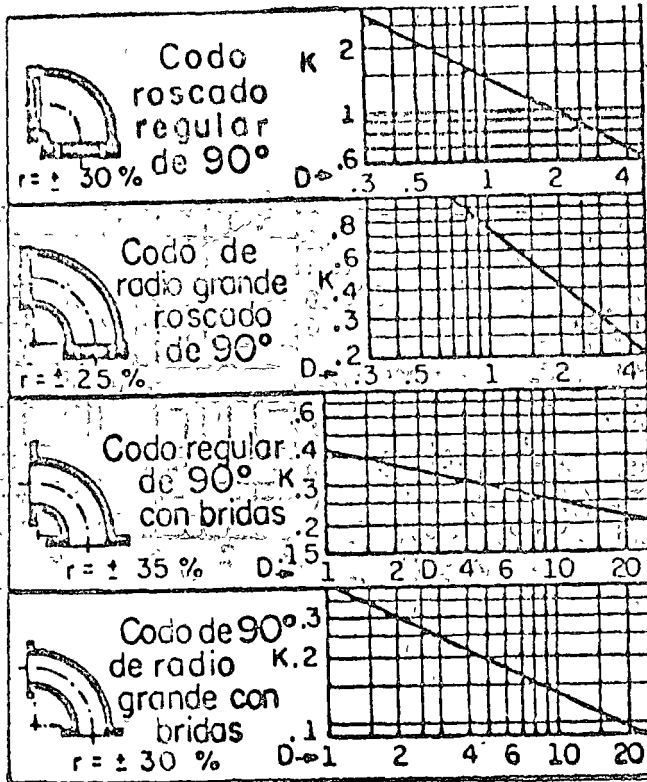
Pérdida por ensanchamiento



Pérdida por contracción brusca.

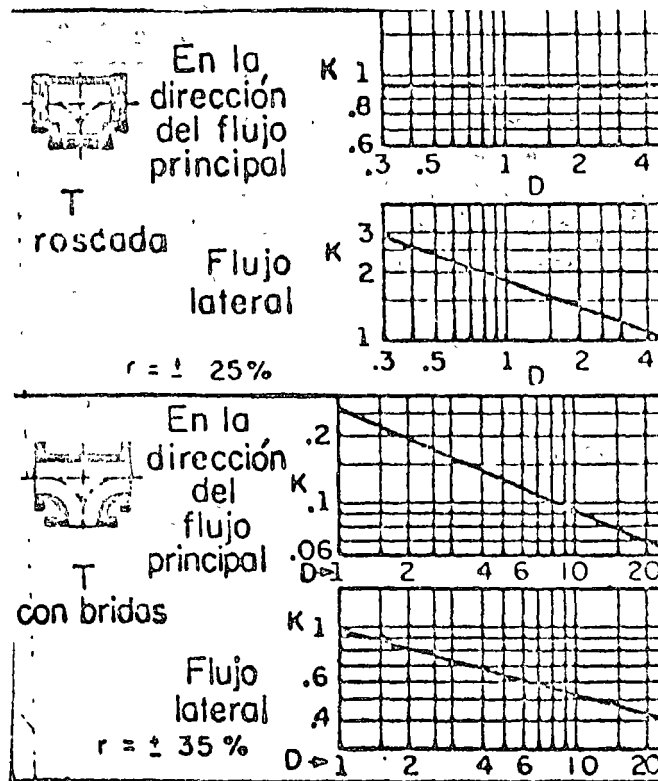


Pérdida por codos



Nota. El diámetro D corresponde al nominal, IPS (Iron Pipe Size) y se mide en pulgadas; r es el intervalo aproximado de variación para K

Pérdida por T



Problema 3. Se tienen dos depósitos a 200 m. uno de otro y con una diferencia en elevación de la superficie del agua de 20 m. Si se conectan con los tres siguientes tubos:

1.- 70 m de tubo de 4"

2.- 70 m de tubo de 6"

3.- 60 m de tubo de 3"

en donde cada conexión es abrupta. Encuentre el gasto que escurre y dibuje las líneas de carga total y de carga piezométrica.

Respuesta =

Problema 4.

Si se bombea agua a una distancia de 100 m a través de un tubo de fierro fundido de 2" y el punto final está a 13 m arriba del inicial. ¿Qué potencia nominal se necesitaría si la eficiencia es de 0.87 y en el tubo hay una válvula de globo y 3 codos de 90° ?

3.5 Ecuación del Impulso.

Esta ecuación se usa cuando se desea conocer la fuerza que el fluido ejerce sobre un conducto al haber un cambio de dirección o de sección. En la mayoría de las instalaciones esta fuerza no es importante, pues el conducto está sobrado para resistirla, pero en conductos muy grandes, por ejemplo: en instalaciones hidroeléctricas; en flujos de alta velocidad como boquillas de mangueras; o en ciertas instalaciones de bombas; puede ser importante.

La fórmula se deriva de la segunda ley de Newton, que para la unidad de masa es:

$$\bar{f} = \frac{d}{dt} (e\bar{v})$$

donde:

\bar{f} fuerza por unidad de masa
 $e\bar{v}$ cantidad de movimiento
 t tiempo

Considerando todas las fuerzas que actúan en un volumen de control y considerando el flujo incompresible y al escurrimiento permanente, la fórmula en valores medios se pondrá:

$$\sum \bar{F}_{ext.} + \sum \bar{F}_{wergo} = Q \rho (\bar{V}_2 - \bar{V}_1)$$

donde

$\sum \bar{F}_{ext.}$ es la suma de todas las fuerzas externas que actúan en el volumen de control.

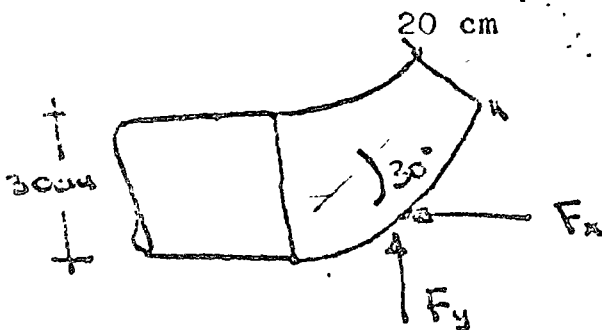
$\sum \bar{F}_{wergo}$ es el peso del fluido dentro del volumen de control

\bar{V}_2 es la velocidad media vectorial en la Sección 2, con una dirección igual a la del eje del conducto.

\bar{V}_1 la velocidad media vectorial para la Sección 1.

A diferencia de las ecuaciones de continuidad y de Bernoulli, que son ecuaciones escalares, ésta es una ecuación vectorial que se puede descomponer en tres escalares.

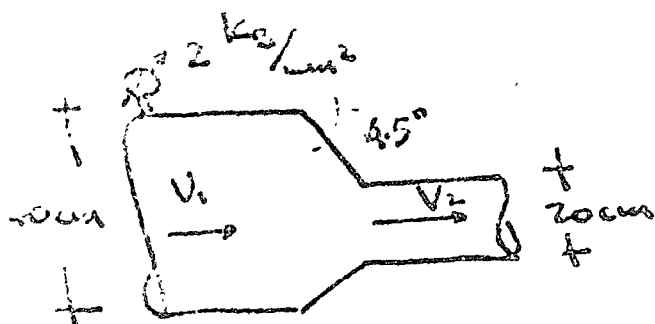
Problema 5. Una tubería termina en un codo de 30° y que reduce el diámetro de 30 cm a 20 cm. ¿Qué fuerza ejerce el codo sobre el agua cuando el gasto de agua es de 100 lt/s?



Solución

Nota: En este problema se emplean las 3 ecuaciones.

Problema 6.



Se tiene una contracción en un tubo. Despreciando las pérdidas, calcule el empuje en la contracción si.

$$V_1 = 3 \text{ m/s} \quad \text{y} \quad P_1 = 2 \text{ kg/cm}^2$$

Repítalo sin despreciar pérdidas.
¿Fue mayor o menor?

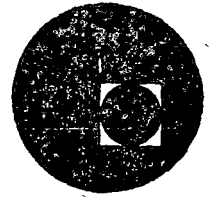
Nota: Use las gráficas para hallar la K cuando hay contracción.

BIBLIOGRAFIA

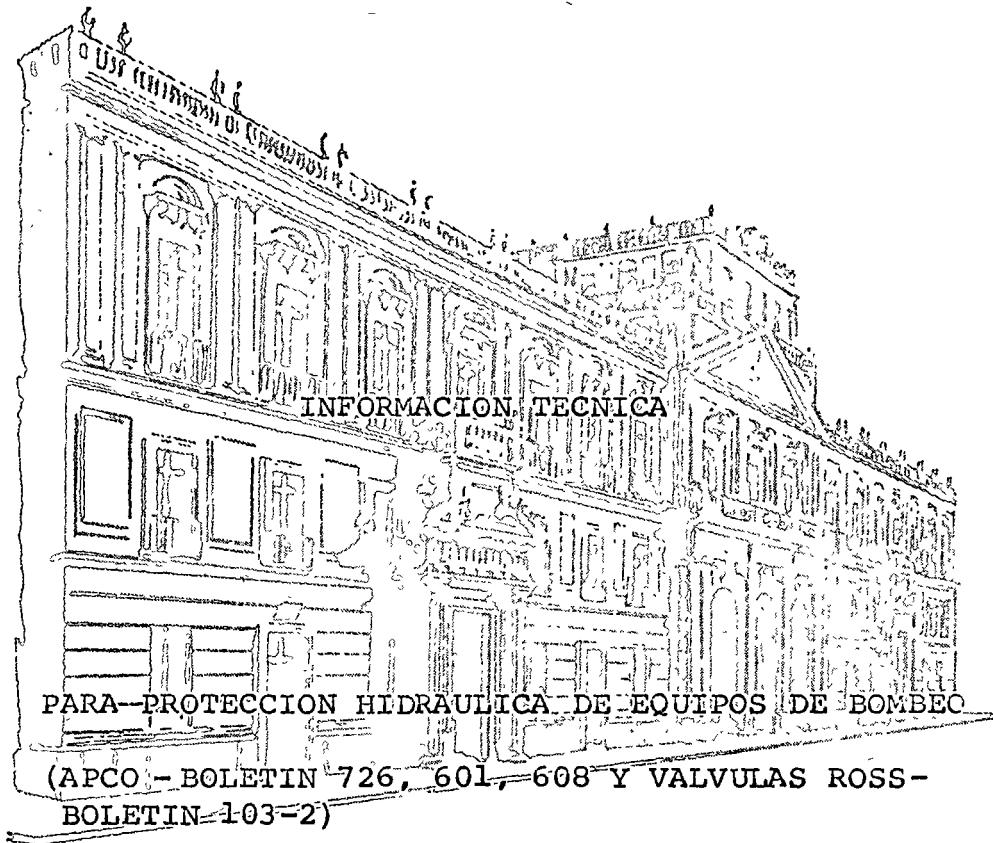
Sotelo G., "Hidráulica" DIZ, UNAM, Julio (1971)
Hansen A.G., "Mecánica de Fluidos", Limusa Wiley, (1971)
Daily J.W., Harleman D.R.F., "Fluid Dynamics", Addison-Wesley (1966)
Rouse H., "Elementary Mechanics of Fluids", John Wiley & Sons (1963).



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS



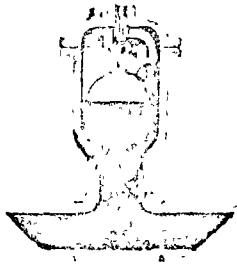
ING. JAIME SANCHEZ SALAMANCA

SEPTIEMBRE DE 1976.



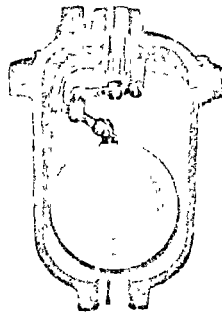
Faint, illegible text or markings scattered across the bottom portion of the page, possibly bleed-through from the reverse side.

PAGE 1



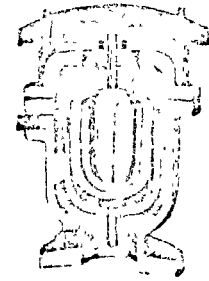
Theory of Air Release Valves

PAGE 3



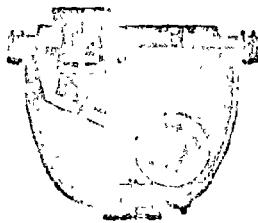
Air Release Valves

PAGE 8



Air and Vacuum Valves

PAGE 9



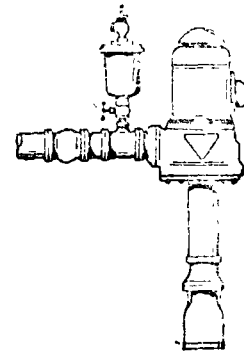
Combination Air Release Valves

PAGE 11



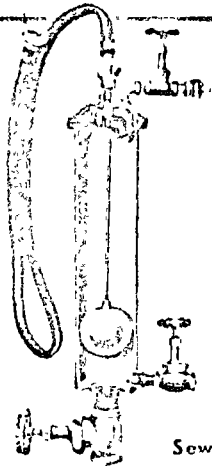
Slow Closing Air Valves

PAGE 17



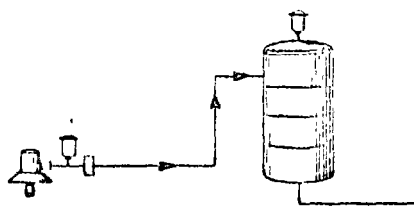
Air Valves for Turbine Pumps

PAGE 14



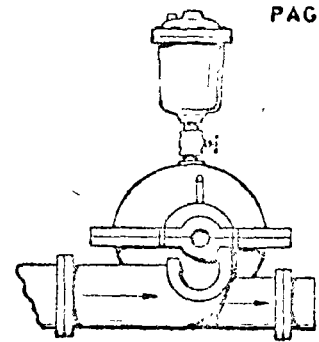
Sewage Air Valves

PAGE 5



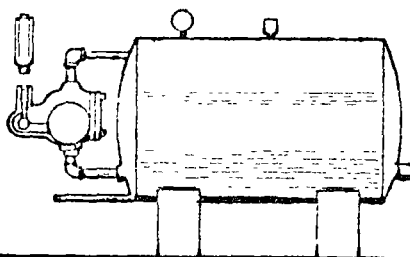
Filter Systems

PAGE 5



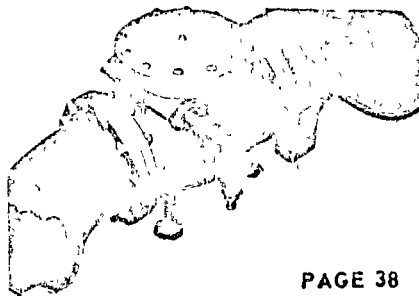
Centrifugal Pumps

PAGE 5



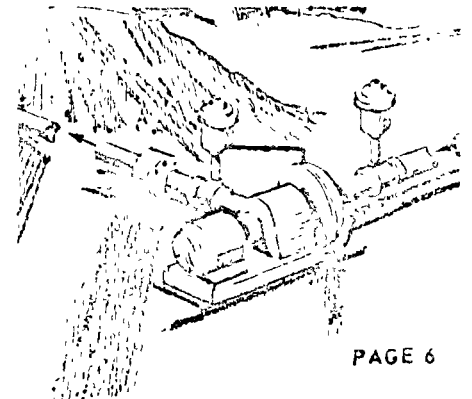
Hydro Pneumatic Water Tanks

PAGE 38



Cushioned Swing Check Valves

PAGE 6



Fuel Transfer Systems

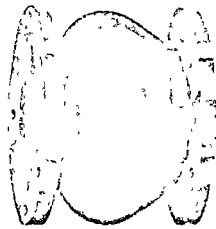
Wm. E. Smith
Nov 26 - 1912
[Signature]

PAGE 56



Hydraulically Controlled
Air and Vacuum Valves

PAGE 22



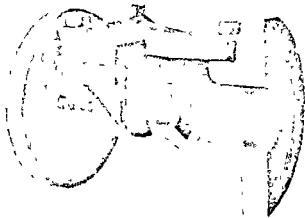
Flanged Silent Check Valves

PAGE 22



Compact Silent Check Valves

PAGE 52

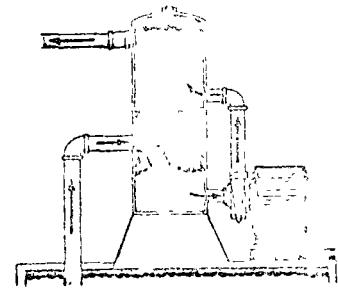


Rubber Flapper Check Valves

PAGE 60

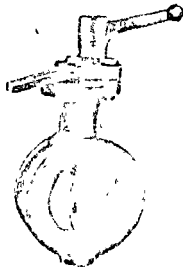
CERTIFIED
TEST
REPORTS
AVAILABLE TO
CONSULTING ENGINEERS

PAGE 43



Automatic Pump Primers

PAGE 48



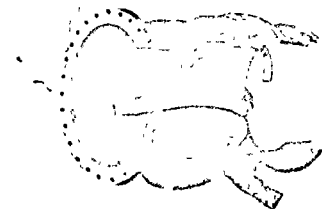
Butterfly Valves

PAGE 45



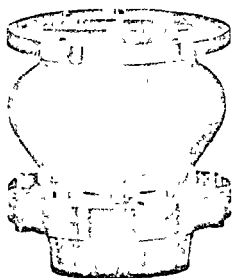
Automatic Pump Primers

PAGE 30



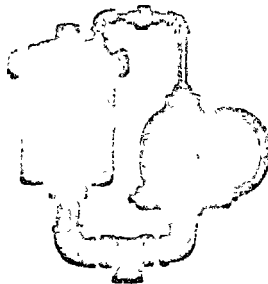
Slanting Disc Check Valves

PAGE 41



Full Flow Foot Valves

PAGE 21



Pump Protectors

SYPHON VALVES
(Make and Break)
BULLETIN 5000
AVAILABLE
UPON REQUEST

THEORY OF AIR RELEASE VALVES

Three types of Air Release Valves are made and commonly referred to as follows:

AIR AND VACUUM VALVES - AIR RELEASE VALVES
COMBINATION AIR RELEASE VALVES

All three types have the common purpose of permitting air to escape while retaining fluid in the system, but differ as follows:

Air and Vacuum Valves

These valves have a large orifice which permits great amounts of air to escape from a system while it is being filled. See graph on page 8.

The rate at which the air escapes is a function of the pressure across the valve port, therefore, the incoming fluid compresses the air until a pressure develops sufficient to give the air an escape velocity equal to that of the incoming fluid.

Once the system is filled, the fluid lifts the float in the valve and closes the port which stays closed until the system is drained. Pockets of air may enter the valve and displace the fluid while the system is in operation, but the internal pressure will continue to hold the float up and keep the orifice closed.

However, as soon as the line begins to drain and the internal pressure reverts to atmosphere, the float drops and opens the orifice permitting a reverse flow of air into the system. This prohibits a vacuum from forming and protects the system from collapse. (See Bulletin No. 601).

MR. ENGINEER

APCO'S NEW SLIDE RULE AIR VALVE COMPUTER IS YOURS FOR THE ASKING.

Air Release Valves

These valves have much smaller orifices than the Air and Vacuum Valves. Their job is to release the small pockets of air which gather at the high points of a system once it is filled and under pressure. To enable the valve to open under pressure it has a very small orifice and a leverage mechanism which multiplies the weight of the float. This force must be greater than the pressure in the system multiplied by the area of the orifice which will try to keep the valve closed. This explains why for any particular valve, the higher the pressure service the smaller the orifice and is the basis for the graph and table of orifice sizes opposite. (See Bulletin No. 600).

Combination Air Valves

This valve combines the features of both the Air and Vacuum Valve and the regular Air Release Valve, as described above. (See Bulletin No. 623).

CHARACTERISTICS OF THE FLOW OF AIR THROUGH AN AIR RELEASE VALVE ORIFICE

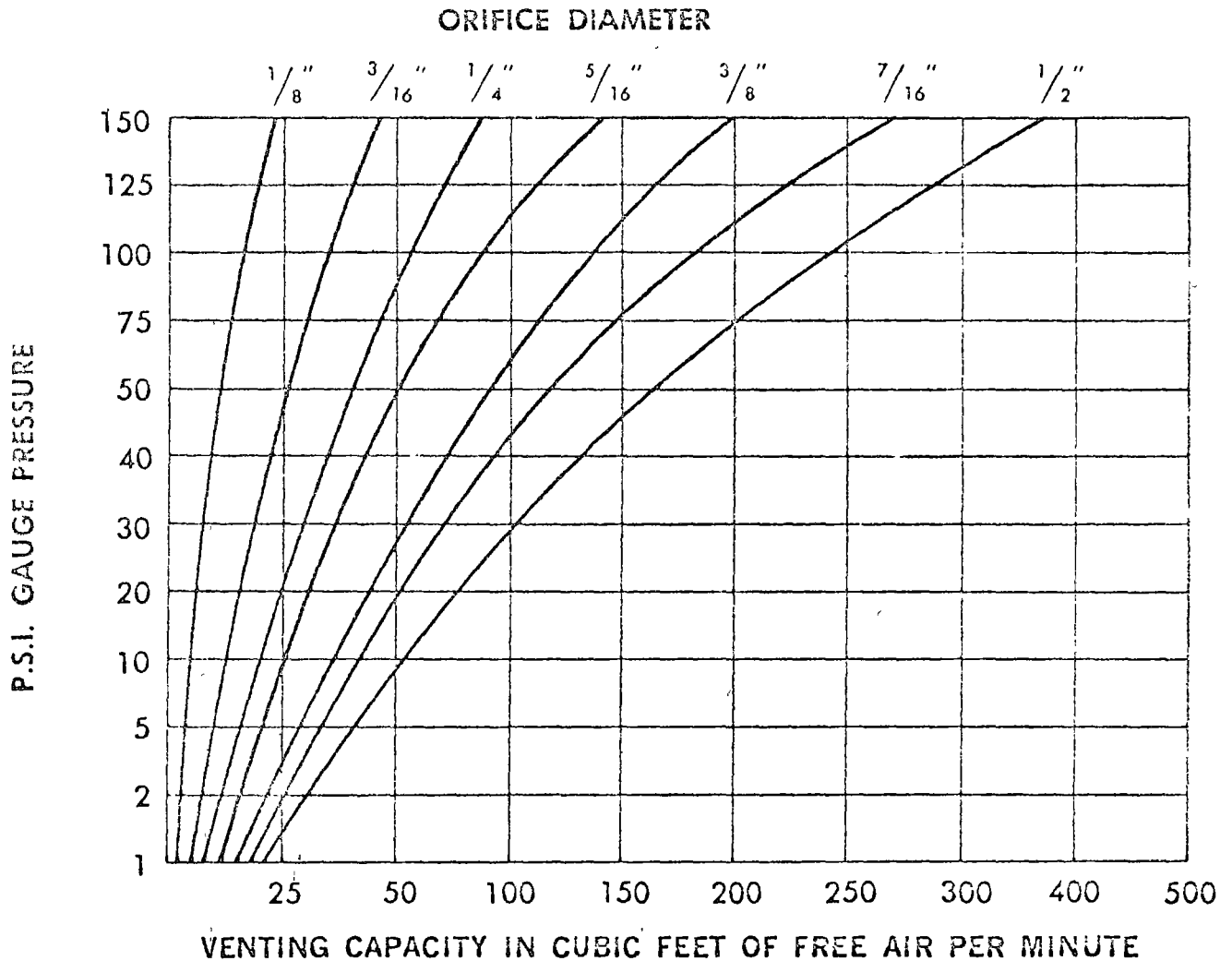
The linear velocity of air, discharged through the orifice of an Air Release Valve, increases, as the pressure differential across the orifice increases, until it reaches a maximum velocity of approximately 300 feet per second. This maximum flow velocity occurs at about 7 p.s.i. and remains a constant thereafter, regardless of further increase in the pressure.

EXPLANATORY NOTE: Unlike hydraulics, the amount of air that fills one cubic foot at atmospheric pressure will occupy a progressively lesser volume as its pressure increases.

The amount of air actually expelled through the orifice, however, continues to increase indefinitely as the pressure increases, because while there is no further increase in the escape velocity beyond 7 p.s.i. approx., the air escaping at this velocity itself becomes progressively denser and, hence, represents a greater amount when expressed in cubic feet at atmosphere, i.e., C.F.F.A.M.

To accommodate this condition, flow of air is always referred to in cubic feet of free air per minute (C.F.F.A.M.) even though the air under consideration is usually at some other pressure than atmosphere.

STANDARD ORIFICES ARE IN LARGE PRINT



HOW TO SELECT AN AIR RELEASE VALVE WHEN A SPECIFIC VENTING CAPACITY IS REQUIRED

- Enter graph with pressure in system and venting capacity required.
- Read off nearest orifice diameter to intersection of pressure and capacity lines on graph.
- Enter table below with orifice diameter and select valve which can use this orifice diameter at the pressure involved.

Table of Orifice Sizes

Valve Type	Size Of Inlet	MAX. ORIFICE WHICH CAN BE USED WITH FOLLOWING PRESSURES												
		10	25	50	75	100	125	150	200	250	300	500	600	1500
55	1/2"	1/8"	1/8"	1/8"	1/8"	1/8"	3/32"	3/32"	x	x	x	x	x	x
61	3/4"	.040	.040	.040	.040	x	x	x	x	x	x	x	x	x
65	3/4"	7/32"	7/32"	7/32"	7/32"	3/16"	5/32"	1/8"	x	x	x	x	x	x
75	1"	3/32"	3/32"	3/32"	3/32"	3/32"	3/32"	3/32"	x	x	x	x	x	x
200 A	1"	5/16"	5/16"	5/16"	1/4"	7/32"	3/16"	3/16"	5/32"	3/32"	3/32"	x	x	x
200	2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	7/16"	3/8"	3/8"	1/4"	7/32"	7/32"	x	x	x
205	2"	x	x	x	x	1/2"	3/8"	3/8"	11/32"	5/16"	9/32"	7/32"	1/8"	x
206	2"	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	3/32"
400	2"	5/16"	5/16"	5/16"	1/4"	1/4"	1/4"	1/4"	3/16"	3/32"	3/32"	x	x	x

STANDARD ORIFICES ARE IN LARGE PRINT

AIR RELEASE VALVES

WHY and WHERE to use

An Air Release Valve has a small venting orifice and is used wherever air is entrained in water under pressure. These pockets of air increase the resistance to the flow of water; and in critical installations, can reduce the capacity of a line down to zero. The most serious feature of this increased resistance however, is that most installations may suf-

fer only a small increased resistance of say 10 or 15%. The increased resistance may be overcome by the pump using more power than necessary to move the required amount of water. Such a loss can continue unnoticed for years and is the reason why all points where air can collect should be equipped with APCO Air Release Valves.

3/4" PHYSICAL DIMENSIONS
 NO. 61 Height 5 1/2" Weight .2 1/2#
 Width 2 1/4"
 Inlet—3/4" pipe thread
 All Bronze
 75 P.S.I. Maximum Working Pressure

1" PHYSICAL DIMENSIONS
 NO. 75 Height 9 1/4" Weight .11#
 Width 5 1/4"
 Inlet—1" pipe thread

1 1/2" PHYSICAL DIMENSIONS
 NO. 55 Height 5" Length .6 3/8"
 Width 3 3/8" Weight .5 1/2#
 Inlet—1/2" pipe thread

3/4" PHYSICAL DIMENSIONS
 NO. 65 Height 7" Length .8 1/2"
 Width 4 1/2" Weight .9#
 Inlet—3/4" pipe thread

Also Use On . . .

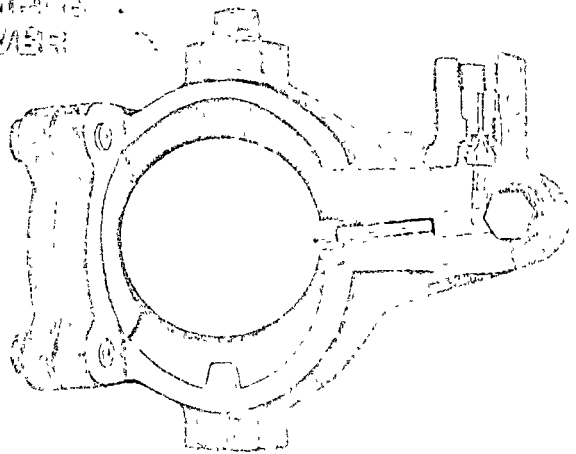
1. Centrifugal Pumps
2. Hydropneumatic Tanks
3. Pipe Lines
4. Enclosed Systems
5. Sewage Lines

APCO Model 61



APCO Model 75

APCO Model 55

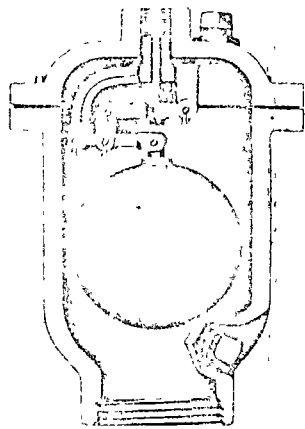
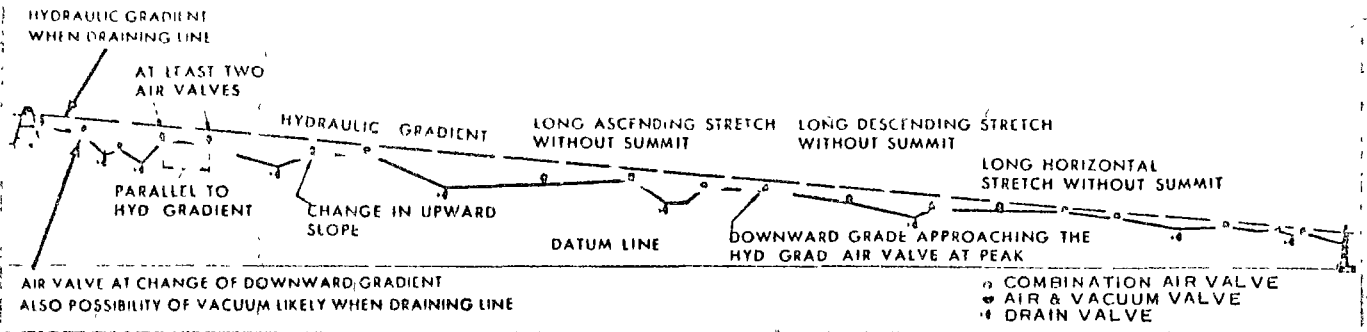


APCO Model 65

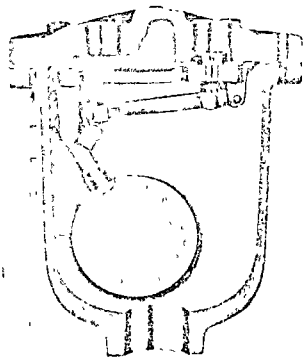
APCO Uses Stainless Steel

Examine these exclusive features which

1. Insures full efficiency of line operation
2. Conserves pump horse power—no restricted high points
3. Standard steel fitting

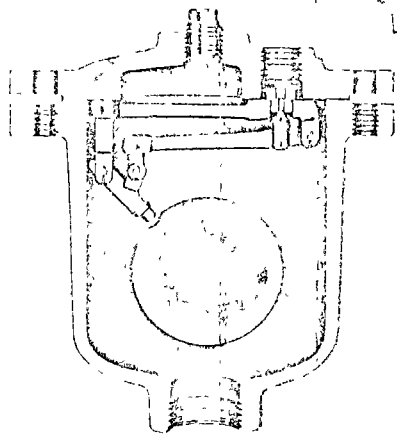


1" PHYSICAL DIMENSIONS
NO. 200A Height 10" Weight .20#
 Width 7"
 Inlet—1" pipe thread



2" PHYSICAL DIMENSIONS
NO. 200A Height 10" Weight .20#
 Width 7"
 Inlet—2" pipe thread

COMPOUND
LEVER



2" PHYSICAL DIMENSIONS
NO. 200 Height 12½" Weight .45#
 Width 9½"
 Inlet—2" pipe thread

2" PHYSICAL DIMENSIONS
NO. 205 Height .13" Weight .75#
 Width 12"
 Inlet—2" pipe thread

3" PHYSICAL DIMENSIONS
NO. 206 Height 14" Weight .115#
 Width 12"
 Inlet—2" pipe thread

**MATERIALS OF CONSTRUCTION
 USED IN ALL STYLES**

- Body and Cover Cast Iron
- Float Stainless Steel
- Seat Buna-N
- Linkage Delrin and Bronze
- All internal parts, such as Lever Pins, Cotter Pins, Screws, etc., are either highest quality stainless steel or bronze.

NOTE: Great care is taken in the choice of materials to avoid galvanic action.

Steel Floats Exclusively!

only APCO provides at no extra cost!

- 4. ASTM quality materials guaranteed throughout
- 5. Every valve hydrostatically, factory tested

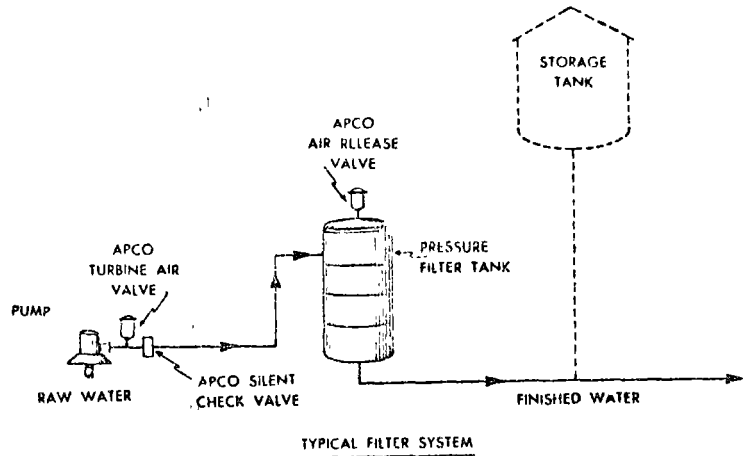
Pressure Filters

Pressure Filter Tanks are used by many municipalities, industrial water systems, swimming pools, etc. Every Pressure Filter needs an Air Release Valve to release air entrapped in normal operation or that in some systems that is injected into the water for the aeration process.

Many different APCO valves have been used successfully for this purpose, but we recommend the APCO 1/2" No. 55 Air Release Valve as being most suitable for filter service.

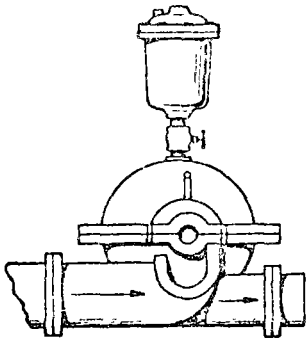
The Air Valve should be mounted on the top of the filter tank and in systems where a battery of filters are used, each tank should have its own air valve.

In filter systems serviced by a deep well turbine pump, an APCO turbine air valve and an APCO Silent Check Valve installed adjacent to the pump will guarantee a fully protected system. (See Bulletin Nos. 601 and 640).



CENTRIFUGAL PUMPS

An Air Release Valve mounted on the volute of a pump, as shown in the illustration below, will rid the pump of entrapped air. The Air Release Valve will be furnished, upon request, with a Vacuum Ball which will permit air to pass out but not return; this is especially desirable with volatile fluid.



SIZING AIR RELEASE VALVE FOR CENTRIFUGAL PUMP

Check tapped hole on valve of pump. If 3/8" or larger, select valve with same inlet size from table, and mount per Figure A.

If less than 3/8", use 1/2" #55 valve mounted on suction side per Figure B.

Check table to see that valve selected can handle maximum pressure involved.

VALVE MODEL NUMBER	INLET SIZE	MATERIAL	MAXIMUM PRESSURE
55	1/2" NPT	Cast Iron	150 PSI
61	1/2" NPT	Bronze	75 PSI
65	1/2" NPT	Cast Iron	150 PSI
75	1" NPT	Cast Iron	150 PSI
200A	1" NPT	Cast Iron	300 PSI
200	2" NPT	Cast Iron	300 PSI
205	2" NPT	Cast Iron	600 PSI
206	2" NPT	Cast Steel	1500 PSI

*Other materials, such as Stainless Steel, Steel, Bronze, etc. are available.

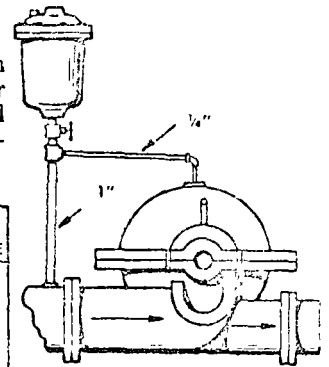
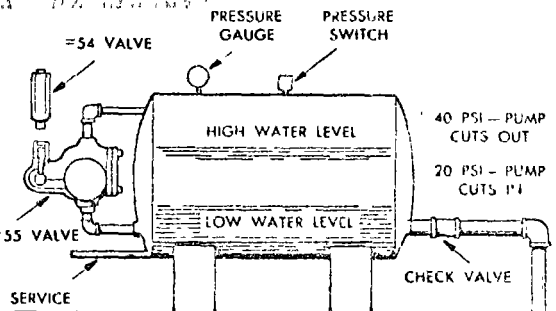


FIGURE B

HYDRO-PNEUMATIC WATER TANKS

The #55 Air Release Valve has long been used as a water-level control on hydro-pneumatic water supply tanks. Its use will automatically prevent a tank from becoming either air-bound or water-logged. This is done as follows: the valve is installed as shown on the desired low-water level. As water is drawn out of the tank, the entrapped air expands and the pressure drops. When the pressure reaches 20 PSI, the pressure switch starts the pump and the air contained in the pump column is forced into the tank ahead of the water. This increases the quantity of air in the tank. The pump continues

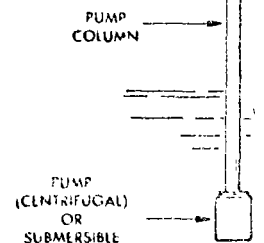
to pump water into the tank, compressing the air and raising the water level. When the air is compressed to 40 PSI, the pressure switch stops the pump. With each successive running of the pump, more air is added to the tank with a resulting lower water level. When the water level falls below the #55 Air Release Valve, the #55 Valve opens and exhausts the surplus air into the atmosphere. This prevents the tank from becoming air-bound. The continual addition of air each time the pump starts prevents the tank from being waterlogged.



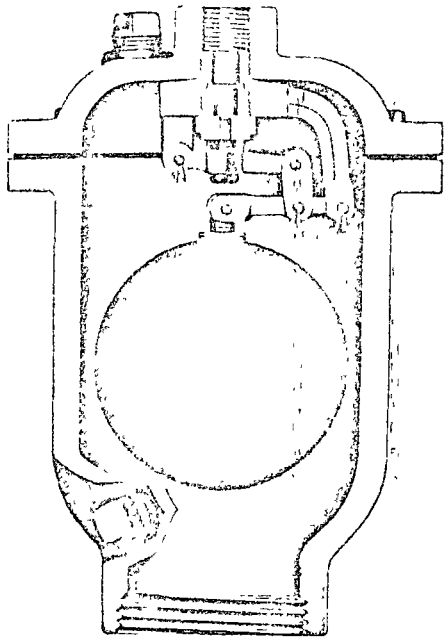
USE OF THE #54 VALVE FOR PROTECTION OF THE WATER-AIR BALANCE DURING EXCESSIVE DEMANDS

Occasions may arise where the temporary demand on a hydro-pneumatic supply tank exceeds the rate at which the pump can replace the water in the tank. The water level would continue to drop in the tank past the level of the #55 Valve which would then open and exhaust the air into the atmosphere exactly as if there was an over-supply of air. This is undesirable and the

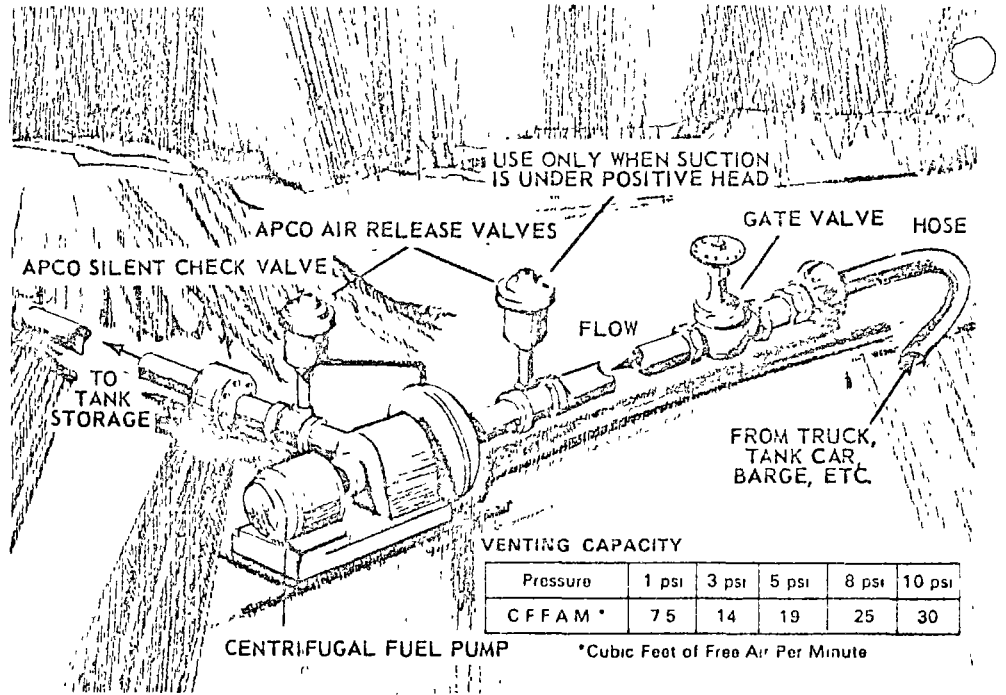
solution is to install a pressure-relief valve on the outlet of the #55 Valve. This pressure-relief valve (#54 APCO) is set to open at the low water pressure, i.e. 20 PSI, and so when excessive demand temporarily lowers the water level below the #55 Valve, the air cannot escape unless it is over the specified 20 PSI limit.



APCO AIR RELEASE VALVES



200 A F



VENTING CAPACITY

Pressure	1 psi	3 psi	5 psi	8 psi	10 psi
CFFAM*	7.5	14	19	25	30

*Cubic Feet of Free Air Per Minute

PHYSICAL DIMENSIONS

Height	9 1/4"
Width	7 1/4"
Weight	.20 lbs
Inlet	1" NPT

MATERIALS OF CONSTRUCTION

Cast Iron Body and Cover, Bronze/Delrin Trim, Stainless Steel Float

HOW TO REMOVE AIR FROM FUEL TRANSFER SYSTEMS

Gasoline is delivered to most bulk plants by tank trucks, railroad cars, or barges, and unloaded by centrifugal pumps (frequently self-priming) to storage tanks.

A hose from the tank trucks is connected to the suction pipe leading to the pump. When the valve on the truck is opened the liquid flows under gravity into the pump which, in turn, pumps it into the storage tank.

PROBLEMS

1. Air in the suction line and pump must be removed.
2. The tank trucks have separate compartments and as each one is stripped dry pockets of air tend to get sucked into the line along with the liquid. These pockets of air must be removed.
3. Small amounts of fuel standing in the system vaporize in hot weather and it is desirable to eliminate this vapor, rather than permit it to collect in the system under pressure.
4. It is desirable to prevent re-entry of air into the system through the air valve when not in use.

The APCO 200AF is designed specially for such service and guaranteed not to leak or spit under the most severe conditions.

The following explains how to install it.

OPEN SYSTEMS—Air and vapor from the suction line can usually be removed along with the liquid where the end of the discharge line is open to atmosphere.

CLOSED SYSTEMS—Where the discharge line is part of a closed system, an APCO No. 200AF Vent Valve

should be mounted on a 1" close nipple on the discharge side of the pump, between the check valve and the pump, and tied into the pump volute with a 1/4" pipe from the drain connection on the valve.

SUCTION LINE FLOODED—In flooded suction conditions the usual Air Valve installation on the discharge side of the pump is recommended. [EXCEPT where a check valve is installed in the suction line. The Air Valve must then be located immediately adjacent to and upstream of this check valve. In such installations a second Air Valve in the usual position on the Discharge side of the pump is frequently found necessary. There is presently no known way of anticipating such instances and in view of the trivial cost involved best engineering practice recommends including both valves in the initial design.]

SUCTION LINE NOT FLOODED—Same as for closed system above.

HIGH POINTS IN DISCHARGE LINE—To ensure maximum pump efficiency an APCO No. 200AF Vent Valve should be mounted on a 1" close nipple on all high points in the discharge line where air can possibly collect.

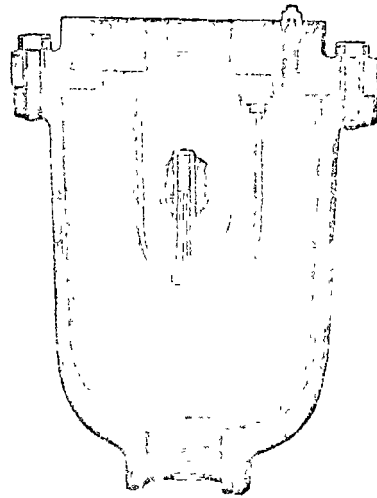
HIGH POINT IN SUCTION LINE—There must be NO high points in the suction line where air can possibly collect—a regular vent valve will not work here unless used in conjunction with a Vacuum Priming System and then the valve should not have a vacuum ball. If a regular vent valve was used the negative pressure in the suction line would suck air into the line through the vent valve in contrast to the positive pressure in the discharge line which forces air out through the vent valve.

AIR AND VACUUM VALVES

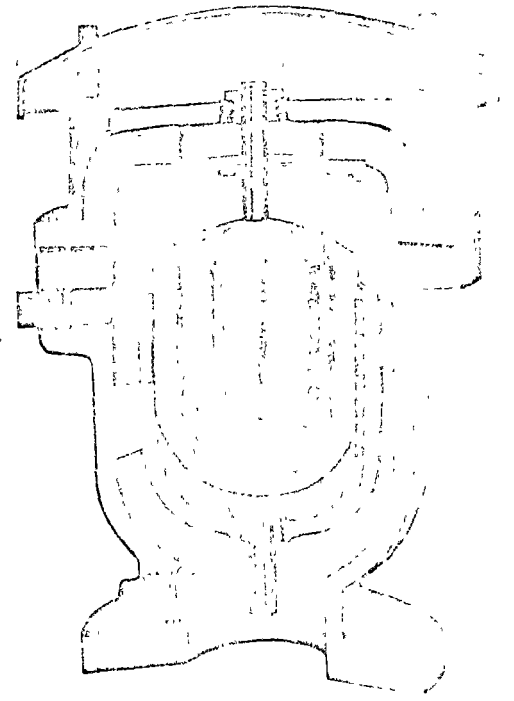
FOR OPERATING SERVICE UP TO 1000 P.S.I.

STANDARD VALVES BUILT FOR 300 P.S.I.

SPECIFY PRESSURE IF BELOW 150 P.S.I.



STYLE: 1/2-inch thru 3-inch



STYLE: 4-inch thru 30-inch

PHYSICAL DIMENSIONS

1/2"	Height 7"
NO. 141	Max. Diameter 5 1/4"
	Weight 10#
	Inlet and outlet—1/2" pipe thread

NOTE: Order Must Specify When Used Above 150 P.S.I.
AS ILLUSTRATED

1"	Height 9"
NO. 142	Max. Diameter 7"
	Weight 22#
	Inlet and outlet—1" pipe thread

NOTE: Order Must Specify When Used Above 150 P.S.I.
AS ILLUSTRATED

2"	Height 12 1/2"
NO. 144	Max. Diameter 9 1/2"
	Weight 55#
	Inlet and outlet—2" pipe thread

NOTE: Order Must Specify When Used Above 150 P.S.I.
AS ILLUSTRATED

3"	Height 12 3/4"
NO. 146	Max. Diameter 9 3/4"
	Weight 60#
	Inlet and outlet—3" pipe thread

NOTE: Order Must Specify When Used Above 150 P.S.I.
AS ILLUSTRATED

4"	Height 18 3/4"	Weight 100#
NO. 152	Max. Diameter 13"	
	Inlet 4"—125# or 250# Flange	
	Outlet 4" with Protector Hood	
	Screwed or Flanged Outlet Available	

AS ILLUSTRATED

PHYSICAL DIMENSIONS

6"	Height 21"	Weight 150#
NO. 153	Max. Diameter 16"	
	Inlet 6"—125# or 250# Flange	
	Outlet 6" with Protector Hood	
	Screwed or Flanged Outlet Available	

SIMILAR TO ILLUSTRATION

8"	Height 25"	Weight 200#
NO. 154	Max. Diameter 19"	
	Inlet 8"—125# or 250# Flange	
	Outlet 8" with Protector Hood	
	Flanged Outlet Available	

SIMILAR TO ILLUSTRATION

10"	Height 27"	Weight 350#
NO. 155	Max. Diameter 21"	
	Inlet 10"—125# or 250# Flange	
	Outlet 10" with Protector Hood	
	Flanged Outlet Available	

SIMILAR TO ILLUSTRATION

12"	Height 27"	Weight 500#
NO. 156	Max. Diameter 26"	
	Inlet 12"—125# or 250# Flange	
	Outlet 12" with Protector Hood	

SIMILAR TO ILLUSTRATION

14"	Height 29"	Weight 625#
NO. 157	Max. Diameter 30"	
	Inlet 14"—125# or 250# Flange	
	Outlet 14" with Protector Hood	

SIMILAR TO ILLUSTRATION

16" THRU 30" 16" thru 30" Dimensions Available Upon Request

MATERIALS OF CONSTRUCTION

Body, Cover and Baffle	Cast Iron
Floor	Stainless Steel
Seat	Buna-N

All internal parts, such as Floor Guides, Bushings and Baffle Retaining Screws, etc. are either highest quality stainless steel or bronze.

NOTE: Great care is taken in the choice of materials to avoid galvanic action.

Why and Where

To Use Air and Vacuum Valves

An Air and Vacuum Valve has a large venting orifice and is used to exhaust large quantities of air from a pipe line when being filled or a deep well pump column when the pump is started, etc. Once the line is filled the Air and Vacuum Valve closes and remains closed until the liquid is drained. The Air and Vacuum Valve will then immediately open to allow air to re-enter the line and prevent a vacuum from developing.

For Air and Vacuum Valves for deep well pumps see Page 17. For slow closing Air and Vacuum Valves see Page 11.

Air and Vacuum Valves do NOT open to exhaust the small amounts of air which may collect in the line while it is operating under pressure. To release these small amounts of air during operation use automatic air release valves in combination with above valves.

Only APCO

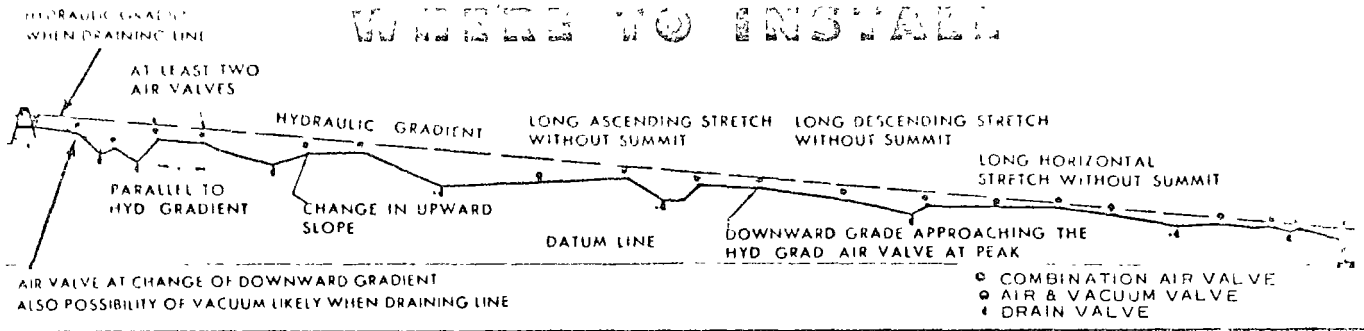
Gives Guaranteed Protection

- 1 Gives absolute protection to pipe lines
- 2 Eliminates risk of collapsing line due to vacuum
- 3 Exhausts air when line is filled
- 4 Allows air to re-enter immediately when line drains

Plus these exclusive features at no extra cost!

- 5 Stainless steel floor—Guaranteed for 1000 P.S.I.
- 6 ASTM quality materials guaranteed throughout
- 7 Every valve hydrostatically, factory tested
- 8 Every valve internally coated with rust inhibitor

WHERE TO INSTALL



HOW TO SELECT AIR VALVES FOR PIPE LINE

To Exhaust Air When Filling Line and Prevent Collapse from Vacuum When Draining

1. Calculate necessary valves independently for each high point in line
2. Consider more severe of the two gradients adjacent to each high point
3. Determine maximum rate of flow in cubic feet per second which can occur in this gradient—this may be either during filling or draining of line—be sure to consider whichever is greater, for example a pump pushing water up a gradient to a high point may have a much slower rate of flow than a reverse flow down the same gradient under gravity—or the down flow on the far side of the high point. Always be sure to take highest possible rate of flow under any circumstances

To calculate rate of flow

If line is being filled by pump
 Rate of flow C F S. = $\frac{\text{GPM of pump}}{7 \times 60}$

If line is being filled or drained by gravity
 Rate of flow in C F S. = $0.08666 (SD)^{\frac{1}{2}}$
 Where S = Slope (in feet per foot of length)
 D = Diameter of pipe (inches)

4. Valves to be installed at this high point must release or re-enter the amount of air in C F S. equal to the maximum possible flow of water in C F S. immediately adjacent to this high point which has just been calculated
5. To economize in size of valves selected the final step is to determine the maximum pressure differential which can be tolerated across the valve orifice consistent with the required flow of air in C F S. already determined
6. To determine this maximum tolerable differential pressure, it is necessary to calculate if there is risk of collapse of line

from vacuum, a condition usually only present in thin-walled steel lines above 24" To calculate collapsing pressure for thin-walled-cylindrical pipe

$$P = 16500000 \left(\frac{T}{D} \right)^3$$

Where P = Collapsing pressure (PSI)
 T = Thickness of pipe (inches)
 D = Diameter of pipe (inches)
 Includes Safety Factor of 4

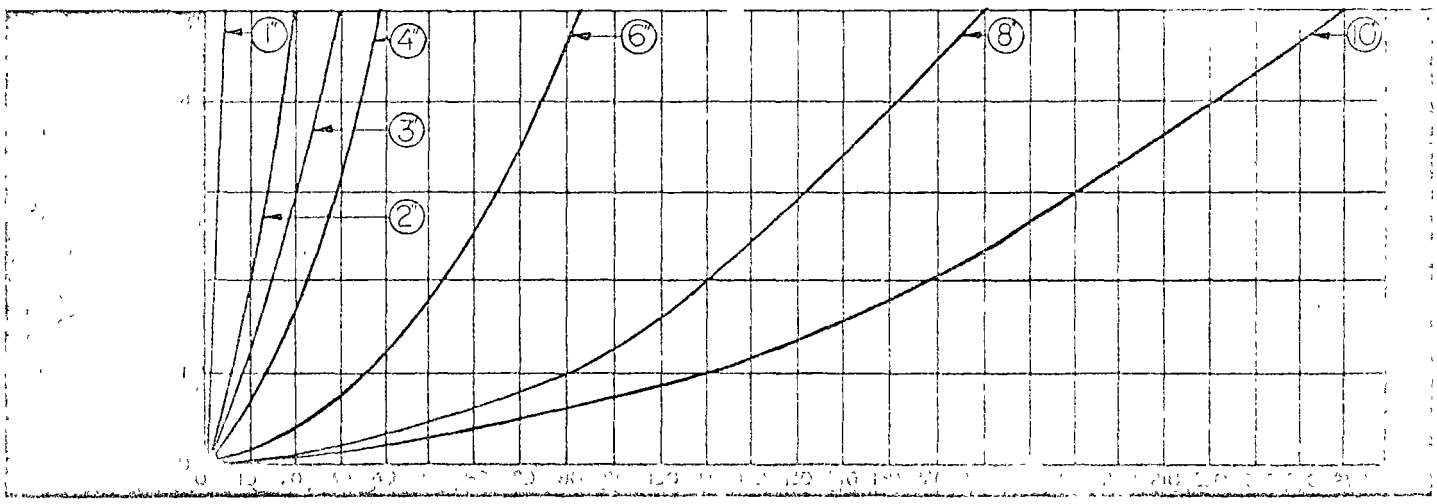
7. Use the maximum permissible differential pressure thus calculated, or 5 PSI, whichever is lower. Do not use a differential pressure greater than 5 PSI and enter the graph with this figure and the flow already determined to select the appropriate valve, or valves, if one valve lacks sufficient capacity
8. These valves should be installed on the high point with a shut-off valve below them
9. The same procedure should be followed for each individual high point
10. If the line lacks clearly defined points or they are separated by long stretches of uniform gradient, it is recommended that the proper valves be selected as explained above and duplicate installations made at regular intervals of say from 1/2 to 1 mile at the engineer's discretion

To Ensure Maximum Capacity from the Pipe Line
 When a line is in operation Air Pockets collect both at the high point and for a distance down stream from the high point. To release this Air install the APCO Air and Vacuum Valve along with a 2" APCO No. 200 Air Release Valve at the high point and a second Air Release Valve a little down stream

APCO SLIDE RULE AIR VALVE COMPUTER AVAILABLE UPON REQUEST.

PERFORMANCE GRAPH

FOR AIR & VACUUM AND COMBINATION VALVES



FLOW THROUGH VALVE IN CUBIC FEET OF FREE AIR PER SECOND

APCO

Combination Air Release Valves

STANDARD TOP TO BOTTOM SIZE

SPECIFY IF
OPERATING
PRESSURES
BELOW 150
PSI

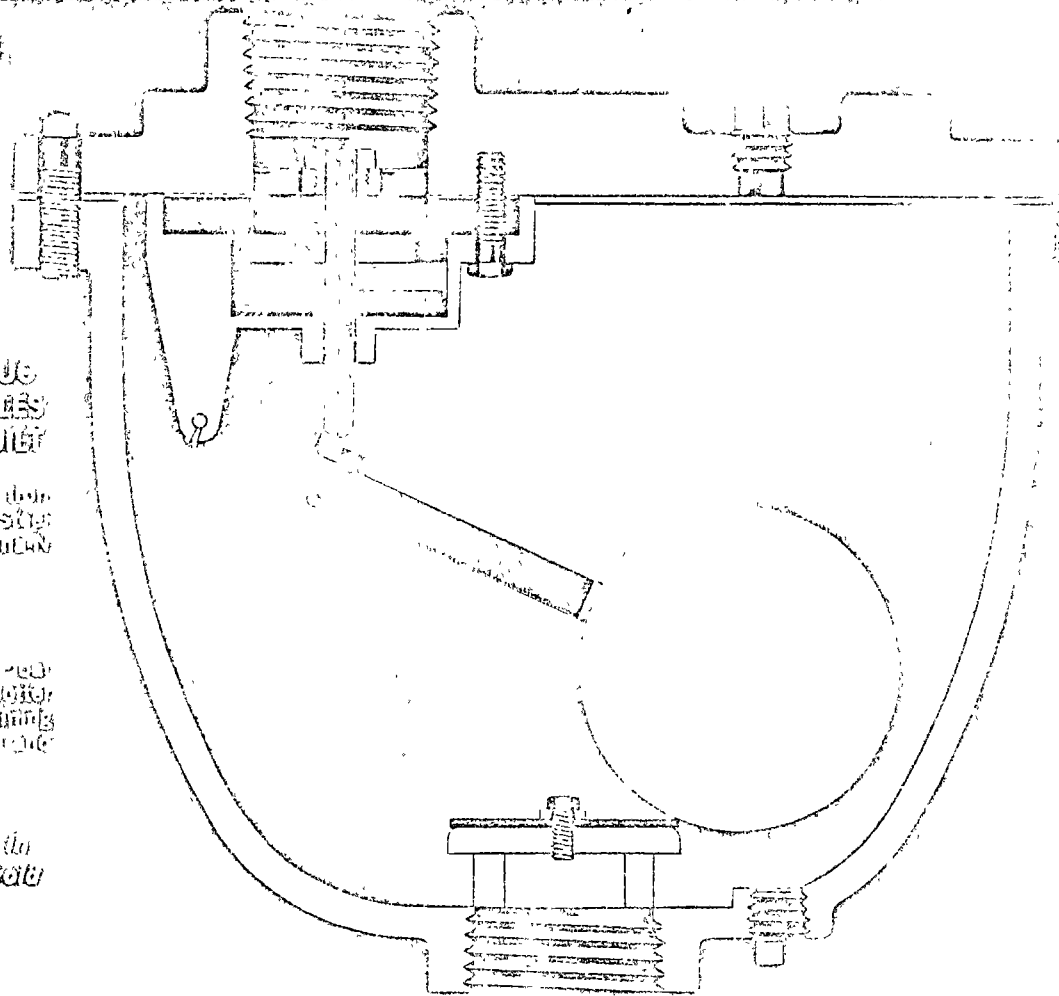
MATERIALS OF CONSTRUCTION
NOT USED IN BOTH SIZES
HEAVY DUTY VALVES OR BUILT

BODY COMPONENTS: Cast Iron
BODY: Steel
SEAT: Bronze

SEAT: 1/2" or 2"
BEVERAGE FRAME
MATERIAL IS BRONZE

All internal parts shall be Fed-
Craze, Springs, 1/4" dia. dia. dia.
1/2" dia. dia. dia. dia. dia. dia.
dia. dia. dia. dia. dia. dia. dia.

Notes: 1. Valves are built in
the sizes of the frame to which
they are built.



1"

NO. 143C

PHYSICAL
DIMENSIONS

Height 10"
Width 7"
Length 11"
Weight 35#
Inlet—1" pipe thread

ILLUSTRATED
ABOVE

Screwed

2"

NO. 145C

PHYSICAL
DIMENSIONS

Height 12"
Width 8"
Length 14"
Weight 65#
Inlet—2" pipe thread

ILLUSTRATED
ABOVE

Screwed

3"

NO. 147C

PHYSICAL
DIMENSIONS

Height 15"
Width 10"
Length 16"
Weight 100#
Inlet—3" pipe thread
(125# & 250#
flanges also available)
Height Flanged 16 1/2"

ILLUSTRATED
ABOVE

4"

NO. 149C

PHYSICAL
DIMENSIONS

Height 17"
Width 11"
Length 18 1/2"
Weight 170#
Inlet—4" pipe thread
(125# & 250#
flanges also available)
Height Flanged 19"

ILLUSTRATED
ABOVE

6"

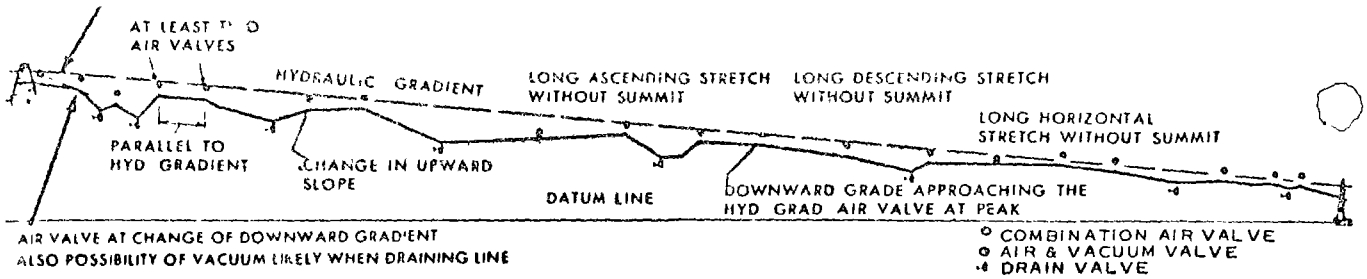
NO. 150C

PHYSICAL
DIMENSIONS

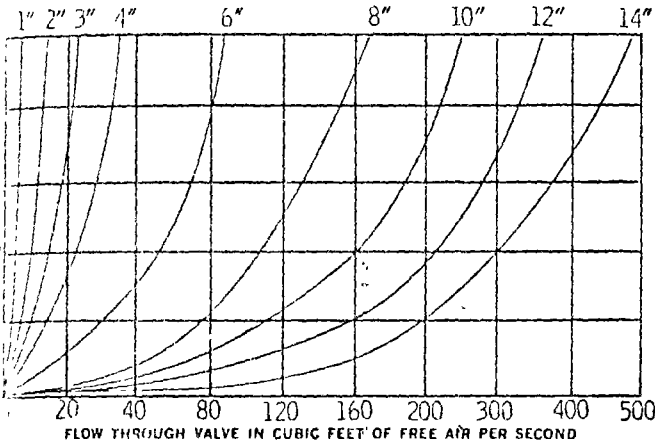
Height 27 1/2"
Width 13 1/2"
Length 18 1/2"
Weight 200#
Inlet—125# or
250# flange

(NOT ILLUSTRATED)

6" Flanged



PERFORMANCE GRAPH
 ① LARGE ORIFICE



These Exclusive Features Provided at No Extra Cost

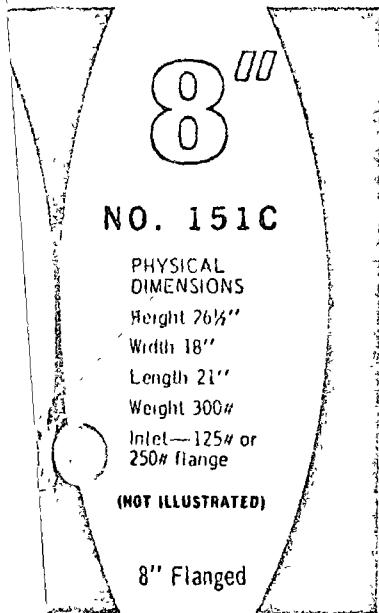
- Stainless steel floats—guaranteed for 1000 P.S.I.
- ASTM quality materials guaranteed throughout
- Every valve hydrostatically factory tested
- Every valve internally coated with rust inhibitor

Get the Famous APCO Guaranteed Protection

- ① THE LARGE ORIFICE
 - Gives absolute protection to pipe lines
 - Eliminates risk of collapsing line due to vacuum
 - Exhausts air when line is being filled
 - Allows air to reenter immediately when line drains
- ② THE SMALL ORIFICE
 - Exhausts small pockets of air which collect when line is operating under pressure
 - Insures full efficiency of line operation
 - Conserves pump horsepower—no restricted high points

ORIFICE SIZES

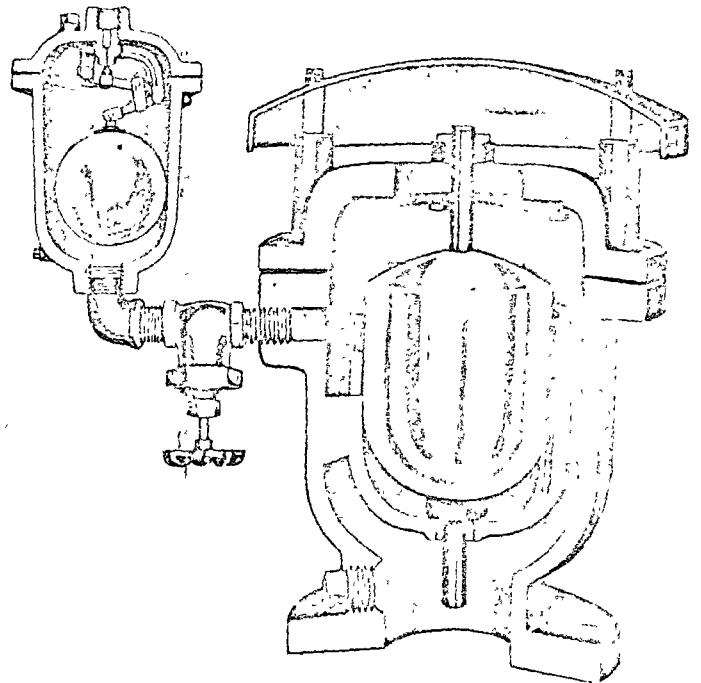
MODEL	① LARGE ORIFICE DIA.	② SMALL ORIFICE
143C	1"	5/64"
145C	2"	3/32"
147C	3"	3/32"
149C	4"	3/32"
150C	6"	1/8"
151C	8"	3/32"



"CUSTOM-BUILT HEAVY DUTY"
Combination
Air Release Valves

Available in 125, 250, 600 and 900 P.S.I. classes for those special jobs where you want the very best

Each Custom-Built combination consists of one APCO Air and Vacuum Valve and one APCO Air Release Valve . . . shipped completely piped and assembled together. Price of each Custom-Built combination includes the 1" connecting piping and 1" gate valve.



MOST COMMONLY USED CUSTOM ASSEMBLIES

PHYSICAL DIMENSIONS						
MODEL	VALVE SIZE	LENGTH	WIDTH	HEIGHT	125# WEIGHT	250# WEIGHT
152/200A	4"	12"	21"	22"	120#	130#
153/200A	6"	16"	24"	23"	170#	190#
154/200A	8"	18"	27"	26"	220#	255#
155/200A	10"	20"	30"	28"	370#	405#
156/200A	12"	24"	36"	30"	520#	570#
157/200A	14"	28"	38"	33"	645#	695#
158/200A	16"	32"	40"	32"	700#	775#

APCO Slow Closing Air Valve

...it does!

The APCO Slow Closing Air Valve actually consists of a standard air and vacuum valve mounted on top of a Surge Check Unit.

The air valve operates in the normal fashion allowing air to escape freely at any velocity (maximum discharge velocity is approximately 300 feet per second at 6.7 PSI; however, good pipe line design restricts velocity flows of air to 100 feet per second which occurs at approximately 1 PSI).

The Surge Check Unit operates on the interphase between the kinetic energy in the relative velocity flows of air and water, so that air passes through unrestricted, but when water rushes into the Surge Check Unit, a disc commences to close and reduces the rate of flow of water into the air valve by means of throttling holes in the disc.

This ensures normal gentle closing of the air and vacuum valve, regardless of the initial velocity flows involved and prevents a water hammer condition from occurring.

As soon as the air valve is closed, the pressure on both sides of the disc equalizes and the disc automatically returns to its open position. This means the air valve does not need an incipient vacuum to open but can open at any time and immediately have full re-entry flow of air into the pipe line before a vacuum can form.

...it operates!

The APCO Slow Closing Air Valve is designed expressly to eliminate critical shock conditions from occurring in those installations where the operating conditions cause a regular air valve to slam open and shut.

This slow closing feature protects the air valve itself and at the same time prevents the air valve from creating a surge in the pipe line by slamming shut.

A slow closing air valve should *not* be considered as relief for shock conditions which develop elsewhere in the system. Tests in this regard indicate that even if the air valve is left fully open and water allowed to escape through it unrestricted, it will still have very little effect in relieving surges that occur in the pipe.

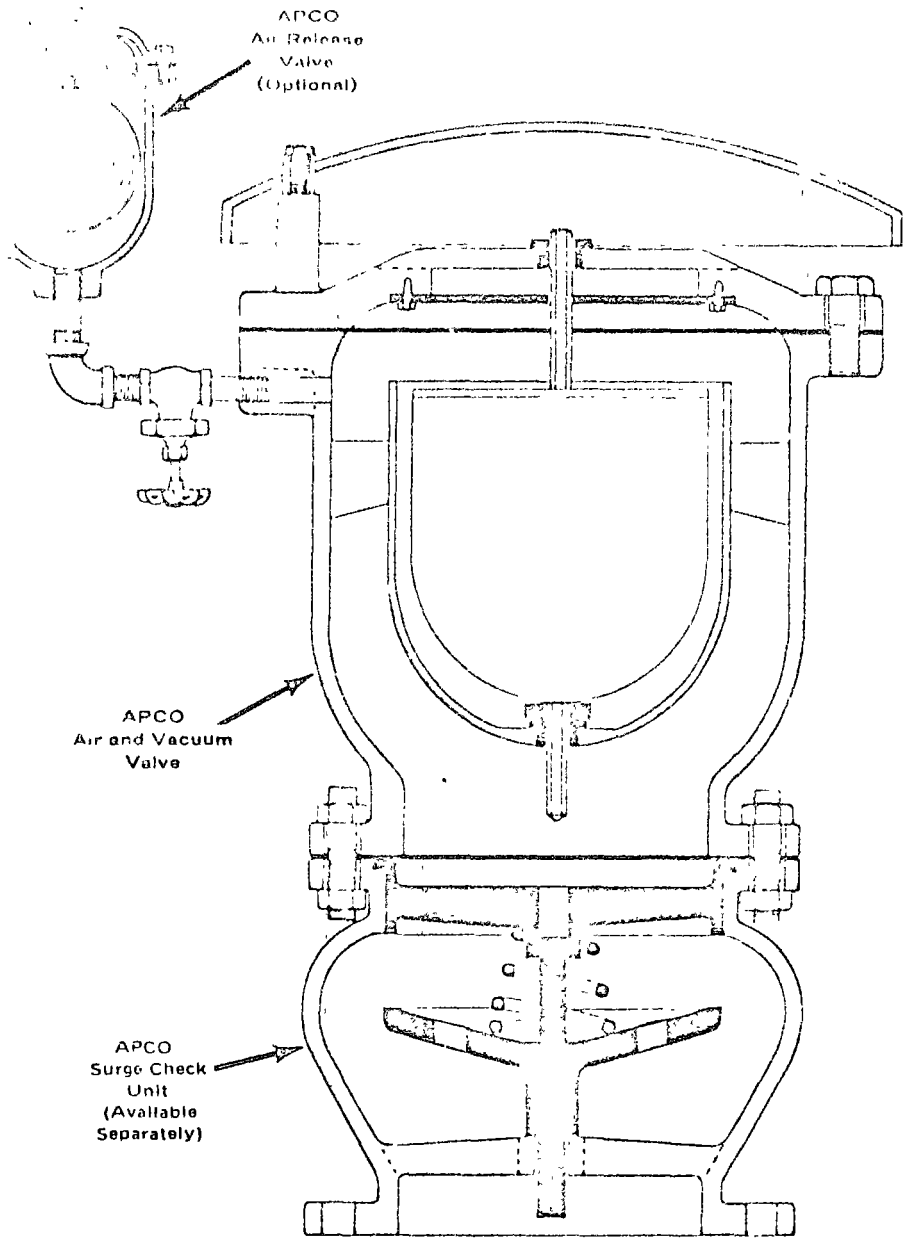
This phenomena would seem to result from the fact that the cross-sectional area of the air valve is always proportionally very small compared to the cross-sectional area of the pipe line on which it is installed.

...to use it!

1. High points in pipe lines where the hydraulic gradient and flow conditions are such that a negative pressure can possibly form.
2. High points on sections of pipe line having water velocities in excess of 10 F.P.S.
3. Adjacent to any quick closing valve in a pipe line such as a check or gate valve where a vacuum can be formed upon closure.
4. On the discharge of deep well turbine pumps (i.e., over 1000 GPM) between the pump and the check valve an APCO Silent Check Valve is also recommended

...to engineer

If Air Valve is to be installed inside the pump house, use threaded or flanged discharge connection and pipe back to the well or to atmosphere. This will greatly nullify the high noise level caused by the air being discharged and provide for drainage of any small amount of water or water vapor that may occur.



APCO EXCLUSIVE FEATURES

Because the Air Valve and Surge Check Unit are each separate self-contained items, the Surge Check Unit can be added to any air and vacuum valve already in service, making it into a slow closing air valve.

APCO AIR & VACUUM VALVE

Stainless steel float and trim, synthetic non destructable seat. Positively will not blow shut even at maximum discharge velocities. Regular, 125 lb. or 250 lb. flange mates with similar flange on Surge Check Unit.

APCO SURGE CHECK UNIT

Bronze trim and stainless steel spring for ultimate in protection.

APCO AIR RELEASE VALVE (OPTIONAL)

Will open while line is in operation against pressures up to 250 PSI to exhaust small pockets of entrained air. Bronze trim, stainless steel float.

Guaranteed ASTM quality materials used throughout.

Simplicity of design—no delicate needle valves or leverage systems to fail or need adjustment

Positively will not blow shut

Does not require spill ways or holding ponds.

PHYSICAL DIMENSIONS*

MODEL NO	SIZE	HEIGHT	MAX D. AM.	WEIGHT LBS
1603/146	3"	18"	10"	95
1604/152	4"	25"	12"	192
1606/153	6"	23"	13"	310
1608/154	8"	33"	18"	475
1610/155	10"	33"	20"	625
1612/156	12"	45"	24"	820
1614/157	14"	49"	28"	1045
1616/158	16"	50"	33"	1350

*Dimensions shown do not include optional air release valve.

... to select

STEP NUMBER ONE:

CHECK PUMP CURVE FOR G.P.M. CAPACITY AT NO HEAD CONDITION.

STEP NUMBER TWO:

ENTER CHART WITH G.P.M. TO DETERMINE SIZE VALVE.

THE FOLLOWING METHOD OF SELECTION WILL SATISFY NORMAL INSTALLATIONS OR CHECK WITH OUR ENGINEERING DEPARTMENT

Pump Cap G.P.M.	Valve Size	Model No	(Optional) Air Release
1,200 2,000	3"	1603/146	#55
2,001 5,000	4"	1604/152	#200A
5,001 8,000	6"	1606/153	#200A
8,001 20,000	8"	1608/154	#200A
20,001 35,000	10"	1610/155	#200
35,001 50,000	12"	1612/156	#200
50,001 65,000	14"	1614/157	#200
65,001 80,000	16"	1616/158	#200

STEP NUMBER THREE:

IF VALVES TO BE INSTALLED INSIDE PUMP HOUSE SPECIFY DISCHARGE CONNECTION.

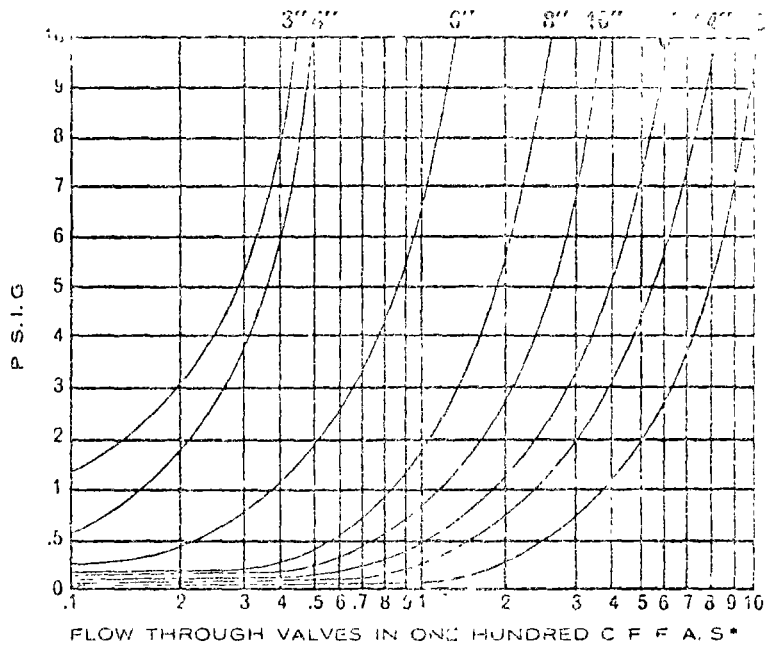
SIZES 3"-4" & 6" AVAILABLE WITH SCREWED OR FLANGED DISCHARGE CONNECTIONS.

SIZE 8" AND LARGER FLANGED ONLY.

STEP NUMBER FOUR:

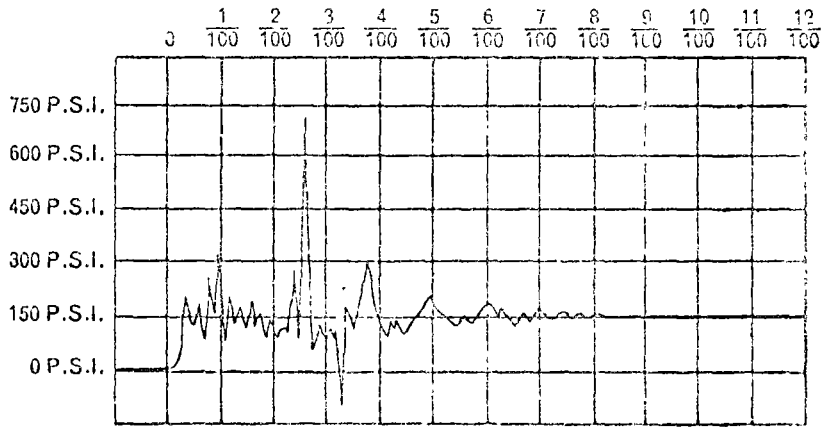
DETERMINE IF AUTOMATIC AIR RELEASE REQUIRED.

ING AIR VALVE DATA



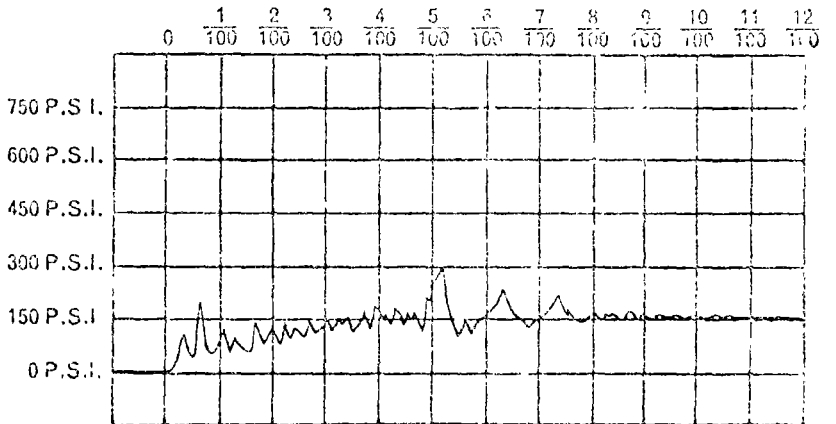
Flow Capacities of 3"-4"-6"-8"-10"-12"-14" & 16" Air Valves
*cubic feet of free air per second

ONE HUNDREDTHS OF A SECOND



Without Surge Check Units

ONE HUNDREDTHS OF A SECOND



With Surge Check Units

APCO SEWAGE VALVE

The 400 APCO SEWAGE VALVE is an Air Release Valve specially adapted for use with sewage. The long float stem and body keep the valve operating mechanism free from contact with the sewage as possible. This is achieved as follows: when sewage enters the valve it rises forcing out the air ahead of it. When the sewage reaches the float it raises the float and float stem approximately 1/2", this closes the venting mechanism in the cover and traps the remaining air in the valve body. This entrapped air is initially at atmospheric pressure but it compresses as the sewage continues to rise in the valve body after the venting mechanism closes until both air and sewage are the same pressure. The sewage then stops rising and leaves the venting mechanism free from contamination with the sewage. Additional gases given off by the sewage rise up into the valve body displacing the sewage which lowers until the float is exposed. The float will then also lower, opening the venting mechanism and allowing some gas to escape. The sewage again rises to occupy the space vacated by the escaped gas and lifts the float which closes the venting mechanism. The cycle is repeated as frequently as gas gathers in the valve body.

The float hangs freely in the center of the valve body with 1/2" clearance all around. This prevents large solids getting above the float and the float's free suspension virtually eliminates risk of solids jamming between the float and valve wall.

The 400 APCO SEWAGE VALVE is normally furnished with a 2" inlet but inlets up to 4" can be furnished at slight extra cost. This valve incorporates all the most desirable features we have learned in our years of work with sewage. On sewage force mains it will work satisfactorily indefinitely but like most equipment used on sewage it may require back flushing at times and this is most effectively accommodated as follows.

BACK FLUSHING

While the sewage is standing in the valve body sediment will attempt to settle out at the bottom. This sediment may be blown off by closing the 2" Shut Off Valve and next opening the 1" Blow Off Valve. The compressed air and gas in the upper part of the valve body will blow the sediment out of the 1" Blow Off Valve.

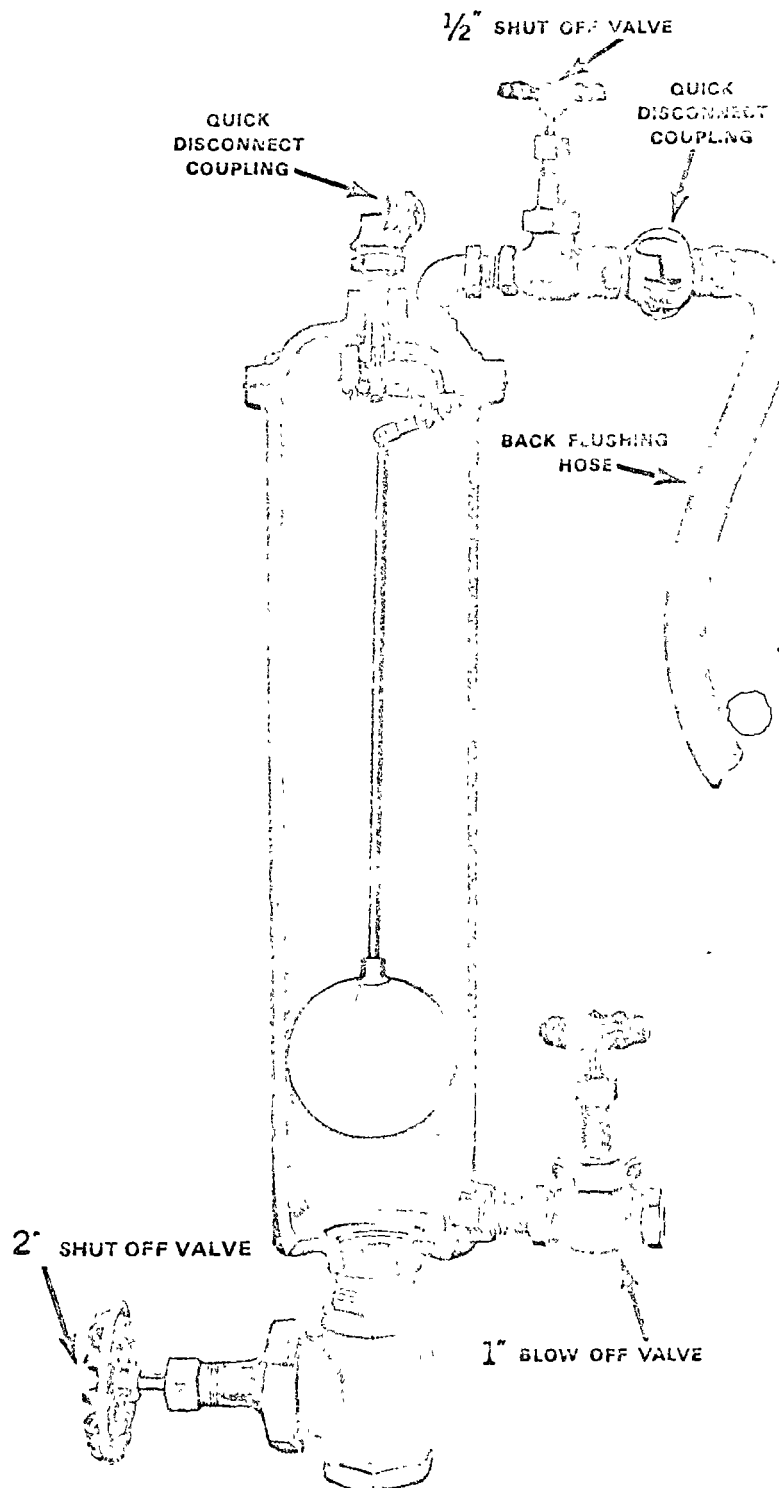
A rubber hose with quick disconnect couplings is furnished for back flushing the valve. Two quick disconnect couplings are furnished on the valve cover to which the hose may be rapidly connected and disconnected for flushing using an approved water supply. The center quick disconnect coupling permits flushing of the venting orifice and mechanism while the other with the 1/2" Shut Off Valve permits flushing the valve body when the 1/2" Shut Off Valve is opened. See Note, Page 15.

MATERIALS

Cast Iron Body and Cover, Mechanism—Delrin or Bronze, Needle—Buna-N, Lever Pins—Stainless Steel, Seat—Delrin or Bronze, Float—Stainless Steel.

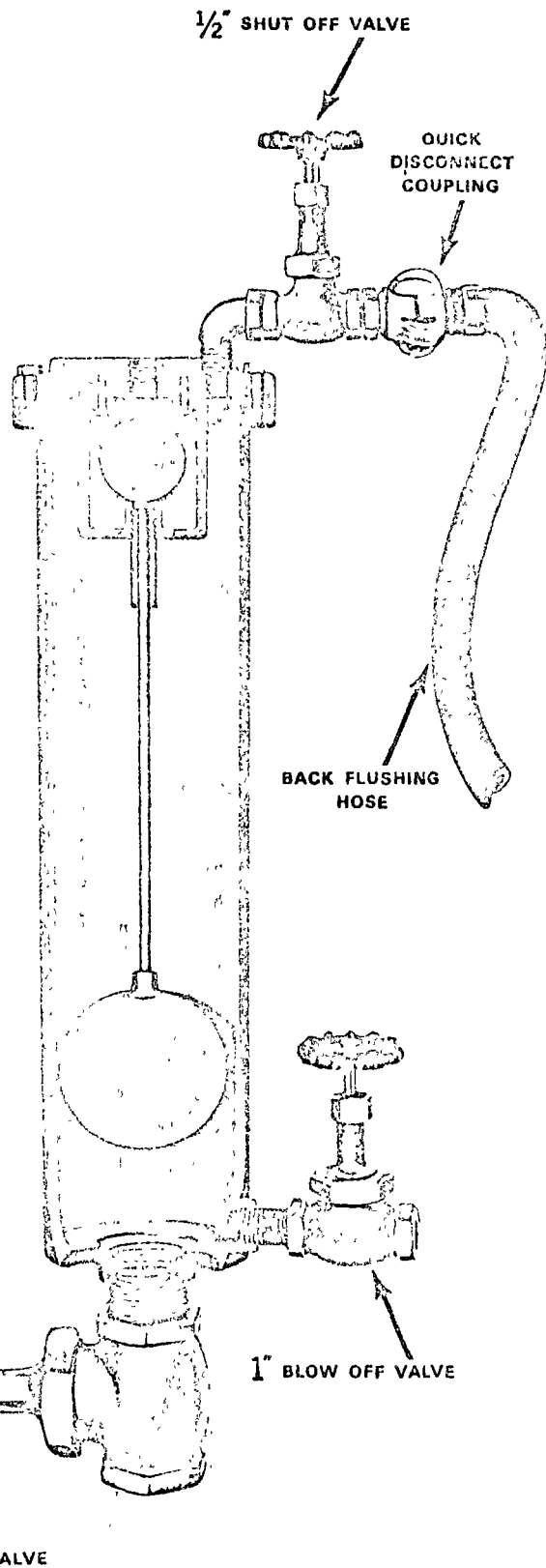
PHYSICAL DIMENSIONS

- * Overall Height—Valve alone 26 1/2"
 - Overall Height with Accessories 33 1/2"
 - Diameter of Flange 7"
 - Shipping Weight with Accessories 63#
 - Inlet Size 2", 3" or 4" pipe thread
 - Outlet Size 1/2" pipe thread
- *Where depth of trench does not permit, a short overall height is available. Valve 17 1/2" - with accessories 25 1/2"



regularly furnished for service up to 150 psi—
higher pressures available — specify if operating
pressure below 20 psi

APCO SEWAGE AIR & VACUUM VALVES



regularly furnished for service up to 150 psi— higher pressures available — specify if operating pressure below 20 psi

The 401 APCO SEWAGE VALVE is the well known #142 Air & Vacuum Valve specially adapted for use with sewage. The float stem has been elongated and has a float at both ends. The top float is used to seat against the seat while the larger bottom float operates the valve. The operation of the valve is similar to that of the #400 with the exception that it does not open and release air under pressure, on the other hand, it is used to vent large quantities of air when filling the line and to allow air to re-enter the line when it is being drained.

The 401 APCO Sewage Valve is normally furnished with a 2" inlet, however, inlets up to 4" are available on request at a slight extra charge.

BACK FLUSHING

While the sewage is standing in the valve body sediment will attempt to settle out at the bottom. This sediment may be blown off by closing the 2" Shut Off Valve and next opening the 1" Blow Off Valve. The compressed air and gas in the upper part of the valve body will blow the sediment out of the 1" Blow Off Valve.

A rubber hose with quick disconnect couplings is furnished for back flushing the valve. A quick disconnect coupling is furnished on the valve cover to which the hose may be rapidly connected and disconnected for flushing using an approved water supply. The 1/2" connection is used to flush down the valve body while the seat may be flushed directly through the 1" outlet.

MATERIALS

Cast Iron Body, Cover and Baffle, Float Stem and Guide —Bronze, Seat—Buna N, Float Stainless Steel.

PHYSICAL DIMENSIONS

Model	Height Valve Only	Height with Accessories	Major Diameter
401	25-3/4"	33-3/4"	7"
402	27-3/4"	36-1/2"	9-1/2"
403	27-3/4"	38-1/2"	9-1/2"
404	37-3/8"	44-1/2"	13"
405	38-1/2"	45"	16"
403	41"	45"	19"

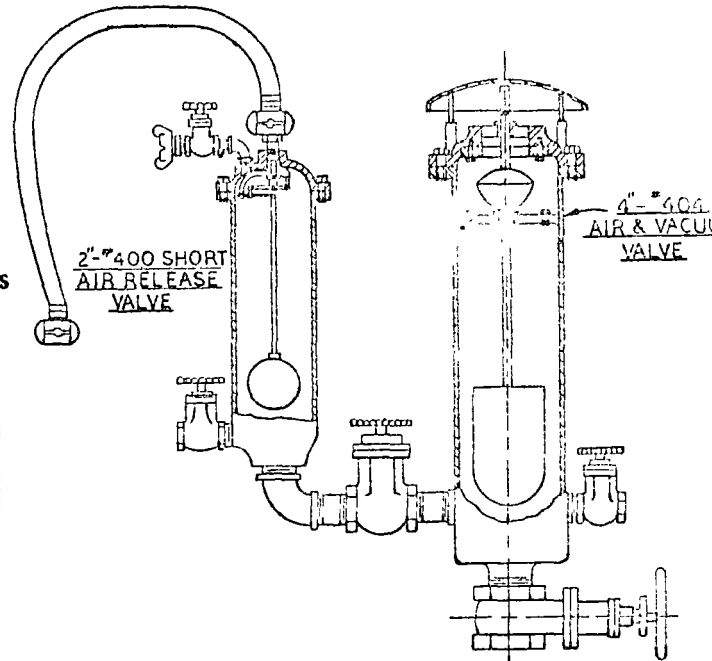
Overall height can be reduced if essential.

NOTE:

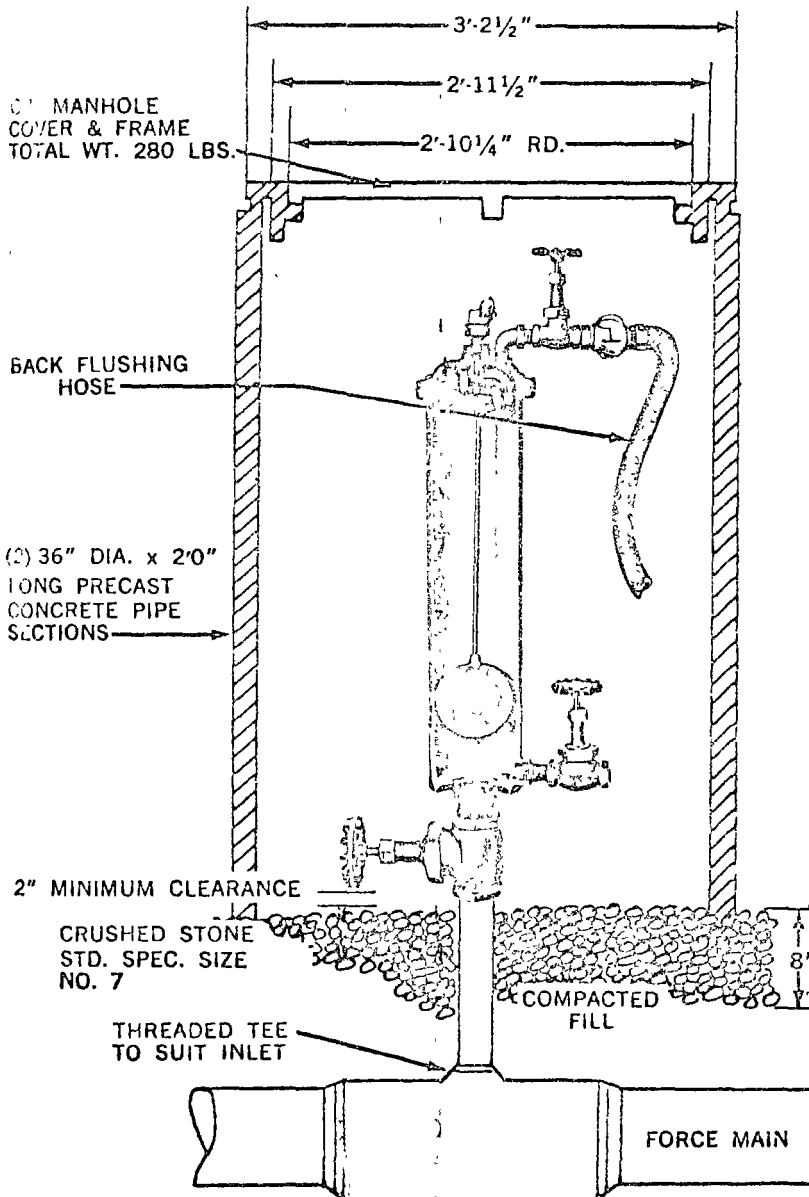
Operating & Maintenance Instructions Manual available upon request.

APCO COMBINATION SEWAGE VALVE

regularly furnished for service up to 150 psi — higher pressures available — specify if operating pressure below 20 psi



TYPICAL PIT INSTALLATION DETAIL FOR APCO 400 SEWAGE VALVE



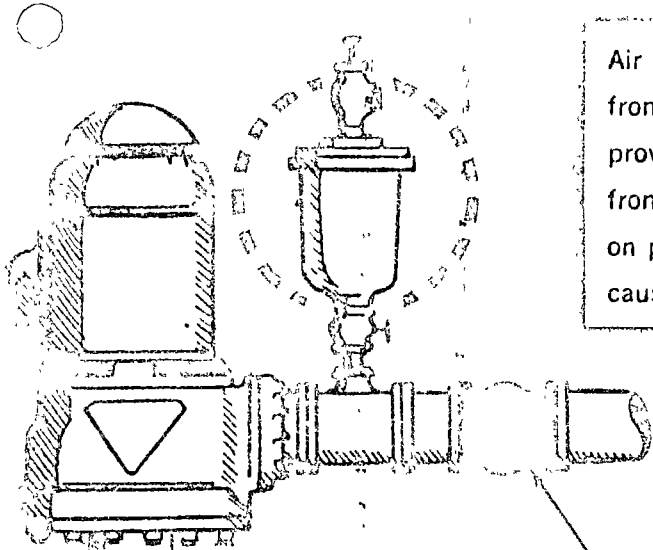
These valves combine the large venting capacity of the air and vacuum valve with the ability of the air release valve to vent small pockets of air which collect under pressure. The combination is shipped completely assembled as shown.

TYPICAL SELECTION CHART

AIR & VACUUM VALVES		AIR RELEASE VALVES		
INLET X OUTLET	MODEL	MODEL	SIZE INLET	DIA. FORCE MAIN
2" x 1"	401*WA	400 WA	2"	6" THRU 12"
2" x 2"	402 WA	400 WA	3"	14" THRU 20"
3" x 3"	403 WA	400 WA	4"	24" THRU 36"
4" x 4"	404 WA	CONTACT, FACTORY OVER 36"		

*WA. = WITH ACCESSORIES FOR BACK FLUSHING.

AIR VALVES . . . FOR



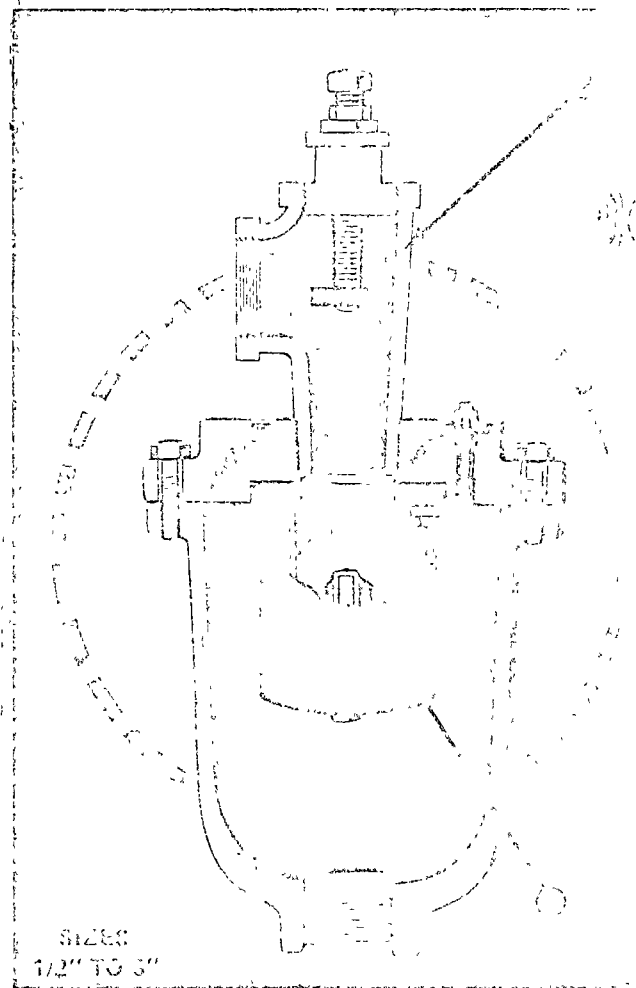
Air must be vented from the pump column at the point of discharge from the pump and in advance of the pump check valve. Not to provide for the venting of this air is to invite certain trouble resulting from the entrapped air causing pressure surges and water hammer on pump start-up and stopping. The surges and water hammer can cause serious damage to the pump and pipeline too.

FOR
SMALLER
PUMPS

APCO Silent Check

After many years of laboratory and field testing under actual conditions and in conjunction with the leading deep well manufacturers we have determined no two deep well pump installations are identical. The variable pump capacity, pump efficiency, depth of well, head conditions, etc., are too numerous for a straight air and vacuum valve to handle satisfactorily. As a result of these tests we have developed a foolproof air valve for deep well pumps. The reason it is foolproof is:

- ① Each valve is equipped with a water diffuser. The Apco water diffuser performs much like the water bubbler on a water faucet, breaking down the solid destructive stream of water into a soft flowing non-destructive stream of water. Likewise the surging water entering the deep well air valve is defused and broken down into a smooth flowing body of water. In this manner we facilitate positive closure of the deep well air valve without water hammer or damage to the pump or water discharge.
- ② The Throttling device can eliminate water hammer because a throttling device permits the operator to regulate the flow of air escaping from the valve and establish a pressure loading on the rising column of water, therefore the shock at the check valve is greatly reduced. This action results in a smoother trouble free operation with a resultant saving of maintenance money.



TURBINE PUMPS . . .

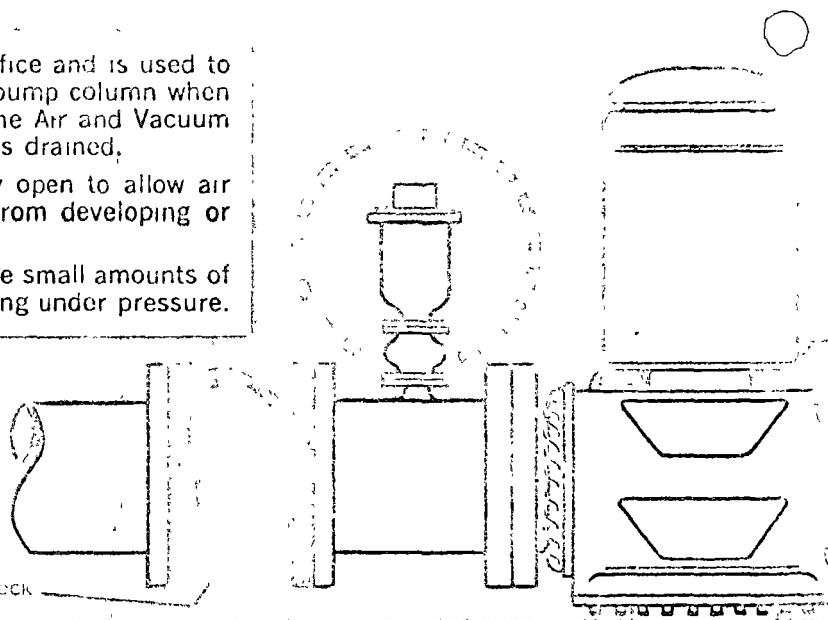
An Air and Vacuum Valve has a large venting orifice and is used to exhaust large quantities of air from a deep well pump column when the pump is started. Once the column is filled the Air and Vacuum Valve closes and remains closed until the liquid is drained.

The Air and Vacuum Valve will then immediately open to allow air to re-enter the column and prevent a vacuum from developing or water column separation.

Air and Vacuum Valves do NOT open to exhaust the small amounts of air which may collect in the line while it is operating under pressure.

**FOR
LARGER
PUMPS**

APCO Silent Check



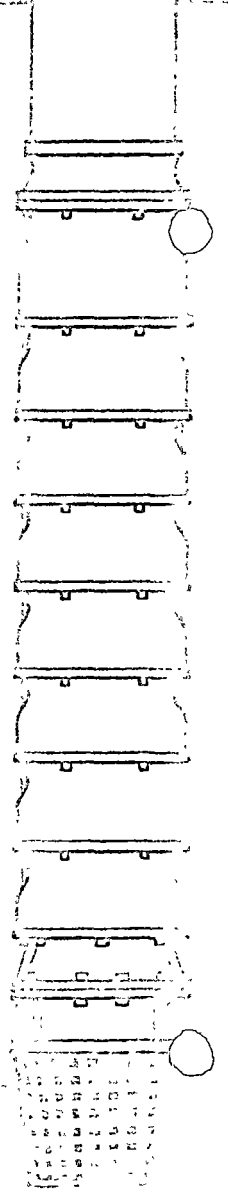
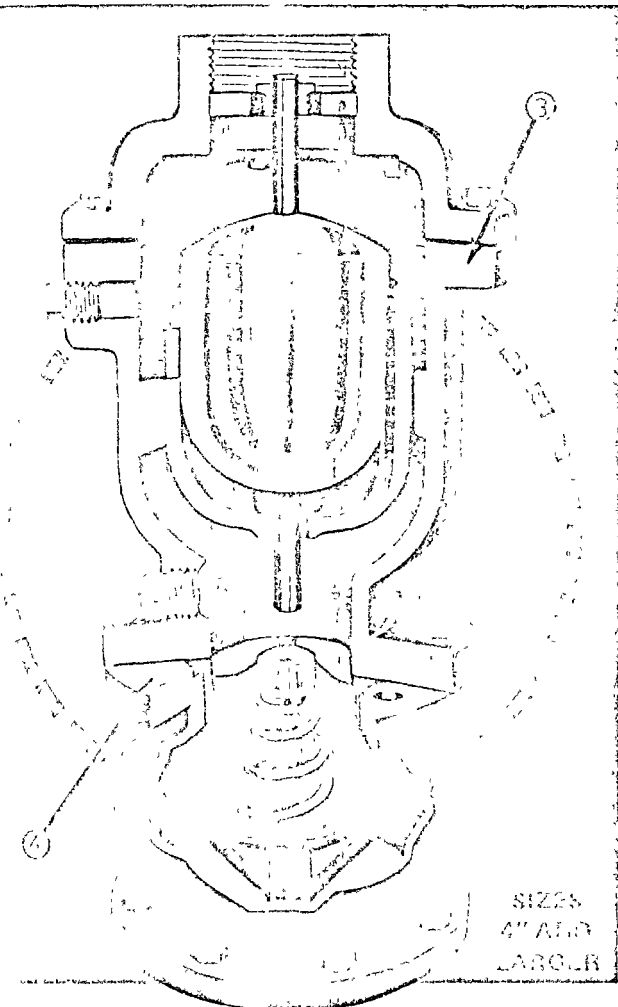
A throttling device is available on Apco Air Release Valves from the 1/2" thru the 4" size as an extra.

The APCO Slow Closing Air Valve actually consists of a standard air and vacuum valve ③ mounted on top of a Surge Check Unit ④.

The air valves operate in the normal fashion allowing air to escape freely.

The Surge Check unit operates on the inter-phase between the kinetic energy in the relative velocity flows of air and water, so that the air passes through unrestricted but when the water rushes into the Surge Check Unit, a disc commences to close and reduce the rate of flow of water into the air valve by means of throttling holes in a disc.

This insures normal gentle closing of the air and vacuum valve, and as soon as the air valve is closed, the disc automatically returns to its position, ready for the next cycle.



HOW TO SELECT...

STEP No. 1

Check pump curve for G.P.M. capacity at no head condition.

STEP No. 2

Enter chart with G.P.M. to determine size valve.

STEP No. 3

If valves to be installed inside pump house specify discharge connection.

Sizes 3"-4" & 6" available with screwed or flanged discharge connections.

Size 8" and larger flanged only.

STEP No. 4

Determine if automatic air release required.

The following method of selection will satisfy normal installations or check with our engineering department.

*If the turbine pump is scheduled to run for prolonged periods (6 B hours) without stopping, automatic air release required

PUMP CAP. G.P.M.	VALVE SIZE	MODEL NO.	(OPTIONAL) AIR *RELEASE
UP TO 200	1/2"	141WD	NONE
201 500	1"	142WD	#55
501 1,200	2"	144WD	#55
1,201 2,000	3"	146WD	#55
2,001 5,000	4"	1604/152	#200A
5,001 8,000	6"	1606/153	#200A
8,001 20,000	8"	1608/154	#200A
20,001 35,000	10"	1610/155	#200
35,001 50,000	12"	1612/156	#200
50,001 65,000	14"	1614/157	#200
65,001 80,000	16"	1616/158	#200

MATERIALS OF CONSTRUCTION

Body, Cover and Baffle Cast Iron
 Float Stainless Steel
 Seat Buna-N
 Water Diffuser Bronze
 Throttling Device ... Cast Iron

All internal parts, such as Float Guides, Bushings and Baffle Retaining Screws, etc., are either highest quality stainless steel or bronze.

NOTE: Great care is taken in the choice of materials to avoid galvanic action.

EASY INSTALLATION

Install the Air Release Valve on the discharge side of the pump as close to the check valve as possible (An Apco silent check valve is recommended—see Apco Bulletin No 640.)

It is generally considered good practice to use a shut-off valve below the air release valve.

NOTE TO ENGINEER

If Air Valve is to be installed inside the pump house, use threaded or flanged discharge connection and pipe back to the well or to atmosphere. This will greatly muffle the high noise level caused by the air being discharged and provide for drainage of any small amount of water or water vapor that may occur.

APCO

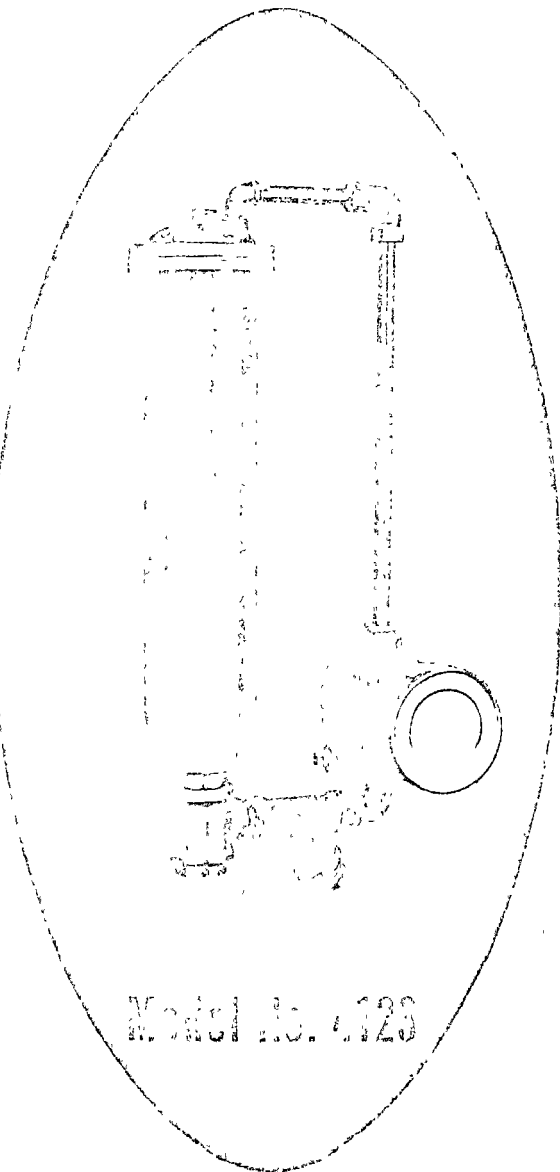
SEWAGE PUMP PROTECTOR

Sewage Air Release Valve with Water Level Control Switch

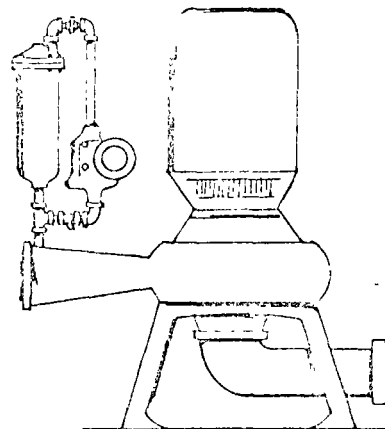
The APCO Sewage Pump Protector consists of a Sewage Air Release Valve and a Water Level Control Switch shipped completely assembled as shown. Back flushing attachments as well as special noncorrosive trim is available.

In a normal sewage pump application it is sometimes possible to pump a wet well down to the suction pipe level, thus allowing air to enter the pump. When the water level drops below the water level control switch the circuit is automatically opened, thus preventing the pump from running until properly primed. When the water level rises again the pump may be air bound. It is at this point that the APCO Sewage Air Release Valve will expel the entrapped air. This allows the pump to fill with water, closing the water level control switch, thus allowing the pump to run.

This unit may also be wired to a warning device such as a horn or light to indicate loss of prime.



Model No. 4123



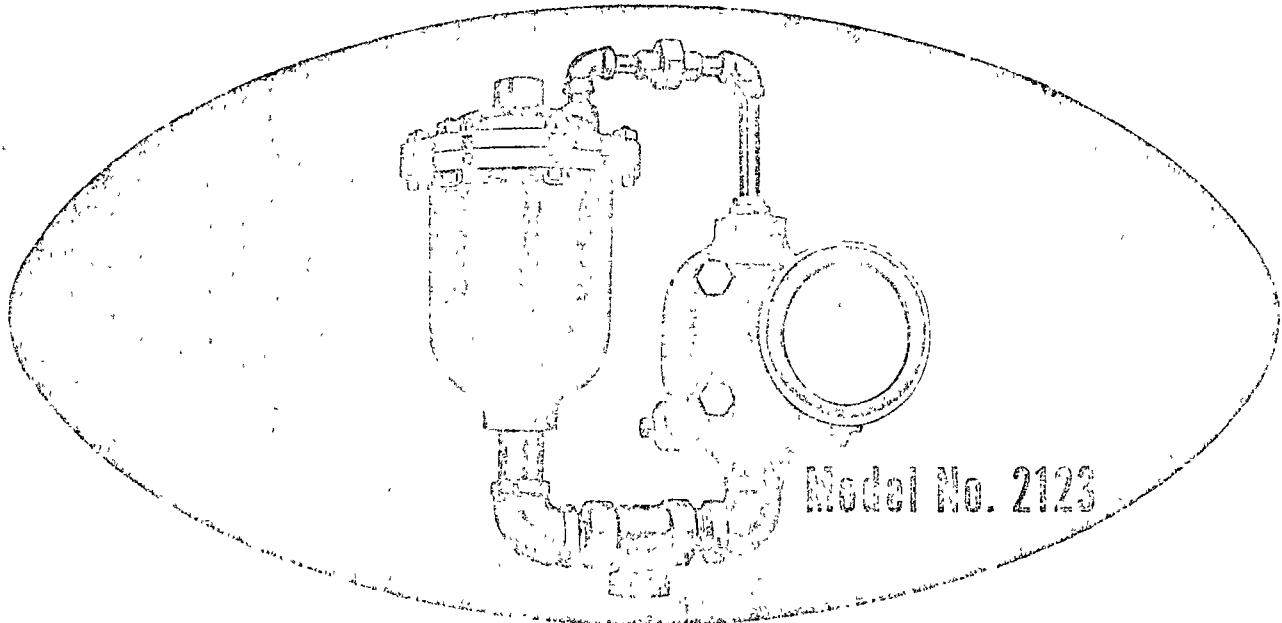
typical installation

The standard 2" Sewage Air Valve with water level control switch is mounted on the discharge side of the vertical pump as shown in the illustration. The water level control switch is normally closed with water in the switch body and the float in the up position. This switch is wired to the pump motor control of 110V holding circuit and when the water level drops, breaks the circuit, cutting off power to the pump motor.

SPECIFY IF OPERATING PRESSURES BELOW 20 PSI

APCO

PUMP PROTECTOR



Model No. 2123

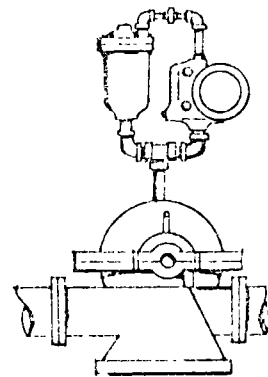
Air Release Valve with Water Level Control Switch

The APCO Pump Protector consists of an Air Release Valve and a Water Level Control Switch, shipped completely assembled as shown.

The Water Level Control Switch shuts off the pump if it loses prime. This prevents the pump from running dry, thus protecting against pump burn out and costly repair bills. It may be wired to a horn or warning light to give immediate warning that the pump has been shut down.

The Air Release Valve exhausts air that collects in the pump, allowing it to fill with liquid—also ensures maximum pump efficiency.

Corrosive Conditions. Special trims are available to handle corrosive liquids.



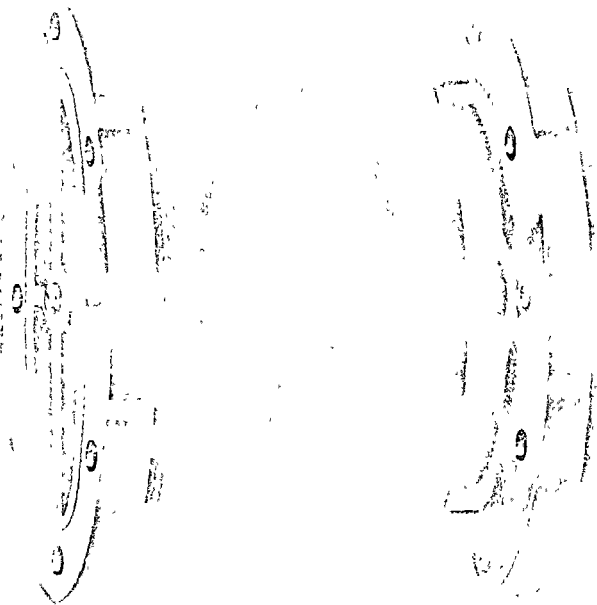
typical installation

The standard 1" APCO Air Valve with water level control switch is mounted on the volute of a centrifugal pump as shown in the illustration. The water level control switch is normally closed with water in the switch body and the float in the up position. This switch is wired to the pump motor control 110V holding circuit and when the water level drops, breaks the circuit, cutting off power to the pump motor.

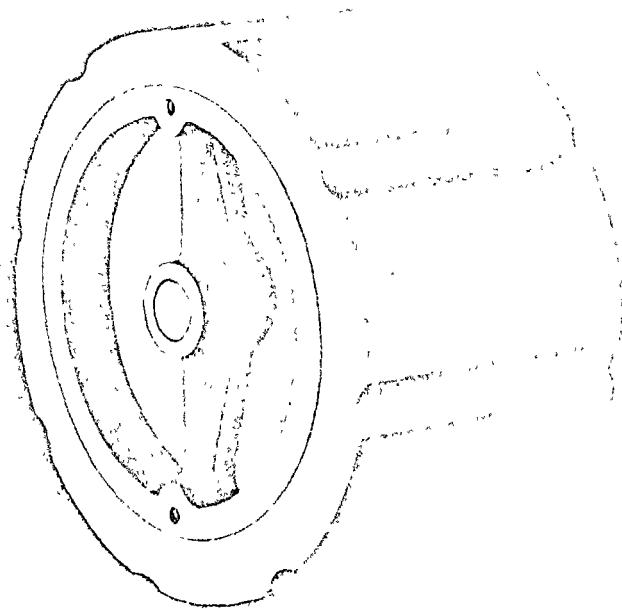
SPECIFY IF OPERATING PRESSURES BELOW 20 PSI

APCO

SILENT CHECK VALVES



600 SERIES
FLANGED STYLE
SILENT CHECK VALVES



600 SERIES
WAFFER STYLE
SILENT CHECK VALVES

WHY MORE ENGINEERS ARE

Hydraulics engineers are becoming concerned in increasing numbers with the problem of water hammer. At best it is a noise nuisance while in its most virulent form it can tear the finest pumping system apart.

What Causes Water Hammer?

The conditions responsible for this phenomena are well known; they occur when a quantity of energy is suddenly released in a confined space. Energy is a function of mass times velocity and relating this to practical hydraulics engineering means that water hammer occurs when a body of water in motion in a pipe is suddenly stopped.

One of the circumstances under which this phenomena most commonly occurs is when a pump is shut down and the forward flow of water reverses under the influence of

gravity and commences to run the opposite way until stopped by a check valve.

Recognizing this, it becomes obvious that the whole secret to preventing water hammer in a system is to provide a check valve which will close before this reversal of flow can take place. If the reversal of flow does not get started, then there is no energy to be absorbed and this is why more engineers are specifying Silent Check Valves in preference to other styles. The following outlines briefly the characteristics of various types of check valves.

Swing Checks

The common swing check valve is so designed that it requires the reversal of flow to close it; this means that the

body of water is already in motion and has to be stopped abruptly as the swing check valve closes.

Silent Check Valves

It was to meet this steadily growing problem that the Silent Check Valve was evolved. In designing this valve all other characteristics were subordinated to the principal need that it must positively close before a reversal of flow takes place.

The Silent Check Valve was, therefore, designed to open at approximately $\frac{1}{4}$ to $\frac{1}{2}$ psi, which means that when a pump is shut down a Silent Check Valve will completely close while there is still a positive head on the discharge side of approximately $\frac{1}{2}$ psi.

In this simple manner, the reverse flow which is the whole cause of the trouble in water hammer conditions never gets a chance to start in contrast to the swing check, or tilting disc check valves.

As every experienced engineer knows, it is only possible to achieve perfection in one characteristic in a design at the expense of compromise with other characteristics, and we feel that we would be remiss if we did not draw the engineer's attention to the compromise that has been made in perfecting the Non-Slam virtues of the Silent

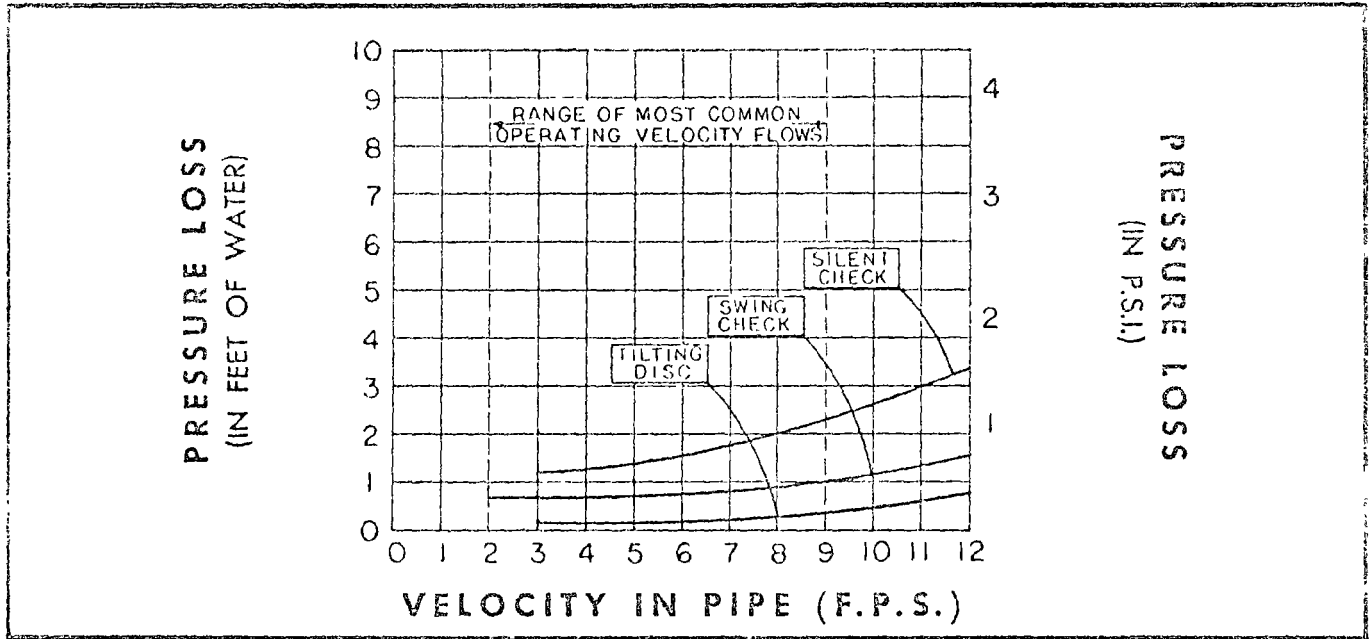
Check Valve and elaborate to some extent on the significance of this compromise.

There is one such compromise in the design of any Silent Check Valve, a higher head loss than the swing check type valve. The attached graph shows the relative head losses for the three principal types of check valves described and contrary to popular belief it can be clearly seen that the Silent Check Valve does not suffer badly in comparison, especially when it is recognized that the slightly higher head loss in the Silent Check Valves means in effect that a little more power is used in the pumping operation to pass the same amount of liquid and when due consideration is given to the prevailing rates for commercial power, this penalty becomes an academic rather than a practical concern.

These briefly are the facts why more engineers are specifying APCO Silent Check Valves for their customer's protection and we are confident that this number will continue to grow as the pertinent facts outlined become better known.

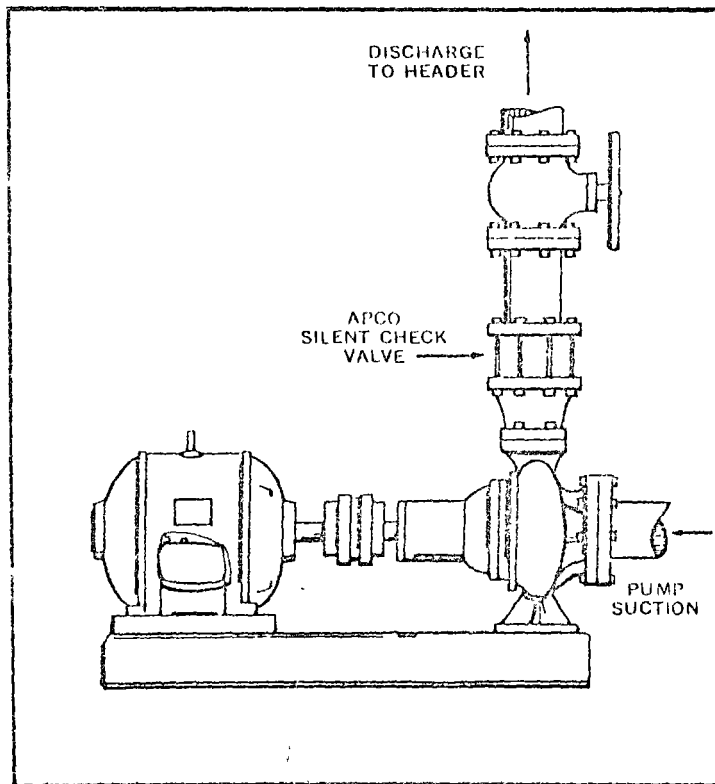
SPECIFYING SILENT CHECK VALVES

CHECK VALVES COMPARISON PRESSURE LOSS CURVES



Typical Silent Check Valve Installation

NOTE: APCO SILENT CHECK VALVES CAN BE INSTALLED IN ANY POSITION.



Water hammer can be both destructive and annoying. It is caused when a pump is shut down and the forward flow of water is allowed to reverse and is suddenly stopped by the pumping system or standard check valve.

By positioning a silent check valve on the discharge side of the pump, the reverse flow, which is the cause of water hammer, never has a chance to start. This is because APCO Silent Check Valves are designed to open at approximately $\frac{1}{4}$ to $\frac{1}{2}$ psi and to completely close before the flow can reverse itself.

Short face-to-face dimensions of APCO Silent Check Valves also contribute to compactness in equipment room piping.

○ Full Flow Area approx. 3% greater than Pipe Size

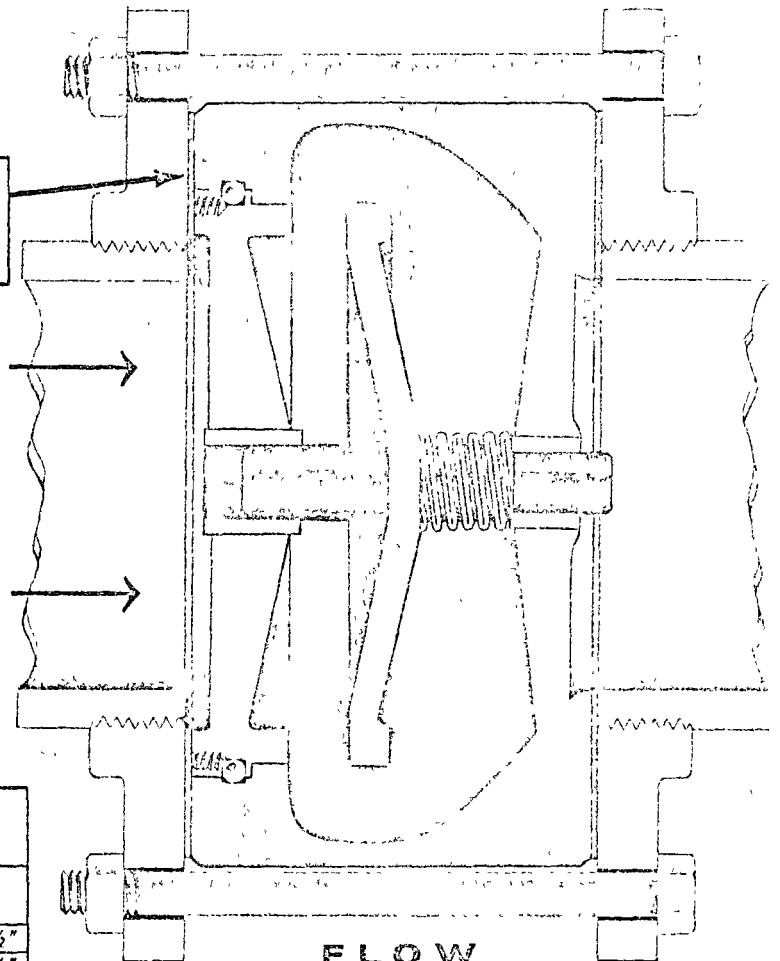
STANDARD CONSTRUCTION

Semi-Steel Body
Bronze Trim
Stainless Steel Spring

USE ONLY
FLAT FLANGE
AND FULL
FACE GASKET

OPTIONAL CONSTRUCTION

Ductile Iron or
Cast Steel Body
with Bronze or
Stainless Steel Trim
Resilient Seating

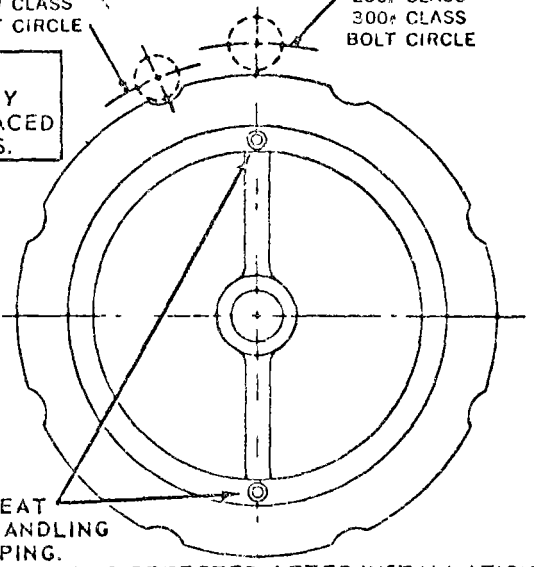


FLOW →

125# CLASS
150# CLASS
BOLT CIRCLE

250# CLASS
300# CLASS
BOLT CIRCLE

NOTE:
USE ONLY
FULL FACED
GASKETS.



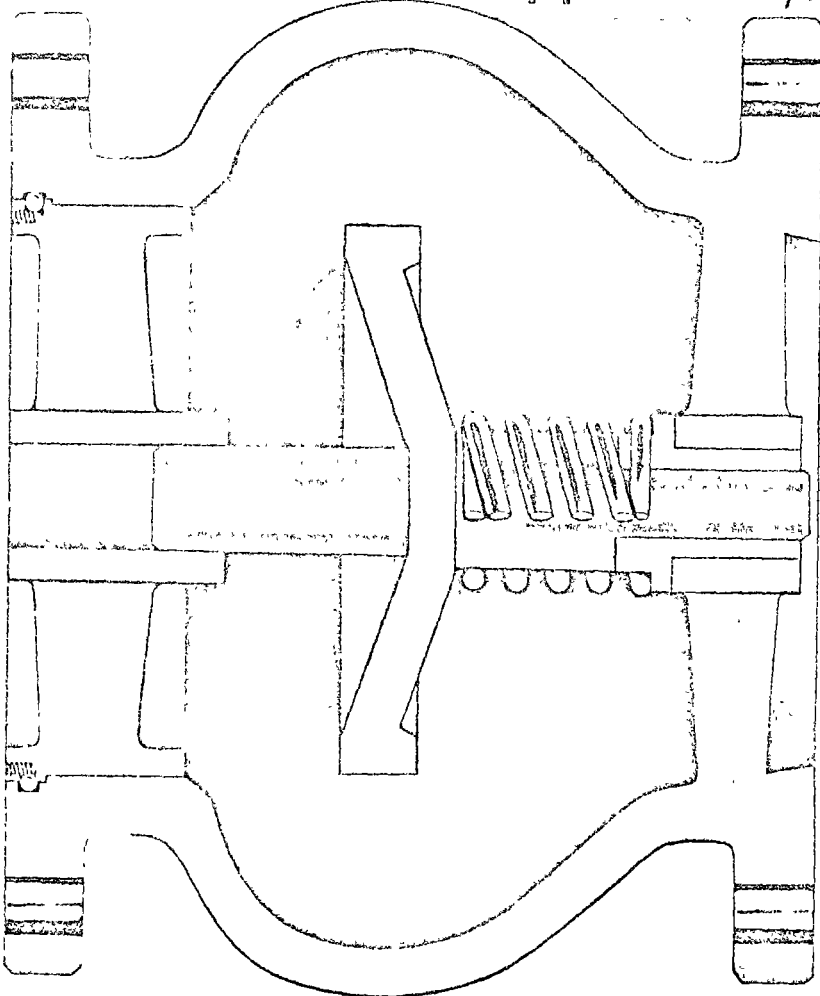
SCREWS
RETAIN SEAT
DURING HANDLING
AND SHIPPING.
PRESSURE JOINT IS EFFECTED AFTER INSTALLATION.

125 lb. & 250 lb. A.S.A. Pressure Classes								
Model No.	Valve Size	Face to Face	No of Bolts		Bolt Circle		Bolt Size	
			125#	250#	125#	250#	125#	250#
301	1"	2 1/16"	4	4	3 3/8"	3 1/2"	1/2" x 4 1/4"	3/8" x 4 1/2"
301 1/4	1 1/4"	2 1/16"	4	4	3 1/2"	3 3/4"	1/2" x 4 1/4"	3/8" x 4 1/2"
301 1/2	1 1/2"	2 3/8"	4	4	3 3/8"	4 1/2"	1/2" x 4 3/4"	3/4" x 5 1/4"
302	2"	2 3/8"	4	8	4 1/4"	5"	3/8" x 5 1/4"	3/8" x 5 1/2"
302 1/2	2 1/2"	2 3/8"	4	8	5 1/2"	5 3/8"	3/8" x 5 1/4"	3/4" x 6 1/2"
303	3"	3 1/8"	4	8	6"	6 3/8"	3/8" x 6 1/4"	3/4" x 7"
304	4"	4"	8	8	7 1/2"	7 3/4"	3/8" x 7"	3/4" x 8"
305	5"	4 3/8"	8	8	8 1/2"	9 1/4"	3/4" x 7 1/4"	3/4" x 9"
306	6"	5 1/2"	8	12	9 1/2"	10 3/8"	3/4" x 8 3/4"	3/4" x 10"
125 lb. A.S.A. Pressure Class								
308	8"	6 1/2"	8		11 3/4"		3/4" x 9"	
310	10"	8 3/4"	12		14 1/4"		3/8" x 12 1/2"	
250 lb. A.S.A. Pressure Class								
358	8"	6 1/2"		12		13"		3/8" x 11 1/4"
360	10"	8 3/4"		16		15 1/4"		1" x 13 3/4"

FOR INFORMATION ON AVAILABILITY OF HIGHER PRESSURE CLASS VALVES, PLEASE CONTACT THE FACTORY.

✓ CHECK THESE 5 VITAL FEATURES THAT MAKE APCO SILENT CHECK VALVES YOUR BEST CHOICE

Full Flow Area approx. 10% greater than Pipe Size



STANDARD CONSTRUCTION

- Semi-Steel Body
- Bronze Trim
- Stainless Steel Spring

OPTIONAL CONSTRUCTION

- Ductile Iron or Cast Steel Body with Bronze or Stainless Steel Trim
- Resilient Seating

USE ONLY
FLAT FLANGE
AND FULL
FACE GASKET

125 lb. & 150 lb. A.S.A. Pressure Classes						
Model No	Valve Size	Flange Diam	Face To Face	Bolt Circle Diam	Bolts Size	No of Bolts
603	3"	7½"	6"	6"	⅝"	4
604	4"	9"	7¼"	7½"	⅝"	8
605	5"	10"	8½"	8½"	¾"	8
606	6"	11"	9"	9½"	¾"	8
608	8"	13½"	10⅞"	11¾"	¾"	8
610	10"	16"	12"	14¼"	⅞"	12
612	12"	19"	14⅞"	17"	⅞"	12
614	14"	21"	15¾"	18¾"	1"	12
616	16"	23½"	17⅝"	21¼"	1"	16
618	18"	25"	18¾"	22¼"	1⅛"	16
620	20"	27½"	20⅝"	24"	1⅛"	20
624	24"	32"	24"	29½"	1¼"	20
630	30"	38¼"	29¼"	36"	1¼"	28
638	36"	46"	45"	42½"	1½"	32

250 lb. and 300 lb. A.S.A. Pressure Classes						
Model No	Valve Size	Flange Diam	Face To Face	Bolt Circle Diam	Bolts Size	No of Bolts
653	3"	8¼"	6"	6⅝"	¾"	8
654	4"	10"	7¼"	7⅞"	¾"	8
655	5"	11"	8½"	9¼"	¾"	8
656	6"	12½"	9"	10⅝"	¾"	12
658	8"	15"	10⅞"	13"	¾"	12
660	10"	17½"	12"	15¼"	1"	16
662	12"	20½"	14⅞"	17⅝"	1⅛"	16
664	14"	23"	15¾"	20¼"	1⅛"	20
666	16"	25½"	17⅝"	22½"	1¼"	20
668	18"	28"	18¾"	24⅝"	1¼"	24
670	20"	30½"	20⅝"	27"	1¼"	24
674	24"	36"	24"	32"	1½"	24
680	30"	43"	29¼"	39¼"	1½"	28

OPERATING PRESSURE TO 1500 P.S.I. AVAILABLE

- ◊ HAND LAPPED BRONZE TO BRONZE SEAT ◊ SELF-CLEANING SPRING GUARANTEES NO STICKING
- ◊ WORKS EQUALLY WELL IN ANY POSITION ◊ UNIQUE STATIC PRESSURE ZONE GIVES MAXIMUM OPERATING EFFICIENCY
- ◊ CAREFULLY SELECTED STAINLESS STEEL SPRING ENSURES SMOOTH SILENT CLOSING

WHAT MAKES THE APCO SILENT

Guarantee

APCO SILENT CHECK VALVES WILL NOT SLAM ON CLOSING.

Performance

The graph below shows the comparative head losses through various Silent Check Valves. The figures used to construct this graph were obtained from certified independent laboratory tests for the APCO valves and compared against other available published data.

The lower losses of the APCO Silent Check Valve as indicated by this graph frequently gives rise to the question "How does APCO manage to keep its losses below those of the other valves examined?"

Superior performance, of course, is never accidental and this question is best answered by the following details.

First, every APCO valve is designed with the initial premise that the minimum cross-sectional area shall exceed that of the pipe it serves. On every drawing of an APCO valve we show the full cross-sectional area at the four most critical points, together with cross-sectional area of the pipe it services. This is clearly illustrated on the typical valve drawing of a 5" APCO Silent Check Valve on the adjacent page. These drawings are available to any engineer upon

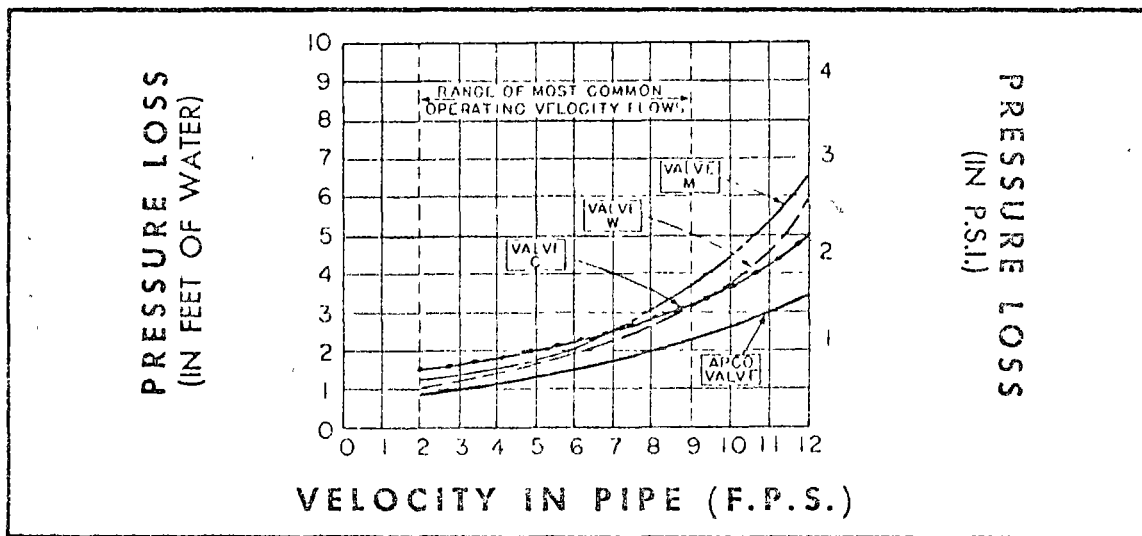
(request) and he can satisfy himself with his own calculations, using the dimensions shown on the drawing, that the cross-sectional areas indicated are in fact correct.

The unique dished underside of the APCO plug helps to create a static zone making it easier for water to enter the valve body with the minimum of turbulence.

Secondly, APCO has designed many types of valves for hydraulic service for nearly sixty years and our engineers are especially conscious of the importance of good hydraulic flow lines. Again, an examination of the drawing on the next page will show how very carefully the contours have been worked out to give the best possible hydraulic flow results.

Even small details such as streamlining the spokes have been given due consideration. This devotion to design detail makes it readily obvious why the APCO Silent Check Valve can reasonably be expected to have the most favorable loss characteristics of any Silent Check Valve.

SILENT CHECK VALVES COMPARISON PRESSURE LOSS CURVES



Construction

The superior performance characteristics of the APCO Silent Check Valve is matched by its equally superior quality of construction as the following design details will show.

The seat is held in by stainless steel screws, so that it can be taken apart after years of service as easily as the day it was made.

Electrolytic action is excluded by having the shaft of the plug ride in bushings made of the same material as the shaft itself.

A simple loose guide bushing for the shaft is provided made of the same material as the shaft. This bushing is held in place by the spring, so that in the event it is considered necessary to take the valve apart in the field, this bushing can be easily removed with the fingers.

CHECK VALVE SO OUTSTANDING

FACTORY MUTUAL APPROVED

APCO Silent Check Valves have been thoroughly tested by Factory Mutual Research Corp. As a result, the 300 Series and 600 Series Valves can be used on hazardous fire fighting equipment and fire protection systems with assurance of performance. For such applications, insist on the Factory Mutual Guarantee Label of Approval on your Silent Check Valve.

Materials of Construction

APCO does not refer to its materials of construction by loose and meaningless trade-names, which give the engineer no guarantee.

All the materials used in APCO valves are clearly referred to by their appropriate ASTM numbers so that the engineer can satisfy himself in advance of the chemical analysis and he is assured of physical characteristics when

he specifies APCO Valves.

APCO alone offers Ductile Iron as an alternate to the conventional semi-steel which in reality is ordinary cast iron with a pinch of steel scrap thrown in the cupula.

A brief technical explanation of the qualities is given below.

The Advantages of Ductile Iron Over Semi-Steel

Ductile Iron contrary to its name is not really a cast iron at all, but an alloy developed and patented by the International Nickel Company.

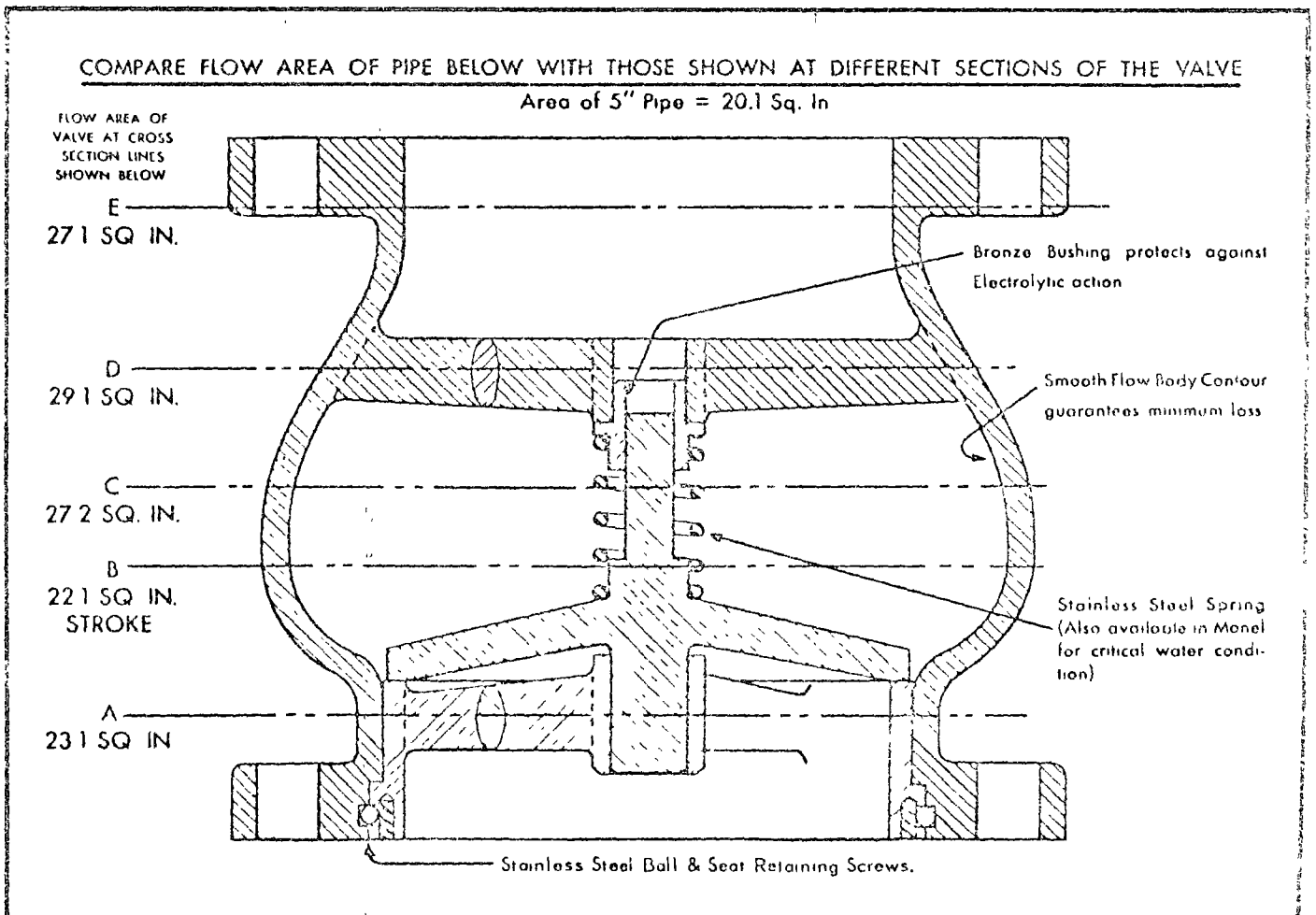
Cast iron has graphite present in lenticular flakes which causes it to be brittle and have a relatively low tensile strength.

The graphite in Ductile Iron is present in spheroidal shape

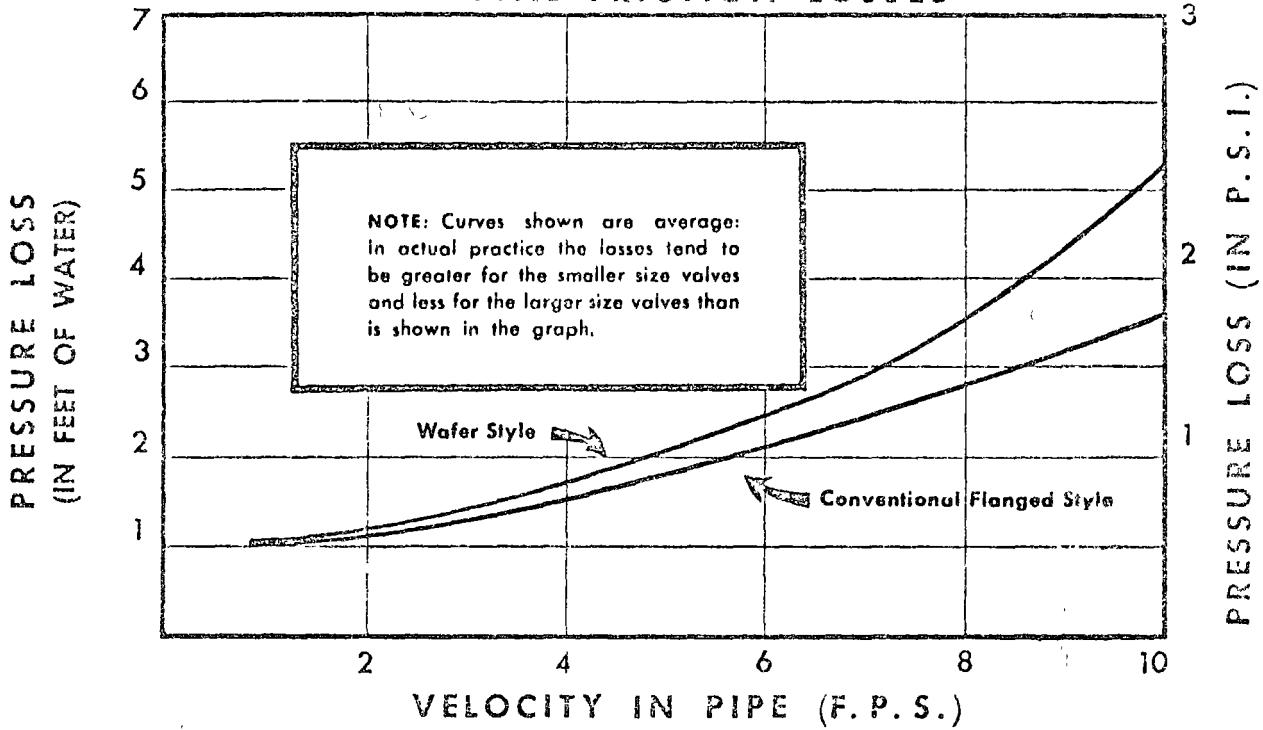
making it ductile and with a much higher tensile strength.

Various types of Ductile Iron are available and we use the one especially recommended for valves. This is Type 60-45-10 Ductile Iron ASTM No. A339-55 with a tensile strength of 60 to 80,000 psi and a yield strength of 45 to 60,000 psi, equivalent to carbon steels, yet retaining the anti-corrosion properties of iron.

TYPICAL 5" APCO SILENT CHECK VALVE



TYPICAL FRICTION LOSSES



CONVERSION TABLE FOR VELOCITY FLOW FOR F.P.S. TO G.P.M.							
Pipe Size	VELOCITY FLOW IN F.P.S.						
	2	4	6	8	10	12	14
2	22	42	65	85	112	128	150
3	50	94	140	190	240	270	312
4	88	176	250	320	410	470	550
5	140	260	380	500	650	750	900
6	200	380	605	740	1008	1100	1250
8	321	692	926	1283	1605	1926	2274
10	489	984	1524	2027	2534	3041	3548
12	726	1452	2200	2900	3600	4500	5000
14	954	1800	2600	3400	4300	5500	7000
16	1200	2394	3591	4788	5983	7181	9000
18	1500	3100	4300	6500	8000	10000	11500
20	1908	3815	5722	7632	9538	11445	14000
24	2780	5560	8341	11121	13910	16656	20000

STANDARD SPECIFICATIONS FOR APCO SILENT CHECK VALVES

Each Check Valve shall be of the silent closing type as manufactured by Valve & Primer Corporation, or approved equal, and unless other materials are specified shall consist of:

Semi-steel body with appropriately drilled American Standard Flanges for pressure rating specified. Bronze plug and seat and guide bushing ASTM Designation B 143. Stainless steel helical spring ASTM Designation A 276.

The plug which shall be guided at both ends with a through integral shaft will be opened by the velocity flow and closed by a stainless steel helical spring,

which returns the plug to the seat before the reversal of flow occurs.

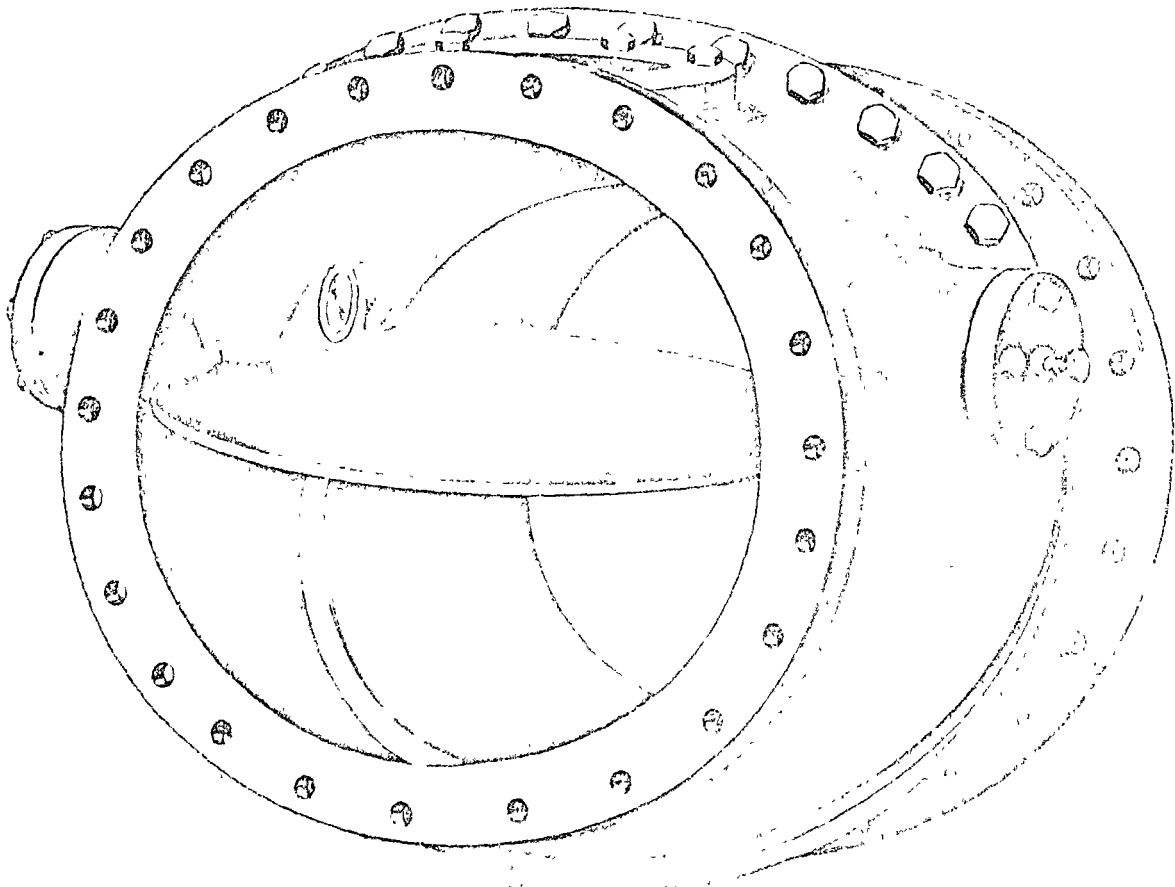
To permit regrinding of seat in field, the seat, plug and guide bushing shall all be easily removable and replaceable without the need for any special training and without the need for any tools unless provided by manufacturer with valve.

Flow area through valve shall exceed cross-sectional area of specified pipe size, and certified drawings showing this shall be available upon request.

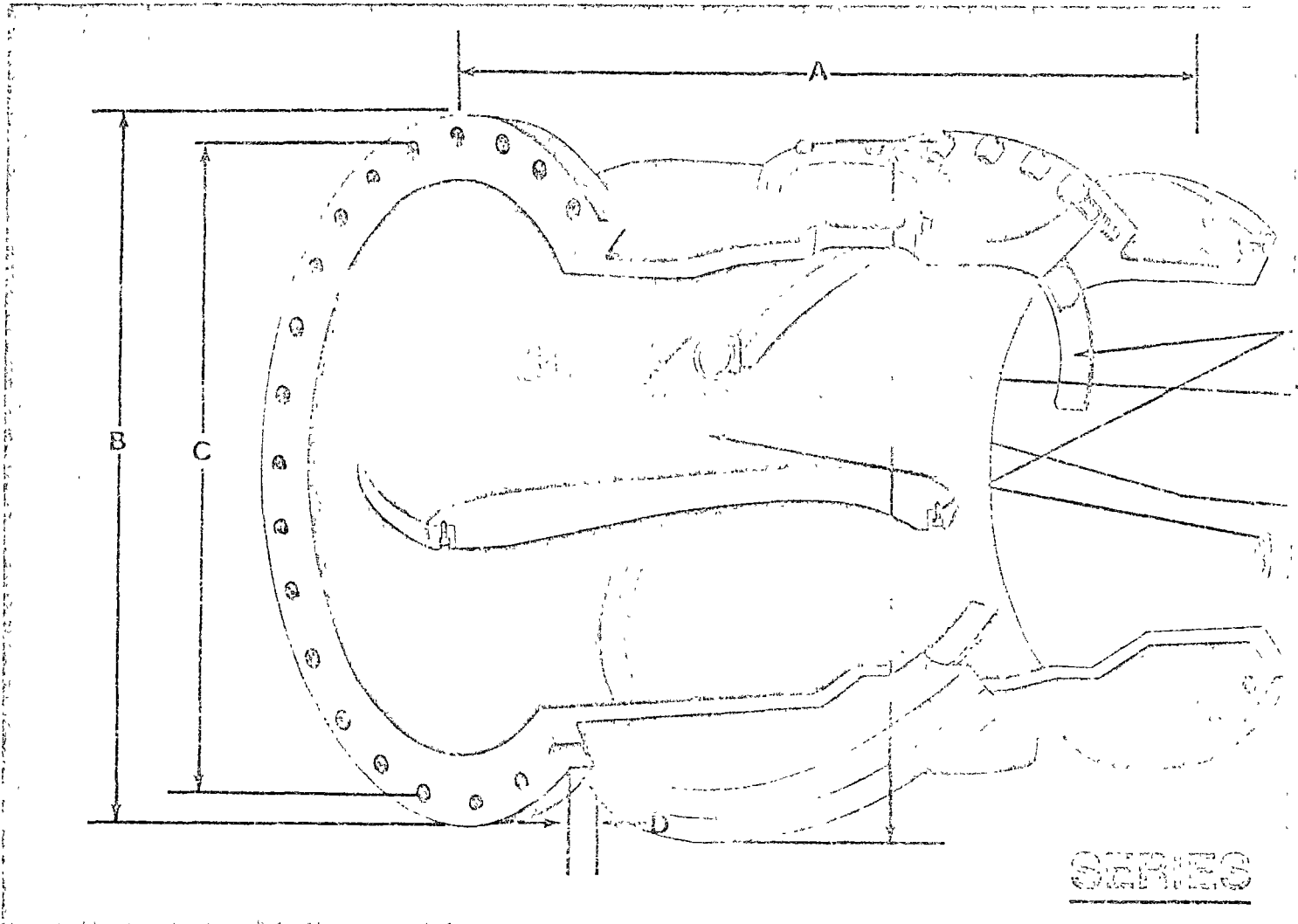
APCO

SLANTING DISC CHECK VALVES

WITH OPTIONAL CONTROL EQUIPMENT



APCO



SERIES

DIMENSIONS FOR 125# AND 150# CLASS VALVES

SIZE	A	B	C	D	NO. & SIZE OF BOLTS	E	WEIGHT
4"	11½	9	7½	1¼	8-¾	9¾	82#
6"	15	11	9½	1	8-¾	11½	164#
8"	19½	13½	11½	1½	8-¾	15½	307#
10"	24½	16	14¼	1¼	12-¾	18	485#
12"	24	19	17	1¼	12-¾	21	590#
14"	30	21	18¾	1½	12-1	25	1044#
16"	30	23½	21¼	1¼	16-1	28	1448#
18"	33	25	22¼	1½	16-1½	30	1700#
20"	32	27½	25	1½	20-1½	31½	1900#
24"	38	32	29½	1½	20-1¼	36½	2880#
30"	52	38¼	36	2¼	28-1¼	43½	5800#
36"	59½	46	42¼	2½	32-1½	49¼	7500#
42"	62½	53	49½	2¾	36-1½	60	9,000#
48"	65	59½	56	2¾	44-1½	67½	14,000#
54"	78	66¼	62¼	3"	44-1¾	72	16,000#

APCO

lets you build a valve
with the exact features
needed for your
particular job

SLANTING DISC CHECK VALVES

APCO's Standard Slanting Disc Check Valves give you dependability and outstanding performance. This durable unit is designed to minimize head loss and reduce or eliminate damaging water hammer.

A SEAT RING & DISC RING THAT IS HAND REPLACEABLE "WITHOUT MACHINING" IN THE FIELD

SUFFICIENT CLEARANCE AT PIVOT, INSURES "SELF CENTERING — DROP TIGHT" SEATING AND GUARANTEES AGAINST THE VALVE STICKING CLOSED

SPECIAL ALLOY PIVOT PINS ARE HIGHLY WEAR-RESISTANT.

AEROFOIL DESIGN OF DISC OFFERS MINIMUM RESISTANCE TO FLOW

300

DIMENSIONS FOR 250// AND 300// CLASS VALVES

SIZE	A	B	C	D	NO. & SIZE OF BOLTS	E	WEIGHT
4"	11½	10	7¾	1¼	8 ¼	9¾	93#
6"	15	12½	10¾	1¼	12-¾	11¾	199#
8"	19½	15	13	1¾	12-¾	15½	357#
10"	24½	17½	15¾	1¾	16-1	18	573#
12"	24	20½	17¾	2	16-1½	21	691#
14"	30	23	20¾	2½	20-1½	25	1179#
16"	30	25½	22½	2½	20-1½	28	1600#
18"	33	28	24¾	2¾	24-1¼	30	1890#
20"	32	30½	27	2½	24-1¼	31½	2100#
24"	38	36	32	2¾	24-1½	37½	3300#
30"	52	43	39¾	3	28-1¾	45	6200#
36"	59½	50	46	3¾	32-2	51	8300#
42"	62½	57	52¾	3¾	36-2	60	10,500#
48"	65	65	60¾	4	40-2	67½	15,900#

OPTIONAL CONTROL EQUIPMENT

FREE OPENING
NON-SLAM CLOSING

page 33
CONTROLLED
OPENING and CLOSING

page 34
SIGNAL SWITCH
page 36

THE SLANTING DISC CHECK VALVE STORY

The APCO Slanting Disc Check Valve, because of its' very unique two piece body design and Slant Disc position has superior flow characteristics (lowest head loss), when compared to any hinged disc type check valve available. Our two piece design allows for a greatly expanded cross-sectional flow area where the disc is hinged and flows open. In other words, the flow area occupied by the mass of the disc is more than compensated for by the expanded flow area.

Also the Aerofoil design of the disc, like the wing on a plane, offers minimal resistance to flow, while lifting and stabilizing in the full open position during the water flow. Flow characteristics are further improved because the long laying length of the valve body allows the water to smoothly enter and pass thru without turbulence, eddys or cavitation.

The "Slanting Disc" feature is not a gimmick. The Slant Disc position is the most important feature of this valve, because it offers minimum resistance to flow, while minimizing the amount of water column reversal, and slamming on shut down due to the short distance the Slant Disc travels to shut-off position.

The off center pivot of the Slant Disc works to your advantage as follows. The surface disc area above the pivot point resists closing because it must close against the reversing water column, thereby counter acting the closing force of the disc area below the pivot point. The net result is no slam or minimal slam depending on column reversal velocity.

The un-balanced weight (heavier below the pivot point) will cause the Slant Disc to free fall into shut-off position without need of reverse flow. Only a slight pressure differential across the valve will cause the Slant Disc to flow open, hence the lowest friction head loss of all conventional type check valves results.

The APCO Slanting Disc Check Valve may cost more on date of purchase, but it pays for itself many times over in reduced power consumption and greater pumping efficiency to the user.

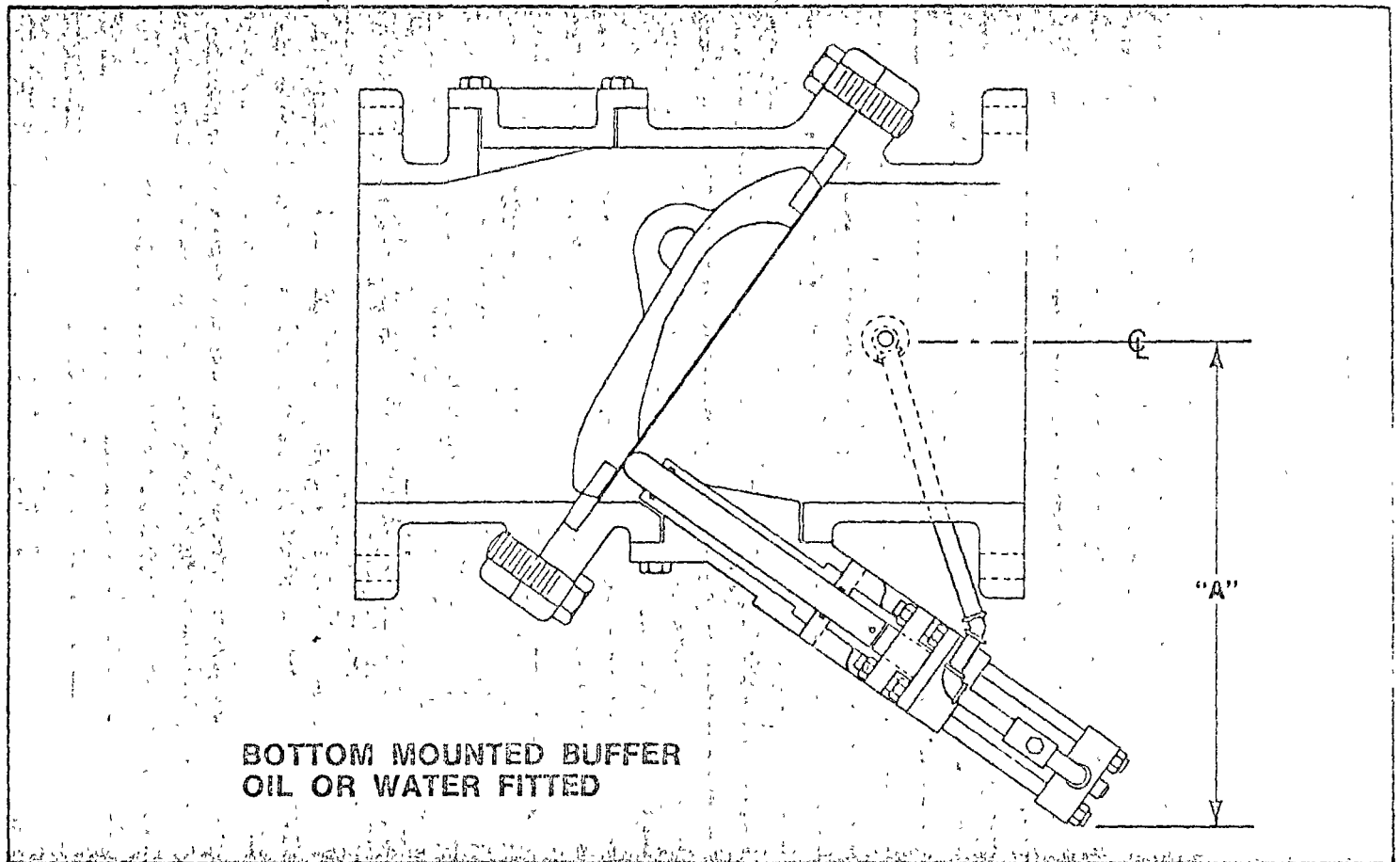
To substantiate the ruggedness of the APCO Slanting Disc Check Valve, after twenty (20) years of manufacture and thousands of valves in service, we have yet to publish a spare parts list because this valve does not wear out.

FREE OPENING NON-SLAM CLOSING

This unique buffer arrangement allows the valve disc to close freely for 90% of its stroke. The disc then comes in contact with the buffer plunger which controls the speed of closing over the last 10% of the closing cycle.

Simple controls on the buffer permit the final closing speed to be adjusted to suit operating conditions; positively preventing slamming.

IMPORTANT: The buffer may be added to a valve already in the field by removing the bottom inspection cover and bolting the buffer assembly in its place.



ABOUT THE BUFFER

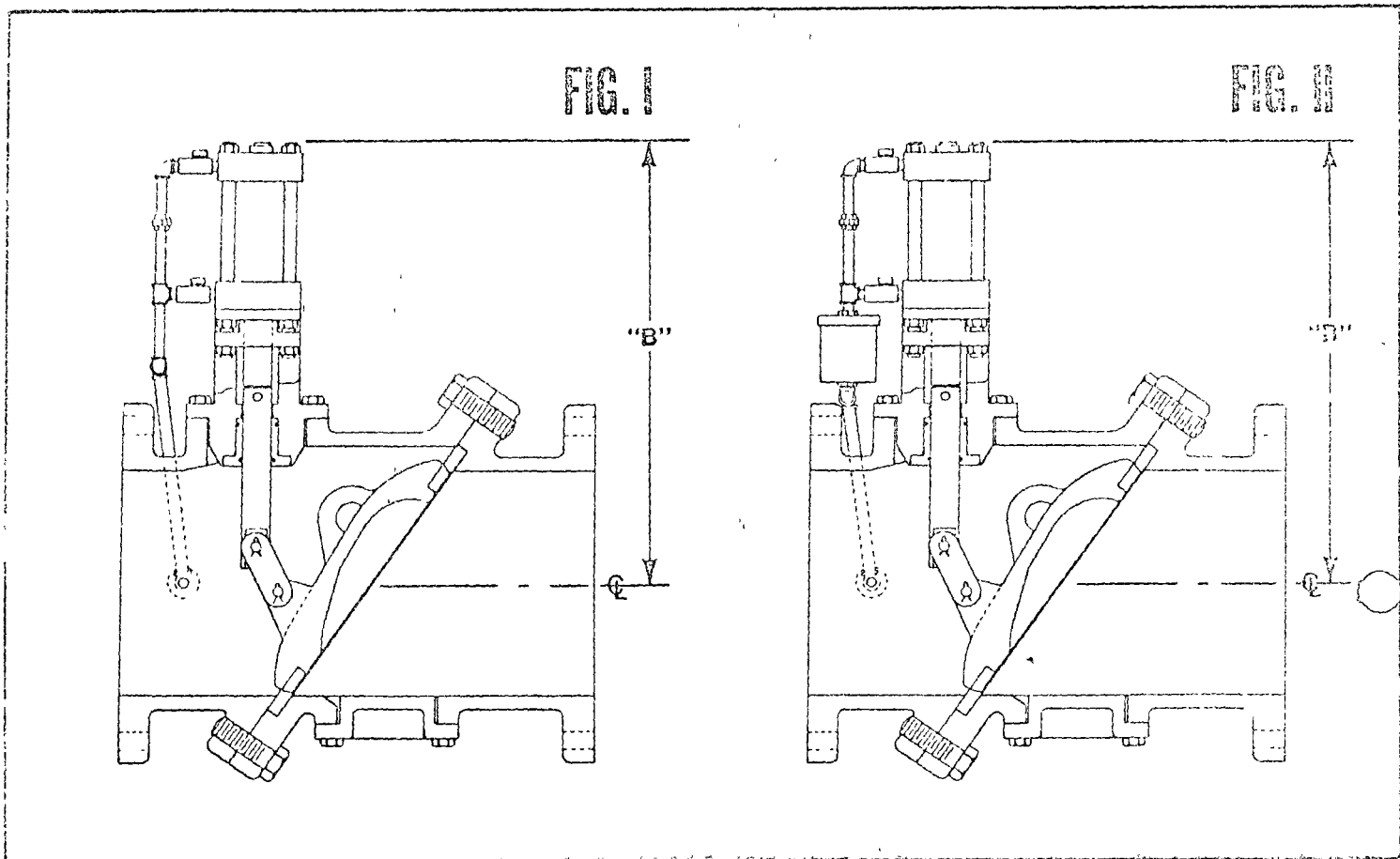
The Bottom Mounted Buffer has been successfully used for many years to eliminate slamming of the valve disc and the resultant water hammer. We recommend the use of this Buffer where the operating conditions, due to very quick reversal of flow, are such that no self-acting check valve can close itself before reverse flow takes place and where the engineer wants absolute minimum risk of water hammer.

Note: When ordering the Buffer you must specify if water or oil fitted cylinder is required. An oil fitted cylinder with pressure transmitter is recommended when the media being pumped is corrosive or contains sand and silt. A minimum reverse flow velocity of 3 F.P.S. is required to shut off the disc against the snubber.

CONTROL OPENING AND CLOSING

Top mounted dashpots, Figures 1 and 2, are used when full control over disc movement during either the opening or closing cycle is required. The simple controls enable you to individually adjust the opening and closing time to best suit your installation, thereby preventing pipeline surge and water hammer.

The top mounted dashpot gives two controlling stages in each of the opening and closing cycles. The primary control is located in the external piping and handles the first 90% of disc travel; the secondary control is located in the cylinder itself and allows you to set a different rate of opening and closing for the last 10% of disc travel. Note: Top Mounted Dash Pot requires a minimum reverse flow velocity of 3 F.P.S. to insure a drop tight shut off.



WATER DASHPOT

In this system the water being transmitted through the valve is also piped directly into the dashpot system. The pressure above and below the cylinder piston, in addition to the pressure on the face of the connecting shaft serves to place the cylinder in a state of equilibrium. The disc is therefore responsive to flow conditions in the pipe line and not internal pressure.

OIL DASHPOT

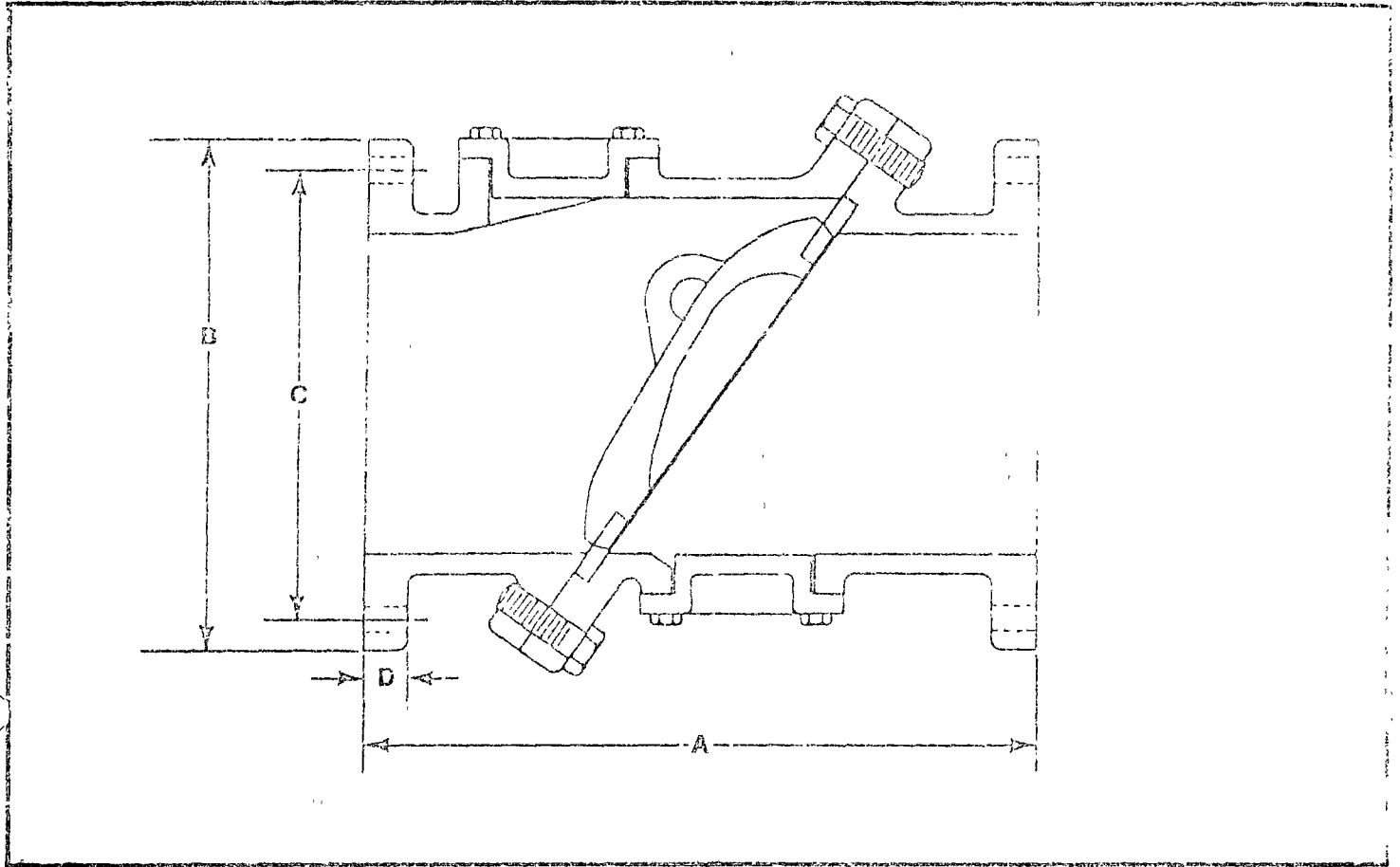
In this system an oil operated dashpot is used together with a device which converts and transmits the water pressure in the system to oil pressure in the dashpot, placing the cylinder in a state of equilibrium.

The use of oil creates a completely closed system and eliminates those potential problems, such as corrosion, electrolysis, and/or mineral deposits, which exist where a water dashpot is used.

SIZE	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48	54
"A"	16	17-1/4	19-3/8	20-1/2	22-3/8	23-1/4	25-3/8	26-3/8	34-1/8	37-1/8	42	46	49
"B"	24-3/4	26-1/4	29	32	37	38	43	48	64	62	71	80	92

SLANTING DISC CHECK VALVES

CAST STEEL CONSTRUCTION FOR HIGHER PRESSURES



DIMENSIONS FOR 400# CLASS VALVES

SIZE	A	B	C	D	WEIGHT
4"	11½	10	7¾	1¾	150#
6"	15	12½	10¾	1¾	275#
8"	19½	15	13	2¾	450#
10"	24½	17½	25¼	2¾	675#
12"	27½	20½	17¾	2½	825#
14"	30	23	20¼	2¾	1400#
16"	30	25½	22½	2¾	1700#
18"	33	28	24¾	2¾	2250#
20"	32	30½	27	3	2550#
24"	38	36	32	3¾	3700#
30"	52	43	39¼	4¼	7000#

DIMENSIONS FOR 600# CLASS VALVES

SIZE	A	B	C	D	WEIGHT
4"	11¾	10¾	8½	1¾	260#
6"	15¼	14	11½	2¾	325#
8"	19¼	16½	13¾	2¾	525#
10"	24¾	20	17	2¾	750#
12"	27¾	22	19¼	2¾	925#
14"	30¾	23¾	20¾	3	1600#
16"	30½	27	23¾	3¼	1950#
18"	33¾	29¼	25¾	3½	2500#
20"	32½	32	28½	3¼	2900#
24"	38¾	37	33	4¼	4000#
30"	52¾	44½	40¼	4¾	7500#

NOTE: DIMENSIONS FOR BUTT WELD END VALVES AND VALVES FOR HIGHER PRESSURE CLASS READILY AVAILABLE FROM OUR ENGINEERING DEPARTMENT.

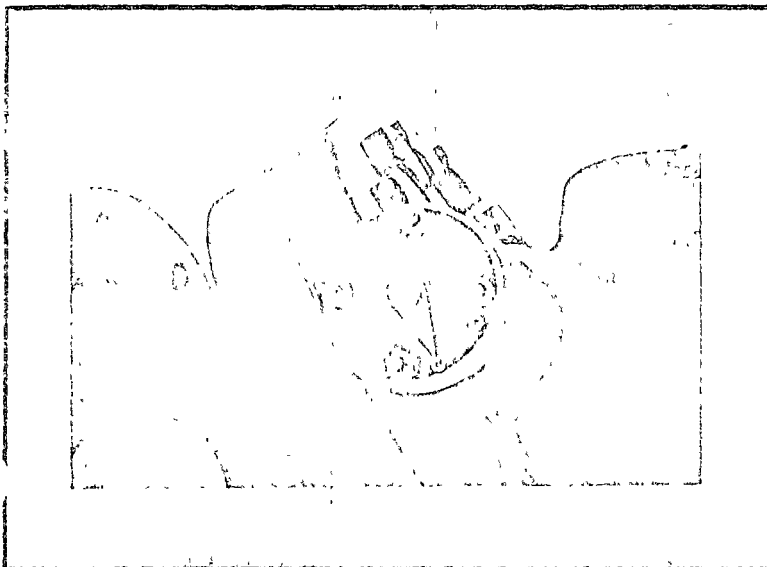
MATERIALS: BODIES & DISC CAST STEEL (A.S.T.M. A-27-57/70-36)
SEAT & DISC RINGS — PINS & BUSHINGS — T-304 STAINLESS STEEL (A.S.T.M. A-276)

SPECIFICATION FOR SLANTING DISC CHECK VALVES

Check valve to be APCO Slanting Disc type with 55° angle seating position. Valve must have seat ring and disc ring that are hand replaceable in the field without need for machining. Area throughout valve must be equal to full pipe area. Valves to have sufficient clearance around the pivot pins to permit free seating of disc without binding. Valves shall be guaranteed not to stick closed.

Standard materials of construction shall be cast iron (A.S.T.M. A-48 Class 30) for valve body and disc with centrifugally cast bronze (Navy "M" 88.6.2.4, A.S.T.M. B-143-2A) seat and disc rings. Centrifugally cast aluminum bronze pivot pins (A.S.T.M. B-148-9D) having a Brinell Hardness of 200, used in conjunction with centrifugally cast aluminum bronze bushings (A.S.T.M. B-148-9C) having a Brinell Hardness of 159 to insure maximum wear resistance and prevent galling.

Ductile iron (A.S.T.M. A-339) or cast steel (A.S.T.M. A-27-57/70-36) bodies and stainless steel (Type 304 A.S.T.M. A-276) trim are also available.



VALVE DISC POSITION INDICATOR

The indicator, mounted in the pivot pin housing, shows the exact position of the disc. It is suitable also for mounting counting devices, micro switches for secondary operations, etc.

The indicator is automatically included on any Slanting Disc Check Valve with control equipment. It is also included on all Slanting Disc Check Valves 24" and larger, whether or not they have control equipment.

SIGNAL SWITCH

Electrical signal switches available in conjunction with indicator to give a remote readout at the central power panel that the valve is open or closed at an extra cost.



APCO CUSHION SWING CHECK VALVE

SWING CHECK VALVE

ABOUT CHECK VALVES



There are (4) four basic types of Check Valves, three are listed in several forms:



Swing Check Valve

- a. Single Disc (conventional type)
- b. Slanting Disc
- c. Multi Disc



Lift Check Valve

- a. Poppet
- b. Disc
- c. Ball



Foot Check Valve

- a. Swing—single and multi disc
- b. Lift—single poppet, ball



Flap Check Valve

All these valves perform one single common function; flow thru in one direction but non return.

The important advantage of the Conventional Swing Check Valve is that it offers a full unobstructed flow area and low head loss especially desirable in sewage installations. This is accomplished by locating the disc pivot point well outside the periphery of the disc thus enabling the entire disc to lift clear of the flow. In the majority of installations this is not an advantage due to the fact the disc is considerably

un-balanced and upon closing reverse flow will cause the disc to slam closed.

To prevent any possibility of slamming the Apco Cushion Swing Check Valve is designed with an outside lever and weight. The outside lever and weight causes the disc to close immediately upon pump shutdown and *before* reverse flow takes place into an external air cushion cylinder as described in detail under operations.

OPERATION

1. The discharge velocity head from the pump against disc No. 10 opens the disc and raises the weighted lever No. 29 on the outside of the valve upwards. At the same time, the piston No. 22, inside the cushion cylinder No. 20, is pulled upwards and draws air into the cushion cylinder through the small "one way" check valve No. 30.
2. When reverse flow occurs against the backside of disc No. 10 the pressure forces the disc into the seated position against the seat, while at the same time the piston inside the cushion cylinder is forced downwards. In so doing, the piston traps air in the cushion cylinder because the air cannot escape thru the "one way" small check valve. The only remaining escape route for the air from the cushion cylinder is through the adjusting sleeve between the piston plug and adjusting sleeve at the bottom of the cylinder. The piston plug is tapered and as it enters the adjusting sleeve a cushioning takes place because only a minimal amount of trapped air can be forced out.
3. The cushioning is "factory adjusted" starting when the valve disc is approximately 90% closed. Therefore, the disc closes rapidly thru 90% of its stroke and thru a cushion closing the remaining 10% of stroke shut off.

INSTALLATION

The Apco Cushion Swing Check Valve may be installed horizontally or vertically on the discharge side of the pump to suit the available space.

The counter weight arm is recommended to be equipped with a weight No. 29 for most installations. The weight will hold the disc No. 10 against the seat to keep the valve closed and can be removed if not required.

MODEL NO.	6004	6006	6008	6010	6012	6014	6016	6018	6020	6024	6030	6036
VALVE SIZE	4"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	30"	36"
A Face to Face	13	17½	18	23	28	33	36	40	40	48	55	63
B Center to Top	8½	9	12	14	14	18	18	21	21	25	40	45
C Center to Bottom	9	9	9	9	11	14	14	16	16	21	28	30
D Side Clearance	10	12	14	15	17	21	21	20	28	44	50	55
E Flange Diameter	9	11	13½	16	19	21	23½	25	27½	32	38¾	46
F Flange Thickness	¾	1	1⅛	1⅜	1½	1⅝	1⅞	2	2¼	2½	2⅞	3¼
G Diameter Bolt Circle	7½	9½	11¾	14¼	17	18¾	21¼	22¾	25	29½	36	42¾
H No. of Holes	8	8	8	12	12	12	16	16	20	20	28	32
J Diameter Bolt Holes	¾	⅞	⅞	1	1	1⅛	1⅛	1¼	1¼	1½	1½	1¾
E Flange Diameter	10	12½	15	17½	20½	23	25½	28	30½	36	43	50
F Flange Thickness	1¼	1⅜	1⅝	1⅞	2	2¼	2½	2⅞	3¼	3½	4	4⅝
G Diameter Bolt Circle	7⅞	10⅞	13	15½	17¾	20¼	22½	24¾	27	32	39¼	46
H No. of Holes	8	12	12	16	16	20	20	24	24	24	28	32
J Diameter Bolt Holes	⅞	⅞	1	1⅛	1¼	1¼	1⅝	1⅝	1⅞	1¾	2	2¼
Approx Ship Weights	165	375	475	650	885	1385	1775	2000	2100	2850	5900	7600

125#
CLASS

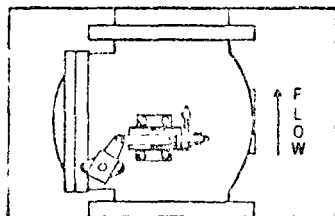
250#
CLASS

FEATURES

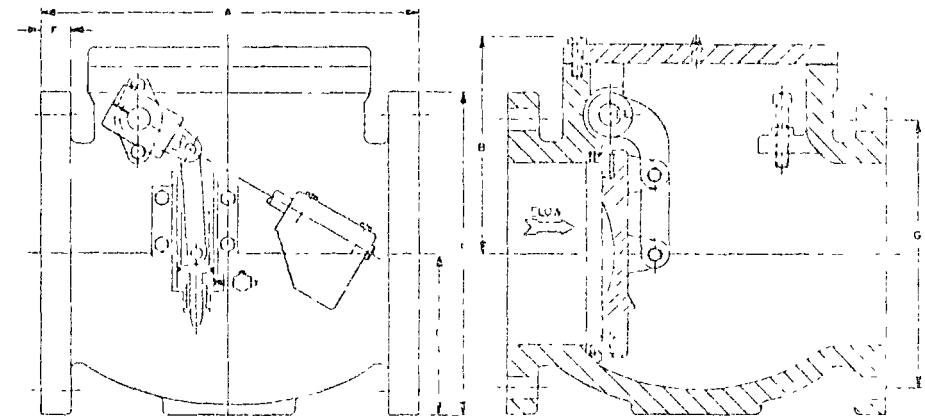
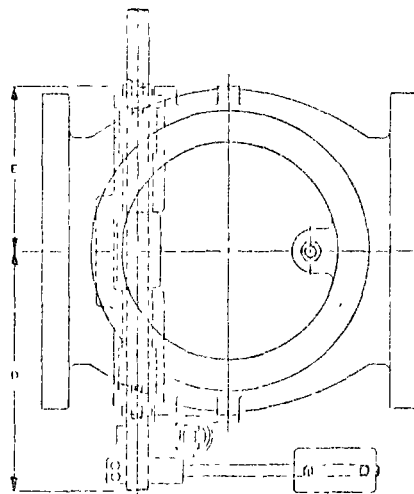
Only by APCO

1. External parts could be located on either side of the body.
2. Easily replaceable non-corrosive and tough seat.
3. All Internal parts can be easily replaced.

Above features can be done without removing valve from the line.



THE APCO CUSHION SWING CHECK VALVE WILL OPERATE EQUALLY AS WELL IN THE VERTICAL POSITION



THE APCO CUSHION SWING CHECK VALVE IS RECOMMENDED FOR USE ON RAW SEWAGE

The external air cushion cylinder is adjustable as follows:

Increased cushioning—screw up (clockwise) adjusting sleeve No. 24

Decreased cushioning—screw out (counter clockwise) the adjusting sleeve.

More rapid disc closing — move weight towards outer end of lever.

Less rapid disc closing — move weight towards pivot shaft.

OPERATION

The cushion swing check valve shall be constructed of heavy cast iron or cast steel body with a bronze or stainless steel seat ring with single continuous stainless steel shaft for attachment of outside weight and lever, and complete non-corrosive control cushion cylinder.

The valve shall prevent the return of water, oil or gas back through the valve on pump shut off or power failure and be tight seating. The seat ring must be renewable and be securely held in place by stainless steel screws.

The cushion cylinder assembly shall be externally attached to the side of the valve body with the piston operating in the cylinder in a manner that will permit

the valve to be operated without slamming. The cushioning shall be by air, and the cushion cylinder shall be so arranged that the closing speed can be adjusted to suit the application.

The valve disc shall be cast iron or cast steel suspended from a stainless steel shaft which shall pass through a stuffing box and be connected to the cushion cylinder on the outside of the valve.

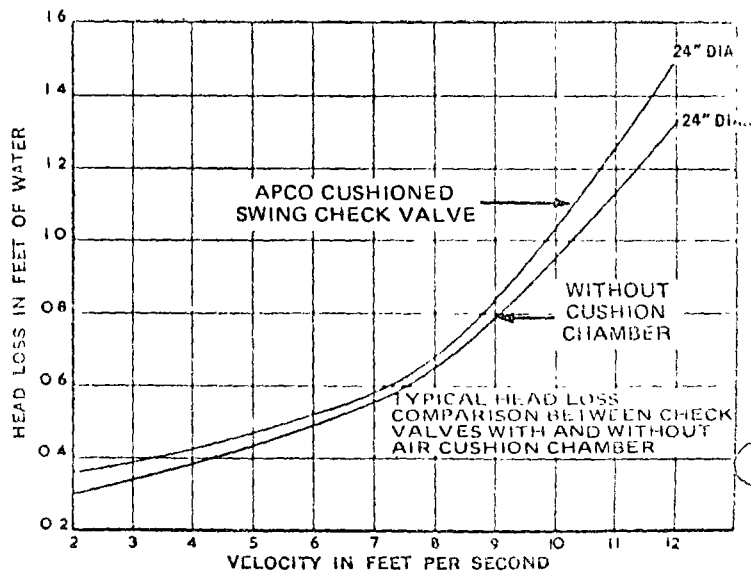
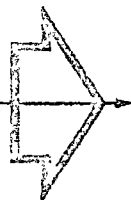
This valve shall be guaranteed for a period of one year against failure to operate satisfactorily due to faulty workmanship or defective material. The valve shall be Apco Series 6000 125 lb. or 250 lb. class as manufactured by Valve & Primer Corp., Schaumburg, Ill.

TYPICAL MATERIALS

NOTE: OTHER MATERIALS AVAILABLE UPON REQUEST

PART	MATERIAL	ASTM or SAE
Body, Cover, Disc, Levers	Cast Iron (semi-steel) or Cast Steel	A48 Class 30 A27-57/70-36
Disc Arm	Bronze or Stainless Steel	B143-2A A-276
Seat Ring (Body)	Buna-N or Metal	80 Dur /To Suite
Seat Ring (Disc)	Composition or Buna-N	Garlock 660
Gasket	Stainless Steel	Type 303
Pivot Shaft	Steel	Commercial
Studs, Bolts, Nuts	Bronze	B 62
Cushion Cylinder	Composition	Garlock 234
Stuffing Box Packing		

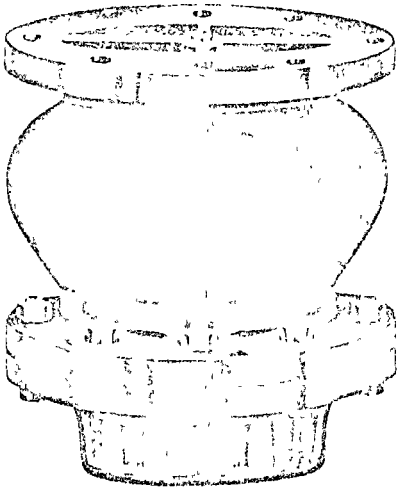
CONVENTIONAL SWING CHECK VALVES



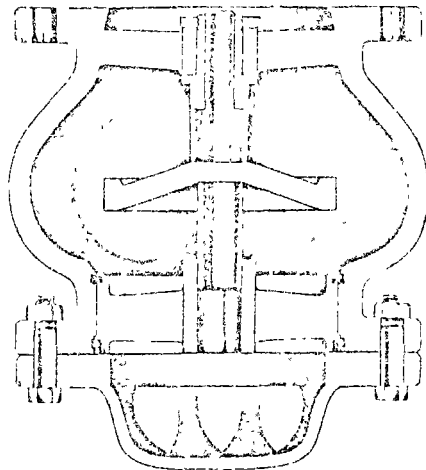
APCO

FULL FLOW FOOT VALVES

for positive prime



1400 SERIES
125 LB. A.S.A.



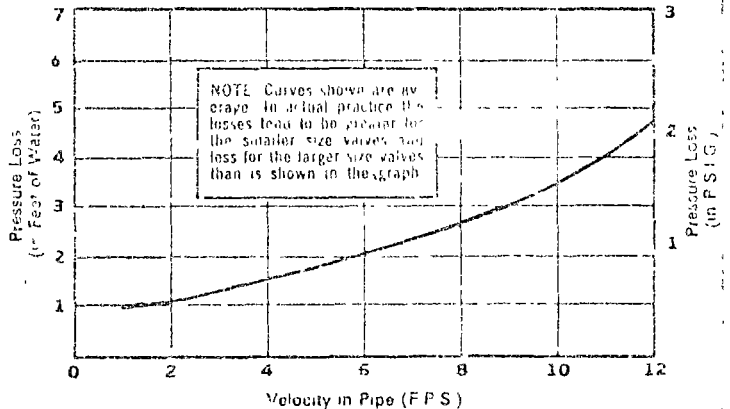
SIZES 3" THROUGH 36"

CHECK THESE FEATURES THAT MAKE APCO FULL FLOW FOOT VALVES YOUR NUMBER ONE CHOICE

- ... 10% greater flow area than pipe size insures minimal head loss
- ... 100% hydrostatically tested at twice flange working pressure
- ... drop tight resilient seating
- ... all parts easily replaced in the field
- ... highest quality materials of construction
- ... precision machined to insure top performance
- ... heavy duty
- ... galvanized strainer bolts

ONLY APCO OFFERS ALL THESE FEATURES

TYPICAL FRICTION LOSS CHART



WHAT IS A FOOT VALVE?

A Foot Valve is a form of check valve, installed at the bottom of the suction line and inside the wet well. The Foot Valve is an inexpensive way to prime a single centrifugal pump.

HOW IT WORKS...

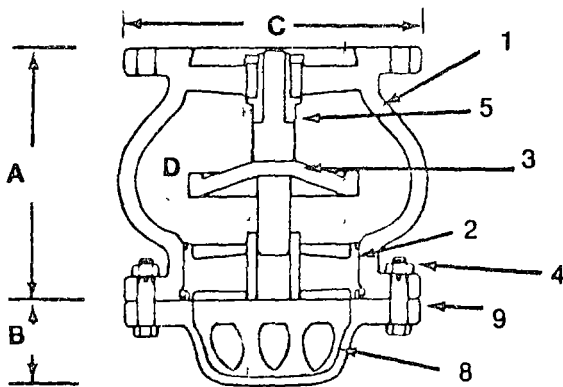
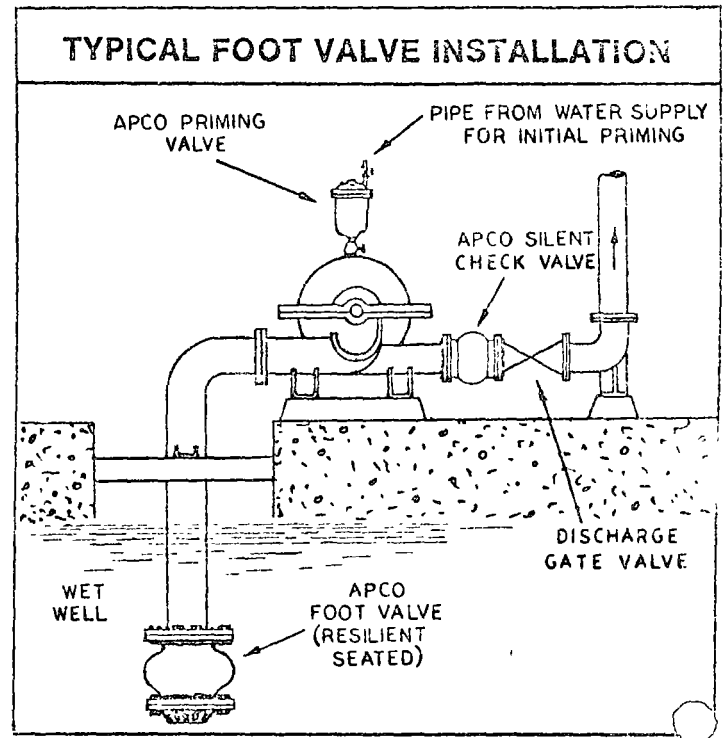
The Foot Valve is installed in the vertical position with the direction of flow upwards. In this position the Foot Valve is in the normally closed position. Prior to initial start up of the centrifugal pump it is recommended to manually fill the suction line with water. In this way risk of damage to the centrifugal pump from running dry is eliminated.

Once the suction line is filled the Foot Valve takes over and opens while the centrifugal pump is running and closes when the pump stops running to maintain a flooded suction and primed pump.

SELECTION CARE...

Since the Foot Valve is continually submerged in the wet well and not readily accessible for inspection or repair it is important to select a Foot Valve of high quality long wearing construction.

The Apco Foot Valve is such a valve with a heavy cast iron body, rugged bronze internals and most important drop tight resilient seating to guarantee no loss of suction.



125# CLASS

SIZE	A	B	D	C	WEIGHT
3	6	4 $\frac{7}{8}$	6 $\frac{1}{4}$	7 $\frac{1}{2}$	38
4	7 $\frac{1}{4}$	4 $\frac{7}{8}$	7 $\frac{3}{8}$	9	51
5	8 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{7}{8}$	8 $\frac{5}{8}$	10	72
6	9	5	10 $\frac{1}{4}$	11	95
8	10 $\frac{5}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	13 $\frac{1}{8}$	13 $\frac{1}{2}$	146
10	12 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{8}$	16 $\frac{5}{8}$	16	219
12	14 $\frac{3}{8}$	5 $\frac{1}{4}$	20 $\frac{1}{8}$	19	335
14	15 $\frac{3}{4}$	5 $\frac{3}{8}$	22 $\frac{3}{8}$	21	450
16	17 $\frac{5}{8}$	5 $\frac{3}{8}$	25 $\frac{3}{8}$	23 $\frac{1}{2}$	570
18	18 $\frac{3}{4}$	5 $\frac{1}{2}$	27 $\frac{3}{4}$	25	700
20	20 $\frac{5}{8}$	5 $\frac{5}{8}$	31 $\frac{1}{8}$	27 $\frac{1}{2}$	845
24	24	5 $\frac{3}{4}$	37	32	1595
30	29	6	45	38 $\frac{3}{4}$	2020

250# CLASS

SIZE	A	B	D	C	WEIGHT
3	6	5	6 $\frac{1}{4}$	8 $\frac{1}{4}$	41
4	7 $\frac{1}{4}$	5 $\frac{1}{8}$	7 $\frac{3}{8}$	10	64
5	8 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{4}$	8 $\frac{5}{8}$	11	95
6	9	5 $\frac{3}{8}$	10 $\frac{1}{4}$	12 $\frac{1}{2}$	121
8	10 $\frac{5}{8}$	5 $\frac{1}{2}$	13 $\frac{1}{8}$	15	189
10	12 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{3}{4}$	16 $\frac{5}{8}$	17 $\frac{1}{2}$	297
12	14 $\frac{3}{8}$	5 $\frac{3}{8}$	20 $\frac{1}{8}$	20 $\frac{1}{2}$	385
14	15 $\frac{3}{4}$	6	22 $\frac{3}{8}$	23	540
16	17 $\frac{5}{8}$	6 $\frac{1}{8}$	25 $\frac{3}{8}$	25 $\frac{1}{2}$	750
18	18 $\frac{3}{4}$	6 $\frac{1}{4}$	27 $\frac{3}{4}$	28	980
20	20 $\frac{5}{8}$	6 $\frac{3}{8}$	31 $\frac{1}{8}$	30 $\frac{1}{2}$	1235
24	24	6 $\frac{1}{2}$	37	36	1945
30	29	6 $\frac{3}{4}$	45	43	2350

NAME and PARTS NO.

1 — BODY

2 — SEAT

3 — PLUG

4 — BOLTS & NUTS

5 — BUSHING

6 — RETAIN SCR'S

8 — STRAINER

9 — GASKET

DESCRIPTION

CAST IRON

BRONZE

BRONZE W/BUNA

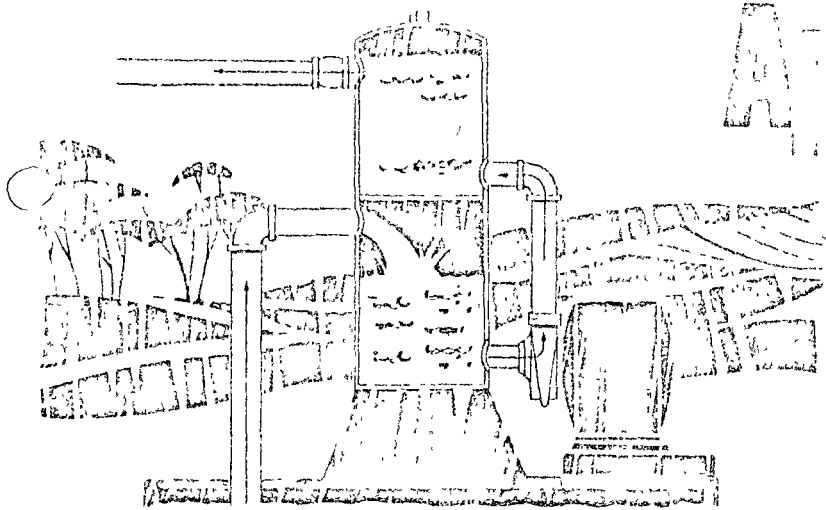
GALV. STEEL

BRONZE

STAINLESS

CAST IRON

ASBESTOS



APCO

AUTOMATIC

Apco Automatic Primers (Patented)

Uses—Apco Automatic Pump Primers are used on suction lift, unsubmerged centrifugal pumps for water supply systems, sewage disposal, sump pumping, trench and irrigation work, unloading tanks and tank cars. They are especially valuable on intermittent pumping service.

What the Apco Automatic Primer is—

The Apco Primer is a simple tank and piping system, without moving parts or anything to get out of order. Its operation is entirely automatic and requires no attention. It does not affect the characteristics of the pump, to which it is connected. It will operate on suction lines of any length, against any head, and at any capacity.

How It Works—The Apco Primer automatically primes the pumps to which it is attached, whenever the pump is shut down, thus automatically keeping the pump always ready to pick up its load. Reference to the two diagrams on this page will give a clear idea of how simply and efficiently the Apco works.

Advantages of the Apco Primer—

- 1 The Apco costs but little to install, and nothing to operate.
- 2 It is entirely automatic and dependable.
- 3 Use of Apco Primers permits using unsubmerged horizontal centrifugal pumps placed where handiest to get at.
- 4 Use of the Apco does not require the use of the vertical thrust bearings and foot valves which so often give trouble in other types of installations.

- 5 The automatic operation of the Apco Primer permits remote pump control, very often desirable, for instance, in sump pumping and in water supply systems for towns, estates, golf courses, paper mills, steel mills and similar applications.

For Liquids Other Than Clear Water—

When the primer is used on thin sewage or water of high turbidity, please note in your inquiry or order the type of material to be handled so that the openings in the primer can be so placed that practically all of the solids in the water will be carried into the pump suction due to the agitation of the water entering this lower section and the water entering the upper section of the primer keeps the water in an agitated state so that most of the solids are carried through the discharge pipe. Any solids remaining in this upper section when the pump is shut down flow back through the pump to be carried out when the pump is restarted. Cleanout openings are also provided in both sections of the primer near the bottom so that any collection of solids can be flushed out. These cleanout openings can be piped with valves adjacent to the primer so that flushing can be done with the shutting down of the primer. These valves and pipe connections are not furnished with the primer, as these openings are plugged.

For Corrosive Liquids. Primers can be furnished made of special materials for handling acids and other corrosive liquids.

Rubber Lined Primers—All primers can be made for rubber or plastic lining at special prices.

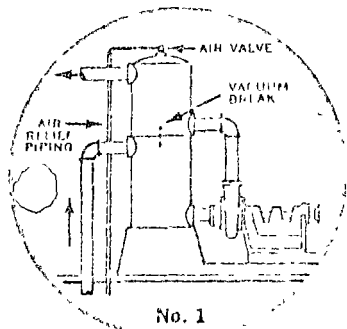
Vacuum Break or Equalizer—The vacuum break shown in the illustration above is a pipe connecting the upper and lower sections of the primer to equalize pressure when the pump is shut down and the water is returning to the lower section of the primer. When operating with liquids other than clear water, this pipe must be kept clear and is installed with plugged tees for cleaning.

Hooks #2, #3, and #4 show the vacuum break or equalizing pipe connected to the volute of the pump. This type of installation will tend to keep this vacuum break or equalizer free of sediment.

Air Valve—The illustrations show the air valve above the top of the primer. This is for illustration only, as this air valve is screwed into the top of the primer and is entirely out of sight, there being a threaded opening for pipe connections to carry away any small amount of moisture that may be discharged through this valve. It is recommended that where sewage or water of high turbidity be handled that this pipe be omitted and a small pipe line be run from the opening in the top of the tank to the opening in the well or sump from which the water is being pumped. This is to prevent any clogging of this valve with solids.

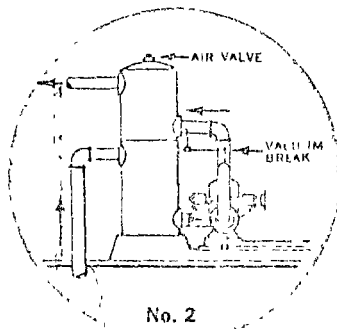
Data Required for Proper Selection—Proper selection of primers requires the following information:

- 1 Diameter of suction pipe.
- 2 Capacity of the pump. From this is determined, by the use of standard tables, the friction loss in the suction pipe and elbows.
- 3 Vertical suction lift. Figure from the water level in the pit, well, or sump to the center line of the pump. To this actual lift must be added the friction head loss in feet as determined in item 2.
- 4 Total length of suction. Figure horizontal as well as vertical runs. The



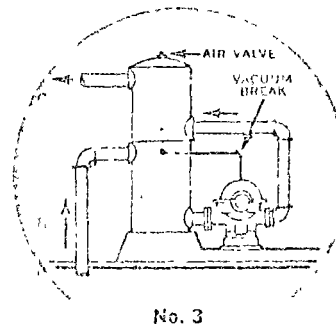
No. 1

When pumping dirty greasy water air relief piping may be used



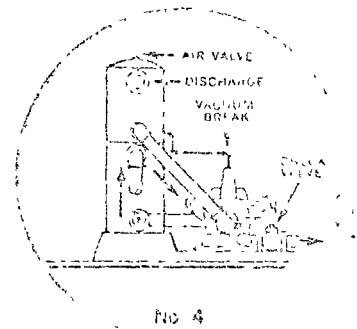
No. 2

Primer at end of double suction pump



No. 3

Primer at side of double suction pump



No. 4

When pumping at high pressure this arrangement may be used

PRIMERS

figures in the accompanying table give the maximum length of suction pipe that primers will handle at various lifts. These figures must not be exceeded.

- 5 Total head of discharge. This is required in order to determine the pressure for which the primer must be built

Information on specific applications of Apco Primers will be promptly furnished upon submittal of data.

Erecting Instructions—Select the hook up best meeting requirements and make piping as shown

Suction piping must be tight and tested for leaks

Pump stuffing boxes must be fully packed and properly drawn up to prevent leakage.

If water seal is provided it must be examined for correct working.

When air relief piping is used it should follow pump suction to a point below the top of the sump but always open to air.

Vacuum break is complete as shipped except that in hook-ups 2, 3, 4, it should be connected to pump vent.

No foot valve is to be installed on suction pipe

No check valve is to be installed between pump and primer.

A check valve may be used on final discharge from primer.

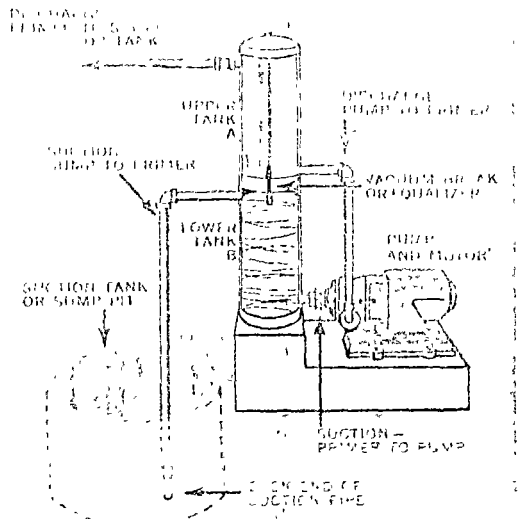
Operating Instructions—Fill lower compartment with water which makes the installation ready to operate automatically and it will do so indefinitely if installation has been properly made.

On dirty, greasy water any failure to prime after first starting up is probably caused by stoppage of vacuum break or air valve.

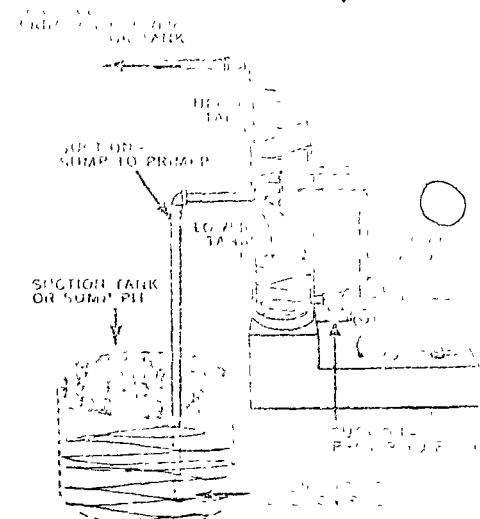
The primer does not affect the operation of the pump except to keep it primed at all times.

Sizes and Weights—Apco Primers are made for any desired capacity. Weight given in table are for 50 lb. working pressure. For working pressure over 50 lb., write for information.

Welding flanges for threaded pipe are used on all openings up to and including 5 in., above that size, flanged saddles for flanged pipe are used.



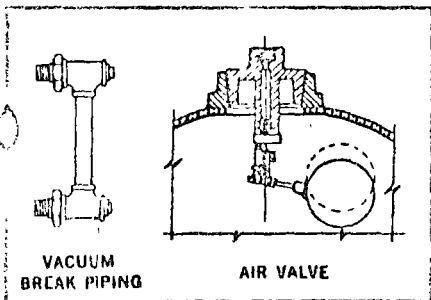
Phantom View of Apco Primer in Use with Pump Stopped—When the pump stops, the liquid in the upper chamber runs back into the pump and lower chamber of primer, by gravity, thus refilling them with liquid and keeping the pump always ready for starting.



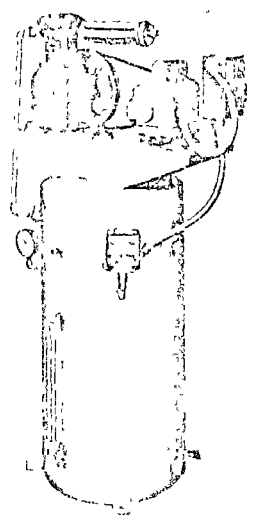
Phantom View of Apco Primer in Use with Pump Running—When the pump is running, the liquid in the lower chamber is drawn into the pump and the upper chamber is refilled with liquid from the lower chamber. This refilling occurs in this chamber which is above the pump or well, and the suction pipe does not flow through the pump to the pump.

SELECTION DATA

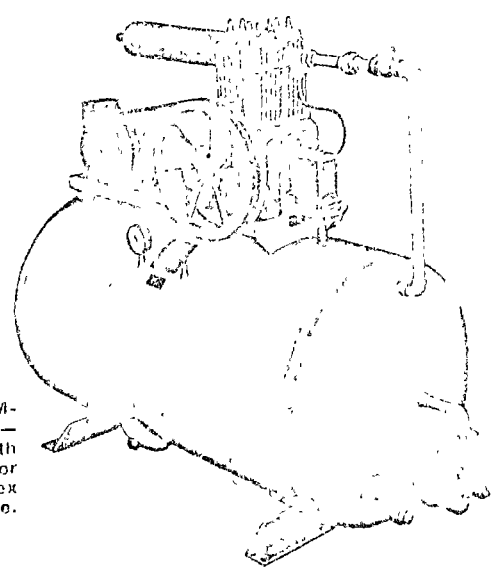
Size	Dimensions, inches	Size Pipe, inches	Maximum Length of Suction Pipe Primers Will Handle on These Lifts				Weight, Lbs. 50 Lbs. Pressure
			5'	10'	15'	20'	
0	8x36	1	38	30	24	50	
		1½	15	12		50	
1	10x40	1	60	50	40	65	
		1½	30	25	20	65	
		2	15	12		65	
2	12x48	1	115	95	75	100	
		1½	50	42	32	100	
		2	35	24	16	100	
		2½	16	12		100	
3	16x48	1½	115	95	75	160	
		2	62	50	38	160	
		2½	40	32	23	160	
		3	26	20	15	160	
4	20x66	2	130	110	90	280	
		2½	85	70	55	280	
		3	60	48	35	280	
		4	30	25	20	280	
		5	18	14		340	
5	24x72	2½	160	130	100	385	
		3	115	94	70	385	
		4	65	52	40	385	
		5	40	32	22	445	
		6	25	20	16	505	
		5A	30x72	3	170	140	110
4	100			80	60	525	
5	65			52	40	585	
6	43			34	25	645	
8	25			20	15	725	
6	30x96	4	128	100	77	760	
		5	82	65	50	820	
		6	56	44	36	880	
		8	32	25	19	960	
		10	20	15		1120	
6A	36x72	4	140	115	90	740	
		5	90	76	57	800	
		6	64	50	39	860	
		8	36	29	22	940	
		10	22	18		1100	
7	36x96	4	186	145	110	935	
		5	118	93	70	995	
		6	80	64	49	1055	
		8	46	36	28	1135	
		10	28	23	17	1295	
8	42x96	5	160	125	95	1240	
		6	105	86	66	1300	
		8	62	50	38	1380	
		10	40	30	23	1540	
		12	27	22	16	1740	
9	48x96	6	140	112	87	1795	
		8	82	65	50	1875	
		10	50	40	30	2035	
		12	36	28	21	2235	
		14	26	21	16	2435	
10	54x96	6	180	144	110	2290	
		8	104	82	63	2370	
		10	65	52	40	2530	
		12	45	36	27	2740	
		14	33	26	20	2930	



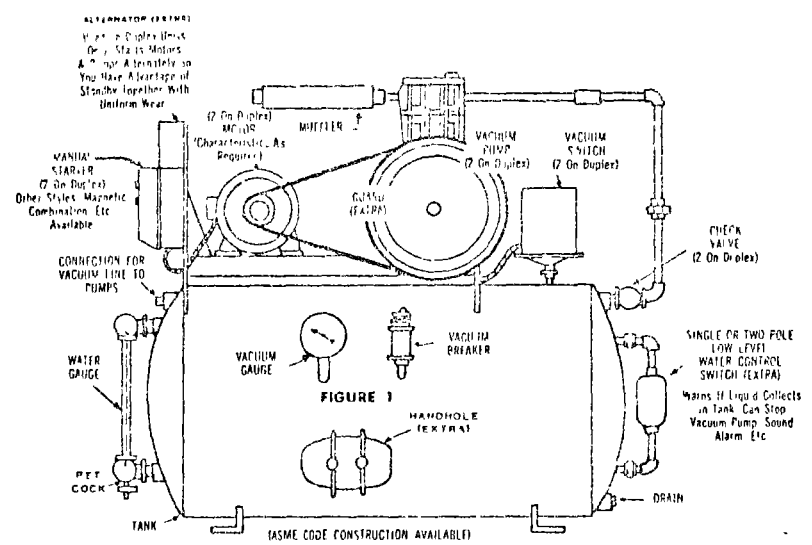
V-A-80



NO. 1 V-APCO SIMPLEX PRIMER—One vacuum pump with one driver (electric motor or gas engine).



TYPICAL V-APCO SIMPLEX PRIMER SYSTEM—One vacuum pump with one driver (electric motor or gas engine) Duplex drive system also available.



HOW THE PRIMER WORKS

The V-APCO Primer automatically stops and starts itself to maintain a minimum vacuum in its tank at all times regardless of whether the centrifugal pumps it serves are operating or not.

A vacuum header is run from the V-APCO Primer to the centrifugal pumps and a connection made to the Priming Valve mounted on each pump (See Fig. 1). The vacuum in the Primer tank removes the air from the pump and suction line via the vacuum header and Priming Valve. Water rises up the suction

line and fills the pump. The water cannot enter the vacuum header because the float mechanism in the Priming Valve closes when the water reaches it.

If, for any reason, the water level in the pump drops, the priming valve immediately opens and the vacuum restores the water level.

The pumps are thus kept permanently primed.

STANDARD V-APCO PRIMER SIZES

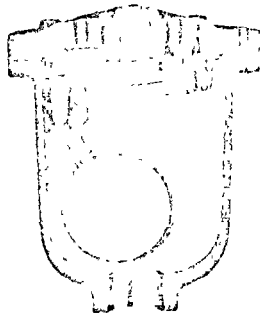
Primer Size	Vacuum Pump Displacement Cubic Feet 2 on Duplex)	Motor H.P. (2 on Duplex)	Vacuum Tank Size	Weight Approx. Lbs.		Approx. Overall Dimensions				Anchor Bolt Plan		Priming Valve Size **	Number & Size of Anchor Bolts
				Simplex	Duplex	Length ***	Width Simplex	Width Duplex	Height	A	B		
0	2.5	1/4	16x30	150	190	40	16	22	30	16	10 1/2	1" 200AP	4 - 1/2
1	6	1/2	18x36*	300	400	36	20	30	58	14 1/2	14 1/2	1" 200AP	4 - 1/2
2	10	1	24x42	550	650	55	28	32	45	33 1/2	24	1" 200AP	4 - 1/2
3	18	1 1/2	24x47	600	700	55	28	32	45	33 1/2	24	2" 200P	4 - 1/2
3A	30	2	30x48	900	1100	60	30	44	58	39 1/2	26	2" 200P	4 - 1/2
4A	45	3	30x48	950	1150	60	30	44	62	39 1/2	26	2" 200P	4 - 1/2
5	60	3	36x48	1000	1360	60	36	48	60	45 1/2	26	2" 200AP 200AP	4 - 1/2
6	100	5	48x72	1500	1860	8 1/2	48	54	76	66 1/2	36	2" 200AP 300AP	4 - 1/2

NOTE: Primer Price does not include priming valve

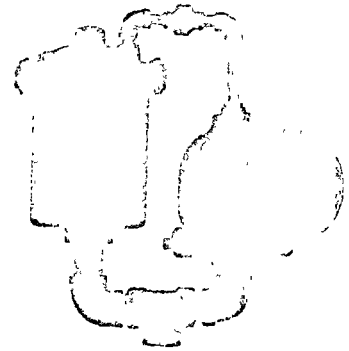
AUTOMATIC PUMP PRIMER



1" #200AP V-APCO
Priming Valve



2" #200P V-APCO
Priming Valve



1" #2123P

PRIMING VALVES

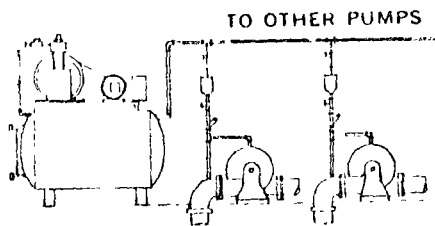
Installation—Mount a Priming Valve on top of each pump to be primed, per Fig 2. Run a vacuum line (1" if #200AP or 2" if #200P Priming Valves are used) from the V-APCO Primer tank over to the pumps with a connection (1/2" for #200AP and 1" for #200P) to each Priming Valve. Connect power wires to starter on Primer.

Primer is now ready for operation.

Priming Valve with Water-level Switch

This arrangement, which is shipped completely assembled as shown, is used to break the motor circuit and prevent the pumps from running if not primed or sound an alarm or light a warning lamp if a stationary pump should lose its prime.

Fig. 1



NOTE:
MUST BE
MIN. 1" PIPE

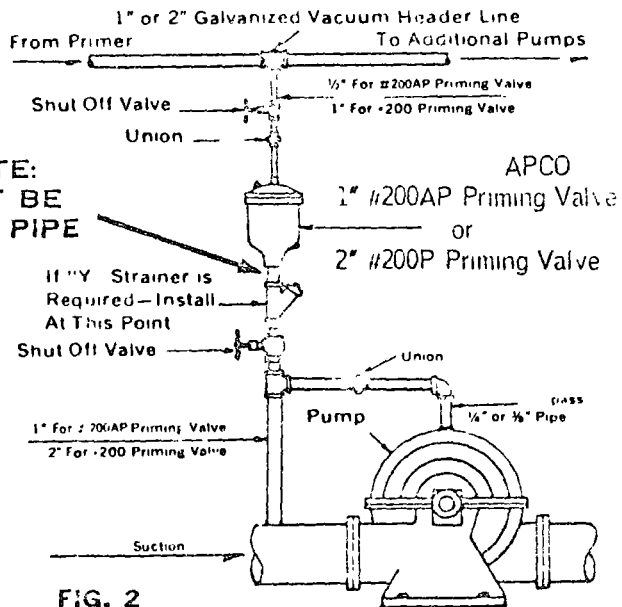
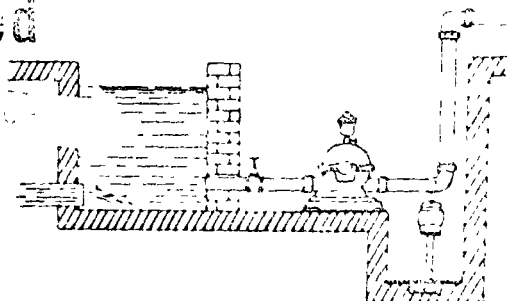
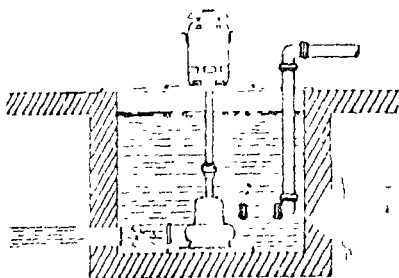


FIG. 2

LOCATION OF PRIMER WITH RESPECT TO PUMPS

The primer may be installed in any position relative to the pumps to be primed—above or below, near or distant.

Eliminates Outdated



How to select a V-APCO primer

1 Determine the Approximate Volumetric Content in cubic feet of the suction line and pumps to be primed. Table A will help determine the content of the line. The pump content can be estimated.

2 Enter Table B with the Volumetric Content and select the correct size Primer. If there are five or more pumps on a system, use the next size larger.

3 Is a Standby Necessary, for the Following Reasons?

- (a) As protection against mechanical failure. If necessary, select a Duplex Primer (one with duplicate vacuum pumps, motors and controls) one size smaller than the one selected in Step 2.
- (b) As protection against power failure. If necessary, select one of the following: A Duplex Primer (same size as found in Step 2) with two vacuum pumps, one driven by an electric motor and one driven by a gasoline engine with a centrifugal clutch, OR A Dual-Drive Primer (same size as found in Step 2) with one vacuum pump having an alternate electric motor or gasoline engine drive. This unit is cheaper but takes approximately 15 minutes to get in operation because the drive belt has to be changed over from the electric-motor pulley to the gas-engine pulley. Gas Engine Drivers are available both manual and fully automatic stop-start.

4 Priming Valves—A priming valve must be furnished for each pump in the system which is to be primed. See table of Standard Primers for correct priming valve.

TABLE A CUBIC FEET OF AIR IN SUCTION PIPE

SUCTION PIPE DIAMETER INCHES	LINEAR FEET OF SUCTION PIPE												
	10	20	30	40	50	75	100	150	200	300	400	500	1000
2	0.23	0.47	0.70	0.93	1.17	1.75	2.33	3.50	4.70	7.00	9.30	11.6	23.3
3	0.51	1.03	1.53	2.06	2.57	3.86	5.14	7.71	10.3	15.3	20.6	25.7	51.4
4	0.88	1.77	2.66	3.54	4.43	6.64	8.85	13.2	17.7	26.6	35.4	44.2	88.5
6	2.01	4.02	6.03	8.04	10.0	15.0	20.1	30.1	40.2	60.3	80.4	100	201
8	3.55	7.10	10.6	14.2	17.7	26.6	35.5	53.2	71.0	106	142	177	355
10	5.67	11.3	17.0	22.8	28.3	42.5	56.7	85.0	113	170	228	285	570
12	7.98	16.0	23.9	31.9	39.9	59.8	79.8	119	160	239	319	399	798
14	9.22	18.4	27.6	36.8	46.1	69.1	92.1	138	184	276	368	461	922
16	12.2	24.5	36.8	49.0	61.3	92.0	122	184	245	368	490	613	1227
18	15.7	31.5	47.2	63.0	78.8	118	157	236	315	472	630	788	1576
20	17.6	35.3	53.0	70.6	88.3	132	176	265	353	530	706	883	1767
24	27.6	55.2	82.8	110	138	207	276	414	552	828	1104	1380	2761
30	45.8	91.7	137	183	229	344	458	688	917	1376	1834	2293	4587
36	69.0	138	207	276	345	517.5	690	1035	1380	2070	2760	3450	6900
48	120	240	361	481	602	903	1204	1807	2409	3614	4819	6024	12048

TABLE B

VOLUMETRIC CONTENT OF SYSTEM IN CUBIC FEET	SIZE PRIMER TO USE
10 to 25	0
25 to 50	1
50 to 100	2
100 to 200	3
200 to 350	3A
350 to 500	4A
500 to 1000	5
Over 1000	6

PRIMING PUMPS HANDLING VOLATILES, ACIDS, SEA WATER, ETC.

Volatiles . . . V-APCO Primers are furnished with explosion-proof equipment for handling volatile liquids

ACIDS, Sea Water, Etc. . . . A standard V-APCO Primer will work perfectly—the priming valve, however, must be furnished with the suitable trim for the liquid involved. A wide variety of trim is kept in stock.

Outdoor Locations . . . Weatherproof V-APCO Primers are available for such locations.

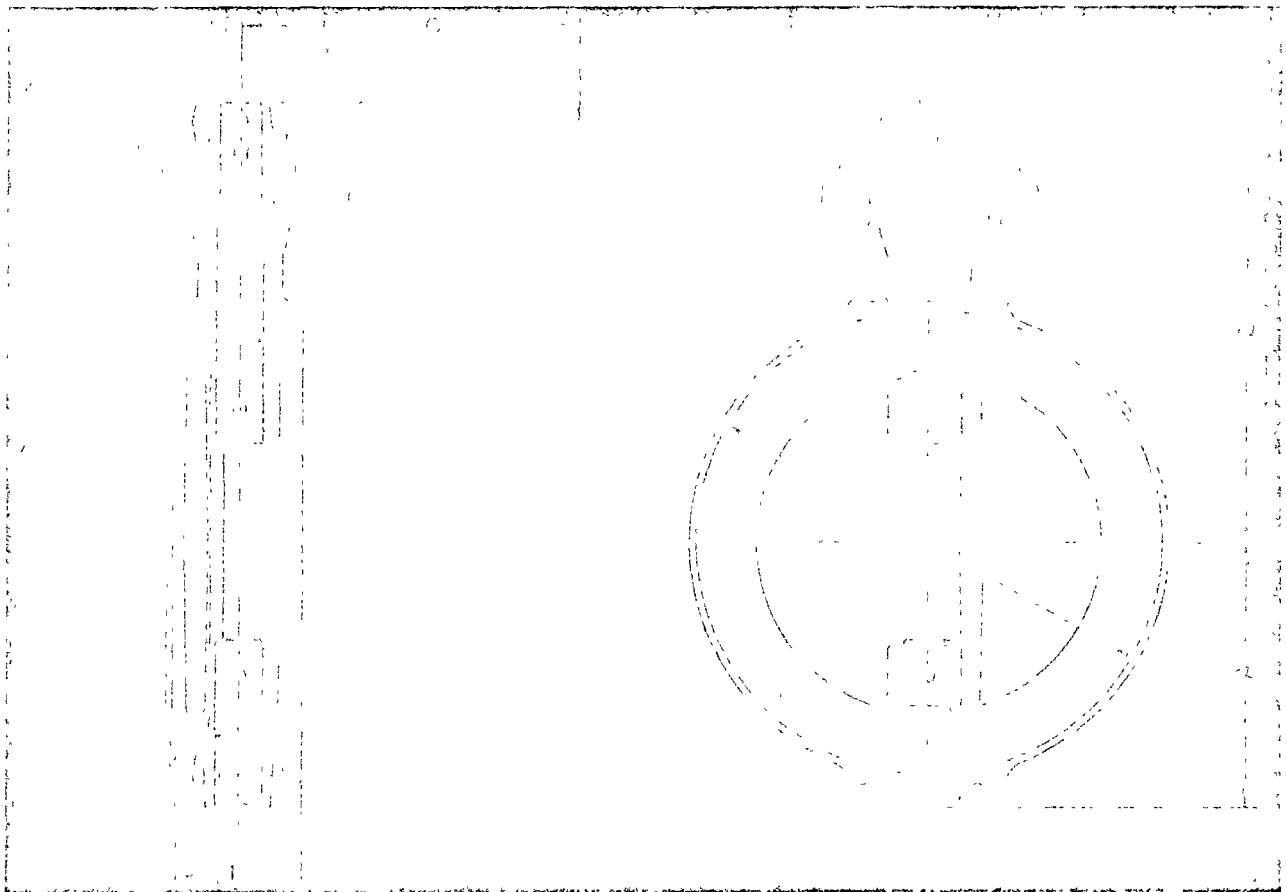
Sewage . . . The standard V-APCO Primer can be used for sewage, however, a #400P sewage priming valve should be used in place of the standard priming valves.

MR. ENGINEER
APCO'S TECHNICAL
BULLETIN "AUTOMATIC
PUMP PRIMERS" IS
AVAILABLE UPON
REQUEST. ASK FOR
BULLETIN 721.



RUBBER SEATED BUTTERFLY VALVE

HAND LEVER OPERATED



Maximum Working Pressure 150 psi

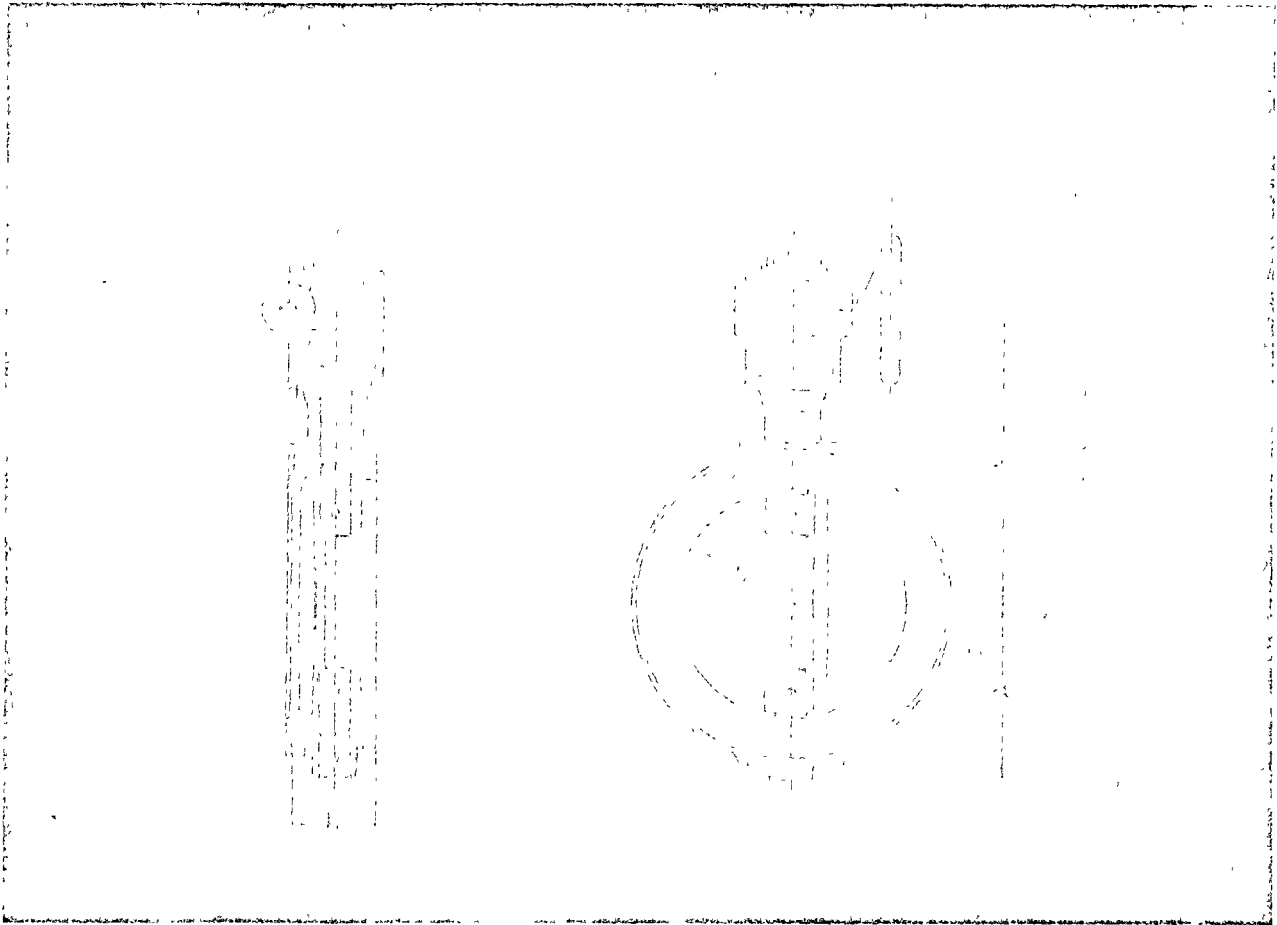
Size	L	A	B	C	D	WT.
2"	1½"	2"	6"	6"	3¾"	6½#
2½"	1½"	2½"	6½"	6"	4¼"	8#
3"	1¾"	2¾"	6¾"	6"	6"	10#
4"	1¾"	3¼"	7"	6"	6¼"	19#
5"	2¼"	4"	7½"	6"	7½"	22#
6"	2½"	4½"	8½"	12"	8½"	31#
8"	2¾"	6"	9½"	12"	10¾"	42#
10"	3"	7"	10¾"	12"	12¾"	67#
12"	3½"	8½"	12¼"	12"	15"	93#
14"	NOT RECOMMENDED WITH HAND LEVERS — See Page 49					
16"						

See page 51 for Design and Mater..

400

RUBBER SEATED BUTTERFLY VALVE

HAND WHEEL OPERATOR



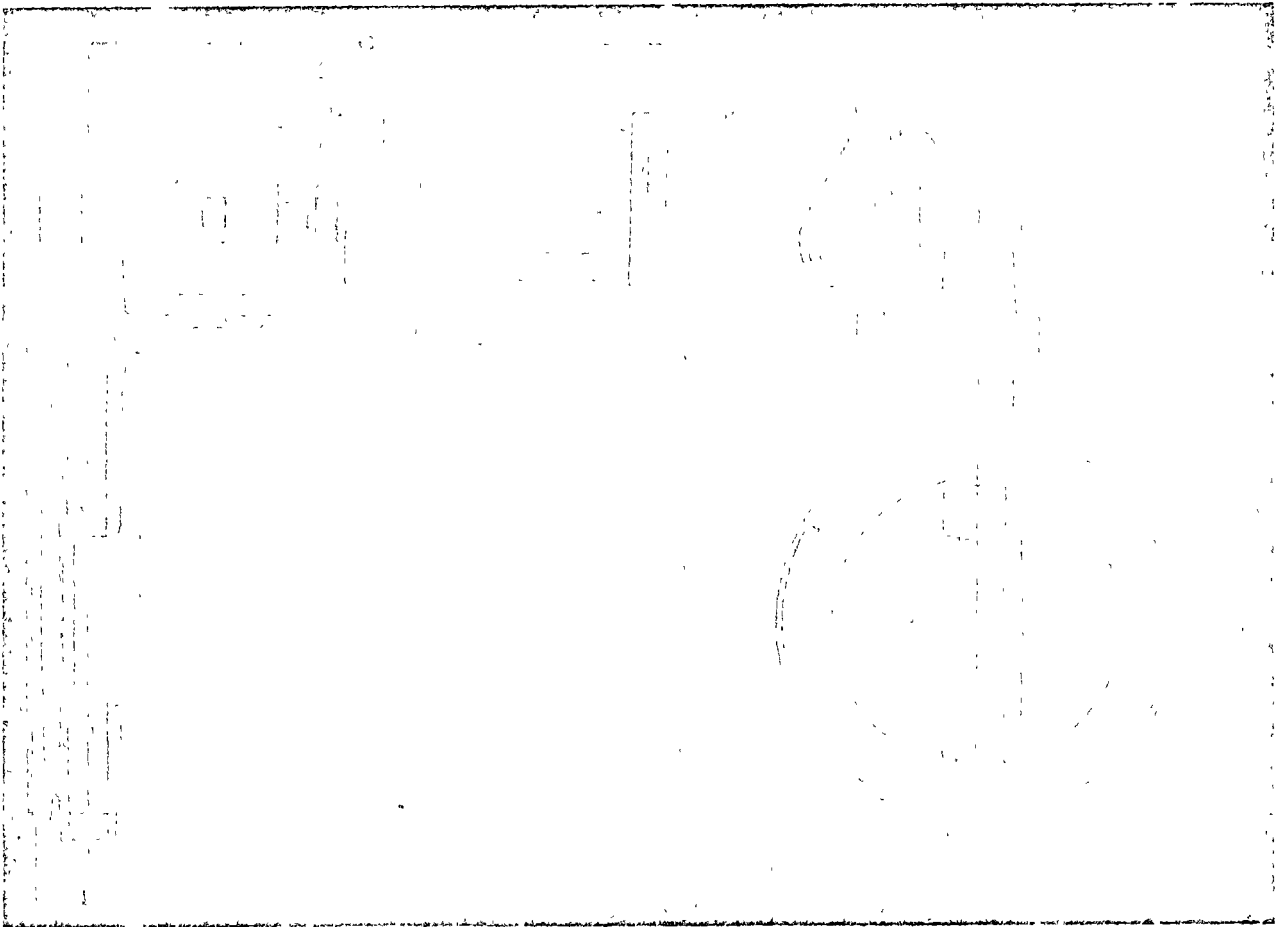
Maximum Working Pressure 150 psi

Size	L	A	B	D	WT.
2"	1½"	2"	10½"	3¾"	23#
2½"	1½"	2½"	11"	4¼"	24#
3"	1¾"	2¾"	11¼"	6"	26#
4"	1¾"	3¾"	11½"	6¼"	35#
5"	2¼"	4"	12¼"	7½"	41#
6"	2½"	4½"	13½"	8½"	50#
8"	2¾"	6"	15"	10¼"	61#
10"	3"	7"	17¾"	12¾"	87#
12"	3½"	8½"	19"	15"	114#
14"	3½"	11¾"	21¾"	16¾"	125#
16"	4"	12¾"	24½"	19"	135#

See page 51 for Design and Material

APCO

RUBBER SEATED BUTTERFLY VALVE CYLINDER OPERATED



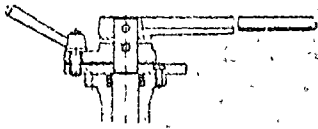
Maximum Working Pressure 150 psi

Size	L	A	B	C	D	WT.
2"	1½"	2"	6"	13"	3¾"	24#
2½"	1½"	2½"	6"	13"	4¼"	25#
3"	1¾"	2¾"	6"	13"	6"	28#
4"	1¾"	3¼"	6"	13¾"	6¼"	38#
5"	2¼"	4"	6"	13¾"	7½"	43#
6"	2½"	4½"	6"	13¾"	8½"	52#
8"	2¾"	6"	8¼"	16½"	10¾"	65#
10"	3"	7"	8¼"	16½"	12¾"	93#
12"	3½"	8½"	8¼"	16½"	15"	120#
14"	3½"	11¾"			16⅝"	150#
16"	4"	12¾"			19"	160#



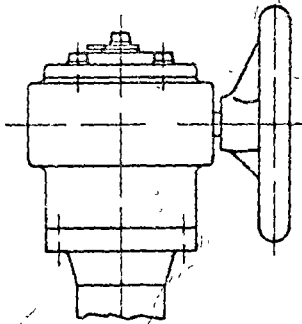
DESIGNS

HAND LEVER OPERATED

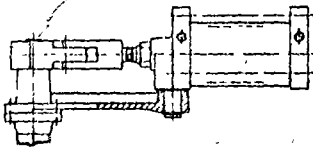


APCO Ring-Type Throttle Valves comprise an interchangeable sealing element within the valve body, handle lever and locking device, sealing element with steel reinforced flange seal vulcanized to it, disc taken up eccentrically inside the valve body, shafts sealed by way of O-rings or self-sealing guide rings.

HAND WHEEL OPERATOR



APCO Ring-Type Throttle Valves comprise an interchangeable sealing element within the valve body and cast iron encased traveling nut and handwheel, sealing element with steel-reinforced flange seal vulcanized to it, disc taken up eccentrically inside the valve body, shafts are sealed by way of O-rings or self-sealing guide rings, traveling nut and screw of alloy quenched and tempered steel, taken up between thrust bearings, worm-wheel segment of spherulitic cast iron.



CYLINDER OPERATED

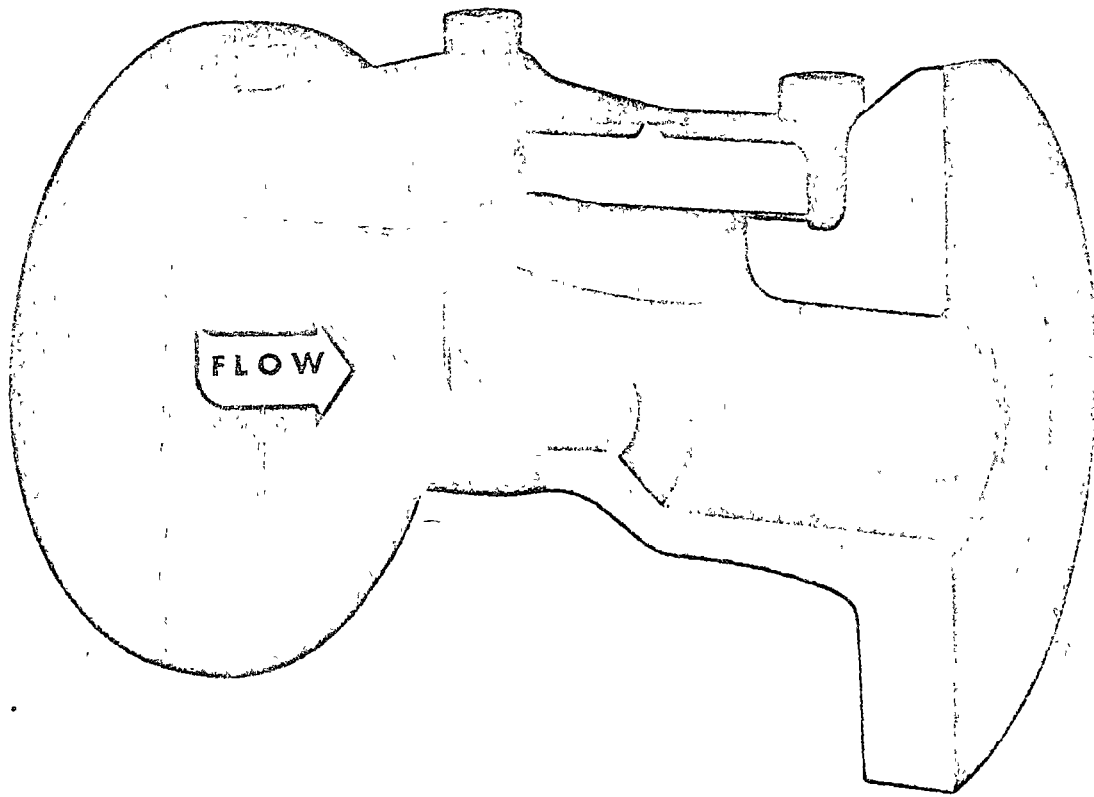
APCO Ring-Type Throttle Valves comprise an interchangeable sealing element within the valve body, piston-operated drive, sealing element with steel-reinforced flange seal vulcanized to it, disc taken up eccentrically inside the valve body, shafts sealed by way of O-rings or self-sealing guide rings; piston-operated drive consisting of: oscillating piston, bearing plate of grey cast iron, cylinder of brass, piston rod of stainless steel, actuating lever of cast iron.

MATERIALS

Valve Body	Cast Iron
Disc	Cast Iron, Meehanite
Sealing Element	Natural Rubber, Peibunan, Neoprene, Hypalon, Viton, Butyl Rubber, etc.
Shafts	Stainless Steel
Cover	Cast Iron
Lever	Cast Iron

APCO

RUBBER FLAPPER SWING CHECK VALVE



Ultra simplicity in design engineering

NO maintenance required

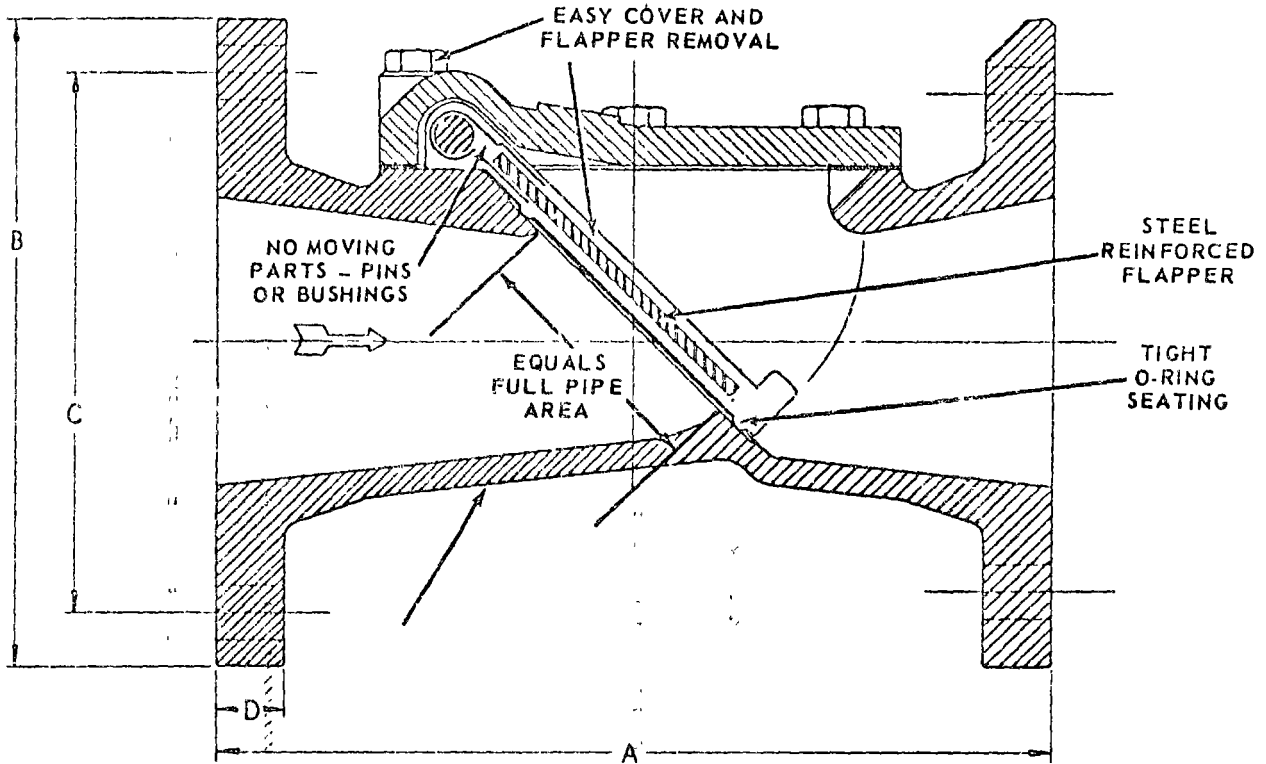
Precision molded — steel reinforced — Rubber Flapper

Bubble-tight seating

Unrestricted full flow area

NO SLAMMING

SWING CHECK VALVE



NOTE: RECOMMENDED FOR BURIED SERVICE.

Dimensions for 125# & 150# Class Valves

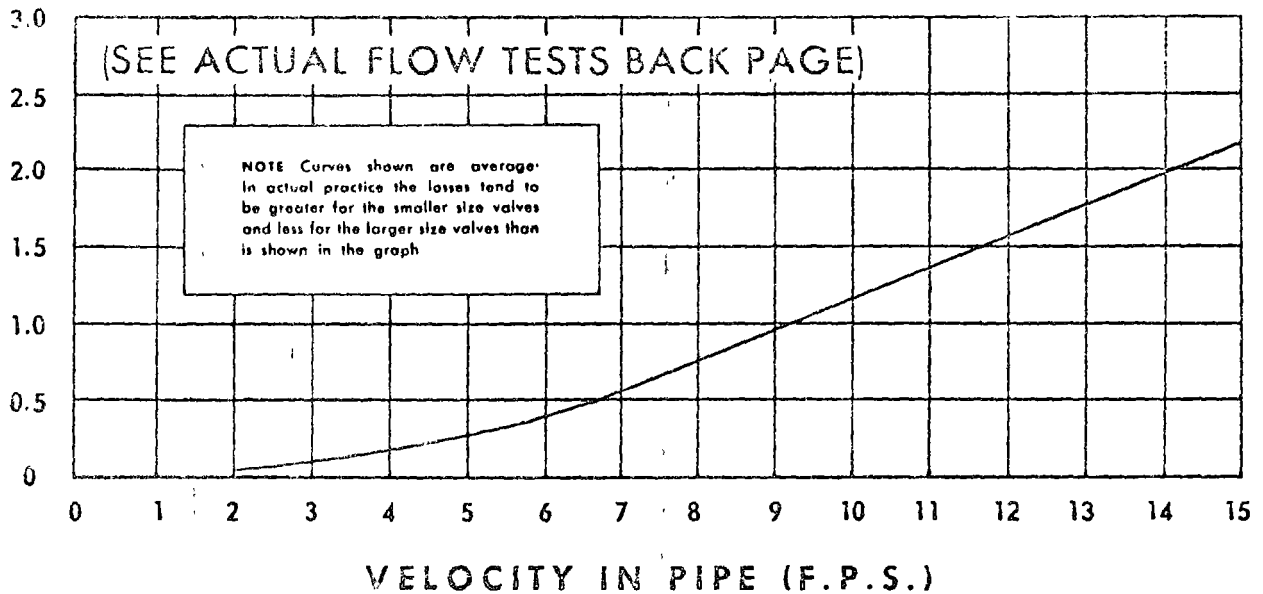
Model No.	SIZE	A	B	C	D	No. & Dia. of Fig. Bolts	Weight
102	2"	8"	6"	4 $\frac{3}{4}$ "	$\frac{5}{8}$ "	4 - $\frac{5}{8}$ "	19#
102 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$ "	8 $\frac{1}{2}$ "	7"	5 $\frac{1}{2}$ "	11/16"	4 - $\frac{5}{8}$ "	20#
103	3"	9 $\frac{1}{2}$ "	7 $\frac{1}{2}$ "	6"	$\frac{3}{4}$ "	4 - $\frac{5}{8}$ "	21#
104	4"	11 $\frac{1}{2}$ "	9"	7 $\frac{1}{2}$ "	15/16"	8 - $\frac{5}{8}$ "	48#
*104P3	4"	13 $\frac{3}{4}$ "	9"	7 $\frac{1}{2}$ "	15/16"	8 - $\frac{5}{8}$ "	70#
105	5"	13 $\frac{3}{4}$ "	10"	8 $\frac{1}{2}$ "	15/16"	8 - $\frac{3}{4}$ "	74#
106	6"	15"	11"	9 $\frac{1}{2}$ "	1"	8 - $\frac{3}{4}$ "	100#
108	8"	19 $\frac{1}{2}$ "	13 $\frac{1}{2}$ "	11 $\frac{3}{4}$ "	1 $\frac{1}{8}$ "	8 - $\frac{3}{4}$ "	185#
110	10"	24 $\frac{1}{2}$ "	16"	14 $\frac{1}{4}$ "	1-3/16"	12 - $\frac{7}{8}$ "	335#
112	12"	27 $\frac{1}{2}$ "	19"	17"	1 $\frac{1}{4}$ "	12 - $\frac{7}{8}$ "	475#
114	14"	31"	21"	18 $\frac{3}{4}$ "	1 $\frac{3}{8}$ "	12 - 1"	640#
116	16"	32"	23 $\frac{1}{2}$ "	21 $\frac{1}{4}$ "	1-7/16"	16 - 1"	950#
118	18"	36"	25"	22 $\frac{3}{4}$ "	1-9/16"	16 - 1 $\frac{1}{8}$ "	1250#
120	20"	40"	27 $\frac{1}{2}$ "	25"	1-11/16"	20 - 1 $\frac{1}{8}$ "	1550#
124	24"	48"	32"	29 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{7}{8}$ "	20 - 1 $\frac{1}{4}$ "	2000#

*Will pass a 3" diameter solid. (SEE STORY BACK PAGE)

IT TRULY DOES NOT SLAM . . .

PRESSURE LOSS (IN P.S.I.)

TYPICAL FRICTION LOSSES



SPECIFICATIONS

APCO Rubber Flapper Swing Check Valve to consist of (3) Components:

- 1—Cast Iron Body
- 1—Cast Iron Body Cover
- 1—Precision molded steel reinforced solid Buna-N flapper with O-ring design seating edge.

Flapper to be captured between the body and the body cover in a manner to permit the Flapper to flex from closed to full open position during flow through the valve. Flapper shall

be easily removed without need to remove valve from line. Check Valve to have full pipe size flow area. Seating surface to be on a 45° angle requiring the Flapper to travel only 35° from closed to full open position for minimum head loss.

Buna-N flapper to have an elastic spring molded internally to permit the flapper to close against a slight head and prevent slamming.

Valve designed for 175 psi W.P. and to be bubble tight for oil, water or gas. Satisfactory for buried service where approved.

SPECIFY IF OPERATING PRESSURES BELOW 20 PSI

DESCRIPTION OF OPERATION AND MATERIALS

APCO Rubber Flapper Swing Check Valves are available in sizes from 2" to 24". Their field of application covers liquid and gaseous media at an operating pressure of 175 psi and maximum operating temperature of 212°F.

The design of APCO check valves is of utmost simplicity. They consist of three major parts: body, disc and cover. Minor parts: gasket and cover bolts.

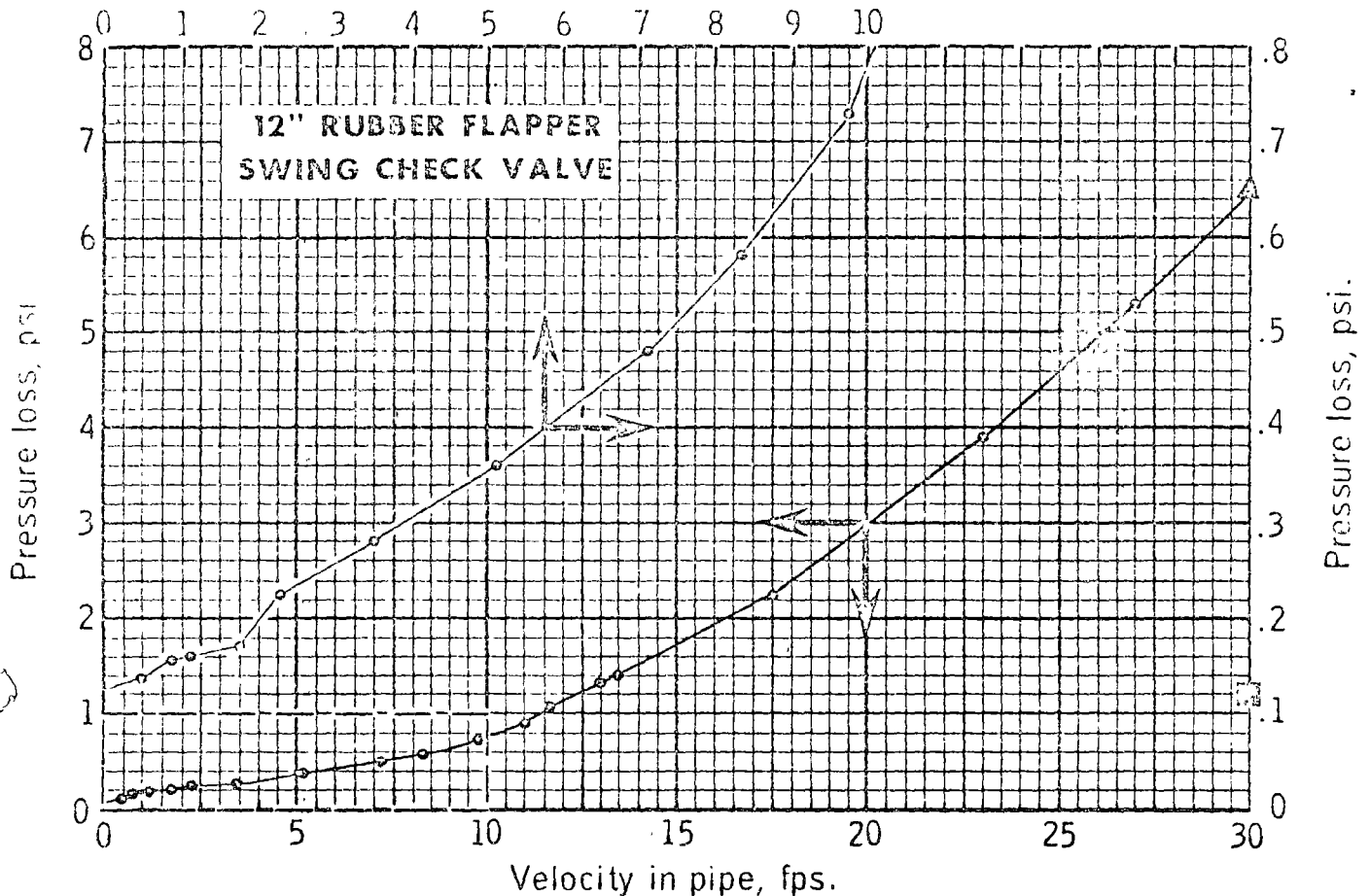
With the valve seat arranged at an angle of 45° to the centerline of the pipe, APCO check valves can be installed in any horizontal or vertical position. With the disc open, the valve provides a straight and unobstructed passage so that all foreign matter is washed away by the operating medium, thus eliminating faulty operation. Because of the design features, the pressure drop of APCO check valves is considerably lower than in conventional check valves.

Body and cover are normally made of cast iron. Depending on the service application of the valve, it can be supplied with P.V.C. lining, or made of stainless steel, bronze and other metals.

The disc is made of natural or synthetic rubber with a steel disc insert and a steel bar both vulcanized inside the disc. Fabric layers vulcanized into the disc form an elastic joint between the steel bar and the steel disc insert. For operation with aggressive media, the material used in the disc can be selected to meet operating requirements. When the valve is assembled, the disc is firmly clamped between body and cover, a design feature omitting all the moving parts, such as shafts, pivot pins, bearings and bushings, which would otherwise be required in conventional check valves. Furthermore, this type of disc arrangement eliminates any jamming of the disc in semi-open position or sticking in fully open position. The O-ring seal vulcanized onto the disc assures positive sealing, even at relatively low pressure differentials.

THE FOLLOWING CERTIFIED FLOW TESTS WERE CONDUCTED SEPTEMBER 1971 AT COLORADO STATE UNIVERSITY UNDER THE DIRECTION OF JAMES W. BALL.
 (COMPLETE TEST REPORT AVAILABLE UPON REQUEST).

Velocity in pipe, fps.



• • ◻ ◻ ◻ Actual test points

◻ Pressure head to unseat flapper, downstream pipe full.

◻ Pressure head to unseat flapper, downstream pipe empty.

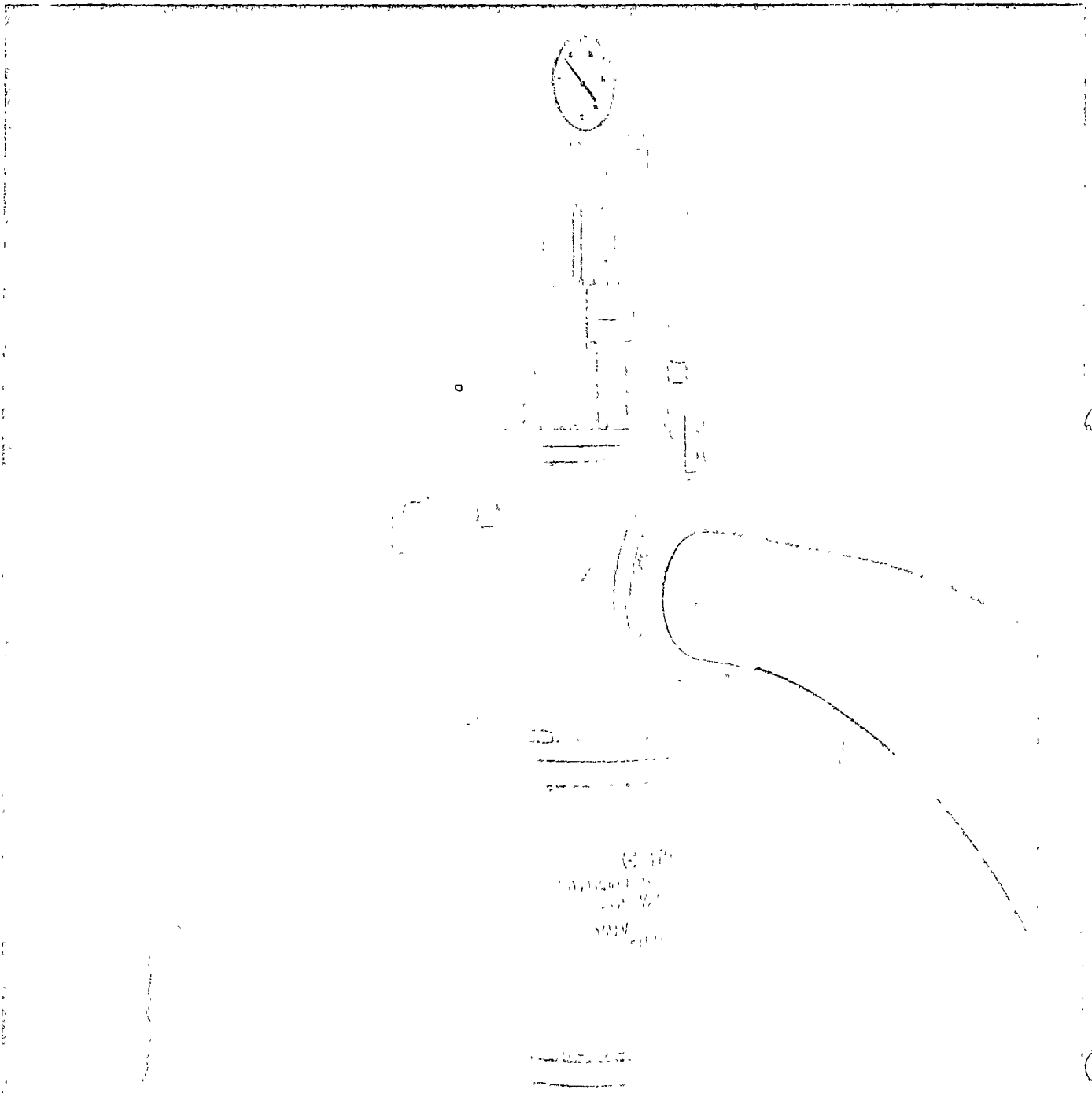
104P3 STORY

NOTICE THE APCO RUBBER FLAPPER SWING CHECK VALVE IS AVAILABLE IN TWO 4" MODELS. THE MODEL 104 IS A FULL SIZE 4" CHECK VALVE FOR NORMAL WATER CHECK VALVE SERVICE.

THE MODEL 104P3 WAS DESIGNED SPECIFICALLY FOR HANDLING RAW SEWAGE AND HAS A FLOW AREA THRU THE SEAT ALMOST TWICE (23.76 ◻") THAT OF STANDARD 4" PIPE (12.73 ◻") PERMITTING THE 104P3 TO PASS A 3" DIAMETER SOLID. AS REQUIRED BY MANY STATES AND MUNICIPALITIES, WHEN A 4" CHECK VALVE IS USED FOR SEWAGE SERVICE THIS FEATURE IS OF SPECIAL VALUE TO SEWAGE LIFT STATION MANUFACTURERS, WHO CAN STANDARIZE ON 104P3 THAT THEY WILL CONFORM TO CODES EVERYWHERE.

P

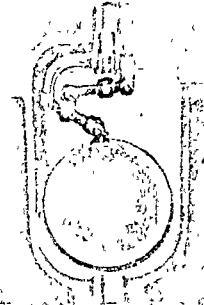
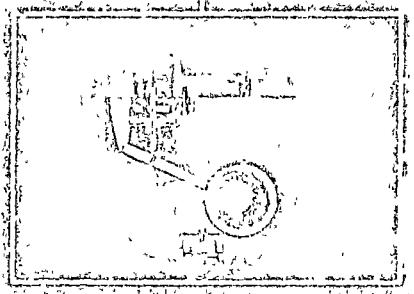
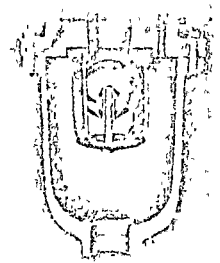
HYDRAULICALLY CONTROLLED SLOW CLOSING AIR AND VACUUM VALVES



6-17
1944
W.M.

TYPES OF AIR VALVES

2



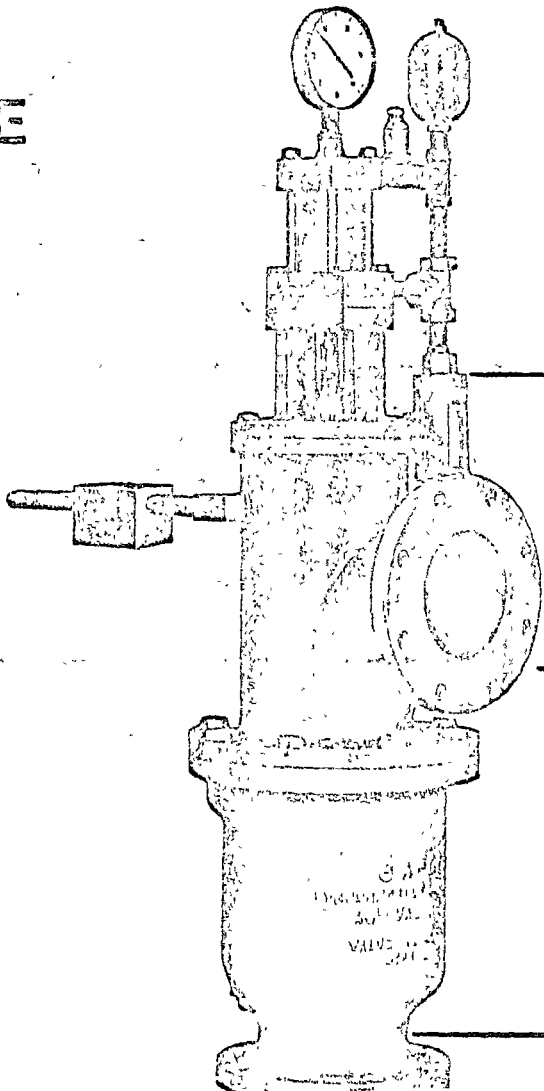
AND NOW... COMPLETE YOUR PIPELINE DESIGN WITH:

HYDRAULICALLY CONTROLLED SLOW CLOSING AIR AND VACUUM VALVE

The Apco Hydraulically Controlled Air Valve is basically an air and vacuum valve, but with an externally mounted hydraulic dashpot to control the rate at which the air valve will close.

HYDRAULICALLY CONTROLLED AIR VALVES VS. FLOAT OPERATED AIR VALVES

Both the conventional float-operated air valve and the H.C.S.C.A.V. will give adequate protection against vacuum conditions within the pipeline because both valves will respond immediately to a negative pressure and open to allow air to enter the pipeline. However, if the negative pressure condition in the pipeline is a result of a surge condition, the return to positive pressure in the pipeline is extremely rapid, causing the conventional valve to close suddenly, encouraging a correspondingly high pressure rise and possible damage to the pipeline. Whereas, in the H.C.S.C.A.V. sudden closure cannot occur and the pressure surge is practically eliminated because the infinitely adjustable hydraulic dashpot controls the rate of closure while the surge wave is dissipated thru the valve.



WATER WORKS

WATER TO USE

1

1
2
3
4
5

TYPICAL APPLICATIONS

2

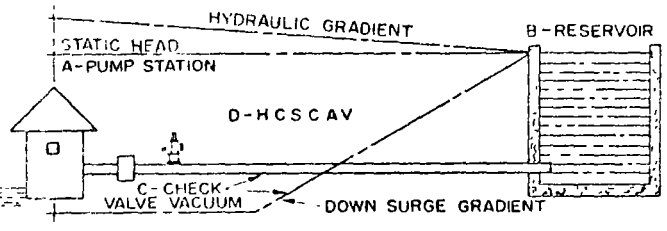


FIG. 4
 Installation HCSCAV where vacuum can be experienced on too rapid check valve closure or on power failure to electric motor driven pumps. Pipeline is horizontal, but the characteristics are such that a vacuum can be found near the pump house.

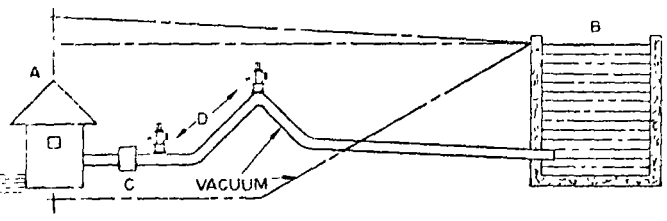


FIG. 5
 Installation HCSCAV where conditions are same as Fig. 4, except pipe line has a high point requiring additional CCAV cluster. Pipeline is not horizontal and a second H.C.S.C.A.V. is needed.

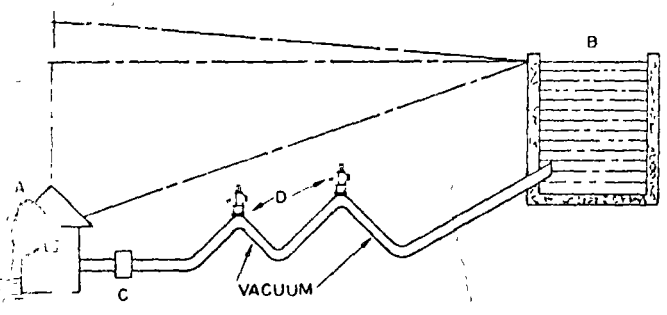


FIG. 6.
 Installation HCSCAV where there are multiple high points at which vacuum occurs on power failure on pumps, with outlet pressure remaining above atmospheric. Pipeline has two (2) high points, but conditions are such that no vacuum is found at the pump house as in Figures 4 & 5.

3

Above illustrations are some of the many layouts of pump stations, pipelines and reservoirs where the H.C.S.C.A.V. can eliminate dangerous surges due to separation of water column under vacuum conditions.

Apco Hydraulically Controlled Slow Closing Air Valves should be installed vertically plumb on the high point of the pipeline. It is recommended that air valves be isolated from the main pipeline with an Apco butterfly valve or isolation valve. The isolation valve will permit adjustment, timing, inspection and maintenance of the air valve without interruption to the flow of the main pipeline.

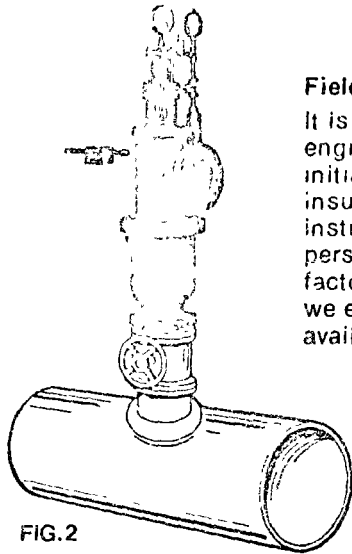


FIG. 2

Field Start Up

It is recommended that a factory engineer be present during initial start-up of the pipeline to insure trouble free operation and instruction to operation personnel. The charge for the factory man is reasonable and we encourage the customer to avail himself of this service.

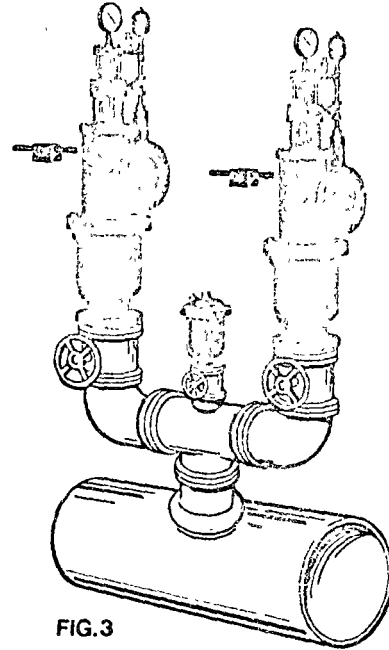


FIG. 3

H.C.S.C.A.V. installations are made at critical points in a pipeline where vacuum conditions will occur. Most often a single valve will suffice (Fig. 2) when additional capacity is needed, pairs can be installed as in Fig. 3.

An air release valve, type 200A, is recommended for each H.C.S.C.A.V. or cluster to remove air accumulations at the high points of the pipeline when under pressure.

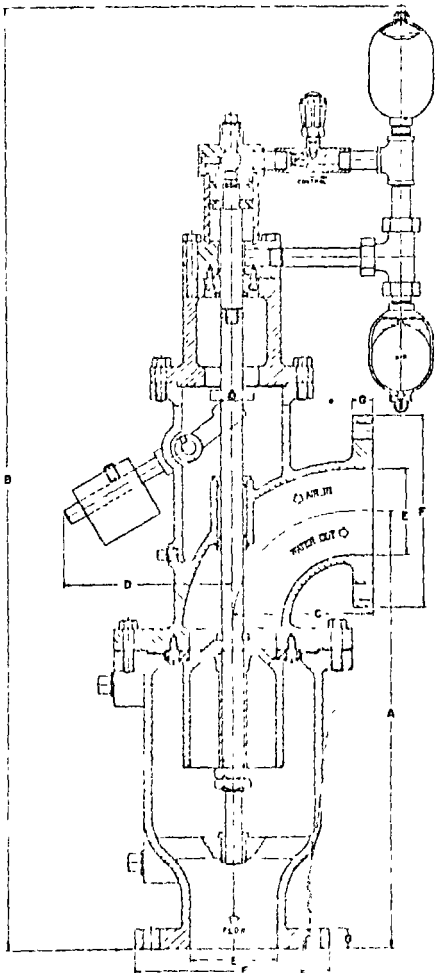
All H.C.S.C.A.V. should have an Apco isolation valve, as shown.

125 LB. CLASS

VALVE SIZE	A	B	C	D	BOLT HOLES		B.C.	E	F	G
					NO	SIZE				

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

**FOR SIZE SELECTION USE
APCO AIR VALVE COMPUTER**



Test Reports

APCO SILENT CHECK VALVES

I HEAD LOSS TEST

2½" MODEL No. 302-½

6" MODEL No. 606

8" MODEL No. 608

10" MODEL No. 610

12" MODEL No. 612

Above tests were conducted at

ALDEN HYDRAULIC LABORATORY
WORCESTER POLYTECHNIC INSTITUTE
WORCESTER, MASSACHUSETTS

RUBBER FLAPPER SWING CHECK VALVE

I REPORT OF HYDRAULIC TESTS

SEPTEMBER 1971

Above tests were conducted at

COLORADO STATE UNIVERSITY
FORT COLLINS, COLORADO

RUBBER FLAPPER SWING CHECK VALVE

REPORT OF AIR TESTS

6" MODEL 106

12" MODEL 112

Above tests were conducted at

COLORADO ENGINEERING EXPERIMENT STATION, INC.
NUNN, COLORADO

APCO SILENT CHECK VALVES

I ANTI-WATER-HAMMER TESTS

4, 6, 8, 10 INCH SERIES 300

4, 6, 8, 10, 12 INCH SERIES 600

MARCH 3, 1969

Above tests were conducted at

FACTORY MUTUAL RESEARCH CORP.
1151 BOSTON-PROVIDENCE TURNPIKE
NORWOOD, MASSACHUSETTS 02062

APCO AIR RELEASE VALVES

I SHOCK AND VIBRATION TEST

MODEL No. S-65-½ WPAD

DECEMBER 27, 1961

II POST SHOCK TEST REPORTS

¾" AIR RELEASE VALVE

FEBRUARY 5, 1960

NOTE: Above tests required for Nuclear Submarines

Above tests were conducted at

INLAND TESTING LABORATORIES
COOK TECHNOLOGICAL CENTER
MORTON GROVE, ILLINOIS

Test Reports

APCO AIR AND VACUUM VALVE

I FLOW AND PRESSURE DROP RELATION TEST

6" AIR AND VACUUM MODEL No. 153

MAY 8, 1959

Above tests were conducted at

SOUTHERN RESEARCH INSTITUTE
2000 - 9th AVENUE, SOUTH
BIRMINGHAM, ALABAMA

APCO AIR AND VACUUM VALVES

I VENTING CAPACITY TEST

½" MODEL No. 141

1" MODEL No. 142

2" MODEL No. 144

3" MODEL No. 146

4" MODEL No. 152

6" MODEL No. 153

8" MODEL No. 154

APCO COMBINATION AIR RELEASE VALVES

II VENTING CAPACITY TEST

1" MODEL No. 143C

2" MODEL No. 145C

3" MODEL No. 147C

4" MODEL No. 149C

APCO AIR RELEASE VALVES

III VENTING CAPACITY TEST

2" MODEL No. 200

2" MODEL No. 200 ½" ORIFICE

APCO SLOW CLOSING AIR AND VACUUM VALVE

IV VENTING CAPACITY TEST

6" MODEL No. 1606

Above tests were conducted at

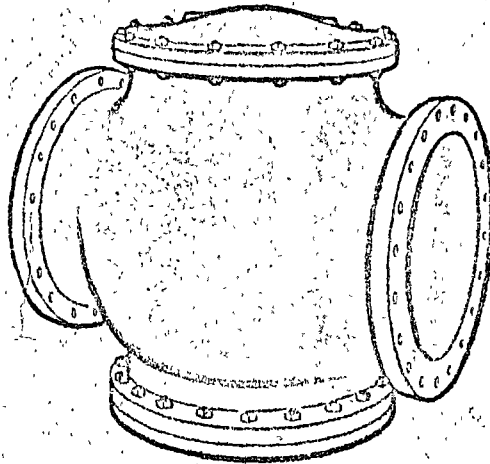
PHILIPS PETROLEUM COMPANY
BARTLESVILLE, OKLAHOMA 74004



Automatic

RELIEF and BACK PRESSURE CONTROL VALVE

Hydraulic & Electric Controls



BULLETIN NO. 103-2

1 8 7 9

Ross Valve Manufacturing Co., Inc. TROY, N. Y.

RELIEF AND BACK PRESSURE VALVE

Hydraulic Control

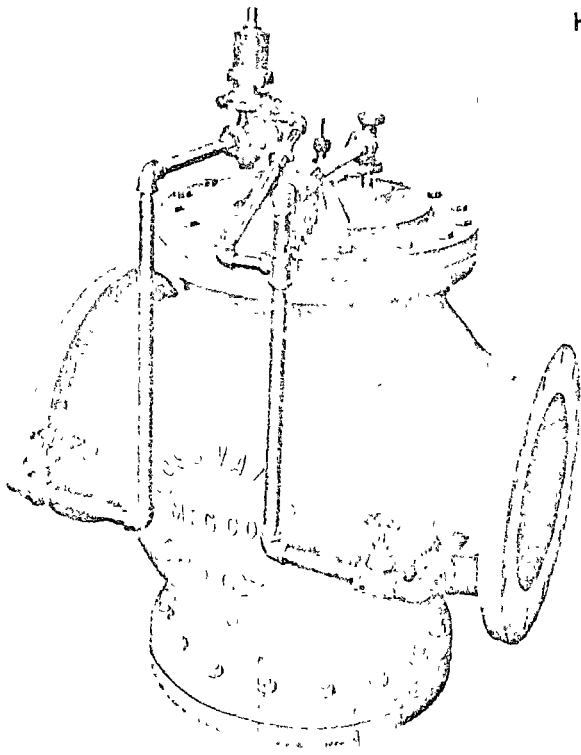


Fig. No. 37
Model 50 RWR

PURPOSE

A. Relief and Surge Protection:

1. This valve provides a distribution system or transmission line with protection against excessive pressures. It maintains a safe operating pressure by discharging a sufficient volume of water to waste or a zone of lower pressure to maintain the desired inlet or upstream pressure.

2. This valve also provides protection against excessive surges caused by the starting and stopping of a pump. It will open to permit flow either to waste or to the pump suction when the pressure at the pump discharge exceeds its pressure setting. Installation will be at a tee connection on the downstream side of the pump discharge check valve.

B. Back Pressure:

Where a back pressure is to be maintained, this valve will protect against excessive draft and the resultant lowering of the upstream line pressure by opening to pass only enough water to maintain the desired

upstream pressure. The valve installed between zones of different pressures will permit the higher zone to support the lower while maintaining high zone pressure. In the discharge of a deep well pump the valve will prevent over-drafting of the well. (Note: To reduce head loss in conjunction with a deep well pump, the waste from the pilot valve should be piped back to the well casing (atmospheric pressure) rather than to the discharge throat of the main valve.)

C. Altitude Relief:

Installed in the discharge line from a storage tank having separate supply and discharge lines, this valve will prevent tank overflow by opening when the high water level in the tank is reached and permitting flow to a zone of lower pressure. By controlling in this manner water in the tank is always maintained at its highest level since only excess water is discharged to the low zone.

DESIGN

Internally the valve is balanced so that the hydraulic pressure differentials develop no strain such as experienced with gate valves or other unbalanced valves. Such design contributes to ease of operation and sensitive control.

Changing pressures on the balanced areas allows the stem to position itself for the amount of valve opening required to deliver the necessary volumes for a pre-adjusted upstream pressure. This positioning of the piston is accomplished without surging by changing the pressure or forces in the power chamber above the piston. These changes are induced by automatic operation of the pilot valve operating in conjunction with the needle valve.

The power water for actuating the piston of the main valve is taken through the needle valve and introduced into the power chamber "K" above the piston. By means of the pilot control valve (actuated by the upstream pressure) water is wasted from the power chamber to the discharge side of the valve or to atmosphere to change pressures in the power chamber. This positions the piston of the main valve for maintaining the desired upstream pressure. If the upstream pressure drops below the pressure setting, the pilot valve closes, trapping water in the power chamber and causing the valve to close.

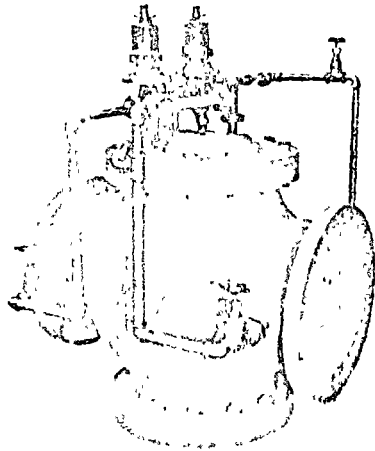


Fig. No. 37A
Model 50 RWR-A

**SURGE RELIEF
Hydraulic Control**

The Model 50 RWR-A valve is well suited for arresting pump surges. It differs from Fig. No. 37 in that an auxiliary pilot valve is added to the controls to open the main valve while the pump is shutting down and before the column of water reverses.

It should be installed at a tee connection on the downstream side of the pump discharge check valve and discharge to atmosphere.

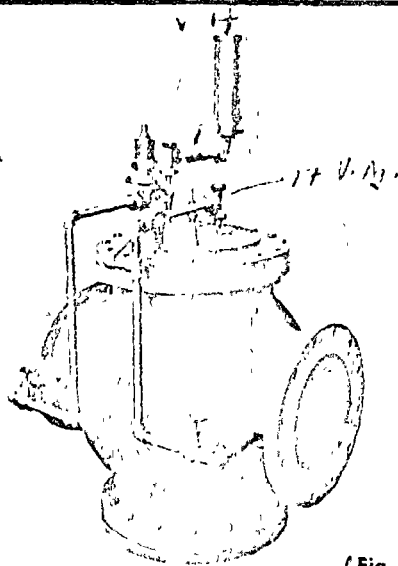


Fig. No. 37B
Model 50 RWR-E

**SURGE RELIEF
Hydraulic and Electric Control**

The purpose of this valve is to arrest pump starting and stopping surges. Installed at a "tee" downstream of the pump discharge check valve, it discharges to atmosphere or to pump suction. To correct starting surges the valve operates through a hydraulic pilot in the same manner as the Fig. No. 37 valve. To correct shut down surges a solenoid pilot control valve is used to open the valve when the pump is stopped and before the column of water reverses. After reaching full open position the valve closes slowly. Time and rate of closure is adjustable.

NOTE: A drain should be provided to accommodate waste from the solenoid pilot. This occurs only when the tank drains in preparation for the next cycle.

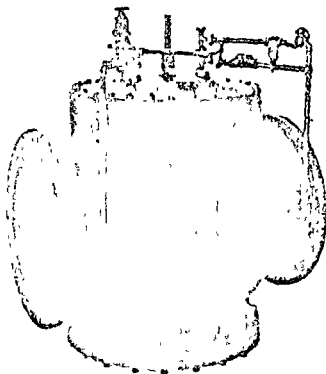


Fig. No. 38
Model 50 RWR-R

**RELIEF OR BACK PRESSURE AND REVERSE FLOW
Hydraulic Control**

This valve is used for maintaining a constant upstream pressure in a high pressure zone by discharging sufficient volume to a zone of lower pressure to maintain the desired upstream pressure and as a secondary duty, permits reverse flow from the low to the high zone when the upstream pressure drops sufficiently below the downstream pressure.

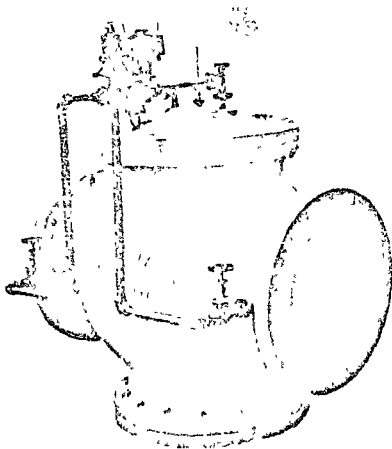


Fig. No. 40 & 41
Model 50 RWR
With Hydraulic and
Solenoid Pilot

RELIEF OR BACK PRESSURE Hydraulic and Electric Control

The Fig. No. 40 valve operates as a Relief or Back Pressure Valve when the solenoid pilot valve (normally closed) is energized.

The Fig. No. 41 valve operates as a Relief or Back Pressure Valve when the solenoid pilot valve (normally open) is de-energized.

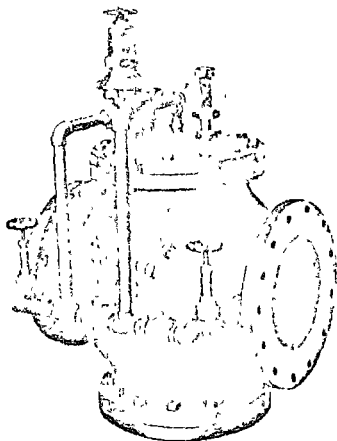


Fig. No. 42
Model 50 C-RWR

BACK PRESSURE AND CUSHIONED CHECK Hydraulic Control

Installation may be in the discharge of a deep well pump to protect against overdrifting of the well and to act as a check valve. The valve may also be installed in a cross connection between zones of different pressure to permit flow from the high zone to the low zone when the upstream pressure is sufficient to permit and to act as a check valve to prevent reverse flow.

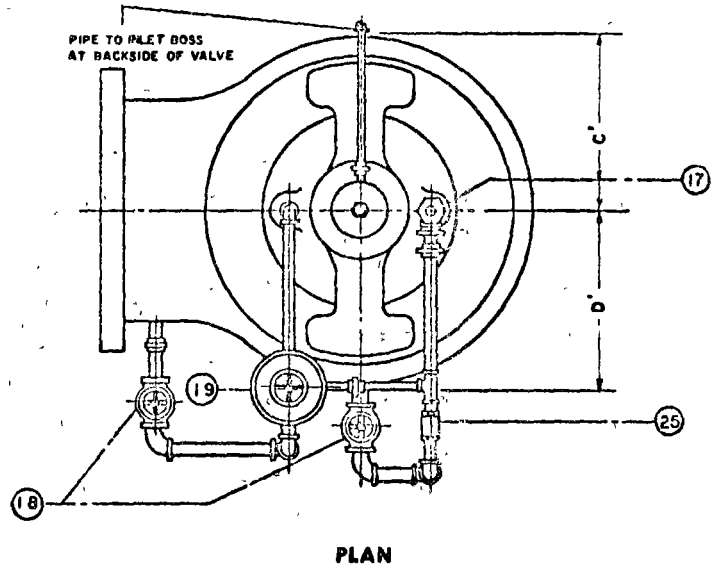
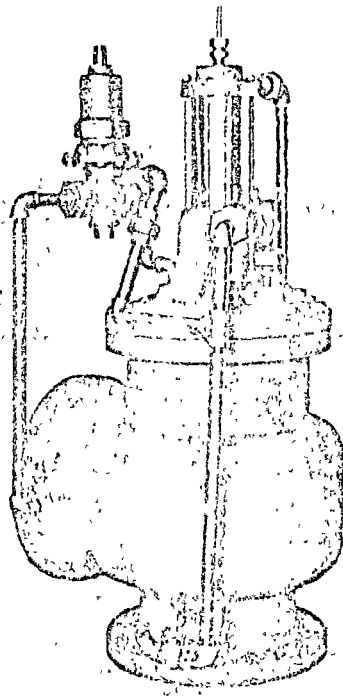
NOTE: To reduce head loss across this valve when used in conjunction with a deep well pump, discharge from the pilot valve may be piped back to the well casing (atmospheric pressure) rather than the discharge throat of the main valve



Fig. No. 43
Model 40 WR-R

RELIEF or BACK PRESSURE and PRESSURE REDUCING Hydraulic Control

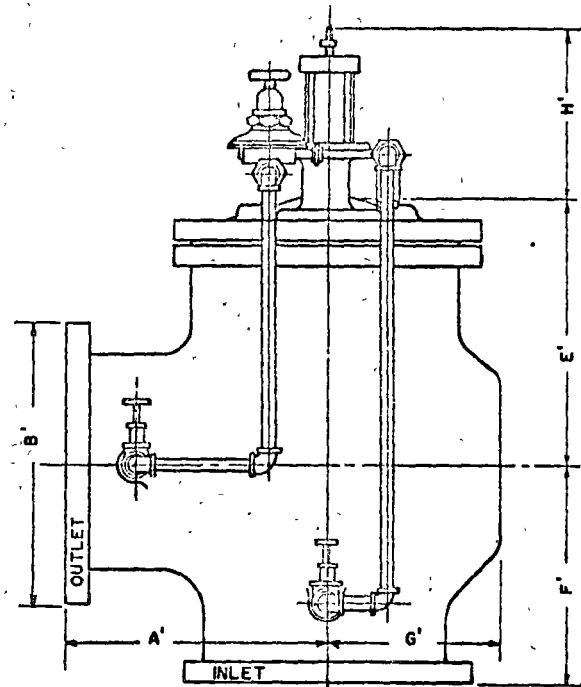
Installation should be between two zones of pressure for discharge from the higher to the lower zone at a constant, reduced pressure, only at a time when the low zone requires makeup water to supply a deficiency and only when the high zone pressure is sufficient to permit flow.



RELIEF AND BACK PRESSURE VALVE

Hydraulic Control

Fig. No. 37
Model 50 RWR
Angle Body



SIDE ELEVATION

SIZE CLASS	DIMENSIONS IN INCHES ±							
	A'	B'	C'	D'	E'	F'	G'	H'
4" 125	7 1/2	9	5 1/4	5 1/4	8	6 1/4	5 1/2	12 1/2
4" 250	7 13/16	10	5 5/8	5 5/8	8 1/2	6 5/8	5 3/4	12 1/2
6" 125	8 3/8	11	6 3/8	6 3/8	9 1/8	8	6 3/8	14 1/2
6" 250	9 1/4	12 1/2	6 1/2	6 1/2	10 1/8	8 3/8	6 1/2	14 1/2
8" 125	10 1/2	13 1/2	8 3/4	8 3/4	12 1/8	10	8 3/4	16
8" 250	11	15	9	9	13	10 1/2	8 3/4	16
10" 125	12 1/2	16	9 1/2	9 1/2	14	11 1/2	9 1/2	18
10" 250	13 1/8	17 1/2	9 1/2	9 1/2	14	12 1/8	9 1/2	18
12" 125	15	19	11 1/2	11 1/2	17 1/4	12 3/4	12 1/2	22
12" 250	15 3/4	20 1/2	11 1/2	11 1/2	17 1/4	13 1/2	12 1/2	22

Note: For values larger than 12" size, consult the factory for dimensions.

PARTS LIST

- 17. Needle Valve
- 18. Gate Valve
- 19. Pilot Valve
- 25. Strainer

MATERIAL

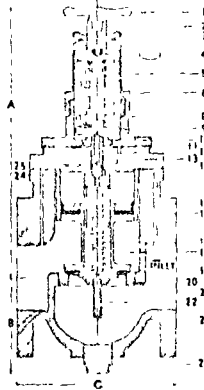
- Bronze
- Bronze
- Bronze
- Bronze

RELIEF OR BACK PRESSURE VALVES



Model No. 23 RWR
Releasing Pressure: 5 to 150 psi

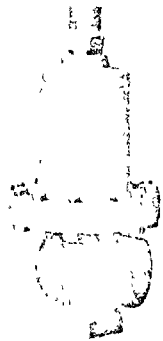
Construction: Cast Iron Body, Bronze Trim, Leather Packed, Pilot Operated — Globe Body



- PARTS LIST**
- | | | |
|----------------------|---------------------|----------------------|
| 1. Adjusting Key | 11. Diaphragm | 20. Seat Ring |
| 2. Adjusting Screw | 12. Pilot Pin | 21. Follower |
| 3. Wing Nut | 13. Pilot Valve | 22. Strainer |
| 4. Top Spring | 14. Diaphragm Plate | 23. Shell |
| 5. Springs | 15. Follower | 24. Bushing |
| 6. Spring Chamber | 16. Cup Packing | 25. "O" Ring Packing |
| 8. Diaphragm Cover | 17. Spring | 26. Bottom Plug |
| 9. Bot Spring Washer | 18. Stem | |
| 10. Diaphragm Nut | 19. Seat Packing | |

Dimensions in Inches

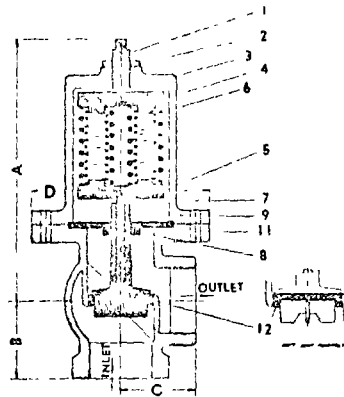
Size	A	B	C
2"	13	3 1/2	8
2 1/2"	13 1/2	3 3/4	8
3"	14 1/4	4 1/2	9 1/4



Model No. 28 AR
Releasing Pressure: 25 to 175 psi

Construction: Cast Iron Body with Bronze Trim or All Bronze—Angle Body.

Note: Supplied with soft or ground seat.

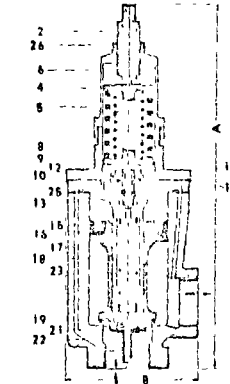


- PARTS LIST**
- | | |
|------------------------|------------------|
| 1. Adjusting Screw | 7. Pin |
| 2. Lock Nut | 8. Guide Plate |
| 3. Spring Chamber | 9. Stem |
| 4. Upper Spring Washer | 10. Seat Leather |
| 5. Lower Spring Washer | 11. Shell |
| 6. Springs | 12. Seat Ring |
- Dimensions in Inches**
- | Size | A | B | C | D |
|--------|--------|-------|-------|-------|
| 2" | 12 1/2 | 2 3/4 | 2 3/4 | 6 1/2 |
| 2 1/2" | 13 1/2 | 3 1/4 | 3 1/2 | 6 1/2 |
| 3" | 15 1/2 | 4 | 3 3/4 | 6 1/2 |
| 4" | 17 | 4 1/2 | 5 | 6 1/2 |



Model No. 20 WR
Releasing Pressure: 20 to 50 psi, 50 to 100 psi, 180 to 600 psi

Construction: All Bronze, Leather Packed, Pilot Operated — Angle Body

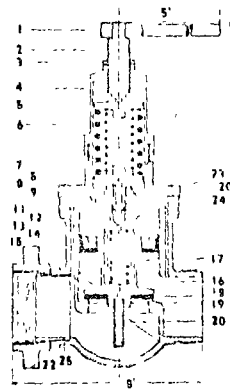


- PARTS LIST**
- | | | |
|-----------------------|---------------------|----------------------|
| 2. Adjusting Screw | 12. Pilot Pin | 21. Seat Follower |
| 4. Top Spring Washer | 13. Pilot Valve | 22. Strainer |
| 5. Adjusting Springs | 14. Diaphragm Plate | 23. Shell |
| 6. Spring Chamber | 15. Cup Follower | 25. "O" Ring Packing |
| 8. Diaphragm Cover | 16. Cup Packing | 26. Lock Nut |
| 9. Bot. Spring Washer | 17. Guide Spring | |
| 10. Diaphragm Nut | 18. Stem | |
| 11. Diaphragm | 19. Seat Leather | |
- Dimensions in Inches**
- | Size | A | B |
|--------------------|----|-------|
| 1", 1 1/4", 1 1/2" | 14 | 5 |
| 2" | 16 | 5 1/2 |
| 2 1/2" | 17 | 6 1/2 |
| 3" | | |



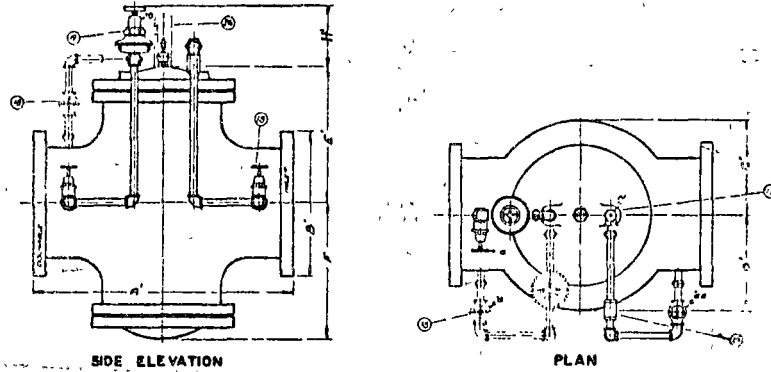
Model No. 20 WR-H
Releasing Pressure: 20 to 50 psi, 50 to 120 psi, 120 to 250 psi

Construction: All Bronze, Leather Packed, Pilot Operated — Globe Body — Hose Connections



- PARTS LIST**
- | | |
|----------------------|---------------------|
| 1. Adjusting Handle | 14. Cup Packing |
| 2. Adjusting Screw | 15. Guide Springs |
| 3. Lock Nut | 16. Stem |
| 4. Spring Chamber | 17. Valve Shell |
| 5. Spring Washer | 18. Seat Leather |
| 6. Adjusting Springs | 19. Seat Follower |
| 7. Diaphragm Cover | 20. Strainer |
| 8. Pilot Pin | 21. Hose Coupling |
| 9. Diaphragm Nut | 22. Diaphragm |
| 11. "O" Ring Packing | 24. Diaphragm Plate |
| 12. Pilot Valve | 25. Tail Piece |
| 13. Cup Follower | |

General Dimensions in Inches ± For Ross Standard Assemblies

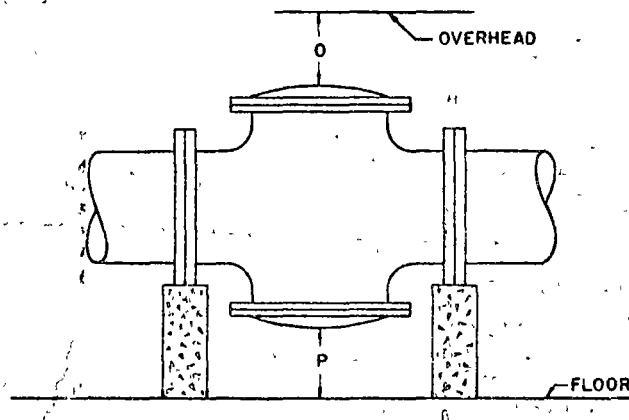


125 lb. Flanges

Size	4"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	30"
A	14	17 3/4	23 3/8	24 3/8	30	34	37 3/8	41 3/4	42 3/8	48 1/2	63 3/4
B	9	11	13 1/2	16	19	21	23 1/2	25	27 1/2	32	38 3/4
C	5 1/2	6 1/2	9	10 3/8	11 1/2	14 1/2	15	17 1/2	18 3/8	20	26
D	5 1/2	7	9	10 3/8	11 3/4	14 1/2	15	17 1/2	18 3/8	20	26
E	6 3/4	9	12 1/2	14 1/4	17 1/4	20 1/4	21	23 1/2	23 1/2	25 3/4	36
F	6 3/4	9	12 1/2	14 1/4	17 1/4	20 1/4	21	23 1/2	23 1/2	25 3/4	36
H	11" to 16"										

250 lb. Flanges

Size	4"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	30"
A	14 3/8	17 3/4	24 13/16	26 1/4	31 1/2	38 1/4	39 1/4	41 3/4	42 3/8	50 1/2	65 1/16
B	10	12 1/2	15	17 1/2	20 1/2	23	25 1/2	28	30 1/2	36	43
C	5 3/4	7	9 1/4	10 3/8	11 3/4	14 3/8	15 1/2	18	18 3/8	20 3/4	26 3/8
D	5 3/4	7	9 1/4	10 3/8	11 3/4	14 3/8	15 1/2	18	18 3/8	20 3/4	26 3/8
E	7	9 1/4	13	14 3/4	17 3/4	20 1/2	22	24	24 1/2	26 1/2	37
F	7	9 1/4	13	14 3/4	17 3/4	20 1/2	22	24	24 1/2	26 1/2	37
H	11" to 16"										



NOTE:

Dimension O is clearance for removal of the top cap and piston for repacking the main valve. Additional working space for the convenience of the service man should be considered above as well as around the valve.

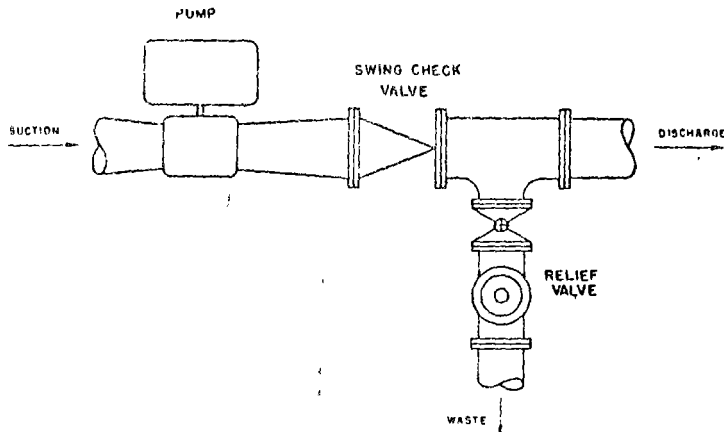
Dimension P is clearance for removal of the bottom cap should it be necessary to replace Cap Cylinder, part No. 23. The normal life of this cylinder is 15 to 20 years.

Minimum Dimensions in Inches
125 lb. Flanges

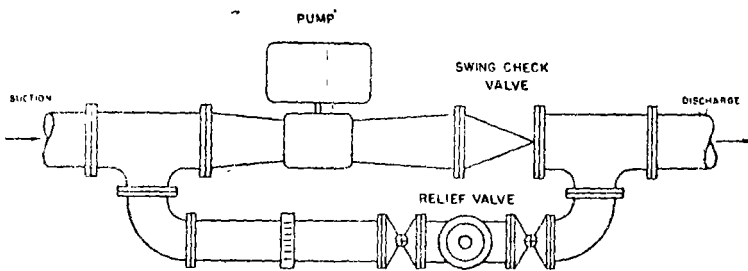
Size	4"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	30"
O	14	16	18	21	23	28	28	33	33	36	43
P	4 1/4	5 1/2	2	2	2	2	2	2	2	2	2

- CAUTION:**
- A. Do not obstruct vent hole located at the center of the bottom cap.
 - B. Consideration should be given for installation of valves 14" and larger under manhole in the roof of the valve vault or for additional clearance above the valve since a mechanical hoist will probably be required for removal of the piston.

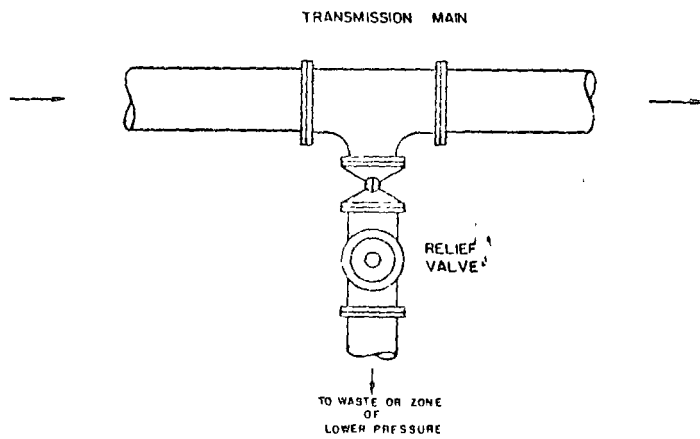
TYPICAL PIPING ARRANGEMENTS



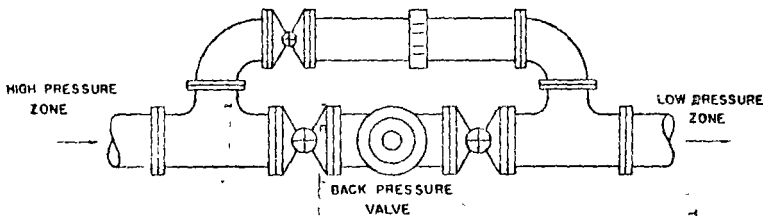
Relief Valve
(Pump Surges)
Fig. No. 37, 37A, 39



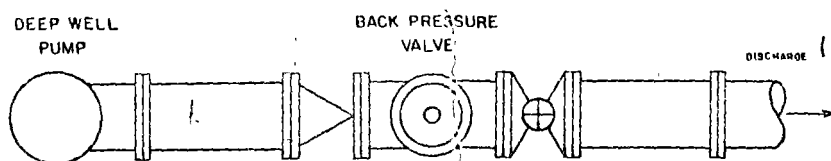
Relief Valve
(Pump Surges or Excessive Pressure Build-Up)
Fig. No. 37, 39



Relief Valve
(Abnormal Line Pressures)
Fig. No. 37



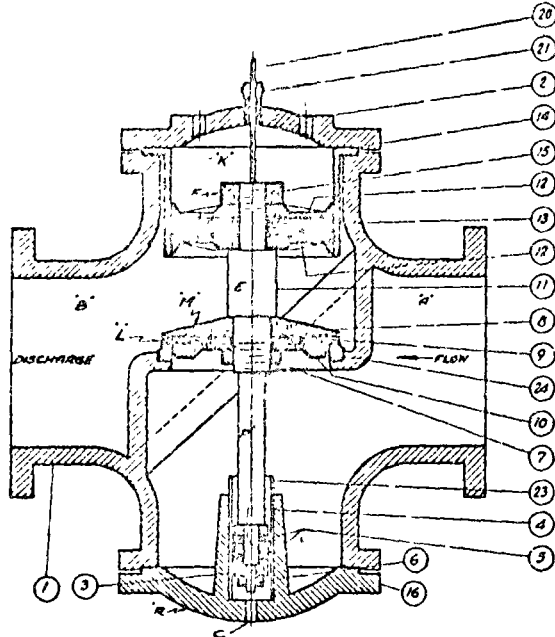
Back Pressure
(Maintaining Pressure in High Zone)
Fig. No. 37, 38, 40, 41, 43



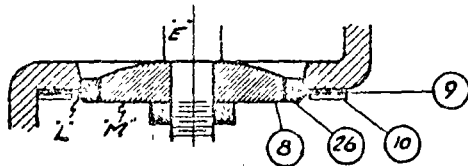
Back Pressure
(Protecting Against Over-Drafting of Well)
Fig. No. 37, 42
Note: Omit check valve for Fig. No. 42

MAIN VALVE

FLAT SEAT



SLIDING SEAT



PARTS LIST

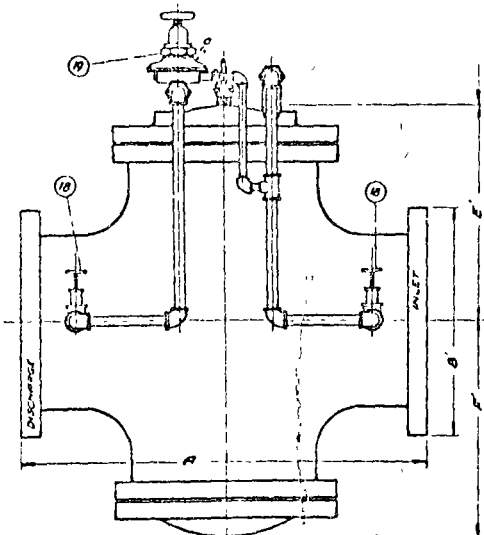
MATERIAL

- | | |
|---|-----------|
| 1. Valve Shell | Cast Iron |
| 2. Top Cap | Cast Iron |
| 3. Bottom Stem Guide Nut | Bronze |
| 4. Bottom Cup Follower (2) | Bronze |
| 5. Piston Cup Leather (2) | Leather |
| 6. Bottom Stem Lock Nut | Bronze |
| 7. Stem Nut | Bronze |
| 8. Seat Disc (flat seat) | Bronze |
| 9. Seat Leather (flat seat) | Leather |
| 10. Seat Leather Support (flat seat) | Bronze |
| 11. Stem | Bronze |
| 12. Cup Plate (2) | Bronze |
| 13. Main Cup Leather (2) | Leather |
| 14. Main Bushing | Bronze |
| 15. Top Stem Nut | Bronze |
| 16. Bottom Cap | Cast Iron |
| 20. Indicator Rod | Brass |
| 21. Indicator Stuffing Box | Bronze |
| 23. Bottom Cap Cylinder | Bronze |
| 24. Seat Ring (flat seat) | Bronze |
| Bolts (Top and Bottom Cap) | Steel |
| Bolts (Cup Plate) | Bronze |
| Bolts (Seat Ring—Flat Seat) | Bronze |
| 8. Seat Disc (sliding seat) | Cast Iron |
| 9. Seat Leather (sliding seat) | Leather |
| 10. Seat Leather Support (sliding seat) | Bronze |
| 26. Disc Ring (sliding seat) | Bronze |
| Bolts (Seat Leather Support—Sliding Seat) | Bronze |

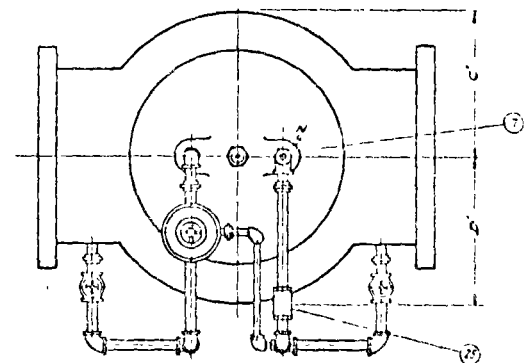
NOTE: Parts (8) and (24) one piece bronze disc for sizes 4" to 12".

RELIEF AND BACK PRESSURE VALVE

Model 50 RWR — Fig. No. 37



SIDE ELEVATION



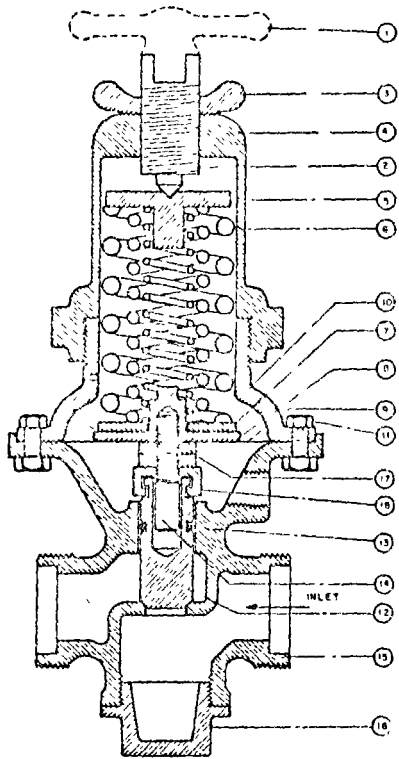
PLAN

PARTS LIST

MATERIAL

- | | |
|------------------|--------|
| 17. Needle Valve | Bronze |
| 18. Gate Valve | Bronze |
| 19. Pilot Valve | Bronze |
| 25. Strainer | Bronze |

PILOT VALVE



PARTS LIST

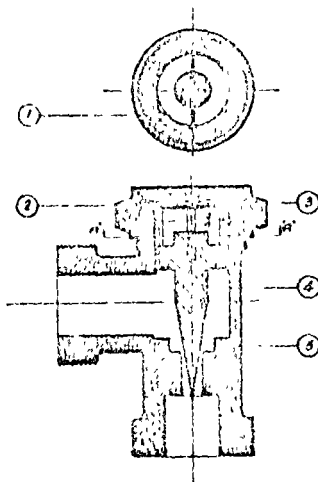
- | | |
|-------------------------|----------------------|
| 1. Adjusting Key | 14. Diaphragm Cover |
| 2. Adjusting Screw | 15. Assembly Bolts |
| 3. Wing Nut | 16. Pilot Stem |
| 4. Spring Chamber | 17. "O" Ring Packing |
| 5. Top Spring Washer | 18. Diaphragm Stem |
| 6. Springs | 19. Shell |
| 7. Bottom Spring Washer | 20. Bottom Cap |
| 8. Diaphragm Button | 21. Lock Nuts |
| 9. Diaphragm | 22. Link Nut |

OPERATION: Upstream pressure is communicated to the under side of the diaphragm. When this pressure exceeds the loading on the springs, the stem lifts to open the pilot valve and in turn the main valve.

REMARKS: This pilot valve is supplied with a ground metal seat for longer life and greater sensitivity.

Diaphragm connection is located 90° from position shown.

NEEDLE VALVE

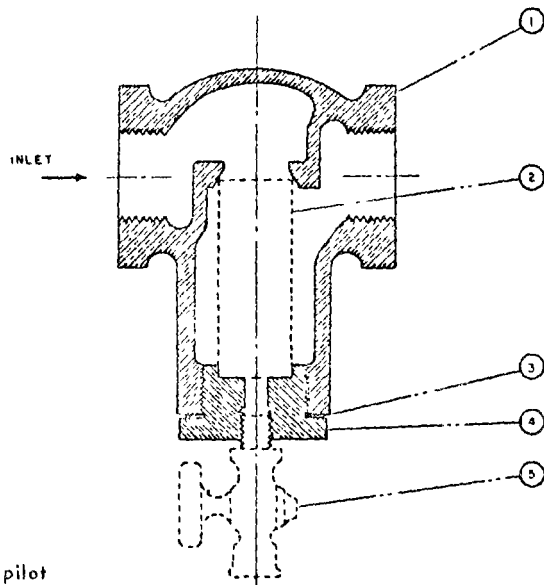


PARTS LIST

1. Lock
2. Cap
3. Leather Washer
4. Needle
5. Shell

REMARKS: The needle valve operates in conjunction with the pilot valve and is adjusted for proper timing of the piston travel. Operating pressures influence the adjustment of the needle. This adjustment for shipment is usually permanent with the position of the needle 5/6 to 2 turns off the seat depending upon the size valve and type of operation required. The needle valve may be adjusted without shutting down the main valve. The cap may be removed under pressure and needle adjusted with a screw driver. To increase the speed of the piston for closure turn the needle counterclockwise.

STRAINER



PARTS LIST

1. Shell
2. Screen
3. Cap Gasket
4. Cap
5. Flushing Cock

REMARKS: To clean strainer without shutting down the valve open pet cock and flush. If screen requires additional cleaning, shut down valve and remove screen.

Screen is made of Monel screening with fine mesh.

CONSTRUCTION: Cast Iron (semi-steel) Body with Bronze Trim.

Note: Also available with Cast Steel or Ductile Iron Body and Stainless Steel Trim.

FLANGES: 125 lb. ASA Standard for pressures up to 180 psi.
250 lb. ASA High Pressure for pressures 180 to 300 psi.

PILOT ADJUSTMENT RANGE: 5 to 25 psi; 15 to 60 psi; 40 to 100 psi; 80 to 180 psi; 150 to 250 psi.

Orders for valves should include:

1. Valve size.
2. Model number.
3. Figure number.
4. Catalog number.
5. Pressures—inlet and outlet.
6. Rates of flow (when available).

Orders for replacement parts should include:

1. Valve serial number
(found on sizes 4" to 30").
2. Valve model number.
3. Valve size.
4. Part number.

Flange Drilling in Inches

125 Pounds							250 Pounds						
Size of Pipe	Diameter of Flange	Thickness of Flange	Diameter of Bolt Circle	Number of Bolts	Size of Bolts	Diameter of Bolt Holes	Size of Pipe	Diameter of Flange	Thickness of Flange	Diameter of Bolt Circle	Number of Bolts	Size of Bolts	Diameter of Bolt Holes
2	6	3/8	4 3/4	4	3/8	3/8	2	6 1/2	3/8	5	8	3/8	3/8
2 1/2	7	11/16	5 1/2	4	3/8	3/8	2 1/2	7 1/2	1	5 3/8	8	3/8	3/8
3	7 1/2	3/4	6	4	3/8	3/8	3	8 1/4	1 1/8	6 3/8	8	3/8	3/8
3 1/2	8 1/2	13/16	7	8	3/8	3/8	3 1/2	9	1 3/8	7 1/4	8	3/8	3/8
4	9	1 1/8	7 1/2	8	3/8	3/8	4	10	1 1/4	7 3/8	8	3/8	3/8
4 1/2	9 1/4	1 1/8	7 3/4	8	3/8	3/8	4 1/2	10 1/2	1 3/8	8 1/2	8	3/8	3/8
5	10	1 1/8	8 1/2	8	3/8	3/8	5	11	1 3/8	9 1/4	8	3/8	3/8
6	11	1	9 1/2	8	3/8	3/8	6	12 1/2	1 3/8	10 3/8	12	3/8	3/8
7	12 1/2	1 1/8	10 3/4	8	3/8	3/8	7	14	1 1/2	11 1/8	12	3/8	1
8	13 1/2	1 1/8	11 3/4	8	3/8	3/8	8	15	1 3/8	13	12	3/8	1
9	15	1 3/8	13 1/4	12	3/8	3/8	9	16 1/4	1 3/8	14	12	1	1 1/8
10	16	1 3/8	14 1/4	12	3/8	1	10	17 1/2	1 3/8	15 1/4	16	1	1 1/8
12	19	1 1/2	17	12	3/8	1	12	20 1/2	2	17 3/8	16	1 1/8	1 1/4
14	21	1 3/8	18 3/4	12	1	1 1/8	14	23	2 1/8	20 1/4	20	1 1/8	1 1/4
15	22 1/4	1 3/8	20	16	1	1 1/8	15	24 1/2	2 3/8	21 1/2	20	1 1/4	1 3/8
16	23 1/2	1 3/8	21 1/4	16	1	1 1/8	16	25 1/2	2 1/4	22 1/2	20	1 1/4	1 3/8
18	25	1 3/8	22 3/4	16	1 1/8	1 1/4	18	28	2 3/8	24 3/4	24	1 1/4	1 3/8
20	27 1/2	1 1/2	25	20	1 1/8	1 1/4	20	30 1/2	2 1/2	27	24	1 1/4	1 3/8
22	29 1/2	1 1/2	27 1/4	20	1 1/4	1 3/8	22	33	2 3/8	29 1/4	24	1 1/2	1 3/8
24	32	1 3/8	29 1/2	20	1 1/4	1 3/8	24	36	2 3/8	32	24	1 1/2	1 3/8
30	38 3/4	2 1/8	36	28	1 1/4	1 3/8	30	43	3	39 1/4	28	1 3/4	2

Approximate Shipping Weights (lbs.)

Valve Size	4"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	30"
125 lb. Flanges	240	385	600	810	1280	1800	2300	3200	3500	5000	11000
250 lb. Flanges	270	420	700	900	1380	2150	2550	3500	3800	5490	13500

GENERAL SPECIFICATIONS
for
SURGE, RELIEF AND BACK PRESSURE VALVE

MODEL 50-RWR

DESIGN:— The Surge, Relief and Back Pressure Valve shall be flanged globe body, fully bronze mounted, external pilot operated, with free floating piston (operated without springs, diaphragm or levers), single seat with seat bore equal to size of valve.

The minimum travel of the piston shall be equal to 25% of the diameter of the seat and for true alignment (to correct lateral thrust and stem bending) the piston shall be guided above and below the seat a distance equal to no less than 75% of the diameter of the seat. The piston shall be cushioned and so designed as to insure positive closure.

The valve shall be packed with leather (or other soft material) to insure tight closure and prevent metal to metal friction and seating; furnished with indicator rod, to show position of opening of the piston, and pet-cocks for attachment to valve body for receiving gauges for testing purposes.

The design shall be such that repairs and dismantling internally of main valve may be made without its removal from the line.

OPERATION:— Valve shall arrest surges, prevent excessive pressure rise, and/or maintain back pressure for the pre-adjusted pressure of the pilot.

PHYSICAL AND CHEMICAL PROPERTIES:—The 150 lb. and 250 lb flanged assemblies shall conform to standards for flange thickness and drilling and wall thickness of body and caps. The valve shall be constructed of first class grey iron free from cold shuts, defective or spongy spots having tensile or at least 35,000 lbs. per square inch with chemical analysis (+ or - 10%) of Silicon 1.93 — total carbon 3.46 — Sulphur .089 — Phosphorous .249 — Manganese .57 — Titanium .10.

The bronze parts shall have a metal content approximating 87% copper, 7% tin, 3% lead, 2% zinc, 1% nickle and a minimum tensile of 40,000 lb per square inch.

TEST:— The test before shipment may be witnessed by a representative of the engineers for simulated field conditions and a cold hydrostatic test of at least 100% above the maximum pressure for which the valve is to operate.

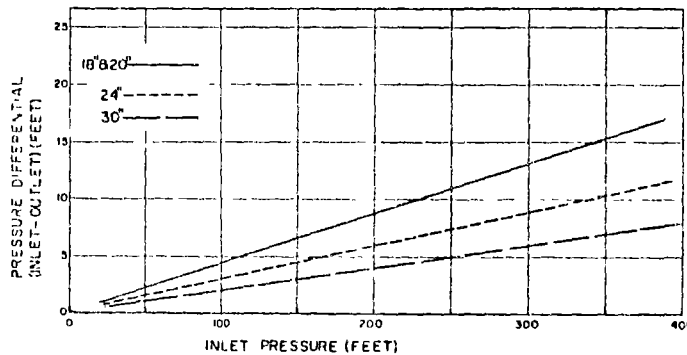
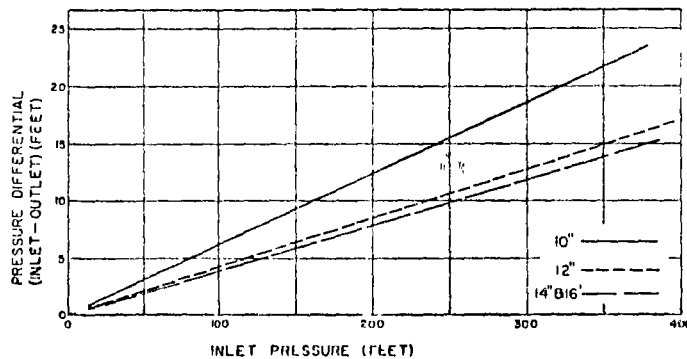
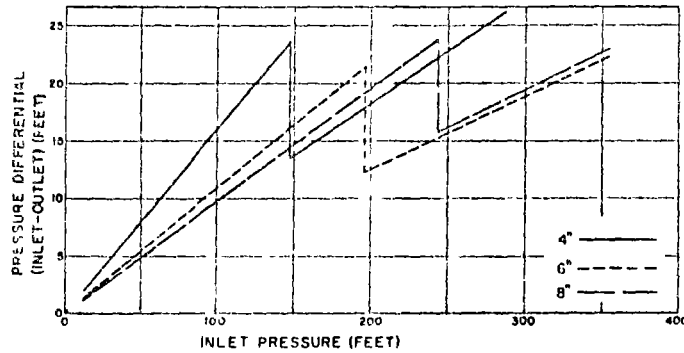
PAINTING:— All iron castings shall be coated on all sides with at least two coats of good grade asphaltic base metal paint.

MINIMUM PRESSURE DIFFERENTIAL Throttling Valve — Back Pressure Type

The design of any throttling valve is such that a minimum differential pressure is required to keep the valve open. For installation where the Back Pressure Valve is used to maintain upstream pressure, it should be noted that the pressure at the downstream pressure will be less than the upstream pressure by an amount equal to the minimum pressure differential.

NOTE: The minimum pressure differential requirement for a Back Pressure Valve may be eliminated by discharging the Pilot Valve to atmosphere.

The following curves should be used to determine the minimum differential required for a particular installation where the upstream pressure is known.



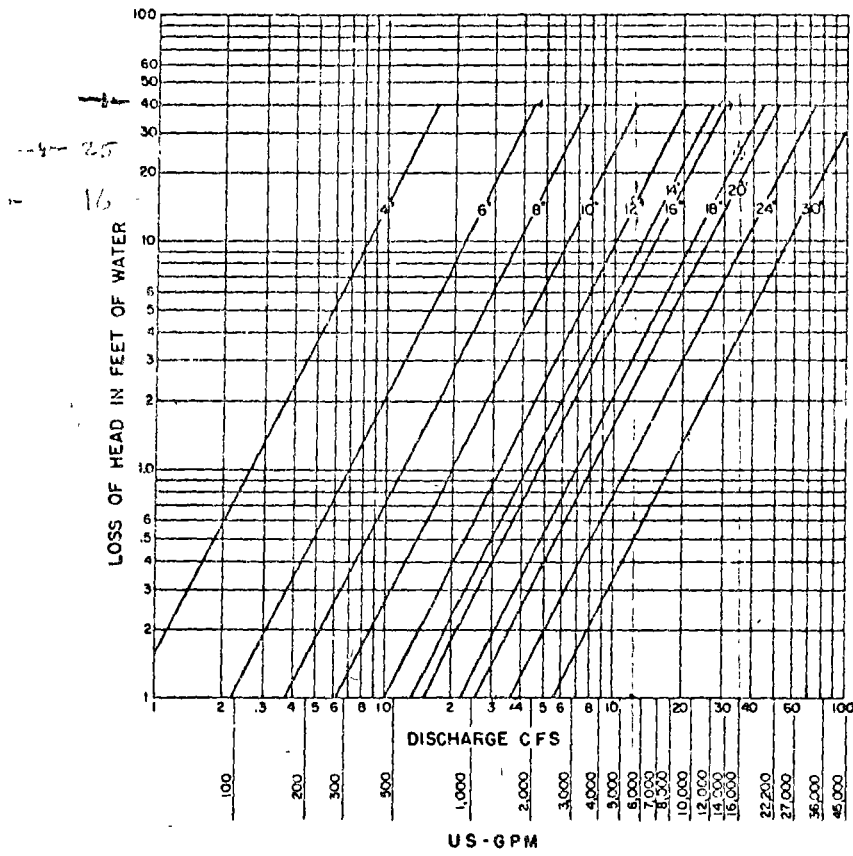
The "Minimum Pressure Differentials" determined from the above curves are ideal values and should be multiplied by the constant, 1.5, for practical use.

$$h_f = C \frac{V^2}{2g}$$

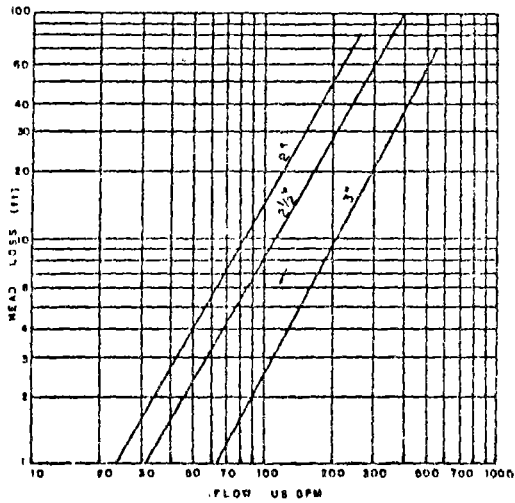
$$C = 6.5$$

HEAD LOSS CURVES

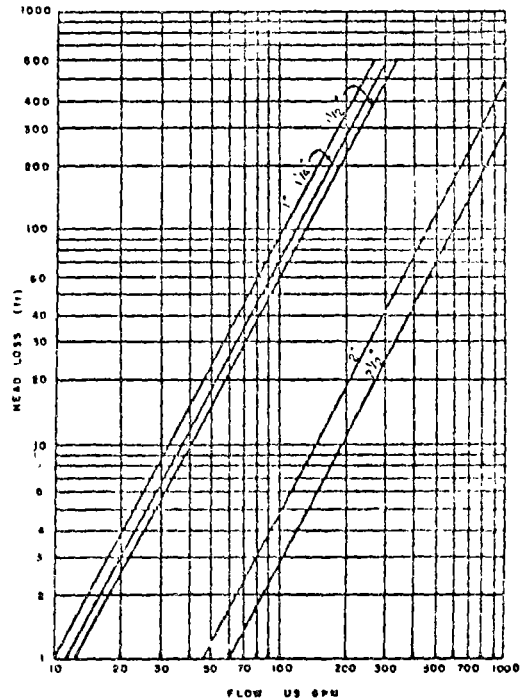
Relief Valves — External Controls



Globe Body — Models 21 RWR, 22 RWR and 20 WR-H

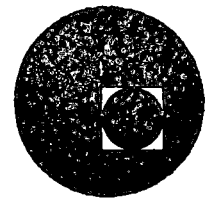


Angle Body — Model 20 WR

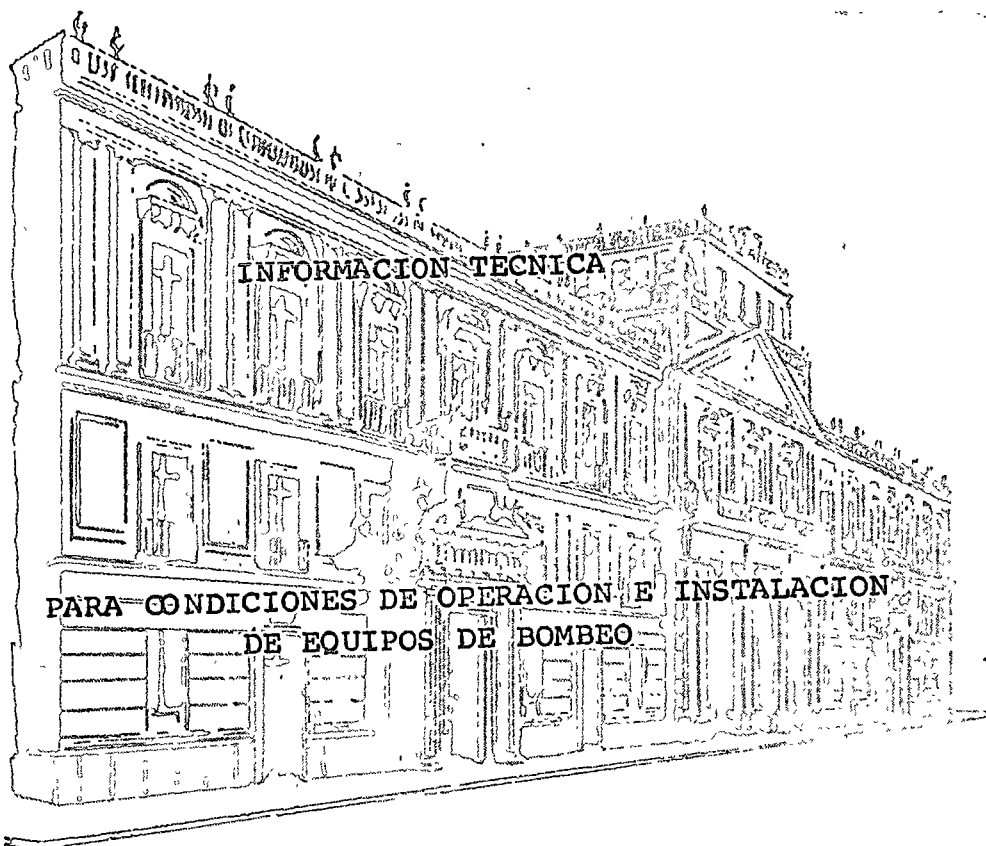




centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS



ING. JAIME SANCHEZ SALAMANCA

SEPTIEMBRE DE 1976.

Faint, illegible text at the top of the page, possibly bleed-through from the reverse side.



0

Centrifugal Pumps (test code)



The location of the measuring section should be the section in the discharge pipe where the maximum head prevails.

Thus:

$$h_n = \pm h_{s_n} + h_{v_n} \pm Z_n$$

Total head or total dynamic head (H) is the measure of the energy increase per pound of the liquid imparted to the liquid by the pump and is therefore the algebraic difference between the total discharge head and the total suction head.

Thus:

$$H = h_d - h_n$$

$$\text{or, } H = (\pm h_{s_d} + h_{v_d} \pm Z_d) - (\pm h_{s_n} + h_{v_n} \pm Z_n)$$

$$\text{and, } H = (\pm h_{s_d} + h_{v_d} \pm Z_d) - Z_{s_n} \text{ for sumps.}$$

Combining terms, the general expression for total head is:

$$H = (h_{s_d} - h_{s_n}) + (h_{v_d} - h_{v_n}) + (Z_d - Z_n)$$

Examples of head measurement are given on Pages 71-74.

In the preceding formulas, the work accomplished in compressing the fluid has been ignored. To evaluate the total head more accurately when handling a compressible fluid, this factor should be taken into consideration. For most liquids it may be assumed that a straight line relationship exists between pressure and volume. With this assumption, the above total head formula becomes:

$$H = (P_d - P_s) \frac{(v_d + v_s)}{2} + (h_{v_d} - h_{v_s}) + (Z_d - Z_s)$$

or,

$$H = \left[\frac{(P_d - P_s) \left(\frac{1}{w_d} + \frac{1}{w_s} \right)}{2} \right] + (h_{v_d} - h_{v_s}) + (Z_d - Z_s)$$

where:

P = Unit pressure

w = Specific weight, force/unit volume

v = $\frac{1}{w}$ = Specific vol., vol./unit weight

It is suggested that either of the last two relationships be used if a significant difference exists

between v_d and v_s , near best efficiency point, so as to affect the calculation of pump efficiency within the test tolerance.

Example: Correction of total head for compressibility.

Given Water Conditions:

$$T_s = 350 \text{ F (suction temperature)}$$

$$P_s = 200 \text{ psia (suction pressure)}$$

$$T_d = 360 \text{ F (discharge temperature)}$$

$$P_d = 4700 \text{ psia (discharge pressure)}$$

Reference: ASME Steam Tables—1967, Table 3, Properties of Superheated Steam and Compressed Water.

At suction conditions:

$$P_s = 200 \text{ psia; } T_s = 350 \text{ F}$$

From Table P159, $v_s = .01798 \text{ ft}^3/\text{lb}$ (Specific Volume)

At discharge conditions:

$$P_d = 4700 \text{ psia; } T_d = 360 \text{ F}$$

From Table P193, $v_d = .01770 \text{ ft}^3/\text{lb}$ then,

$$\begin{aligned} \left[\frac{(P_d - P_s)(v_d + v_s)}{2} \right] &= (4700 - 200) \times 144 \\ &\times \frac{(.01770 + .01798)}{2} \\ &= 11,560 \text{ ft} \end{aligned}$$

This value should be added to the terms $(h_{s_d} - h_{s_n})$ and $(Z_d - Z_n)$ to obtain the total head.

Net positive suction head available ^{DISPENSIBLE} in feet (symbol NPSHA) is the total suction head in feet of liquid absolute, determined at the suction nozzle and referred to datum, less the absolute vapor pressure of the liquid in feet of liquid pumped.

Thus:

$$\text{NPSHA} = h_{s_n} - h_{v_{pa}}$$

where

$$h_{s_n} = \text{Total suction head in feet absolute} \\ = h_s + h_n$$

or

$$\text{NPSHA} = h_s - h_{v_{pa}} + h_n$$



Centrifugal Pumps Test Code

where

h_a = Atmospheric pressure in feet absolute

h_{vp} = Vapor pressure of liquid in feet absolute

h_s = Total suction head in feet

or

$$NPSHA = \frac{144}{w} (P_a - P_{vp}) + h_s$$

where

P_a = Atmospheric pressure in psia

P_{vp} = Vapor pressure in psia

w = Specific weight of liquid in pounds per cubic foot

EXAMPLE: A four-stage boiler feed pump having a 4-inch inside diameter suction and a 3-inch inside diameter discharge, is rated at a capacity of 400 gpm against a total head of 900 feet handling water at 240 F, and running at 3550 rpm. The suction gauge reading is 21 psi and its datum is located 0.5 feet below impeller inlet datum. The pump is to be tested in the factory under full head and at the same speed, handling water at 80 F.

What is the Net Positive Suction Head Available (NPSHA) to the pump in the field?

$$NPSHA = \frac{144}{w} (P_a - P_{vp}) + h_s$$

$$P_a = 29'' \text{ of Hg} = \frac{29}{12} \times \frac{13.58}{2.31} = 14.2 \text{ psia}$$

Note: sp gr of mercury = 13.58 and

$$\text{psi} = \frac{\text{ft of water} \times \text{sp gr}}{2.31}$$

$P_{vp} = 24.97$ psia (from steam tables)

$w =$ Specific weight = 59.1 lb per cu ft

Velocity in 4-inch inside diameter suction

$$= \frac{400 \times .321}{(4)^2} = 10.2 \text{ ft/sec}$$

$$\text{Velocity head } (h_{vs}) = \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{vs} = \frac{(10.2)^2}{2 \times 32.17} = 1.6 \text{ feet}$$

$$h_s = \pm h_{as} + h_{vs} \pm Z_s$$

$$h_s = \frac{21 \times 144}{59.1} + 1.6 - 0.5 = 52.3 \text{ feet}$$

$$NPSHA = \frac{144}{59.1} (14.2 - 24.97) + 52.3 = 26.1 \text{ feet}$$

Power

The unit of power is the horsepower.

$$\begin{aligned} 1 \text{ horsepower} &= 550 \text{ foot-pounds per second} \\ &= 33,000 \text{ foot-pounds per minute} \\ &= 2545 \text{ Btu per hour} \\ &= .7457 \text{ kilowatts} \end{aligned}$$

Motor input (ehp) is the electrical input to the driver expressed in horsepower.

Pump input or driver output (bhp) is the power delivered to the pump shaft expressed in horsepower.

Pump output (whp) is the liquid horsepower delivered by the pump, or,

$$\text{whp} = \frac{w \times \text{cfs} \times H}{550} = \frac{s \times \text{gpm} \times H}{3960}$$

where

s = Specific gravity of liquid referred to water at 68 F

w = Specific weight of liquid in pounds per cubic foot

H = Total head in feet

gpm = Gallons per minute

cfs = Capacity in cubic feet per second

Efficiency

Pump efficiency (E_p) is the ratio of the energy delivered by the pump to the energy supplied to the pump shaft; that is, the ratio of the liquid horsepower to the brake horsepower, or,

$$E_p = \frac{\text{whp}}{\text{bhp}}$$

Overall efficiency (E_o) is the ratio of the energy delivered by the pump to the energy supplied to the input side of the pump driver; for example, the overall efficiency of a motor driven pump is the ratio of the liquid horsepower to the electrical horsepower, or,

$$E_o = \frac{\text{whp}}{\text{ehp}}$$

Effect of Operating Conditions

The most important factors affecting the operation of a pump are the suction conditions, total head, speed, temperature, specific weight, vis-



cosity and solids in suspension. In some cases the conditions of an installation are beyond the control of the pump manufacturer and this precludes the precise measurement of the true head and performance. In such cases, only a nominal performance can be measured and factory tests are particularly needed to predict the nominal field performance.

Cavitation Tests *Models of pump cavitation*

Three typical arrangements are shown for determining the cavitation characteristics of pumps.

In the first arrangement, Fig. 33, the pump is supplied from a constant level sump through a throttle valve which is followed by a section of pipe containing a screen and straightening vanes. This arrangement dissipates the turbulence produced by the throttle valve and makes possible an acceptable reading of suction lift at the pump inlet.

This simple arrangement usually is satisfactory for moderate suction lifts and smaller pumps, although the turbulence at the throttle valve tends to accelerate the release of dissolved air or gas from the liquid which takes place as the pressure on the liquid is reduced. A test made with this arrangement usually will indicate less favorable performance than that which can be expected under normal operating conditions.

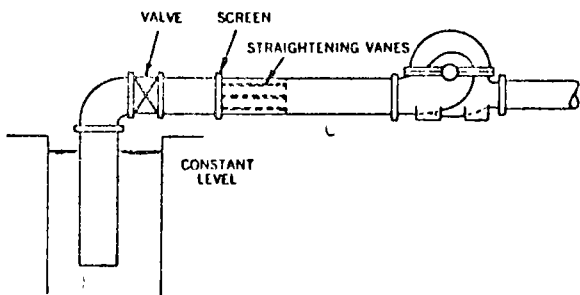


Fig. 33 CONSTANT LEVEL SUMP SUPPLY

In the second arrangement, Fig. 34, the pump is supplied from a relatively deep sump in which the liquid level can be varied to establish the desired suction lift. This arrangement provides an actual suction lift and hence more nearly duplicates average operating conditions. Since the release of dissolved air or gas is a function of time as well as pressure, results will be influenced by the length of the suction line, and a test made with this arrangement may show bet-

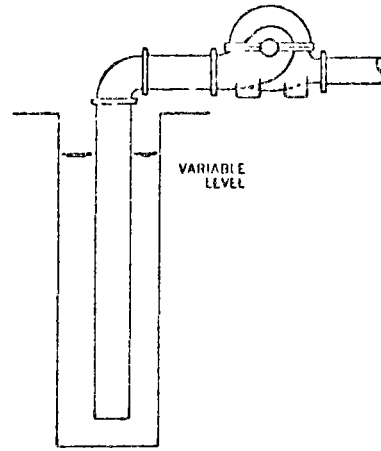


Fig. 34 DEEP SUMP SUPPLY

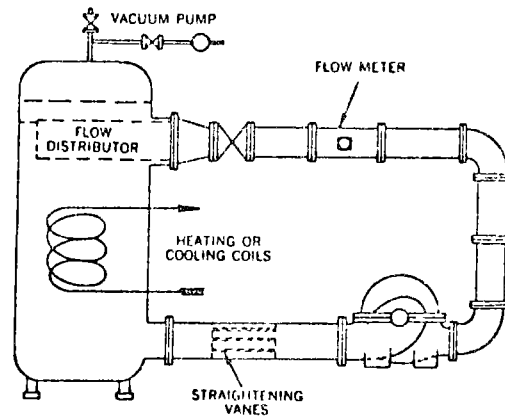


Fig. 35 CLOSED LOOP SET-UP

ter results than can be expected with a suction line of considerably greater length.

In the third arrangement, Fig. 35, the pump is supplied from a closed tank in which the level is held constant and the effective suction lift or head is adjusted by varying the air or gas pressure over the liquid, or by varying the temperature of the liquid, or by a combination of these factors. Where it is practical to test at the same temperature as specified for the actual installation, this is recommended. However, a test at a lower temperature and vapor pressure subjects the pump to more severe conditions because of



Centrifugal Pumps Test Code

the greater volume of the released vapor. Since this arrangement tends to strip the liquid of dissolved air or gas, it gives a more accurate measurement of the pump performance uninfluenced by the release of air or gas at pressures greater than the vapor pressure of the liquid. This arrangement more nearly duplicates service conditions where a pump takes its supply from a closed vessel with the liquid at or near its vapor pressure.

Determination of Limiting Suction Requirements

The suction requirements to be met by a pump are defined by the cavitation coefficients, sigma (σ) as determined by the specified field conditions. Sigma is defined as:

$$\sigma = \frac{NPSHA}{H}$$

where

NPSHA = Net positive suction head available, as defined on page 57 in feet
H = Total pump head per stage in feet

The cavitation characteristics of a pump can be determined by one of the following procedures:

Using one of the test arrangements shown, the pump may be run at constant capacity and speed with the suction condition varied to produce cavitation. Plots of head, efficiency, and power input shall be made as shown in Fig. 36. For the higher values of sigma (σ), the values of head (H), efficiency (η), and horsepower (bhp) should remain substantially constant. As sigma (σ) is reduced, a point is reached where the curves break away from this trend, indicating a condition under which the performance of the pump may be impaired, the degree of which will depend upon the specific speed, size and service of the pump, and the characteristics of the liquid. Fig. 37 shows results typical of tests for sigma (σ) at capacities both greater and less than normal.

One alternate technique for determining the cavitation characteristics is to hold the speed and suction pressure (p_s) constant, and to vary the capacity. For any given suction pressure, the pump head may be plotted against capacity. A series of such tests will result in a family of curves, as shown in Fig. 38. Where the curve for any suction pressure (p_s) breaks away from the envelope, cavita-

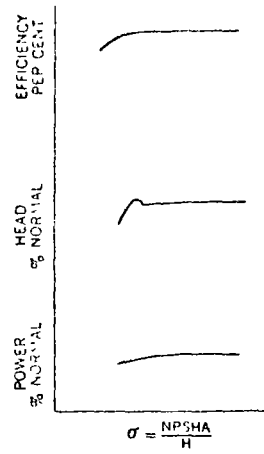


Fig. 36 PLOTS OF HEADS, EFFICIENCY AND POWER INPUT VS SIGMA

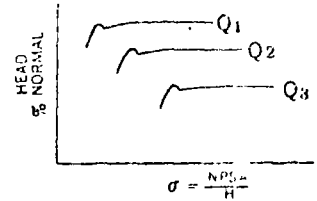


Fig. 37 SIGMA AT VARIOUS CAPACITIES

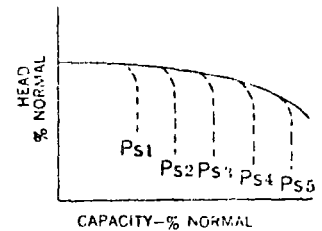


Fig. 38 ILLUSTRATION OF HEAD BREAKDOWN UNDER CAVITATION

tion occurs. Sigma (σ) may be calculated at the break-away points.

Another alternate technique is to hold the speed constant and run head-capacity tests at several different suction throttle valve settings, bracketing the suction condition point. A series of such tests will result in a family of curves similar to those obtained above from which sigma (σ) may be calculated at the break-away points.

Accurate determination of the start of cavitation, i.e., the "cavitation point," requires very careful control of all factors which influence the operation of the pump. A number of test points bracketing the point of change must be taken, and the data plotted to determine when the performance breaks away from normal. Any change in performance, either a drop in head, power or efficiency at a given capacity, or a change in sound or vibration may be an indication of cavitation, but because of the difficulty in determining just when the change starts, a drop in head of 3 per cent is usually accepted as evidence that cavitation is present.

When testing with water, an accurate temperature measurement usually is sufficient to establish the vapor pressure, but the degree of aeration of the water may have a considerable influ-



ence on performance. Consistent results are more readily obtained when the water is effectively deaerated. When testing with other fluids such as hydrocarbons, a vapor pressure bulb in the suction line not far from the pump inlet may be required to get a satisfactory reading of the vapor pressure.

The 3 per cent drop in head, as evidence of cavitation, can be used only as a guide for relatively simple cavitation tests of smaller pumps of low to medium specific speed. Where it is important to establish normal operation with an appreciable margin over the minimum required NPSH to take care of transients, as in the case of a large boiler feed pump, or to effectively prevent cavitation damage, as in the case of a large water supply or irrigation pump, instrumentation and testing must be refined to clearly indicate a smaller drop in performance, frequently as little as 1 per cent.

Cases may arise in which the limitations of the factory test facilities may preclude the securing of sufficient suction lift to reproduce the installation sigma (σ). In such cases the required sigma can be obtained by an increase in the pump speed with a corresponding increase in pumping head and capacity instead of by a reduction in suction head or an increase in suction lift.

The pump should be operated above the sigma at which break-away occurs if pitting, noise, vibration and unstable operation are to be avoided. The margin of operating sigma above the critical sigma depends upon the particular installation, but a general guide to recommended conditions for pumps of various types is given in the charts for recommended upper limits of specific speed, Fig. 57, 58, 59 and 60; the charts for recommended NPSH for hot water pumps, Figs. 53 and 54; and the chart for condensate pumps, Fig. 55. However, in pumps designed with abnormally large impeller eyes to get low NPSH or which operate close to or above the limits of head and specific speed represented by the above curves, cavitation tests are considered of great importance to insure satisfactory operation.

Suction Conditions

The total suction lift or total suction head is to be measured as specified on pages 69, 70 and 71.

Factory Tests—The exact value of net positive suction head available (NPSHA) on this test is

unimportant, particularly if cavitation tests have been made on the pump and it has been established that the net positive suction head available at the installation is equal to or in excess of the net positive suction head required (NPSHR) by the pump through the range of operation.

Field Tests—The NPSHA shall not be less than that specified. No valve in the suction line shall be throttled during the tests.

EXAMPLE: Find the equivalent factory suction head to duplicate field suction conditions of example, page 58.

$$\begin{aligned} \text{Total head (H)} &= \text{head per stage} \\ &= \frac{900}{4} = 225 \text{ feet} \end{aligned}$$

$$\sigma = \frac{\text{NPSHA}}{H} = \frac{26.1}{225} = .116$$

In the factory test with water at 80 F, we must have the same sigma, so:

$$\text{NPSHA} = \sigma \times H$$

$$\text{NPSHA} = .116 \times 225 = 26.1 \text{ feet}$$

Note that since the head in the field and factory are the same, the value of NPSHA is the same.

In the factory test with water at 80 F.

$$P_n = 14.7 \text{ psia} = 30 \text{ in. of mercury}$$

$$P_{vp} = 0.5 \text{ psia (from steam tables)}$$

$$w = 62.2 \text{ pounds per cubic foot.}$$

Since

$$\text{NPSHA} = \frac{144}{62.2} (P_n - P_{vp}) + h_a$$

$$h_a = \text{NPSHA} - \frac{144}{62.2} (P_n - P_{vp})$$

$$h_a = 26.1 - \frac{144}{62.2} (14.7 - .5)$$

$$= 26.1 - 32.9$$

$$= -6.8 \text{ feet}$$

Hence, we must have 6.8 feet of total suction lift in the factory test.

The actual suction gauge reading may be obtained from the equation:

$$h_a = \pm h_s + h_r \pm Z_s$$



Centrifugal pumps test code

Test of Full Sized Pumps at Reduced Speed

When facilities do not permit full speed tests, *reduced speed tests are permissible and are, in general, closely representative of tests at full speed.*

In tests at reduced speed, the relative power loss in bearing and stuffing box friction may be increased, an effect which may be appreciable in small pumps. The hydraulic friction losses may be relatively increased when the Reynolds number for the water passages is reduced, an effect which may be appreciable in small pumps of low specific speed. Therefore, these factors must be considered in determining an acceptable test speed.

In order to maintain hydraulic similarity with the field operation, the following relationships shall be used for determining the head and capacity at the rated point:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{N_1}{N} = \sqrt{\frac{H_1}{H}}$$

where

- Q_1 = Capacity on test in gpm
- Q = Capacity on installation in gpm
- N_1 = Speed on test in rpm
- N = Speed on installation in rpm
- H_1 = Head on test in feet
- H = Head on installation in feet

Test of Full Sized Pumps at Increased Speed

Under unusual circumstances, it may be desirable to carry out tests at higher speeds than specified for the installation. This may be due, for example, to the limitations of available prime movers or electrical frequency. In this case, all of the above considerations continue to apply.

Cases may arise in which the limitations of the factory test facilities may preclude the securing of sufficient suction lift to reproduce the installation sigma. In such cases, the required sigma can be obtained by an increase in the pumping head instead of by a reduction in suction head or an increase in suction lift.

Speed

The effect of speed on operating conditions is illustrated in the following example.

EXAMPLE: With the same field conditions as in the preceding example, the factory test on the same pump is to be made at a reduced speed of 2950 rpm, with water at 80 F. What head, capacity and suction head or lift should be used in the factory test?

Applying the relationships given above, the head per stage to be used in the factory test is:

$$H_1 = H \left[\frac{N_1}{N} \right]^2 = 225 \left[\frac{2950}{3550} \right]^2 = 156 \text{ feet}$$

The capacity to be used in the factory test is:

$$Q_1 = Q \left[\frac{N_1}{N} \right] = 400 \left[\frac{2950}{3550} \right] = 333 \text{ gpm}$$

Since:

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3550 \frac{\sqrt{400}}{225^{3/4}} = 1220$$

then,

$$N_{s1} = \frac{N_1 \sqrt{Q_1}}{H_1^{3/4}} = 2950 \frac{\sqrt{333}}{156^{3/4}} = 1220$$

This will keep the specific speed the same in the factory test as in the field installation.

To keep the cavitation factor,

$$\sigma = \frac{\text{NPSHA}}{\text{Head/Stg.}} = \frac{26.1}{225} = 0.116$$

the same in the factory test as in the field installation

$$\text{NPSHA} = \sigma H$$

$$= .116 \times 156 = 18.1 \text{ feet}$$

$$h_s = \text{NPSHA} - \frac{144}{w} (P_a - P_{vp})$$

$$= 18.1 - \frac{144}{62.2} (14.7 - .5)$$

$$= 18.1 - 32.9$$

$$= -14.8 \text{ feet}$$

Therefore, the factory test should be run with a total suction lift of 14.8 feet. When it is impossible to obtain the specified speed on test due to variation of frequency in the electric current or for other reasons, corrections in the capacity, head and brake horsepower, to correspond to the specified speed, may be made from test data in the manner set forth on page 76.

NPSH-Experimental Deviation from the Square Law

The affinity relationships define the manner in which head, capacity, horsepower, and NPSH vary in a centrifugal or axial flow pump with

SUMMARY OF NECESSARY DATA ON PUMPS TO BE TESTED

The following information should be furnished on pumps to be tested:

General:

1. Owner's name _____
2. Plant location _____
3. Elevation above sea level _____
4. Type of service _____

Pump:

1. Manufactured by _____
2. Manufacturer's designation _____
3. Manufacturer's serial number _____
4. Arrangement: horizontal _____ vertical _____
5. Inlet: _____ single _____ double _____
6. Number of stages _____
7. Size suction: nominal _____ in.
actual _____ in.
8. Size discharge: nominal _____ in.
actual _____ in.

Intermediate Transmission:

1. Manufactured by _____
2. Type _____
3. Serial number _____
4. Speed ratio _____
5. Efficiency _____

Driver:

1. Manufactured by _____
2. Serial number _____
3. Type: motor _____ turbine _____ other _____
4. Rated horsepower _____
5. Rated speed _____
6. Characteristics (voltage, frequency, etc.) _____
7. Calibration data _____

Specifying Rated Conditions

The following information is necessary in specifying rated conditions:

1. Liquid pumped (water, oil, etc.) _____
2. Specific weight _____
3. Viscosity at pumping temperature _____
4. Temperature _____ F
5. Vapor pressure _____ psia

6. Capacity _____ gpm
7. Total suction lift (h_s) _____ ft
head (h_s) _____ ft
8. Net positive suction head (NPSH) _____ ft
9. Total discharge head (h_d) _____ ft
10. Total head (H) _____ ft
11. Liquid horsepower (whp) _____ hp
12. Efficiency (E_p) _____ per cent
13. Brake horsepower (bhp) _____ hp
14. Speed _____ rpm

TEST INFORMATION

Test information should be listed substantially as follows:

General:

1. Where tested _____
2. Date _____
3. Tested by _____
4. Test witnessed by _____

Capacity:

1. Method of measurement _____
2. Meter—Make and serial number _____
3. Calibration data _____

Head:

1. Suction gauge—Make and serial number _____
2. Calibration curve _____
3. Discharge gauge—Make and serial number _____
4. Calibration data _____

Power:

1. Method of measurement _____
2. Make and serial number of instrument _____
3. Calibration data _____

Speed:

1. Method of measurement _____
2. Make and serial number of instrument _____
3. Calibration data _____



Centrifugal Pumps Test Code

Test Performance Corrected to Specified Conditions

Test performance of pumps handling non-viscous liquids shall be corrected to rated speed and rated specific weight. For correction values applying to centrifugal pumps handling viscous liquid, refer to page 100.

Model Tests *Para las Pruebas Modelo*

In many installations involving units of large size, model tests are of great utility. Even when it might be feasible to test the large unit in the factory, a model may often be tested with greater accuracy and thoroughness. By adopting a standard size of model for various pumps, properly comparable performances can be obtained. The model impeller should be not less than 12 inches outside diameter. The exact model to prototype ratio shall be selected by the pump builder. Comparisons between model tests are valid only when the model to prototype ratios are substantially the same.

Testing models in advance of final design and installation of a large unit not only provides advance assurance of performance but makes alterations possible in time for incorporation in the prototype unit.

Not all installations lend themselves to a practical model investigation. The pumping of water carrying considerable quantities of sand or other foreign material is not readily reproduced in model operation. This Code, therefore, is limited to the pumping of clear water, free from abnormal quantities of air or solids, both in field installations and factory tests. The effects of wear and deterioration, the effects of free surface disturbances in open channel sumps, interference between neighboring units, and peculiar problems caused by abnormal settings are covered by model sump tests. (See page 113).

It is recommended that when model tests are to be conducted, the performance characteristics be specified for the model. It is not, in general, essential that the model test head be the same as that of the prototype. A model pump should be tested at such conditions that complete turbulent flow will be maintained in all flow passages at all times. In general, this means that the model head will be the same as that of the prototype.

The model should have complete geometric similarity with the prototype, not only in the pump proper, but also in the intake and discharge conduits as specified above for tests on

full sized pumps. The model should be run at such speed that the specific speed remains the same as that of the prototype unit. If cavitation tests are not available, the suction head or lift should be such as to give the same sigma value as in the prototype. As previously explained, if the prototype sigma is known to be safely in excess of the critical sigma, then a higher sigma can be used for the model tests, although it is preferable to maintain the same value.

There is danger of air separation destroying similarity relationships if the absolute pressure is reduced too low. Consequently, condensate pumps should not be modeled.

If corresponding diameters of model and prototype are (D_1) and (D) respectively, then the model speed (N_1) and model capacity (Q_1), under the test head (H_1), must agree with the relationships:

$$\frac{N_1}{N} = \left[\frac{D}{D_1} \right] \sqrt{\frac{H_1}{H}}$$

and

$$\frac{Q_1}{Q} = \left[\frac{D_1}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{H_1}{H}}$$

The efficiency of the model should not, in general, be assumed to be exactly equal to that of the prototype. In testing a model of reduced size, the above conditions being observed, complete hydraulic similarity may not be attained because of certain influences. For example, complete geometric similarity will not be obtained unless the relative roughness of the impeller and pump casing surfaces are the same. With the same surface texture in both model and prototype, the model efficiency will be lower than that of the larger unit. Further, it is generally not practical to model running clearances or bearing sizes. When such is the case, the model efficiency will be reduced. To approximate prototype efficiency with a model, the impeller and diffuser surfaces must be considerably smoother on the model than on the prototype.

When a high degree of understanding exists between manufacturer and user relative to the comparison, limitations encountered going from model to prototype, thought may be given to the practicability of increasing the prototype efficiency on the basis of model test results. However, this should be done only by mutual agreement before the job is let, on the basis of all the available test data of a similar nature.



NPSH and Eye Area

There are many factors which affect the required NPSH of a centrifugal pump. One factor is eye area. However, eye area alone cannot be used to evaluate the NPSH of any given pump, since many of the other factors are individual design characteristics.

Specific Speed

The effect of suction lift on a centrifugal pump is related to its head, capacity and speed. The relation of these factors for design purposes is expressed by an index number known as the specific speed. The formula is as follows:

$$\text{Specific speed, } N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ or } N_s = \frac{N\sqrt{QH^{1/4}}}{H}$$

where

- Q = Capacity in gpm
- H = Total head per stage in ft
- N = Rpm

The designed specific speed of an impeller is an index to its type when the factors in the above formula correspond to the performance at *optimum efficiency*. It is used when designing impellers to meet different conditions of head, capacity and speed. Impellers for high heads usually have low specific speeds and impellers for low heads usually have high specific speeds. The specific speed has been found to be a very valuable criterion in determining the permissible maximum suction lift or minimum suction head to avoid cavitation for various conditions of capacity, head and speed.

For a given head and capacity, a pump of low specific speed will operate safely with a greater suction lift than one of higher specific speed. If the suction lift is very high (over 15 feet), it is often necessary to use a slower speed and consequently larger pump, while if the suction lift is low, or there is a positive head on the suction, the speed may often be increased and a smaller pump may be used.

Specific Speed Limitations

Increased speeds without proper suction conditions often cause serious trouble from vibration, noise and pitting. The four specific speed curves (Figs. 57, 58, 59 & 60) represent generally attainable limits of specific speed in respect to capacity, speed, head, and suction lift, and are not to be construed as theoretical limits. On a particular application it is possible that

some pumps will exceed the limits set forth in these curves. In such cases, where the characteristics of the pump are based on the manufacturers' experience and test data, the limits shown on the curves may be exceeded.

The curves show recommended maximum specific speeds for normal rated operating conditions and are based upon the premise that the pump at that rated condition is operating at or near its point of *optimum efficiency*.

The suction lift or suction head is to be measured at the suction flange of the pump and referred to the centerline of the pump for horizontal pumps and double suction vertical pumps, or to the entrance eye of the first stage impeller for single suction vertical pumps.

The curves apply to single stage pumps of double suction and single suction type with shaft through the eye of the impeller, single suction overhung impeller pumps, and to single inlet mixed flow and axial flow pumps.

The first curve, Fig. 57, covers double suction centrifugal pumps for specific speeds of 1000 to 6000.

The second curve, Fig. 58, covers single suction shaft through the eye of impeller pumps of predominately the centrifugal type for specific speeds of 700 to 4200.

The third curve, Fig. 59, covers single suction overhung impeller pumps of predominantly the centrifugal type for specific speeds of 700 to 4200. The types of pumps listed above find application principally in the medium and high head range.

The fourth curve, Fig. 60, covers pumps of the single suction mixed flow and axial flow type for specific speeds of 3,500 to 20,000. Pumps of these types are applied advantageously for low head pumping.

EXAMPLE: Double suction pumps.

Given a total head of 100 feet and a total suction lift of 15 feet, what is the safe upper limit of specific speed?

Referring to the first curve, Fig. 57, the intersection of the diagonal for 15 feet suction lift with the vertical line for 100 feet total pump head falls on the horizontal line corresponding to 3100 specific speed. This is the value of

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

in which the volume or gpm is the total gallons per minute capacity of the pumping unit includ-



centrifugal pumps applications

ing both sides of the impeller and is the highest value which should be used for this head and suction lift.

EXAMPLE: Single suction pump with shaft through eye of impeller.

Given a total head of 100 feet and a total suction lift of 15 feet, what is the safe upper limit of specific speed to avoid danger of cavitation?

Referring to the second curve, Fig. 58 the intersection of the diagonal for 15 feet suction lift with the vertical line at total pump head of 100 feet falls on the horizontal line corresponding to 2260 specific speed. The specific speed should not exceed this value.

EXAMPLE: Single suction mixed flow or axial flow pump.

Given a total head of 35 feet and a total suction head of 10 feet, corresponding to a submerged impeller, what is the safe upper limit of specific speed?

Referring to the fourth curve, Fig. 60, the intersection of the vertical line for 35 feet total pump head and the diagonal for 10 feet suction head falls on the horizontal line corresponding to 9400 specific speed. The specific speed should not exceed this value.

Corrections for Higher Temperature and Elevation

Figs. 57, 58, 59 and 60 are based upon a water temperature not over 85 F and sea level installation. They can, however, be used for higher water temperatures and for installations above sea level by taking into account the fact that each suction lift and suction pressure line represents a certain net positive suction head (NPSH) above vapor pressure.

The vapor pressure for 85 F temperature water (obtainable from steam tables) is 0.6 pounds per square inch absolute (psia). Thus the maximum vacuum to which the water could be subjected at sea level is $14.7 - 0.6 = 14.1$ psi, which is equivalent to a water column of 32.6 feet. The 15 feet suction lift line thus represents a net positive suction head (NPSH) of $32.6 - 15 = 17.6$ feet.

To find the equivalent suction lift for water of 180 F temperature with 2 feet positive head at the suction nozzle, proceed as follows:

The vapor pressure for 180 F water is 7.51 psia. Two feet positive head on the suction is equivalent to:

$$14.7 + \frac{2}{\left[\frac{144}{62.4 \times .97} \right]} = 15.54 \text{ psia}$$

In this equation, .97 is the specific gravity of water at 180 F. Therefore, the suction pressure above the vapor pressure is $15.54 - 7.51 = 8.03$ psi or 19.1 feet NPSH. With 85 F water this would correspond to a suction lift of $32.6 - 19.1 = 13.5$ feet from which the specific speed should be selected.

For installations above sea level, the curves may be used by adding to the specified suction lift or by deducting from the specified suction heads the water column in feet equivalent to the reduction in sea level barometric pressure. For example, the barometric pressure at 5000 feet elevation is approximately 12.25 psi so that 15 feet suction lift at this elevation corresponds to:

$$15 + (14.7 - 12.25) \left[\frac{144}{62.4 \times 1.00} \right] = 20.66 \text{ feet}$$

at sea level, which suction lift must be used in selection of maximum specific speed.

The correction for altitude is approximately one foot per 1000 feet.

Hot Water

Two curves, Figs. 53 and 54, have been prepared for pumps handling hot water at temperatures of 212 F and above. These curves show the recommended minimum net positive suction head (h_{sv}) in feet for different design capacities and speeds.

Fig 53 applies to single suction pumps and Fig 54 to double suction pumps. These curves serve as guides in determining the net positive suction head (h_{sv}) for hot water pumps and do not necessarily represent absolute minimum values.

Net Positive Suction Head (h_{sv})

Net positive suction head (h_{sv}) is the total suction head in feet of liquid absolute, determined at the suction nozzle and corrected to

centrifugal pumps applications



datum, less the vapor pressure of the liquid in feet absolute. Thus:

$$h_{av} = h_{aa} - h_{vpa}$$

where

$$h_{aa} = \text{Total suction head in feet absolute} \\ = h_a + h_o$$

or

$$h_{av} = h_a - h_{vpa} + h_o$$

where

- h_a = Atmospheric pressure in ft absolute
- h_{vpa} = Vapor pressure of liquid in ft absolute
- h_o = Total suction head, in ft (positive = + h_o)
- h_o = Total suction lift in ft (negative = - h_o)

or

$$h_{av} = \frac{144}{w} (p_a - p_{vp}) + h_o$$

where

- p_a = Atmospheric pressure in psia
- p_{vp} = Vapor pressure in psia
- w = Specific weight of liquid in lbs per cu ft

If a hot water pump takes its suction from a source where the prevailing pressure is equivalent to the vapor pressure corresponding to its temperature, the net positive suction head is the difference in elevation between the liquid level and the datum minus the entrance and friction losses in the suction piping.

EXAMPLE: If a pump handles water at 350 F temperature with 150 psig pressure at the suction nozzle (corrected to datum) and with 12 feet per second velocity, what is the net positive suction head?

Specific weight of water at 350 F = 55.5 lbs per cu ft (from steam tables).

Vapor pressure,

$$h_{vpa} = 134.6 \text{ psia (from steam tables)}$$

Vapor pressure in feet absolute,

$$h_{vpa} = 134.6 \times \frac{144}{55.5} = 349 \text{ feet}$$

Velocity head,

$$h_v = \frac{V^2}{2g} = \frac{12^2}{2 \times 32.17} = 2.24 \text{ feet}$$

Total suction head,

$$h_{aa} = (150 + 14.7) \times \frac{144}{55.5} + 2.24 \\ = 429 \text{ ft abs}$$

Net positive suction head,

$$h_{av} = 429 - 349 = 80 \text{ feet}$$

Net Positive Suction Head (NPSH) for Condensate Pumps

Fig. 55 indicates net positive suction head (NPSH) for condensate pumps with shaft passing through the eye of the impeller. It applies to pumps having a maximum of three stages, the left scale representing single suction pumps and the right scale, double suction pumps or pumps with double suction first stage impeller.

For single suction overhung impellers the curve may be used by dividing the specified capacity, if 400 gpm or less, by 1.2; and if greater than 400 gpm, by 1.15.

The curve may be used for capacities and speeds other than shown by the relation, that, for a definite NPSH, the product of rpm $\times \sqrt{\text{gpm}}$ remains constant.

EXAMPLE: What is the maximum capacity with 2 feet NPSH at 3500 rpm?

For 1750 rpm the maximum capacity is 140 gpm for a single suction pump; thus

$$1750\sqrt{140} = 3500\sqrt{X}$$

$$X = \frac{140}{4} = 35 \text{ gpm}$$

When using curve, Fig. 55, the net positive suction head shown is not the submergence, but the submergence corrected to the centerline of the pump for a horizontal pump, and to the eye of the impeller for a vertical pump, minus entrance and friction losses, and should be measured (preferably by a differential gauge) between the hotwell of the condenser and the pump's suction nozzle.



centrifugal pumps applications

12

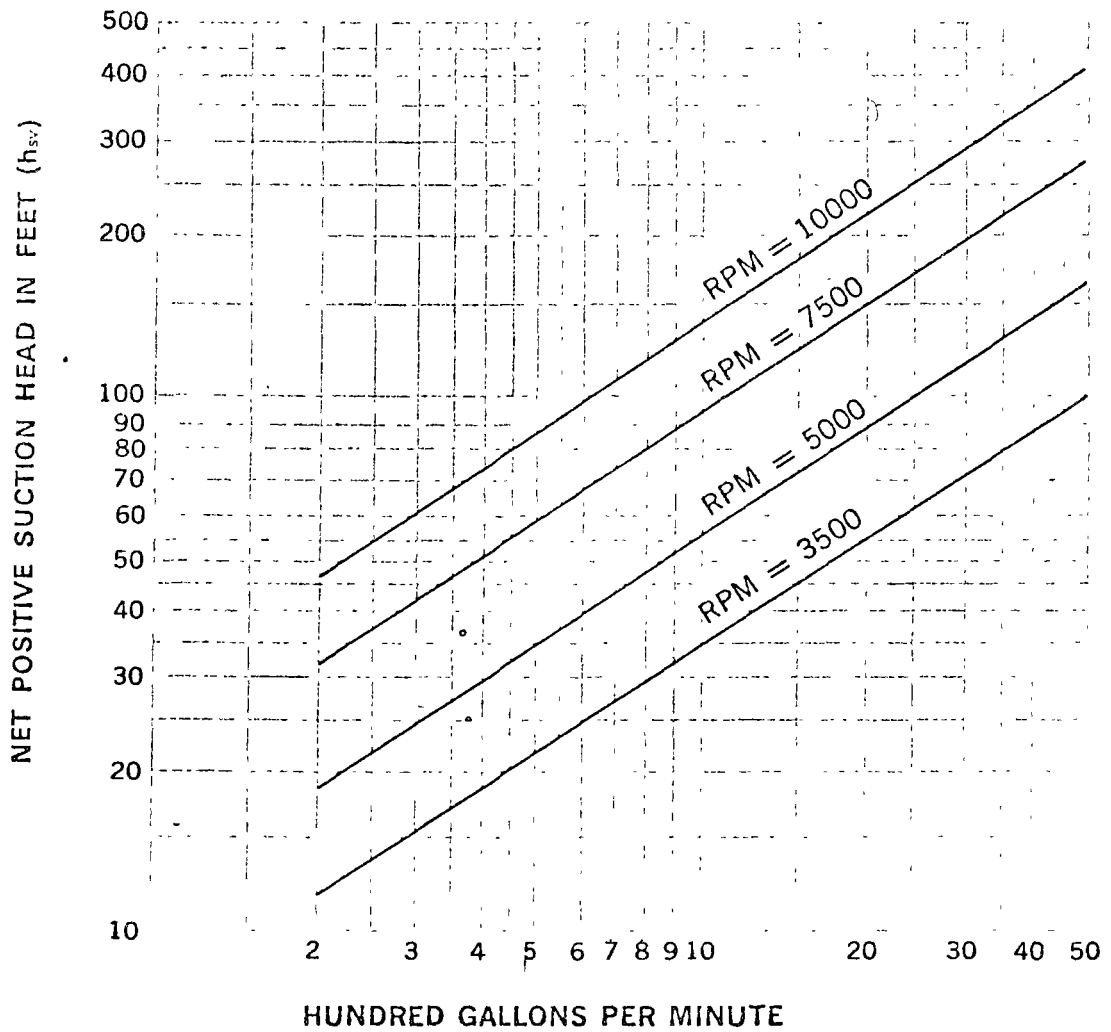


Fig. 53 NET POSITIVE SUCTION HEAD CENTRIFUGAL HOT WATER PUMPS SINGLE SUCTION

centrifugal pumps applications



13

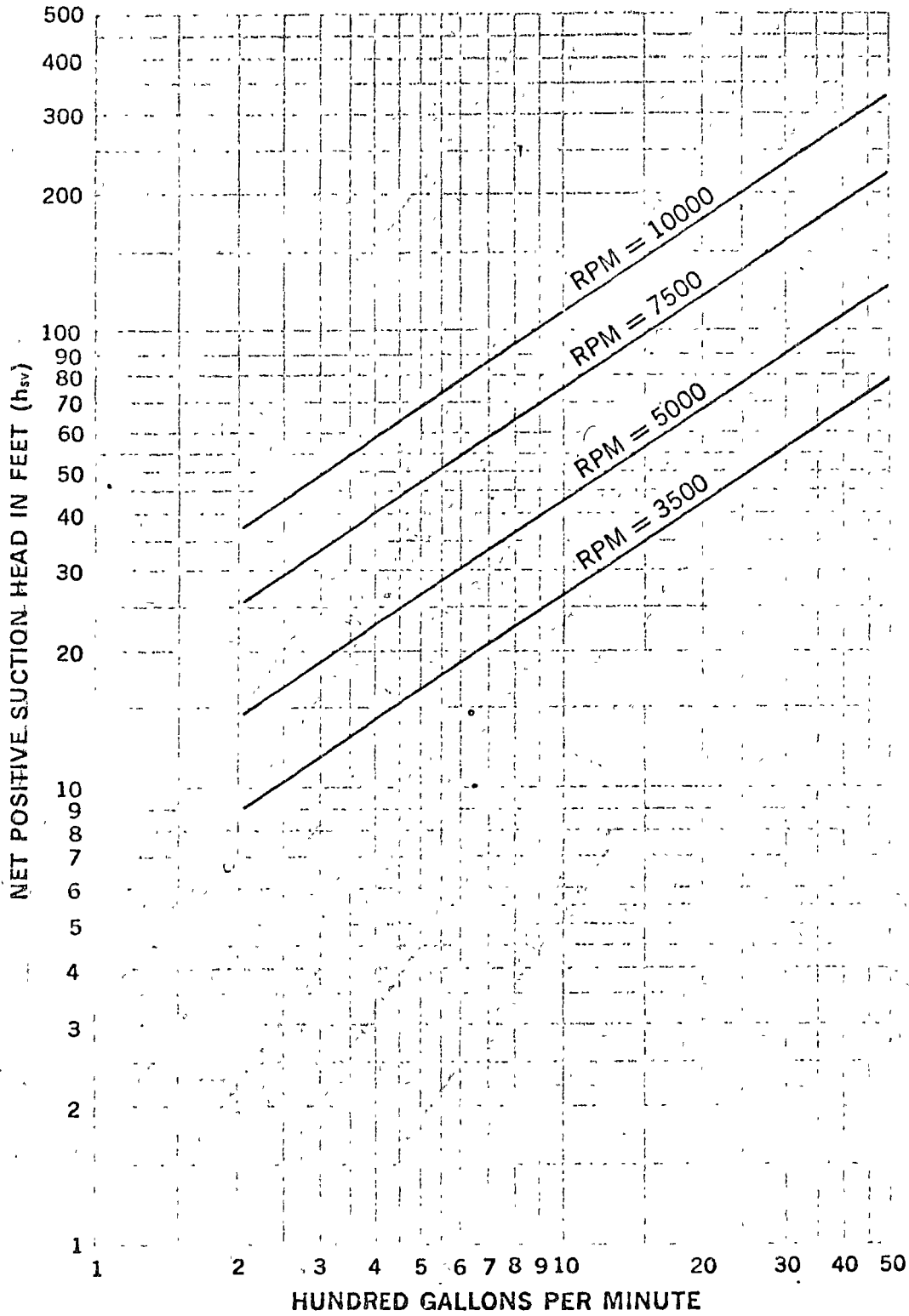


Fig. 54 NET POSITIVE SUCTION HEAD CENTRIFUGAL HOT WATER PUMPS DOUBLE SUCTION FIRST STAGE



centrifugal pumps applications

14 0

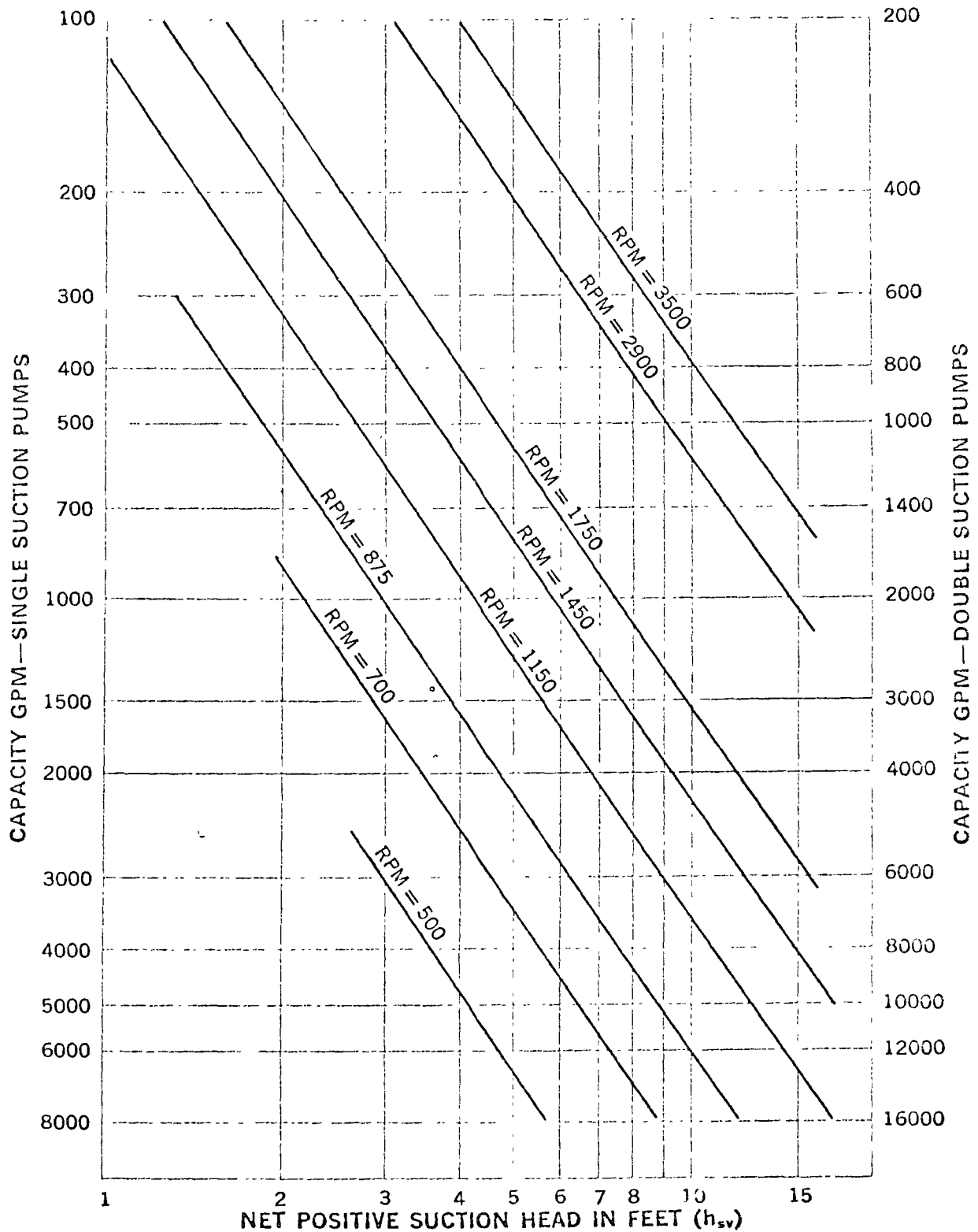


Fig. 55 CAPACITY AND SPEED LIMITATIONS FOR CONDENSATE PUMPS WITH SHAFT THROUGH EYE OF IMPELLER

at times

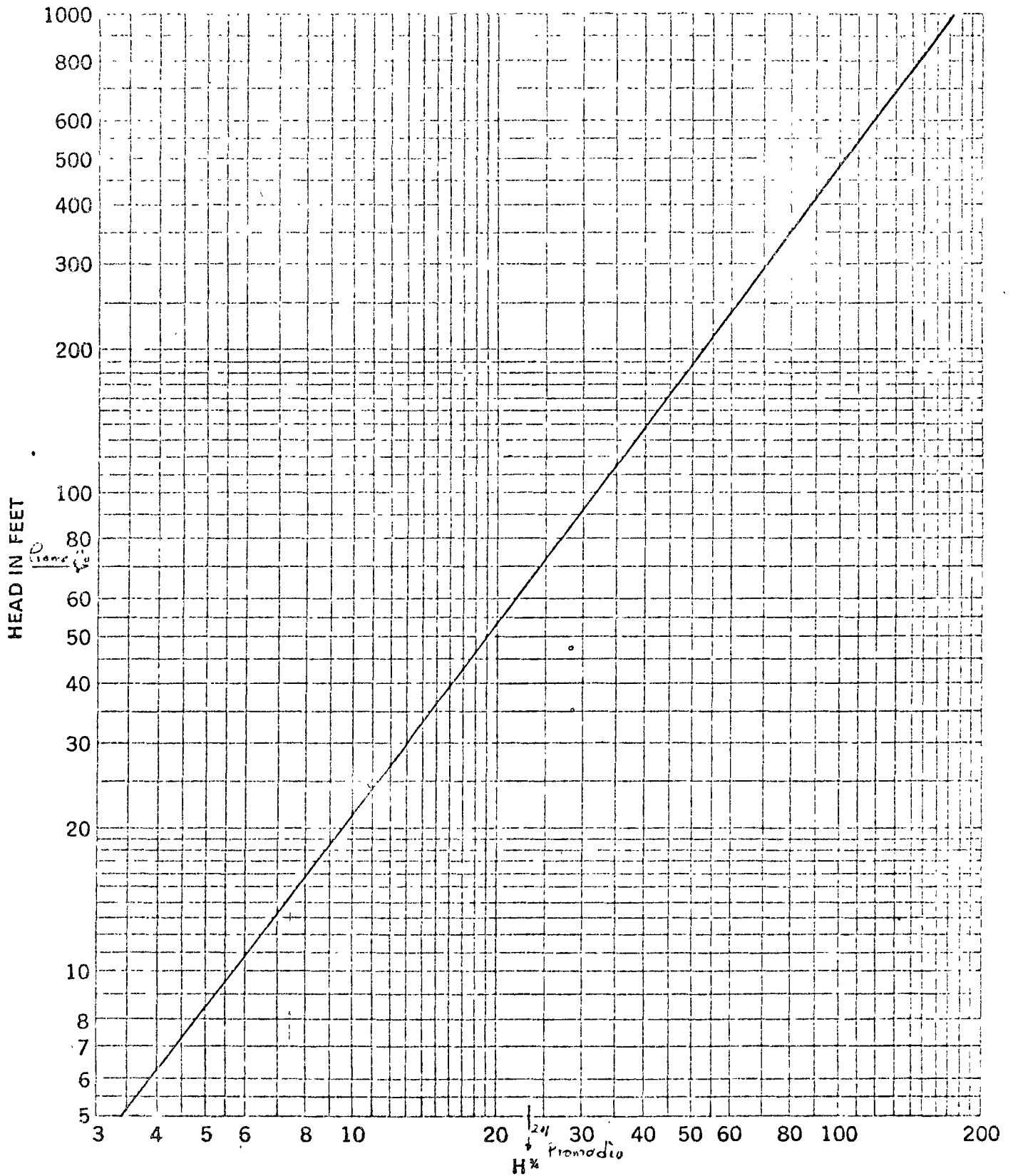


Fig. 56 VALUES OF $H\%$



centrifugal pumps applications

16

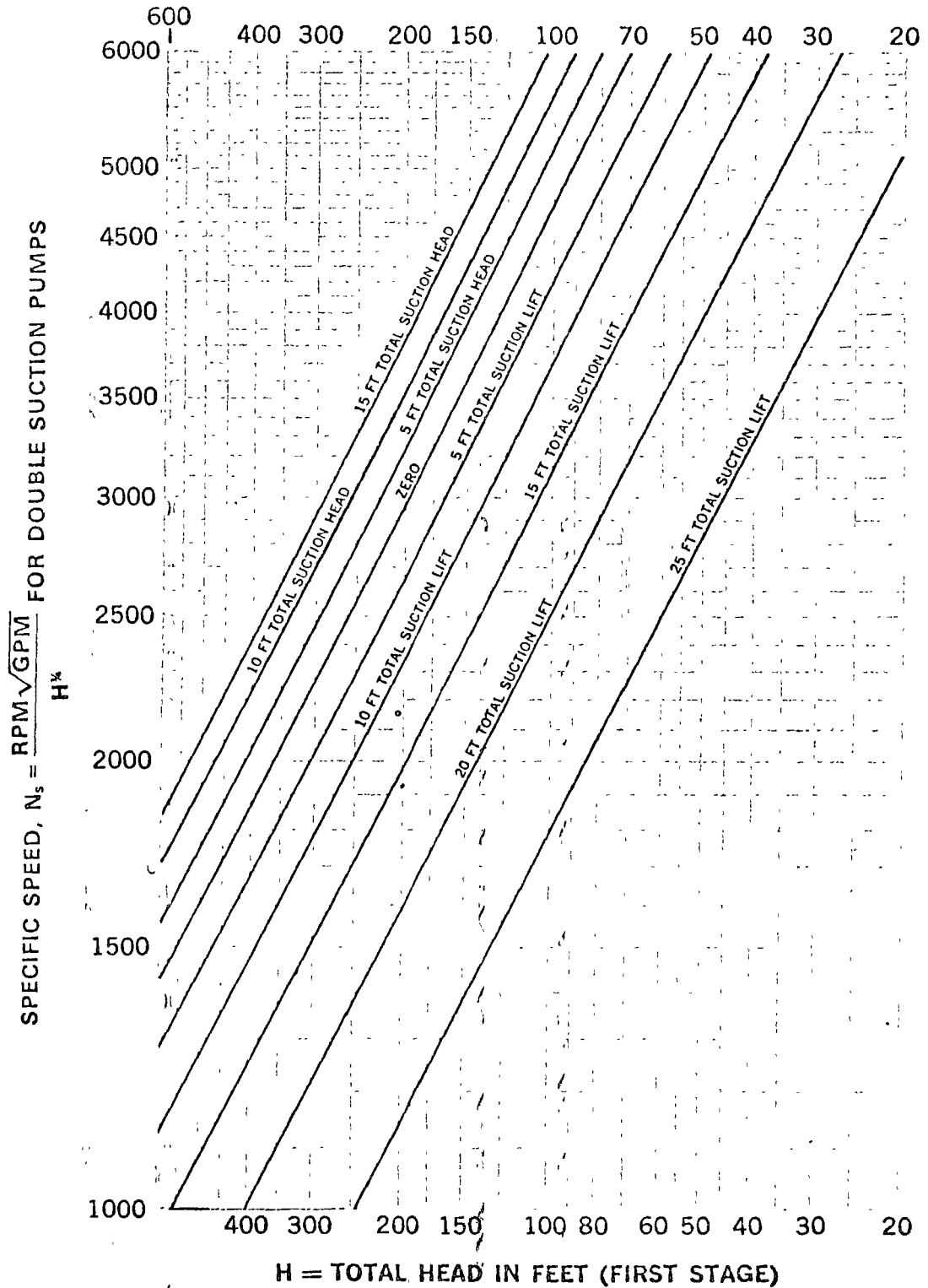


Fig. 57 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR DOUBLE SUCTION PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85° F AT SEA LEVEL

Centrifugal Pumps
Applications



1760 \ 42
24 = 308

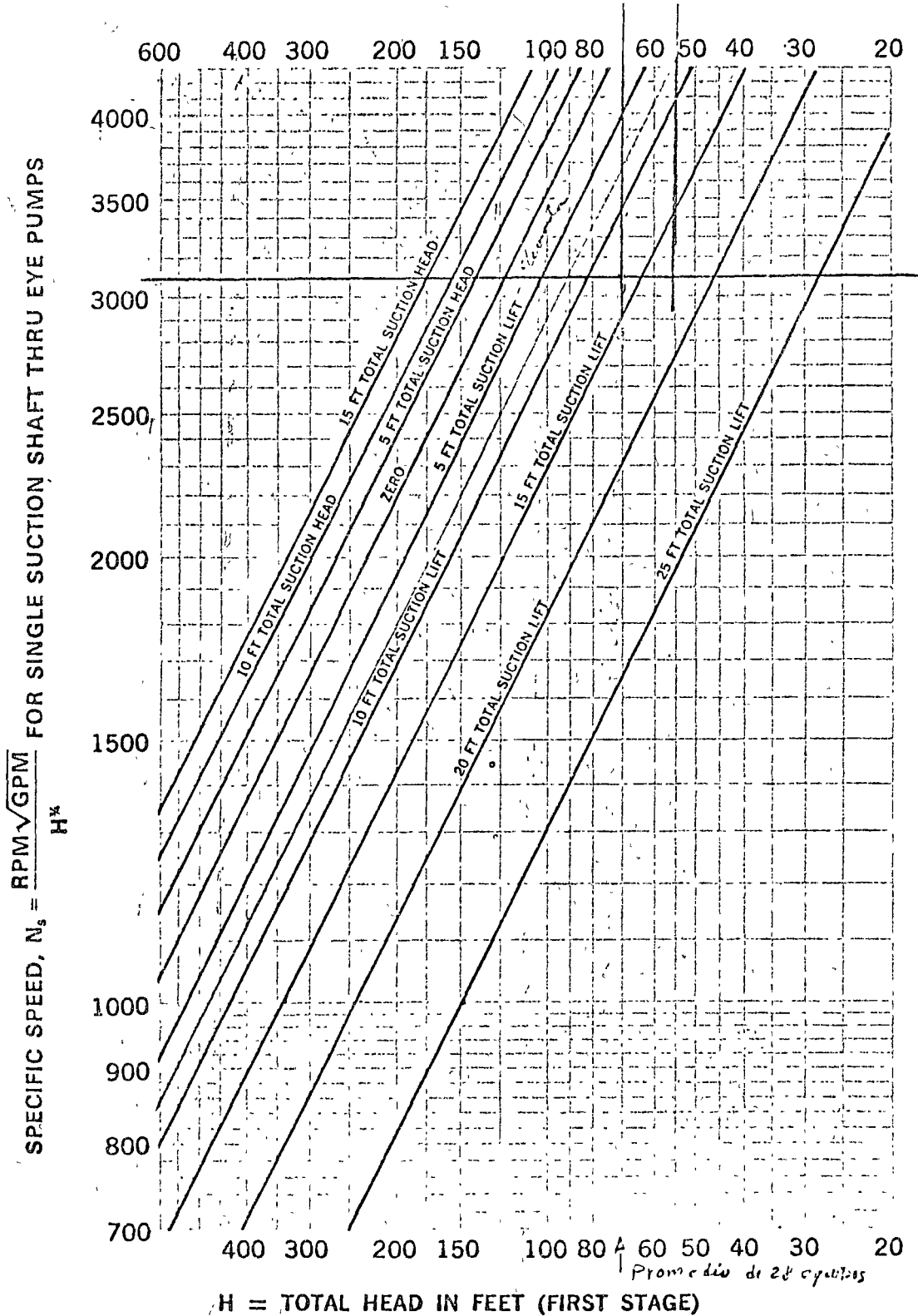


Fig. 58 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION SHAFT THRU EYE PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL



Centrifugal pumps applications

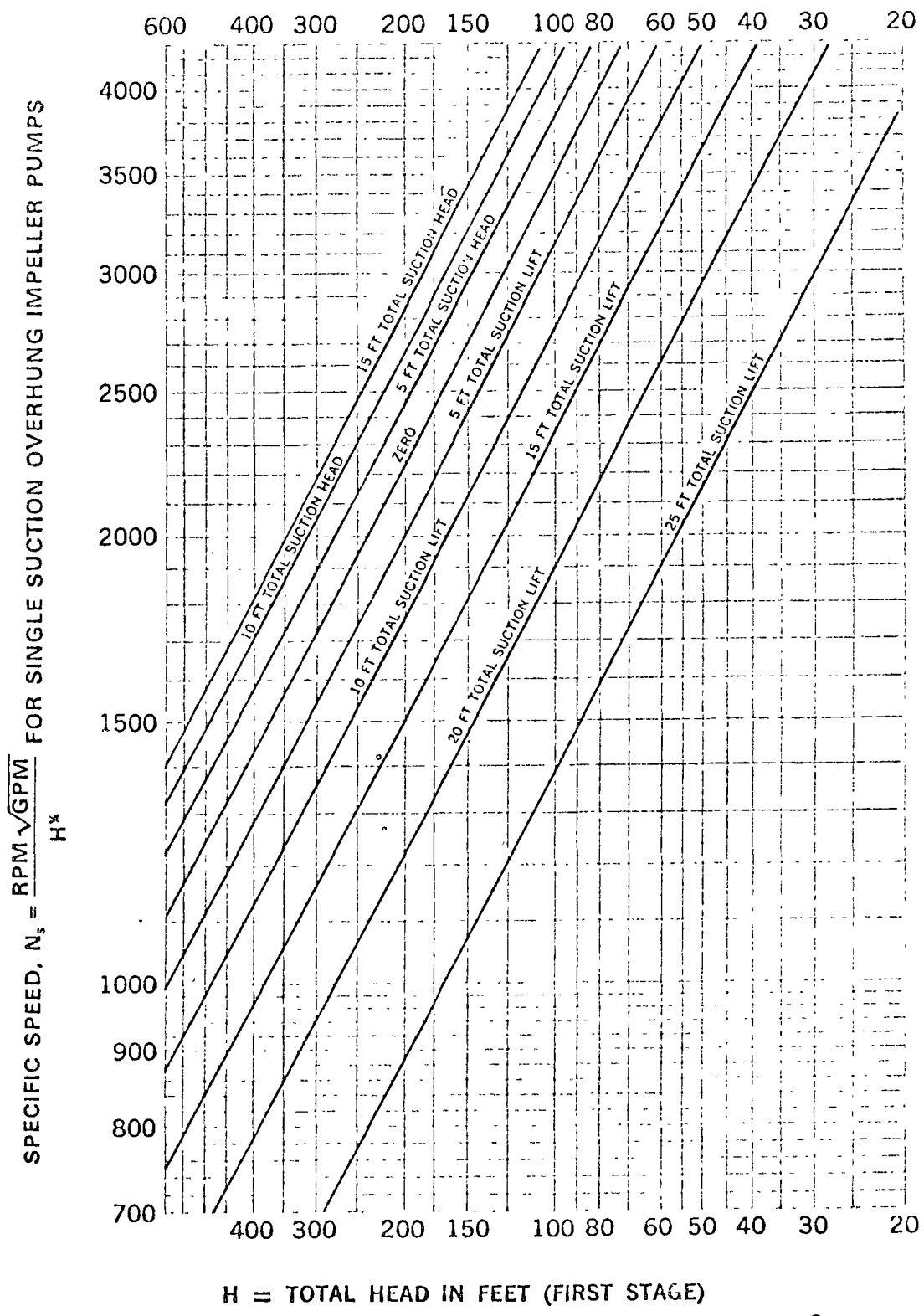


Fig. 59' UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION OVERHUNG IMPELLER PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

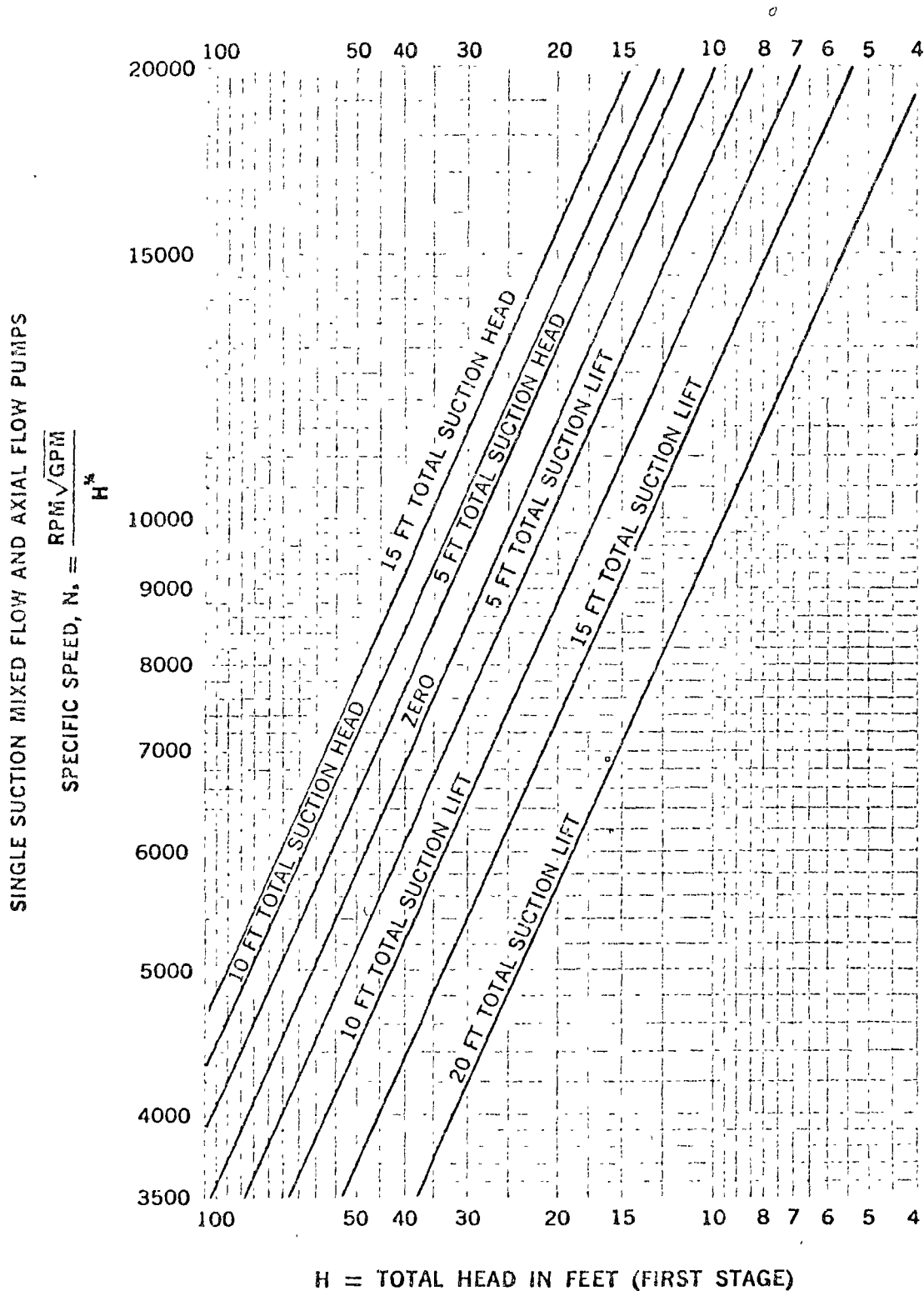


Fig. 60 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION, MIXED AND AXIAL FLOW PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL



centrifugal pumps applications

20

Net Positive Suction Head for Pumps Handling Hydrocarbon Liquids and Water at Elevated Temperatures

The NPSH requirements of centrifugal pumps are normally determined on the basis of handling water at or near normal room temperatures. Operating experience in the field has indicated, and a limited number of carefully controlled laboratory tests have confirmed, that pumps handling certain hydrocarbon fluids, or water at significantly higher than room temperatures, will operate satisfactorily with less NPSH available than would be required for cold water.

Figure 61 is a composite chart of NPSH reductions which may be expected for hydrocarbon liquids and high temperature water, based on available laboratory data from tests conducted on the fluids shown, plotted as a function of fluid temperature and vapor pressure at that temperature.

Limitations for Use of Chart for Net Positive Suction Head Reductions (Fig. 61)

The following limitations and precautions should be observed in the use of Fig. 61.

Until specific experience has been gained with operation of pumps under conditions where this chart applies, NPSH reductions should be limited to 50% of the NPSH required by the pump for cold water.

This chart is based on pumps handling pure liquids. Where *entrained* air or other noncondensable gases are present in a liquid, pump performance may be adversely affected even with normal NPSH available (see below) and would suffer further with reductions in NPSH. Where *dissolved* air or other noncondensables are present, and where the absolute pressure at the pump inlet would be low enough to release such noncondensables from solution, the NPSH required may have to be increased above that required for cold water to avoid deterioration of pump performance due to such release.

For hydrocarbon mixtures, vapor pressure versus temperature relationships may vary significantly with temperature, and specific vapor pressure determinations should be made for actual pumping temperatures.

In the use of the chart for high temperature liquids, and particularly with water, due consideration must be given to the susceptibility of the suction system to transient changes in temperature and absolute pressure, which might

necessitate provision of a margin of safety of NPSH far exceeding the reduction otherwise available for steady state operation.

Because of the absence of available data demonstrating NPSH reductions greater than ten feet, the chart has been limited to that extent and extrapolation beyond that limit is not recommended.

Instruction for Using Chart for Net Positive Suction Head Reductions (Fig. 61)

Enter Figure 61 at the bottom of the chart with pumping temperature in degrees F and proceed vertically upward to the vapor pressure in psia. From this point follow along or parallel to the sloping lines to the right side of the chart, where the NPSH reductions in feet of liquid may be read on the scale provided. If this value is greater than one half of the NPSH required on cold water, deduct one half of the cold water NPSH to obtain corrected NPSH required. If the value read on the chart is less than one half of the cold water NPSH, deduct this chart value from the cold water NPSH to obtain corrected NPSH required.

Example: A pump that has been selected for a given capacity and head requires a minimum of 16 feet NPSH to pump that capacity when handling cold water. In this case the pump is to handle propane at 55 F, which has a vapor pressure of 100 psia. Following the procedure indicated above, the chart yields an NPSH reduction of 9.5 feet, which is greater than one half of the cold water NPSH. The corrected value of NPSH required is therefore one half the cold water NPSH or 8 feet.

Example: The pump of example above has also been selected for another application to handle propane at 14 F, where it has a vapor pressure of 50 psia. In this case, the chart shows an NPSH reduction of 6 feet, which is less than one half the cold water NPSH. The corrected value of NPSH is therefore 16 feet less 6 feet, or 10 feet.

Use of Chart for Net Positive Suction Head Reductions (Fig. 61) for Liquids Other Than Hydrocarbons or Water.

The consistency of results which have been obtained on tests which have been conducted with both water and hydrocarbon fluids suggests that NPSH required by a centrifugal pump may be reduced when handling any liquid having relatively high vapor pressure at pumping temperature. However, since available data are lim-

centrifugal pumps applications

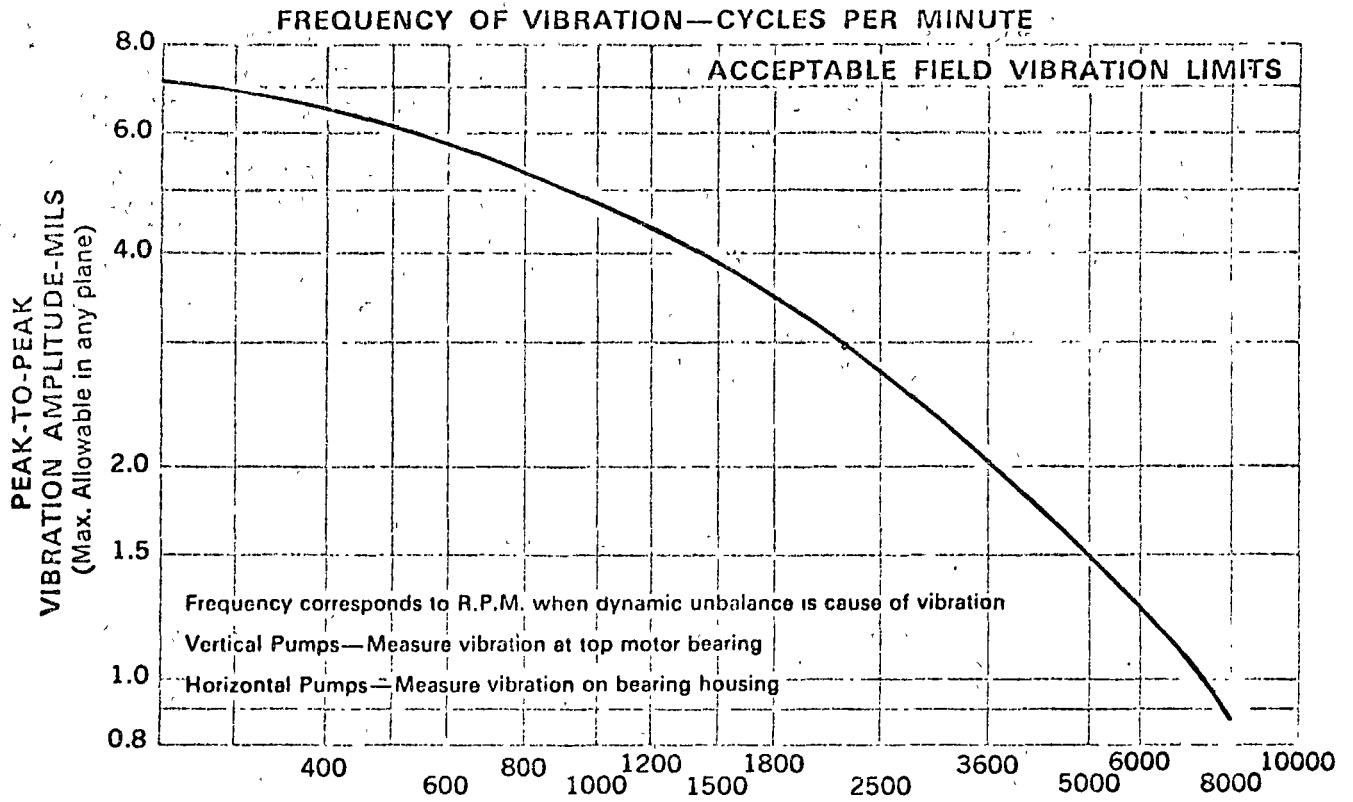


Fig. 66 CENTRIFUGAL PUMPS HANDLING CLEAN LIQUIDS

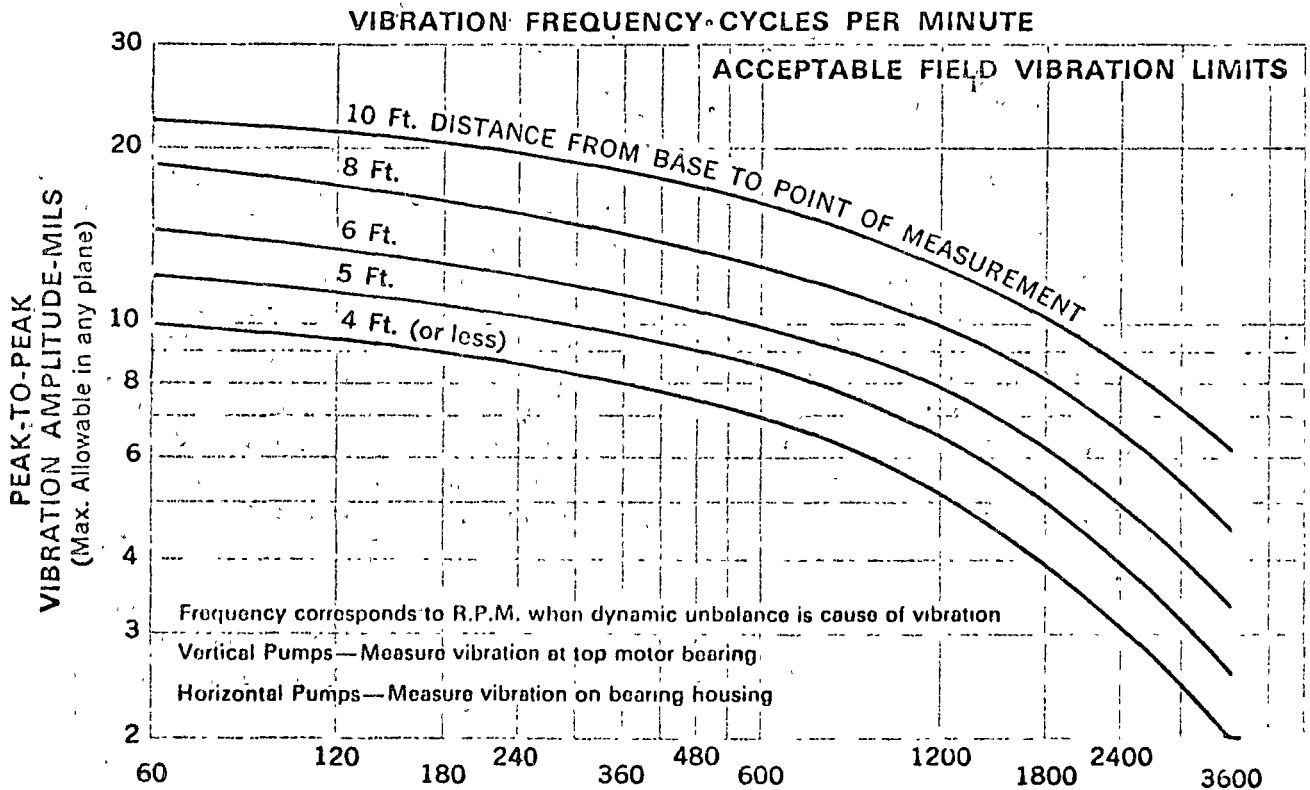


Fig. 67 CENTRIFUGAL NON-CLOG PUMPS

Non-Clog Pumps



centrifugal pumps applications

22

Intake Design

The function of the intake, whether it be an open channel or a tunnel having 100 per cent wetted perimeter, is to supply an evenly distributed flow of water to the suction bell. An uneven distribution of flow, characterized by strong local currents, favors formation of vortices and with certain low values of submergence, will introduce air into the pump with reduction of capacity, accompanied by noise. Uneven distribution can also increase or decrease the power consumption with a change in total developed head. There can be vortices which do not appear on the surface, and these also may have adverse effects.

Uneven velocity distribution leads to rotation of portions of the mass of water about a centerline called vortex motion. This centerline may also be moving. Uneven distribution of flow is caused by the geometry of the intake and the manner in which water is introduced into the intake from the primary source.

Calculated low average velocity is not always a proper basis for judging the excellence of an intake. High local velocities in currents and in swirls may be present in intakes which have very low average velocity. Indeed, the uneven distribution which they represent occurs less in a higher velocity flow with sufficient turbulence to discourage the gradual build-up of a larger and larger vortex in any region. Numbers of small surface eddies may be present without causing any trouble.

The ideal approach is a straight channel coming directly to the pump. Turns and obstructions are detrimental since they may cause eddy currents and tend to initiate deep-cored vortices.

Water should not flow past one pump to reach the next if this can be avoided. If the pumps must be placed in line of flow, it may prove necessary to construct an open front cell around each pump or to put turning vanes under the pump to deflect the water upward.

All possible streamlining should be used to reduce the trail of alternating vortices in the wake of the pump or of other obstructions in the stream flow.

The amount of submergence for successful operation will depend greatly on the approaches to the intake and the size of the pump. While specific design is generally beyond the scope of the pump manufacturer's responsibility, he may comment while the intake layout is still preliminary if he is provided with the necessary in-

take drawings reflecting the physical limitations of the site.

Complete analysis of intake structures is best accomplished by scale model tests.

Subject to the qualifications of the foregoing statements, Figs. 68, 69, & 70 have been constructed for single and simple multiple pump arrangements to show suggestions for basic sump dimensions. They are for pumps normally operating in the capacity range of approximately 3,000 to 300,000 gpm. Since these values are composite averages from a great many pump types and cover the entire range of specific speeds, they must not be thought of as absolute values but rather as basic guides subject to some possible variations. For pumps normally operating at capacities below approximately 3,000 gpm, refer to Sump or Pit Designs (small pumps) page 114.

All of the dimensions in Figs. 68, 69 & 70 are based on the rated capacity of the pump at the design head. Any increase in capacity above these values should be momentary or very limited in time. If operation at an increased capacity is to be undertaken for considerable periods of time, the maximum capacity should be used for the design value in obtaining sump dimensions.

The Dimension C is an average based on an analysis of many pumps. Its final value should be specified by the pump manufacturer.

Dimension B is a suggested maximum dimension which may be less depending on actual suction bell or bowl diameters in use by the pump manufacturer. The edge of the bell should be close to the back wall of the sump. When the position of the back wall is determined by the driving equipment or the discharge piping, Dimension B may become excessive and a "false" back wall should be installed.

Dimension S is a minimum for the sump width for a single pump installation. This dimension can be increased, but if it is to be made smaller, the manufacturer should be consulted or a sump model test should be run to determine its adequacy.

Dimension H is a minimum value based on the "normal low water level" at the pump suction bell, taking into consideration friction losses through the inlet screen and approach channel. This dimension can be considerably less momentarily or infrequently without excessive dam-



age to the pump. It should be remembered, however, that this does not represent "submergence." Submergence is normally quoted as dimension H minus C. This represents the physical height of water level above the bottom of the suction inlet. The actual submergence of the pump is something less than this, since the impeller eye is some distance above the bottom of the suction bell, possibly as much as 3 to 4 feet. For the purposes of sump design in connection with this chart, it is understood that the pump has been selected in accordance with specific speed charts, Figs. 57, 58, 59, and 60, the submergence referred to herein having to do only with vortexing and eddy formations.

Dimensions Y and A are recommended minimum values. These dimensions can be as large as desired but should be limited to the restrictions indicated on the curve. If the design does not include a screen, dimension A should be considerably longer. The screen or gate widths should not be substantially less than S, and heights should not be less than H. If the main stream velocity is more than 2 feet per second, it may be necessary to construct straightening vanes in the approach channel, increase dimension A, conduct a sump model test of the installation, or work out some combination of these factors.

Dimension S becomes the width of an individual pump cell or the center-to-center distance of two pumps if no division walls are used.

On multiple pump installations, the recommended dimensions in Figs. 68, 69 and 70 also apply as noted above, and the following additional determinants should be considered:

Fig. 71a. Low velocity and straight-line flow to all units simultaneously is the first recommended style of pit. Velocities in pump area should be approximately one foot per second. Some sumps with velocities of 2 feet per second and higher have given good results. This is particularly true where the design resulted from a model study. Not recommended would be an abrupt change in size of inlet pipe to sump or inlet from one side introducing eddying.

Fig. 71b. A number of pumps in the same sump will operate best without separating walls unless all pumps are always in operation at the same time, in which case the use of separating walls may be beneficial. If walls must be used for structural purposes, and pumps will operate intermittently, leave flow space behind each wall from the pit floor, up to at least the minimum water level, and the wall should not extend up-

stream beyond the rim of the suction bell. If walls are used, increase dimension S by the thickness of the wall for correct centerline spacing. Round or "ogive" ends of walls. NOT recommended is the placement of a number of pumps around the edge of a sump with or without dividing walls.

Fig. 71c. Abrupt changes in size from inlet pipe or channel to pump bay are not desirable. A relatively small pipe emptying into a large pump pit should connect to the pit with a gradually increasing taper section. The angle should be as large as possible, preferably not less than 45 degrees. With this arrangement, pit velocities much less than one foot per second are desirable. Especially not recommended is a small pipe directly connected to a large pit with pumps close to the inlet. Flow will have excessive change of direction to get to most of the pumps. Centering pumps in the pit leaves large "vortex areas" behind the pumps which will cause operational trouble.

Fig. 71d. If the pit velocity can be kept low enough (approximately one foot per second), an abrupt change from inlet pipe to pit can be accommodated if the length equals or exceeds the values shown. As ratio W/P increases, the inlet velocity at p may be increased up to an allowed maximum of eight feet per second at $W/P = 10$. Pumps "in line" are not recommended unless the ratio of pit to pump size is quite large, and pumps are separated by a generous margin longitudinally. A pit can generally be constructed at much less cost by using a recommended design.

Fig. 71e. It is sometimes desirable to install pumps in tunnels or pipe lines. A drop pipe or false well to house the pump with vaned inlet ell facing upstream will be satisfactory in flows up to eight feet per second. Without the inlet ell, the pump section bell should be positioned at least two pipe (vertical) diameters above the top of the tunnel, not hung into the tunnel flow, especially with tunnel velocities two feet per second or more. There should be no signs of air along the top of tunnel. It may be necessary to lower the scoop or insist on minimum water level in vertical well.

Note: The foregoing statements apply to sumps for clear liquid. For fluid-solids mixtures refer to the pump manufacturer.

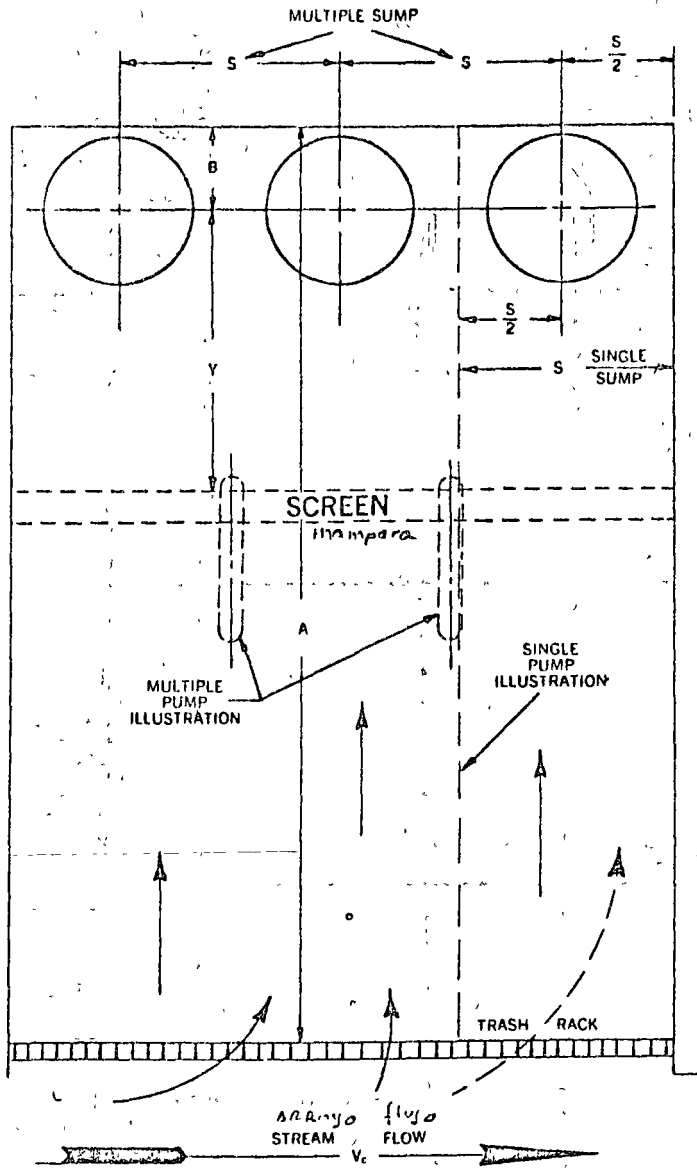


Fig. 69 SUMP DIMENSIONS VERSUS FLOW

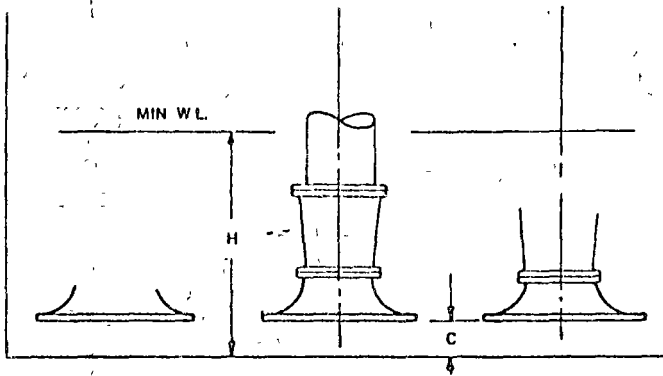
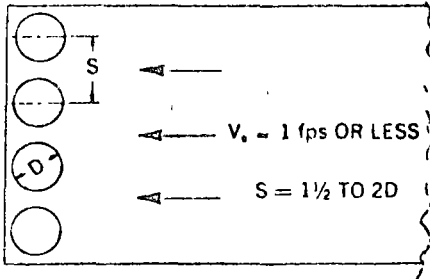


Fig. 70 SUMP DIMENSIONS

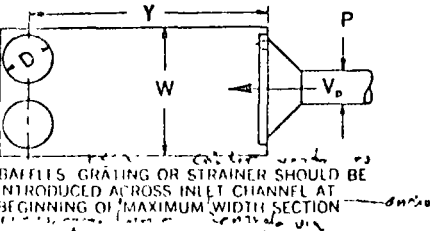
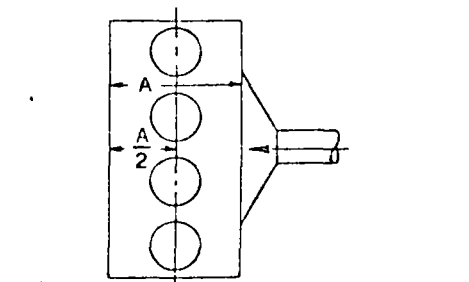
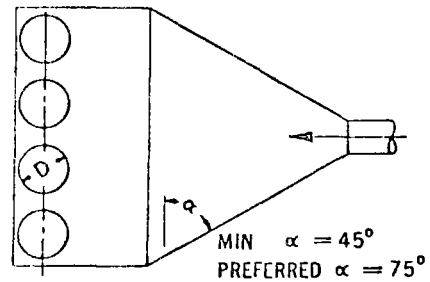
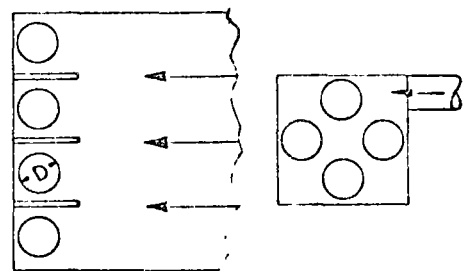
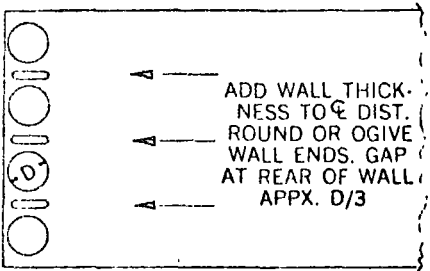
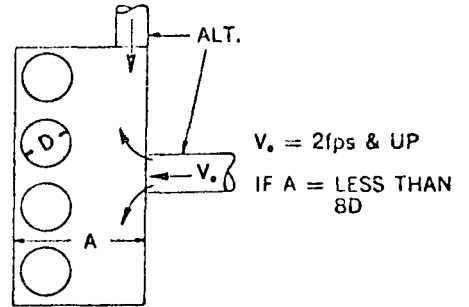


centrifugal pumps applications

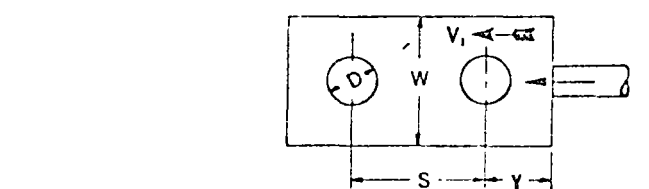
RECOMMENDED



NOT RECOMMENDED



W/P	10	15	25	40	100
Y	30	50	80	100	150
V_p	1	2	4	6	8



Not Recommended Unless: W = 5D OR MORE, OR V_i = 0.2fps OR LESS AND Y = SAME AS CHART TO LEFT S = IS GREATER THAN 4D

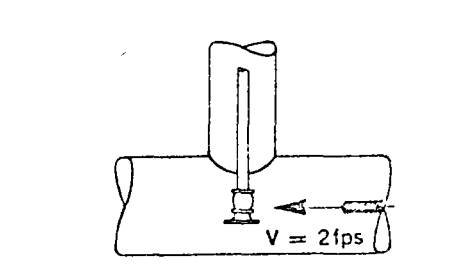
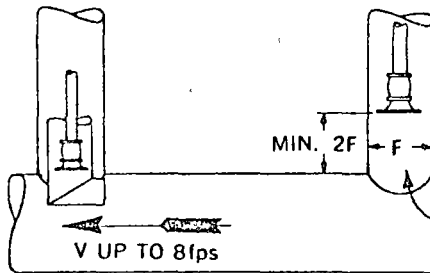


Fig. 71 MULTIPLE PUMP PITS

The Dimension D is generally the diameter of the suction bell measured at the inlet. This dimension may vary depending upon pump de-

sign. Refer to the pump manufacturer for specific dimensions.

Note: Figures apply to sumps for clear liquid. For fluid-solids mixtures refer to the pump manufacturer.

Correction of Existing Sumps

It is well established that vortexing in pump suction pits is harmful to pumps and intake structures. It is equally true that a very small force will actually begin generating a vortex. While this phenomenon can be avoided in a new design, for existing structures where problems are already apparent or where expansion is required, corrective measures may be necessary. Possible revisions to correct particular sump problems are shown in Fig. 72. In many cases, field modifications are expensive with no guarantee of success. It is recommended that a sump model test be considered to prove the effectiveness of the proposed changes.

Fig. 72a—Reduce inlet velocity by spreading the inflow over a larger area, or change the direction and velocity of inflow by suitable baffling. (The baffle may be floor mounted, extending above the minimum flow level, or may be hung from above, extending close to the floor.)

Fig. 72b—Change the location of pumps in relation to the inflow.

Fig. 72c—Change the direction of flow by adding splitters to the floor and back wall of pit under centerline of pump. (The splitter may be parallel to inlet flow, and may be attached to pump suction bell if the pit floor is inaccessible.)

Fig. 72d—Provide break-thru to "no-flow" bays in multiple pump pits and round or "ogive" ends of separating walls, or

Fig. 72e—Eliminate separating walls.

Fig. 72f—Eliminate sharp corners at gates, screens, etc., by filling in for smooth flow contour (fairing).

Fig. 72g—Reduce the velocity of flow and eliminate vortexing by adding bell extension suction plate and splitter to pump bell.

Fig. 72h—Use floating rafts around the pump column to prevent surface vortices.

Fig. 72i—Use large spheres to prevent surface vortices.

Fig. 72j—Improve velocity pattern to the pump to reduce the possibility of vortex formation.

Fig. 72k—Change inlet flow direction gradually by means of parallel turning vanes.

In general:

- Keep inlet flow below two ft per second.
- Keep flow in pit below one ft per second.

Avoid changing direction of flow from inlet to pump, or
Change direction gradually, smoothly, independently.

Any of these alterations, singly or in combination, may help to create a better flow pattern in the sump. If troubles persist, it may be necessary to limit the total flow or change pump size and speed.

Model Tests of Intakes

Often the analysis of a proposed intake design can only be made by use of a scale model of the intake. The engineers responsible for the design of the pumping station should consult with pump manufacturers to establish one or more intake arrangements. A sump model test can then be conducted by a University or by the pump manufacturer. The sump model test may show modifications of structure or baffling arrangement to be necessary, and sometimes sump model tests show how considerable savings can be made in the intake structure. The model should be extensive enough to include all parts of the channel likely to affect the flow near the pump, including screens and gates.

Deviations may occur between model and prototype, since all considerations of similarity cannot be produced simultaneously. Consequently, the range of levels in velocities to be explored should be as broad as possible in order to disclose any markedly unfavorable tendencies which might only be incipient at mathematically analogous conditions.

Comparable flow in the model is generally considered to be obtained at equal Froude numbers.

On this basis,

$$V_m = V_p \times \sqrt{R}$$

where

- V_m = Velocity of water in the model
- V_p = Velocity of water in the prototype
- R = Linear scale ratio of model to prototype

$$\text{Or } \frac{L_m}{L_p}$$

where

- L_m = Any linear dimension of the model
- L_p = The dimension on the prototype corresponding to any dimension L_m on the model



Centrifugal pumps applications

Several investigators have found better agreement between model and prototype when velocities are equal, than when velocities are in accord with the Froude number. In the present stage of the art, caution suggests that this entire range of velocities be explored in the model test.

Sump or Pit Design (Small Pumps)

The design of sumps for small pumps (less than approximately 3,000 gpm normal discharge capacity per pump) should be guided by the same general principles as outlined.

However, since there is a large variety of geometric configurations for these small units, recommended limiting dimensions, such as shown in Fig. 68-70, cannot be sufficiently generalized and so presented. Where specific pit or sump dimensions are required, the manufacturer's recommendations should be requested.

In addition to the general design principles outlined, for single and multiple pump settings in large sump designs, the following factors are pertinent to the design of small sumps or pits:

Inlet Opening (Pit Type Sumps)

The sump inlet should be below the minimum liquid level, and as far away from the pump as the sump geometry will permit. The influent should not impinge against the pump, jet directly into the pump inlet, or enter the pit in such a way as to cause rotation of the liquid in the pit. Where required, a distribution nozzle can be used to prevent jetting, and baffling can be used to prevent rotation.

Sump Volume (Pit Type Sumps)

The usable pit volume in gallons should equal or exceed two times the maximum capacity in gpm to be pumped. If units operate on float switch control, pit should be sized to allow no more than three or four starts per hour per pump. These guides generally insure pits of adequate size to dissipate the inflow turbulence and to assure reasonable life of the starting equipment.

Minimum Liquid Level

Minimum liquid level should be adequate to satisfy the particular pump design. The pump manufacturer's specific dimensions should be used.

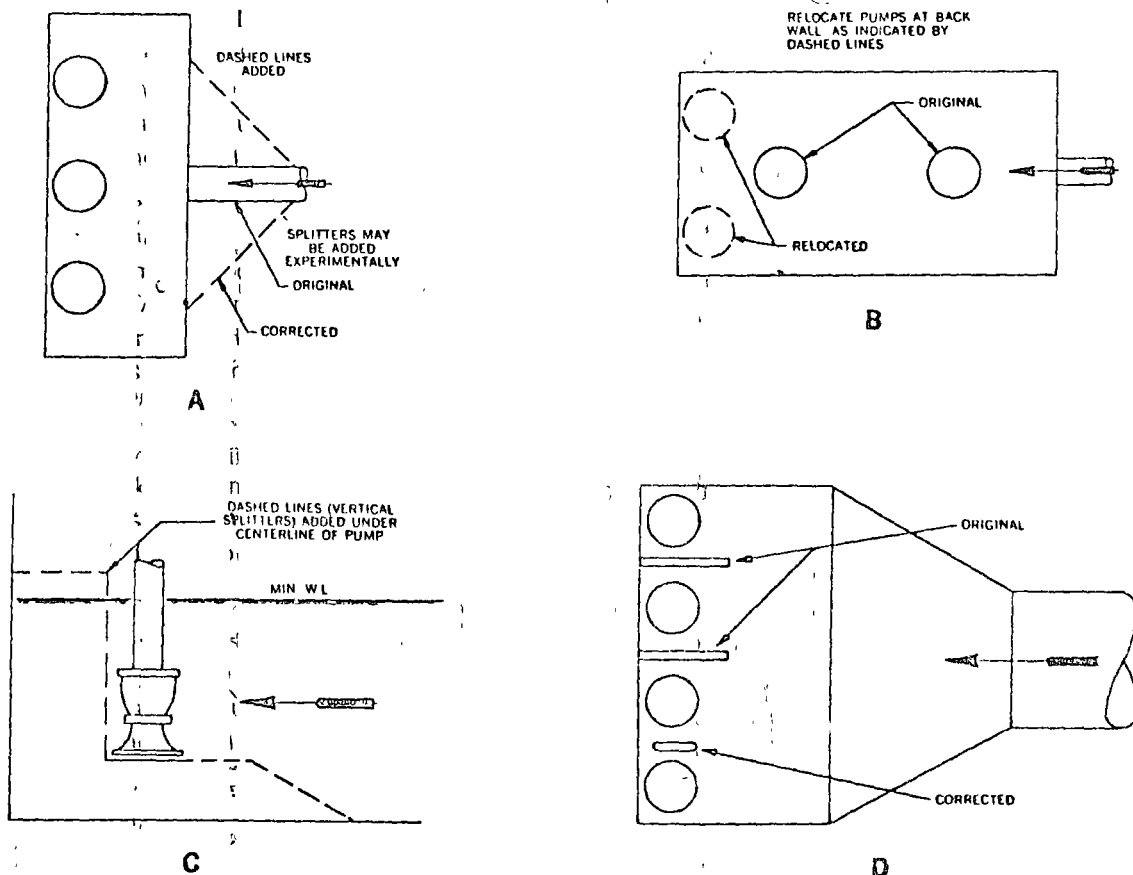
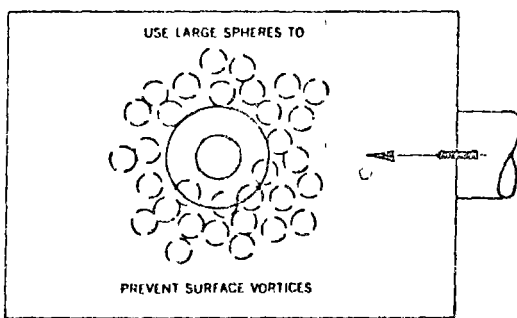
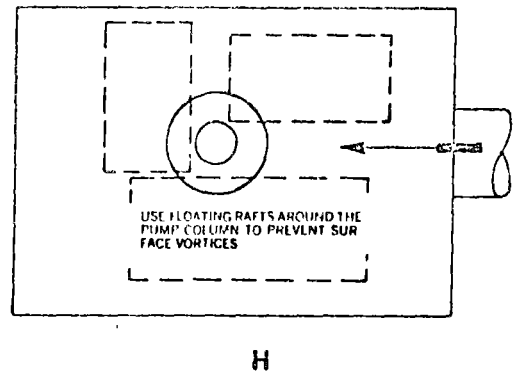
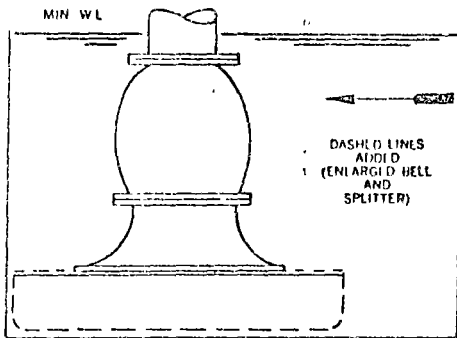
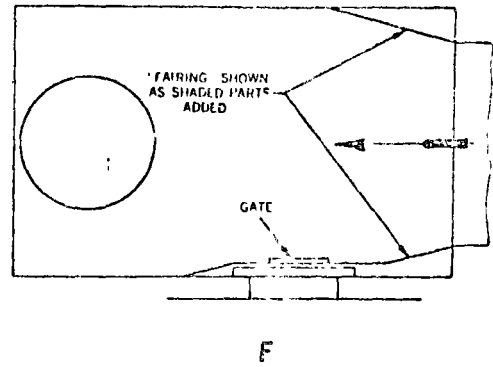
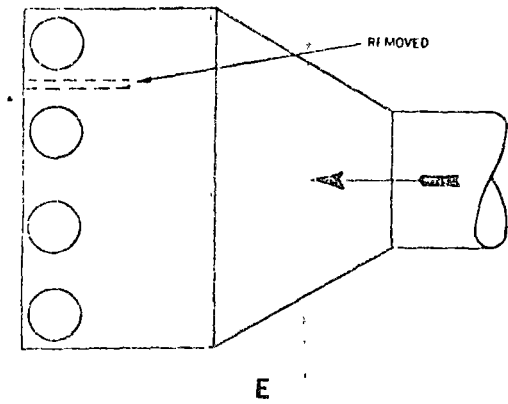
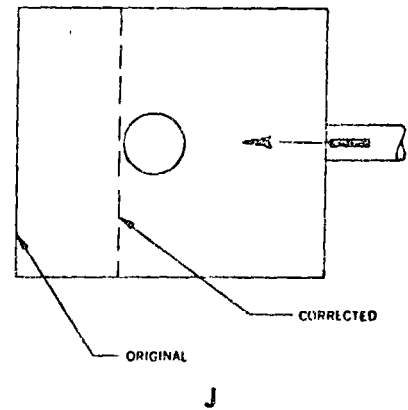


Fig. 72 CORRECTION OF EXISTING SUMPS

Centrifugal pumps applications



IMPROVE VELOCITY PATTERN TO THE PUMP TO REDUCE THE POSSIBILITY OF VORTEX FORMATION



Note: figures apply to sumps for clear liquid.
For fluid-solids mixtures refer to the pump manufacturer.

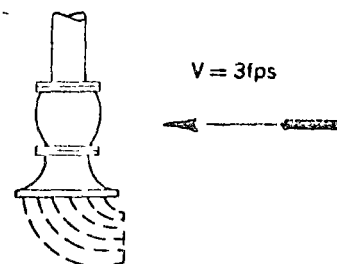


Fig. 72 CORRECTION OF EXISTING SUMPS, Cont.



Centrifugal Pumps

Instructions for Installation, Operation and Maintenance

50

General

Centrifugal pumps, when properly installed and when given reasonable care and maintenance, should operate satisfactorily for a long period of time. The following paragraphs discuss the general principles that must be considered to insure trouble free pump operation.

Centrifugal pumps are built in a wide variety of designs and for many different services. The manufacturer's instruction book should be studied carefully and followed as there may be specific requirements for a particular machine or application which cannot be covered in a general discussion.

Location of Unit

The pump should be as near the liquid source as practical so that a short, direct suction pipe may be used. The pump should be located so that a short, direct discharge pipe, with the least number of elbows and fittings, may be used to minimize head loss from friction. It should be placed so that it will be accessible for inspection during operation. Head room should be provided where it is necessary to use lifting devices. The equipment selected should be compatible with the environment. Pumps and drivers, other than submersible types, should be protected against flooding.

Foundation

The foundation should be sufficiently substantial to absorb vibration and to form a permanent, rigid support for the base plate. This is important in maintaining the alignment of a direct connected unit. A concrete foundation on a solid base should be satisfactory. Foundation

bolts of the proper size should be embedded in the concrete, located by a drawing or template. A pipe sleeve larger than the bolt should be used to allow movement for final positioning of the bolts. (See Fig. 73.)

Installation

It is recommended that the services of a manufacturer's erecting engineer be employed in installing and starting pumping equipment which is of appreciable value or of a precision type. This is to assure that the machinery is properly installed. The purchaser then is also afforded the opportunity of receiving adequate and authoritative instructions.

Alignment

The following discussion of alignment applies primarily to horizontal, general service, centrifugal pumps driven by an independent driver through a flexible coupling and with pump and driver mounted on a common base plate.

Pumps and drivers that are received from the factory with both machines mounted on a common base plate, were accurately aligned before shipment. All base plates are flexible to some extent and, therefore, must not be relied upon to maintain the factory alignment. Realignment is necessary after the complete unit has been leveled on the foundation and again after the grout has set and foundation bolts have been tightened. The alignment must be checked after the unit is piped and rechecked periodically as outlined in the following paragraphs. To facilitate accurate field alignment, most manufacturers either do not dowel the pumps or drivers on the base plates before shipment, or at most, dowel the pump only.

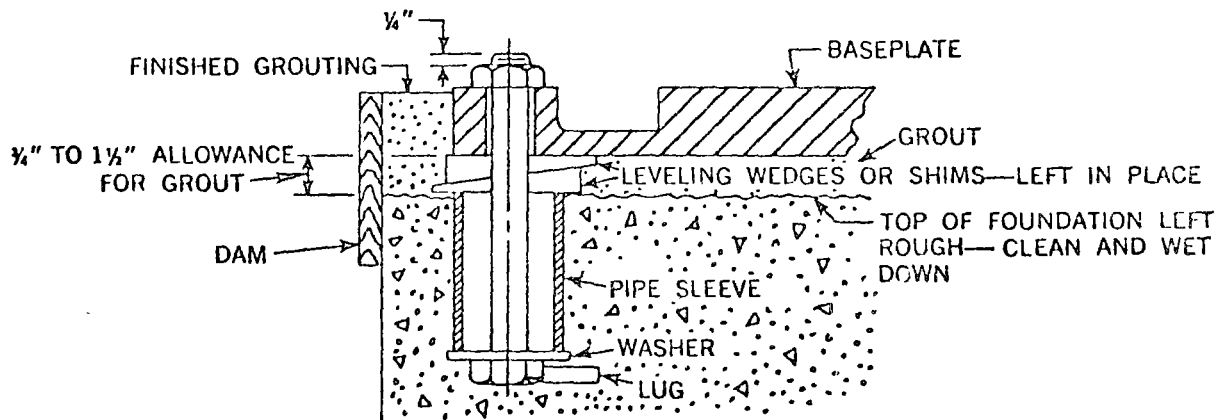
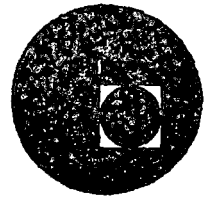


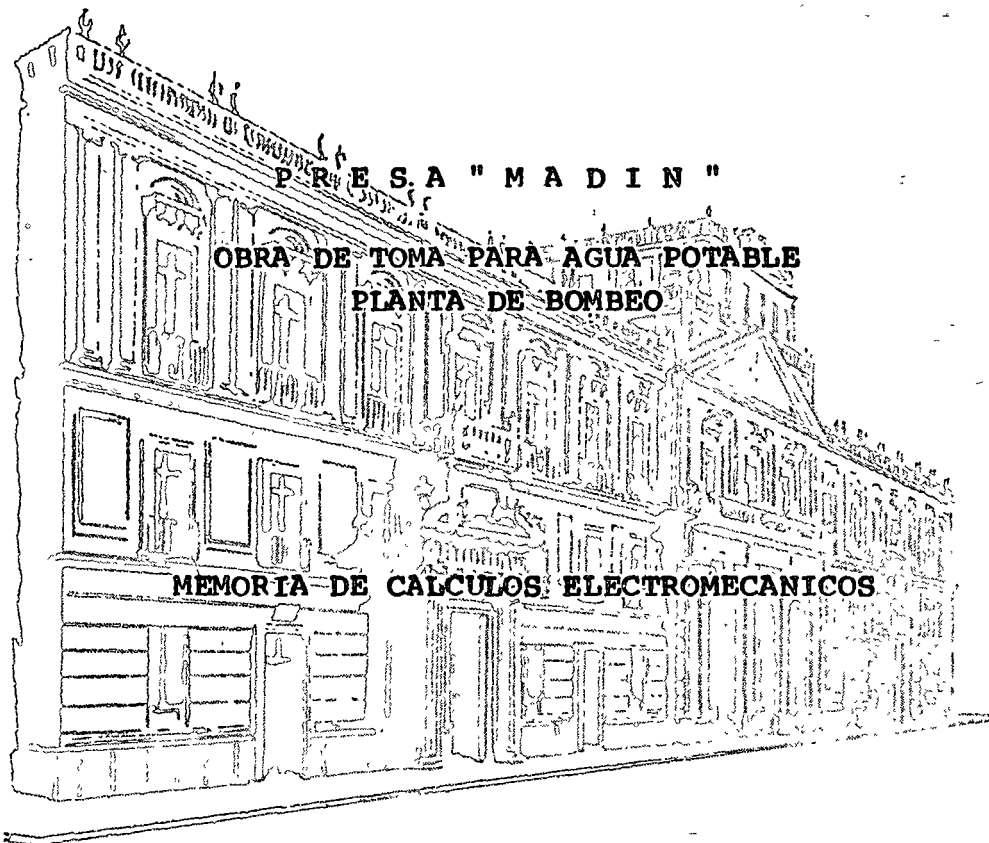
Fig. 73 TYPICAL FOUNDATION BOLT DESIGN



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS



ING. JAIME SANCHEZ SALAMANCA

SEPTIEMBRE DE 1976.

111
112



INDICE GENERAL

PRIMERA PARTE: EQUIPOS DE BOMBEO. (1)

I.- SELECCION PRELIMINAR DEL EQUIPO DE BOMBEO

I.1.- Antecedentes	1
I.2.- Tipo de bomba	2
I.3.- Número de unidades	3
I.4.- Cálculo de la carga total máxima y mínima.	3
I.4.1.- Cálculo de la carga total máxima	4
I.4.2.- Cálculo de la carga total mínima	8
I.5.- Selección de la bomba	8
I.6.- Cálculo de la carga neta de succión positiva disponible (CNSPdisp.)	10
I.7.- Potencia requerida por la bomba	11
I.8.- Selección del motor	12
I.9.- Cálculo del empuje axial de la bomba	12
I.10.- Peso aproximado del equipo	13
I.11.- Carga vertical por equipo	13

II.- DISEÑO HIDRAULICO DE LA ESTRUCTURA

II.1.- Dimensiones según normas del Instituto de Hidráulica de Estados Unidos	15
II.2.- Dimensiones según recomendaciones de los fabricantes	15

PRIMERA PARTE: EQUIPOS DE BOMBEO.

I.1.- Antecedentes.

La Comisión de Aguas del Valle de México construirá en las proximidades de la Presa Medín, Estado de México, una Planta potabilizadora con una capacidad nominal de 600 l.p.s. para incrementar el abastecimiento de agua potable a la zona metropolitana.

El agua se "tomará" de dicha presa y se hará llegar hasta la Planta potabilizadora mediante equipos de bombeo, a través de una línea de conducción, construida por un tramo de tubería de acero a presión y otro de conducto cerrado que trabajará por gravedad y que conectará la descarga de las tuberías con la Planta potabilizadora.

Los equipos quedarán instalados sobre una estructura de concreto a 40 metros aproximadamente dentro del vaso que ocupará la presa, de donde bombearán el agua a través de las tuberías de acero hasta el sitio de descarga. Entre la estructura y el sitio de descarga se construirá un puente, mismo que servirá para tener acceso a los equipos, así como para soportar las tuberías de descarga.

Para seleccionar los equipos de bombeo, se considerarán los siguientes niveles de agua que se presentarán en la presa en diferentes épocas del año, y la elevación del eje de la tubería de conducción en el sitio de la descarga.

Nivel de aguas mínimo.	Elev. 2322.00 m
Nivel de aguas normales.	Elev. 2337.50 m
Nivel de aguas máximo extraordinario	Elev. 2346.04 m
Eje de la tubería de conducción.	Elev. 2359.95 m

Para determinar la carga estática de trabajo del equipo, se considerará en la succión el nivel de aguas mínimo correspondiente a la Elev. 2322.00 m. y la elevación del eje de la tubería de conducción en el sitio de la descarga de 2359.95 m.

Si se considera el nivel de aguas mínimo en la succión al determinar la carga estática, cuando suba el nivel del agua, el gasto que suministrarán los equipos será mayor que el de diseño, lo cual es una ventaja en el suministro de agua y en el mayor aprovechamiento del equipo.

I.2.- Tipo de bomba.

Por las condiciones generales de este Proyecto, -- así como por las características particulares del bombeo con carga variable -- debido a la fluctuación de niveles en la succión -- se instalarán bombas centrífugas del tipo vertical, ya que se adaptan fácilmente a las condiciones de carga variable que prevalecerán en la Planta, lo cual, si se pensara en bombas centrífugas del tipo horizontal, resultaría difícil su adaptación por los requerimientos de la altura de succión máxima permisible. La bomba del tipo sumergible también puede adaptarse a las condiciones de carga variable, pero en este caso, aunque los costos del equipo serían menores -- comparados con los de la bomba centrífuga vertical, resulta inconveniente, por el aspecto de facilidad de mantenimiento, que es muy importante cuando se trata de suministro de agua potable.

Ya que el tipo de bomba centrífuga horizontal y el tipo sumergible, factibles a utilizar, queda descartada la posibilidad de instalarlas por las razones antes mencionadas, se considerará la instalación de equipos de bombeo verticales.

Los demás tipos de bombas existentes en el mercado, también se les descarta la posibilidad de utilizarlos, ya que con mayor dificultad se adaptarían a las condiciones antes señaladas.

I.3.- Número de unidades.

Serán 3 equipos los que se instalarán en la Planta potabilizadora, cada uno para una capacidad de 300 l.p.s., 2 de ellos trabajarán en forma continua y el otro será de reserva.

La capacidad de los equipos que se instalen en la obra de toma deberá ser múltiple de 300, para que en cualquier momento se suministre el mismo gasto que la Planta potabilizadora requiera y con esto -- los procesos de potabilización no sufran alteraciones.

De acuerdo con lo anterior, es conveniente que también en la obra de toma se instalen 3 equipos de -- bombeo de 300 l.p.s. cada uno, 2 de ellos para trabajar en forma continua y el otro quedará de reserva.

Una alternativa sería utilizar equipos con capacidad de 150 l.p.s., pero tiene el inconveniente que resultarían muchos equipos, en consecuencia, aumentarían los costos de adquisición, así como la necesidad de efectuar con mayor frecuencia el mantenimiento.

Una vez determinado el número de unidades, se ha conocido el gasto que manejará cada equipo. La carga -- total es otro de los datos que es necesario conocer para hacer la selección de los equipos de bombeo.

I.4.- Cálculo de la carga total máxima y mínima.

Como los niveles de agua en la Presa variarán en diferentes épocas del año, será necesario determinar -- la carga total máxima y mínima con que trabajarán --

los equipos para localizar los puntos límite de operación en la curva de comportamiento de la bomba y cerciorarnos de que no sobrepasen considerablemente los puntos límites permisibles.

I.4.1.- Carga total máxima.

La carga total máxima será el resultado de la suma de la carga estática máxima, las pérdidas de carga en la tubería y la carga de velocidad. La carga estática máxima se calculará tomando en cuenta la elevación del eje de la tubería de conducción que es de 2359.95 m. y el nivel de aguas mínimo que corresponde a la elevación de 2322.00 m.

La carga estática máxima será:

$$h_{em\acute{a}x} = 2359.95 - 2322.00 \\ = 37.00 \text{ metros}$$

Pérdidas de carga por fricción en la tubería.

Las pérdidas de carga totales será la suma de las pérdidas en la columna de la bomba, codo cabezal de la bomba, válvulas, codos y tubería de conducción.

a).- Pérdidas en la columna de la bomba.

Para determinar estas pérdidas se requiere consultar las gráficas de los fabricantes y varían de un fabricante a otro. Debido a que esta variación no es muy grande y para tener idea del valor de estas pérdidas se calcularán de acuerdo con la siguiente tabla.

El diámetro de la columna se fijará de acuerdo a la velocidad de 3.05 m/seg. (10 ft/seg) máxima permisible. De esto resulta un diámetro de la columna de:

$$D = \sqrt{\frac{0.300}{0.785 \cdot \pi \cdot 3.05}}$$

COLUMN FRICTION LOSS CHART
1500 - 15,000 GPM

LOSS IN FEET OF HEAD PER 100 FEET OF COLUMN
OPEN OR ENCLOSED LINESHAFT

COL SIZE	SHAFT SIZE	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																		
		1500	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4250	4500	4750	5000	
8	3/4	5.7	6.3	7.8	9.5	11.0														
	1	6.2	6.9	8.6	10.5															
	1 1/16	6.8	7.6	9.4	11.4															
10	1	1.6	1.8	2.2	2.7	3.2	3.7	4.3	5.0	5.6	6.3	7.0	7.8	8.7	9.6					
	1 1/16	1.8	2.0	2.5	3.0	3.6	4.2	4.9	5.6	6.4	7.1	8.0	8.9	9.8						
	1 1/2 - 1 1/16	2.0	2.3	2.8	3.5	4.1	4.8	5.6	6.4	7.2	8.2	9.1								
	1 5/16	2.5	2.8	3.4	4.2	5.0	5.8	6.8	7.8	8.9	10.0									
	2 1/16 - 2 1/16	3.0	3.4	4.3	5.2	6.1	7.2	8.2	9.4											
	2 1/8	3.9	4.5	5.5	6.7	7.9	9.3													
12	1 1/16			1.0	1.2	1.4	1.7	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.5	3.9	4.2	4.8	5.3	5.8	6.4	
	1 1/2 - 1 1/16		.9	1.1	1.4	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.2	3.6	4.0	4.4	4.8	5.3	6.0	6.6	7.3	
	1 5/16	.9	1.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.3	3.7	4.1	4.6	5.1	5.6	6.3	7.0	7.8	8.5	
	2 1/16 - 2 1/16	1.1	1.2	1.5	1.8	2.1	2.5	2.9	3.3	3.8	4.3	4.8	5.4	5.9	6.5	7.2	8.0	8.8	9.7	
	2 1/8	1.3	1.4	1.8	2.1	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.1	5.7	6.4	7.1	7.8	8.8	9.9			
14	1 1/2 - 1 1/16						1.0	1.2	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.6	2.9	3.2	3.6	4.0	
	1 5/16					.9	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.4	2.6	2.9	3.2	3.5	3.9	4.3	
	2 1/16 - 2 1/16			.9	1.1	1.3	1.5	1.7	2.0	2.2	2.4	2.7	3.0	3.3	3.7	4.0	4.4	4.9		
	2 1/8		.9	1.0	1.2	1.4	1.7	2.0	2.2	2.5	2.7	3.1	3.4	3.8	4.2	4.6	5.0	5.5		
	2 1/16 - 3 1/16	.9	1.0	1.1	1.4	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.2	3.6	4.0	4.4	4.9	5.4	5.9	6.7	7.2	
16	1 1/2 - 1 1/16											1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.6	1.8	1.9	
	1 5/16									.9	1.1	1.2	1.3	1.4	1.6	1.7	1.9	2.1		
	2 1/16 - 2 1/16								.9	1.0	1.1	1.3	1.4	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3		
	2 1/8							.9	1.0	1.1	1.2	1.4	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.5		
	2 1/16 - 3 1/16						.9	1.0	1.1	1.3	1.4	1.6	1.8	1.9	2.1	2.4	2.7	2.9		

		CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																	
		4500	4750	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	9500	10000	11000	12000	13000	14000	15000
14	1 1/2 - 1 1/16	3.2	3.6	4.0	4.7	5.6	6.4	7.4	8.5	9.7									
	1 5/16	3.5	3.9	4.3	5.1	6.0	7.0	8.0											
	2 1/16 - 2 1/16	4.0	4.4	4.9	5.8	6.9	8.0	9.2											
	2 1/8	4.6	5.0	5.5	6.7	8.0	9.3												
	2 1/16 - 3 1/16	8.6	10.0																
16	1 1/2 - 1 1/16	1.6	1.8	1.9	2.3	2.6	3.1	3.6	4.1	4.6	5.2	5.8	6.4	7.1	7.8	8.6			
	1 5/16	1.7	1.9	2.1	2.5	3.0	3.4	3.8	4.3	4.8	5.4	6.0	6.6	7.2	7.9				
	2 1/16 - 2 1/16	1.9	2.1	2.3	2.7	3.3	3.8	4.4	5.0	5.6	6.3	7.0	7.7	8.5					
	2 1/8	2.0	2.2	2.5	2.9	3.5	4.0	4.6	5.3	5.9	6.5	7.3	8.0	8.8					
	2 1/16 - 3 1/16	2.4	2.7	2.9	3.5	4.1	4.7	5.4	6.1	6.8	7.6	8.3	9.0						
18	1 5/16		1.0	1.1	1.4	1.6	1.9	2.1	2.4	2.7	3.1	3.4	3.8	4.2	4.9	5.8	6.8	7.8	8.8
	2 1/16 - 2 1/16	1.0	1.1	1.2	1.5	1.7	2.0	2.3	2.6	2.9	3.3	3.6	4.0	4.4	5.3	6.2	7.2	8.3	9.4
	2 1/8	1.1	1.2	1.3	1.6	1.8	2.1	2.5	2.8	3.2	3.6	4.0	4.4	4.8	5.7	6.7	7.8	9.0	
	2 1/16 - 3 1/16	1.2	1.4	1.5	1.8	2.1	2.4	2.8	3.1	3.5	4.0	4.4	4.9	5.2	6.4	7.5	8.8		
20	1 5/16					.9	1.0	1.2	1.4	1.6	1.7	1.9	2.1	2.3	2.7	3.2	3.7	4.2	4.9
	2 1/16 - 2 1/16					1.0	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5	3.0	3.6	4.1	4.7	5.3
	2 1/8				.9	1.1	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.3	2.5	2.7	3.2	3.8	4.4	5.0	5.7
	2 1/16 - 3 1/16			.9	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.3	2.6	2.8	3.1	3.7	4.3	5.0	5.8	6.6

Para tener un margen de seguridad, se elegirá un diámetro de columna de 0.406 m. (16"), para el cual tendremos una velocidad de:

$$v = \sqrt{\frac{0.300}{0.785 \times (0.406)^2}}$$
$$= 2.30 \text{ m/seg. (7.50 ft/seg.)}$$

Para calcular las pérdidas de carga en la columna también se requiere conocer el diámetro de la flecha de línea de la bomba. Usando la siguiente tabla se calculará el diámetro de la flecha, resultando éste de 2 3/16" al considerar una velocidad de operación de la bomba de 875 r.p.m.

Ahora consultando la tabla de pérdidas en la columna, se tiene un valor de éstas de:

$$h_{fc} = 2.1/100' \times 29$$
$$= 0.61 \text{ m.}$$

En el cálculo anterior, se consideró una longitud aproximada de la columna de 29 m.

b).- Pérdidas en el codo cabeza.

Consultando la siguiente gráfica, se encuentra el valor de estas pérdidas, siendo de:

$$h_{fco} = 0.40 \text{ ft.}$$
$$= 0.12 \text{ m.}$$

c).- Pérdidas en la válvula check.

La longitud equivalente de la válvula check, según el siguiente nomograma, es de 38 metros. En una tubería recta de 0.406 m. (16") de diámetro, la pérdida de carga por cada 100 ft. es de 1.12 metros, entonces se tiene:

LINESHAFT SELECTION AND MECHANICAL FRICTION CHART
(Continued)

MATERIAL	MULTIPLIER
Stainless Steel - Type 304	.875
Stainless Steel - Type 316	.75
Heat-Treated Stainless Steel - Type 416	1.75

MATERIAL	MULTIPLIER
Heat-Treated Stainless Steel - 17-4 PH	2.40
Monel	1.25

For engine-driven pumps using engines with less than 4 cylinders or with engine speeds less than 500 RPM, multiply horsepower and thrust ratings by .75.

Since horsepower ratings are dependent upon the pump thrust, the following rules may be applied, if necessary:

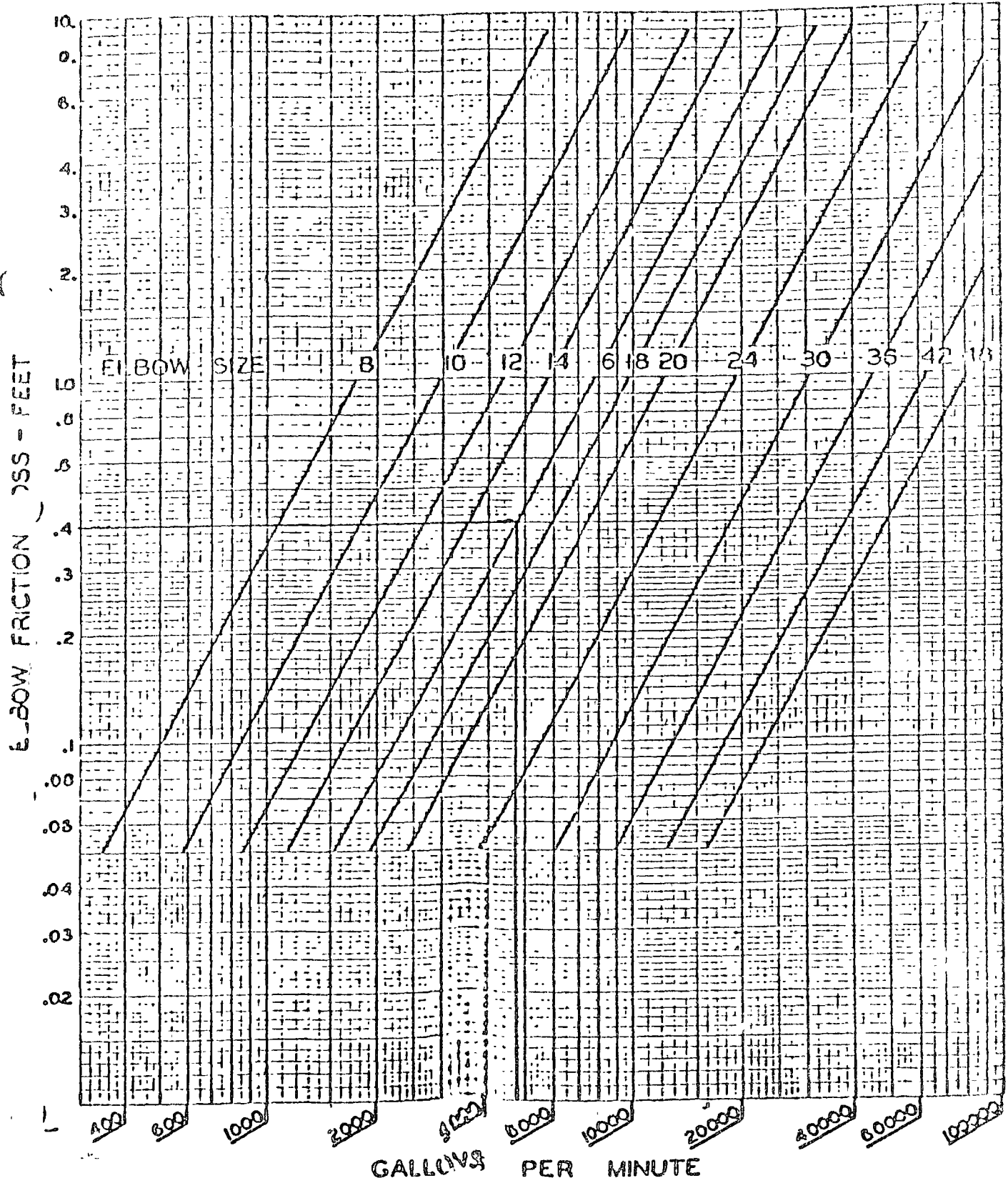
1. If pump thrust exceeds that listed by 50%, multiply horsepower rating by .958.
 2. If pump thrust is only 50% of that listed, multiply horsepower rating by 1.025.
- Interpolations between these thrust ratings are permissible.

60 CYCLE SPEEDS

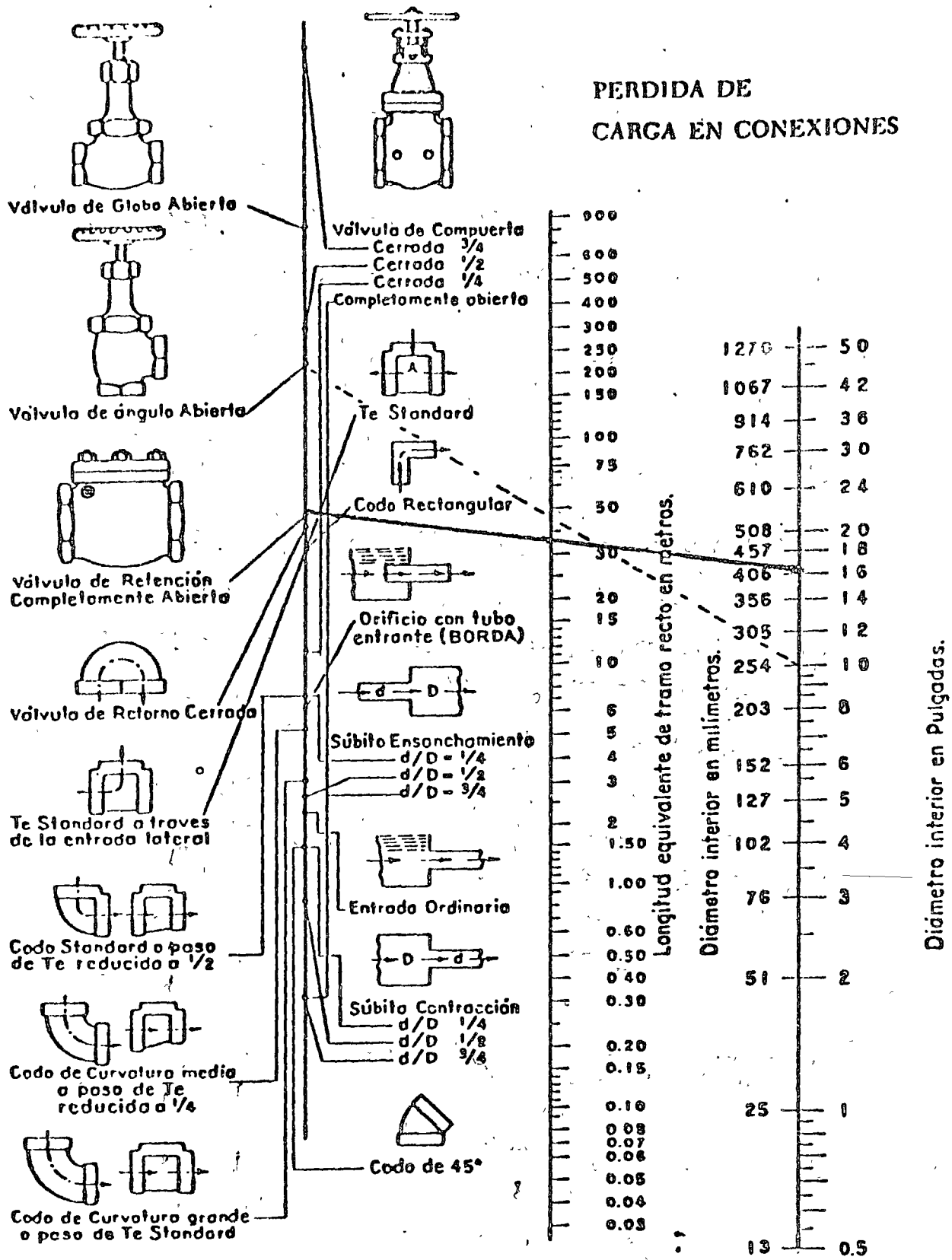
SHAFT DIAMETER	WT. PER FT. (LBS.)	MAXIMUM THRUST (P)	MAXIMUM HORSEPOWER RATINGS AT RPM SHOWN									
			3500	1760	1175	875	700	585	500	440	390	
3/4	1.54	2240	38.6 .61	19.4 .31	13.0 .20	9.7 .15						
1	2.77	3800	91.6 1.07	46.1 .54	30.8 .36	22.9 .28	18.3 .22					
1 1/16	3.92	5600	161 1.40	81.3 .70	54.2 .47	40.3 .35	32.3 .28	27.0 .23				
1 1/2	6.21	8800	322 2.32	162 1.17	108 .78	80.5 .58	64.4 .46	53.9 .39	46.1 .33			
1 11/16	7.90	11500	465 2.83	244 1.42	163 .95	121 .71	97.0 .57	81.0 .47	69.3 .41	61.0 .36		
1 5/8	10.5	15500		381 1.83	254 1.22	189 .91	151 .73	127 .61	108 .52	95.2 .46	84.4 .40	
2 1/8	13.5	20000		562 2.30	375 1.54	279 1.14	223 .92	186 .76	160 .65	140 .58	124 .51	
2 7/16	16.9	25000		792 2.89	529 1.93	394 1.44	315 1.15	263 .96	225 .82	198 .72	175 .64	
2 11/16	20.5	30000		1035 3.24	691 2.23	514 1.66	412 1.33	346 1.11	294 .95	259 .84	229 .74	
2 15/16	24.5	36500			916 2.66	693 1.98	546 1.58	456 1.32	390 1.13	345 .99	304 .88	
3 1/8	28.8	43000			1190 3.22	884 2.40	707 1.92	591 1.60	505 1.37	444 1.21	394 1.07	
3 7/16	33.5	46000			1300 3.73	967 2.78	774 2.22	646 1.86	553 1.59	486 1.40	432 1.24	
3 3/4	40.0	53500			1635 4.28	1218 3.19	973 2.55	814 2.13	695 1.82	611 1.60	542 1.42	
4	46.0	62000			2025 4.87	1508 3.62	1206 2.90	1009 2.42	862 2.07	758 1.82	672 1.62	
4 1/2	62.0	70000				2300 4.50	1840 3.60	1540 3.00	1315 2.58	1158 2.26	1025 2.00	
5	76.0	80000				3200 5.50	2560 4.40	2140 3.68	1830 3.14	1610 2.76	1425 2.45	

(1) Refer to rules regarding pump thrust at top of page.

ELBOW FRICTION LOSS CHART



PERDIDA DE CARGA EN CONEXIONES



EJEMPLO: La línea punteada indica que la pérdida de carga en una Válvula de ángulo Abierta de 250 mm. (10") es equivalente a la que se verifica en un tramo recto de tubería del mismo diámetro y de 47 mts. de longitud.

NOTA: Para contracciones y ensanchamientos bruscos utilícese el diámetro menor *d* en la escala de tubos.

Para encontrar la pérdida de carga en accesorios, expresada en metros de tubería del mismo diámetro, únase el punto correspondiente a la pieza de que se trata, al diámetro en la tercera escala. La intersección con la escala central determina el equivalente en metros.

$$h_{fch} = (1.12 \text{ '}/100\text{'}) \times 38$$

$$= 0.45 \text{ metros}$$

d).- Pérdidas en la válvula de mariposa.

Las pérdidas en la válvula de mariposa, según la siguiente gráfica, es de:

$$h_{fm} = 0.15 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$= 0.11 \text{ metros}$$

e).- Pérdidas en la tubería de descarga.

Las pérdidas en la tubería de descarga de 0.406 metros de diámetro, se despreciarán, ya que es muy corta la longitud de la tubería.

f).- Pérdidas en la inserción a 30°

Estas pérdidas se calcularán con la siguiente fórmula, en donde K vale 0.50, según el Hydroelectric Handbook de Creager and Justin.

$$h_{fi} = K \frac{v^2}{2g}$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.300}{0.785 \times 0.406^2} = 2.39 \text{ metros/seg.}$$

$$h_{fi} = 0.50 \frac{2.39^2}{2 \times 9.81}$$

$$= 0.15 \text{ metros.}$$

g).- Pérdidas en la tubería de conducción.

Para la tubería de conducción se ha elegido un diámetro de 0.76 m. (30"), considerando para un futuro una posible ampliación del gasto de proyecto de 600 a 900 l.p.s. Es decir, la tubería está calculada para 900 l.p.s. que suministrarán 3 equipos de bombeo

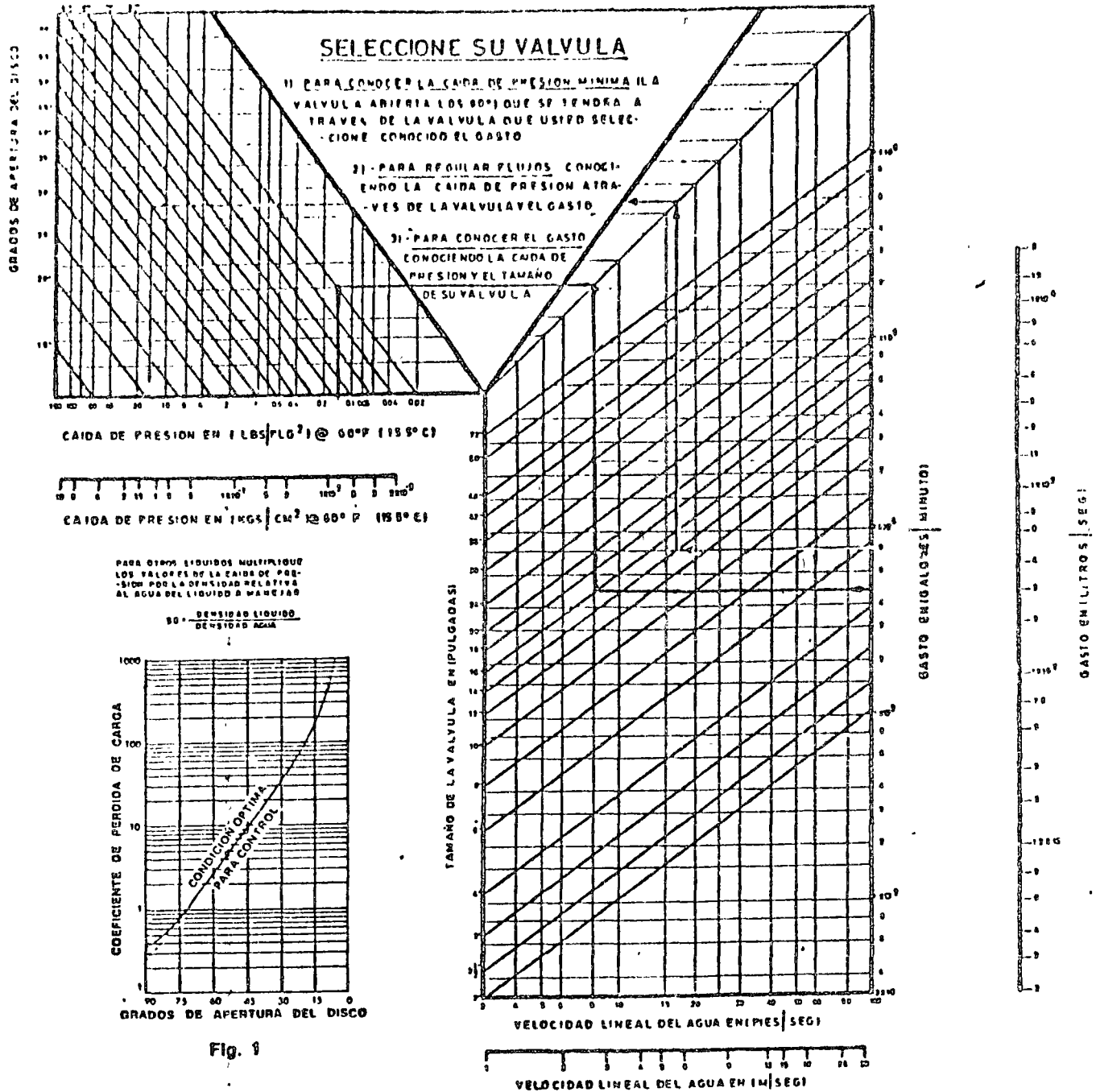


Fig. 1

- 1) Para conocer la caída de presión mínima (válvula abierta los 90°) que se tendrá a través de la válvula que Usted seleccione, conocido el gasto.
 - a) Entre con el gasto conocido.
 - b) Intercepte los diferentes diámetros (de preferencia los que se encuentran a una velocidad de 8 a 25 (pies/seg)°, condición óptima de velocidad)
 - c) Suba y continúe la línea hasta interceptar la línea de 90° de apertura del disco.
 - d) A partir de la intersección, trace una línea hasta interceptar la escala de caída de presión; luego Usted conocerá cuál es la caída de presión para su válvula seleccionada.
 - 2) Para regular flujos, conociendo la caída de presión a través de la válvula y el gasto.
 - a) Entre con los gastos mínimos y máximos de regulación conocidos.
 - b) Intercepte los diferentes diámetros (de preferencia los que se encuentran a una velocidad de 8 a 25 (pies/seg)°, condición óptima de velocidad).
 - c) Suba y continúe la línea hasta interceptar los diferentes grados de apertura del disco.
 - d) A partir de la caída de presión mínima y máxima conocidas, trace una línea hasta interceptar la anterior línea trazada.
 - e) Vea que si los grados de apertura del disco se encuentran entre los 25° a 70° (condiciones óptimas para controlar) ver Fig. 1, Usted habrá seleccionado el tamaño de la válvula apropiado.
 - 3) Para conocer el gasto conociendo la caída de presión y el tamaño de su válvula.
 - a) Entre con la caída de presión útil para su línea
 - b) Intercepte el grado de apertura del disco, que Usted piensa emplear.
 - c) Continúe su línea hasta interceptar el diámetro de su válvula.
 - d) Trace una línea a partir de esta intersección hacia la escala de gastos y conocerá cuál es el gasto para el grado de apertura del disco que Usted ha seleccionado.
- Fuera de este rango de velocidades existen problemas de cavitación, abrasión excesiva, vibración, corrosión y ruidos.

en caso necesario.

Según la siguiente tabla, para un gasto de 900 l.p.s (14265 g.p.m.) en una tubería de 0.76 m. (30"), la pérdida de carga es de 0.39'/100'. Siendo la longitud aproximada de la tubería de 71 metros, la pérdida de carga es:

$$h_{ft} = 0.39' / 100' \times 71 \\ = 0.28 \text{ metros}$$

h).- Pérdidas en 2 codos de 0.76 m. \emptyset x 36°

La longitud equivalente de un codo de 36° es igual a 7.6 m., según el CRANE, entonces de 2 codos será de 15.2 m. Sustituyendo se tiene:

$$h_{fco} = 0.39' / 100' \times 15.2 \\ = 0.06 \text{ metros}$$

Sumando, las pérdidas totales serán:

$$h_f = 0.61 + 0.12 + 0.45 + 0.11 + 0.15 + 0.28 + 0.06 \\ = 1.78 \text{ metros}$$

Carga de velocidad.

La carga de velocidad será:

$$h_v = \frac{v^2}{2g}$$

$$v = \frac{0.90}{0.785 (0.76)^2} = 1.93 \text{ metros.}$$

$$h_v = \frac{1.98^2}{19.62}$$

TABLE 1. (Cont.) FRICTION LOSS PER 100 FEET FOR WATER IN NEW ASPHALT DIPPED CAST IRON PIPE

14" 14" inside dia.				16" 16" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h. feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h. feet
1200	2.50	0.10	0.15	1100	2.23	0.08	0.11
1400	2.92	0.13	0.20	1600	2.55	0.10	0.13
1600	3.33	0.17	0.25	1800	2.87	0.13	0.16
1800	3.75	0.22	0.32	2000	3.19	0.16	0.20
2000	4.17	0.27	0.39	2200	3.51	0.19	0.24
2400	4.99	0.33	0.47	2400	3.83	0.23	0.29
2600	5.00	0.33	0.50	2600	4.15	0.27	0.33
2800	5.42	0.46	0.55	2800	4.47	0.31	0.38
2900	5.83	0.53	0.75	3000	4.79	0.36	0.44
3000	6.25	0.61	0.86	3200	5.11	0.41	0.49
3200	6.67	0.69	0.97	3400	5.42	0.46	0.55
3400	7.08	0.78	1.10	3600	5.74	0.51	0.62
3600	7.50	0.87	1.22	3800	6.06	0.57	0.68
3800	7.92	0.97	1.35	4000	6.38	0.63	0.75
4000	8.34	1.03	1.50	4500	7.18	0.80	0.95
4500	9.58	1.37	1.88	5000	7.98	0.99	1.17
5000	10.40	1.69	2.30	5500	8.78	1.20	1.41
5500	11.50	2.04	2.79	6000	9.57	1.42	1.66
6000	12.50	2.43	3.31	6500	10.40	1.67	1.95
6500	13.60	2.86	3.89	7000	11.20	1.94	2.26
7000	14.60	3.30	4.50	8000	12.80	2.53	2.96
8000	16.70	4.32	5.87	9000	14.40	3.20	3.73
9000	18.50	5.47	7.42	10000	16.00	3.96	4.57
10000	20.50	6.75	9.15	12000	19.00	5.70	6.52
12000	25.00	9.72	13.00	14000	22.30	7.75	8.81
14000	29.20	13.20	17.60	16000	25.50	10.10	11.50
				18000	28.70	12.80	14.60

TABLE 2. (Cont.) FRICTION LOSS PER 100 FEET FOR WATER IN NEW ASPHALT DIPPED CAST IRON PIPE

20" 20" inside dia.				24" 24" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h. feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h. feet
2500	2.55	0.10	0.0998	3500	2.48	0.10	0.0739
3000	3.06	0.15	0.110	4000	2.84	0.13	0.093
3500	3.57	0.20	0.188	4500	3.19	0.16	0.122
4000	4.08	0.26	0.213	5000	3.55	0.20	0.149
4500	4.59	0.33	0.306	6000	4.26	0.28	0.211
5000	5.11	0.41	0.376	7000	4.95	0.38	0.281
6000	6.13	0.58	0.533	8000	5.67	0.50	0.363
7000	7.15	0.79	0.721	9000	6.38	0.63	0.461
8000	8.17	1.04	0.935	10000	7.09	0.78	0.571
9000	9.19	1.31	1.18	12000	8.51	1.13	0.816
10000	10.20	1.62	1.45	14000	9.93	1.53	1.11
12000	12.30	2.33	2.07	16000	11.35	2.00	1.43
14000	14.30	3.18	2.80	18000	12.76	2.53	1.89
16000	16.30	4.15	3.66	20000	14.29	3.13	2.31
18000	18.40	5.25	4.62	22000	15.69	3.78	2.67
20000	20.40	6.48	5.67	24000	17.00	4.50	3.15
22000	22.50	7.84	6.85	26000	18.40	5.23	3.71
24000	24.50	9.33	8.13	28000	19.80	6.10	4.33
26000	26.50	10.95	9.54	30000	21.30	7.03	4.97
28000	28.50	12.64	11.05	35000	24.90	9.58	6.73
30000	30.60	14.60	12.70	40000	28.40	12.50	8.75

18" 18" inside dia.

U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h. feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h. feet
2500	3.15	0.15	0.166	10000	12.60	2.47	2.480
3000	3.78	0.22	0.210	12000	15.10	3.55	3.560
3500	4.41	0.30	0.326	14000	17.70	4.84	4.850
4000	5.04	0.40	0.415	16000	20.20	6.32	6.310
4500	5.67	0.50	0.525	18000	22.70	8.00	8.020
5000	6.30	0.62	0.615	20000	25.20	9.88	9.880
6000	7.56	0.89	0.920	22000	27.70	12.00	11.900
7000	8.83	1.21	1.210				
8000	10.09	1.84	1.610				
9000	11.30	1.99	2.020				

30" 30" inside dia.

U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h. feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h. feet
5000	2.27	0.03	0.0188	20000	9.03	1.28	0.703
6000	2.72	0.12	0.069	22000	10.00	1.55	0.856
7000	3.18	0.16	0.092	24000	10.90	1.84	1.01
8000	3.63	0.21	0.119	26000	11.80	2.16	1.17
9000	4.08	0.26	0.149	28000	12.70	2.50	1.34
10000	4.54	0.32	0.183	30000	13.60	2.88	1.57
12000	5.45	0.46	0.260	35000	15.90	3.92	2.13
14000	6.35	0.63	0.351	40000	18.20	5.12	2.77
16000	7.26	0.82	0.455	45000	20.40	6.48	3.59
18000	8.17	1.04	0.572	50000	22.70	8.00	4.59
				60000	27.20	11.50	6.19

CAUTION: No allowance has been made for age differences in diameter resulting from manufacturing tolerances or any abnormal conditions of interior pipe surface. It is recommended that for commercial application a reserve or margin of safety to cover these effects be added to the values shown in the tables. Where no careful analysis of these effects are made a reserve of 15% is recommended.

CAUTION: No allowance has been made for age differences in diameter resulting from manufacturing tolerances or any abnormal conditions of interior pipe surface. It is recommended that for commercial application a reserve or margin of safety to cover these effects be added to the values shown in the tables. Where no careful analysis of these effects are made a reserve of 15% is recommended.

La carga total máxima será:

$$H_{\text{máx}} = 37.95 + 1.78 + 0.20 \\ = 39.93 \text{ metros (131')}$$

I.4.2.-Carga total mínima.

Esta carga se calculará tomando en cuenta el nivel de aguas normales que corresponde a la elevación de 2337.50 metros.

La carga estática mínima será:

$$h_{\text{emín}} = 2359.95 - 2337.50 \\ = 22.45 \text{ metros}$$

Entonces, la carga total mínima es:

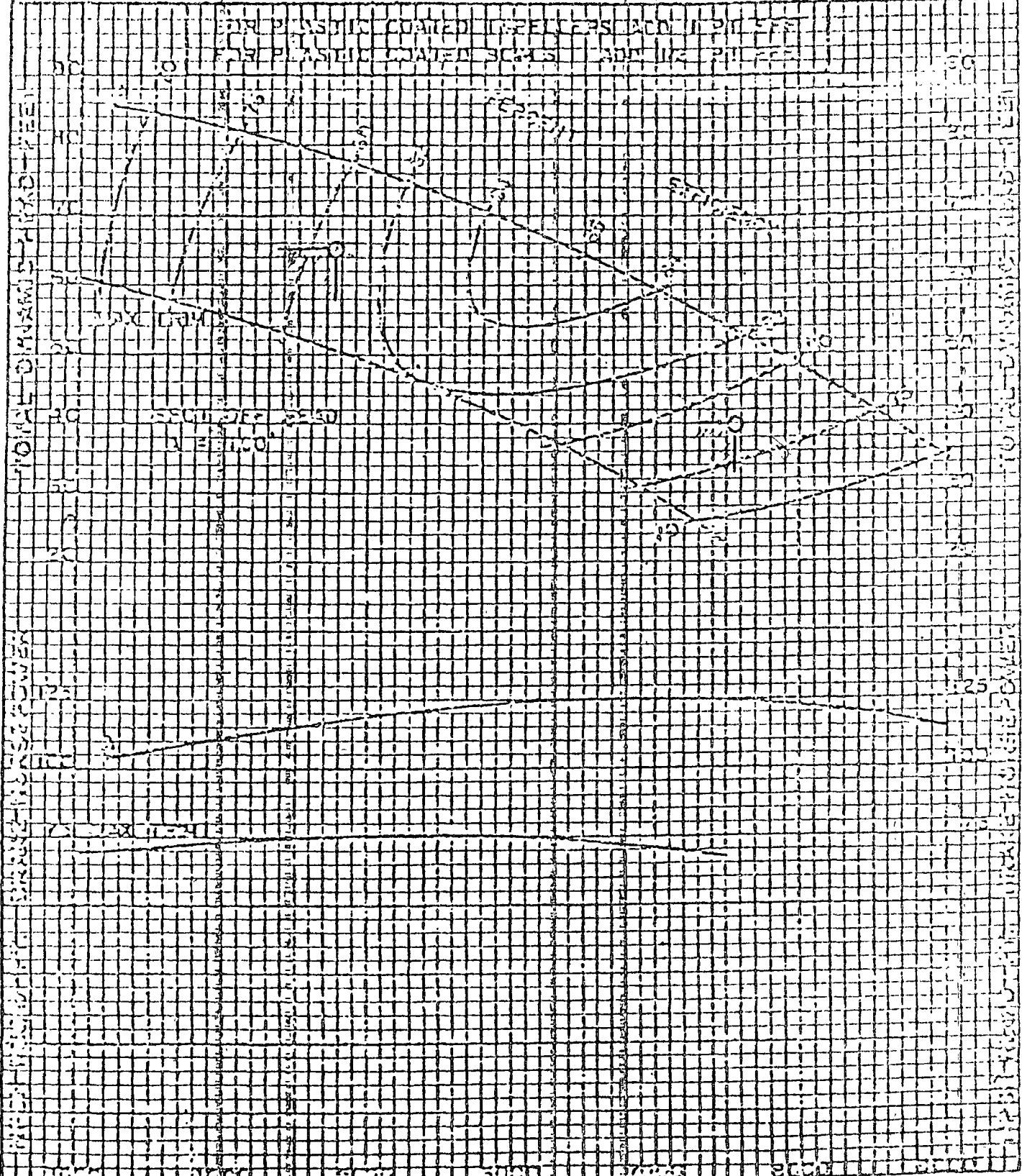
$$H_{\text{mín}} = 22.45 + 1.78 + 0.20 \\ = 24.43 \text{ metros (80')}$$

I.5.- Selección de la bomba.

Con los datos de gasto y carga total máxima y mínima, se concentrarán en el siguiente cuadro las características principales de 4 marcas diferentes de bombas. - Esto es con el fin de tener idea de las dimensiones generales de la bomba para poder diseñar la estructura o cárcamo de bombeo.

PER STAGE PERFORMANCE **28" H₂O** FIG. **6920** **830 R.P.M.**

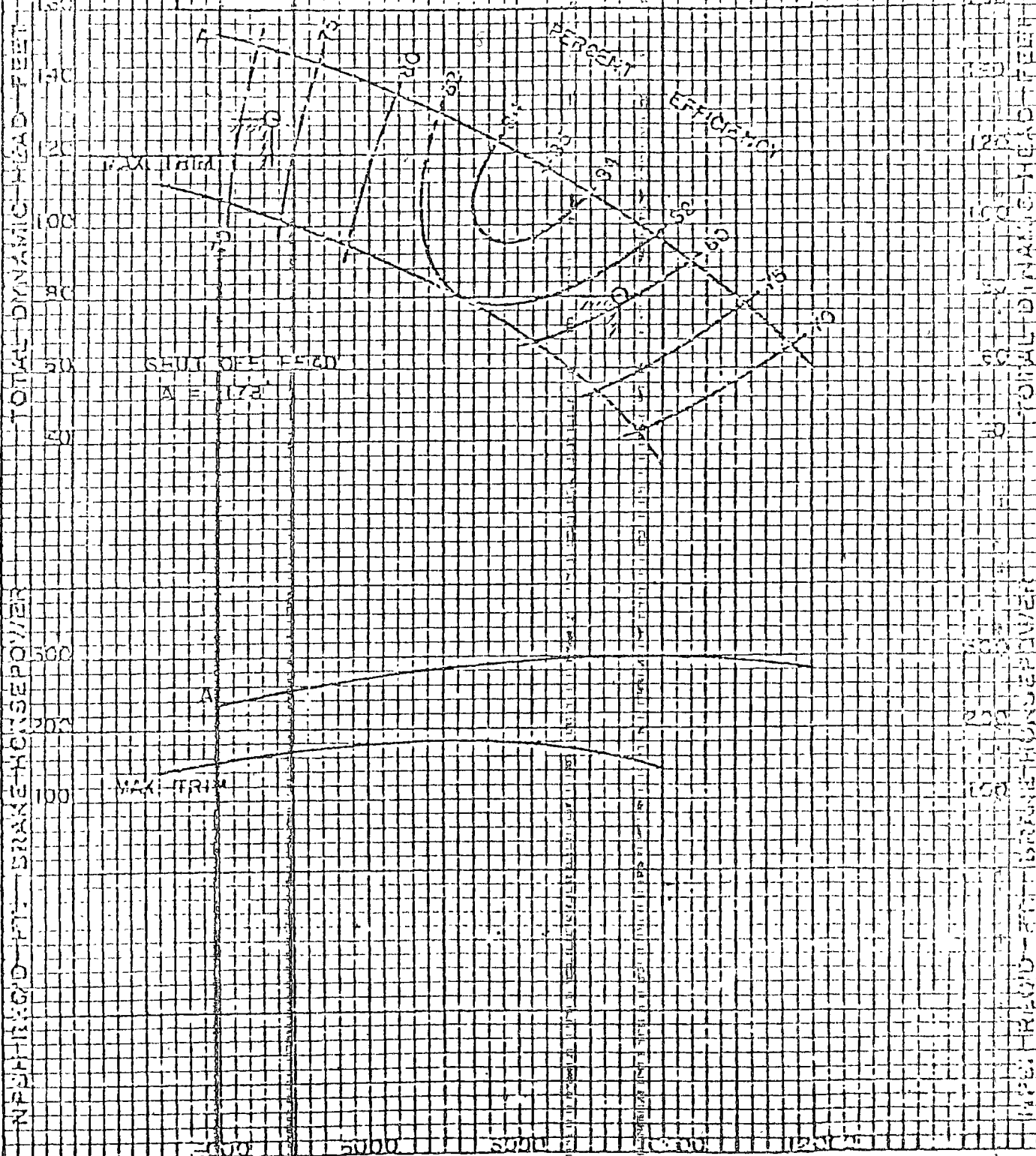
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE	IMPELLER DRONZE	HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH, NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 150 F.
	LOWER 1 PT.	BOWL PLAIN G.I. BOWL DIA. 25-1/2" BELL K _t = 620	



PER STAGE PERFORMANCE **28" HC** FIG. **6920** **1170** R.P.M.

NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE	IMPELLER BRONZE	HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH, NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 65° F.
1	LOWER 1 PT.	BOWL PLAIN C.I.	
		BOWL DIA. 26-1/2" BELL	
		K _v = 640	

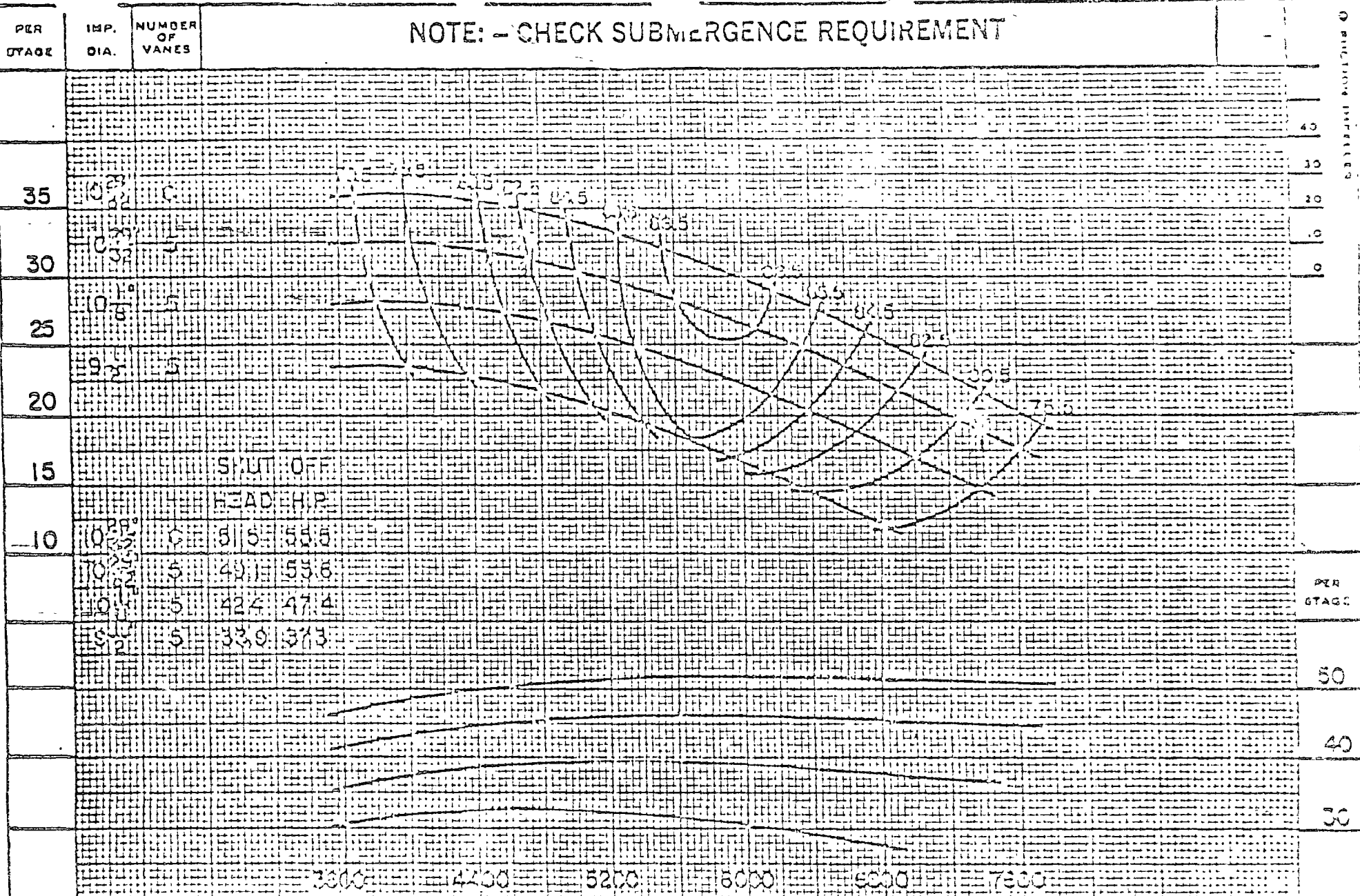
FOR PLASTIC COATED IMPELLERS ADD 1 PT. EFF.
 FOR PLASTIC COATED BOWLS ADD 1/2 PT. EFF.



NOTE: - CHECK SUBMERGENCE REQUIREMENT

FEET TOTAL DYNAMIC HEAD

FEET PER STAGE REQUIRED



PAGE 50 MAY 3, 1965

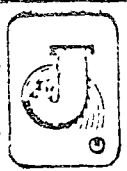
DAVID R. HOFFMAN

PERFORMANCE BASED ON MULTISTAGE TESTS
PUMPING CLEAR COLD WATER @ 60° OR 10°

FOR 1 STAGE MULTIPLY HEAD & EFF. BY

FOR STAGES MULTIPLY HD & EFF. BY

U.S. GALLONS PER MINUTE



JOHNSTON PUMP COMPANY

Orange, California
ESTABLISHED 1909

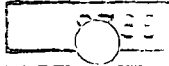
16 PS

IMPELLER - BRONZE

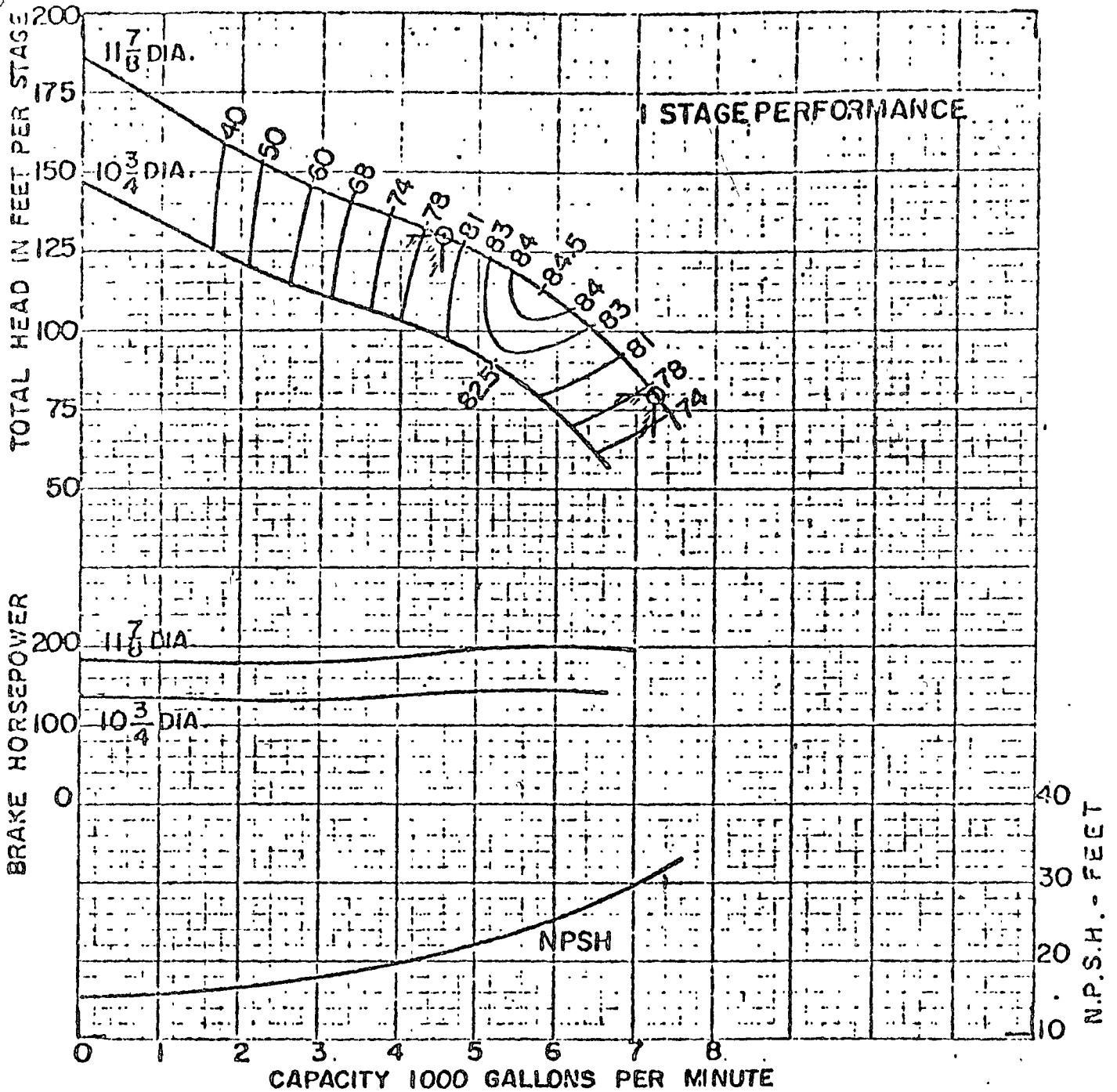
875 R.P.M.

CAST IRON

CURVE SHEET NO.

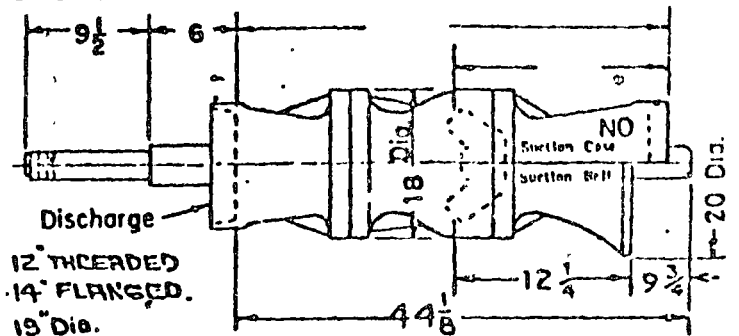


(60 CYCLE)



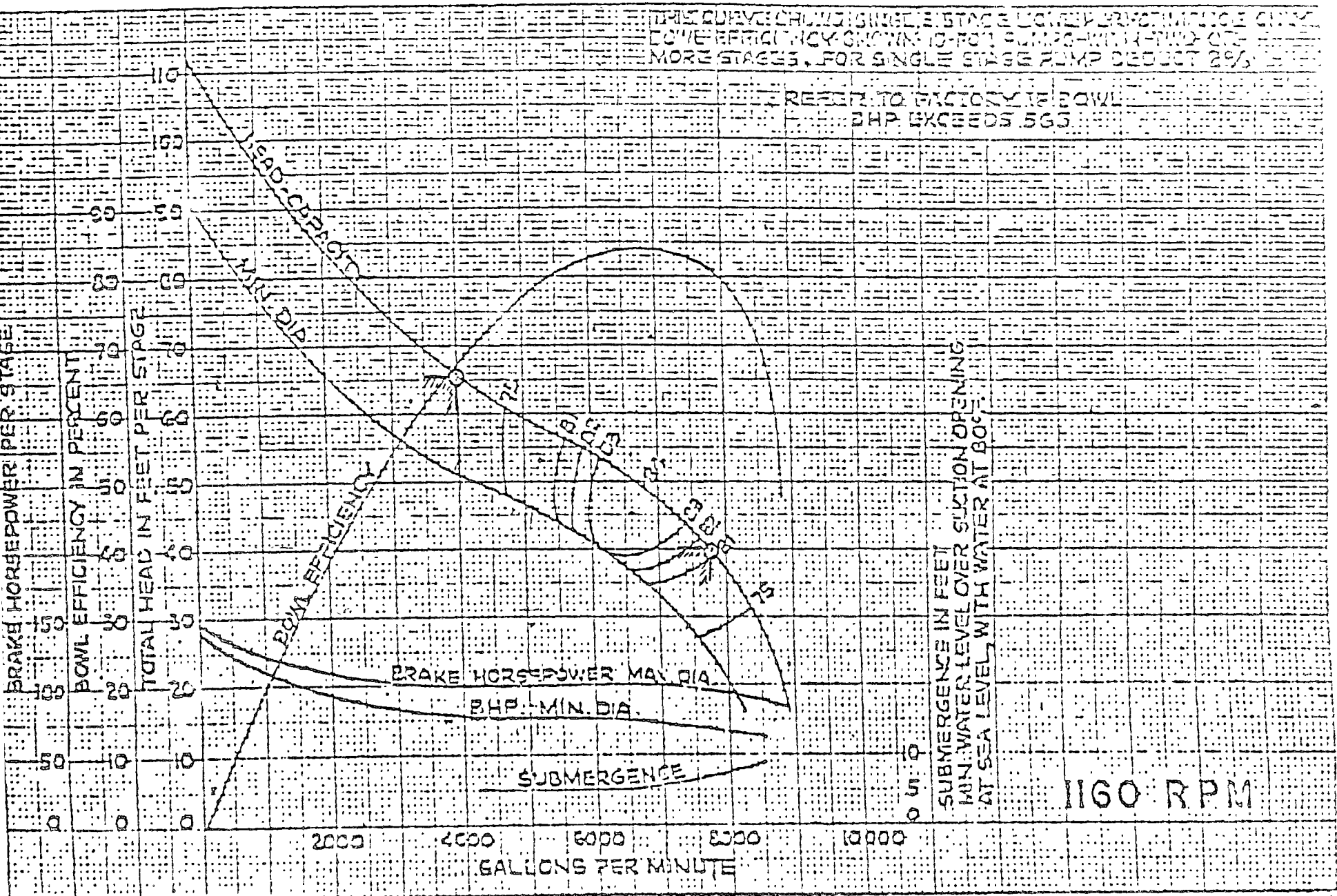
Efficiency shown is for 1 stages or more, with standard materials. For fewer stages or other materials change efficiency as shown

N stages	Eff change	MATERIAL	Eff change	Standard materials	
6	—	Impeller—bronze	—	Impeller—bronze	
5	—	Impeller—ci	-1	Bowl—cast iron	
4	—	Impeller—ci enm	—	Thrust factor	36.5
3	—	Bowl—ci enm	—	Rotor wt per stage (lbs)	32
2	—	Bowl—cast iron	-2	Bowl wt 1st stage (lbs)	125
				Bowl wt add'l stage (lbs)	350
				Max. bowl horsepower	570
				Impeller eye area (sq in.)	65



Impeller shaft diameter	2.25	Column pipe	12	14
Minimum impeller shaft end play	.68	Suction pipe		

THIS CURVE SHOWS SINGLE STAGE LOWEY BRISTOL CURVE
LOWEY EFFICIENCY SHOWN IS FOR PUMPS WITH TWO OR
MORE STAGES. FOR SINGLE STAGE PUMP DEDUCT 2%



22 QJB

WORTHINGTON CORPORATION

VTP-5258

MARCA Y MODELO CARACTERISTICAS	Fairbanks Morse		Johnston		Worthington		Byron Jackson
	Modelo 28 HC	Modelo 28 HC	Modelo 16 LS	Modelo 16 LS	Modelo 20H 500	Modelo 22 qJB	
Gasto con carga de -- 39.90 m. (131')	300 lps. 4755 gpm	300 lps 4755 gpm	300 lps 4755 gpm	300 lps 4755 gpm	290 lps 4600 gpm	252 lps 4000 gpm	
Gasto con carga de -- 24.40 m. (80')	473 lps 7500 gpm	593 lps 9400 gpm	479 lps 7600 gpm	467 lps 7400 gpm	454 lps 7200 gpm	489 lps 7750 gpm	
Número de pesos	2	1	3	4	1	2	
Velocidad de opera-- ción de la bomba	380 rpm	1170 rpm	1175 rpm	875 rpm	1760 rpm	1160 rpm	
Eficiencia con carga de 39.90 m. (131')	0.81	0.72	0.80	0.82	0.80		
Eficiencia con carga de 24.40 m. (80')	0.78	0.79	0.82	0.80	0.77	0.81	
Diámetro de la campe-- ña de succión	0.67 m. (26.5")	0.67 m. (26.5")	0.57 m. (22.5")	0.57 m. (22.5")	0.508 m. (20")		
N.P.S.H. Requerida	6.70 m. (22')	12.1 m. (40')	8.84 m. (29')	7.01 m. (23')	9.45 m. (31')		
Constante de empuje	50	50	55	55			

En forma preliminar se selecciona la bomba marca -- Johnston, modelo 16 LS, flujo mixto, para una velocidad de operaci3n de 1175 r.p.m. , 3 pasos, 80 % de eficiencia con carga total m3xima y 82 % con carga total m3nima.

La marca de bomba Fairbanks Morse, modelo 28 HC tambi3n se puede utilizar, ya que reúne buenas condiciones de operaci3n. La velocidad de operaci3n es de -- 880 r.p.m., es de 2 pasos, 81 % de eficiencia con carga total m3xima y 78 % con carga total m3nima.

Se han seleccionado estas marcas, porque se considera que son las que reúnen mejores condiciones de operaci3n. Esta selecci3n se ha hecho desde el punto -- vista de operaci3n, sin tomar en cuenta los costos -- iniciales del equipo. Cualquiera marca puede resultar satisfactoria, siempre y cuando cumpla con los requisitos de buena eficiencia, buen funcionamiento dentro de las condiciones extremas de carga total.

En nuestro caso, se considerar3 la bomba marca Fairbanks Morse para dimensionar la estructura o c3rcamo de bombeo, ya que es la que tiene mayor di3metro de c3mpena de succi3n. Previendo que pudiera resultar -- satisfactoria otra marca no considerada en nuestra -- selecci3n preliminar, se dar3 un margen de seguridad en las dimensiones del c3rcamo para poder absorber -- cualquier diferencia en el tama3o de la bomba que de -- finitivamente se instale en la Planta de Bombeo.

I.6.- C3lculo de la carga neta de succi3n positiva disponible. (CNSP disp.).

Se calcular3 la carga neta de succi3n positiva disponible en el lugar de instalaci3n, para compararla con la requerida, y con esto verificar la elevaci3n del fondo de la estructura. Esta carga se calcular3 por la siguiente f3rmula, en donde se despreciar3n las -- p3rdidas por fricci3n (h_f) y la carga correspondien-

te a la presión de vapor (h_v), por ser muy pequeñas.

A una altura sobre el nivel del mar de 2322.00 m. corresponde una presión barométrica (h_b) de 7.80 m. columna de agua.

Sustituyendo:

$$\begin{aligned} \text{CNSP}_d &= h_b + (S - 1) - h_f - h_v \\ &= 7.80 + (4.50 - 1) \\ &= 11.30 \text{ m. (37')} \end{aligned}$$

S es la distancia que existe entre el nivel mínimo del agua y el fondo de la estructura.

El fondo de la estructura se puede dejar a la elevación 2317.50 m, ya que se satisfacen ampliamente los requerimientos de la CNSP_{req} . ($\text{CNSP}_{\text{disp}} = 37'$ mayor $\text{CNSP}_{\text{req}} = 29'$). Inclusive todavía tenemos margen en sumergencia para absorber cualquier aumento de la carga neta de succión positiva requerida de otra bomba.

I.7.- Potencia requerida por la bomba.

Se calculará la potencia que requiere la bomba para las condiciones de carga total máxima de 39.93 metros con 80 % de eficiencia. Se considera esta eficiencia porque se desconoce la marca y tipo de bomba que se instalará en la Planta. Se justifica no considerar una eficiencia menor porque se especificará una eficiencia mínima aceptable de 80 % para la carga de 39.93 metros.

$$P_r = \frac{300 \times 39.93}{76 \times 0.80}$$

$$= 197 \text{ H.P.}$$

I.8.- Selección del motor.

Dadas las condiciones del Proyecto, el motor eléctrico vertical tipo jaula de ardilla, es el que más se adapte en este caso y que sobresale con cualquier otro, en cuanto a su facilidad de instalación, al poco espacio que ocupa, a su fácil mantenimiento, a que se puede acoplar directamente.

Considerando que la capacidad del motor deberá estar sobrada como mínimo un 5 % de la potencia requerida por la bomba, se tiene:

$$P_m = 197 \times 1.05$$

$$= 207 \text{ H.P.}$$

lo cual nos obliga a seleccionar un motor eléctrico de 250 H.P.

I.9.- Cálculo del empuje axial de la bomba .

El empuje axial será la suma del empuje mecánico y el empuje hidráulico que se presenta al trabajar la bomba, éste último depende de una constante que varía de acuerdo al diseño del impulsor.

Empuje mecánico.

Para determinar el empuje mecánico se considera un diámetro de flecha de $2 \frac{3}{16}$ " y longitud de 29 m., de lo cual resulta un peso aproximado de 614 Kg. El peso de los impulsores es aproximadamente de 165 Kg. El peso del rotor del motor es aproximadamente de 400 Kg.

Sumando, se tiene:

$$\begin{aligned} E_m &= 614 + 165 + 400 \\ &= 1179 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

Empuje hidráulico.

El empuje hidráulico se calculará por la siguiente fórmula, en donde K vale 55 y corresponde a la bomba marca Johnston, modelo 16 IS.

$$\begin{aligned} E_h &= K \times H \\ &= 55 \times 131 \\ &= 7205 \text{ Lb} = 3275 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

Sumando, el empuje axial será:

$$\begin{aligned} E_a &= 1179 + 3275 \\ &= 4454 \text{ Kg (9799 Lb.)} \end{aligned}$$

I.10.- Peso aproximado de un equipo de bombeo.

El peso aproximado de un equipo de bombeo, incluyendo columna, codo cabezal y motor eléctrico, se calculará en forma aproximada.

Impulsores y tazones	Wi = 1000 Kg.
Tubo de columna de 0.406 m. de Ø	Wc = 3023 Kg.
Flecha...	Wf = 614 Kg.
Cubre-flecha	Wcu = 493 Kg.
Chumaceras y arañas.	Wch = 500 Kg.
Cables.	Wco = 100 Kg.
Bridas y tornillos	Wb = 1500 Kg.
Codo cabezal.	Wcc = 1000 Kg.
Motor eléctrico de 250 HP	Wm = 977
PESO APROXIMADO TOTAL DE UN EQUIPO	= 8307 KG.

I.11.- Carga vertical por equipo.

Esta carga se determinará sumando el peso del equipo el peso del agua y el empuje hidráulico.

Peso del equipo

8307 Kg.

Peso del agua

3760 Kg.

Empuje hidráulico

3275 Kg.

CARGA VERTICAL, TOTAL

15342 Kg.

II.- DISEÑO HIDRAULICO DE LA ESTRUCTURA

El diseño hidráulico de la estructura donde se alojarán los equipos, se hará de acuerdo con las normas del Instituto de Hidráulica de Estados Unidos y con las recomendaciones de los fabricantes de equipos de bombeo. Se tomarán en cuenta aquellos valores que resulten más favorables a la instalación y buen funcionamiento de las bombas.

II.1.- Dimensiones según normas del Instituto.

Con el dato del gasto de 300 l.p.s. (4755 g.p.m.), se determinarán las dimensiones principales de la estructura o cárcamo, consultando la siguiente gráfica del Instituto.

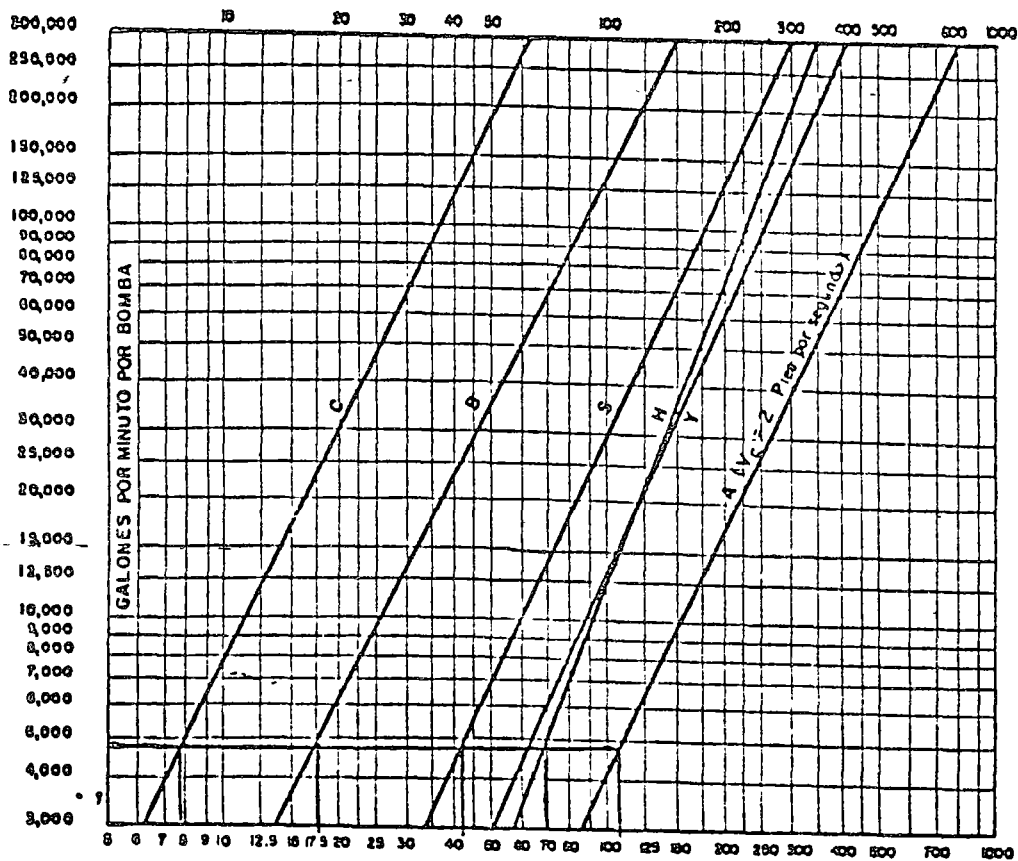
- a).- Sumergencia . $H = 70" = 1.78 \text{ m.}$
- b).- Ancho de la celda. $S = 43" = 1.09 \text{ m.}$
- c).- Distancia de la campana de succión al fondo de la estructura. $C = 8" = 0.20 \text{ m.}$
- d).- Distancia del eje vertical de la bomba al muro frontal. $B = 18" = 0.45 \text{ m.}$
- e).- Distancia del muro frontal a la entrada del agua. $A = 110" = 2.79 \text{ m.}$

II.2.- Dimensiones según recomendaciones de los fabricantes.

Aplicando las recomendaciones de los fabricantes de equipos de bombeo, se determinarán las siguientes dimensiones de la estructura o cárcamo, para ello, se considerará la bomba Fairbanks Morse que es la que tiene mayor diámetro de campana. ($D = 26.5" = 0.67 \text{ m}$)

- a).- Sumergencia. $H = 4D = 4 \times 0.67 = 2.68 \text{ m.}$
- b).- Ancho de la celda $S = 2.5D = 2.5 \times 0.67 = 1.67 \text{ m}$

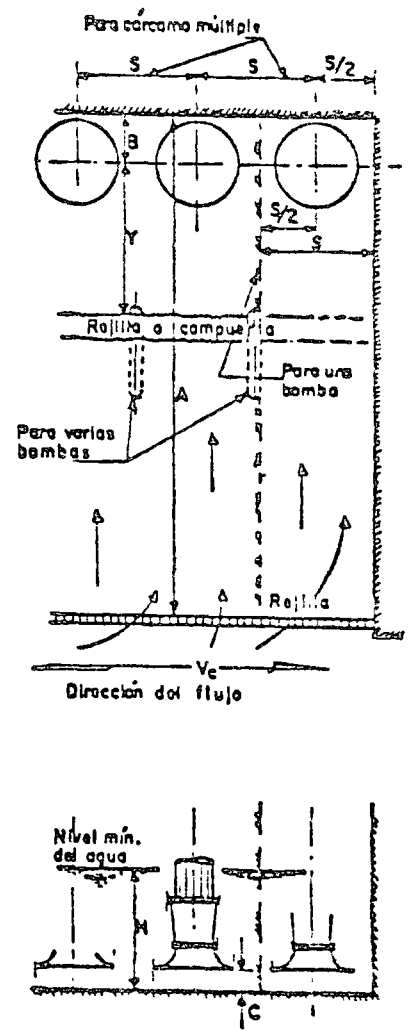
ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA
DIMENSIONES DEL CARCAMO CON RELACION AL FLUJO



DIMENSIONES RECOMENDADAS EN PULGADAS

Véanse notas explicativas en el texto del artículo parte B-63. Dimensiones aplicadas en aguas limpias. Para líquidos que contienen sedimentos pídanse especificaciones al fabricante.

Fig. BF-36 (1-B)



- c).- Distancia de la campana de succión al fondo de la estructura. $C = 0.6D = 0.6 \times 0.67 = 0.40 \text{ m}$
- d).- Distancia vertical de la bomba al muro frontal. $B = 1.5D = 1.5 \times 0.67 = 1.00 \text{ m}$
- e).- Distancia del muro frontal a la entrada del agua. $A = 8D = 8 \times 0.67 = 5.36 \text{ m.}$

Como los valores determinados anteriormente, tanto los del Instituto de Hidráulica como los del fabricante, - algunos son los máximos y otros los mínimos recomendables, a continuación se fijarán los valores definitivos.

- a).- Sumergencia. $H = 4.50 \text{ m.}$
- b).- Ancho de la celda $S = 1.90 \text{ m.}$
- c).- Distancia de la campana de succión al fondo de la estructura. $C = 0.50 \text{ m.}$
- d).- Distancia del eje vertical de la bomba al muro frontal. $B = 1.00 \text{ m.}$
- e).- Distancia del muro frontal a la entrada del agua. $A = 5.50 \text{ m.}$

Se entiende por sumergencia (H), a la distancia que existe entre el nivel de aguas mínimo y el fondo de la estructura. Siendo la elevación 2322.00 m., la que corresponde al nivel de aguas mínimo, entonces - la elevación del fondo de la estructura será:

17

f).- Elevación del fondo

de la estructura. $EFE = 2322.00 - 4.50 = 2317.50$ m

Siendo la elevación 2346.04 m. la que corresponde al nivel de aguas máximo extraordinario, la elevación - del piso de operación de los equipos se fijará en la:

g).- Elevación del piso de operación de los equipos.

$EPO = 2348.50$ m.

ESTUDIO ECONOMICO PARA DETERMINAR LA FORMA EN QUE SE CONECTARAN LAS TUBERIAS.

I.- GENERALIDADES.

Se instalarán 3 equipos de bombeo, cada uno para una capacidad de 300 lps, dos de ellos trabajarán en forma continua y el otro será de reserva para cuando uno de los equipos quede fuera de servicio por descomposturas o por la necesidad de efectuarle mantenimiento.

El agua se conducirá hasta la descarga por tuberías de acero. El presente estudio tiene por finalidad el de determinar la forma de conexión de las tuberías según resulte más económico, atendiendo a los conceptos de costos fijos y costos variables al año.

Se proponen 2 alternativas de conexión de las tuberías.

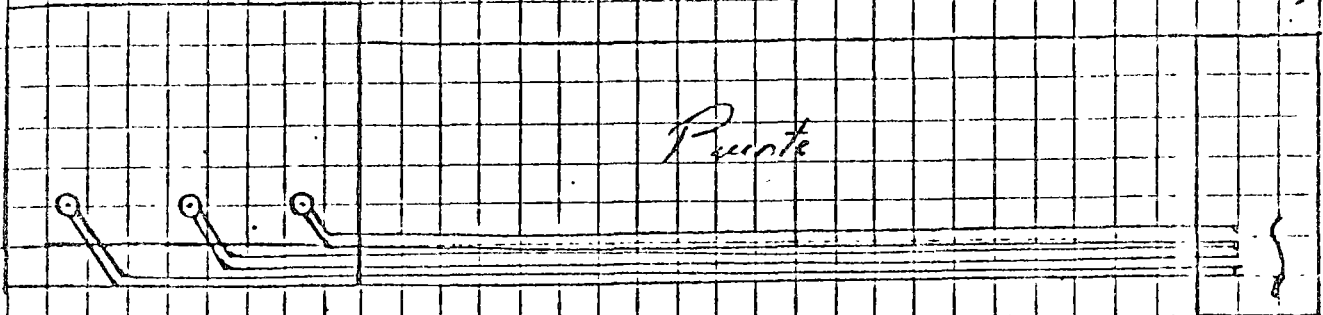
En la alternativa "A" se considera que las 3 tuberías descargarán en forma individual en la estructura de descarga y en la alternativa "B" las 3 tuberías se conectarán en paralelo a 45° a un tubo múltiple. S.2

El siguiente croquis se ilustra la forma en que se propone conectar las tuberías por cada alternativa.

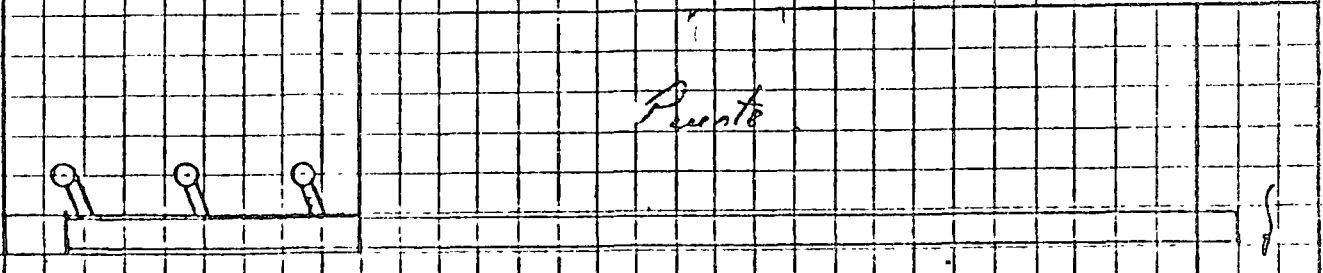
Obra Planta de bombeo
Detalle Tubería

Calculo
Reviso

Fecha DIC/75
Fecha 2



ALTERNATIVA "A"
(Descarga individual)



ALTERNATIVA "B"
(Descarga en paralelo)

Para hacer el estudio de comparación entre una y otra forma de conexión de la tubería, será necesario conocer los costos totales al año correspondientes al diámetro económico de cada alternativa. Estos costos serán los que se compararán para decidir sobre la alternativa más económica.

II. - DIAMETRO ECONOMICO (ALTERNATIVA "A")

El diámetro económico de la tubería será aquel en el que se obtengan los mínimos costos totales al año. Los costos totales anuales serán la suma de los costos fijos y costos variables al año. En los costos fijos se involucra el concepto amortización anual, en la cual se incluyen intereses. El cálculo de la amortización se hará de acuerdo a la inversión inicial o costo de la tubería, los costos variables se determinarán tomando en cuenta únicamente los costos de operación anual por consumo de energía eléctrica correspondiente a las pérdidas de carga a través de la tubería.

II.1. - Costos totales anuales.

Para conocer estos costos, primero se determinarán los res-

tos fijos y despues los costos variables.

II.1.1.- Costos fijos anuales.

Como se ha mencionado anteriormente, en estos costos incluire el concepto de amortización anual y se calcula en segun la inversión inicial a costo de la tubería. Para facilitar el desarrollo del cálculo, estos conceptos se dejara en función de la velocidad y se concentrarán en un cuadro en donde se sustituirán para conocer los diferentes costos correspondientes a cada una de las velocidades consideradas.

II.1.1.1.- Amortización anual.

Se considera que la amortización se hará a 30 años con una tasa de interés anual del 6%. Para determinar la amortización anual se calcularán los costos iniciales de la tubería y se dejara en función de la velocidad.

Diametro de la Tubería.

El gasto que se conducirá por cada tubo será de 300 l.p.s., entonces el diametro será:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{0.785 V}}$$
$$= \sqrt{\frac{0.300}{0.785 V}}$$
$$= \frac{0.618}{\sqrt{V}}$$

Espeor del tubo

Se considerará que el espeor de la placa del tubo sea de 7.9 mm. (3/16").

Costo inicial de la tubería

Para determinar el costo inicial de la tubería, se considerará a \$ 17.00 el kilogramo de tubería instalada. No se considerará el costo de la válvula check, ya que tendría la misma influencia en ambas alternativas.

$$C_i = \pi \cdot D \cdot e \cdot L \cdot \rho \cdot \$ 17.00$$

Sustituyendo:

$$C_i = 3.1416 \times \frac{0.618}{\sqrt{V}} \cdot 0.0079 \cdot 40 \cdot 7860 \cdot 17.00$$
$$= 81978 \frac{1}{\sqrt{V}}$$

Ahora se determinará la amortización anual, que es esta

Obra Planta de bombeo Cálculo 09.0000 Fecha DIC/
 Detalle Tubería Reviso _____ Fecha _____

esto corresponde a los costos fijos a un período de amortización de 30 años y una tasa de interés del 6%.

anual corresponde una anualidad de 7.263%.

Sustituyendo, la amortización anual será:

$$A_n = 81978 \times 0.07263 \cdot \frac{1}{TV}$$

$$= 5950 \frac{1}{TV}$$

II.1.2.- Costos variables anuales.

Estos costos serán los que se tengan por consumo de energía eléctrica. Para fines comparativos, únicamente se tomarán en cuenta las pérdidas de carga en el cálculo de la energía consumida, ya que la carga estática tendría la misma influencia en ambas alternativas.

Se considera que los equipos trabajarán durante todo el año (8760 horas) y que el costo del kilowatt-hora sea de \$ 0.15.

Aplicando la siguiente expresión, se calcularán los costos variables, que en nuestro caso equivalen a los costos de operación.

$$COA = \frac{0.746 \times Q \times h_f \times T}{76 \times 0.90 \times 0.80} \times 0.15$$

En la expresion anterior, se conoce el gasto (Q) y el tiempo de trabajo (T), pero se desconoce las pérdidas de carga (h_f). Se calcularán estas pérdidas con la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned} h_f &= f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \\ &= 0.015 \cdot \frac{40 \sqrt{V}}{0.618} \cdot \frac{V^2}{19.62} \\ &= 0.049 V^{5/2} \end{aligned}$$

Sustituyendo:

$$\begin{aligned} COA &= \frac{0.746 \times 300 \times 0.049 V^{5/2} \times 8760}{76 \times 0.90 \times 0.80} \times 0.15 \\ &= 263 V^{5/2} \end{aligned}$$

Como todos los conceptos se han dado en funcion de la velocidad, en el siguiente cuadro se determinan los diferentes

costos correspondientes a cada velocidad para que al sumarlos resulten los costos totales anuales.

Se consideraran como posibles velocidades economicas a 1.25, 1.50, 1.75, 2.00, 2.50, 3.00 y 3.50 m/seg.

Espesor de placa 5/16
del tubo

CONCEPTOS	Velocidad en m/seg.						
	1.25	1.50	1.75	2.00	2.50	3.00	3.50
$D = \frac{0.618}{\sqrt{V}}$	0.553	0.505	0.467	0.437	0.391	0.357	0.330
$C_1 = 81978 \frac{1}{\sqrt{V}}$	73325	66975	62010	57975	51852	47331	43838
$P_a = 5956 \frac{1}{\sqrt{V}}$	5327	4866	4505	4212	3767	3439	3185
$h_f = 0.049 V^{1/2}$	0.086	0.135	0.178	0.277	0.484	0.764	1.12
$COA = 263 V^{5/2}$	459	724	1065	1487	2599	4079	6027
* $CTA_1 = P_a + COA$	5786	5590	5570	5679	6366	7538	9212
▽ $CTA_2 = 2 \times CTA_1$	11572	11180	11140	11398	12732	15076	18424

* CTA_1 = Costos totales anuales de una bomba.

▽ CTA_2 = Costos totales anuales de 2 bombas.

Como se puede observar en el cuadro anterior, los costos totales mas bajos corresponden a una velocidad de 1.75 m/sig, que a su vez resulta un diametro de $d = 467 \text{ mm}$, o sea aproximadamente 18" como el más economico.

Se hará un nuevo cálculo, pero ahora considerando que el espesor de la placa del tubo sea de 6.35 mm (1/4").

En el siguiente cuadro se indican las cantidades resultantes y se hacen siguiendo el mismo procedimiento anterior.

Espesor de placa del tubo 1/4"

Velocidad en m/sig

CONCEPTO

	1.25	1.50	1.75	2.00	2.50	3.00	3.50
$\frac{0.618}{11V}$	0.553	0.505	0.467	0.437	0.391	0.357	0.330
$C_1 = 65893 \frac{1}{\sqrt{V}}$	58938	53234	49243	46600	41678	38044	35237
$R_2 = 4787 \frac{1}{\sqrt{V}}$	4281	3911	3621	3385	3028	2764	2560
$h_f = 0.049 V^{1/2}$	0.086	0.135	0.178	0.227	0.484	0.764	1.12
$C_{CA} = 263 V^{1/2}$	457	724	1065	1487	2577	4099	6027
$CTA_1 = R_2 + C_{CA}$	4740	4635	4686	4872	5627	6863	8587
$CTA_2 = 2 CTA_1$	9480	<u>9270</u>	9372	9744	11254	13726	17174

Si el espesor de la placa del tubo es de 6.35 mm ($\frac{1}{4}$ "), resulta el diámetro más económico de 0.505 m, o sea aproximadamente 20".

III.- DIÁMETRO ECONÓMICO (ALTERNATIVA "B"). —

Siguiendo el mismo procedimiento de la alternativa "A", se determinará el diámetro económico en esta alternativa.

III.1.- Costos totales anuales.

Los costos totales anuales se determinarán sumando los costos fijos anuales y costos variables anuales.

III.1.1.- Costos fijos anuales.

Al igual que en la alternativa "A", estos costos corresponden a la amortización anual. Para conocer esta amortización se calcularán los costos iniciales de la tubería.

Diámetro de la tubería.

El gasto que se conducirá por la tubería será de 600 l.p.s., entonces el diámetro será:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{785 V}}$$

$$= \sqrt{\frac{0.600}{.785 V}}$$

Picaz mareas
obra flauta de bombeo.

Calculo...

Fecha

Dic/75

Detalle

Tubería

Reviso

Fecha

11

$$D = 0.874 \frac{1}{\sqrt{V}}$$

Espesor del tubo.

Se considera que el espesor de la placa del tubo, será de 9.5 mm. ($\frac{3}{8}$ ").

Costo inicial de la tubería

Se considera a \$ 20.5 el costo del kilogramo de tubo instalado. En esta alternativa se incluirá el costo de 3 válvulas de compuerta de 18" de diámetro que será necesario instalar en cada una de las tuberías de descarga.

$$C_1 = 3.1416 \times \frac{0.874}{\sqrt{V}} \times 0.0095 \times 40 \times 7860 \times 20.5$$

$$= 164020 \frac{1}{\sqrt{V}}$$

Amortización anual por tuberías.

$$A_1 = 164020 \frac{1}{\sqrt{V}} \times 0.07265$$

$$= 11916 \frac{1}{\sqrt{V}}$$

Obra Alcántara de bambuco

Calculo:

Fecha Dic/75Detalle Tubero.

Reviso _____

Fecha _____

12 ○

Amortización anual por válvulas.

Si se considera que cada válvula de compuerta de 18" de diámetro tiene un costo de \$55,000.00, el costo total de las 3 válvulas resultará de:

$$C_v = 55000 \times 3$$

$$= \$165000.00$$

La amortización anual correspondiente a esta cantidad, será de:

$$A_{av} = \$165000 \times 0.07265$$

$$= \$11987.00$$

III. 1.2. Costos variables anuales.

Se harán las mismas consideraciones que en la alternativa "A". Se depreciarán las pérdidas de carga en la válvula de compuerta de 18" de diámetro, ya que esta trabajará completamente abierta. También se depreciarán las pérdidas en el tramo de tubería de 18" de diámetro, por ser muy pequeñas. Por lo tanto, únicamente intervendrán las pérdidas de carga en la tubería

de conducción.

Aplicando la fórmula:

$$COA = \frac{0.746 \times 9 \times h_f \times T}{76 \times 0.90 \times 0.80} \times 0.15$$

Las pérdidas de carga serán:

$$h_f = 0.015 \cdot \frac{40 \sqrt{V}}{0.874} \cdot \frac{V^2}{19.62}$$

$$= 0.035 V^{5/2}$$

Sustituyendo:

$$COA = \frac{0.746 \times 600 \times 0.30 V^{5/2} \times 8760}{76 \times 0.90 \times 0.80} \times 0.15$$

$$= 376 V^{5/2}$$

Como en esta alternativa, se ha considerado el costo inicial de tubería, en la cual se conectarán 2 bombas, los costos de operación determinados anteriormente se duplicarían para obtener el costo de operación correspondiente a 2 bombas.

Prueba de bombeo
 Tubería

Calculo:

Fecha DIC/75

Reviso

Fecha

Entonces, se tendría:

$$COA = 376 > 2 > V^{1/2}$$

$$= 752 V^{1/2}$$

Tal y como se hizo en la alternativa "A" se concentraron en el siguiente cuadro los conceptos que están en función V, para hacer los cálculos correspondientes a diferentes velocidades.

Velocidad en m/seg.

CONCEPTO

	1.25	1.50	1.75	2.00	2.50	3.00	3.50
$D = 0.874 \frac{1}{V}$	0.782	0.714	0.661	0.618	0.553	0.505	0.467
$C_1 = 164020 \frac{1}{V^3}$	146708	134003	124069	115997	103744	94699	87711
$H_{ad} = 11916 \frac{1}{V^2}$	10658	9735	9013	8427	7537	6880	6372
$H_{pérdidas} = 11987$	11987	11987	11987	11987	11987	11987	11987
$COA = 752 V^{1/2}$	1313	2072	3046	4253	7431	11722	17233
$CTA = H_{ad} + H_{pérdidas} + COA$	23958	23794	24046	24667	26955	30589	35572

Cinta de v\u00e1mbo

Calc.

Fecha Dic/71.

Tuber\u00eda

Reviso

Fecha

15

En esta alternativa resulta el di\u00e1metro de la tuber\u00eda de 0.714 m. Como el di\u00e1metro comercial inmediato inferior es de 0.61 m. (24") y el inmediato superior de 0.76 m. (30"), se llegar\u00eda un di\u00e1metro para la tuber\u00eda de 0.76 m. (30").

IV.- CONCLUSIONES.

Comparando los cuadros de costos antes elaborados, se concluye que es m\u00e1s econ\u00f3mica instalar una tuber\u00eda por cada bomba. Si se utilizara tuber\u00eda de 18" de di\u00e1metro y 5/16" de espesor de la placa del tubo, la diferencia entre ambas alternativas es de \$ 12,834.⁰⁰ anuales. Si la tuber\u00eda fuera de 20" de di\u00e1metro y 1/4" de espesor de la placa del tubo, la diferencia es de \$ 14,704.⁰⁰ anuales. Estas diferencias no son significativas que se podr\u00eda pensar en utilizar cualquier di\u00e1metro, la tuber\u00eda de 18" de di\u00e1metro tiene la ventaja de que los esfuerzos de trabajo que se producir\u00edan para una presi\u00f3n dada son menores y por lo tanto quedar\u00eda relativamente m\u00e1s sobrada en cuanto a su resistencia, esto es, porque el di\u00e1metro es menor y

Calculo de tuberías
Tuberías

Calculo.

Fecha Dic/75

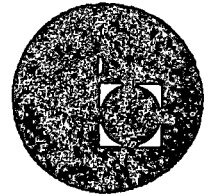
Reviso

Fecha

el espesor de placa es mayor que en las tuberías de 20" de diámetro en que el espesor es de $\frac{1}{4}$ ". Tomando en cuenta esto último, se sugiere la instalación de tuberías de 18" de diámetro exterior y $\frac{5}{16}$ " de espesor de placas.



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS

LINEA DE CONDUCCION

- a) Separación óptima de equipos de bombeo (Plantas de bombeo).
- b) Determinación de diámetros óptimos.
- c) Selección de equipos de bombeo, cálculos y gráficas.
- d) Ejemplo de memoria de cálculos.
- e) Información técnica para equipos de bombeo y accesorios.

ING. JAIME SANCHEZ SALAMANCA

SEPTIEMBRE DE 1976.

SECRETARIA DE ECONOMIA
SECRETARIA DE ECONOMIA

SECRETARIA DE ECONOMIA

- (a) Separación de las actividades de bombeo (Planta de bombeo).
- (b) Determinación de distancias óptimas.
- (c) Selección de equipos de bombeo, cédulas y pérdidas.
- (d) Ejemplo de métodos de cálculo.
- (e) Información técnica para equipos de bombeo y accesorios.

SECRETARIA DE ECONOMIA
SECRETARIA DE ECONOMIA

CONTENIDO.

INTRODUCCION.

I.- GENERALIDADES.

- I.1.- Definición de bomba.
- I.2.- Clasificación.
- I.3.- Campo hidráulico de cobertura.
- I.4.- Justificación del uso de bombas centrífugas.
- I.5.- Descripción del medio accionante de las bombas centrífugas (Motores).

II.- TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

- II.1.- Flujo radial.
- II.2.- Flujo axial.
- II.3.- Flujo mixto.

III.- CLASIFICACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

- III.1.- Número de pasos.
 - a).- Simple.
 - b).- Múltiple.
- III.2.- Tipo de carcasa ó envolvente.
 - a).- De voluta.
 - b).- De carcasa circular.
 - c).- Difusora.

III.3.- Posición de la flecha.

- a).- Horizontal.
- b).- Vertical (del tipo de pozo seco).
- c).- Vertical (del tipo sumergido).
- d).- Vertical (pozo profundo).

III.4.- Tipo de Succión.

- a).- Simple
- b).- Doble.

IV.- APLICACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

- IV.1.- Bombas de alimentación a calderas.
- IV.2.- Bombas para manejar productos químicos.
- IV.3.- Bombas para condensados.
- IV.4.- Bombas para manejar sólidos.
- IV.5.- Bombas contra incendio.
- IV.6.- Bombas para manejar aceites calientes.
- IV.7.- Bombas para minas.
- IV.8.- Bombas para manejar pulpa de papel.
- IV.9.- Bombas autocebantes.
- IV.10.- Bombas sanitarias.
- IV.11.- Bombas para manejar líquidos volátiles.

V.- DATOS NECESARIOS PARA LA SELECCION CORRECTA DE ALGUNOS TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

- V.1.- Para bombas de cárcamo húmedo.
- V.2.- Para bombas de pozo profundo.

VI.- CAUSAS QUE ORIGINAN LAS FALLAS EN BOMBAS CENTRIFUGAS.

- VI.1.- La bomba no descarga agua.
- VI.2.- Capacidad de descarga insuficiente.
- VI.3.- Presión desarrollada insuficiente.
- VI.4.- La bomba pierde el cebado después de arrancar.
- VI.5.- La bomba requiere fuerza excesiva.
- VI.6.- El estopero escurre excesivamente.
- VI.7.- El empaque dura poco.
- VI.8.- La bomba vibra o hace ruido.
- VI.9.- Los cojinetes tienen vida corta.
- VI.10. La bomba se sobrecalienta y se pega.

VII.- METODOS DE PRUEBA PARA BOMBAS CENTRIFUGAS.

- VII.1.- Gasto, Potencia, Lecturas Eléctricas e Hidráulicas, etc.

VIII.- EJEMPLO DE SELECCION DE UNA BOMBA HORIZONTAL.

- VIII.1.- Altura máxima de instalación.
- VIII.2.- Potencia del motor eléctrico.

IX.- EJEMPLO DE SELECCION DE UN EQUIPO DE BOMBEO PARA CARCAMO HUMEDO.

- IX.1.- Tipo de bomba.
- IX.2.- Cálculo de la carga total.
- IX.3.- Potencia requerida.
- IX.4.- Motor eléctrico.

X.- SELECCION DE UN EQUIPO DE BOMBEO PARA POZO PROFUNDO .

X.1.- Datos Generales y Selección.

XI.- EJEMPLO DEL PROYECTO DE UNA PLANTA DE BOMBEO.

XI.1.- Tipo de bomba.

XI.2.- Número de unidades.

XI.3.- Cálculo de la carga total.

XI.4.- Selección de la bomba.

XI.5.- Selección de la máquina motriz.

XI.6.- Diseño hidráulico del cárcamo.

INTRODUCCION.

Continuando con la reforma administrativa (una de las metas trazadas por nuestro gobierno), toca en esta ocasión al Departamento de Ingeniería Electromecánica (Sección Bombas) de la Secretaría de Recursos Hidráulicos participar con un ciclo de conferencias relacionadas con los equipos y accesorios (principalmente hidráulicos) necesarios para la correcta selección y operación de una planta de bombeo.

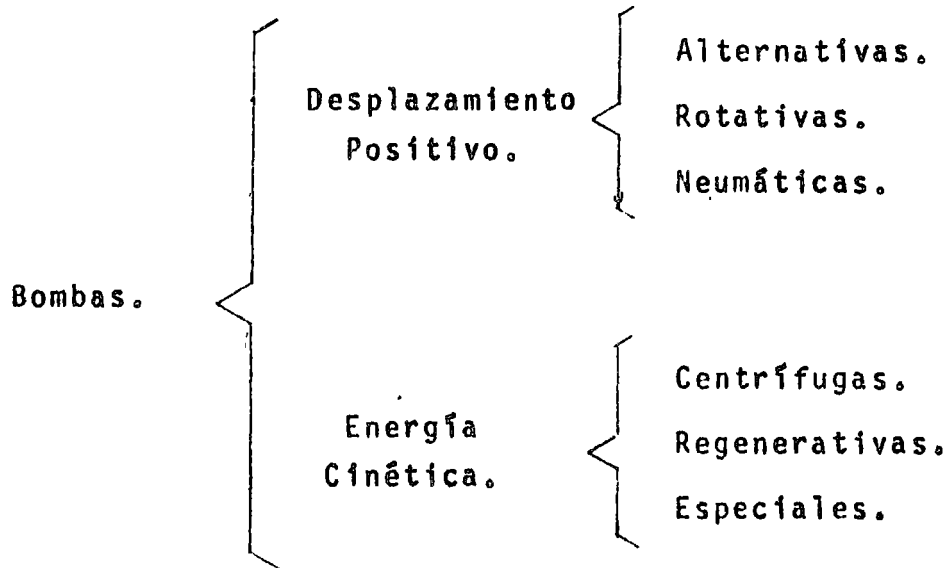
I.- GENERALIDADES.

I.1.- Definición de bomba.

La bomba se define como una máquina hidráulica diseñada para incrementar energía a un fluido.

I.2.- Clasificación.

En base al Instituto de Hidráulica tenemos la siguiente clasificación:



Bombas de Desplazamiento Positivo. En estas bombas el elemento impulsador está en contacto directo con las paredes o pasajes de su cámara de bombeo y siendo mínimo el claro entre la cámara estacionaria y el elemento impulsador, el rendimiento volumétrico es considerablemente alto, al igual -

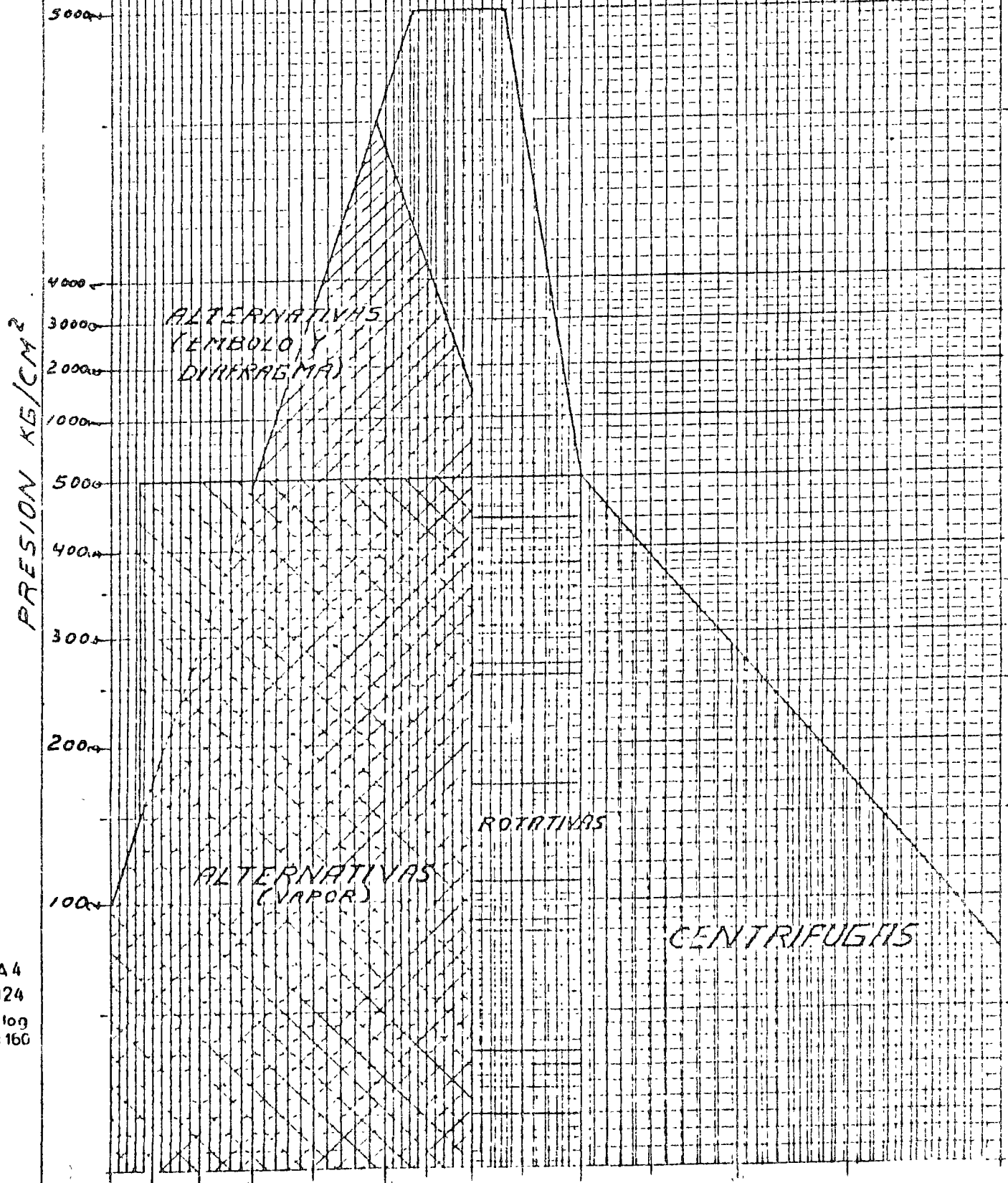
que su eficiencia mecánica. En estas bombas el elemento impulsador se desplaza alternativamente (bombas de émbolo) o con movimiento rotativo (bombas de engranes, etc.)

Bombas de Energía Cinética. En estas bombas el elemento impulsador no está en contacto con las paredes de la cámara de bombeo y se desplaza angularmente. En estas bombas el deslizamiento es máximo y su rendimiento volumétrico es inferior o cuando más igual al de las bombas de desplazamiento positivo.

1.3.- Campo hidráulico de cobertura. Ver FIG. # 1.

CAMPO DE COBERTURA APROXIMADO

Fig. 1



DIN A4
Nr. 8124
log x log
Modul 160

I.4.- Justificación del uso de bombas Centrifugas.

Uno de los factores más importantes que han contribuido al creciente uso de bombas centrifugas ha sido el desarrollo universal de la fuerza eléctrica.

Aún cuando las bombas reciprocantes eran ideales para impulso con vapor, el desarrollo del motor eléctrico permitió el uso de bombas centrifugas más ligeras y baratas conectadas directamente.

Las bombas centrifugas operan a grandes velocidades, por lo que, su acoplamiento puede hacerse directamente ya sea a un motor eléctrico, turbina de vapor, o bien a un motor de combustión interna; este acoplamiento directo disminuye considerablemente las pérdidas mecánicas por transmisión.

Debido a la gran velocidad de giro, las bombas centrifugas son de menor tamaño para una capacidad dada, reduciendo así el costo de la cimentación y de la bomba.

Las bombas centrifugas no tienen válvulas ni partes que rocen entre sí, lo que reduce el desgaste, excepto en las chumaceras.

Pueden bombearse líquidos que contengan cierta cantidad definida de sólidos en suspensión, debido a los espacios relativamente grandes entre las partes en movimiento.

En las bombas centrífugas la regulación del gasto es más sencilla y el bombeo del líquido es uniforme.

I.5.- Descripción del medio accionante de las bombas centrífugas (Motores).

Actualmente las bombas están movidas por motores eléctricos, ya sean centrífugas, rotativas o reciprocantes. Pero también se usan turbinas de vapor, de gas e hidráulicas y motores de gasolina, diesel y gas. Hay otras fuentes de potencia con popularidad relativamente limitada como motores de aire, turbinas de expansión de aire, paletas de viento, etc.; pero su utilización está confiada generalmente a ciertas aplicaciones especializadas. Los medios para la transmisión de potencia del motor a la bomba incluyen coples flexibles, engranes, bandas planas o V, cadenas, así como acoplamientos hidráulicos y magnéticos.

Hay dos características importantes de la bomba, por lo que respecta a la elección de motor: el par de arranque requerido en operación normal y los requisitos de velocidad. La mayor parte de las bombas centrífugas y rotatorias se mueven a velocidad constante, excepto bombas de gran tamaño en las que se puede variar la velocidad.

II.-TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

II.1.- Flujo radial.

En estas bombas la presión es desarrollada princi-

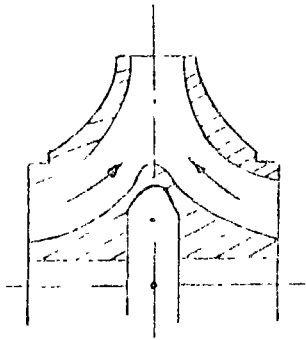
palmente por la acción de una fuerza centrífuga. - El fluido entra normalmente al ojo del impulsor y fluye radialmente hacia la periferia. Ver. FIG. #2.

II.2.- Flujo axial.

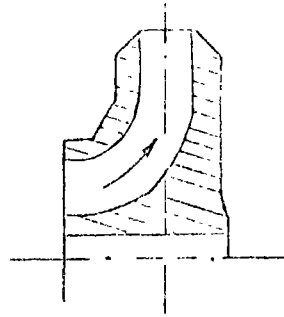
Bombas en las cuales la carga se desarrolla por la acción de impulso o elevación de las aspas del impulsor sobre el líquido. Tienen impulsor de simple succión y el flujo entra axialmente y sale axialmente. Ver. FIG. # 3.

II.3.- Flujo Mixto.

Las bombas de flujo mixto desarrollan su carga parcialmente por fuerza centrífuga y parcialmente por el impulso de los álabes sobre el líquido. Tienen impulsor de simple succión y el flujo entra axialmente y sale en dirección axial y radial. Ver. FIG. # 4.

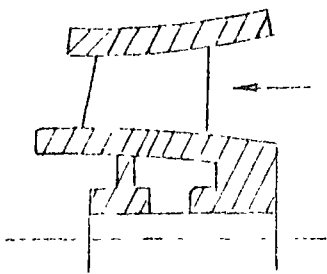


Impulsor de flujo radial
doble succi6n



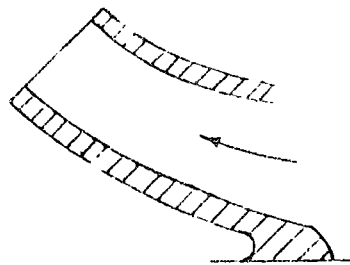
Impulsor de flujo radial
simple succi6n

Fig. 2



Impulsor de flujo axial

Fig. 3



Impulsor de flujo mixto

Fig. 4

III.- CLASIFICACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

III.1.- Número de pasos.

LLámese paso ó etapa de una bomba centrífuga, al conjunto compuesto por el impulsor y la carcaza o envolvente.

a).- Simple.

Bomba en la cual la carga total es desarrollada únicamente por un impulsor.

b).- Múltiple.

Bomba compuesta por dos o más impulsores trabajando en serie.

III.2.- Tipo de carcaza ó envolvente.

a).- De voluta.

La carcaza está hecha en forma de espiral o voluta.

b).- De carcaza circular.

La carcaza está hecha de una sección constante concéntrica con el impulsor.

c).- Difusor.

La carcaza contiene un difusor.

III.3.- Posición de la flecha.

a).- Horizontal.

Bomba con la flecha normalmente en posición horizontal. VER FIG. # 5.

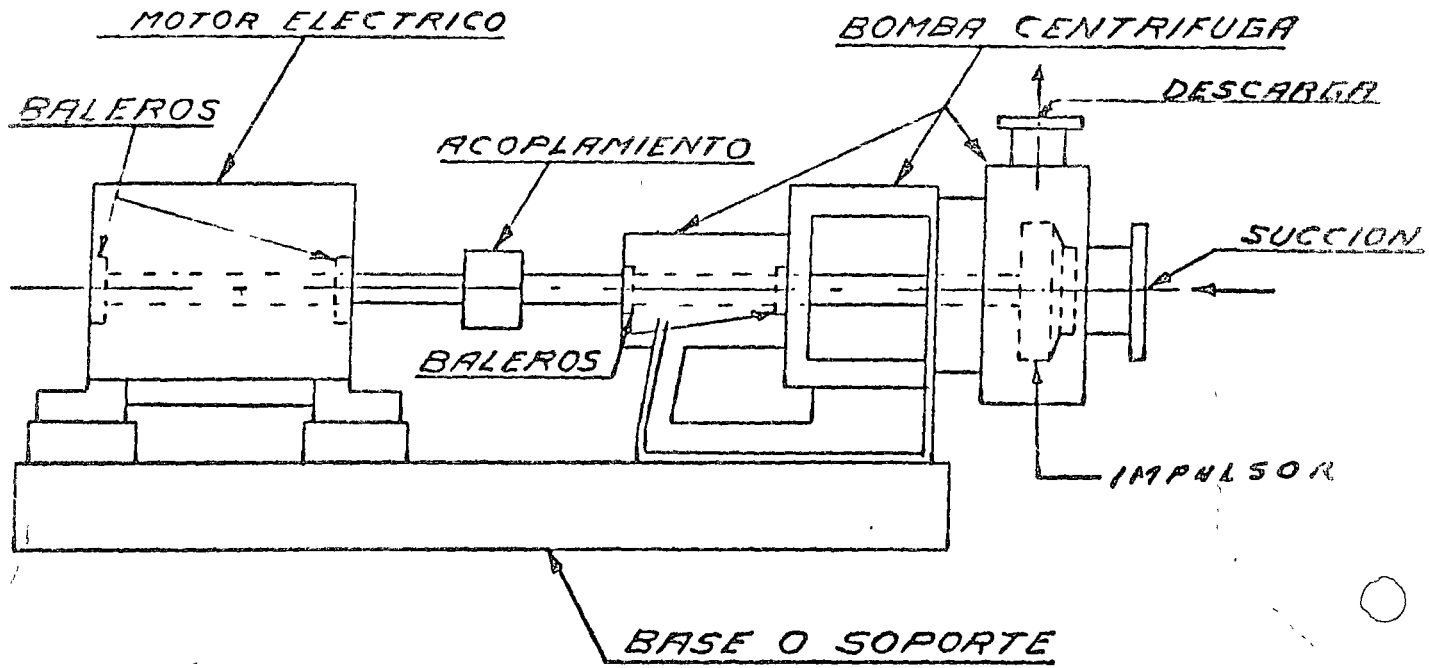


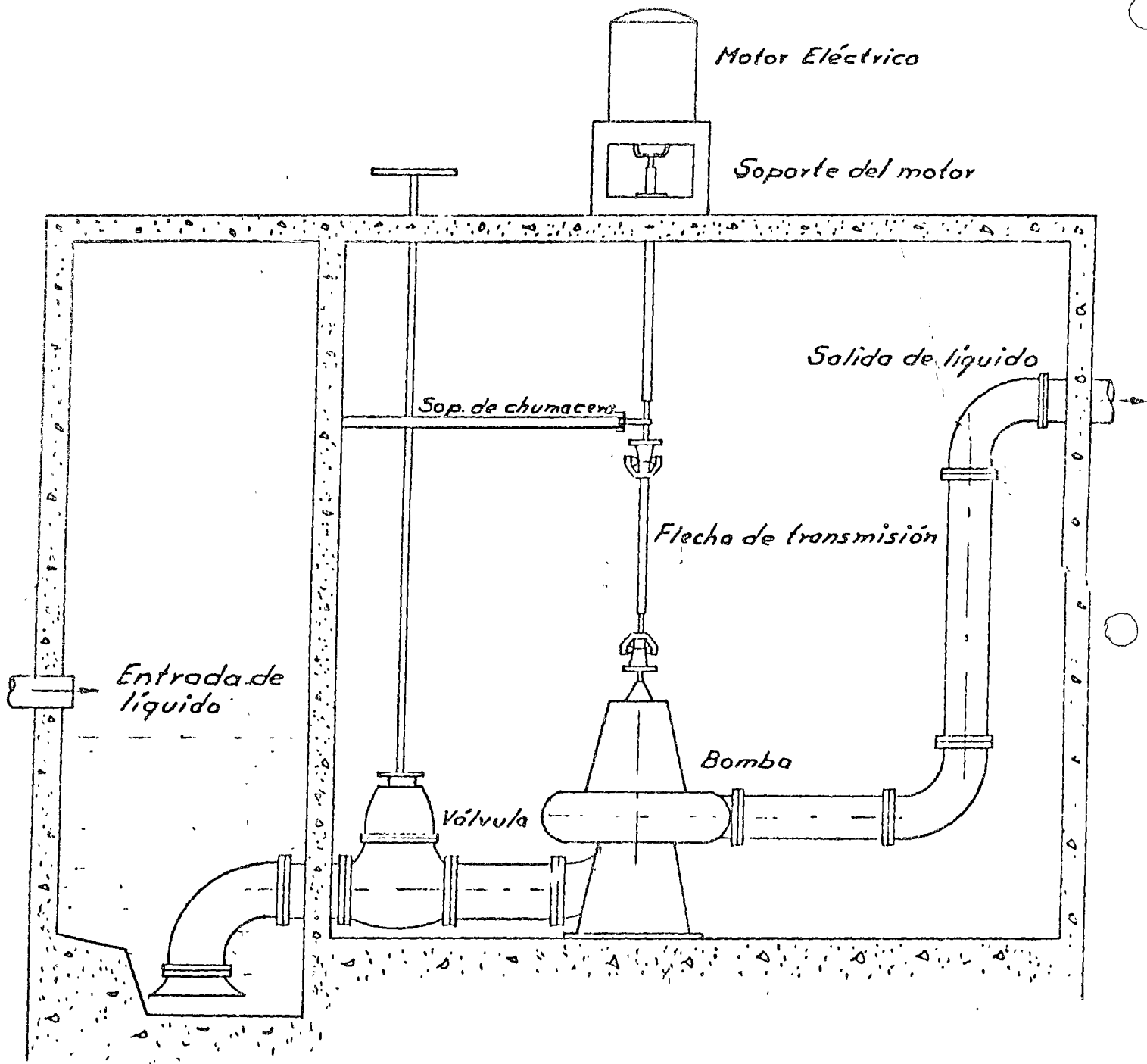
FIG. 5

BOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL

b).- Vertical (del tipo de pozo seco).

En un pozo seco , la bomba que puede ser vertical u horizontal, toma su succión, a través de un tubo, de una depresión o pozo mojado. El exterior de la bomba está seco en todo tiempo, - permitiendo la fácil inspección y mantenimiento.- Asimismo, hay menos facilidad de corrosión en la carcasa de la bomba, flecha chumaceras y otras partes.

En algunas bombas se puede colocar una coladera - patentada en el lado de descarga. El líquido entra a través de ella cuando se para la bomba, y - los sólidos presentes quedan atrapados mientras - que el agua fluye a través de la bomba al pozo mojado. Cuando la bomba arranca, después de que el agua en el pozo mojado ha alcanzado un nivel pre-determinado, se cierra una válvula de cheque arriba de la coladera y el agua de descarga arrastra la materia sólida de la coladera hacia la línea - de descarga. VER FIG. # 6.



Bomba de flecha vertical del tipo de pozo seco

fig. 6

c).- Vertical (del tipo sumergido).

Bomba sumergida en el líquido que maneja, la cual puede ser instalada en un sumidero de concreto o de metal redondo, cuadrado o rectangular.

En los casos que una bomba no tenga la capacidad suficiente, pueden usarse dos o más bombas en un solo pozo. Las instalaciones simples y dobles son populares para manejar agua de atarjea sumideros, freáticas y de drenaje, en edificios, plantas industriales, planta de fuerza, etc. La mayor parte de las bombas de este tipo están lubricadas por aceite o grasa y vienen provistas de una coladera de succión que tiene un área de entrada de cuatro veces el agujero o entrada del impulsor. En sumideros de profundidad mayor a 1.8 metros, generalmente se suministra una chumacera intermedia para la transmisión mecánica de la bomba.

Estas bombas se pueden clasificar en:

- 1.- Bombas verticales de turbina.
- 2.- Bombas de hélice o hélice modificada.
- 3.- Bombas para aguas de albañal (Aguas negras).
- 4.- Bombas de voluta.
- 5.- Bombas de colector. VER FIG. # 7.

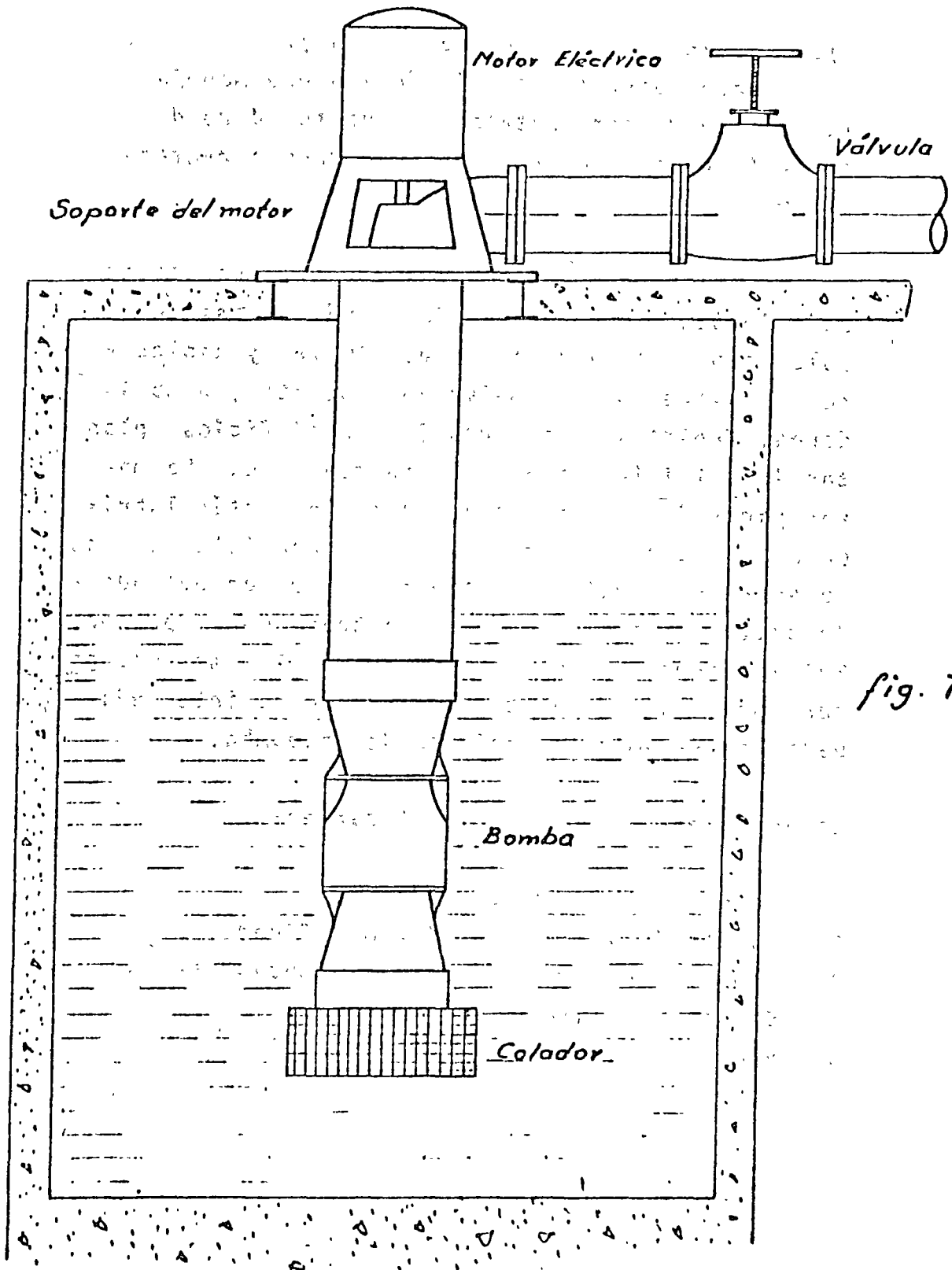


fig. 7.

Bomba vertical del tipo sumergido

d).- Vertical (Pozo Profundo).

Las bombas verticales de turbina se desarrollaron originalmente para bombear agua de pozos y se les ha llamado "bombas de pozo profundo", "bombas de pozo de turbina" y "bombas de agujero". Como su aplicación a otros campos ha aumentado, el nombre de "bombas verticales de turbina" ha sido adoptado por los fabricantes en general.

Los campos de mayor aplicación para la bomba vertical de turbina son los bombeos de pozos para irrigación y otros propósitos agrícolas, para abastecimiento municipal y abastecimiento industriales de agua, proceso, circulación, refrigeración y acondicionamiento de aire. Este tipo de bomba también se ha usado para bombear salmuera desaguado de minas, etc.

Estas bombas se han hecho para capacidades tan bajas como 30 a 52 Lt/min y tan altas como 94625 Lt/min ó más, y para alturas de elevación hasta de 305 m. La mayoría de las aplicaciones naturalmente es con las capacidades más pequeñas. La capacidad de las bombas usadas para pozos per-

forados está naturalmente limitada por el tamaño físico del pozo así como la velocidad con la que se puede sacar sin bajar su nivel a un punto de sumersión insuficiente de la bomba.

Las bombas verticales de turbina deberán diseñarse con una flecha que pueda fácilmente subirse o bajarse desde arriba para permitir el ajuste apropiado de la posición del impulsor en el tazón. - También es necesario un cojinete de empuje adecuado para soportar la transmisión vertical, el impulsor, y el empuje hidráulico desarrollado cuando la bomba está en servicio. Como el mecanismo accionante también debe tener un cojinete de empuje para soportar su flecha vertical, generalmente se le provee con uno de tamaño adecuado para aguantar también las partes de la bomba. Por estas dos razones, el motor o engrane con flecha hueca es lo más comunmente usado para accionar bombas verticales de turbina. Además, estas bombas se hacen algunas veces con sus propios cojinetes de empuje para permitir un accionador de banda o el impulso por medio de un acoplamiento flexible con un motor de flecha sólida, engrane o turbina.

Ver FIG. # 8 para bomba tipo turbina con impulsores cerrados y lubricación por aceite.

Ver FIG. # 9 para bomba tipo turbina con impulsores cerrados y lubricación por agua.

El conjunto o sección del tazón consiste de la caja de succión (llamada también cabeza de succión o álabe de entrada), el impulsor o los impulsores,

el tazón de descarga, el tazón o los tazones intermedios (si se trata de más de un paso), la carga de descarga, los distintos cojinetes o chumaceras, la flecha, y diversas partes como cuñas, dispositivos fijadores de los impulsores y otras similares. El conjunto de columna de tubería consiste de la propia columna de tubo, la transmisión arriba del conjunto del tazón, los cojinetes de la flecha y la cubierta de tubería o retenes de los cojinetes. La bomba está suspendida de la cabeza impulsora, que consiste del codo de descarga (para descarga arriba del nivel del suelo) , el motor o soporte del motor, y ya sea el estopero (en construcción de flecha abierta) .

El conjunto de tubería de descarga, el tazón de descarga, la carga de descarga, los distintos cojinetes o chumaceras, la flecha, y diversas partes como cuñas, dispositivos fijadores de los impulsores y otras similares. El conjunto de columna de tubería consiste de la propia columna de tubo, la transmisión arriba del conjunto del tazón, los cojinetes de la flecha y la cubierta de tubería o retenes de los cojinetes. La bomba está suspendida de la cabeza impulsora, que consiste del codo de descarga (para descarga arriba del nivel del suelo) , el motor o soporte del motor, y ya sea el estopero (en construcción de flecha abierta) .

o el conjunto para suministrar tensión a la cubierta de tubería e introducir lubricante a ella. La descarga a nivel subterráneo se toma de una "te" en la columna de tubo y la cabeza impulsora trabaja principalmente como un soporte para el impulsor y para la columna de tubería.

El líquido es guiado al impulsor de la bomba vertical de turbina por la caja o cabeza de succión. Esta puede ser una sección cónica para fijarse a una coladera o tubería de succión cónica o puede ser una boca acampanada.

Los impulsores semiabiertos y encerrados se usan comúnmente tanto unos como otros. Para espacios libres apropiados en los distintos pasos, el impulsor semiabierto requiere más cuidado al armar en la flecha del impulsor y un ajuste más preciso en el campo de la posición vertical de la flecha con objeto de obtener la mejor eficiencia. Se prefieren los impulsores encerrados a los semiabiertos, además, porque el desgaste en estos últimos reduce la capacidad, que no puede restaurarse a menos que se instalen nuevos impulsores. El desgaste normal en los impulsores encerrados no afecta los álabes del impulsor y los espacios desgastados pueden restaurarse reponiendo los anillos de desgaste.

III.4.- Tipo de Succión.

Esta clasificación se refiere al diseño de la entrada de agua del impulsor.

a).- Simple.

Bomba equipada con uno ó más impulsores de simple succión.

b).- Doble.

Bomba equipada con uno ó más impulsores de doble succión.

IV.- APLICACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

- IV.1.- Bombas de alimentación a calderas.
- IV.2.- Bombas para manejar productos químicos.
- IV.3.- Bombas para condensados.
- IV.4.- Bombas para manejar sólidos.
- IV.5.- Bombas contra incendio.
- IV.6.- Bombas para manejar aceites calientes.
- IV.7.- Bombas para minas.
- IV.8.- Bombas para manejar pulpa de papel.
- IV.9.- Bombas autocebantes.
- IV.10. Bombas Sanitarias.
- IV.11. Bombas para manejar líquidos volátiles, etc.

V.- DATOS NECESARIOS PARA LA SELECCION CORRECTA DE ALGUNOS TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

V.1.- Datos requeridos para la selección de un equipo de bombeo para cárcamo húmedo.

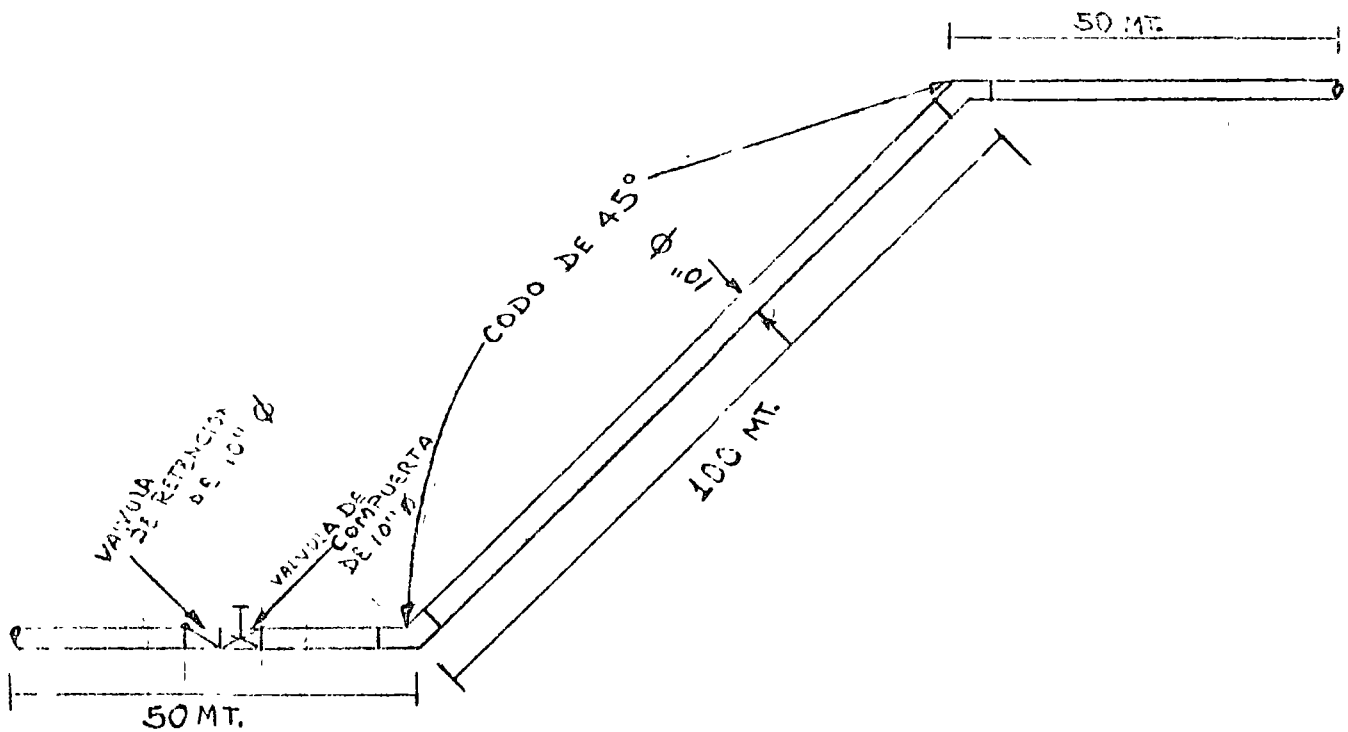
V.1.1.- Determinación del gasto y la carga.

Los datos principales que se requieren para seleccionar un equipo de bombeo para cárcamo húmedo, son el gasto y la carga estática. El gasto es generalmente determinado según las demandas de riego, tomando en cuenta los cultivos y condiciones del terreno que se pretende beneficiar. Cuando se trata de estaciones de bombeo para drenaje, el gasto se determina de acuerdo a las necesidades de drenaje, la carga estática es la diferencia de niveles que existe entre la superficie libre del líquido en la descarga y la superficie libre del mismo en la succión. Cuando la fuente de aprovechamiento es un río, generalmente existen variaciones de carga estática en diferentes épocas del año al presentarse fluctuaciones en el nivel del agua. Bajo estas condiciones se presenta un nivel máximo y un nivel mínimo que harán que varíe la carga estática. En la selección de la bomba se considera el nivel mínimo que es el caso más desfavorable para que cuando se tenga niveles superiores aumenten los gastos que suministre la bomba.

Una vez determinada la carga estática se procede a calcular la carga total que es el resultado de la suma de la carga estática, pérdidas de carga por fricción y la carga de velocidad. Esta carga total es la que debe desarrollar la bomba para que suministre el gasto requerido.

Ejemplo del cálculo de las pérdidas de carga en una tubería y sus accesorios.

Determinar las pérdidas de carga en una tubería de acero de 10" de diámetro y 200 m. de longitud por la cual se conducirá un gasto de 100 l.p.s. En la tubería se interconectarán una válvula de compuerta y una válvula de retención (check) (Ver el esquema).



Longitud equivalente.

Se determinará la longitud equivalente de los accesorios.

Longitud equivalente de la válvula de retención.

Consultando la tabla de pérdida de carga en conexiones, se observa que la válvula tiene una longitud equivalente de:

$$L_{eqvr} = 20 \text{ m.}$$

La longitud equivalente de la válvula de compuerta, cuando está completamente abierta, es:

$$L_{eqvc} = 2.5 \text{ m.}$$

La longitud equivalente de los dos codos de 45° es:

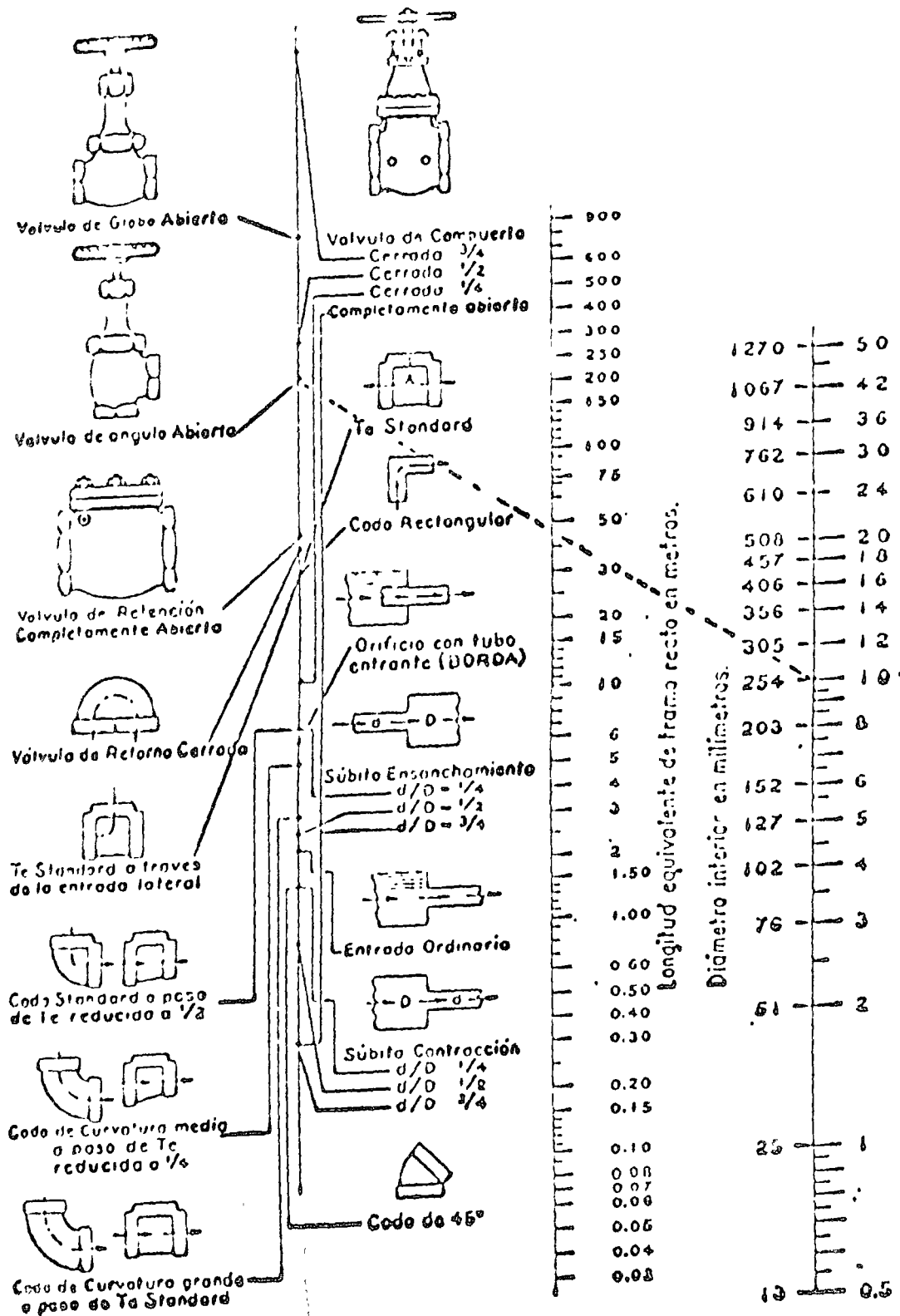
$$L_{eqc} = 2 (4) = 8 \text{ m.}$$

La longitud equivalente total es:

$$L_{eqt} = 20 + 2.5 + 8 = 30.5 \text{ m.}$$

Ahora consultando la tabla de pérdidas por fricción en tubería recta, con el dato del gasto de 100 l.p.s. (1585 G.P.M.)

PERDIDA DE CARGA EN CONEXIONES



Diámetro interior en Pulgadas.

Entonces, la pérdida de carga en toda la tubería, es:

$$h_f = \frac{(200 + 30.5) \times 3.28}{100} \times 1.21$$

$$= 9.15 \text{ ft} = 2.79 \text{ m.}$$

V.1.2.- Diámetro de tuberías.

Todos los sistemas de bombeo requieren de la instalación de tuberías para conducir el líquido hasta donde serán utilizados. Es importante que todos los elementos que sirven para conducir el líquido se seleccionen en forma adecuada para asegurarse que se obtiene el gasto deseado con el mínimo costo total. Una característica muy importante que se elige en las tuberías es el diámetro, ya que una selección inadecuada del diámetro redundará en un aumento del costo inicial y de los costos de operación. El costo inicial de tubería y accesorios es directamente proporcional al diámetro del tubo, mientras que los costos de operación son inversamente proporcionales al diámetro por lo tanto debe establecerse un balance económico entre costos iniciales y de operación para decidir cual es la mejor elección del diámetro de una tubería.

V.2.- Datos requeridos para la selección de un equipo de bombeo para pozo profundo.

SECTION II—FRICTION OF WATER

INTRODUCTION:

The flow of water is basic to all hydraulics. Friction losses incident to water flow may seriously affect the selection or performance of hydraulic machinery. The major portion of the head against which many pumps operate is due largely to the friction losses caused by the created flow. A basic understanding of the nature of the loss and an accurate means of estimating its magnitude is therefore essential.

GENERAL:

It is well established that either laminar or turbulent flow of incompressible fluids in pipe lines can be treated by the basic formula:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

- where: h_f = friction loss in feet of liquid.
- f = friction factor
- L = length of pipe in feet
- D = average internal diameter of pipe in feet
- V = average velocity in pipe in feet per second
- g = acceleration due to gravity in feet per second per second

The theoretical and empirical studies of engineers who have worked on this problem comprise a roster of names that includes practically every important hydraulic authority for the past century. This work has provided a simple method for determining friction factor "f" as a function of relative pipe roughness and/or the Reynolds Number of flow.

A comprehensive analysis of this mass of experimentation has recently been conducted under the sponsorship of the Hydraulic Institute. A very complete treatise, "Pipe Friction" has been published as a Technical Pamphlet by the Hydraulic Institute; it is an important contribution to the authoritative literature on the subject.

The following tables are a condensation of these data in a form convenient for use. The tables show frictional resistance for water flowing in new schedule #40 steel pipe (ASA specification B36.10) or in new asphalt-dipped cast-iron pipe.

The tables show discharge in U. S. gallons per minute, the average velocity in feet per second for circular pipe, the corresponding velocity head, and the friction loss (h_f) in feet of fluid per 100 feet of pipe for 60°F water or any liquid having a Kinematic viscosity $\nu = 0.0001216$ square feet per second (1.130 centistokes).

Table 1, for new schedule #40 steel pipe is based upon an absolute roughness $\epsilon = 0.00015$ feet. Table 2, for new asphalt-dipped cast-iron pipe is based upon an absolute roughness of 0.0004 feet.

TABLE 1.
FRICTION LOSS PER 100 FEET FOR WATER IN NEW
WROUGHT IRON OR SCHEDULE 40 STEEL PIPE:

$\frac{1}{4}$ " 0.364" inside dia.				$\frac{3}{8}$ " 0.493" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. V f.p.s.	vel. head $V^2/2g$ feet	frict. loss h_f feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. V f.p.s.	vel. head $V^2/2g$ feet	frict. loss h_f feet
0.8	2.47	0.09	12.7	1.4	2.35	0.09	7.85
1.0	3.03	0.15	19.1	1.6	2.68	0.11	10.1
1.2	3.70	0.21	26.7	1.8	3.02	0.14	12.4
1.4	4.32	0.29	35.3	2.0	3.36	0.18	15.0
1.6	4.93	0.38	45.2	2.5	4.20	0.27	22.6
1.8	5.55	0.48	56.4	3.0	5.04	0.39	31.8
2.0	6.17	0.59	69.0	3.5	5.83	0.51	42.6
2.5	7.71	0.92	105.0	4.0	6.72	0.70	54.9
3.0	9.25	1.33	148.0	5.0	8.40	1.10	83.8
3.5	10.79	1.81	200.0	6.0	10.08	1.53	113.0
4.0	12.33	2.36	259.0	7.0	11.80	2.15	159.0
5.0	15.42	3.60	398.0	8.0	13.40	2.81	209.0
				9.0	15.10	3.56	259.0
				10.0	16.80	4.39	316.0

$\frac{1}{2}$ " 0.622" inside dia.				$\frac{3}{4}$ " 0.824" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. V f.p.s.	vel. head $V^2/2g$ feet	frict. loss h_f feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. V f.p.s.	vel. head $V^2/2g$ feet	frict. loss h_f feet
2.0	2.11	0.07	4.78	3.0	1.81	0.05	2.50
2.5	2.64	0.11	7.16	3.5	2.11	0.07	3.30
3.0	3.17	0.16	10.0	4.0	2.41	0.09	4.21
3.5	3.70	0.21	13.3	5.0	3.01	0.14	6.32
4.0	4.22	0.28	17.1	6.0	3.61	0.20	8.97
5.0	5.28	0.43	25.8	7.0	4.21	0.28	11.8
6.0	6.34	0.62	36.5	8.0	4.81	0.36	15.0
7.0	7.39	0.85	48.7	9.0	5.42	0.46	18.3
8.0	8.45	1.11	62.7	10.0	6.02	0.56	22.0
9.0	9.50	1.40	78.3	12.0	7.22	0.81	32.6
10.0	10.56	1.73	95.9	14.0	8.42	1.10	43.5
12.0	12.70	2.49	136.0	16.0	9.63	1.44	56.3
14.0	14.80	3.40	183.0	18.0	10.80	1.82	70.3
16.0	16.90	4.43	235.0	20.0	12.00	2.25	85.1
				22.0	13.20	2.72	101.0
				24.0	14.40	3.24	120.0
				26.0	15.60	3.80	140.0
				28.0	16.80	4.41	161.0

CAUTION: No allowance has been made for age & wear in diameter resulting from manufacturing tolerances or any abnormal conditions of interior pipe surface. It is recommended that for commercial application a reserve or margin of safety to cover the effects be added to the values shown in the tables. Where no careful analysis of the effects are made a reserve of 15% is recommended.

(Courtesy Hydraulic Institute. See Page 6.

TABLE I. (Cont.)

TABLE I. (Cont.)

FRICITION LOSS PER 100 FEET FOR WATER IN NEW WROUGHT IRON OR SCHEDULE 40 STEEL PIPE

FRICITION LOSS PER 100 FEET FOR WATER IN NEW WROUGHT IRON OR SCHEDULE 40 STEEL PIPE

1" 1.315" inside dia.				1 1/4" 1.380" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2 g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2 g feet	frict. loss h/ feet
6	2.23	0.08	2.03	10	2.15	0.72	1.77
8	2.97	0.14	4.51	12	2.57	0.10	2.48
10	3.71	0.21	6.86	14	3.00	0.14	3.28
12	4.45	0.31	9.62	16	3.43	0.18	4.20
14	5.20	0.42	12.8	18	3.86	0.23	5.22
16	5.94	0.55	16.5	20	4.29	0.29	6.34
18	6.68	0.69	20.6	22	4.72	0.35	7.58
20	7.42	0.85	25.1	24	5.15	0.41	8.92
22	8.17	1.04	30.2	25	5.36	0.45	9.6
24	8.91	1.23	35.6	30	6.44	0.64	13.6
25	9.27	1.34	39.7	35	7.51	0.87	18.2
30	11.1	1.93	51.6	40	8.58	1.14	23.5
35	13.0	2.63	73.3	45	9.65	1.44	29.4
40	14.8	3.43	95.0	50	10.7	1.79	36.0
45	16.7	4.34	119.0	55	11.8	2.16	43.2
50	18.6	5.35	146.0	60	12.9	2.57	51.0
55	20.4	6.45	176.0	65	13.9	3.02	59.6
60	22.3	7.71	209.0	70	15.0	3.50	69.8
65	24.2	9.10	245.0	75	16.1	4.03	78.7
70	26.0	10.49	293.0	80	17.2	4.58	89.2
75	27.9	12.10	321.0	85	18.2	5.15	100.0
80	29.7	13.7	367.0	90	19.3	5.79	112.0
				95	20.4	6.45	125.0
				100	21.5	7.15	139.0
				120	25.7	10.3	197.0
				140	30.0	14.0	267.0

2" 2.067" inside dia.				2 1/2" 2.469" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2 g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2 g feet	frict. loss h/ feet
24	2.29	0.09	1.20	25	1.68	0.04	0.54
25	2.39	0.09	1.29	30	2.01	0.06	0.75
30	2.87	0.13	1.82	35	2.35	0.09	1.00
35	3.35	0.17	2.42	40	2.68	0.11	1.28
40	3.82	0.23	3.10	45	3.02	0.14	1.60
45	4.30	0.29	3.85	50	3.35	0.17	1.94
50	4.78	0.36	4.67	60	4.02	0.25	2.72
55	5.25	0.43	5.51	70	4.69	0.34	3.63
60	5.74	0.51	6.50	80	5.36	0.45	4.66
65	6.21	0.60	7.70	90	6.03	0.57	5.82
70	6.69	0.70	8.86	100	6.70	0.70	7.11
75	7.16	0.80	10.15	120	8.04	1.00	10.0
80	7.65	0.91	11.10	140	9.38	1.37	13.5
85	8.11	1.03	12.6	160	10.7	1.79	17.4
90	8.60	1.15	14.2	180	12.1	2.26	21.9
95	9.09	1.29	15.8	200	13.4	2.79	26.7
100	9.56	1.42	17.4	220	14.7	3.38	32.2
120	11.5	2.05	24.7	240	16.1	4.02	38.1
140	13.4	2.78	33.2	260	17.4	4.72	44.5
160	15.3	3.64	43.0	280	18.8	5.47	51.3
180	17.2	4.60	54.1	300	20.1	6.28	58.5
200	19.1	5.63	66.3	350	23.5	8.55	79.2
220	21.0	6.88	80.0	400	26.8	11.2	103.0
240	22.9	8.18	95.0				
260	24.9	9.60	111.0				
280	26.8	11.14	128.0				
300	28.7	12.8	146.0				

1 1/2" 1.610" inside dia.

U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2 g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2 g feet	frict. loss h/ feet
14	2.21	0.08	1.53	65	10.24	1.63	27.1
16	2.52	0.10	1.96	70	11.03	1.89	31.3
18	2.84	0.12	2.42	75	11.8	2.16	35.8
20	3.15	0.15	2.94	80	12.6	2.47	40.5
22	3.47	0.19	3.52	85	13.4	2.79	45.6
24	3.78	0.22	4.14	90	14.2	3.13	51.0
25	3.94	0.24	4.48	95	15.0	3.49	56.5
30	4.73	0.38	6.26	100	15.8	3.86	62.2
35	5.51	0.47	8.37	120	18.9	5.56	89.3
40	6.20	0.62	10.79	140	22.1	7.56	119.0
45	7.04	0.78	13.45	160	25.2	9.88	156.0
50	7.83	0.97	16.4	180	28.4	12.50	196.0
55	8.67	1.17	19.7	200	31.5	15.40	241.0
60	9.46	1.39	23.2				

3" 3.068" inside dia.

U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2 g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2 g feet	frict. loss h/ feet
50	2.17	0.07	0.66	220	9.55	1.42	10.7
60	2.60	0.11	0.92	240	10.4	1.69	12.6
70	3.04	0.14	1.22	260	11.3	1.93	14.7
80	3.47	0.19	1.57	280	12.2	2.29	16.9
90	3.91	0.24	1.96	300	13.0	2.63	19.2
100	4.34	0.29	2.39	350	15.2	3.58	26.1
120	5.21	0.42	3.37	400	17.4	4.68	33.9
140	6.08	0.57	4.51	500	21.7	7.32	52.5
160	6.94	0.75	5.81	550	23.8	8.85	63.2
180	7.81	0.95	7.28	600	26.0	10.5	74.9
200	8.68	1.17	8.90	700	30.4	14.3	101.0

NOTE: No allowance has been made for any differences in diameter resulting from manufacturing tolerances or any abnormal conditions of interior pipe surface. It is recommended that for commercial application a reserve or margin of safety to cover these effects be added to the values shown in the tables. Where no careful analysis of these effects are made a reserve of 15% is recommended.

CAUTION: No allowance has been made for any differences in diameter resulting from manufacturing tolerances or any abnormal conditions of interior pipe surface. It is recommended that for commercial application a reserve or margin of safety to cover these effects be added to the values shown in the tables. Where no careful analysis of these effects are made a reserve of 15% is recommended.

6/11/17

TABLE I. (Cont.)
 FRICTION LOSS PER 100 FEET FOR WATER IN NEW
 WROUGHT IRON OR SCHEDULE 40 STEEL PIPE

4" 4.026" inside dia.				5" 5.047" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head f ² /2g feet	frict. loss h _f feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head f ² /2g feet	frict. loss h _f feet
90	2.27	0.08	0.52	110	2.25	0.08	0.350
100	2.52	0.10	0.62	120	2.57	0.10	0.187
120	3.02	0.14	0.83	150	2.89	0.13	0.606
140	3.53	0.19	1.17	200	3.21	0.16	0.736
160	4.03	0.25	1.49	220	3.53	0.19	0.879
180	4.54	0.32	1.86	240	3.85	0.22	1.035
200	5.04	0.40	2.27	260	4.17	0.27	1.200
220	5.54	0.48	2.72	280	4.49	0.31	1.38
240	6.05	0.57	3.21	300	4.81	0.36	1.58
260	6.55	0.67	3.74	350	5.61	0.49	2.11
280	7.06	0.77	4.30	400	6.41	0.64	2.72
300	7.56	0.89	4.89	450	7.22	0.81	3.41
350	8.82	1.21	6.55	500	8.02	1.00	4.16
400	10.10	1.58	8.47	550	8.81	1.21	4.91
450	11.4	2.00	10.65	600	9.62	1.44	5.88
500	12.6	2.47	13.0	700	11.20	1.96	7.93
550	13.9	3.00	15.7	800	12.80	2.56	10.22
600	15.1	3.55	18.6	900	14.40	3.24	12.90
700	17.6	4.84	25.0	1000	16.00	4.00	15.80
800	20.2	6.32	32.4	1200	19.20	5.76	22.50
900	22.7	8.00	40.8	1400	22.50	7.83	30.10
1000	25.2	9.87	50.2	1600	25.7	10.2	39.5
				1800	28.80	12.90	49.70

6" 6.065" inside dia.

U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head f ² /2g feet	frict. loss h _f feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head f ² /2g feet	frict. loss h _f feet
200	2.22	0.08	0.30	800	8.88	1.23	4.03
220	2.44	0.09	0.357	850	9.43	1.39	4.50
240	2.66	0.11	0.419	900	9.99	1.55	5.05
260	2.89	0.13	0.487	950	10.55	1.73	5.61
280	3.11	0.15	0.56	1000	11.10	1.92	6.17
300	3.33	0.17	0.637	1100	12.20	2.32	7.41
350	3.89	0.24	0.851	1200	13.30	2.76	8.76
400	4.44	0.31	1.09	1300	14.40	3.24	10.2
450	5.00	0.39	1.36	1400	15.50	3.76	11.8
500	5.55	0.48	1.66	1500	16.70	4.31	13.5
600	6.66	0.69	2.34	1600	17.80	4.91	15.4
650	7.21	0.81	2.72	1700	18.90	5.54	17.3
700	7.77	0.94	3.13	1800	20.00	6.21	19.4
750	8.32	1.08	3.59	1900	21.10	6.92	21.6
				2000	22.20	7.67	23.8

TABLE I. (Cont.)
 FRICTION LOSS PER 100 FEET FOR WATER IN NEW
 WROUGHT IRON OR SCHEDULE 40 STEEL PIPE

8" 7.981" inside dia.				10" 10.020" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head f ² /2g feet	frict. loss h _f feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head f ² /2g feet	frict. loss h _f feet
400	2.57	0.10	0.279	600	2.44	0.093	0.150
450	2.89	0.13	0.318	650	2.64	0.103	0.224
500	3.21	0.16	0.424	700	2.85	0.126	0.256
600	3.55	0.23	0.597	750	3.05	0.145	0.291
650	4.16	0.27	0.691	800	3.25	0.164	0.328
700	4.49	0.31	0.797	850	3.46	0.187	0.366
750	4.80	0.36	0.911	900	3.66	0.209	0.410
800	5.13	0.42	1.02	950	3.87	0.233	0.458
850	5.45	0.46	1.13	1000	4.07	0.257	0.509
900	5.77	0.52	1.27	1100	4.48	0.311	0.600
950	6.10	0.58	1.42	1200	4.88	0.370	0.703
1000	6.41	0.64	1.56	1300	5.29	0.435	0.818
1100	7.05	0.77	1.87	1400	5.70	0.505	0.94
1200	7.70	0.92	2.20	1500	6.10	0.579	1.07
1300	8.34	1.08	2.56	1600	6.51	0.659	1.21
1400	8.98	1.25	2.95	1700	6.92	0.743	1.36
1500	9.62	1.44	3.37	1800	7.32	0.835	1.52
1600	10.3	1.64	3.82	1900	7.73	0.930	1.68
1700	10.9	1.85	4.29	2000	8.14	1.030	1.86
1800	11.5	2.07	4.79	2100	8.55	1.135	2.05
1900	12.2	2.31	5.31	2200	8.94	1.240	2.25
2000	12.8	2.56	5.86	2500	10.2	1.62	2.86
2100	13.5	2.83	6.43	3000	12.2	2.31	4.06
2200	14.1	3.08	7.02	3500	14.2	3.14	5.46
2500	16.0	4.00	8.90	4000	16.3	4.12	7.97
3000	19.2	5.75	12.8	4500	18.3	5.20	9.91
3500	22.4	7.84	17.5	5000	20.3	6.42	11.00
4000	25.7	10.2	22.6	6000	24.4	9.29	15.90

12" 11.938" inside dia.

U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head f ² /2g feet	frict. loss h _f feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head f ² /2g feet	frict. loss h _f feet
800	2.29	0.08	0.110	2000	5.73	0.51	0.776
850	2.44	0.09	0.151	2100	6.01	0.56	0.853
900	2.58	0.10	0.173	2200	6.29	0.61	0.906
950	2.72	0.12	0.191	2500	7.17	0.80	1.187
1000	2.87	0.13	0.210	3000	8.60	1.15	1.63
1100	3.15	0.15	0.271	3500	10.0	1.56	2.25
1200	3.44	0.18	0.296	4000	11.5	2.04	2.92
1300	3.73	0.22	0.344	4500	12.9	2.59	3.65
1400	4.01	0.25	0.395	5000	14.3	3.19	4.47
1500	4.30	0.29	0.450	6000	17.2	4.60	6.34
1600	4.59	0.33	0.509	7000	20.1	6.26	8.63
1700	4.87	0.37	0.572	8000	22.9	8.17	11.20
1800	5.16	0.41	0.636	9000	25.8	10.3	14.10
1900	5.45	0.46	0.704				

CAUTION: No allowance has been made for size differences in diameter resulting from manufacturing tolerances or any abnormal conditions of interior pipe surface. It is recommended that for commercial applications a reserve or margin of safety to cover these effects be added to the values shown in the tables. Where no careful analysis of these effects are made a reserve of 15% is recommended.

CAUTION: No allowance has been made for size differences in diameter resulting from manufacturing tolerances or any abnormal conditions of interior pipe surface. It is recommended that for commercial applications a reserve or margin of safety to cover these effects be added to the values shown in the tables. Where no careful analysis of these effects are made a reserve of 15% is recommended.

TABLE I. (Cont.)

FRICITION LOSS PER 100 FEET FOR WATER IN NEW WROUGHT IRON OR SCHEDULE 40 STEEL PIPE

14" 13 1/8" inside dia.				16" 15 0/8" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1/2 g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1/2 g feet	frict. loss h/ feet
200	2.37	0.09	0.131	1100	2.54	0.10	0.127
300	2.61	0.11	0.157	1500	2.72	0.12	0.14
400	2.85	0.13	0.185	1600	2.90	0.13	0.163
500	3.03	0.15	0.215	1700	3.09	0.15	0.183
600	3.22	0.17	0.247	1800	3.27	0.17	0.203
700	3.55	0.20	0.281	1900	3.45	0.19	0.225
800	3.79	0.22	0.317	2000	3.63	0.21	0.248
900	4.03	0.25	0.355	2500	4.51	0.32	0.377
1000	4.27	0.28	0.395	3000	5.45	0.46	0.535
1200	4.50	0.32	0.438	3500	6.35	0.63	0.718
1400	4.74	0.35	0.483	4000	7.26	0.82	0.921
1600	5.03	0.55	0.738	4500	8.17	1.04	1.15
1800	7.11	0.79	1.01	5000	9.08	1.28	1.41
2000	8.30	1.07	1.10	6000	10.9	1.84	2.01
2500	9.43	1.40	1.51	7000	12.7	2.51	2.69
3000	10.7	1.78	2.27	8000	14.5	3.28	3.49
3500	11.9	2.18	2.78	9000	16.3	4.15	4.38
4000	14.2	3.14	3.95	10000	18.2	5.12	5.38
4500	16.6	4.28	5.32	11000	20.0	6.22	6.50
5000	19.0	5.59	6.90	12000	21.8	7.38	7.69
6000	21.3	7.03	8.70	13000	23.6	8.66	8.95
7000	23.7	8.74	10.7	14000	25.4	10.04	10.10
8000	26.0	10.55	12.9	15000	27.2	11.50	11.90
9000	28.5	12.60	15.2	16000	29.0	13.10	13.50

TABLE I. (Cont.)

FRICITION LOSS PER 100 FEET FOR WATER IN NEW WROUGHT IRON OR SCHEDULE 40 STEEL PIPE

20" 18 5/4" inside dia.				24" 22 6/16" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1/2 g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1/2 g feet	frict. loss h/ feet
2000	2.31	0.08	0.0812	3000	2.39	0.09	0.070
2500	2.89	0.13	0.123	3500	2.79	0.12	0.093
3000	3.40	0.19	0.171	4000	3.19	0.16	0.120
3500	4.04	0.25	0.232	4500	3.59	0.20	0.149
4000	4.62	0.33	0.298	5000	3.99	0.25	0.181
4500	5.19	0.42	0.372	6000	4.79	0.36	0.257
5000	5.77	0.52	0.455	7000	5.59	0.49	0.343
6000	6.92	0.75	0.615	8000	6.38	0.63	0.441
7000	8.08	1.01	0.862	9000	7.18	0.80	0.551
8000	9.23	1.32	1.11	10000	7.98	0.99	0.671
9000	10.39	1.68	1.39	11000	8.78	1.20	0.810
10000	11.5	2.07	1.70	12000	9.58	1.42	0.959
11000	12.7	2.51	2.05	13000	10.4	1.68	1.12
12000	13.8	2.98	2.41	14000	11.2	1.94	1.29
13000	15.0	3.50	2.86	15000	12.0	2.24	1.48
14000	16.2	4.08	3.29	16000	12.8	2.53	1.67
15000	17.3	4.65	3.75	17000	13.6	2.88	1.88
16000	18.5	5.30	4.26	18000	14.4	3.21	2.10
18000	20.8	6.71	5.35	19000	15.2	3.59	2.33
20000	32.1	8.28	6.56	20000	16.0	3.96	2.58
22000	25.4	10.02	7.91	25000	20.0	6.20	4.04
24000	27.7	11.9	9.39	30000	23.9	8.91	5.68
				35000	27.9	12.20	7.73

18"
16 5/16" inside dia.

U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1/2 g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1/2 g feet	frict. loss h/ feet
500	2.58	0.10	0.114	7000	10.0	1.57	1.49
600	2.73	0.12	0.126	8000	11.5	2.05	1.93
700	2.87	0.13	0.139	9000	12.9	2.59	2.42
800	3.09	0.20	0.211	10000	14.3	3.20	2.97
900	4.20	0.29	0.297	11000	15.8	3.89	3.57
1000	5.02	0.39	0.397	12000	17.2	4.60	4.21
1200	5.73	0.51	0.511	13000	18.6	5.37	4.89
1500	6.45	0.65	0.679	14000	20.1	6.27	5.69
1800	7.17	0.80	0.781	15000	21.5	7.18	6.50
2000	8.61	1.15	1.11	16000	22.9	8.19	7.41
				18000	25.8	10.36	9.33
				20000	28.7	12.8	11.5

30"
29 0/8" inside dia.

U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1/2 g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1/2 g feet	frict. loss h/ feet
5000	2.43	0.09	0.053	15000	7.28	0.83	0.426
6000	2.91	0.13	0.075	16000	7.77	0.94	0.478
7000	3.40	0.18	0.100	17000	8.25	1.06	0.533
8000	3.89	0.24	0.129	18000	8.74	1.19	0.593
9000	4.37	0.30	0.161	19000	9.21	1.32	0.651
10000	4.86	0.37	0.196	20000	9.71	1.47	0.712
11000	5.35	0.44	0.237	25000	12.1	2.29	1.13
12000	5.83	0.53	0.277	30000	14.6	3.30	1.61
13000	6.31	0.62	0.320	35000	17.0	4.49	2.17
14000	6.80	0.72	0.371	40000	19.4	5.87	2.83
				45000	21.9	7.42	3.56
				50000	24.3	9.17	4.38
				60000	29.1	13.2	6.23

NOTE: No allowance has been made for size differences in diameter resulting from manufacturing tolerances or any abnormal conditions of interior pipe surface. It is recommended that a reserve margin of safety be added to the values shown in the tables. Where no careful analysis of these conditions is made a reserve of 15% is recommended.

CAUTION: No allowance has been made for size differences in diameter resulting from manufacturing tolerances or any abnormal conditions of interior pipe surface. It is recommended that a reserve margin of safety be added to the values shown in the tables. Where no careful analysis of these conditions is made a reserve of 15% is recommended.

TABLE 1. (Cont.)
FRICTION LOSS PER 100 FEET FOR WATER IN NEW
WROUGHT IRON OR SCHEDULE 40 STEEL PIPE

36" 36.000" inside dia.				42" 42.000" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h _r feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h _r feet
5000	2.52	0.10	0.011	10000	2.32	0.08	0.0318
6000	2.84	0.13	0.055	11000	2.55	0.10	0.0380
10000	3.15	0.15	0.067	12000	2.73	0.12	0.0411
11000	3.46	0.19	0.081	13000	3.01	0.14	0.0511
12000	3.73	0.22	0.091	14000	3.24	0.16	0.0591
13000	4.10	0.26	0.109	15000	3.47	0.19	0.0680
14000	4.41	0.30	0.126	16000	3.71	0.21	0.0753
15000	4.73	0.35	0.141	17000	3.91	0.24	0.0852
16000	5.04	0.40	0.162	18000	4.17	0.27	0.0918
17000	5.35	0.45	0.182	19000	4.40	0.30	0.104
18000	5.67	0.50	0.203	20000	4.63	0.33	0.115
19000	5.93	0.57	0.224	25000	5.79	0.52	0.176
20000	6.30	0.62	0.243	30000	6.95	0.75	0.250
25000	7.53	0.97	0.373	35000	8.11	1.02	0.331
30000	9.45	1.39	0.510	40000	9.26	1.33	0.433
35000	11.0	1.89	0.724	45000	10.4	1.69	0.545
40000	12.6	2.47	0.911	50000	11.6	2.03	0.663
45000	14.1	3.13	1.18	60000	13.9	3.00	0.916
50000	15.8	3.86	1.45	70000	16.2	4.08	1.27
60000	18.9	5.56	2.07	80000	18.5	5.33	1.66
70000	22.1	7.56	2.81	90000	20.8	6.75	2.03
80000	25.2	9.83	3.66	100000	23.2	8.33	2.57
90000	28.4	12.5	4.59	120000	27.8	12.0	3.67

48" 48" inside dia.

U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h _r feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h _r feet
11000	2.43	0.10	0.031	60000	10.64	1.75	0.494
12000	2.84	0.13	0.070	70000	12.4	2.39	0.652
13000	3.19	0.15	0.040	80000	14.2	3.13	0.849
14000	3.55	0.20	0.070	90000	16.0	3.96	1.06
15000	4.43	0.31	0.091	100000	17.7	4.89	1.30
16000	5.32	0.44	0.128	120000	21.3	7.03	1.87
17000	6.21	0.60	0.172	140000	24.8	9.57	2.51
18000	7.09	0.78	0.222	160000	28.4	12.5	3.26
19000	7.98	0.99	0.273				
20000	8.67	1.22	0.311				

TABLE 1. (Cont.)
FRICTION LOSS PER 100 FEET FOR WATER IN NEW
WROUGHT IRON OR SCHEDULE 40 STEEL PIPE

54" 54" inside dia.				60" 60" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h _r feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h _r feet
15000	2.52	0.10	0.027	20000	2.27	0.08	0.027
20000	2.50	0.12	0.073	25000	2.84	0.13	0.073
25000	3.50	0.19	0.050	30000	3.40	0.18	0.050
30000	4.20	0.27	0.071	35000	3.97	0.25	0.071
35000	4.90	0.37	0.096	40000	4.54	0.32	0.096
40000	5.60	0.49	0.121	45000	5.11	0.41	0.121
45000	6.30	0.62	0.153	50000	5.67	0.50	0.153
50000	7.00	0.76	0.189	60000	6.81	0.72	0.189
60000	8.10	1.10	0.267	70000	7.94	0.93	0.267
70000	9.81	1.49	0.358	80000	9.03	1.29	0.358
80000	11.21	1.95	0.465	90000	10.21	1.62	0.465
90000	12.6	2.47	0.586	100000	11.3	2.00	0.586
100000	14.0	3.05	0.715	120000	13.6	2.83	0.715
120000	16.8	4.39	1.02	140000	15.9	3.92	1.02
140000	19.6	5.93	1.38	160000	18.2	5.12	1.38
160000	22.4	7.81	1.80	180000	20.4	6.48	1.80
180000	25.2	9.83	2.26	200000	22.7	8.00	2.26
200000	29.0	12.2	2.77	250000	28.4	12.5	2.77

72" 72" inside dia.

U.S. Gals. Per Min.	vel. f p.s.	vel. head 1 1/2g feet	frict. loss h _r feet
30000	2.37	0.09	0.017
35000	2.76	0.12	0.023
40000	3.16	0.16	0.030
45000	3.55	0.20	0.037
50000	3.94	0.24	0.045
60000	4.73	0.35	0.064
70000	5.52	0.47	0.085
80000	6.31	0.62	0.110
90000	7.10	0.78	0.138
100000	7.89	0.97	0.168
120000	9.47	1.39	0.237
140000	11.0	1.89	0.321
160000	12.6	2.47	0.414
180000	14.2	3.13	0.522
200000	15.8	3.97	0.642
250000	19.7	6.04	1.00
300000	23.7	8.70	1.42
350000	27.6	11.8	1.92

CAUTION: No allowance has been made for any differences in diameter resulting from manufacturing tolerances or any abnormal conditions of interior pipe surface. It is recommended that for commercial application a relative margin of safety be covered by adding 15% to the values shown in the tables. Where no exact analysis of these effects is made a relative of 15% is recommended.

CAUTION: No allowance has been made for any differences in diameter resulting from manufacturing tolerances or any abnormal conditions of interior pipe surface. It is recommended that for commercial application a relative margin of safety be covered by adding 15% to the values shown in the tables. Where no exact analysis of these effects is made a relative of 15% is recommended.

V.2.1.- Tubería de ademe.

La tubería de ademe se introduce en un pozo para mantener en su sitio las paredes del pozo evitando derrumbes y deslizamientos causados tanto por las presiones naturales del terreno, como por la acción dinámica del flujo de agua bombeada. Parte de la tubería de ademe se ranura para dar paso al flujo de agua que se está explotando evidentemente, una vez que ha quedado totalmente instalada la tubería, la parte ranurada debe coincidir con la zona en donde se localiza el manto acuífero. La parte de la tubería que no se ranura se denomina ademe ciego.

Las dimensiones de las ranuras dependen de las características granulométricas del filtro de grava que se coloca entre la pared del pozo y la tubería de ademe y que sirve de protección contra los arrastres de sólidos en suspensión en el agua. El número de ranuras depende de la velocidad de infiltración del agua al interior de la tubería de ademe. Esta velocidad de infiltración no deberá exceder de 15 cm./seg. cabe hacer notar que esta velocidad de infiltración es meramente técnica, ya que es de suponer que una vez instalada la tubería se presentan incrustaciones de innumerables granos del filtro de grava o bien de los que

proviene del pozo, reduciendo notablemente el área de infiltración.

El diámetro de la tubería de ademe se fija de acuerdo con el diámetro del filtro de grava y tomando en cuenta principalmente, las dimensiones máximas de la bomba posible a instalar en el pozo.

Se hace una selección tentativa de la bomba con el dato del gasto de explotación del proyecto y el nivel de bombeo, con esto ya se tiene idea de las dimensiones probables de la bomba.

V.2.2.- Aforo del pozo.

V.2.2.1.- Instrumentos de medición.

Los instrumentos de medición que se utilizan para hacer las tres lecturas, como en la velocidad de rotación de la bomba, el gasto que se está bombeando y el nivel de bombeo, son los siguientes:

1.- Tacómetro.- Este instrumento sirve para medir la velocidad de rotación de la bomba.

2.- Sonda eléctrica o neumática.- Existen dos métodos que comúnmente se emplean para conocer la distancia vertical que existe entre el nivel del agua en el pozo un punto de referencia fijado arbitrariamente. Uno de ellos emplea la sonda eléctrica, haciendo descender por el interior de la tubería de ademe un electrodo se lo

gra que al efectuarse el contacto entre dicho electrodo y el agua establece un circuito eléctrico que se registra en la caja del aparato por medio de un galvanómetro o un sistema de focos. Una vez que se establece el circuito eléctrico se deja descender la sonda, la cual nos indicará en el cable conductor el valor del nivel de bombeo del agua a la parte de referencia seleccionada.

Otro instrumento que se emplea para medir el nivel de bombeo es la sonda neumática, la cual no es más que un tubo que en su extremo superior se conecta un manómetro. Debajo del manómetro se conecta la manguera de una bomba para aire con válvula de retención del tipo usado en llantas neumáticas. El procedimiento para llevar a cabo la medición es el siguiente:

- a).- Se introduce en tubo de cobre de 1/4" de diámetro al interior del pozo, procurando que dicho tubo quede sumergido en el agua 10' ó 20'. La longitud total del tubo debe ser perfectamente conocida.
- b).- Una vez colocado el tubo y conectada la manguera de la bomba para aire, se inyecta aire hasta que la aguja indicadora de presión en el manómetro se estabiliza.

c).- La profundidad del agua en el pozo se
rá la resta de la longitud total de
la tubería y la lectura obtenida en
el manómetro en metros.

3.- Placa de orificio para medir el gasto.

Uno de los métodos más usados por la
práctica de su aplicación para medir el gas
to en una tubería, es el que utiliza una -
placa con orificio interconectada entre dos
bridas con un diámetro menor que el de la -
tubería. Al efectuarse el estrangulamiento
de la sección de flujo, parte de la carga -
de velocidad se transforma en carga de pre-
sión, midiéndose ésta por medio de un pie -
zómetro instalado a una distancia mínima de
60 cm. a tres veces el diámetro de la tube-
ría, medidas a partir del orificio.

Por medio de la siguiente fórmula se puede
calcular el gasto que pasa por la tubería:

$$Q = K A \sqrt{2 g H}$$

En donde:

Q = Gasto en l.p.s.

A = Area del orificio en m².

H = Carga piezométrica en m.

K = Coeficiente que depende de la relación
que existe entre el diámetro del orifi-
cio y el diámetro de la tubería: $\frac{d}{D}$

g = Aceleración de la gravedad 9.81 m/seg²

Otra forma de medir el gasto en una tubería es utilizando una escuadra graduada en cm. ó pulgs., la cual debe tener un lado que mide 4" como en la figura siguiente.

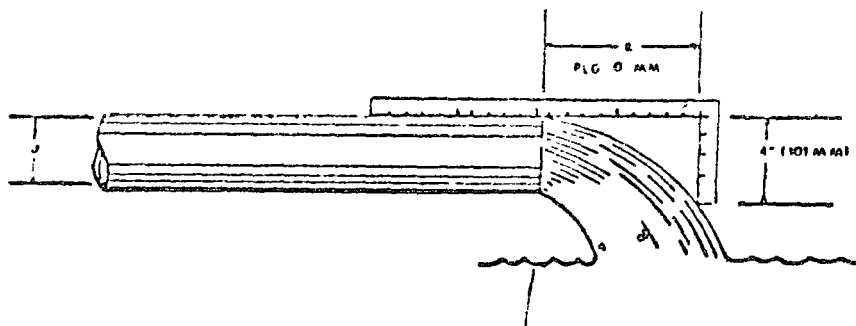
Este procedimiento tiene el inconveniente de que no es muy preciso y solo se emplea para obtener datos preliminares que pueden variar considerablemente de la realidad.

Una vez que se ha llevado a cabo la limpieza del pozo se procede con la maniobra de desarrollo que tiene por finalidad de aumentar la porosidad y permeabilidad del filtro de grava y las formaciones acuíferas adyacentes al pozo. La maniobra de desarrollo se inicia trabajando la bomba a bajas velocidades y bombeando un gasto pequeño. A medida que se observa que el agua se va limpiando, se aumentan las revoluciones de la bomba de 100 en 100 r.p.m., procurando variar la velocidad en cada paso hasta que se obtenga agua limpia, y así se continúa hasta llegar a un máximo de sobrebombeo del orden de 25 al 50% arriba de la capacidad de explotación del proyecto.

El aforo que consiste en la medición de los gastos que bombea el equipo a diferentes velocidades y de los niveles de bombeo corres-

COMO DETERMINAR EL GASTO DE UNA BOMBA.

SISTEMA DE LA ESCUADRA.



INSTRUCCIONES

Colocando una escuadra graduada en pulgadas o centímetros, (la cual debe tener un lado que mida 4" o 10.1 cm. como en la figura), en la parte superior del tubo de descarga horizontal, se mide la longitud "Z" cuando la parte de 4" (10.1 cm.) toca escasamente el chorro de agua. Conociendo el valor de esta longitud y el diámetro interior del tubo, podemos saber el gasto de la bomba.

Z (PULG.)	DIÁMETRO INTERIOR DEL TUBO (PULG.)											
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	3	3 1/2	4
1	5.7	5.9	6.1	6.3	6.5	6.7	6.9	7.1	7.3	7.5	7.7	7.9
2	11.4	11.8	12.2	12.6	13.0	13.4	13.8	14.2	14.6	15.0	15.4	15.8
3	17.1	17.7	18.3	18.9	19.5	20.1	20.7	21.3	21.9	22.5	23.1	23.7
4	22.8	23.6	24.4	25.2	26.0	26.8	27.6	28.4	29.2	30.0	30.8	31.6
5	28.5	29.5	30.5	31.5	32.5	33.5	34.5	35.5	36.5	37.5	38.5	39.5
6	34.2	35.4	36.6	37.8	39.0	40.2	41.4	42.6	43.8	45.0	46.2	47.4
7	39.9	41.3	42.7	44.1	45.5	46.9	48.3	49.7	51.1	52.5	53.9	55.3
8	45.6	47.2	48.8	50.4	52.0	53.6	55.2	56.8	58.4	60.0	61.6	63.2
9	51.3	53.1	54.9	56.7	58.5	60.3	62.1	63.9	65.7	67.5	69.3	71.1
10	57.0	59.0	61.0	63.0	65.0	67.0	69.0	71.0	73.0	75.0	77.0	79.0
11	62.7	64.9	67.1	69.3	71.5	73.7	75.9	78.1	80.3	82.5	84.7	86.9
12	68.4	70.8	73.2	75.6	78.0	80.4	82.8	85.2	87.6	90.0	92.4	94.8
13	74.1	76.7	79.3	81.9	84.5	87.1	89.7	92.3	94.9	97.5	100.1	102.7
14	79.8	82.6	85.4	88.2	91.0	93.8	96.6	99.4	102.2	105.0	107.8	110.6
15	85.5	88.5	91.5	94.5	97.5	100.5	103.5	106.5	109.5	112.5	115.5	118.5
16	91.2	94.4	97.6	100.8	104.0	107.2	110.4	113.6	116.8	120.0	123.2	126.4
17	96.9	100.3	103.7	107.1	110.5	113.9	117.3	120.7	124.1	127.5	130.9	134.3
18	102.6	106.2	109.8	113.4	117.0	120.6	124.2	127.8	131.4	135.0	138.6	142.2
19	108.3	112.1	115.9	119.7	123.5	127.3	131.1	134.9	138.7	142.5	146.3	150.1
20	114.0	118.0	122.0	126.0	130.0	134.0	138.0	142.0	146.0	150.0	154.0	158.0
21	119.7	123.9	128.1	132.3	136.5	140.7	144.9	149.1	153.3	157.5	161.7	165.9
22	125.4	130.0	134.6	139.2	143.8	148.4	153.0	157.6	162.2	166.8	171.4	176.0
23	131.1	135.9	140.7	145.5	150.3	155.1	159.9	164.7	169.5	174.3	179.1	183.9
24	136.8	141.8	146.8	151.8	156.8	161.8	166.8	171.8	176.8	181.8	186.8	191.8
25	142.5	147.7	152.9	158.1	163.3	168.5	173.7	178.9	184.1	189.3	194.5	199.7
26	148.2	153.6	159.0	164.4	169.8	175.2	180.6	186.0	191.4	196.8	202.2	207.6
27	153.9	159.5	165.1	170.7	176.3	181.9	187.5	193.1	198.7	204.3	210.0	215.6
28	159.6	165.4	171.2	177.0	182.8	188.6	194.4	200.2	206.0	211.8	217.6	223.4
29	165.3	171.3	177.3	183.3	189.3	195.3	201.3	207.3	213.3	219.3	225.3	231.3
30	171.0	177.2	183.4	189.6	195.8	202.0	208.2	214.4	220.6	226.8	233.0	239.2

Ejemplo.- Si "Z" es 10" y el diámetro del tubo es 4", el gasto que nos da la bomba es 208 G P M ("Z" en la columna izquierda, 4" en la séptima columna y 208 en la intersección de las líneas).

Para diámetros de tubo diferentes a los de la tabla, el gasto se determina con la siguiente fórmula:

$$Q \text{ (G P M)} = "Z" \times 1.28 D^2$$

Donde: D=Diámetro interior del tubo (en pulgadas).

Z=Longitud del chorro (en pulgadas).

NOTA: Este es sólo un sistema aproximado para obtener datos preliminares, que pueden variar considerablemente de la realidad. Si se desean datos más precisos, use un medidor de orificio.

pendientes en cada lectura, se inicia - después de que se considera terminado el desarrollo, realizando simultáneamente - las lecturas necesarias y a partir de - ese momento se considera iniciado el aforo. Se continúa bombeando durante una hora con la misma velocidad de rotación y - al final se realizan de nuevo las lecturas, efectuado lo cual, se disminuye la velocidad de la bomba en 100 r.p.m. y se - mantiene durante una hora para efectuar - las lecturas correspondientes a esa velocidad, y así se continúa bombeando, bajando la velocidad de 100 en 100 r.p.m. en - cada intervalo de una hora hasta obtener cuando menos 10 lecturas. Una vez terminado el trabajo, se sube la velocidad hasta la magnitud de iniciación, efectuándose las últimas lecturas.

Con los datos tomados del aforo, se traza una curva en la cual las ordenadas definen los niveles de bombeo y las abscisas los gastos bombeados. Se obtendrá de esta forma una línea recta que tendrá origen en el punto correspondiente al nivel estático sobre el eje de las ordenadas.

Como margen de seguridad, se tiene por norma explotar los pozos un 25% abajo del gasto máximo obtenido en el aforo ó 25% abajo del punto de inflexión cuando éste se presenta, siempre y cuando las condiciones estructurales y la economía de explotación del pozo lo permitan.

Nivel de bombeo.

Otro de los datos importantes que se requieren para seleccionar el equipo de bombeo para un pozo es el nivel de bombeo. Este nivel de bombeo se determina con la ayuda de la curva de aforo. El punto que indica el gasto de explotación, se traza una línea horizontal hacia la izquierda de la curva y la intersección con el eje de las ordenadas nos indicará el nivel de bombeo correspondiente al gasto de explotación.

En algunas zonas los niveles de bombeo bajan considerablemente a medida que transcurre el tiempo. Es importante tener una idea de la magnitud de la variación del nivel de bombeo, para seleccionar el equipo adecuado que trabaje eficientemente en las condiciones futuras de operación.

VI.- CAUSAS QUE ORIGINAN LAS FALLAS EN BOMBAS CENTRIFUGAS.

<u>SINTOMA.</u>	<u>CAUSAS POSIBLES.</u>
VI.1.- La bomba no descarga agua.	1, 2, 3, 4, 6, 11, 14, 16, 17, 22, 23.
VI.2.- Capacidad de descarga insuficiente.	2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 14, 17, 20, 22, 23, 29, 30, 31.
VI.3.- Presión desarrollada insuficiente.	5, 14, 16, 17, 20, 22, 29, 30, 31.
VI.4.- La bomba pierde el cebado después de arrancar.	2, 3, 5, 6, 7, 8, 11, 12, 13.
VI.5.- La bomba requiere fuerza excesiva.	15, 16, 17, 18, 19, 20, 23, 24, 26, 27, 29, 33, 34, 37.
VI.6.- El estopero escurre excesivamente.	13, 24, 26, 32, 33, 34, 35, 36, 38, 39, 40.
VI.7.- El empaque dura poco.	12, 13, 24, 26, 28, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40.
VI.8.- La bomba vibra o hace ruido.	2, 3, 4, 9, 10, 11, 21, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 30, 35, 36, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47.
VI.9.- Los cojinetes tienen vida corta.	24, 26, 27, 28, 35, 36, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47.
VI.10.- La bomba se sobrecalienta y se pega.	1, 4, 21, 22, 24, 27, 28, 35, 36, 41.

C L A V E .

- 1.- No está cebada la bomba.
- 2.- Bomba o tubería de succión no completamente llena de agua.
- 3.- Elevación de succión muy alta.
- 4.- Margen insuficiente entre la presión de succión y la presión de vapor.
- 5.- Cantidad excesiva de aire o gas en el líquido.
- 6.- Bolsa de aire en la línea de succión.
- 7.- Entrada de aire a la línea de succión.
- 8.- Entrada de aire a la bomba por los estoperos.
- 9.- Válvula de pie muy chica.
- 10.- Válvula de pie parcialmente atascada.
- 11.- Sumersión insuficiente del tubo de entrada de succión.
- 12.- Tubería del sello de agua tapada.
- 13.- Jaula de sello incorrectamente colocada en el estopero, evitando que el líquido selle el espacio para formar el sello.

Dificultades
en la succión.

- 14.- Velocidad muy baja.
- 15.- Velocidad muy alta.
- 16.- Dirección de rotación invertida.
- 17.- Carga total del sistema más alta que la carga de diseño de la bomba.
- 18.- Carga total del sistema más baja que la carga de diseño de la bomba.
- 19.- Peso específico del líquido diferente al del diseño.
- 20.- Viscosidad del líquido distinto a la que se usó para el diseño.
- 21.- Operación a capacidad muy baja.
- 22.- Operación inadecuada de bombas en paralelo para esa operación.

Dificultades en el sistema.

de bombeo...
 de bombeo...
 de bombeo...

- 23.- Cuerpos extraños en el impulsor.
- 24.- Desalineamiento.
- 25.- Cimentación no rígida.
- 26.- Flecha doblada.
- 27.- Parte giratoria que roza en una parte estacionaria.
- 28.- Cojinetes gastados.
- 29.- Anillos de desgaste gastados.
- 30.- Impulsor dañado.
- 31.- Junta de la cubierta defectuosa permitiendo escurrimiento interior.
- 32.- Flechas o manguitos de flecha gastados o rayados en la empaquetadura.
- 33.- Empaquetadura incorrectamente colocada.
- 34.- Tipo incorrecto de empaquetadura para las condiciones de operación.
- 35.- Flecha que opera descentrada por cojinetes gastados o por desalineamiento.
- 36.- Rotor desbalanceado que causa vibración.
- 37.- Prensa estopa muy apretado que da por resultado que no fluya líquido para lubricar la empaquetadura.
- 38.- Falta de alimentación de líquido de enfriamiento a estoperos enfriados por agua.
- 39.- Espacio libre excesivo en el fondo del estopero entre la flecha y la cubierta, haciendo que se fuerce la empaquetadura al interior de la bomba.
- 40.- Mugre o tierra en el líquido sellador que origina que se raye la flecha o el manguito.
- 41.- Empuje excesivo causado por una falla mecánica dentro de la bomba o por falla del dispositivo de balance hidráulico si lo hay.

Dificultades Mecánicas.

- 42.- Cantidad excesiva de grasa o aceite en la caja de un cojinete antifricción o falta de enfriamiento que causa temperatura alta en el cojinete.
- 43.- Falta de lubricación.
- 44.- Instalación indebida de cojinetes antifricción (daño durante el montaje, montaje incorrecto de cojinetes de balas en pila, uso de baleros diferentes como par).
- 45.- Mugre que entra a los cojinetes.
- 46.- Oxidación de cojinetes debida a entrada de agua a la caja.
- 47.- Enfriamiento excesivo de cojinetes enfriados con agua, dando por resultado la condensación de la humedad de la atmósfera en la caja de los cojinetes.

Dificultades Mecánicas.

VII.- MÉTODOS DE PRUEBAS DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

VII.1.- Gasto, Potencia, Lecturas Eléctricas e Hidráulicas, etc.

El método que comunmente es usado para hacer las pruebas hidráulicas a una bomba centrífuga es - aquel en el que la medición de cada una de las - variables se hacen por separado. Este método con siste en determinar el gasto, carga que desarro - lla la bomba, potencia que requiere la bomba. Los instrumentos de medición deberán estar muy bien - calibrados para lograr resultados más precisos. - Los instrumentos de medición que se utilizan son los siguientes:

Para medir el gasto se utiliza el tubo venturi ba sado en el principio de diferencia de presiones. La diferencia de presiones se obtiene en un piezô metro, conectando su extremo a la entrada del vel turi y el otro extremo en el lado de la descarga.

La carga que desarrolla la bomba se mide con un ma nómetro.

La potencia que requiere la bomba se conoce mediante las lecturas eléctricas del wáttmetro.

Un tacómetro se utiliza para medir la velocidad aque gira la bomba.

Antes de iniciar la prueba, los instrumentos de medi ción deberán calibrarse para confiar en sus lecturas y poder obtener resultados correctos.

Se prepara una hoja de pruebas en la cual se anotan las diferentes lecturas que se vayan tomando.

Una vez que se arrancó la bomba, se manobra una válvula de compuerta a tal posición en que se provoquen pérdidas de carga en el tubo venturi en la magnitud deseable. Después de que se logra provocar las pérdidas de carga que se deseen se toman las demás lecturas.

El siguiente paso es semejante al anterior, con la diferencia de que ahora deberán provocarse mayores pérdidas en el tubo venturi. Después de que se logra obtener la pérdida de carga deseada, se toman de nuevo las lecturas en cada instrumento y que corresponderán al siguiente punto. Así sucesivamente se van tomando lecturas en cada intervalo hasta obtener 10 ó más puntos. A cada punto corresponde un valor distinto de carga y de gasto. Estos valores se grafican en un sistema de coordenadas, cuyas ordenadas representan las cargas y las abscisas los gastos.

La carga que desarrolla la bomba se obtiene directamente del manómetro, y el gasto se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$Q = K \sqrt{H}$$

Q = Gasto en G.P.M. o l.p.s.

K = Constante que depende de las dimensiones del tubo venturi.

H = Pérdida de carga en el tubo venturi en pulgadas de mercurio.

Los valores de carga y gasto correspondiente a cada lectura, nos determinarán varios puntos en el sistema de coordenadas, mismas que definirán la curva que regirá el comportamiento de la bomba.

VIII.- EJEMPLO DE SELECCION DE UNA BOMBA HORIZONTAL.

En la Ciudad de Gómez Palacio, Dgo. que se encuentra a una altura sobre el nivel del mar de 1135 m., se va a instalar una bomba centrífuga horizontal para extraer un gasto de 30 l.p.s. y descargarlo a una altura estática de 50 m. Las pérdidas en el tubo de succión son de 0.50 m. y en la tubería de descarga son de 1.50 m., incluyendo la carga de velocidad. Determinar la altura máxima a la cual debe quedar instalada la bomba respecto al nivel del agua si la carga neta de succión positiva requerida es de 17 ft (5.18 m), y también la potencia del motor eléctrico que impulsará la bomba.

VIII.1.- Altura máxima de instalación.

La altura máxima se calcula con la siguiente expresión.

$$h_s = h_b - h_r - h_f - h_v$$

En donde.

h_s = Altura en Métr^{os} columna de agua del eje de la bomba al nivel del líquido.

h_b = Altura en m. equivalente a la presión atmosférica sobre la superficie del agua.

h_r = Altura equivalente de la carga neta de succión positiva requerida en m.

h_f = Altura equivalente a las pérdidas de carga en la succión.

h_v = Altura equivalente a la presión de vapor del agua.

Según la tabla siguiente, la altura equivalente a la presión atmosférica en el lugar de instalación es de $29 \text{ ft} = 8.84 \text{ m.} = h_b$

La h_f es igual a 0.50

La h_v se desprecia por tratarse de agua fría.

Sustituyendo.

$$h_s = 8.84 - (5.18 + 0.50 + 0)$$

$$h_s = 3.16 \text{ m.}$$

Como la altura h_s es la máxima permisible para fines prácticos se dejará a 2.50 m. la altura que habrá entre el eje del impulsor y la superficie libre del agua.

VIII.2.- Potencia del Motor Eléctrico.

La potencia del motor eléctrico será de acuerdo con la potencia requerida por la bomba, que se calcula como sigue:

$$N = \frac{30 \times 62}{76 \times 0.7} = 29.3 \text{ HP.}$$

Siendo la potencia del motor eléctrico de 30 HP.

IX.- EJEMPLO DE SELECCION DE UN EQUIPO DE BOMBEO PARA CARCAMO HUMEDO.

Seleccionar un equipo de bombeo que manejará un gasto de 150 l.p.s. a una altura de 20 m.

IX.1.- Tipo de bomba.

La bomba será del tipo turbina para operación vertical en cárcamo húmedo y con descarga bajo la superficie del piso de operación del equipo. (Ver dibujo).

IX.2.- Cálculo de la carga total.

La carga total con que trabajará la bomba se determinará sumando la carga estática, las pérdidas de carga en la tubería y la carga de velocidad.

IX.2.1.- Carga estática.

La carga estática es de 9 m.

Cálculo de las pérdidas de carga.

Para calcular las pérdidas por fricción se requiere conocer el diámetro de la columna y tubería de descarga.

El diámetro de la tubería se seleccionará tomando como base que la velocidad en la columna y tubería no sea mayor de 2.50 m./seg. Entonces, el diámetro de la tubería será:

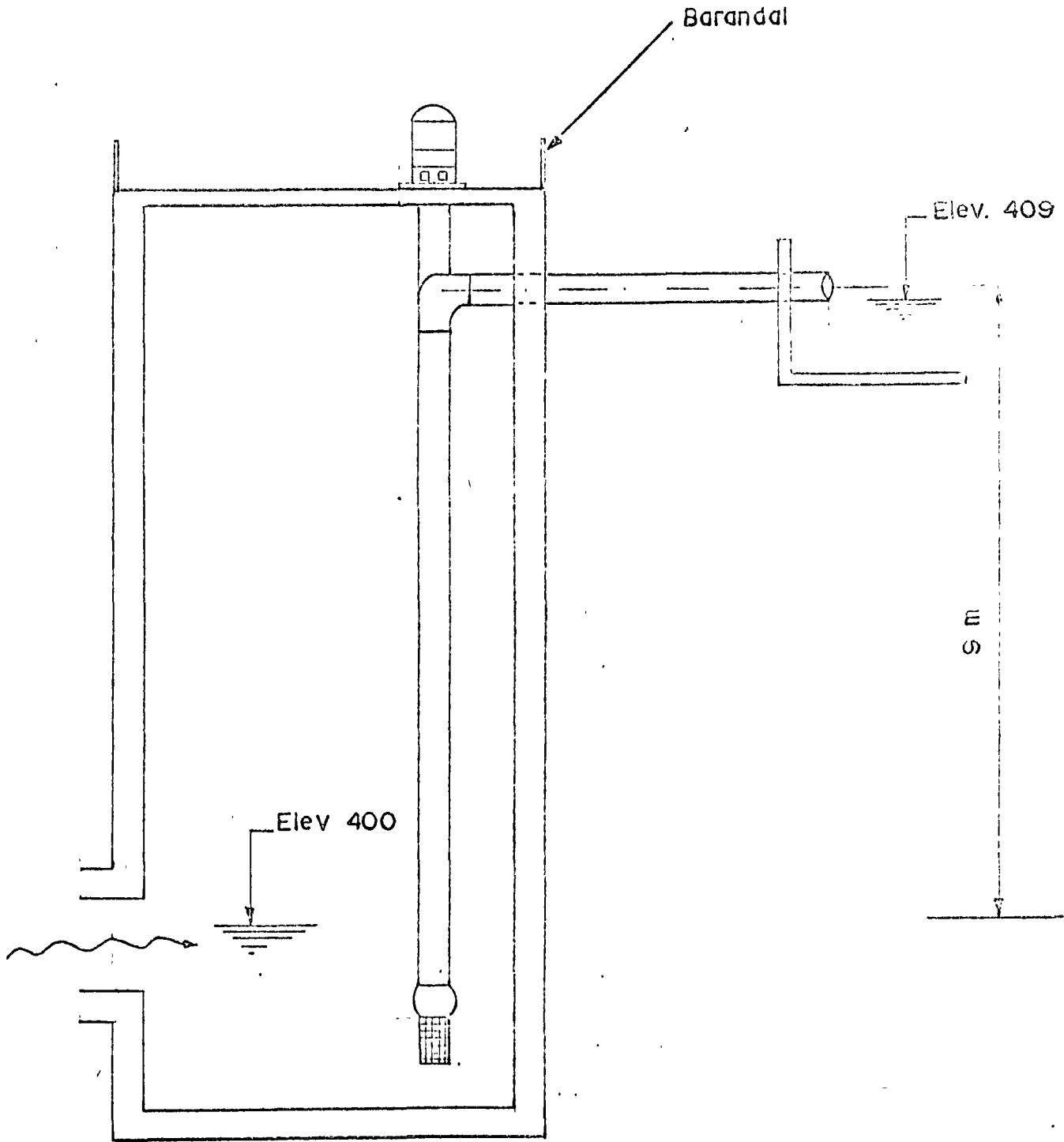


TABLE 14. ATMOSPHERIC PRESSURE, WATER VAPOR PRESSURE AND BOILING POINT OF WATER AT VARIOUS ALTITUDES

Altitude Feet	Meters	Barometer Reading		Atmos. Press.		Boiling Point of Water °F
		In. Hg.	mm. Hg.	psi	Ft. Water	
1000	- 304.8	31.0	788	13.2	33.2	213.8
500	- 152.4	30.5	775	13.0	31.6	212.9
0	0.0	29.9	760	14.7	33.9	212.0
500	+ 152.4	29.4	747	14.1	33.3	211.1
1000	304.8	28.9	734	14.2	32.8	210.2
1500	457.2	28.3	719	13.9	32.1	209.3
2000	609.6	27.8	706	13.7	31.5	208.4
2500	762.0	27.3	691	13.4	31.0	207.4
3000	914.4	26.8	681	13.2	30.4	206.5
3500	1066.8	26.3	668	12.9	29.8	205.6
4000	1219.2	25.8	655	12.7	29.2	204.7
4500	1371.6	25.1	645	12.4	28.8	203.8
5000	1524.0	24.9	633	12.2	28.2	202.9
5500	1676.4	24.4	620	12.0	27.6	201.9
6000	1828.8	24.0	610	11.8	27.2	201.0
6500	1981.2	23.5	597	11.5	26.7	200.1
7000	2133.6	23.1	587	11.3	26.2	199.2
7500	2286.0	22.7	577	11.1	25.7	198.3
8000	2438.4	22.2	564	10.9	25.2	197.4
8500	2590.8	21.8	554	10.7	24.7	196.5
9000	2743.2	21.4	544	10.5	24.3	195.5
9500	2895.6	21.0	533	10.3	23.8	194.6
10000	3048.0	20.6	523	10.1	23.4	193.7
10000	4572.0	18.9	499	8.3	19.2	181.0

TABLE 15. WATER REQUIRED TO FEED BOILERS, U. S. GPM.

Boiler Hp	gpm	lb. hr.	Boiler Hp	gpm	lb. hr.
10	0.7	315	175	12.1	6037
20	1.4	690	200	13.8	6900
30	2.1	1035	225	15.5	7762
40	2.8	1380	250	17.2	8625
50	3.5	1725	300	20.7	10350
60	4.1	2070	350	24.1	12075
70	4.8	2415	400	27.6	13800
80	5.5	2760	450	31.1	15525
90	6.2	3105	500	34.5	17250
100	6.9	3450	600	41.4	20700
125	8.6	4312	750	51.8	25875
150	10.4	5175	1000	69.0	34500

A Boiler horsepower is equivalent to the evaporation of 34.5 lbs. of water per hour from a feed water temperature of 212°F into steam at 212°F or, in other terms, is equal to the evaporation of 0.069 gpm per Boiler hp. The accompanying table of water requirements is based on these values.

In selecting a Boiler Feed Pump it should be remembered that most Boilers are operated at more than 100% of their rating. With modern firing methods 200% to 300% is not uncommon even with small Boilers. For example a 200 Hp Boiler operating at 300% of rating will actually evaporate 600 Boiler Hp or 41.4 gpm.

A Boiler Feed pump should always develop a pressure higher than the Boiler pressure. The amount the pump pressure exceeds the Boiler pressure is called the Excess Pressure. This excess pressure is needed to overcome the friction losses in the check valve, regulating valve, piping and in the static elevation difference between the pump location and the water level in the boiler. The amount of excess pressure required should be determined from the layout of the installation. Generally, for estimating purposes, excess pressures of 25 lbs. for 100 lb. pressure Boilers and 50 lbs. for 300 lb. Boilers can be used.

$$Q = VA = V \times 0.785 D^2$$

$$D = \sqrt{\frac{Q}{V \times 0.785}} = \sqrt{\frac{0.150}{2.50 \times 0.785}}$$

$$= 0.276 \text{ m.} = 27.6 \text{ cm.}$$

Se elegirá un diámetro de 30.4 cm. (12") para la tubería de descarga y el diámetro de la columna también será de 30.5 cm. (12").

IX.2.2.- Pérdidas en la columna.

Consultando la siguiente tabla se tiene que, para un gasto de 150 l.p.s. (2377.5 G.P.M.), se observa que es necesario conocer el diámetro de la flecha para conocer las pérdidas de carga en la columna, por lo que se calculará la potencia aproximada requerida por la bomba para conocer el diámetro de la flecha, consultando la tabla siguiente.

$$N = \frac{P Q H}{76 \times \eta}$$

N = Potencia requerida por la bomba en HP

P = Peso específico del agua = 1000 Kg/m³

Q = Gasto de bombeo en m³/seg.

H = Carga total en metros.

COLUMN FRICTION LOSS CHART 10-1400 GPM

Friction losses listed below conform to ASA Specification B581 and AWWA Specification A101, where applicable. Bold face type figures indicate capacities which are permissible under above specifications.

LOSS IN FEET OF HEAD PER 100 FEET OF COLUMN OPEN OR ENCLOSED LINESHAFT

COL SIZE	SHAFT SIZE	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																		
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	275	300	
2 1/2	3/4	1.0	2.3	3.9	5.4	7.2	9.0	11.5												
3	3/4		1.0	1.9	3.0	4.4	6.0	7.8	9.7	11.8	14.1									
	1		1.2	2.3	3.7	5.4	7.3	9.5	14.0											
4	3/4						.9	1.2	1.5	1.8	2.2	3.2	4.4	5.7	7.3	9.0	10.8	12.8	15.0	
	1					.9	1.2	1.5	1.9	2.4	2.6	4.2	5.7	7.5	9.5	11.5	14.0			
	1 1/16			.7	1.1	1.6	2.2	2.9	3.6	4.4	5.3	7.7	10.5	13.5						
5	3/4											.8	1.1	1.4	1.8	2.3	2.7	3.2	3.8	
	1											1.0	1.3	1.7	2.2	2.7	3.3	3.9	4.5	
	1 1/16									.9	1.4	1.9	2.5	3.1	3.9	4.6	5.5	6.4		
	1 1/2-1 1/16									1.0	1.2	1.8	2.5	3.2	4.0	5.0	6.0	7.1	8.3	
6	3/4																.9	1.1	1.3	1.5
	1															1.0	1.2	1.4	1.7	2.0
	1 1/16											.9	1.1	1.4	1.7	2.0	2.4	2.8	3.2	3.9
	1 1/2-1 1/16											.9	1.3	1.7	2.2	2.7	3.3	3.9	4.5	

		CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																		
		325	350	375	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	
5	3/4	4.4	4.9	5.6	6.2	7.8	9.3	11.0												
	1	5.2	5.9	6.6	7.5	9.3	11.2													
	1 1/16	7.2	8.3	9.4	10.5															
6	3/4	1.4	1.6	1.8	2.0	2.5	3.0	3.6	4.2	4.8	5.5	6.2	7.0	8.6	10.4					
	1	1.7	2.0	2.2	2.5	3.1	3.7	4.4	5.2	6.0	6.8	7.7	8.6	10.7						
	1 1/16	2.3	2.6	2.9	3.3	4.1	4.9	5.8	6.8	7.8	9.0	10.1								
	1 1/2-1 1/16	3.2	3.6	4.1	4.6	5.7	6.9	8.1	9.5	11.0										
	1 1/16	5.2	6.0	6.7	7.5	9.3	11.5													
8	3/4									1.0	1.2	1.5	1.8	2.3	2.8	3.2	3.9	4.4	5.0	
	1									1.0	1.2	1.4	1.7	2.0	2.5	3.0	3.5	4.2	4.8	5.5
	1 1/16						.9	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	2.2	2.7	3.2	3.8	4.5	5.2	6.0	
	1 1/2-1 1/16				.9	1.0	1.2	1.5	1.8	2.0	2.3	2.6	3.2	3.9	4.6	5.4	6.2	7.2		
	1 1/16			.9	1.0	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	2.8	3.2	3.6	4.5	5.4	6.4	7.5	8.8	10.0	
2 1/2	1	.9	1.1	1.3	1.5	1.8	2.2	2.6	3.0	3.5	4.1	4.6	5.2	6.4	7.8	9.4				
	1 1/16																1.1	1.2	1.4	
	1 1/2-1 1/16															1.0	1.2	1.4	1.6	
	1 1/16														1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	
	2 1/16-2 1/16												.9	1.2	1.4	1.7	2.0	2.3	2.7	
2 1/16										1.0	1.1	1.3	1.6	1.9	2.2	2.6	3.0	3.5		

DISCHARGE HEAD FRICTION LOSS CHART
CAST "A," "AB," "B" AND "C" DISCHARGE HEADS

DISCHARGE SIZE	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE													
	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500	550
2	.27	.59	1.0	1.7	2.4									
2½	.12	.27	.49	.77	1.1	1.5	2.0	3.0						
3		.14	.25	.38	.55	.75	1.0	1.5	2.2	3.0				
4				.12	.18	.24	.32	.49	.70	.97	1.2	1.5	1.9	2.3
	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE													
	500	600	800	1000	1250	1500	1750	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
6	.37	.54	.96	1.5	2.4	3.4								
8		.17	.31	.47	.74	1.1	1.5	2.0	3.0					
10				.19	.30	.43	.59	.77	1.2	1.7	2.4	3.0		
12						.21	.29	.37	.50	.85	1.2	1.5	1.9	2.3
14								.20	.31	.45	.65	.80	1.0	1.2

FABRICATED "A," "AU," "B," AND "C" DISCHARGE HEADS

DISCHARGE SIZE	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE													
	30	40	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450
1½	.44	.77	1.2	2.7										
2	.16	.29	.45	1.0	1.8	2.8								
2½		.14	.21	.49	.87	1.4	2.0	2.8						
3				.20	.36	.57	.82	1.1	1.5	2.3	3.2			
4					.12	.19	.27	.38	.50	.79	1.1	1.5	2.0	2.5
5									.20	.31	.45	.61	.80	1.0
	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE													
	500	600	800	1000	1250	1500	1750	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
5	1.2	1.9	3.1											
6	.60	.66	1.5	2.4										
8	.20	.29	.51	.78	1.2	1.8	2.3	3.2						
10			.20	.31	.48	.69	.95	1.2	1.9	2.8				
12				.16	.24	.34	.48	.61	.96	1.4	1.9	2.4	3.0	
14					.16	.23	.31	.41	.63	.92	1.3	1.6	2.1	2.5

For losses in a 3 section elbow, refer to the elbow friction loss chart in the propeller pump section.

6

COLUMN FRICTION LOSS CHART
1500 - 15,000 GPM

LOSS IN FEET OF HEAD PER 100 FEET OF COLUMN
OPEN OR ENCLOSED LINESHAFT

COL SIZE	SHAFT SIZE	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																	
		1500	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4250	4500	4750	5000
8	3/4	5.7	6.3	7.8	9.5	11.0													
	1	6.2	6.9	8.6	10.5														
	1 1/16	6.8	7.6	9.4	11.4														
10	1	1.6	1.8	2.2	2.7	3.2	3.7	4.3	5.0	5.6	6.3	7.0	7.8	8.7	9.6				
	1 1/16	1.8	2.0	2.5	3.0	3.6	4.2	4.9	5.6	6.4	7.1	8.0	8.9	9.8					
	1 1/2 - 1 1/16	2.0	2.3	2.8	3.5	4.1	4.8	5.6	6.4	7.2	8.2	9.1							
	1 5/16	2.5	2.8	3.4	4.2	5.0	5.8	6.8	7.8	8.9	10.0								
	2 1/16 - 2 1/8	3.0	3.4	4.3	5.2	6.1	7.2	8.2	9.4										
2 1/8	3.9	4.5	5.5	6.7	7.9	9.3													
12	1 1/16			1.0	1.2	1.4	1.7	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.5	3.9	4.2	4.8	5.3	5.8	6.4
	1 1/2 - 1 1/16		.9	1.1	1.4	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.2	3.6	4.0	4.4	4.8	5.3	6.0	6.6	7.3
	1 5/16	.9	1.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.3	3.7	4.1	4.6	5.1	5.6	6.3	7.0	7.8	8.5
	2 1/16 - 2 1/8	1.1	1.2	1.5	1.8	2.1	2.5	2.9	3.3	3.8	4.3	4.8	5.4	5.9	6.5	7.2	8.0	8.8	9.7
	2 1/8	1.3	1.4	1.8	2.1	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.1	5.7	6.4	7.1	7.8	8.8	9.9		
14	1 1/2 - 1 1/16					.9	1.0	1.2	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.6	2.9	3.2	3.6	4.0
	1 5/16					.9	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.4	2.6	2.9	3.2	3.5	3.9	4.3
	2 1/16 - 2 1/8				.9	1.1	1.3	1.5	1.7	2.0	2.2	2.4	2.7	3.0	3.3	3.7	4.0	4.4	4.9
	2 1/8		.9	1.0	1.2	1.4	1.7	2.0	2.2	2.5	2.7	3.1	3.4	3.8	4.2	4.6	5.0	5.5	5.9
	2 1/8 - 3 1/16	.9	1.0	1.1	1.4	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.2	3.6	4.0	4.4	4.9	5.4	5.9	6.7	7.2
16	1 1/2 - 1 1/16									.9	1.1	1.2	1.3	1.4	1.6	1.7	1.9	2.1	2.3
	1 5/16									.9	1.0	1.1	1.3	1.4	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3
	2 1/16 - 2 1/8								.9	1.0	1.1	1.2	1.4	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.5
	2 1/8							.9	1.0	1.1	1.3	1.4	1.6	1.8	1.9	2.1	2.4	2.7	2.9
	2 1/8 - 3 1/16						.9	1.0	1.1	1.3	1.4	1.6	1.8	1.9	2.1	2.4	2.7	2.9	

COL SIZE	SHAFT SIZE	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																	
		4500	4750	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	9500	10000	11000	12000	13000	14000	15000
14	1 1/2 - 1 1/16	3.2	3.6	4.0	4.7	5.6	6.4	7.4	8.5	9.7									
	1 5/16	3.5	3.9	4.3	5.1	6.0	7.0	8.0											
	2 1/16 - 2 1/8	4.0	4.4	4.9	5.8	6.9	8.0	9.2											
	2 1/8	4.6	5.0	5.5	6.7	8.0	9.3												
16	1 1/2 - 1 1/16	1.6	1.8	1.9	2.3	2.6	3.1	3.6	4.1	4.6	5.2	5.8	6.4	7.1	7.8	8.6			
	1 5/16	1.7	1.9	2.1	2.5	3.0	3.4	3.8	4.3	4.8	5.4	6.0	6.6	7.2	7.9				
	2 1/16 - 2 1/8	1.9	2.1	2.3	2.7	3.3	3.8	4.4	5.0	5.6	6.3	7.0	7.7	8.5					
	2 1/8	2.0	2.2	2.5	2.9	3.5	4.0	4.6	5.3	5.9	6.5	7.3	8.0	8.8					
18	2 1/8 - 3 1/16	2.4	2.7	2.9	3.5	4.1	4.7	5.4	6.1	6.8	7.6	8.3	9.0						
	1 5/16		1.0	1.1	1.4	1.6	1.9	2.1	2.4	2.7	3.1	3.4	3.8	4.2	4.9	5.8	6.8	7.8	8.8
	2 1/16 - 2 1/8	1.0	1.1	1.2	1.5	1.7	2.0	2.3	2.6	2.9	3.3	3.6	4.0	4.4	4.8	5.7	6.7	7.8	9.0
	2 1/8	1.1	1.2	1.3	1.6	1.8	2.1	2.5	2.8	3.2	3.6	4.0	4.4	4.8	5.2	6.4	7.5	8.8	
20	2 1/8 - 3 1/16	1.2	1.4	1.5	1.8	2.1	2.4	2.8	3.1	3.5	4.0	4.4	4.9	5.2	6.4	7.5	8.8		
	1 5/16				.9	1.0	1.2	1.4	1.6	1.7	1.9	2.1	2.3	2.7	3.2	3.7	4.2	4.9	5.3
	2 1/16 - 2 1/8				.9	1.0	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5	3.0	3.6	4.1	4.7	5.3
	2 1/8				.9	1.1	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.3	2.5	2.7	3.2	3.8	4.4	5.0	5.7



COLUMN FRICTION LOSS CHART
10,000 - 38,000 GPM

LOSS IN FEET OF HEAD PER 100 FEET OF COLUMN
OPEN OR ENCLOSED LINESHAFT

SHAFT SIZE	CAPACITY IN THOUSANDS OF GALLONS PER MINUTE																	
	10	11	12	13	14	15	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
1 1/8	4.2	4.9	5.8	6.8	7.8	8.8												
2 1/16-2 1/8	4.4	5.3	6.2	7.2	8.3	9.4												
2 1/8	4.8	5.7	6.7	7.8	9.0													
2 1/8-3 1/16	5.2	6.4	7.5	8.8														
1 1/8	2.3	2.7	3.2	3.7	4.2	4.9	5.5	6.8	8.2									
2 1/16-2 1/8	2.5	3.0	3.6	4.1	4.7	5.3	6.0	7.5	9.1									
2 1/8	2.7	3.2	3.8	4.4	5.0	5.7	6.5	8.0										
2 1/8-3 1/16	3.1	3.7	4.5	5.0	5.8	6.6	7.4	9.2										
24 2 1/16-2 1/8	1.0	1.1	1.3	1.5	1.7	2.0	2.3	2.8	3.4	4.1	4.8	5.6	6.4	7.2	8.2			
2 1/8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.9	2.2	2.4	3.0	3.6	4.4	5.2	5.6	6.8	7.8				
2 1/8-3 1/16	1.1	1.3	1.6	1.8	2.1	2.4	2.7	3.4	4.1	4.9	5.7	6.6	7.6	8.7				
3 1/16-3 1/8	1.3	1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.8	4.6	5.5	6.5	7.8	8.6					
30 2 1/8									1.0	1.1	1.3	1.5	1.8	2.0	2.3	2.6	2.9	3.2
2 1/8-3 1/16								.9	1.0	1.2	1.4	1.7	2.0	2.2	2.5	2.8	3.1	3.4
3 1/16-3 1/8								1.0	1.2	1.4	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.2	3.5	3.9

76 = Factor de conversión de $\frac{\text{Kg-m}}{\text{seg}}$

a H P .

η = Eficiencia de la bomba.

Para fines de cálculos aproximados - el valor de η , se considerará una eficiencia de 70% de la bomba.

Sustituyendo:

$$N = \frac{1000 \times 0.150 \times 9}{76 \times 0.70}$$

$$= 25.3 \text{ HP.}$$

Ahora consultando la siguiente tabla, para una velocidad de 1175 r.p.m. de la bomba, el diámetro de la flecha es de 1". Observando la tabla de pérdidas en columna, se tiene una pérdida de 3.7 ft, entonces la pérdida en una columna de 11 m. (36') es:

$$h_{fc} = \frac{1.77}{100} \times 36 = 0.60 \text{ ft} =$$

$$= 0.18 \text{ m.}$$

IX.2.3.- Pérdidas en el codo cabezal.

En la siguiente tabla se observa que la pérdida de carga en un codo de 12", 90", la pérdida es:

$$h_{f_{c_0}} = 0.32 \text{ ft} = 0.09 \text{ m.}$$

IX.2.4.- Pérdidas en la tubería.

Según la tabla correspondiente, las pérdidas por cada 100 ft, son de 1.187 ft, por lo tanto en una tubería de 10 m. de longitud (32.8'), la pérdida es:

$$h_{f_t} = \frac{1.187}{100} \times 32.8 = 0.38 \text{ ft}$$

$$= 0.11 \text{ m.}$$

IX.2.5.- Carga de velocidad.

En la misma tabla de pérdidas, se localiza la carga de velocidad.

$$h_{v_d} = 0.80 \text{ ft} = 0.24 \text{ m.}$$

Sumando.

$$h_f = 0.18 + 0.09 + 0.11 + 0.24$$

$$= 0.62 \text{ m.}$$

La carga total que deberá desarrollar la bomba es

$$H = 9 + 0.62 = 9.62 \text{ m. (31.5')}.$$

Ahora se consultan las curvas de comportamiento de las bombas para seleccionar aquella más adecuada que cumpla con los requisitos de carga y gasto, a su máxima eficiencia.

En el catálogo de Jacuzzi, se selecciona la bomba marca Jacuzzi, curva No. 16 M-39, Mod. 16 MS a 1160 r.p.m., y con eficiencia de 86%.

IX.3.- La potencia requerida por la bomba será:

$$N = \frac{1000 \times 0.15 \times 9.62}{76 \times .86}$$
$$= 22 \text{ HP}$$

IX.4.- Motor Eléctrico.

Tomando en cuenta que el motor eléctrico deberá estar sobrado en un 15% respecto a la potencia requerida por la bomba, el motor eléctrico tendrá una capacidad de:

$$N = 22 + 3.3 = 25.3 \text{ HP.}$$

Entonces, el motor eléctrico se seleccionará para una potencia de 30 HP, a 1160 r.p.m.

X.- SELECCION DE UN EQUIPO DE BOMBEO PARA POZO PROFUNDO.

X.1.- Datos Generales y Selección.

Seleccionar un equipo de bombeo para pozo profundo que suministrará un gasto de 100 l. p.s. a una altura estática de 70 m.

En el siguiente dibujo se consignan los datos del pozo. El equipo de bombeo será seleccionada tomando como modelo la siguiente hoja de selección en la cual se anotarán los datos, cálculos y características del equipo seleccionado.

**SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA ELECTROMECHANICA**

HOJA DE SELECCION DE EQUIPOS DE BOMBEO DE POZO PROFUNDO

COMPANIA: _____ CONTRATO: _____ POZO N° _____
 DISTRITO DE RIEGO: _____ LOCALIZACION: _____ FECHA: 15

EQUIPO DE BOMBEO PERMANENTE

	ACTUAL	FUTURA
1) LONGITUD COLUMNA		
ALTURA VIGUETAS EN M.	0.20	
NIVEL DE BOMBEO EN M.	70.00	
SUMERGENCIA EN M.	3.00	
ABATIMIENTO ADICIONAL EN M.	5.00	
SUMA	78.20	
LONGITUD REAL EN M.	77.30	
NUMERO DE TRAMOS	26	
2) PERDIDAS FRICCION HIDRS		
LONG. COLUMNA X 0.023	1.87	
LONG. TUBO SUCCION X 0.012	0.03	
LONG. TUB DESCARGA X 0.012	0.12	
LONG. TUBOS CODOS X 0.45 ft	0.13	
SUMA (m)	2.10	
3) CARGA DINAMICA (H)		
SOBRE ELEVACION EN M.	0.00	
ALTURA DEL EJE S/BASE EN M.	0.25	
ALTURA VIGUETAS EN M.	0.20	
NIVEL DE BOMBEO EN M.	70.00	
PERDIDAS FRICCION HIDRS. EN M.	2.10	
CARGA DE VELOCIDAD EN M.	0.20	
SUMA	72.75	
H. AISLADA EN PIES	73.2	210/5 = 42.0
H. FUTURA INMEDIATA EN PIES		
4) POTENCIA DEL MOTOR		
GASTO EN L. P. S.	100	
GASTO EN G. P. M.	15.85	
H. AISLADA EN M.	72.75	
EFICIENCIA EN %	80	
POTENCIA HIDRAULICA EN H. P.	119.6	316
POTENCIA REQUERIDA EN H. P.	122.76	
POTENCIA DEL MOTOR EN H. P.	150	
5) EQUIPO DE BOMBEO		
MARCA	Jacuzzi	
MODELO	12 H5	
CURVA N°	12H-64	
IMPELENTE N°	29.53	
CURVA DEL IMPULSOR	A(RC)	
N° DE IMPULSORES	5	
TUBO DE IMPULSOR	Forma abierta	

	ACTUAL	FUTURA
6) MOTOR ELECTRICO		
MARCA	15	
POTENCIA EN H. P.	150	
SERIE		
VELOCIDAD EN R. P. M.	1760	
EJE	Vertical	
FLECHA	huesos	
7) CABEZAL DE DESCARGA		
MARCA	1	
MODELO (TAMAÑO)	2" 10' 20"	
SERIE		
NEMA	20"	
COLUMNA β EN CM.	25.4 (10")	
TUBO DE DESCARGA β	25.4 (10")	
8) COLUMNA		
LUBRICACION	Acero	
LONGITUD EN M.	77.30	
DIAMETRO TUBO EN CM.	25.4	
DIAMETRO CAMISA EN CM.	6.35	
DIAMETRO FLECHA EN CM.	3.81	
9) CUERPO BOMBA		
GASTO EN L. P. S.	100	
CARGA TOTAL EN M.	72.75	
TAZON MODELO	12 H5	
DIAMETRO EXTERIOR EN CM.	25.58 (1 1/4")	
DIAMETRO IMPULSOR EN CM.	24.28 (1 1/2")	
EFICIENCIA EN %	80	
10) TUBOS		
LONG. TUBO DE SUCCION EN M.	3.05	
DIAM. TUBO DE SUCCION EN CM.	25.4 (10")	
LONGITUD TUBO DESC. EN M.	10	
DIAM TUBO DESCARGA EN CM.	25.4 (10")	
11) COLADOR CONICO GALV.		
LONGITUD EN CM.	74.9	
DIAMETRO EN CM.	25.4 (10")	
12) TUBO PARA LA SONDA		
TUBO DE	PVC	
LONGITUD EN M.	20	

Jacuzzi-Universal, S.A.

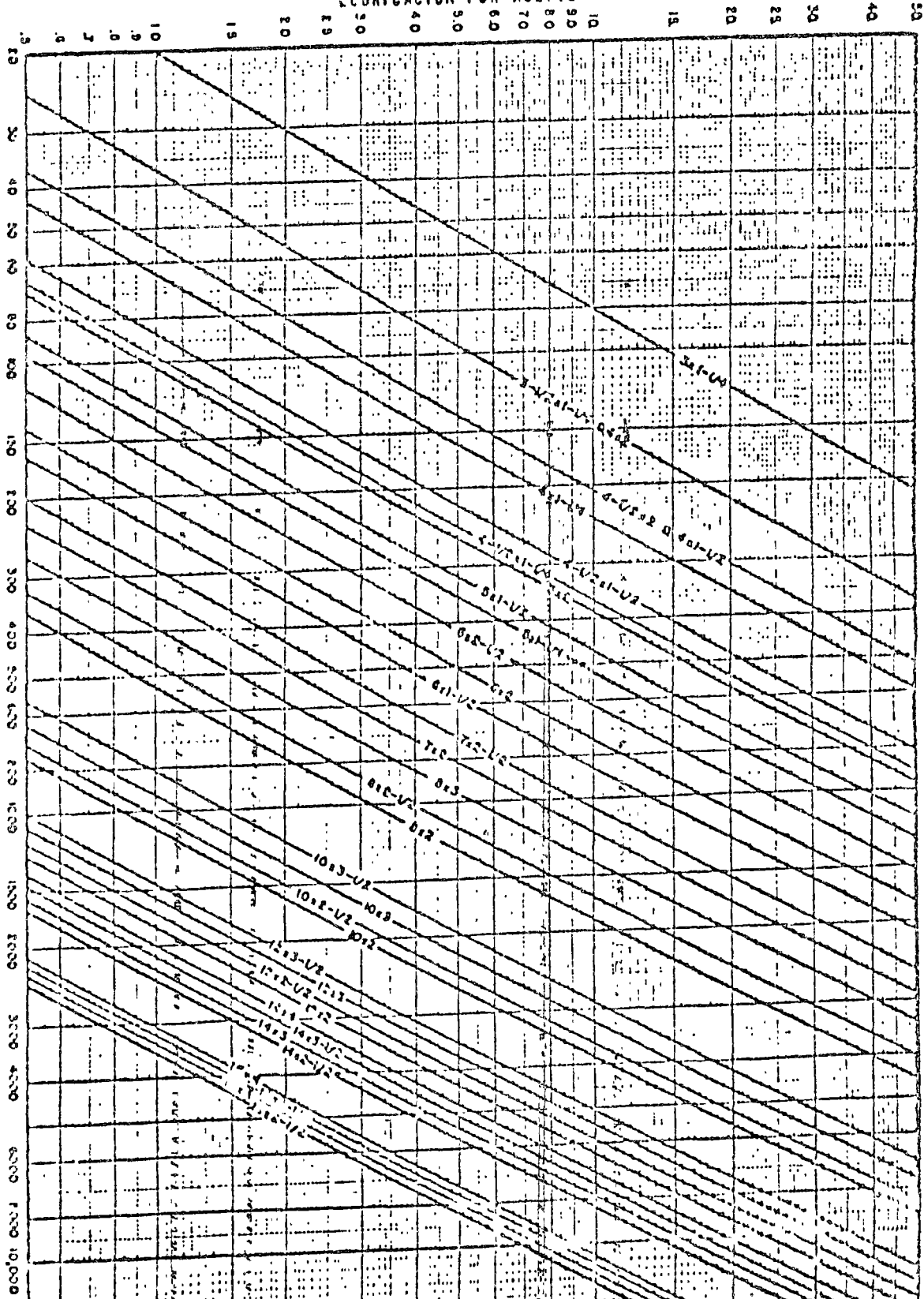
MONTERREY, N. L.

México, D. F. - Guadalajara, Jal.

HOJA DE
INFORMACION
TECNICA

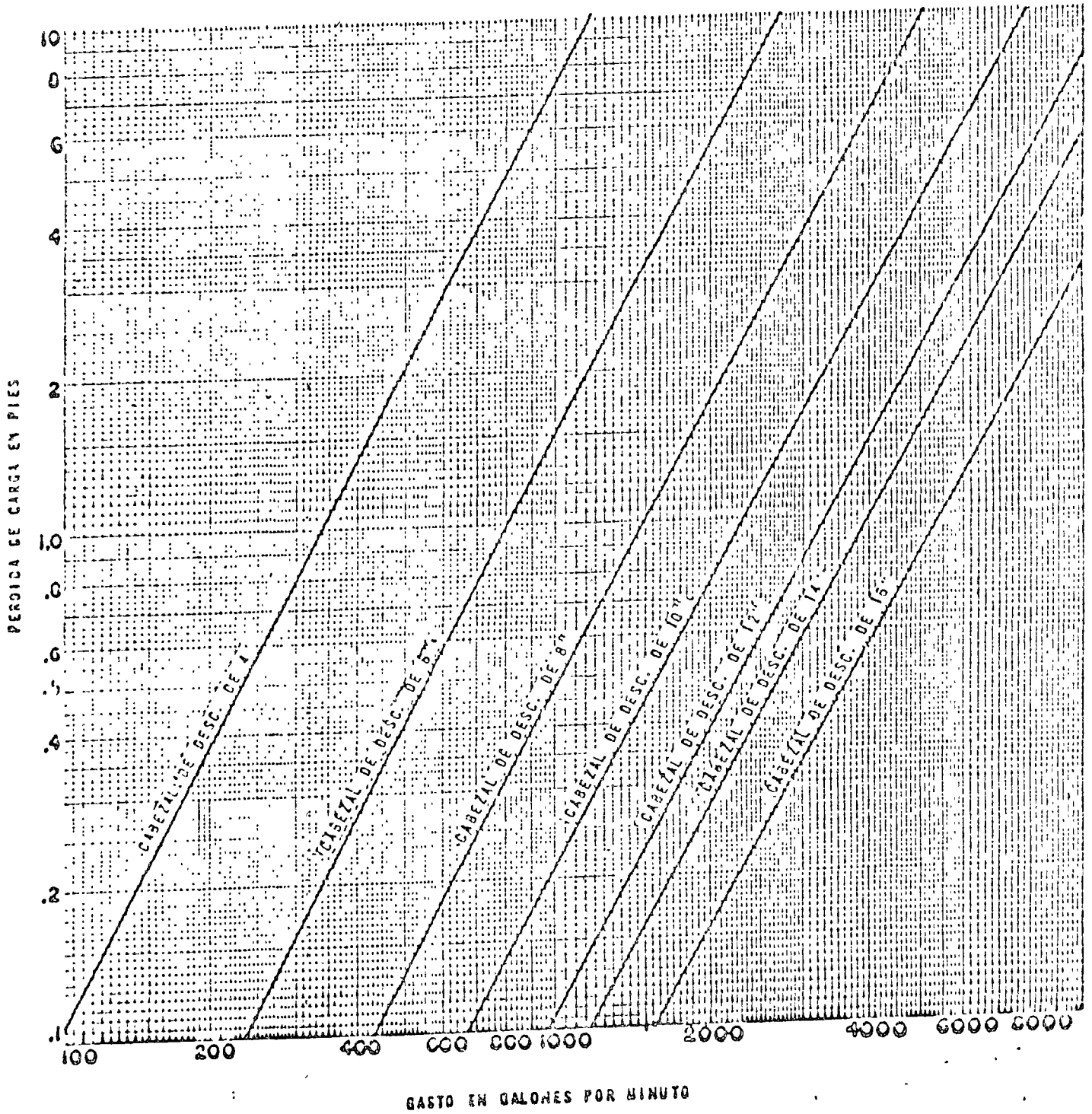
GRAFICA DE PERDIDAS POR FRICCION EN COLUMNA DE TURBINA

LUBRICACION POR ACEITE



PARA CONVERTIR CALORES A LITROS MULTIPLIQUE POR 3.785
COSTO EN CALORES POR MINUTO

GRAFICA DE PERDIDAS POR FRICCION
EN CABEZALES DE DESCARGA DE BOMBAS TURBINAS



PARA CONVERTIR GALONES A LITROS MULTIPLIQUE POR 3.785

Jacuzzi-Universal, S.A.

MONTERREY, N. L.

México, D. F. - Guadalajara, Jal.

HOJA DE
INFORMACION
TECNICA

SELLO DEL IMPULSOR - JUEGO EXTREMO - CONSTANTE DE EMPUJE

TAZONES CON IMPULSOR CERRADO			TAZONES CON IMPULSOR SEMI-ABIERTO		
Modelo del Tazón **	Juego Extremo * (pulgadas)	Constante de Empuje Lbs./pie de Carga	Modelo del Tazón	Juego Extremo * (pulgadas)	Constante de Empuje Lbs./pie de carga
			M4	3/8	1.5
			M4	1/4	1.5
5JC	3/8	1.56	6JS	3/8	1.74
6LC	3/8	1.56	6LS	3/8	1.72
6JC	1/2	2.24	6HS	1/2	2.43
5HC	1/2	2.24	6HS	1/2	2.29
6XC	5/8	2.83	6XS	5/8	2.35
8JC	7/16	2.98	8JS	7/16	3.52
8LC	7/16	2.98	8LS	7/16	3.34
8XC	7/16	3.93	8XS	7/16	4.42
8MC	7/16	3.93	8YS	7/16	4.28
8HC	3/8	5.4	8HS	3/8	5.4
10LC	1/2	6.6	10LS	1/2	7.5
10LC-XD	1	6.6			
10HC	5/8	6.6	10HS	5/8	7.5
10HC-XD	1	6.6			
10HC	5/8	8.1	10HS	5/8	9.2
10HC-XD	1 1/4	8.1			
10XC	7/8	10.3	10XS	7/8	11.2
10YC	3/4	10.3	10YS	3/4	11.4
10ZC	1/2	13.7	10ZS	1/2	13.5
12LC	7/8	10.6	12LS	7/8	12.5
12LC-XD	1 1/4	10.6			
12WC	3/4	10.6	12HS	3/4	12.5
12WC-XD	1 1/4	10.6			
12HC	3/4	16.5	12HS	3/4	19.0
12HC-XD	1 1/4	16.5			
12XC	7/8	19.0			
14LC	7/8	17.2	14LS	7/8	19.7
14WC	7/8	21.8	14MS	7/8	23.4
14HC	7/8	21.8	14HS	7/8	25.2
14XC	7/8	21.8	14XS	7/8	23.4
16WC	1	34.9	16MS	1	38.9
16HC	1	34.9	16HS	1	39.5
20WC	1 1/2	38.0			
20HC	1 1/4	38.0			
24HC	2	59.0			
25HC	2 1/2	83.0			

* Consulte a la fábrica si se requiere juego adicional.

** XD indica construcción extra-fuerte para colocarse a grandes profundidades.

NOTAS 1 - El material de que se construyen normalmente los impulsores es el bronce. Todos los de 11 pulgadas de diámetro se fierro a solicitud, y con un plazo de entrega mayor.

LINESHAFT SELECTION AND MECHANICAL FRICTION CHART
(Continued)

MATERIAL	MULTIPLIER
Stainless Steel — Type 304	.875
Stainless Steel — Type 316	.75
Heat-Treated Stainless Steel — Type 416	1.75

MATERIAL	MULTIPLIER
Heat-Treated Stainless Steel — 17-4 PH	2.40
Monel	1.25

For engine driven pumps using engines with less than 4 cylinders or with engine speeds less than 500 RPM, multiply horsepower and thrust ratings by .75.

Since horsepower ratings are dependent upon the pump thrust, the following rules may be applied, if necessary:

1. If pump thrust exceeds that listed by 50%, multiply horsepower rating by .958.
 2. If pump thrust is only 50% of that listed, multiply horsepower rating by 1.025.
- Interpolations between these thrust ratings are permissible.

60 CYCLE SPEEDS

SHAFT DIAMETER	WT. PER FT. (LBS)	MAXIMUM THRUST (1)	MAXIMUM HORSEPOWER RATINGS AT RPM SHOWN											
			3500	1760	1175	875	700	585	500	440	390			
3/4	1.54	2240	38.6 .61	19.4 .31	13.0 .20	9.7 .15								
1	2.77	3800	91.6 1.07	46.1 .54	30.8 .36	22.9 .28	18.3 .22							
1 1/16	3.92	5600	161 1.40	81.3 .70	54.2 .47	40.3 .35	32.3 .28	27.0 .23						
1 1/2	6.21	8800	322 2.32	162 1.17	108 .78	80.5 .58	64.4 .46	53.9 .39	46.1 .33					
1 11/16	7.90	11500	485 2.83	244 1.42	163 .95	121 .71	97.0 .57	81.0 .47	69.3 .41	61.0 .36				
1 5/8	10.5	15500		381 1.83	254 1.22	189 .91	151 .73	127 .61	108 .52	95.2 .46	84.4 .40			
2 1/16	13.5	20000		562 2.30	375 1.54	279 1.14	223 .92	186 .76	160 .65	140 .58	124 .51			
2 1/8	16.9	25000		792 2.89	529 1.93	394 1.44	315 1.15	263 .96	225 .82	198 .72	175 .64			
2 11/16	20.5	30000		1035 3.24	691 2.23	514 1.66	412 1.33	346 1.11	294 .95	259 .84	229 .74			
2 15/16	24.5	36500			916 2.66	693 1.98	546 1.58	456 1.32	390 1.13	345 .99	304 .88			
3 1/16	28.8	43000			1190 3.22	884 2.40	707 1.92	591 1.60	505 1.37	444 1.21	394 1.07			
3 1/8	33.5	46000			1300 3.73	967 2.78	774 2.22	646 1.86	553 1.59	486 1.40	432 1.24			
3 1/2	40.0	53500			1635 4.28	1218 3.19	973 2.55	814 2.13	695 1.82	611 1.60	542 1.42			
4	46.0	62000			2025 4.87	1508 3.62	1206 2.90	1009 2.42	862 2.07	758 1.82	672 1.62			
4 1/2	62.0	70000				2300 4.50	1840 3.60	1540 3.00	1315 2.58	1158 2.76	1025 2.60			
5	76.0	80000				3200 5.50	2560 4.40	2140 3.68	1830 3.14	1610 2.76	1425 2.45			

(1) Refer to rules regarding pump thrust at top of page.

BOWL DATA

BOWL SIZE	THRUST FACTOR "K"	BOWL SHAFT DIAMETER	PRESSURE LIMITATIONS			
			CAST IRON - CL 30		CAST IRON - CL 40	
			PSI	FEET (1)	PSI	FEET (1)
4AXS-AS-BS	1.2	3/4	620	1430	825	1900
6AXC-6AC	2.9	3/4	545	1260	725	1675
6AXS-6AS	2.0	3/4	570	1315	760	1750
6XS-CS-DS	3.2	1	545	1260	725	1675
6EC	4.8	1	545	1260	725	1675
7AXC-AC-APC	3.7	1 1/16	510	1180	680	1570
7CC-CC	4.6	1 1/16	450	1040	600	1385
7XS-7CS	3.8	1 1/16	450	1040	600	1385
8AC	4.6	1 1/16	500	1155	665	1540
8CC	6.8	1 1/16	500	1155	665	1540
8XS-CS	6.3	1 1/16	450	1040	600	1385
8ES	7.8	1 1/16	450	1040	600	1385
8EC	8.5	1 1/16	450	1040	600	1385
10AC	8.6	1 1/2	360	830	480	1110
10CC-CC	10.0	1 1/2	360	830	480	1110
10DC-EC	12.0	1 1/2	360	830	480	1110
10CS	9.6	1 1/2	360	830	480	1110
10DS-ES	11.2	1 1/2	360	830	480	1110
12AC	10.3	1 1/16	400	925	535	1235
12CC-CC	13.6	1 1/16	330	760	440	1015
12DC-EC	15.7	1 1/16	330	760	440	1015
12CS	14.0	1 1/16	330	760	440	1015
12ES	15.4	1 1/16	330	760	440	1015
14AC-BC	14.2	1 1/16	335	775	445	1030
14CC	20.5	1 1/16	280	650	375	865
14DC-EC	23.3	1 1/16	280	650	375	865
14DS-ES	22.7	1 1/16	280	650	375	865
16AMC-AMC	17.5	2 1/16	360	830	480	1110
16CLC-CMC-CHC	27.5	2 1/16	330	760	440	1020
18CC-DC-EC	34.1	2 1/16	350	810	465	1070
20CC-DC-EC-FC	48.4	2 1/16	340	785	450	1040
20CS	43.0	2 1/16	340	785	450	1040
20ES	47.2	2 1/16	340	785	450	1040
24CC-DC-EC	67.2	2 1/16	325	750	425	980
27CC-DC-EC	83.5	3 1/16	285	660	380	880
30CC-DC-EC	112.6	3 1/8	300	690	400	925
33CLC-CMC-CHC	139.0	3 1/8	300	690	400	925
36CC-DC-EC	166.0	4	280	650	375	865

Bowl shaft horsepower rating is same as lineshaft of same size. (Refer to Lineshaft Horsepower Chart)
 (1) Where pressure limit is given in feet, it is assumed that water with a specific gravity of 1.0 is being pumped. Do not use this as a pump setting limitation.

JUNNISTON PUMP COMPANY

Glendora, California
ESTABLISHED 1907

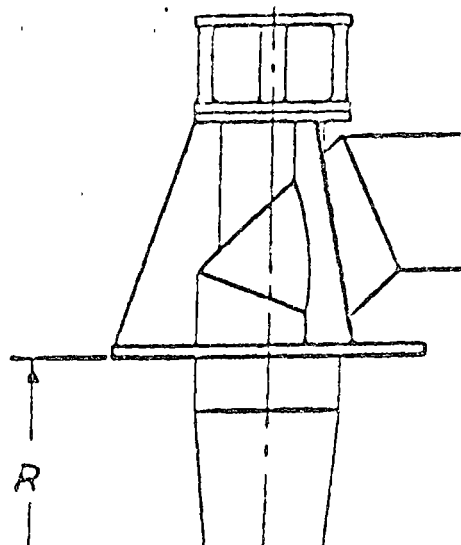
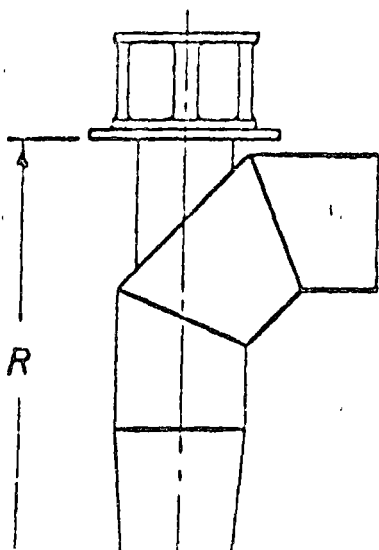
Price Book 100-2
Section 5
Page 5
September 3, 1968

PROPELLER AND MIXED FLOW PUMPS COLUMN AND ELBOW PRICING

The prices for column and elbow assembly on the following pages include all parts required for a complete pump except for the bowl assembly and driver. The "low head" elbow assembly is suitable for use on applications where the total bowl head does not exceed 30 feet and the "high head" elbows are suitable for applications where the total bowl head does not exceed 100 feet. For applications over 100 feet of head, use the turbine pump column and discharge head pricing in Section 2B.

The parts supplied with a column and elbow assembly are listed below.

OIL LUBRICATED	WATER LUBRICATED
1. Column, Tube and Shaft to make up length ordered.	1. Column and Shaft to make up length ordered.
2. Elbow Assembly with plain end discharge and base plate.	2. Elbow Assembly with plain end discharge and base plate.
3. Motor Stand to fit Driver.	3. Motor Stand to fit Driver.
4. Headshaft with Adjusting Nut and Key.	4. Headshaft with Adjusting Nut and Key.
5. Tube Tension Plate and Bearing Assembly.	5. 6-Ring Packing Box Assembly.
6. 1 Gallon Manual or Solenoid Oiler Assembly.	



Page
September 3, 1958

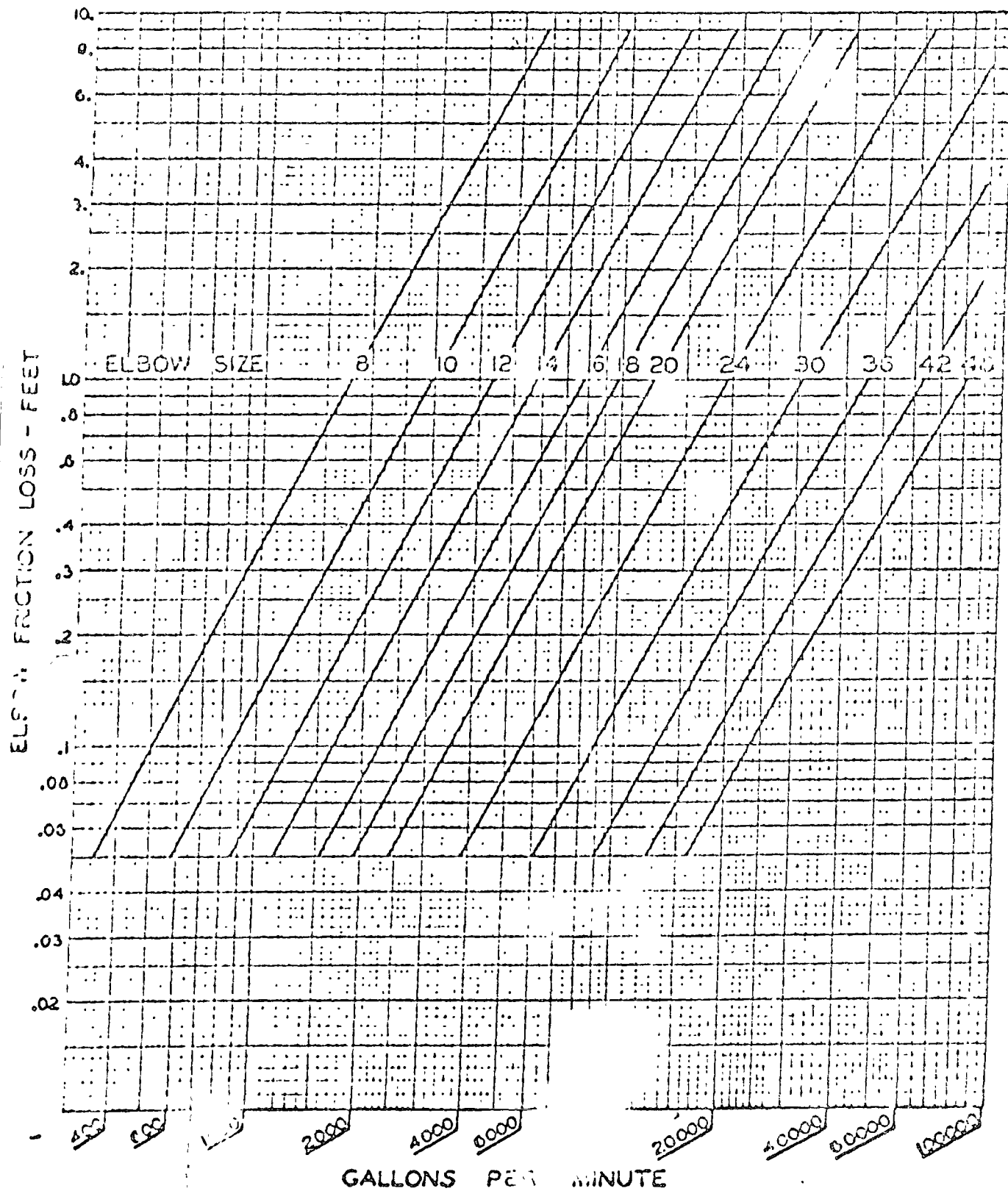
JOHNSTON PUMP COMPANY

Glendale, California

ESTABLISHED 1909

10

ELBOW FRICTION LOSS CHART



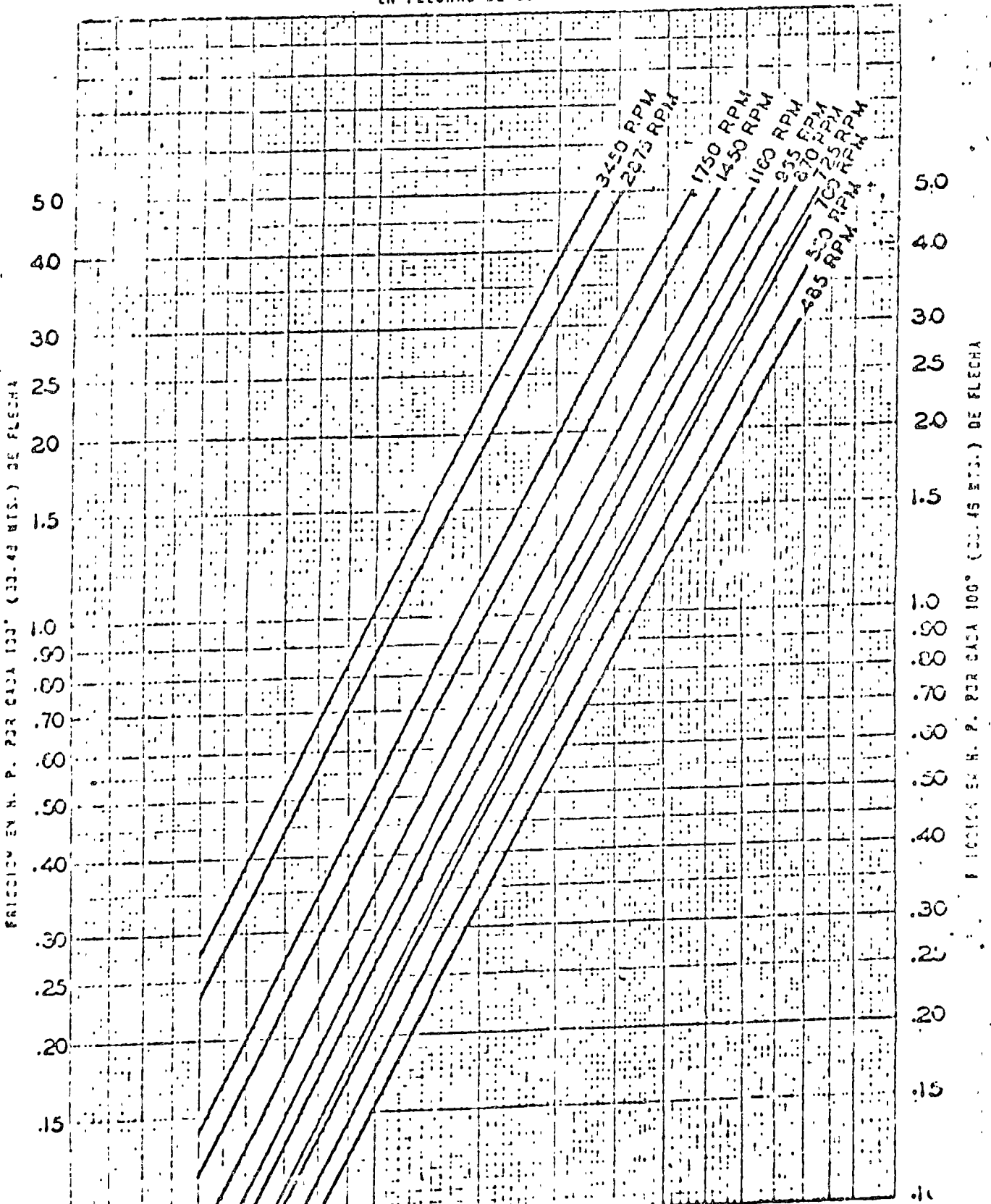
Yacuzzi-Universal, S.A.

MONTERREY, N. L.

México, O. F. - Guadalajara, Jal.

HOJA DE
INFORMACION
TECNICA

FRICCION MECANICA
EN FLECHAS DE BOMBAS TURBINAS



FRICCION MECANICA

17

EN LAS FLECHAS DE LAS BOMBAS TURBINAS

Longitud de la Flecha		DIAMETRO DE LA FLECHA							
		1 1/2	1 11/16	1 15/16	2 3/16	2 7/16	2 11/16	2 15/16	3 3/16
Metros	Pies	Fricción Mecánica en H.P. a 1160 R.P.M.							
7.5	25	.17	.23	.30	.38	.46	.55	.66	.76
15.2	50	.37	.46	.60	.75	.93	1.10	1.32	1.57
22.9	75	.56	.69	.90	1.13	1.39	1.65	1.98	2.28
30.5	100	.74	.92	1.20	1.50	1.85	2.20	2.64	3.04
38.1	125	.93	1.15	1.50	1.88	2.31	2.75	3.30	3.80
45.7	150	1.11	1.38	1.80	2.25	2.78	3.30	3.96	4.56
53.3	175	1.30	1.61	2.10	2.63	3.24	3.85	4.62	5.37
61.0	200	1.48	1.84	2.40	3.00	3.70	4.40	5.28	6.08
68.6	225	1.67	2.07	2.70	3.38	4.16	4.95	5.94	6.84
76.2	250	1.85	2.30	3.00	3.75	4.63	5.50	6.60	7.60
83.8	275	2.04	2.53	3.30	4.13	5.09	6.05	7.26	8.36
91.4	300	2.22	2.76	3.60	4.50	5.55	6.60	7.92	9.12
99.0	325	2.41	2.99	3.90	4.88	6.01	7.15	8.58	9.88
106.7	350	2.59	3.22	4.20	5.25	6.48	7.70	9.24	10.64
114.3	375	2.78	3.45	4.50	5.63	6.94	8.25	9.90	11.40
121.9	400	2.96	3.69	4.80	6.00	7.40	8.80	10.56	12.16
129.5	425	3.15	3.91	5.10	6.38	7.86	9.35	11.22	12.92
137.1	450	3.33	4.14	5.40	6.75	8.33	9.90	11.88	13.68
144.8	475	3.52	4.37	5.70	7.13	8.79	10.45	12.54	14.44
152.4	500	3.70	4.60	6.00	7.50	9.25	11.00	13.20	15.20
		Fricción Mecánica en H.P. a 870 R.P.M.							
7.5	25	.14	.19	.23	.29	.35	.42	.50	.58
15.2	50	.28	.35	.45	.58	.70	.84	1.00	1.15
22.9	75	.42	.53	.68	.86	1.05	1.26	1.50	1.73
30.5	100	.56	.70	.90	1.15	1.40	1.68	2.00	2.30
38.1	125	.70	.88	1.13	1.44	1.75	2.10	2.50	2.96
45.7	150	.84	1.05	1.35	1.73	2.10	2.52	3.00	3.45
53.3	175	.98	1.23	1.58	2.01	2.45	2.94	3.50	4.02
61.0	200	1.12	1.40	1.80	2.30	2.80	3.36	4.00	4.60
68.6	225	1.25	1.58	2.03	2.59	3.15	3.78	4.50	5.18
76.2	250	1.40	1.75	2.25	2.88	3.50	4.20	5.00	5.75
83.8	275	1.54	1.93	2.48	3.16	3.85	4.62	5.50	6.33
91.4	300	1.68	2.10	2.70	3.45	4.20	5.04	6.00	6.90
99.0	325	1.82	2.28	2.93	3.74	4.55	5.46	6.50	7.48
106.7	350	1.96	2.45	3.15	4.03	4.90	5.84	7.00	8.05
114.3	375	2.10	2.61	3.38	4.31	5.25	6.30	7.50	8.62
121.9	400	2.24	2.80	3.60	4.60	5.60	6.72	8.00	9.20
129.5	425	2.38	2.97	3.83	4.89	5.95	7.14	8.50	9.78
137.1	450	2.52	3.15	4.05	5.18	6.30	7.56	9.00	10.35
144.8	475	2.66	3.33	4.28	5.46	6.65	7.98	9.50	10.92
152.4	500	2.80	3.50	4.50	5.75	7.00	8.40	10.00	11.50

FRICCION MECANICA
EN LAS FLECHAS DE LAS BOMBAS TURBINAS

18

Longitud de la Flecha		DIAMETRO DE LA FLECHA										
		3/4"	1"	1 3/16"	1 7/16"	1 1/2"	1 11/16"	1 15/16"	2 3/16"	2 1/16"	2 11/16"	2 15/16"
Metros	Pies	Fricción Mecánica en H.P. A 1750 R.P.M.										
7.6	25	.09	.13	.18	.25	.29	.35	.45	.58	.71	.84	1.00
15.2	50	.15	.26	.36	.50	.58	.70	.90	1.15	1.42	1.68	2.00
22.8	75	.23	.39	.54	.75	.86	1.05	1.35	1.73	2.14	2.51	3.00
30.4	100	.30	.52	.72	1.00	1.15	1.40	1.80	2.30	2.85	3.35	4.00
38.0	125	.39	.65	.90	1.25	1.44	1.75	2.25	2.88	3.56	4.19	5.00
45.7	150	.45	.78	1.08	1.50	1.73	2.10	2.70	3.45	4.27	5.03	6.00
53.3	175	.53	.91	1.26	1.75	2.01	2.45	3.15	4.03	4.99	5.86	7.00
61.0	200	.60	1.04	1.44	2.00	2.30	2.80	3.60	4.50	5.70	6.70	8.00
68.6	225	.69	1.17	1.62	2.25	2.59	3.15	4.05	5.18	6.41	7.54	9.00
76.2	250	.75	1.30	1.80	2.50	2.88	3.50	4.50	5.75	7.12	8.38	10.00
83.9	275	.83	1.43	1.97	2.75	3.16	3.85	4.95	6.33	7.84	9.21	11.00
91.4	300	.90	1.56	2.16	3.00	3.45	4.20	5.40	6.90	8.55	10.05	12.00
99.0	325	.98	1.69	2.34	3.25	3.74	4.55	5.85	7.48	9.26	10.89	13.00
106.7	350	1.05	1.82	2.52	3.50	4.03	4.90	6.30	8.05	9.97	11.73	14.00
114.3	375	1.13	1.95	2.70	3.75	4.31	5.25	6.75	8.63	10.69	12.56	15.00
121.9	400	1.20	2.08	2.88	4.00	4.60	5.60	7.20	9.20	11.40	13.40	16.00
129.5	425	1.29	2.21	3.06	4.25	4.89	5.95	7.65	9.78	12.11	14.24	17.00
137.1	450	1.35	2.34	3.24	4.50	5.18	6.30	8.10	10.35	12.82	15.08	18.00
144.7	475	1.43	2.47	3.42	4.75	5.46	6.65	8.55	10.93	13.54	15.91	19.00
152.3	500	1.50	2.60	3.60	5.00	5.75	7.00	9.00	11.50	14.25	16.75	20.00
		Fricción Mecánica en H.P. A 1450 R.P.M.										
7.6	25	.04	.11	.15	.23	.24	.30	.34	.41	.60	.73	.95
15.2	50	.12	.23	.30	.45	.48	.60	.75	.95	1.20	1.47	1.70
22.8	75	.19	.34	.45	.69	.71	.90	1.13	1.42	1.80	2.18	2.55
30.4	100	.25	.45	.60	.90	.95	1.20	1.60	1.90	2.40	2.90	3.40
38.0	125	.31	.56	.75	1.13	1.19	1.50	1.88	2.38	3.00	3.61	4.25
45.7	150	.38	.69	.90	1.35	1.43	1.80	2.25	2.85	3.60	4.35	5.10
53.3	175	.44	.79	1.05	1.50	1.66	2.10	2.63	3.32	4.20	5.08	5.95
61.0	200	.50	.90	1.20	1.80	1.90	2.40	3.00	3.80	4.80	5.80	6.80
68.6	225	.56	1.01	1.35	2.03	2.14	2.70	3.38	4.28	5.40	6.53	7.65
76.2	250	.63	1.13	1.50	2.25	2.38	3.00	3.75	4.75	6.00	7.25	8.50
83.9	275	.69	1.24	1.65	2.48	2.61	3.30	4.13	5.22	6.60	7.98	9.35
91.4	300	.75	1.35	1.80	2.70	2.85	3.60	4.50	5.70	7.20	8.70	10.20
99.0	325	.81	1.45	1.95	2.93	3.09	3.90	4.88	6.17	7.80	9.41	11.05
106.7	350	.89	1.59	2.10	3.15	3.33	4.20	5.25	6.65	8.40	10.15	11.90
114.3	375	.98	1.69	2.25	3.38	3.56	4.50	5.63	7.15	9.00	10.88	12.75
121.9	400	1.00	1.80	2.40	3.60	3.80	4.80	6.00	7.60	9.60	11.60	13.60
129.5	425	1.05	1.91	2.55	3.83	4.04	5.10	6.38	8.07	10.20	12.31	14.45
137.1	450	1.13	2.07	2.70	4.05	4.28	5.40	6.75	8.55	10.80	13.05	15.30
144.7	475	1.19	2.14	2.85	4.28	4.51	5.70	7.13	9.04	11.40	13.78	16.15
152.3	500	1.25	2.25	3.00	4.50	4.75	6.00	7.50	9.50	12.00	14.50	17.00

FRICCION MECANICA
EN FLECHAS DE BOMBAS TURBINAS

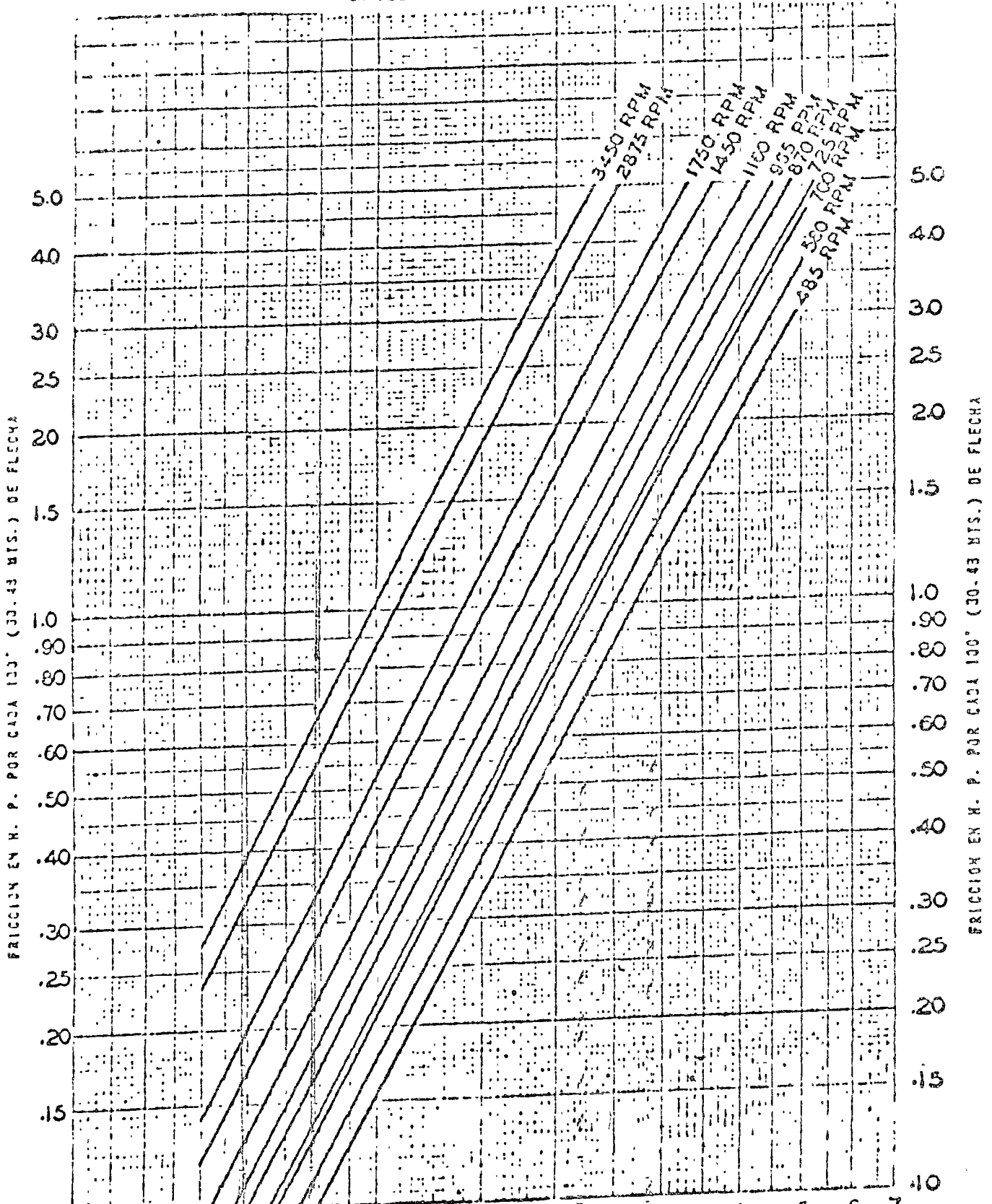


TABLA DE SELECCION DE FLECHAS
DE ACERO C-1045

DIAMETRO DE LA FLECHA P.M. (PULG.)	Velocidad (RPM)	TRACCION EN LA FLECHA KGS. (LBS)								
		434	907	1,361	2,268	3,402	4,536	6,204	9,012	13,698
		1,000	2,000	3,000	5,000	7,500	10,000	15,000	20,000	30,000
Potencia Admisible - HP										
39.05 (3/4)	1,750	20.0	19.5	19.0	18.3					
	1,150	13.2	12.9	12.4	10.7					
	950	9.8	9.5	9.2	8.0					
25.4 (1)	3,500	24.5	23.9	23.0	22.5	62.5				
	1,750	47.5	47.2	46.7	45.0	41.5				
	1,150	31.3	31.1	30.4	29.7	27.3				
	950	27.2	27.1	27.0	27.0	27.3				
30.16 (1 3/16)	3,500	167	167	165	163	157	149			
	1,750	94.0	94.0	93.5	92.0	79.0	75.0			
	1,150	55.4	55.4	55.0	54.1	52.1	49.4			
	950	41.0	41.0	40.7	40.0	38.6	36.6			
36.51 (1 7/16)	3,500			226	204	200	263	250		
	1,750			142	146	145	147	177		
	1,150			99.3	97.6	96.0	94.0	87.6		
	950			72.7	72.3	71.0	69.5	64.4		
39.10 (1 1/2)	3,500			336	334	330	324	316		
	1,750			169	167	166	163	154		
	1,150			111.2	110.7	109.2	107.2	101.4		
	950			82.6	82.1	81.1	79.6	75.2		
42.86 (1 11/16)	1,750			252	251	249	246	239	227	
	1,150			166	165	164	162	157	150	
	950			123	122	121	120	117	111	
47.21 (1 15/16)	1,750			393	393	392	390	387	373	345
	1,150			259	259	258	257	252	247	227
	950			192	192	192	191	187	182	164
55.56 (2 3/16)	1,750			574	574	577	576	570	562	545
	1,150			382	382	381	380	376	371	355
	950			283	283	282	281	277	271	257
61.91 (2 7/16)	1,750			816	816	815	810	802	792	771
	1,150			537	537	537	533	527	521	505
	950			395	395	395	395	392	387	373
65.26 (2 11/16)	1,750						1,070	1,062	1,055	1,045
	1,150						703	700	696	690
	950						520	518	515	505

* Se determina de acuerdo con las páginas 9 y 10 de esta misma Sección.

SELECCION DE LOS COPLES

TIPO DE IMPULSOR	TIPO DE COPLÉ	PROFUNDIDAD MÁXIMA RECOMENDABLE MTS. (PIES)
Cerrado	Auto-desconexión	40.96 (134.5)
	No-retroceso	152.40 (500)
Semi-abierto	Auto-desconexión	30.48 (100)
	No-retroceso	40.96 (134.5)

Para profundidades mayores que las indicadas o para cargas totales que excedan los 600', dirigirse a la fábrica, para grandes profundidades y altas cargas revítese el alargamiento de la flecha.

A
E T U
ECCION
A G I N A
MAR. 25 DE 1970

JACUZZI - UNIVERSAL, S.A.

LISTA DE PRECIOS
Sujeta a nuestras condiciones
de venta y a cambios sin pro-
vio aviso.

MONTERREY, N. L.
MEXICO, D. F. GUADALAJARA, JAL.

COLUMNA COMPLETA ESTANDAR

PARA BOMBAS TIPO TURBINA LUBRICADAS POR AGUA O ACEITE

PARA VELOCIDADES HASTA DE 2,200 R.P.M., LOS PRECIOS INCLUYEN:

LUBRICACION POR ACEITE - Sección de 3.05 Mts. (10''):

Sección Superior.- El precio está considerado como una sección de 3.05 Mts. (10'') e incluye: -
1.83 Mts. (6'') de flecha de extensión con cople, 1.52 Mts. (5'') de cubierta interior, cu-
bierta interior de extensión, cubierta interior adaptadora, dos chumaceras de bronce y -
3.05 Mts. (10'') de columna exterior R. A. E. (Rosca en ambos extremos).

Sección Intermedia.- Incluye: 3.05 Mts. (10'') de flecha con cople, dos tramos de cubierta inte-
rior de 1.52 Mts. (5''), dos chumaceras de bronce y 3.05 Mts. (10'') de columna exterior -
con cople.

LUBRICACION POR AGUA - Sección de 3.05 Mts. (10''):

Sección Superior e Inferior.- El precio de estas dos secciones es igual al de una sección in-
termedia de 3.05 Mts. (10'').

Sección Superior.- Incluye aproximadamente 1.22 Mts. (8'') de flecha de extensión con cople y -
1.52 Mts. (5'') de columna exterior.

Sección Inferior.- Incluye 1.52 Mts. (5'') de flecha de extensión metalizada en los puntos de -
contacto con la chumacera de hule de la araña, cople para la flecha, araña de bronce con
chumacera de hule y 1.52 Mts. (5'') de columna interior con cople.

Sección Intermedia.- Incluye 3.05 Mts. (10'') de flecha metalizada en los puntos de contacto -
con la chumacera de hule de la araña, cople para la flecha, araña de bronce con chumacera
de hule y 3.05 Mts. (10'') de columna exterior con cople.

PARA VELOCIDADES DE 2,200 R.P.M., A 3,600 R.P.M.:

LUBRICACION POR ACEITE - Sección de 3.05 Mts. (10''): PARA OBTENER SU PRECIO ADICIONE A CADA SECCION
LA MITAD DEL PRECIO DE LISTA DE LA CUBIERTA INTERIOR Y FLECHA CORRESPONDIENTES DE LA PAGINA -
NO. 5 DE ESTA MISMA SECCION.

Los precios incluyen: 3.05 Mts. (10'') de flecha con cople, tres tramos de cubierta interior de 1.02
Mts. (3'-4''), tres chumaceras de bronce y 3.05 Mts. (10'') de columna exterior con cople.

LUBRICACION POR AGUA. - Sección de 3.05 Mts. (10'') - El precio de cada sección de 3.05 Mts. (10'') -
es igual al de los dos tramos de 1.52 Mts. (5'').

Los precios incluyen: dos tramos de 1.52 Mts. (5'') de flecha metalizada en los puntos de contacto -
con la chumacera de hule de la araña, dos coples para las flechas, dos arañas de bronce con -
chumaceras de hule y dos tramos de 1.52 Mts. (5'') de columna exterior con cople.

Incluye sin cargo adicional, una araña de hule por cada 12.19 Mts. (40'') de columna lubricada por -
aceite.

NOTA: La Columna Estándar está de acuerdo con las siguientes especificaciones:

AWA A101-60

ASA 050.1 - 1961

LISTA DE PRECIOS CANCELA TODAS LAS ANTERIORES

COLUMNA COMPLETA ESTANDAR

PARA BOMBAS TIPO TURBINA LUBRICADAS POR ACEITE
 (PARA VELOCIDADES HASTA DE 2200 R. P. M.)

PRECIOS GRUPO X

Diámetro de la flecha m. (Pulg)	Diámetro de la Cubierta m. (Pulg)	DIAMETRO COLUMNA EXTERIOR (1)		CAPACIDAD MAXIMA (2)		PRECIOS		Peso Aprox. en kgs. x Tramo de 30.5 Cms. (1°)		Adición por c/u de 30.5 cms. (1°) Por flecha y Co- ple de acero in- oxidable.	
		cms.	pulg.	L.P.S.	G.P.M	Tramos de 3.048 Mts. (10°)	Tramos de 1.524 Mts. (5°)	Acetle	Agua	Tipo 303	°° Tipo 316
33.1 (1 3/4°)	31.8 (1 1/4°)	7.6	3	3.5	55	\$ 1,150	\$ 750	6	5	\$ 30	\$ 40
		10.2	4	10.1	100	1,330	750	7	6		
		15.2	6	32.4	525	1,750	1,130	11	10		
25.4 (1°)	38.1 (1 1/2°)	7.6	3	3.2	50	1,320	830	7	5	50	70
		10.2	4	9.5	150	1,450	950	8	6		
		15.2	6	37.9	600	1,880	1,200	12	10		
30.2 (1 3/16°)	50.8 (2°)	10.2	4	7.9	125	1,780	1,100	10	7	70	100
		15.2	6	31.5	500	2,210	1,360	24	11		
		20.3	8	62.0	1300	2,620	1,640	16	14		
		25.4	10	164.0	2000	3,040	1,920	20	18		
38.1 (1 1/2°)	63.5 (2 1/2°)	15.2	6	28.4	450	2,720	1,580	16	12	120	160
		20.3	8	72.6	1150	3,030	1,890	19	15		
		25.4	10	154.7	2450	3,470	2,210	22	19		
		30.5	12	252.4	4000	4,000	2,720	29	25		
43. (1 11/16°)	63.5 (2 1/2°)	15.2	6	26.5	420	2,860	1,790	17	13	140	180
		20.3	8	72.6	1150	3,160	2,000	20	16		
		25.4	10	152.7	2500	3,520	2,300	23	20		
		30.5	12	252.4	4000	4,410	2,610	30	26		
43. (1 11/16°)	76.2 (3°)	15.2	6	25.2	400	3,400	2,050	18	14	140	180
		20.3	8	62.1	1000	3,700	2,250	21	17		
		25.4	10	114.1	2200	4,120	2,570	24	21		
		30.5	12	216.6	3750	4,950	3,050	31	27		
49.2 (1 15/16°)	76.2 (3°)	20.3	8	63.1	1000	3,900	2,300	22	18	165	230
		25.4	10	104.9	2250	4,340	2,700	26	22		
		30.5	12	236.7	3750	5,160	3,210	32	28		
55.6 (2 1/16°)	88.9 (3 1/2°)	25.4	10	121.2	2700	5,850	3,500	29	23	220	290
		30.5	12	181.1	3500	6,670	4,000	35	29		

(1) Normalmente se suministran Roscas a Tapa.

(2) Pasada en pérdida por fricción de la columna de 1.52 Mts. (5°) por cada 30.5 Mts. (100°).

°° No es apropiada para usarse en unidades de 1450 R.P.M. y 2000 R.P.M.

° Normalmente no se tiene disponible en lubricación por agua. Consulte a la Factoría.

°° PRECAUCION: Para flechas de acero inoxidable tipo 303, el empuje admisible para transmitir a el 75% del momento en la tabla se reduce.

12
426

ACCESORIOS

PRECIOS GRUPO X TUBERIA Y COPLES

Medida (mts.)	3.05 Mts. (10')		1.52 Mts. (5')		Peso en Kg. por cada 1.00 mts. (1')	COPLES NEGROS	
	R.A.E.	R.U.E.	R.A.E.	R.U.E.		PRECIO UNIT.	Peso (Kgs.)
7.62 (25')	\$ 320	\$ 370	\$ 240	\$ 210	5.0	\$ 140	1.0
1.52 (5')	540	520	330	290		260	1.0
1.00 (3')	670	660	400	470		270	1.0
0.76 (2.5')	1 060	1 050	610	570		370	1.0
0.51 (1.7')	1 410	1 370	790	750		510	1.0
0.25 (0.8')	2 100	2 020	1 150	1 090		650	1.0
0.15 (0.5')	740	720	410	390		270	1.0
0.10 (0.3')	920	890	510	480		350	1.0
0.07 (0.2')	1 290	1 250	730	690		510	1.0
0.05 (0.1')	1 540	1 440	870	790		650	1.0

M. A. E.: Rosca en ambos extremos (Sin Cople)

R. U. E.: Rosca en un extremo (Sin cople)

NOTA Para tramos menores de 1.52 Mts. (5') se aplica el precio del tramo de 1.52 Mts. (5')

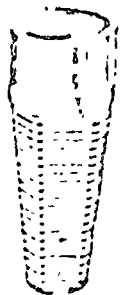
Para tramos entre 1.52 Mts. (5') y 3.05 Mts. (10') se aplica el precio del tramo de 3.05 Mts. (10')

Lubricación por aceite: Especificúese si se requieren roscas a tope o cónicas.

Lubricación por agua: Se recomiendan solamente las roscas a tope.

COLADERAS TIPO CONICO

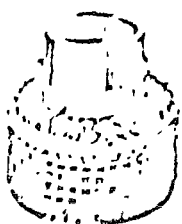
MEDIDA (mts.)	CON COPLE ROSCADO		CON NIPLE ROSCADO		Peso Aprox. Kgs.	Largo Aprox. (mts.)
	Modelo	Precio	Modelo	Precio		
7.62 (25')	54c-3c	\$ 170	54c-3n	\$ 170	7	24.75 (81.5')
1.52 (5')	54c-4c	220	54c-4n	220	4	21.75 (70.5')
1.00 (3')	54c-6c	300	54c-6n	300	3	18.75 (60.5')
0.76 (2.5')	54c-8c	450	54c-8n	450	2	15.75 (51.5')
0.51 (1.7')	54c-10c	720	54c-10n	720	2	12.75 (41.5')
0.25 (0.8')	54c-12c	820	54c-12n	820	2	10.75 (35.5')



modelo 54c

COLADERA TIPO CANASTA

MEDIDA (mts.)	CON COPLE ROSCADO		CON NIPLE ROSCADO		Peso Aprox. Kgs.	DIMENSIONES (mts.)	
	Modelo	Precio	Modelo	Precio		DIAM. INT. (mts.)	ALTEZA (mts.)
7.62 (25')	54j-3	\$ 220	54jn-3	\$ 220	7	24.75 (81.5')	24.75 (81.5')
1.52 (5')	54j-4	270	54jn-4	270	4	21.75 (70.5')	21.75 (70.5')
1.00 (3')	54j-6	450	54jn-6	450	3	18.75 (60.5')	18.75 (60.5')
0.76 (2.5')	54j-8	510	54jn-8	510	2	15.75 (51.5')	15.75 (51.5')
0.51 (1.7')	54j-10	720	54jn-10	720	2	12.75 (41.5')	12.75 (41.5')
0.25 (0.8')	54j-12	820	54jn-12	820	2	10.75 (35.5')	10.75 (35.5')



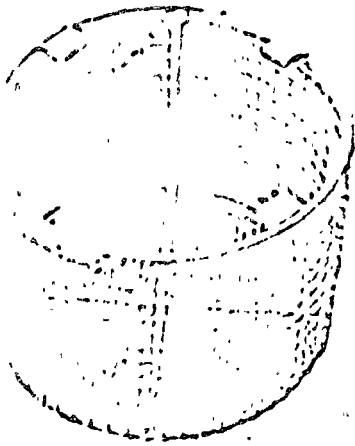
modelo 54j

COLADERAS Y VALVULAS DE PIE

PRECIOS GRUPO X

COLADERAS TIPO CANASTA

PARA BOMBAS TIPO TURBINA CON CAMPANA DE SUCCION



Modelo 54T

Coladera con armazón
 de acero y tela de
 malla 50/50

MODELO No.	PRECIO	Diámetro Exterior Nominal del Tazón cms. (pulg.)	Dimensiones de la Coladera			Peso Aprox. kgs.
			Diámetro Exterior cms. (pulg.)	Altura cms. (pulg.)	Malla m.m. (pulg.)	
54T-6	5 460	15.24(6")	13.42 (7 1/4")	15.24 (6")	13 x 13 (1/2" x 1/2")	4
54T-8	540	20.32(8")	17.50 (9 1/4")	15.24 (6")	13 x 13 (1/2" x 1/2")	5
54T-10	640	25.40(10")	22.50 (11 1/4")	25.40 (10")	19 x 19 (3/4" x 3/4")	7
54T-12	750	30.48(12")	27.66 (13 1/4")	25.40 (10")	19 x 19 (3/4" x 3/4")	8
54T-14	870	35.56(14")	32.74 (15 1/4")	30.48 (12")	19 x 19 (3/4" x 3/4")	10
54T-16	960	40.64(16")	37.82 (17 1/4")	30.48 (12")	25 x 25 (1" x 1")	17
54T-18	1,070	45.72(18")	42.90 (19 1/4")	30.48 (12")	25 x 25 (1" x 1")	18
54T-20	1,170	50.80(20")	47.98 (21 1/4")	30.48 (12")	25 x 25 (1" x 1")	20
54T-24	1,160	60.96(24")	58.14 (26 1/4")	40.64 (16")	25 x 25 (1" x 1")	23
54T-28	1,260	71.12(28")	68.30 (31 1/4")	45.72 (18")	25 x 25 (1" x 1")	29

VALVULAS DE PIE DE FIERRO CON COLADERA



Modelo 54B

Diámetro Exterior (pulg.)	MODELO No.	PRECIO	DIMENSIONES		Peso Aprox. kgs.
			Diám. Ext. cms. (pulg.)	Largo total cms. (pulg.)	
7 1/2(3")	54B-3	5 460	12.38(4 7/8")	20.32(8")	6
11 1/4(4")	54B-4	510	16.51(6 1/2")	24.77(9 7/8")	11
15 1/4(6")	54B-6	790	21.61(8 5/8")	32.19(12 7/8")	24
20 3/4(8")	54B-8	1,320	27.62(11")	40.64(16")	44
25.40(10")	54B-10	1,750	33.66(13 1/4")	45.72(18")	79

Esta válvula de pie permite un flujo sin restricción alguna, y trabaja en una operación silenciosa. Se limpia por sí misma y posee un obturador reemplazable.



(A)	30 FT
(B)	25 FT
(C)	20 FT
(D)	15 FT

EFFICIENCY IN PERCENT

12

TURNING PUMPS

Performance based on pumping clear, fresh water at a temperature not over 85°F, and free of gas, air or abrasives, and with bowl's properly adjusted and lubricated.

NUMBER OF BOWLS	CHANGE EFFICIENCY AS FOLLOWS
1	+5
2	+2
3	+1

Change in efficiency by other factors as determined by test.

Bowl Dia. **15-1/4 in.**
 Bowl No. **3110-S, CLEAN**
 Impeller No. **3115, BRO IZE**
 Eye Area **87.5 sq in**
 Max. Through Hole No. **200**

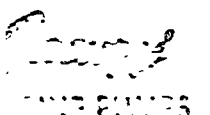
STAGE PERFORMANCE

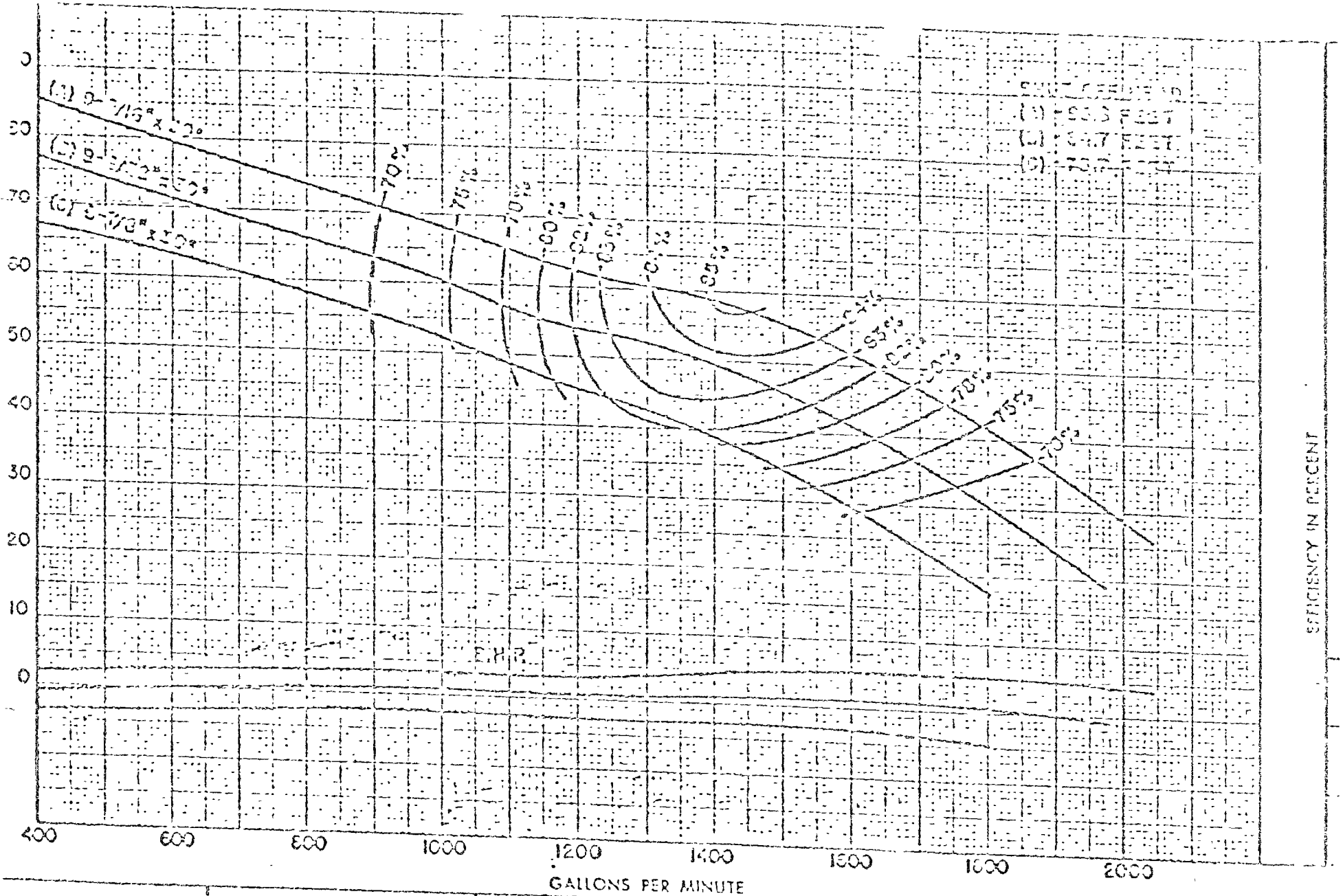
Curve No.	101-30
R. P. M.	1170
Bowl	15"



1000 1500 2000 2200 2400 2600 2800 3000 3200
GALLONS PER MINUTE

EFFICIENCY IN PERCENT
30
20
10
0

 CENTRIFUGAL PUMPS 4-23-33	Performance based on pumping clear, fresh water at a temperature not over 85°F., and free of gas, air or abrasives, and with bowl's properly adjusted and submerged.	NUMBER OF BOWLS 1	CHANGE EFFICIENCY AS FOLLOWS -3	Bowl Dia. 13-1/4 In. Bowl No. 3110, C.I. ENAMEL Impeller No. 3112, BRONZE Eye Area 61.6 Sq. In. Imp. Type CLOSED N=342	STAGE PERFORMANCE Curve No. 15-17 R. P. AL 1100 Bowl 10" C
		2	-2		
		3	-1		
		Change in efficiency may affect both head and horsepower			



Garrett
TURBINE PUMPS

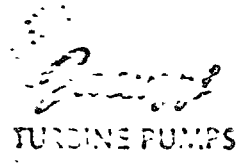
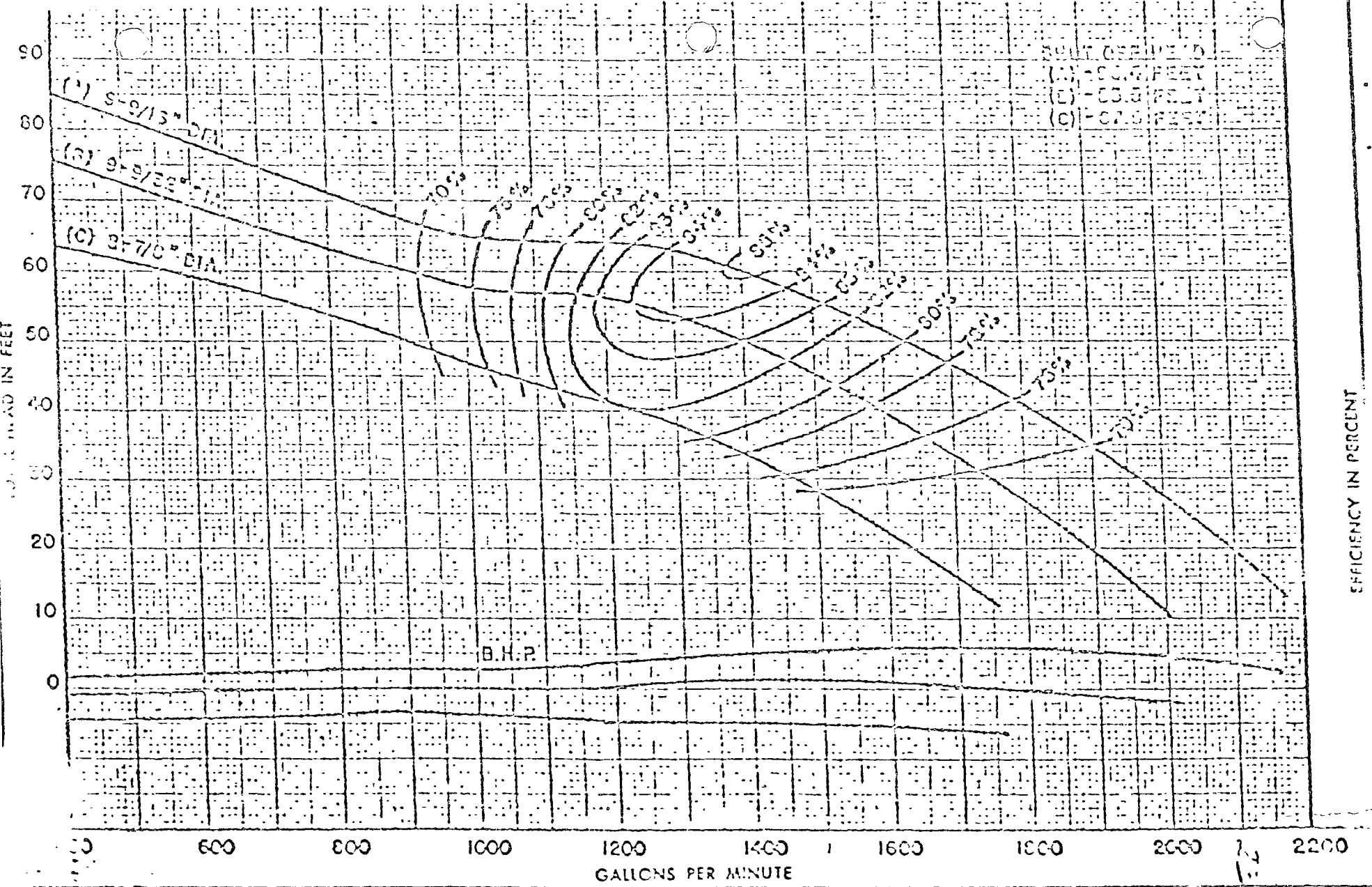
Performance based on pumping clear, fresh water at a temperature not over 85°F., and free of gas, air or abrasives, and with bowl's properly adjusted and submerged.

NUMBER OF BOWLS	CHANGE EFFICIENCY AS FOLLOWS
1	-4
2	-2
3	+1

Change in efficiency may affect both head and horsepower.

Bowl Dia. **11-1/4 In.**
 Bowl No. **2915 C.I. ENAMEL**
 Impeller No. **2914 BRONZE**
 Eye Area **32.4 Sq. In.**
 Imp. Type **CLOSED N=155**

STAGE PERFORMANCE	
Curve No.	121-01
R. P. M.	1700
Bowl	1210



See 7-17-55

Performance based on pumping clear, fresh water at a temperature not over 85°F., and free of gas, air or abrasives, and with bowl's properly adjusted and submerged.

NUMBER OF BOWLS	CHANGE EFFICIENCY AS FOLLOWS
1	-4
2	-2
3	-1

Change in efficiency may affect both head and horsepower

Bowl Dia. 11-1/4 In.
 Bowl No 2915-S CL. ENAMEL.
 Impeller No 2953 BRONZE
 Eye Area 32.4 Sq. In.
 Imp. Type SEMI-OPEN K=19

STAGE PERFORMANCE

Curve No.	12H-5
R. P. M.	1750
Bowl	17-5

XI.- EJEMPLO DEL PROYECTO DE UNA PLANTA DE BOMBEO.

Para regar una superficie de terreno de 5000 Ha., se tiene necesidad de bombear un gasto de $5 \text{ m}^3/\text{seg.}$ a una altura máxima de 33.00 m. Para el desarrollo del proyecto, se proporcionan además los siguientes datos:

Fuente de abastecimiento.	Río.
Nivel de aguas mínimo normales en la succión.	Elev. 1569.00 m.s.n.m.
Nivel de aguas máximo normales en la succión.	Elev. 1575.00 m.s.n.m.
Nivel de aguas máximo extraordinario.	Elev. 1580.00 m.s.n.m.
Nivel del agua en la descarga.	Elev. 1584.00 m.s.n.m.
Longitud de la tubería de conducción.	$L = 80 \text{ m.}$
Voltaje en alta tensión de la energía eléctrica.	$V = 13200 \text{ Volts.}$
Frecuencia.	$f = 60 \text{ c.p.s.}$

XI.1.- Tipo de bomba.

Generalmente el tipo de bomba que conviene escoger cuando se trata de Plantas de Bombeo cuya fuente de abastecimiento es un -

rfo, es la bomba vertical para cárcamo húmedo, es decir, aquella que trabaja ahogada en el agua con la flecha de transmisión en posición vertical. Las razones fundamentales por las que se escoge este tipo de bomba son:

1o.- El motor eléctrico puede quedar a la altura que se desee y a salvo de inundaciones.

2o.- No existe problema de cebado, como sucede en las bombas horizontales.

3o.- La carga neta de succión positiva disponible se puede aumentar al valor que se requiera.

4o.- Ocupa poco espacio.

XI.2.- Número de unidades.

Para determinar el número de unidades que se instalará en la planta, el método más sencillo que se sigue es proponer 2 ó 3 tamaños diferentes de bombas que nos resultará un determinado número de cada tamaño y comparando cada uno de ellos en cuanto a su costo inicial y de operación. Para decidir sobre la mejor alternativa, básicamente se considerarán que el metro cúbico bombeado se obtenga al mínimo costo. Los factores que nos determinan el costo del metro cúbico y que deberán analizarse con detalle son: Los costos iniciales y costos de operación. En los primeros se comparan costos del equipo, tomando en cuenta la vida útil y calidad del mis-

no, en los segundos se toma en cuenta la eficiencia con que van a trabajar, seleccionando aquel que cumpla con la máxima eficiencia. Otro factor que deberá analizarse es la flexibilidad en la operación, ya que en ocasiones las demandas de riego son muy variables que hacen que los equipos se encuentren arrancando en periodos muy cortos de tiempo, lo que afecta su vida útil y los problemas de reparación y mantenimiento se presentan con más frecuencia.

En este proyecto no se analizarán los factores antes mencionados sino que arbitrariamente consideramos que con la instalación de 6 unidades se obtiene el metro cúbico al mismo costo y la flexibilidad en la operación es aceptable. Se hace esta suposición porque el análisis comparativo resultará laborioso, además de que algunos datos son difíciles de conseguir y no se está en posibilidad de hacerlo por falta de tiempo.

Como se instalarán 6 unidades de bombeo, cada una de ellos deberá suministrar un gasto de $0.833 \text{ m}^3/\text{seg.}$ para que el total del gasto sea de $5 \text{ m}^3/\text{seg.}$

XI.3.- Cálculo de la carga total.

Para seleccionar el equipo de bombeo se requiere conocer otro dato importante, además el gasto, que es la carga que deberá desarrollar cada bomba para que suministre el gasto requerido.

La carga que desarrollará la bomba se determina sumando la carga estática, pérdidas por fricción

y la carga de velocidad.

Debido a que existirá en el río variaciones - en el nivel del agua, se presentarán valores distintos de carga estática y por lo tanto las bombas trabajarán con carga variable. Se determinarán los valores de la carga máxima y mínima con que normalmente trabajarán las bombas.

XI.3.1.- Carga estática máxima.

La carga estática máxima es:

$$h_{em\acute{a}x.} = 1584.00 - 1569.00 = 15 \text{ m.}$$

XI.3.2.- Pérdidas de carga.

Para determinar las pérdidas de carga es necesario conocer el diámetro de la tubería por la cual se conducirá el agua hasta su descarga.

Se hace hincapié en que es muy importante la selección adecuada del diámetro de una tubería que se utilizará para conducir el agua que suministren equipo de bombeo, ya que una selección inadecuada del diámetro de la tubería, redundará en un aumento de los costos iniciales del equipo o de los costos de operación. Para un determinado gasto, mientras mayor sea el diámetro de la tubería los costos iniciales aumentará y

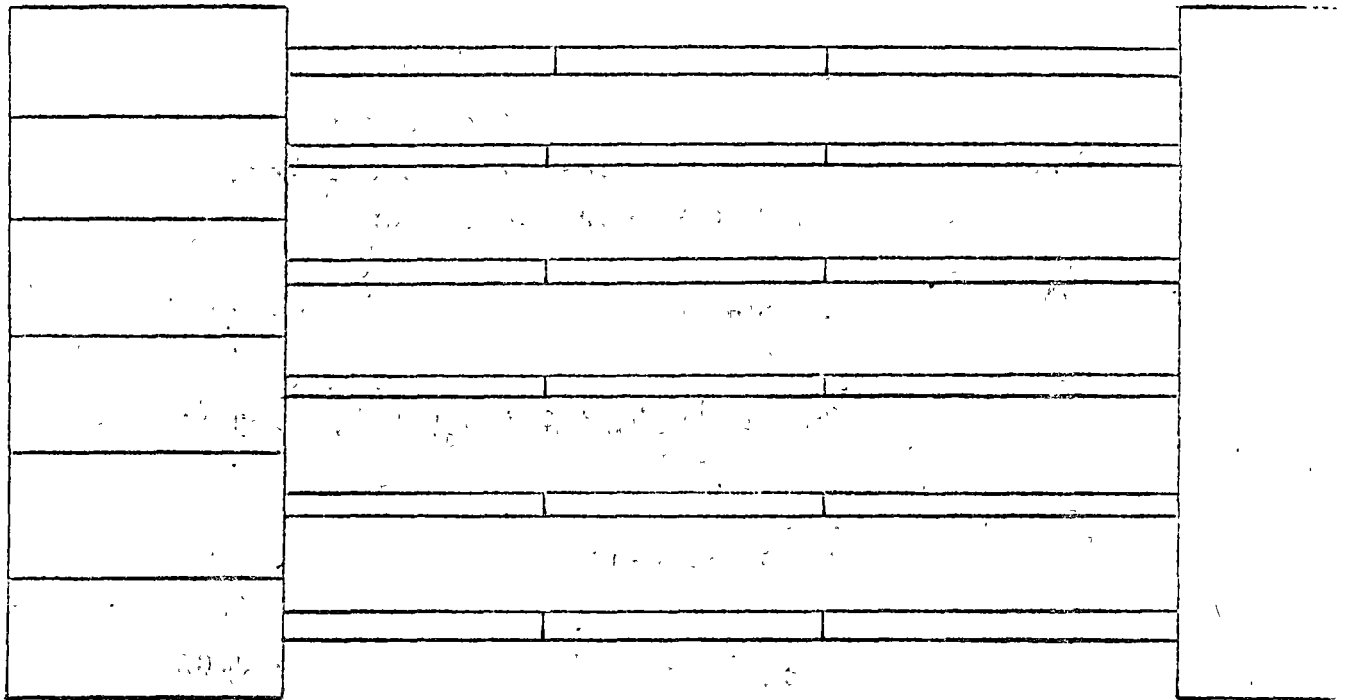
los de operación disminuirán y viceversa, mientras menor sea el diámetro, - los costos iniciales disminuirán y las de operación aumentarán. Por esta razón es importante establecer un balance económico de tal manera que los costos iniciales y de operación sean los mínimos para un determinado diámetro. Un análisis de costos para establecer el balance económico que decidirá el diámetro económico de la tubería, resulta laborioso hacerlo, en este Proyecto, por lo que para determinar el diámetro se tomará como base de que la velocidad en la tubería no deberá exceder de 2 m/seg.

Sustituyendo. El diámetro de la tubería será:

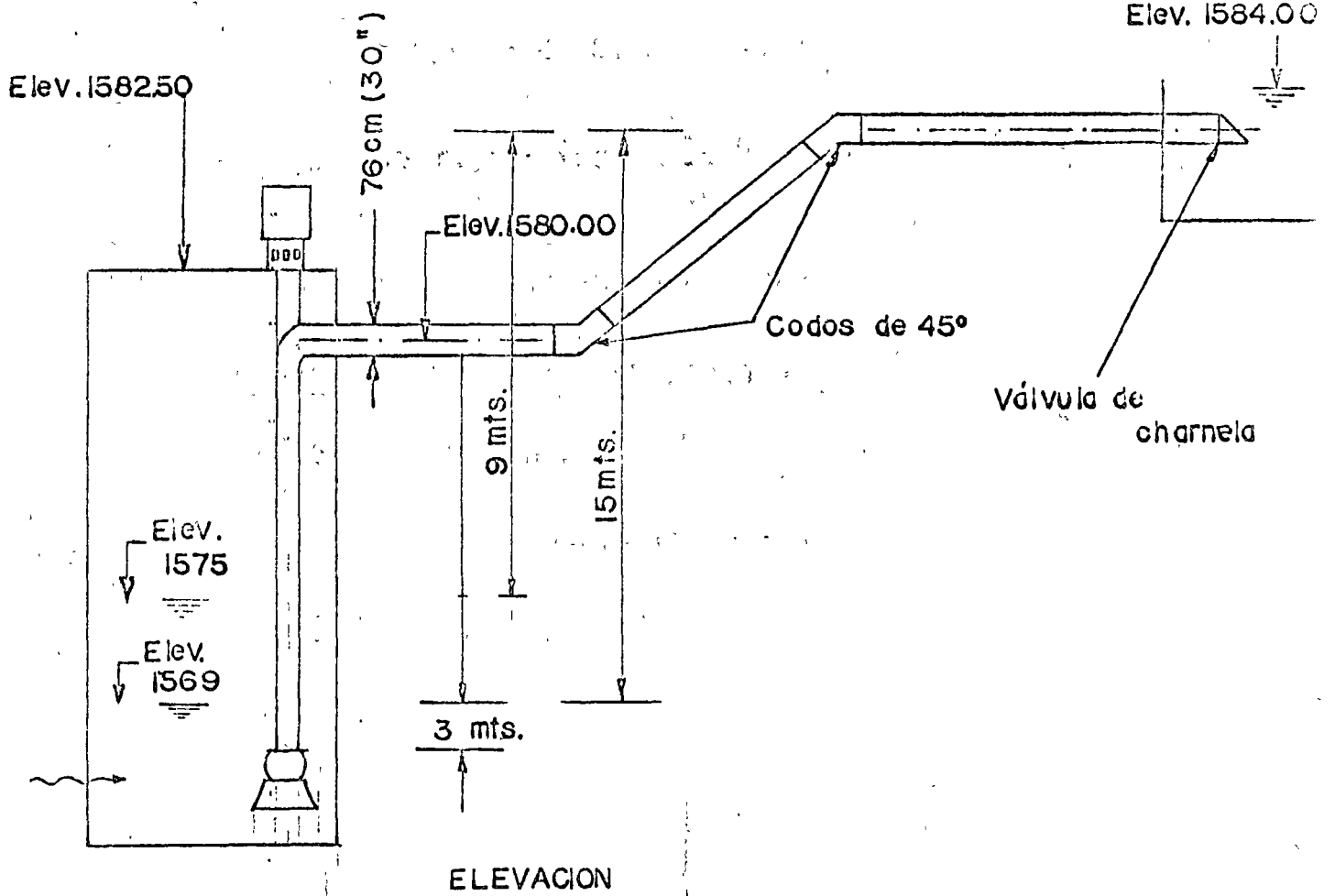
$$D = \sqrt{\frac{0.333}{2 \times 0.785}} = \sqrt{0.53} = 0.729 \text{ m.}$$

El diámetro comercial inmediato superior es de 76.2 cm. (30") por lo que se elegirá este diámetro.

Antes de calcular las pérdidas de carga, se ilustra en el siguiente esquema la - disposición de las tuberías de descarga.



PLANTA



En las hojas de pérdidas por fricción se observa los distintos valores de - pérdidas y son como sigue:

Columna:

$$h_{f_c} = \frac{0.05}{10} \times 46' = 0.23 \text{ ft} = 0.07 \text{ m.}$$

Codo Cabezal:

$$h_{f_{c_0}} = 0.18 \text{ ft} = 0.05 \text{ m.}$$

Tubería y codos de 45°.

$$L_{e_{\text{codos}}} = 22.8$$

$$L_t = 80 + 22.8 = 102.8 \text{ m} = 337 \text{ ft}$$

$$h_{f_t} = \frac{0.36}{100} \times 337 = 1.21 \text{ ft} = 0.36 \text{ m.}$$

Válvula de charnela:

$$h_{f_v} = 0.052 \text{ ft} = \underline{0.01}$$

$$\text{S U M A .} \quad 0.49 \text{ m.}$$

Carga de Velocidad:

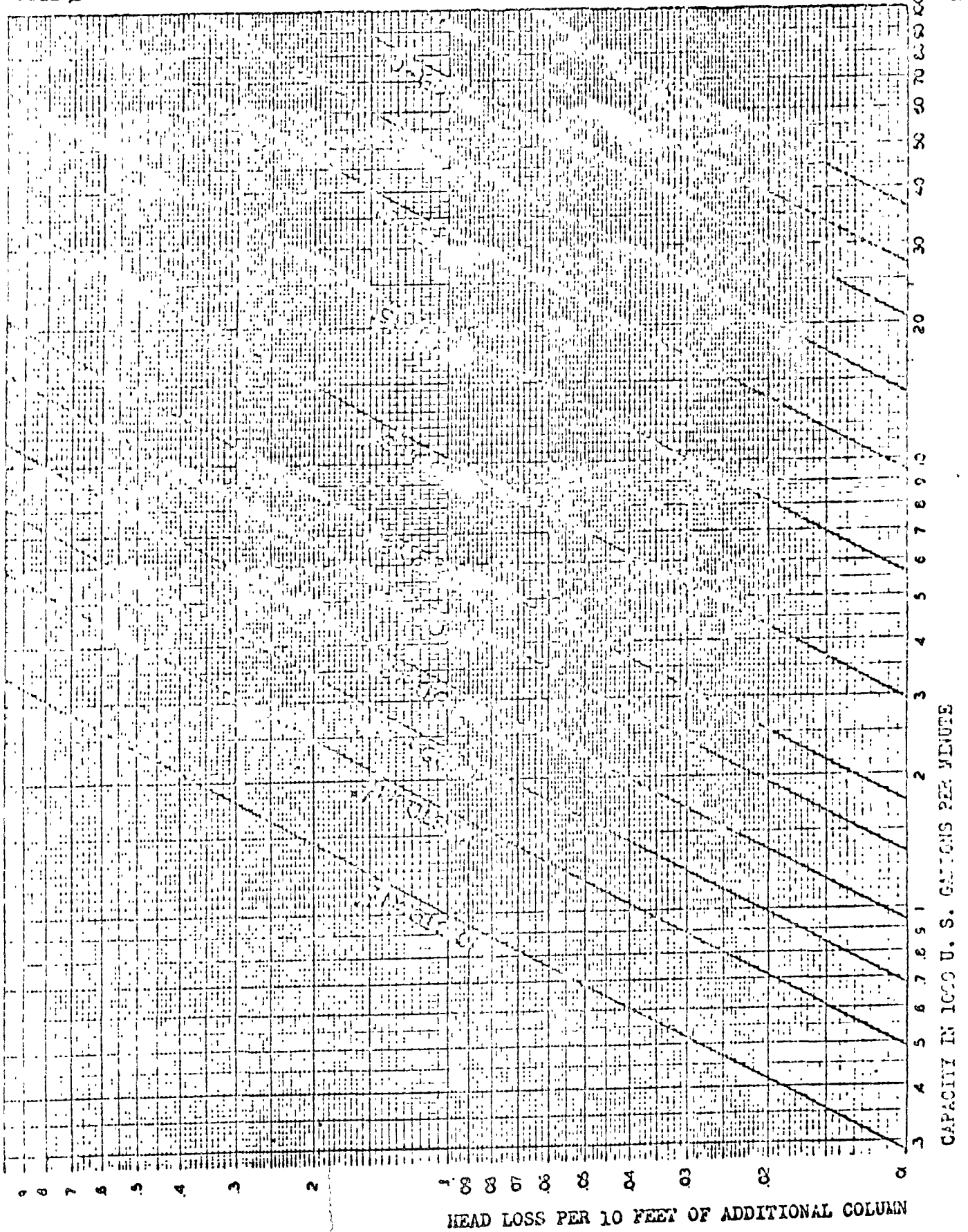
$$h_r = 0.64 \text{ ft} = \underline{0.19}$$

$$\text{T O T A L .} \quad 0.68 \text{ m.}$$

April 7, 1947

HEAD LOSS PER 10 FEET OF ADDITIONAL COLUMN

TABLE L



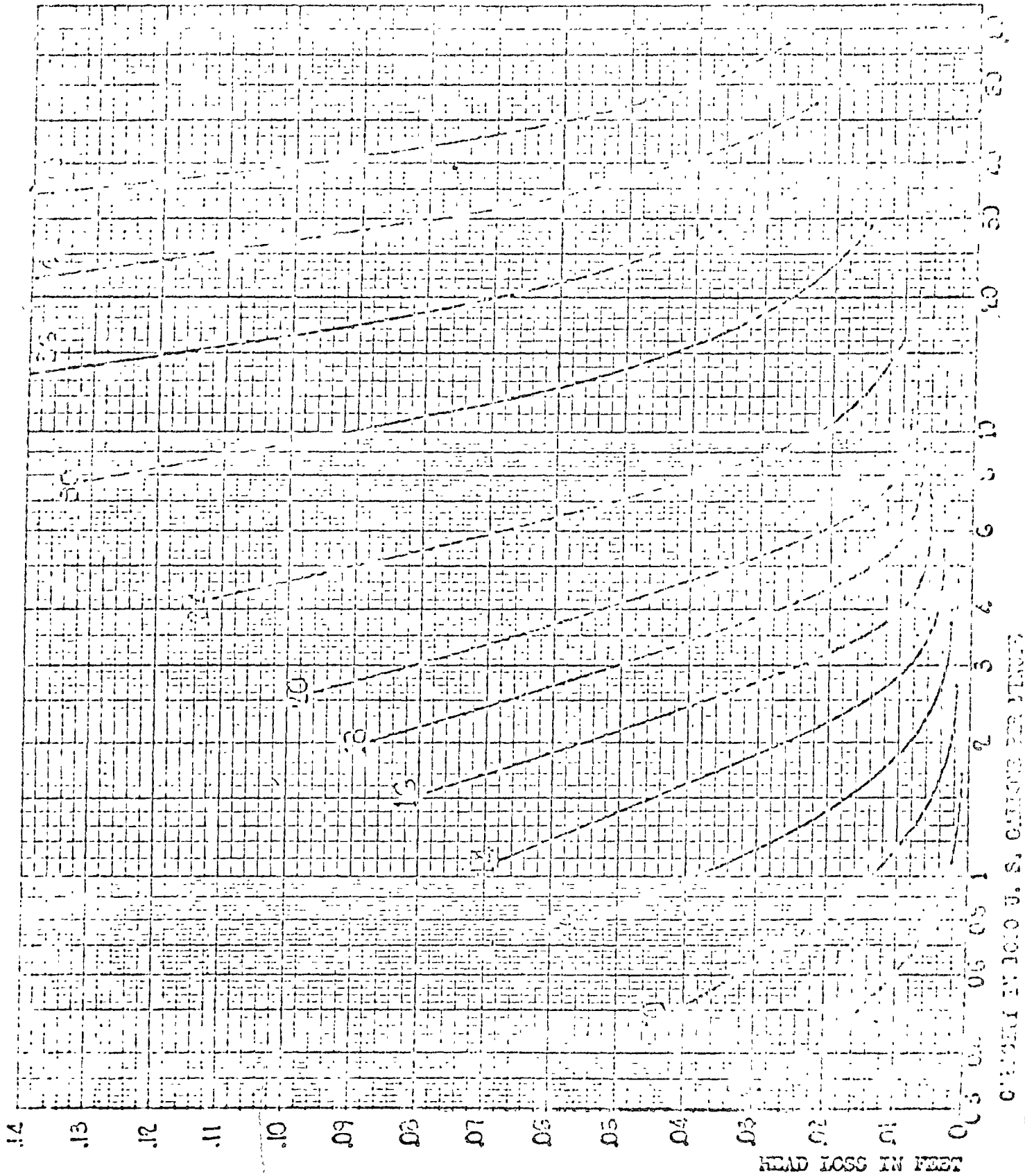
April 7, 1947

47
28

HEAD LOSS CHART FOR LIGHT FLAP VALVES

TABLE J

Sizes Noted are Diameters in Inches



COURTESY OF JACO U. S. OFFICE PERMITTING

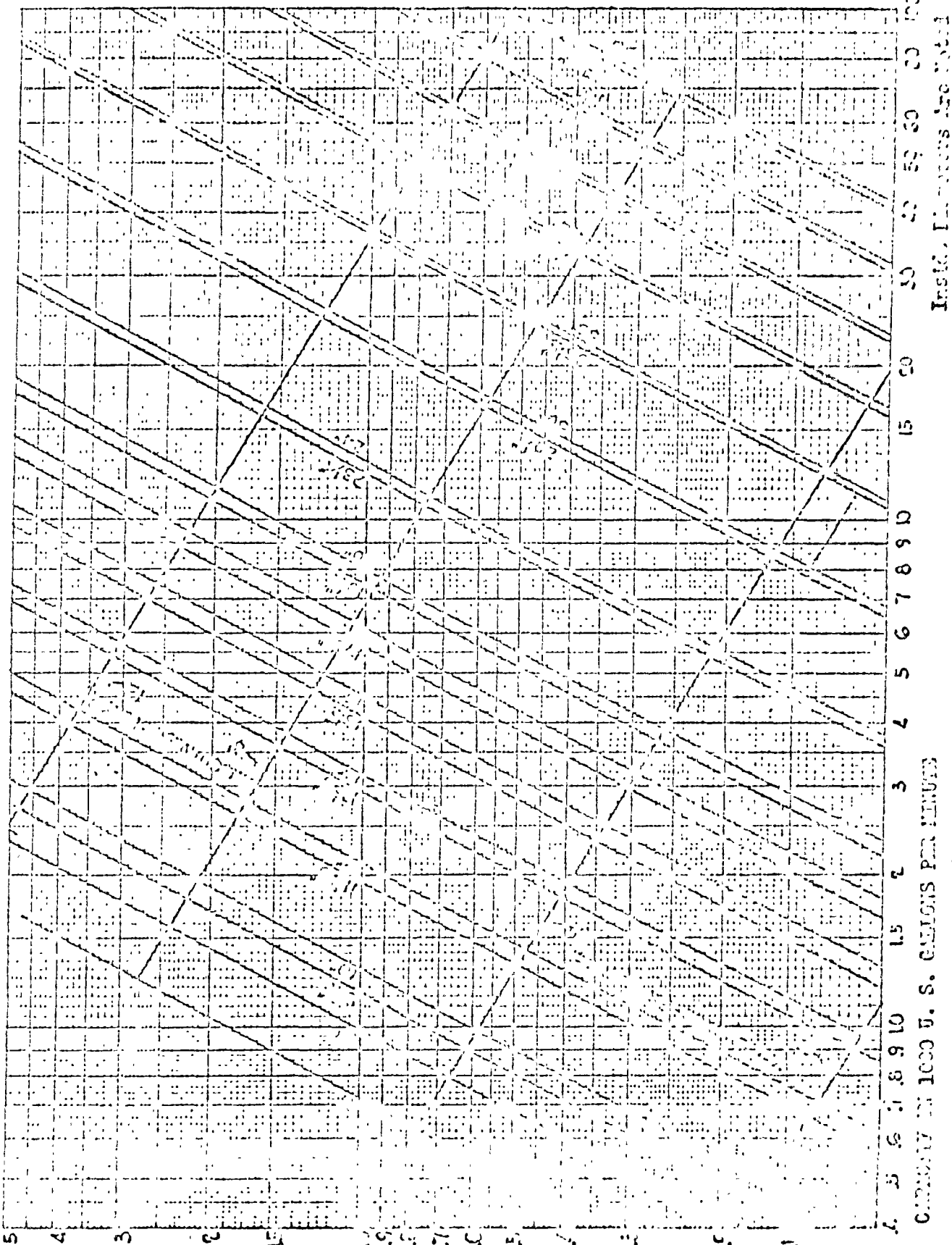
PIPE FRICTION LOSS CHART

April 7, 1917

Based on the William & Hazen Formula "C = 130"

2

TABLE II

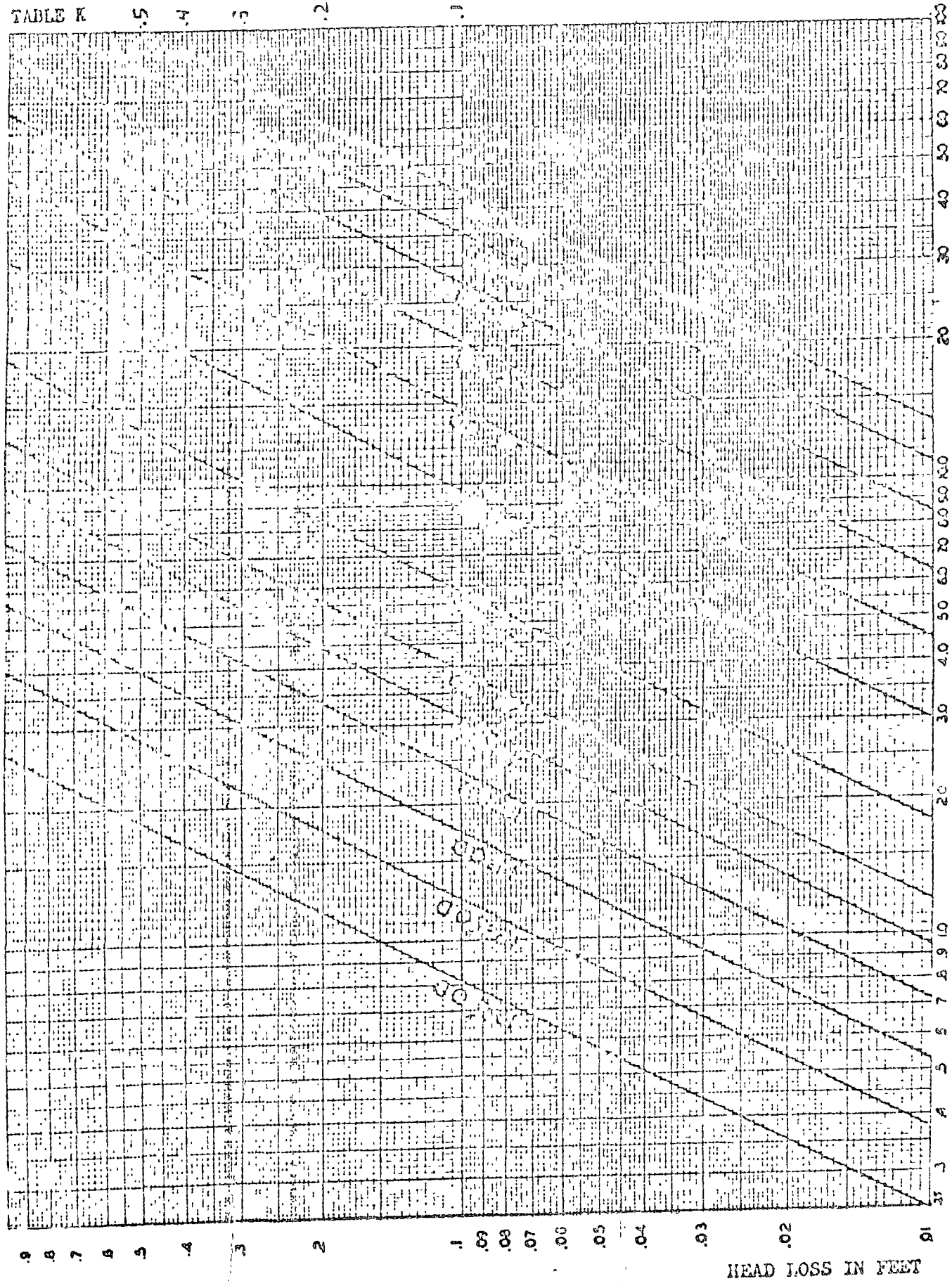


HEAD LOSS IN FEET PER 100 FEET OF STRAIGHT PIPE

HEAD LOSS CHART FOR STANDARD VANED ELBOW
(Hydraulic losses shown are for vaned turn only)

33

TABLE K



HEAD LOSS IN FEET

CAPACITY IN 1000 U. S. GALLONS PER MINUTE

La carga máxima total será:

$$\begin{aligned} H_{\text{máx.}} &= 15 + 0.68 \\ &= 15.68 \text{ m. (51')} \end{aligned}$$

La carga mínima total será:

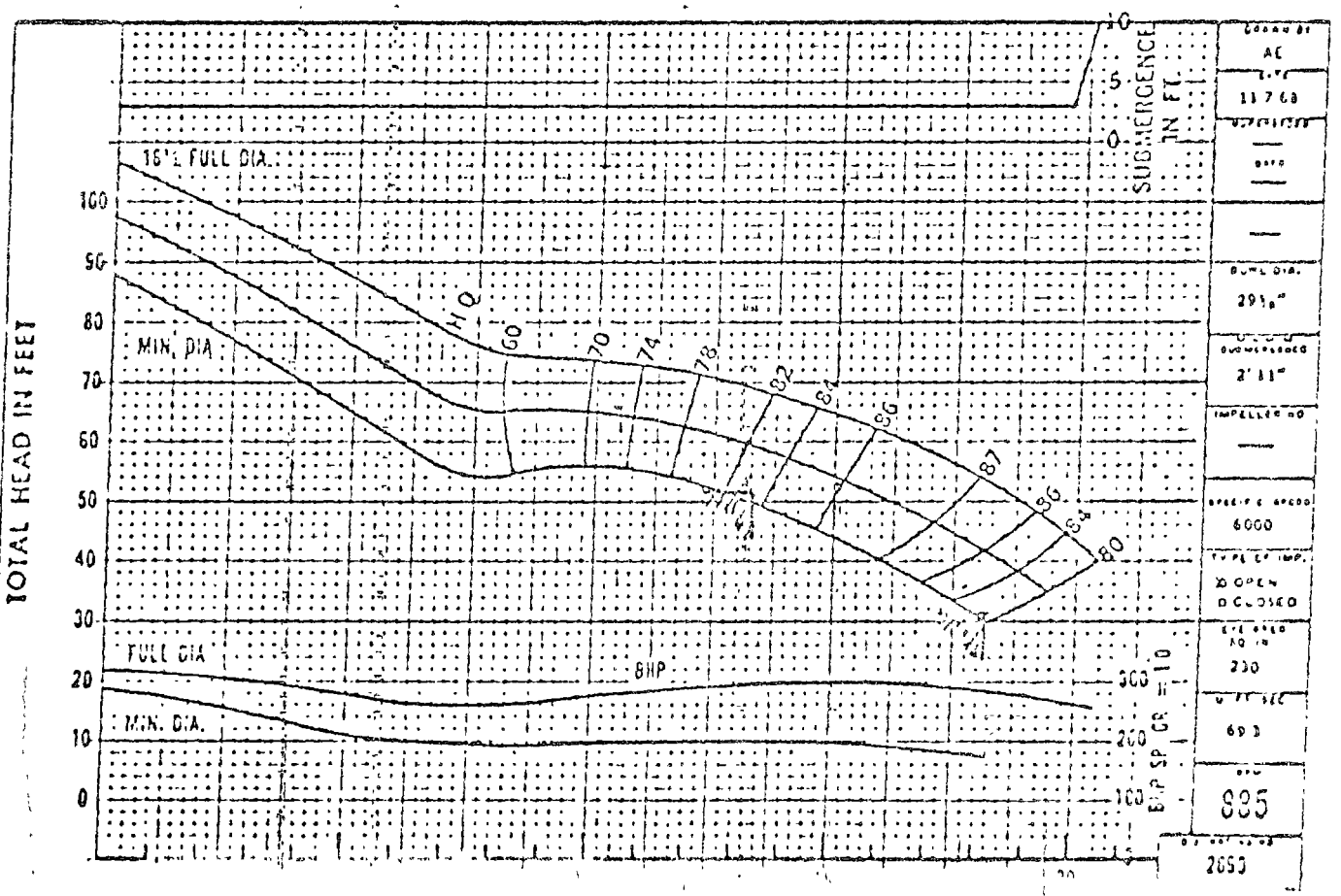
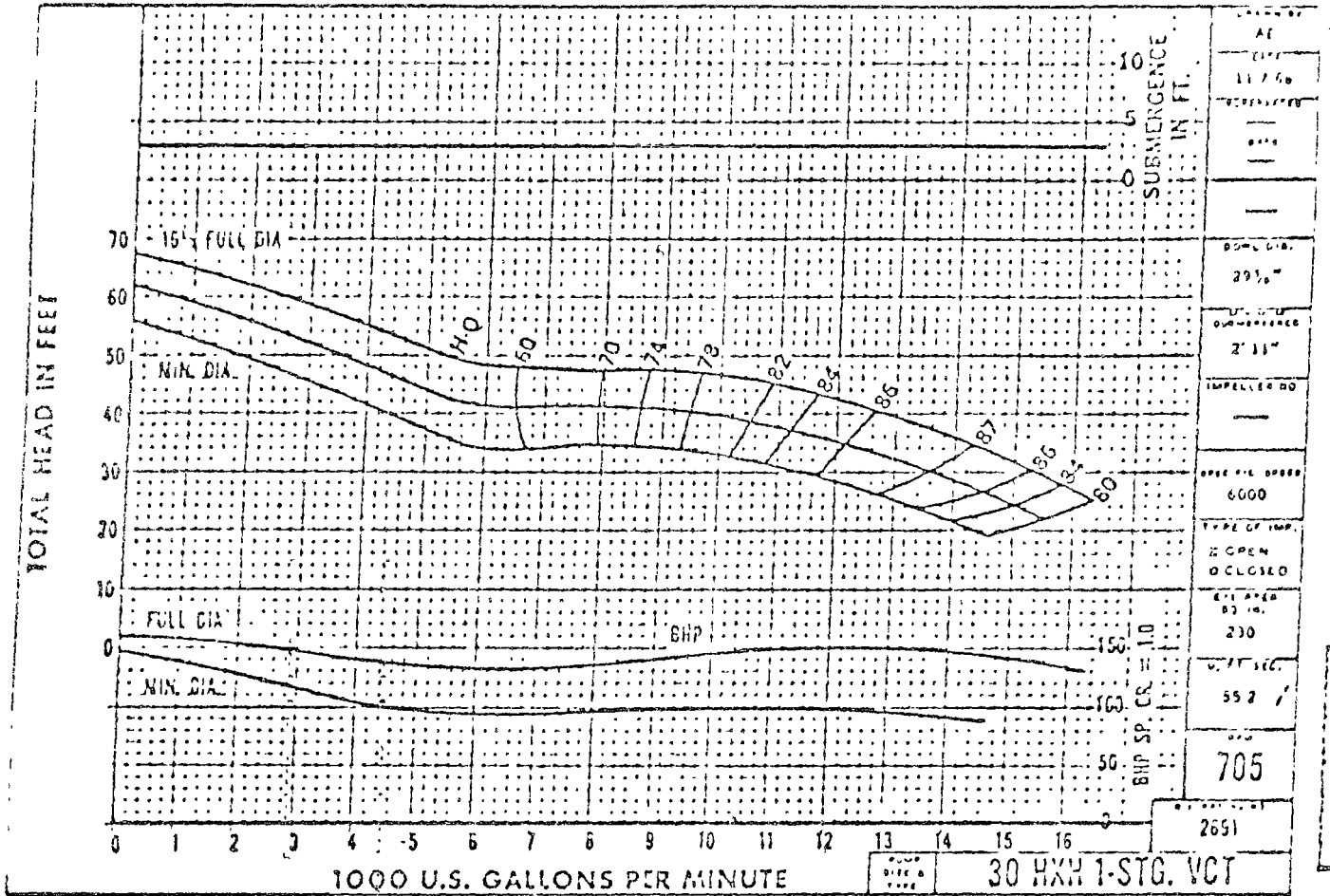
$$\begin{aligned} H_{\text{mín}} &= 9 + 0.68 \\ &= 9.68 \text{ m. (31.7')} \end{aligned}$$

XI.4.- Selección de la bomba.

Con los datos de gasto de $0.833 \text{ m}^3/\text{seg.}$ (13203 G.P.M.) y carga máxima de 15.68 m. (51 ft), - seleccionamos la bomba marca Byron Jackson 30 HxH 1 paso, a 885 r.p.m. con eficiencia de - 83%. Nótese que el punto de operación se localiza en la parte izquierda de la zona de máxima eficiencia, esto es con el fin de mejorar la eficiencia, ya que al subir el nivel del agua en el cárcamo. La carga que desarrolle la bomba disminuirá y el punto de operación tenderá a desplazarse hacia el lado derecho de la curva en tanto se observan eficiencias más altas.

XI.5.- Selección de la máquina motriz.

Las máquinas que usualmente se emplean para el accionamiento de las bombas, son los motores eléctricos y los de combustión interna. Estos últimos se utilizan en aquellos lugares donde no se dispone de energía eléctrica; su costo de operación es mayor que el de los motores -



eléctricos, tienen la ventaja de que la velocidad de operación se puede variar para obtener gastos diferentes y desventaja de que su costo inicial es alto. Los motores eléctricos son siempre preferidos para mover las bombas centrifugas por su bajo costo inicial, bajo costo de operación y reducción de los problemas de reparación y mantenimiento.

En nuestro proyecto seleccionaremos el motor eléctrico para impulsar las bombas, que las ventajas que se han señalado arriba.

La capacidad del motor eléctrico dependerá de la potencia requerida por la bomba, esta potencia se calcula como sigue:

$$N = \frac{833 \times 15.68}{76 \times 0.83} = 207 \text{ HP}$$

El motor eléctrico inmediato superior y de capacidad comercial es de 250 HP., por lo que se seleccionará este motor. El motor eléctrico será para operar a 440 Volts., 885 r.p.m., 60 c.p.s.

XI.6.- Diseño hidráulico del cárcamo.

El cárcamo es un depósito donde "tomarán" el agua las bombas su forma geométrica y dimensiones son características muy importantes que determinar para lograr un buen funcionamiento de los equipos. Un mal diseño del cárcamo puede provocar una distribución desigual del flujo en

la zona de succión de las bombas, lo que a su vez favorecerá la formación de remolinos, turbulencias que puede afectar el funcionamiento de las bombas, reduciendo su vida útil y su eficiencia. Es por ello que se debe prestar atención especial al diseño del cárcamo, para evitar cualquier irregularidad durante la operación.

En base a diferentes pruebas de varios tamaños y modelos de bombas el Instituto de Hidráulica de Estados Unidos ha elaborado normas para dimensionar cárcamos de bombeo. Estas normas están en función del diámetro mayor de la campana de succión de la bomba, y como provienen de varios tamaños y modelos de bombas no deben considerarse como definitivos, sino aumentar un determinado porcentaje para tener margen de seguridad en la operación.

Las dimensiones del cárcamo se determinarán de acuerdo con la siguiente hoja. Según dato del fabricante el diámetro de la campana de succión es de 39" = 99.06 cm.

Sustituyendo, se tiene:

$$\begin{aligned} \text{Ancho del cárcamo. } B &= 2 \frac{1}{2} D = 2 \frac{1}{2} \times 99 = \\ &= 247.5 \text{ cm.} \\ B &= 300.0 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Distancia del eje
de la bomba al muro
frontal.

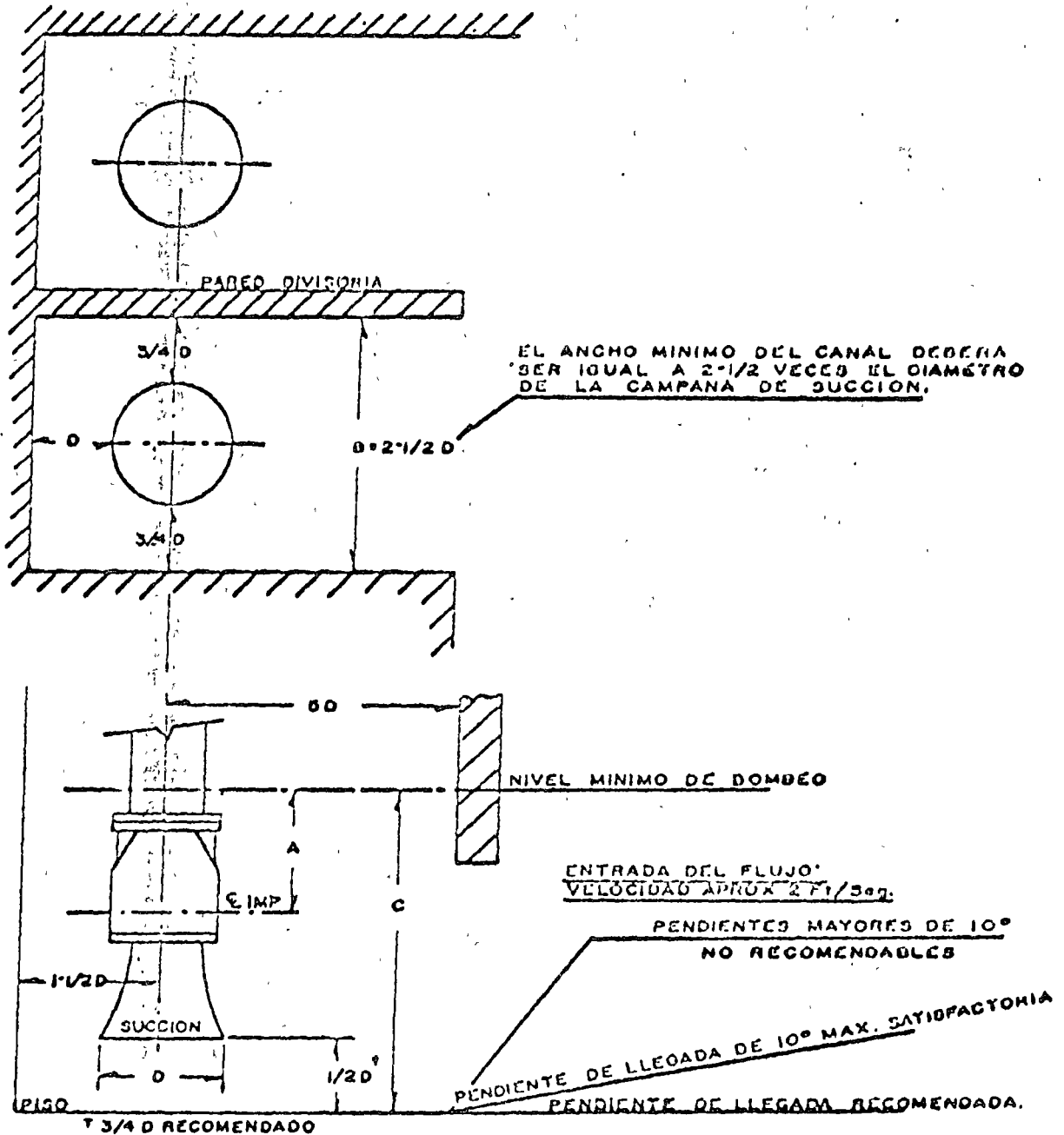
$$\begin{aligned} F &= 1 \frac{1}{2} D = 1 \frac{1}{2} \times 99 = \\ &= 148.5 \text{ cm.} \\ F &= 180.0 \text{ cm.} \end{aligned}$$



WORTHINGTON DE MEXICO, S.A. 40

DATOS TÉCNICOS
 INGENIERIA COMERCIAL

RECOMENDACIONES DE DISEÑO PARA CANALES Y CARCAMOS HUMEDOS.



- A) LA MINIMA SUMERGENCIA SOBRE LA LINEA DE CENTROS DEL IMPULSOR DEPENDE DE LAS CARACTERISTICAS DE CAVITACION DE LA BOMBA.
- B) ANCHO MINIMO DEL CANAL
- C) MINIMA PROFUNDIDAD DEL CARCAMO O CANAL. APROX. $4D$.
- D) DIAMETRO DE LA CAMPANA DE SUCCION.

EL AREA TRANSVERSAL DEL CANAL ($B \times C$) NO DEBERA SER MENOR QUE DIEZ VECES EL AREA DE LA CAMPANA DE SUCCION.

Distancia vertical de la
campana de succión al -
fondo del cárcamo.

$$E = 3/4 D = 0.75 \times 99 = 74.25 \text{ cm.}$$
$$C = 100 \text{ cm.}$$

Sumergencia mínima.

$$C = 4 D = 4 \times 99 = 396 \text{ cm.}$$
$$C = 500 \text{ cm.}$$

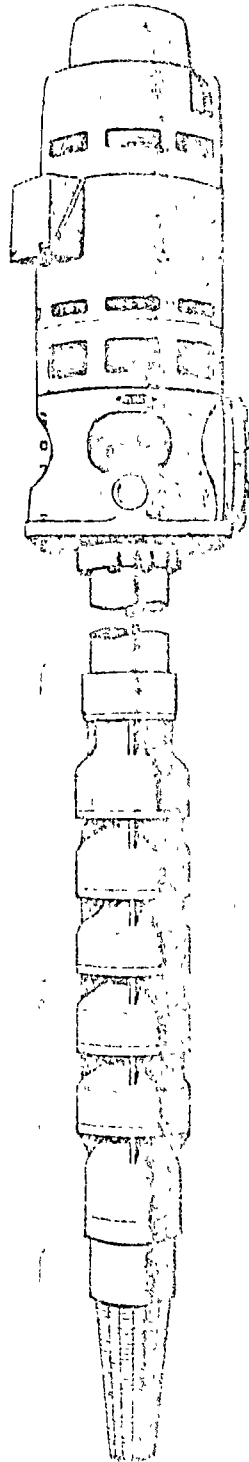
México, D. F., a 24 de septiembre de 1974.

IGM/eca.

FMC



Fábrica F.U. Gómez 2223 Nte. Tels. 74-18-00 y 42-41-75 Monterrey, N. L., México
Oficina México: Morelos 98 D-307 Tels. 5-46-41-63 y 5-46-37-08 México 3, D. F.



BOMBAS

VERTICALES

TIPO

TURBINA

Peerless Tisa, S. A. le invita...

a conocer la cantidad de aspectos sobresalientes del
diseño y construcción de las bombas Peerless y Tisa

Los materiales con que se fabrican las bombas Peerless
y Tisa son bajo los métodos de fabricación, mano de obra
y técnica de inspección más avanzadas, para asegurar
una calidad uniforme en todas y cada una de sus partes,
dando esto como resultado estar en la vanguardia en la
fabricación de Bombas Turbinas Verticales



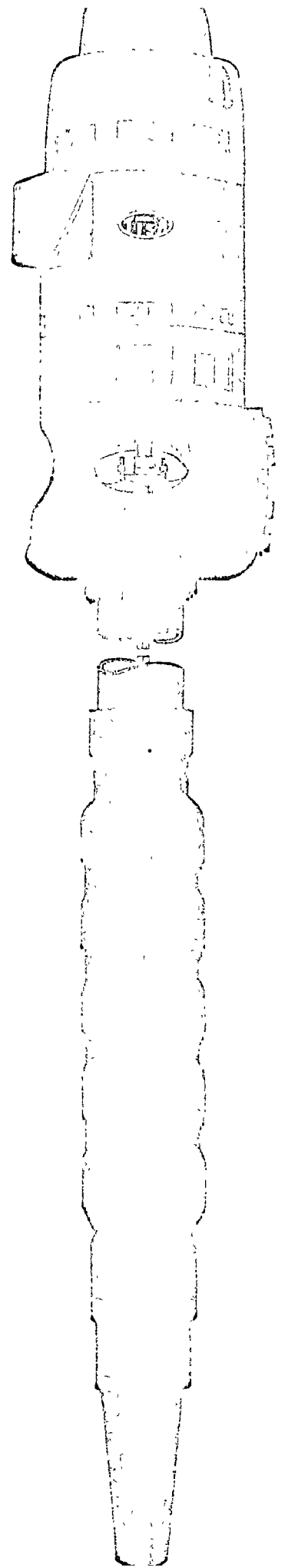


**LAS BOMBAS VERTICALES
DE TURBINA
PEERLESS Y TISA
SON LAS BOMBAS
MAS FINAS
QUE EL DINERO
PUEDE COMPRAR.**



**CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS VERTICALES DE TURBINA
PEERLESS Y TISA**

CAPACIDADES: 40,000 GPM (2523.0 LPS)
ALTURAS: 2,000 pies (609.0 MTS.)
COLUMNA: 2,000 pies (609.0 MTS.)
CABALLOS DE FUERZA: 6,000 HP
TIPÓS: Lubricación por aceite o por agua
MEDIOS MÓTRICES: Motores eléctricos, cabezales engranados, combinación de motor eléctrico y cabezal de engranes, motor de combustión interna o turbina de vapor pueden ser utilizados



OBSERVE LO MEJOR Y PREFIERA A PEERLESS TISA, ANTES DE SELECCIONAR SU BOMBA TURBINA VERTICAL.

Considere Todos los Factores Importantes antes de Seleccionar su Próxima Bomba.

ASEGURE CALIDAD — Los altos niveles estandar de fabricación de cada bomba Peerless y Tisa son su garantía. Las bombas Peerless y Tisa revelan la gran superioridad de diseño y construcción.

ECONOMIA — Peerless Tisa hace la comparación de precios sobre la base de amortización en cinco, diez, o más años. La bomba más económica es la que sostiene su máxima eficiencia día tras día y año tras año. Los detalles más sobresalientes de estas bombas están ilustrados en este folleto, léalos y analícelos. Asegure consistencia en el rendimiento, más economía y menor costo de bombeo (Vea pág. No. 14 para el procedimiento del cálculo del costo real de bombeo).

NORMA — Peerless Tisa es el principal fabricante de bombas de pozo profundo. Esto lo ha conseguido sobre la base de fabricar su producto con las normas de la más alta calidad, servicio y rendimiento por larga vida.

DISEÑO — 25 años de experiencia mecánica y conocimiento en el diseño de bombas de turbina vertical y toda clase de equipos de bombeo para asegurar lo más sobresaliente y avanzado en su nueva bomba Peerless o Tisa.

FABRICACION — Cada paso en la fabricación de la bomba turbina vertical Peerless o Tisa es cuidadosamente controlado, desde su propia fundición a la inspección final, montaje y empaque hecho por Peerless Tisa. Las especificaciones de materiales de Peerless Tisa son exactas y rigidamente reforzadas, por la intensa investigación que continuamente se desarrolla para mantener su prestigio.

FACILIDAD — Las bombas Peerless o Tisa, son ofrecidas por su fabricante y distribuidores que cubren toda la República Mexicana, facilitando la venta y servicio.

EFICIENCIA — Las características sobresalientes hidráulicas y mecánicas están combinadas para proveer y prolongar una alta eficiencia y rendimiento por muchos años.

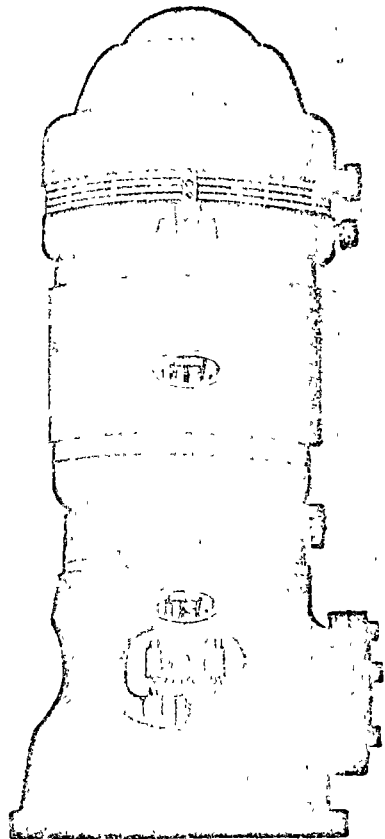
CONSULTA — Peerless Tisa tiene personal especializado para asistirle y asesorarlo en la selección de su bomba y en todos los problemas de bombeo que se le presenten.

RESPONSABILIDAD — En adición a la calidad del producto, rendimiento óptimo y servicio antes y después de la venta, Peerless Tisa ofrece un alto grado de responsabilidad a sus clientes. Por ser Peerless Tisa, el fabricante de bombas de mayor tradición en la República Mexicana.

GARANTIA — Cada bomba vertical Peerless o Tisa, está garantizada absolutamente contra cualquier defecto de material y mano de obra, nosotros sabemos que es lo mejor que usted puede comprar; y le invitamos a que compare su diseño sobresaliente punto por punto.

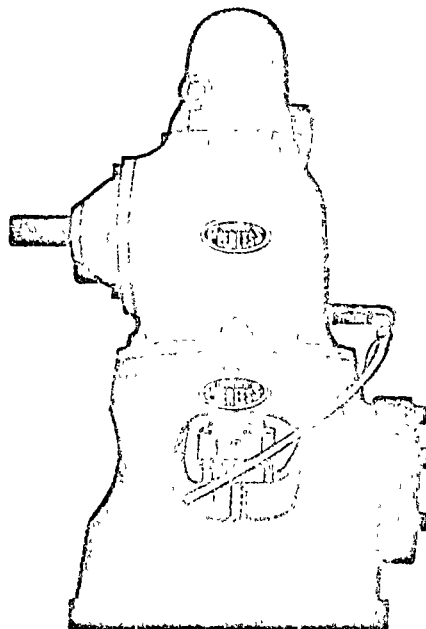


RENDIMIENTO SUPERIOR EN CADA MEDIO MOTRIZ



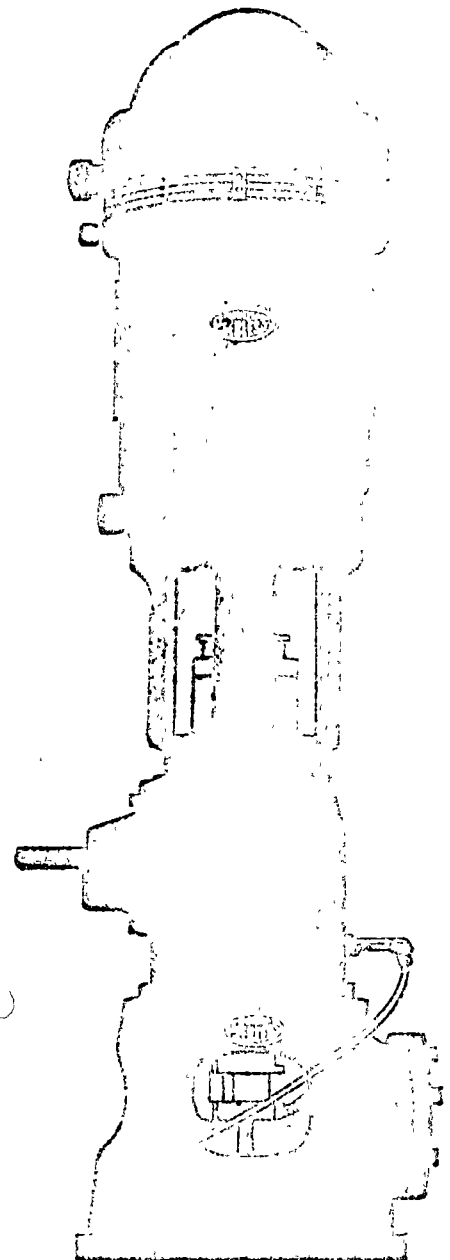
MOTOR ELÉCTRICO

Los motores eléctricos para bombas de turbina vertical, Peerless o Tisa son fabricados por los rígidos estándares Nema de los principales fabricantes de motores. Los motores verticales flecha hueca son los más comúnmente usados. Aunque los motores de flecha sólida también son recomendados por Peerless Tisa cuando son necesarios. Motores a prueba de explosión, totalmente cerrados y a prueba de goteo, son surtidos a la orden. En bombas que se requieran 1,000 HP o mayores para trabajo continuo, los motores sincronizados deben ser considerados, resultando así un ahorro de fuerza que frecuentemente equivale a la diferencia del costo inicial.



CABEZAL DE ENGRANES

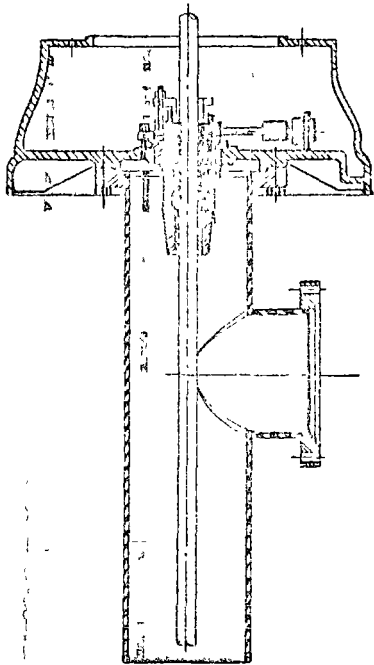
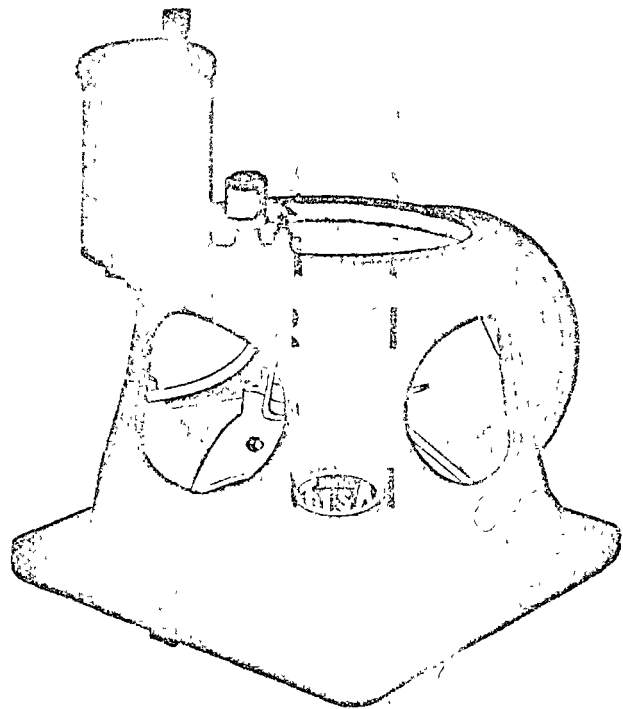
De los fabricantes de cabezales de engranes se obtienen tamaños hasta de 350 HP con una amplia variedad de relaciones comunes y especiales. Los cuales son utilizados en motores de combustión interna, turbinas de vapor y motores horizontales.



COMBINACION DE MOTOR ELÉCTRICO Y CABEZAL DE ENGRANES

Donde la bomba debe de trabajar continuamente y el medio motriz no debe de ser interrumpido, la combinación de motor y cabezal de engranes es utilizada con motor de combustión interna, que es recomendado en caso de que la corriente eléctrica fallara, el motor deberá ser desacoplado y la carga deberá ser transferida de inmediato al cabezal de engranes, asegurando así un abastecimiento de agua en cualquier circunstancia. Las unidades combinadas son fabricadas hasta 150 HP y mayores sobre orden especial.

CABEZALES DE DESCARGA ESTANDARIZADOS PARA INSTALAR UN MAYOR NUMERO DE MOTORES NEMA



Maxima flexibilidad y versatilidad en futuros cambios en el diseño de la planta de bombeo. Los cabezales de descarga Peerless o Tisa estan muy relacionados con estos cambios siendo posible instalar motores grandes o pequeños, descargas columnas y cubiertas de flecha, con una gran versatilidad. Los cabezales de descarga Peerless o Tisa están diseñados para operar a un máximo de esfuerzo, utilidad, apariencia y larga vida.

ESPECIFICACIONES DE MATERIALES

Los cabezales de descarga Peerless o Tisa están fabricados en "Fo Vo" ASTM A 48 clase 30 con un esfuerzo a la tensión de 30,000 Lbs/pulg² (2109.2 Kg/cm²). Con un factor de seguridad 4, el cual es designado como estandar. Los cabezales de descarga Peerless o Tisa están provistos de ventanas lo suficientemente grandes para permitir el acceso a todos los componentes de ajuste. En general, el diseño de cabezales de descarga, pueden ser lubricación de aceite o agua.

LIMITES DE TRABAJO

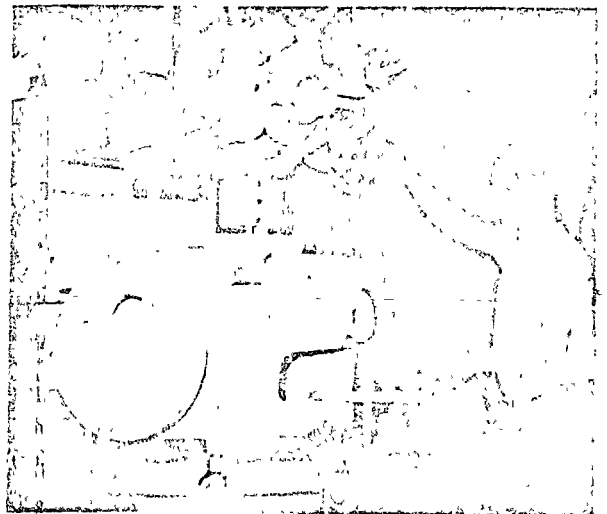
Presión máxima, con altura estandar 175 Lbs/pulg² (12.3 Kg/cm²). Construcción opcional a 400 Lbs/pulg² (28.12 Kg/cm²) presión de trabajo. Para presiones mayores consulte a la fabrica.

TAMAÑO Y MAXIMO DE COLUMNA (materiales estandar)

CABEZALES DESCARGA PEERLESS O TISA DESIGNACION DEL MODELO

DESIGNACION CABEZAL	TAMAÑO DESCARGA		TAMAÑO COLUMNA		BASE MOTOR MAXIMO MINIMO			
	Cms	Pulg	Cms	Pulg	Cms	Pulg	Cms	Pulg
2'2 x 2'2 x 10	63	2'2	63	2'2	30.4	12	25.4	10
3 x 3 x 10	7.6	3	7.6	3				
4 x 4 x 10			10.1	4				
4 x 6 x 12	10.1	4	15.2	6	50.8	20	46.9	16.2
6 x 6 x 12								
6 x 10 x 16'2	15.2	6	25.4	10				
8 x 8 x 16'2	20.3	8	20.3	8				
10 x 10 x 16'2	25.4	10	25.4	10				
12 x 12 x 20	30.4	12	30.4	12	62.2	24'2		

Descarga bajo la superficie. Muchos clientes requieren instalaciones con descarga bajo la superficie, como la que se muestra en la ilustración. Esta aplicación no representa un problema para Peerless Tisa. Todo lo que se requiere son dimensiones exactas de base y especificaciones de flange, y Peerless Tisa se hará cargo del resto. Consulte a sus agentes de ventas o al distribuidor más cercano para mayor información.



TUERCA DE AJUSTE

La tuerca de ajuste, de bronce, es de fácil acceso, solamente se necesita quitar la tapa del motor. Cuando la bomba esta parada, la tuerca de ajuste se puede girar a la derecha o izquierda, subiendo o bajando los impulsores a la posición exacta para lograr la máxima eficiencia.

COPE SUPERIOR DEL MOTOR

El cople superior del motor es de Forvo o aceró de alta tensión, que asegura una alineación vertical perfecta y una transferencia de fuerza a la flecha de la bomba. Si accidentalmente se invierte la rotación del motor, pueden desenroscarse los coples de la flecha de la bomba y ocasionar serios daños, por lo tanto, el cople superior del motor ha sido diseñado para desensamblarse automáticamente, en el caso de rotación a la inversa. En instalaciones de poca profundidad el empuje ascendente momentaneo pudiera ser un problema al arrancar. El asiento superior del cople está diseñado de manera que no pueda levantarse, con solo instalar pernos sujetadores en el cople superior del motor se evita el movimiento hacia arriba de la flecha de la bomba.

TRINQUETE IRREVERSIBLE

Todas las bombas de turbina flecha de transmisión vertical, giran en sentido inverso a las manecillas del reloj, cuando la fuerza impulsora cesa de operar y baja el agua en la columna de la bomba, a menos que se tomen medidas para prevenirlo. Se recomienda esta protección en las instalaciones automáticas en las cuales pudiera dañarse la bomba al volver a arrancar. Es también indicada esta protección en instalaciones lubricadas por agua con largo de columna de más de 100 pies (30.4 mts.) de profundidad en las que no se provee un sistema de prelubricación.

BALEROS DE EMPUJE AXIAL

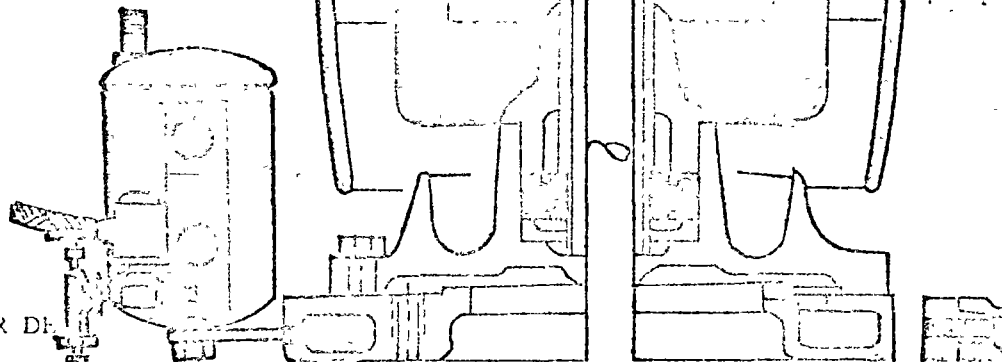
Se ha seleccionado el balero de contacto angular del tipo de trabajo pesado para soportar la carga combinada de la flecha de la bomba, de los impulsores y del empuje hidráulico con un amplio factor de seguridad.



BOMBA

VERTICAL

TIPO



SOLENOIDE Y REGULADOR DE COPEO

El solenoide es operado eléctricamente para proveer automáticamente control del flujo de aceite por medio de un regulador de gotas desde el depósito de aceite

CONJUNTO DE TUERCA DE CUBIERTA

Este conjunto ejerce dos funciones importantes (1) Provee un método sencillo de establecer sin alteración, la presión precisa en el tubo de cubierta. (2) Evita la contaminación del sistema de lubricación con el agua que se está bombeando, con un ajuste de empaque permanente fácil y accesible, este diseño provee de un soporte adicional a la flecha por medio de un casquillo de bronce que es lubricado por aceite

ESTABILIZADORES DE HULE

Los estabilizadores son colocados a presión sobre los tubos de cubierta, con el fin de fijarlos dentro de la columna. La flecha intermedia de la bomba

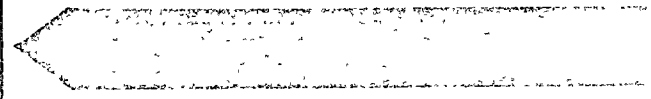
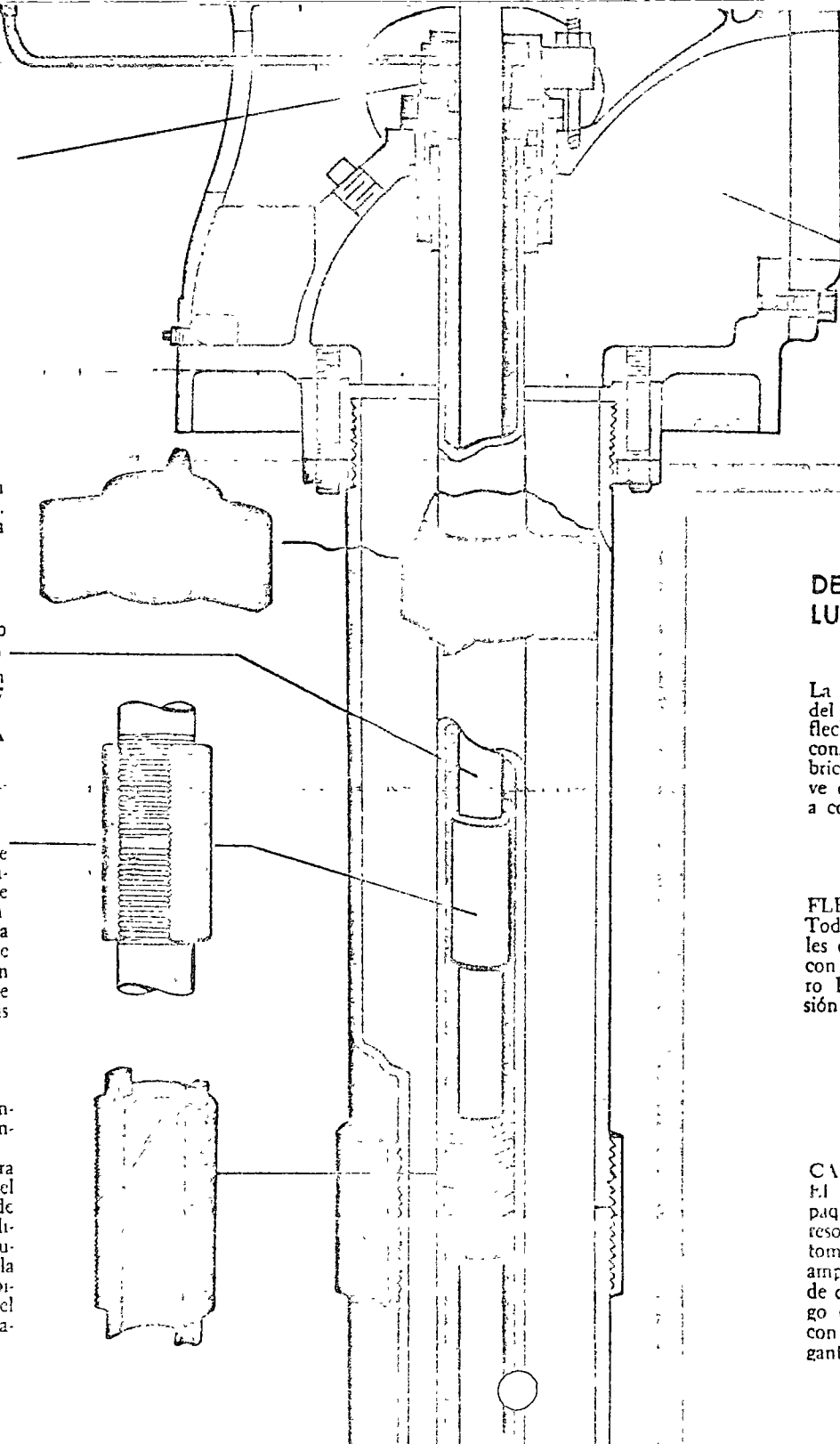
FLECHA es de acero estirado en frío A. I. S. I C-1045, aliviada de tensiones internas, con resistencia a la tensión nominal de 100,000 Lb/pulg² (7,030.7 Kg/cm²)
La carga satisface las normas ASA B58 I

COPLES

Los coples de la flecha intermedia de las bombas Peerless o Tisa, son fabricados de material sólido de aleación de acero, para que tenga mayor resistencia y lograr con exactitud ajuste a tope exacto y perfecto, los extremos de la flecha y el centro al cople. Un agujero de alivio permite el escape de aire, al unirse los dos extremos de las flechas.

CHUMACERAS DE BRONCE

Las chumaceras son fabricadas de bronce, torneadas y escareadas exactamente a tolerancias precisas. Una ranura especial en la chumacera facilita el paso positivo y uniforme del aceite sobre la superficie interior de la chumacera. Un agujero longitudinal adicional en la parte de cada chumacera desvía el exceso de aceite a la próxima chumacera y provee un respiradero que evita la obstrucción del aire para que el aceite pueda pasar fácilmente de una chumacera a otra



CABEZAL DE DESCARGA

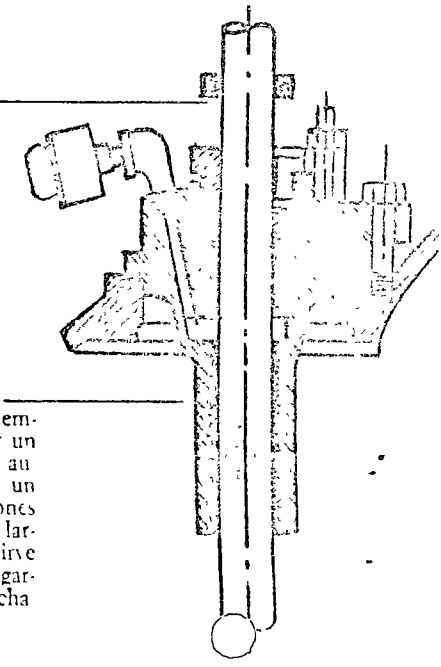
Los vaciados de alta resistencia de Forvo de grano cerrado han sido fabricados en la propia fundición de Peerless Tisa. Ventanas grandes para introducir la mano provee fácil acceso a todos los componentes de ajuste

DETALLES DE LA CONSTRUCCION POR LUBRICACION DE AGUA.

La construcción del tipo de lubricación por agua difiere del de lubricación por aceite, en que los casquillos de la flecha están lubricados por el agua del propio pozo. La construcción de la caja de empaques de la bomba de lubricación por agua es completamente diferente según se ve en las descripciones detalladas de las piezas que sigue a continuación


FLECHA MOTRIZ

Todas las bombas Peerless o Tisa son surtidas con flecha motriz acero 1045 de alta precisión como estandar.



CAJA DE EMPAQUES

El conjunto de caja de empaques está soportado por un resorte para el autoajuste automático del empaque de un amplio margen de presiones de descarga. Además, un largo casquillo de bronce sirve con el doble fin de buje garganta y apoyo de la flecha

CUBIERTA
 La cubierta de  ha de acero extra fuerte provee un soporte rígido y libre de vibraciones a la flecha. Cada tubo está hecho con la máxima precisión para asegurar una alineación perfecta y una unión impermeable.

TAZON DE DESCARGA LUBRICADO POR ACEITE

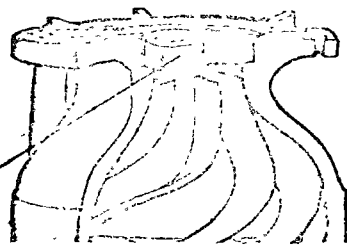
ADAPTADOR DE CUBIERTA
 Este adaptador asegura una conexión impermeable. Se usa para conectar el tubo de cubierta a los tazones de descarga de varios tamaños, permitiendo versatilidad en la selección del tamaño de flecha. También provee apoyo adicional a la flecha en este punto, reduciendo el desgaste y aumentando la duración de la bomba.

ORIFICIOS DE SALIDA
 Estos orificios equilibran la presión interna de la tubería y evitan que el agua entre a la cubierta y chumaceras. Asegurando así la máxima efectividad.

BUJE DE BRONCE
 El buje principal del tazón de descarga es extralargo para proveer un máximo de apoyo a la flecha de este punto de la transmisión, entre la flecha de tazones y de la columna; su largo y su tolerancia provee de un efectivo sellamiento en este punto.

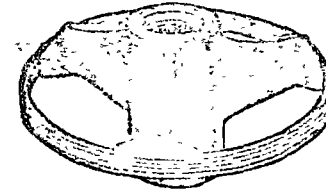
TAZON INTERMEDIO

VENAS DEL TAZON
 Las venas o guías han sido fundidas integralmente en los tazones de la bomba. El diseño de estas venas se ajusta exactamente a las del impulsor, y están contorneadas de forma que guía el flujo hacia el siguiente tazón, eficiencia máxima. Las venas contribuyen materialmente a la resistencia mecánica y solidez del tazón.



CONSTRUCCION DE LA COLUMNA

FLECHAS METALIZADAS
 Las flechas metalizadas son enchapadas con una capa de cromo duro, con una dureza promedio Rockwell C de 70 a 80, asegura larga duración, hasta bajo condiciones adversas en este punto vital.

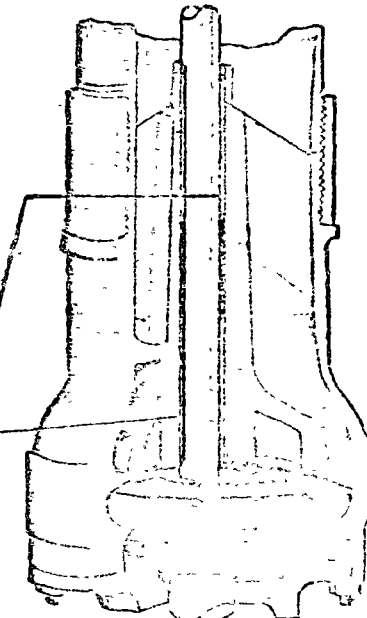
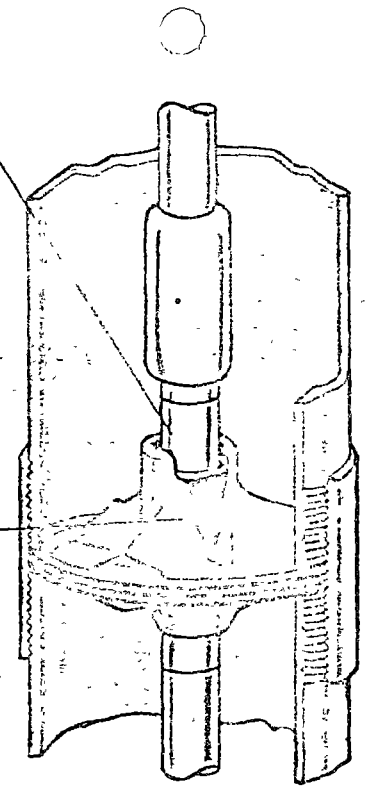


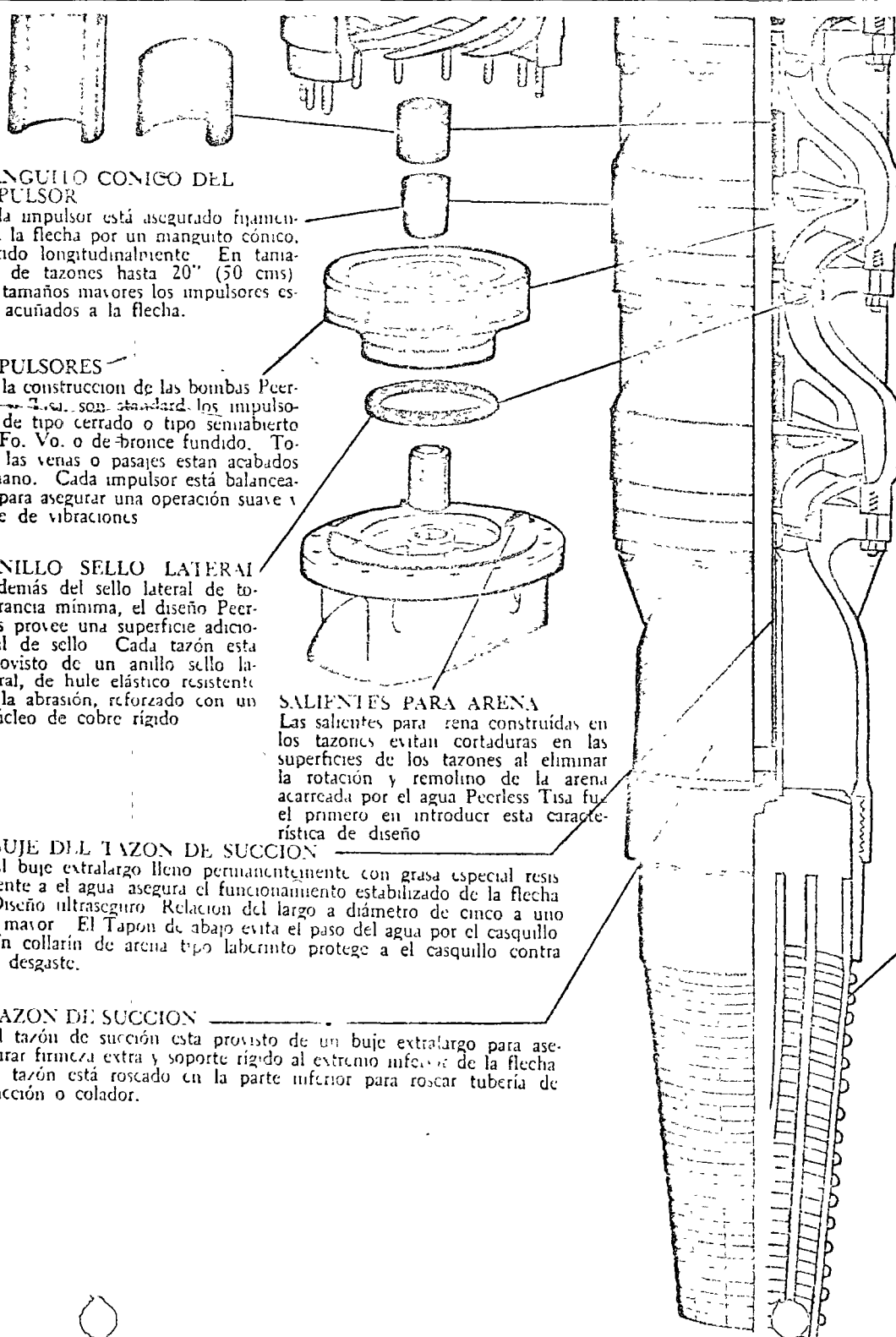
MARIPOSAS
 Las mariposas de composición especial de bronce fundido, están centradas en el acoplamiento de la tubería de columna y apretadas entre los dos extremos de la tubería. Estas mariposas mantienen una alineación verdaderamente vertical a la flecha intermedia de la bomba. Los bujes lubricados por agua son extralargos estriados, de hule elástico y sujetos firmemente por medio de anillos de acero inoxidable de alta tensión. Las venas estriadas sirven de ruta de escape para cualquier partícula de abrasivo o arena que pudiera acarrear el agua y asegura una lubricación adecuada de los bujes.

TAZON DE DESCARGA LUBRICACION POR AGUA

COLLARIN DE ARENA
 Expulsor de arena, hecho de bronce, del tipo laberinto, está instalado firmemente en el casquillo del tazón de descarga, protegiéndolo a éste contra el desgaste abrasivo.

CASQUILLO DEL TAZON DE DESCARGA
 Dos casquillos de bronce extralargos proveen el máximo de apoyo.





MANGUITO CONICO DEL IMPULSOR

Cada impulsor está asegurado firmemente a la flecha por un manguito cónico, partido longitudinalmente. En tamaños de tazones hasta 20" (50 cms) En tamaños mayores los impulsores están acuñados a la flecha.

IMPULSORES

En la construcción de las bombas Peerless Tisa, son standard los impulsores de tipo cerrado o tipo semiabierto de Fo. Vo. o de bronce fundido. Todas las venas o pasajes están acabados a mano. Cada impulsor está balanceado para asegurar una operación suave y libre de vibraciones

ANILLO SELLO LATERAL

Además del sello lateral de tolerancia mínima, el diseño Peerless provee una superficie adicional de sello. Cada tazón está provisto de un anillo sello lateral, de hule elástico resistente a la abrasión, reforzado con un núcleo de cobre rígido

SALIENTES PARA ARENA

Las salientes para arena construidas en los tazones evitan cortaduras en las superficies de los tazones al eliminar la rotación y remolino de la arena acarreada por el agua Peerless Tisa fue el primero en introducir esta característica de diseño

BUJE DEL TAZON DE SUCCION

El buje extralargo lleno permanentemente con grasa especial resistente a el agua asegura el funcionamiento estabilizado de la flecha. Diseño ultraseguro. Relacion del largo a diámetro de cinco a uno o mayor. El Tapon de abajo evita el paso del agua por el casquillo. Un collarin de arena tipo laberinto protege a el casquillo contra el desgaste.

TAZON DE SUCCION

El tazón de succión está provisto de un buje extralargo para asegurar firmeza extra y soporte rígido al extremo inferior de la flecha. El tazón está roscado en la parte inferior para roscar tubería de succión o colador.

CONSTRUCCION DEL TAZON INTERMEDIO

Todos los casquillos de los tazones intermedios marca Peerless están lubricados por agua, así que el diseño de los tazones Peerless es idéntico tanto en la construcción de las bombas del tipo por lubricación por aceite como por agua

Cada paso adicional es llamado así cuando está compuesto esencialmente de un tazón intermedio, impulsor casquillos dobles, manguito conico y un anillo sello lateral

FLECHA DE TAZO

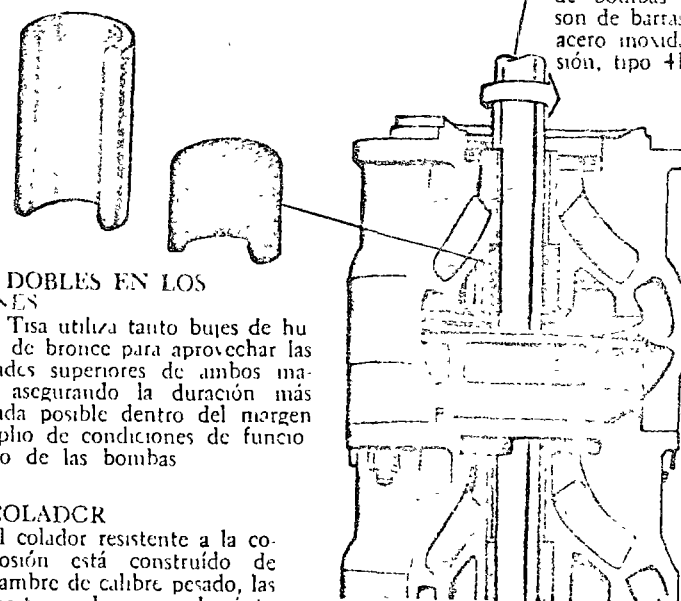
Todas las flechas de t. de bombas Peerless o son de barras de precisión, acero inoxidable de alta sión, tipo 416

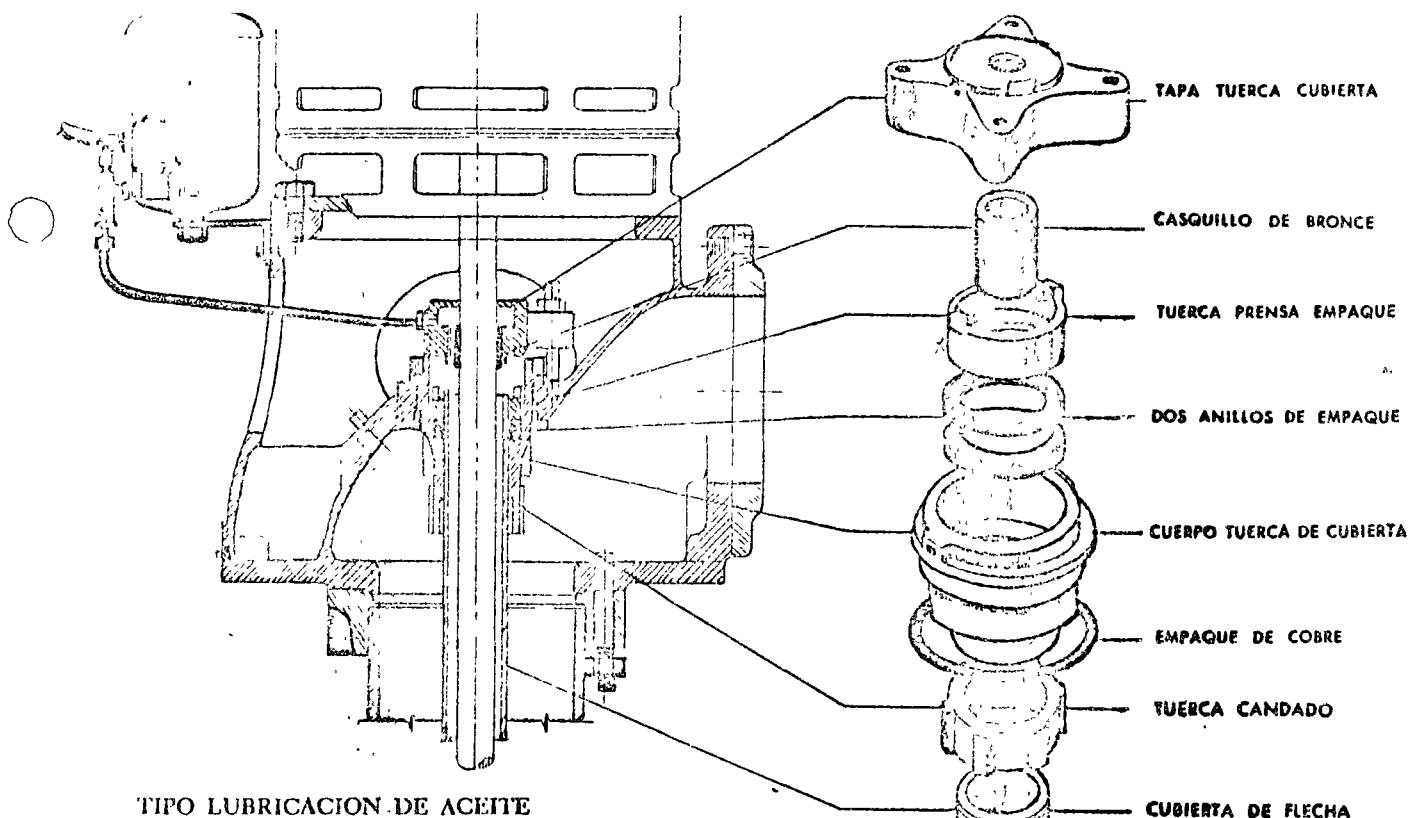
BUJES DOBLES EN LOS TAZONES

Peerless Tisa utiliza tanto bujes de hule como de bronce para aprovechar las propiedades superiores de ambos materiales, asegurando la duración más prolongada posible dentro del margen más amplio de condiciones de funcionamiento de las bombas

COLADOR

El colador resistente a la corrosión está construido de alambre de calibre pesado, las aberturas de espaciado óptimo permiten un flujo sin restricciones a la bomba

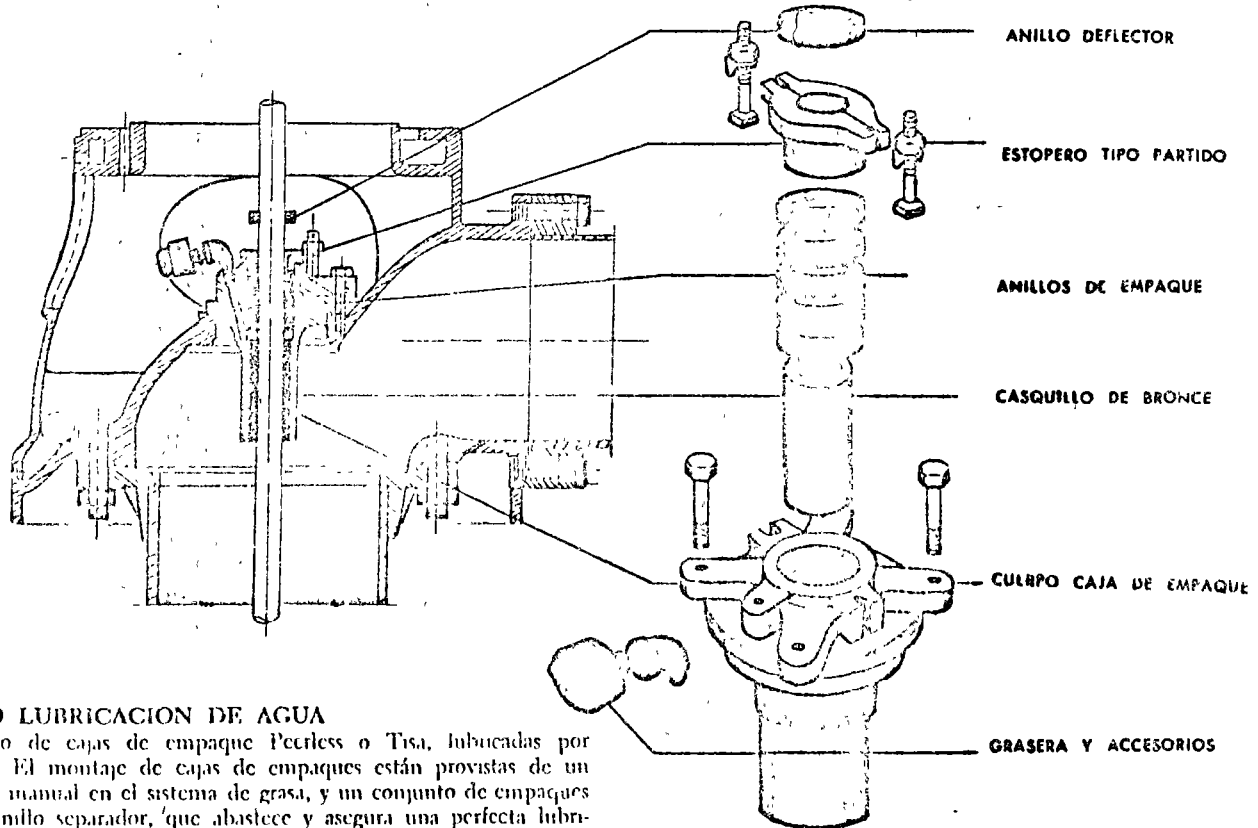




TIPO LUBRICACION DE ACEITE

Diseño de cabezal de descarga lubricación de aceite, el montaje de tuercas de cubierta para este tipo de cabezal tiene dos funciones importantes: (1) está provisto de un sencillo sistema a prueba de filtraciones y mantiene la cubierta de la flecha a una tensión precisa (2) evitando así la contaminación del sistema de lubricación con el agua que está siendo bombeada con un pequeño ajuste de los empaques; estas tuercas de cubierta están provistas de un casquillo de bronce que le suministra a la flecha un soporte adicional.

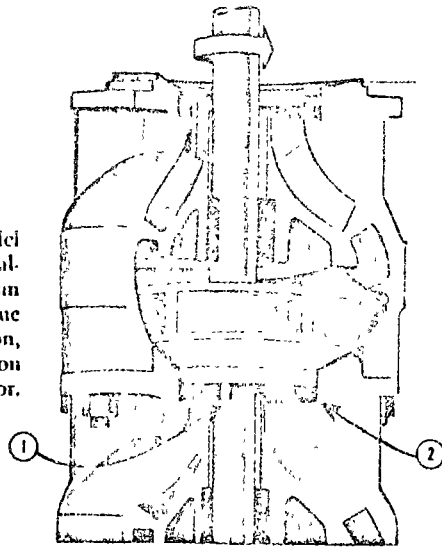
LEVANTE LA HOJA PARA COMPLETAR EL MONTAJE DE LA BOMBA



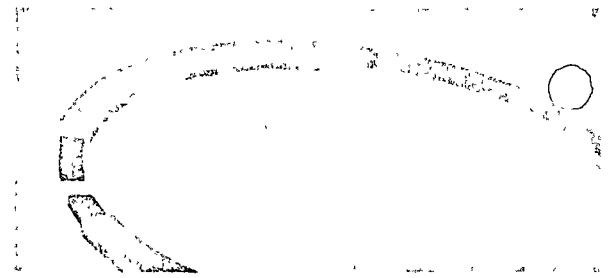
TIPO LUBRICACION DE AGUA

Diseño de cajas de empaque Peckless o Tisa, lubricadas por agua. El montaje de cajas de empaques están provistas de un ajuste manual en el sistema de grasa, y un conjunto de empaques con anillo separador, que abastece y asegura una perfecta lubricación. El estopero tipo partido permite el mantenimiento de empaques y agregando, un casquillo de bronce con dos propósitos uno que sirve como buje garganta y el otro como chumacera.

El anillo lateral de desgaste (1) del tazón está montado debajo del faldón (2) o falda del impulsor, sin importar la clase de desgaste que se produzca en el lado del faldón, se puede mantener la eficiencia con un ajuste sencillo en el impulsor.



El anillo lateral de desgaste del tazón Peerless es un anillo o empaque de hule elástico y de una gran resistencia al trabajo pesado. También tiene un núcleo rígido de metal embutido en su interior.



SELLO DOBLE ASEGURA UNA EFICIENCIA MAS ALTA Y MAYOR DURACION

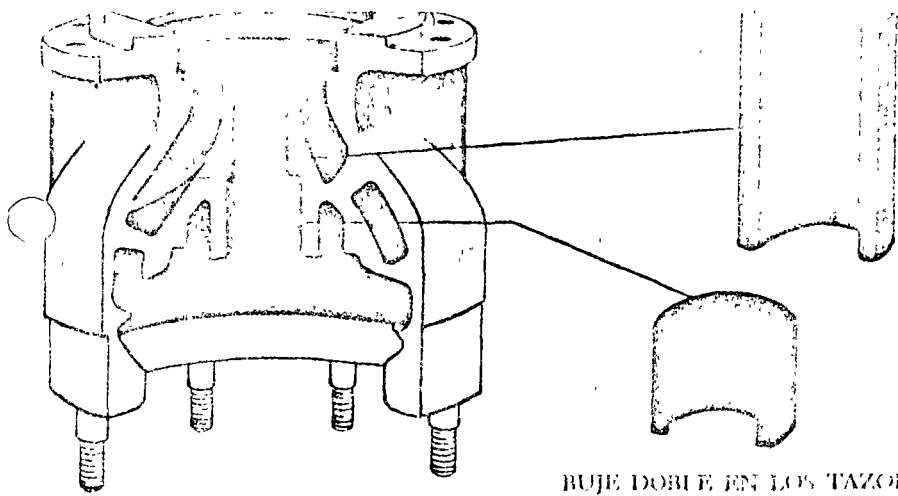
**EN LAS ILUSTRACIONES
DE ARRIBA
SE MUESTRA
SOMERAMENTE
LAS EXCELENCIAS
MECANICAS
E HIDRAULICAS
DE LAS BOMBAS
DE TURBINA
VERTICAL
PEERLESS O TISA.**

Peerless Tisa es el pionero del sello doble sobresaliendo en bombas de turbina vertical. Este sencillo pero efectivo principio provee para dos superficies selladas en lugar de una y evita la pérdida de eficiencia por recirculación de líquido de las cámaras de alta presión a las de baja presión en el cuerpo de tazones. Todas las bombas centrífugas dependen de un claro angosto entre el sello y el impulsor rotativo con el tazón estacionario para limitar la recirculación. Sin embargo, este lado del sello está sujeto al desgaste, por abrasión y erosión, bajo condiciones de operación adversas. Si el claro del sello no es ajustado, a compensar este desgaste el resultado será pérdida de eficiencia.

El sello doble de tazones Peerless provee un sellamiento adicional en la superficie del plano horizontal que puede ser fácilmente ajustado para mantener la eficiencia en el momento que sufra el desgaste. Para asegurar un sellamiento casi perfecto bajo todas las condiciones de operación es imprescindible un anillo sello lateral. Este anillo está fabricado de hule resistente a materias abrasivas, y reforzado internamente con un anillo metálico. En el hule es el mejor material que se consigue para resistir la acción abrasiva por arena que se encuentra en el agua de bombear.

UN TIPO DE IMPULSOR Y UN TAMAÑO PARA CADA APLICACION

Peerless Tisa ha logrado esta posición de estar entre los primeros, porque continuamente está diseñando y desarrollando toda clase de impulsores y tamaños para diferentes requerimientos de bombeo. Peerless Tisa ofrece la mayor amplitud hidráulica cubierta por cualquier otra fabricante. Peerless Tisa por lo tanto está en la mejor posición de asegurar una completa satisfacción de sus requerimientos para bombas de turbina vertical. A la derecha están mostradas las figuras típicas de los impulsores y características correspondientes con altura y capacidad. Hay multitud de clases de impulsores como los que se muestran, Peerless Tisa está capacitado para ofrecerle la mejor bomba que satisfaga sus necesidades. En efecto, cada bomba se construye a las especificaciones de cada trabajo en particular. Valores máximos, la más alta eficiencia y economía en largo término y el rendimiento de la bomba están asegurados en cada aplicación.



BUJE DOBLE EN LOS TAZONES,
UNO DE HULE Y OTRO DE BRONCE

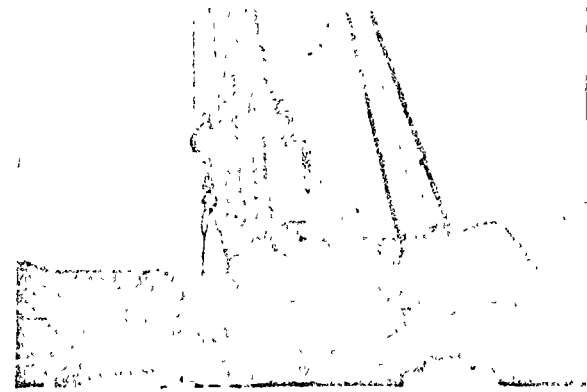
TAZONES ESMALTADOS

Peerless Tisa diseña y construye tazones esmaltados, siendo el resultado de la incansable investigación y desarrollo. Estos convierten eficientemente la energía de velocidad a energía de presión en cada paso.

Para mayores aplicaciones y uso en cualquier condición de agua, Peerless Tisa recomienda tazones esmaltados, resistentes a la abrasión con resultados de la más alta eficiencia debido a lo pulido de las superficies. El método de esmaltado es de los más avanzados y modernos, garantizado contra grietas, escamas o erosión, bajo cualquier condición de agua.

Peerless Tisa ha encontrado muchas aplicaciones en sus bombas al usar esta combinación de bujes de hule y de bronce, las ilustraciones de arriba nos muestran el arreglo de bujes de bronce y de hule. Nótese que el buje de hule es estriado para facilitar el paso de arena. Sin embargo en ciertas localidades y bajo ciertas condiciones del agua, Peerless Tisa deberá recomendar el uso de bujes de bronce en cada tazón, cuando esta construcción es indicada, así deberá ser surtida.

En los tazones semabierto solamente lleva bujes de hule.



LAS BOMBAS EXTRAPROFUNDAS SON BOMBAS PEERLESS O TISA

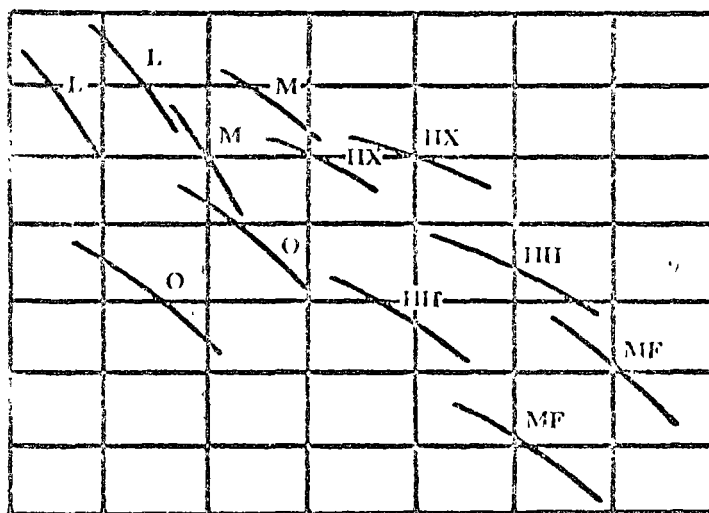
Hace 20 años la bomba de turbina vertical se consideraba como de aplicación extra profunda a los 500 pies (152.4 Mts) de columna bajo la superficie. Por necesidades de nuestros clientes y a través de investigaciones y desarrollo de programas de pruebas en nuestros laboratorios, Peerless Tisa ha tenido éxito en resolver muchos de estos problemas. Profundidades hasta cerca de los 2,000 pies (609.6 Mts.).

Algunos de estos problemas Peerless Tisa ha tenido que resolver con relación a las columnas muy profundas, son el alargamiento de flecha, juego lateral de los impulsores, carga hidráulica, lubricación de chumaceras, peso, factores de carga y deflexión, cuerpo de tazones en secciones y algunos otros problemas que se presentan antes o durante la instalación en el campo.

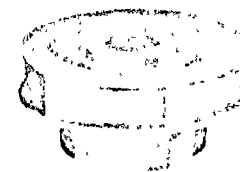
A manera de facilitar el manejo del cuerpo de tazones en el campo, Peerless Tisa ha diseñado un adaptador doble (patente pendiente) y así poder embarcar el cuerpo de tazones completo y manejarlo en secciones, para facilitar la correcta instalación en el lugar.

FLECHA INTERMEDIA DE ACERO DE ALTO ESFUERZO A LA TENSION

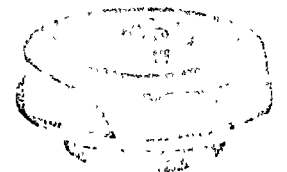
Peerless Tisa fue el primero en introducir acero de alto esfuerzo a la tensión AISI C1045, esmaltada y pulida en bombas de turbina vertical, éstas tienen un mínimo esfuerzo a la tensión de 100,000 Lbs/pulg² (7.0307 Kg/cm²). Especificaciones estándar regidas por sus fabricantes y finalmente verificadas en su rectitud y uniformidad de diámetro, asegurando así su alta calidad. Las roscas son maquinadas con precisión y rectificadas finalmente con calibradores endurecidos estándar. La inspección final y empaque en cajas de madera de construcción extrafuerte para asegurar la entrega de todas las flechas Peerless en óptimas condiciones.



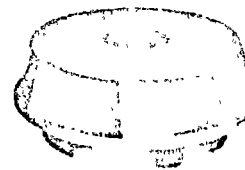
CAPACIDAD — G P M



TIPO L



TIPO M



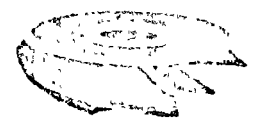
TIPO IX



TIPO III



MF



O

CONTROL DE RENDIMIENTO

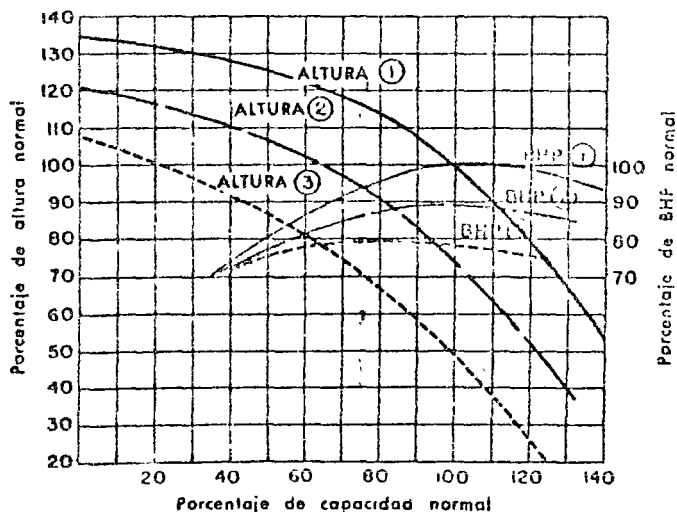
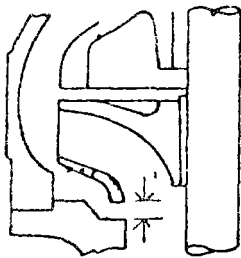
Las bombas Peerless o Tisa se pueden ajustar para capacidades variables cuando la producción de agua en el pozo disminuye.

En ciertas ocasiones en donde el flujo del agua disminuye abajo de la producción original, usted puede variar los requerimientos de agua, como se indica abajo.

Maquíñese en el tuzón en el asiento del sello, la capacidad de la bomba puede ser fácilmente variada levantando los impulsores. Esto se hace ajustando la tuerca de ajuste, localizada en el cople del motor. Haciendo este simple ajuste es posible obtener una amplia variación en capacidad. Si pasado algún tiempo, se llegara a necesitar la capacidad o rendimiento original, los impulsores pueden ser bajados a su posición normal. La ilustración de este control de rendimiento por ajuste en el sello lateral de los tazones es mostrado en la parte de abajo.

El control de rendimiento por ajuste en el sello lateral.

Diseño opcional de sello lateral únicamente. Consulte a la fábrica o a sus representantes para información de esta figura.



VALORIZAR EL COSTO DE UNA BOMBA

El costo final de una bomba depende del precio y la eficiencia mantenida a largo tiempo a efecto de completar una aceptable amortización. Muchas bombas son de hecho compradas por este método, el precio de la bomba ha sido revaluada en términos de alta o baja eficiencia.

El ejemplo ilustrado abajo sobre una bomba en un aplicación dada un precio más alto de una bomba puede ser el equivalente de más alta operación y eficiencia sobre este período de amortización.

Peerless Tisa siempre se ha esmerado en ofrecer alta y mantenida eficiencia. Peerless Tisa hace la comparación de estas bombas con las de otros fabricantes sobre la base de eficiencia mantenida a través de los años, como se muestra abajo.

RECUERDE: Si el término de eficiencia es usado para valorizar una bomba, no tiene valor este término si no puede reducir el costo de bombeo, expresado en pesos. En el ejemplo de abajo los datos de la siguiente bomba son:

Capacidad: 2,700 gpm (170.3 ips), altura 300 pies (91.4 Mts), motor: 250 HP.

BOMBA "A" CON UNA EFICIENCIA DE LABORATORIO DE 85.5%

EF DE LAB	=	88.5 %
EF. EN EL CAMPO	=	85 %
CARGA TOTAL SOBRE EL MOTOR "A"	=	241.2 BHP
EF DEL MOTOR	=	92.5 %
EF. TOTAL	=	78.6 %
ENTRADA DE HP	=	241.2
		<hr/>
		0.925

BOMBA "B" CON UNA EFICIENCIA DE LABORATORIO DE 85%

EF DE LAB.	=	85 %
EF. EN EL CAMPO	=	81.5 %
CARGA TOTAL SOBRE EL MOTOR "B"	=	251.5 BHP
EF DEL MOTOR	=	92.5 %
EF. TOTAL	=	76.4 %
ENTRADA DE HP	=	251.4
		<hr/>
		0.925

DIFERENCIA: 272 - 261 BHP, costo: 241rs/día, 365 días/año y por 10 años; Costo de electricidad \$125 por KW/H
 $11 \times 0.746 \times 8760 \times \$125 = \$8975$ durante un año.
 \$8975 de ahorro anual por fuerza eléctrica con una bomba más eficiente.

El ahorro mostrado arriba debe ser asegurado, por medio de esta selección. Sin embargo, este ahorro deberá ser proporcionalmente al tamaño de bomba, ya sea de 2,500 HP o de 25 HP, si la alta eficiencia inicial de ambas bombas es mantenida, el mejor criterio deberá usarse al seleccionar una bomba.

Consulte al representante o distribuidor más cercano para mayor información de la realidad de costos de bombeo.

LIQUIDOS BOMBADOS QUE NO SEAN AGUA

ALTURA: La altura de una bomba es generalmente expresada en pies o metros y así es trazada sobre la curva de rendimiento. Esta altura desarrollada y expresada en pies es la misma sin tomar en cuenta el líquido bombeado. Sin embargo la altura expresada en lbs./pulg.² o Kg./cm.², deberá ser diferente para líquidos con diferente gravedad específica

La relación de pies de altura y lbs./pulg.² es:

$$\frac{\text{pies} \times \text{grav. espec.}}{2.31} = \text{lbs./pulg.}^2$$

$$\text{ó } \frac{\text{lbs./pulg.}^2 \times 2.31}{\text{grav. espec.}} = \text{pies}$$

CABALLOS DE FUERZA: los HP de la bomba cambian con diferente gravedad específica. La curva de HP de la bomba, son trazadas para agua, la que tiene una gravedad específica de 1.00 a temperatura normal. Cualquier aumento o disminución en la gravedad específica deberá cambiar proporcionalmente el aumento o disminución de los HP. Fórmula General para calcular los HP:

$$\text{BHP} = \frac{\text{G.P.M.} \times \text{ALTURA TOTAL EN PIES}}{3960 \times \text{eficiencia}}$$

Esta fórmula está basada en agua, o sea a una gravedad específica de 1.00. Cuando la gravedad específica es diferente a 1.00 la fórmula debe ser:

$$\text{BHP} = \frac{\text{G.P.M.} \times \text{ALTURA TOTAL EN PIES} \times \text{GRAV. ESPEC.}}{3960 \times \text{eficiencia}}$$

$$\text{EFICIENCIA DE LA BOMBA} = \frac{\text{G.P.M.} \times \text{ALTURA TOTAL EN PIES}}{3960 \times \text{HP AL FRENO}}$$

$$\text{EFICIENCIA TOTAL EN EL CAMPO} = \frac{\text{G.P.M.} \times \text{ALTURA TOTAL EN PIES}}{3960 \times \text{HP DE ENTRADA AL MOTOR DE LA BOMBA}}$$

COSTO POR 1000 GALONES (NO G.P.M.) POR PIE DE ALTURA.

$$= \frac{.00315 \times R}{E_o} \text{ ó } \frac{.189 \times R}{E_p \times E_m \times 60}$$

- DONDE:** 0.189 = KW Teóricos
 R = Costo por KWII
 E_p = Eficiencia de la bomba
 E_m = Eficiencia del motor
 E_o = Eficiencia total de la planta
 60 = minutos

EJEMPLO: Encontrar el costo por 1000 Galones (no G. P. M.) por pie de altura, de una planta de bombeo, cuando la eficiencia total de la planta (E_o) es 60% (.60) con relación de la fuerza (\$.1125) por KWII, substituir en la fórmula: Costo por 1,000 galones por pie de altura.

$$\frac{.00315 \times .1125}{.60} = \frac{.000354375}{.60} = \$.0005906$$

Si la bomba eleva el agua a 120 pies de altura, el costo por 1000 galones (no G. P. M.) deberá ser: \$.0005906 por 120 = \$.070875.

El costo de bombeo por las diferentes condiciones dadas de capacidad o altura pueden ser determinadas por esta fórmula:

COSTO POR HORA

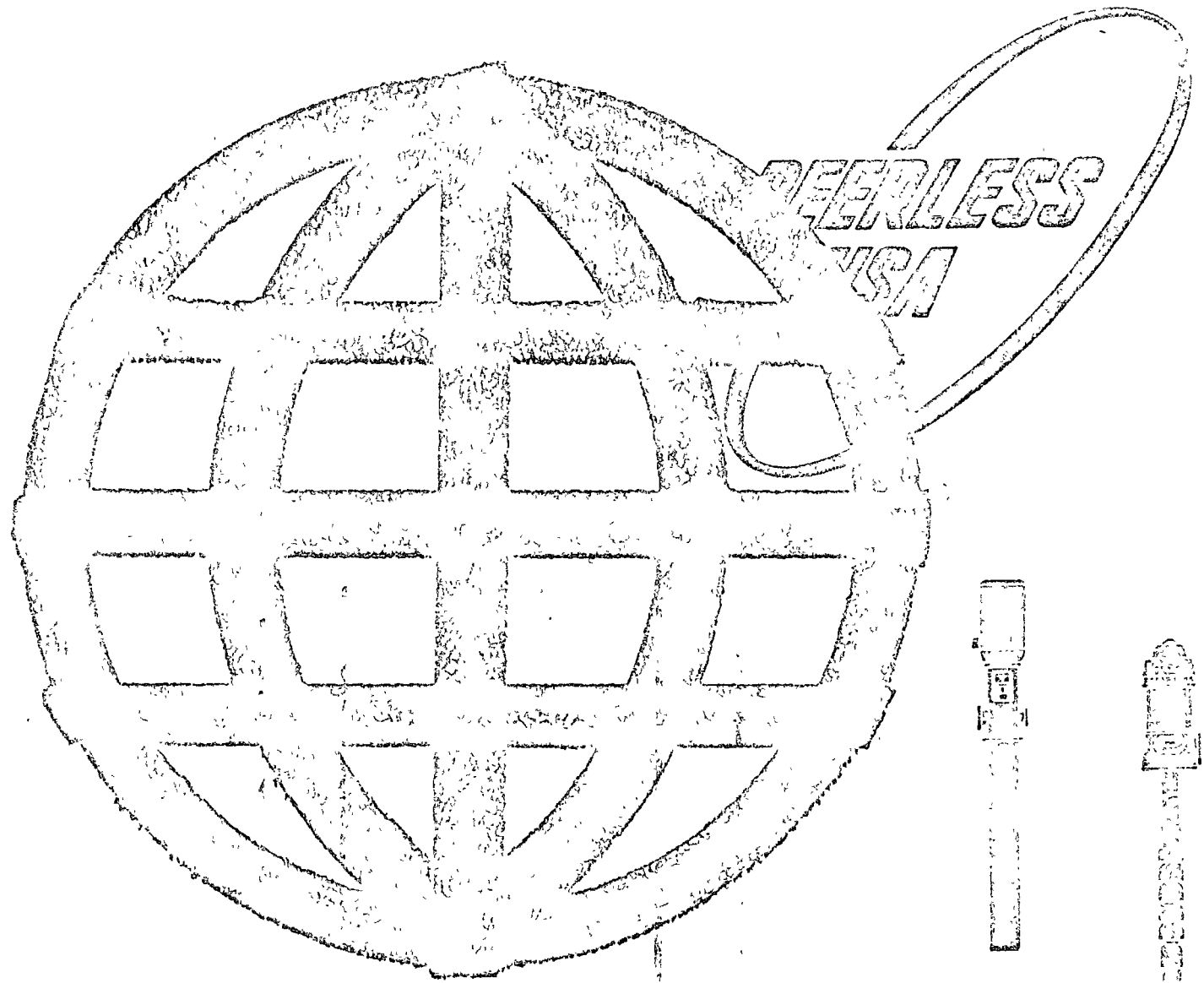
$$.000189 \times \text{G.P.M.} \times \text{ALTURA TOTAL} \times \text{RELACION DE FUERZA}$$

EFICIENCIA TOTAL DE LA PLANTA

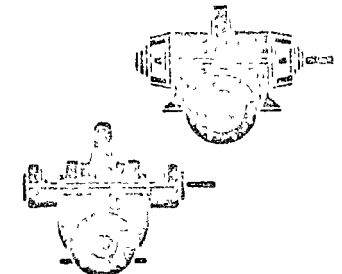
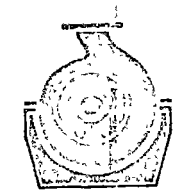
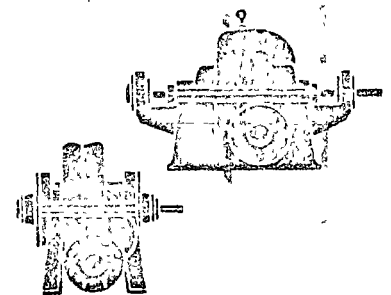
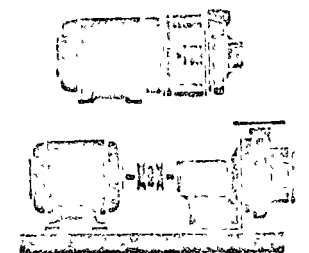
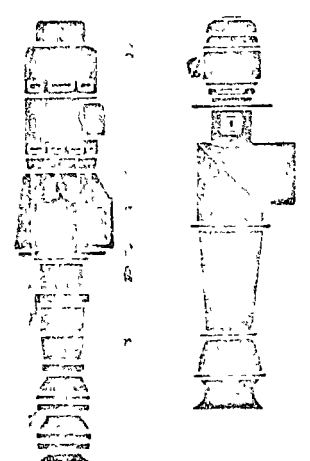
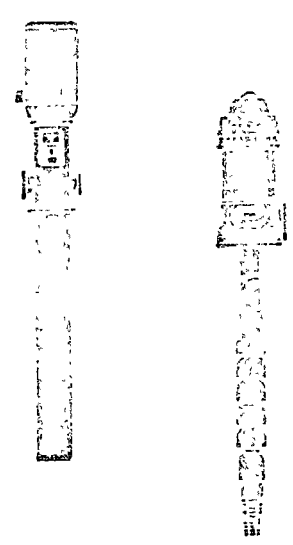
EJEMPLO: Encontrar el costo por hora de 500 gpm con 120 pies de altura y eficiencia total de la planta de 60% (.60 con relación a la fuerza, (\$.1125 x KWII). Substituyendo en la fórmula tendremos el costo por hora.

$$= \frac{.000189 \times 500 \times 120 \times .1125}{.60} = 2.125$$



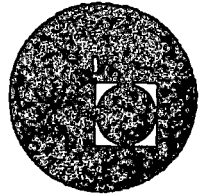


**BOMBAS PEERLESS
PARA
APLICACIONES
INDUSTRIALES**





centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS
DE TUBOS

Transporte de Sólidos en Tuberías

Ing. Carlos Cruickshank V.

Octubre , 1976

20

THE STATE OF TEXAS,
COUNTY OF DALLAS.

○

○

○

TRANSPORTE DE SÓLIDOS EN TUBERÍAS

Por: Carlos Cruickshank V.

1. OBJETIVO.

El transporte de sólidos por fluidos en tuberías tiene interés general por la variedad de aplicaciones prácticas que tiene. Las más comunes son el dragado, el transporte de materiales tan variados como mineral bruto, carbón, viruta, escoria, granos (con aire), pulpa de papel, basura, etc.

En estas notas se presenta la descripción del fenómeno en general y los criterios que existen para conocer y cuantificar el modo de transporte para de ahí obtener criterios de diseño.

2. REGIMENES DE FLUJO.

Los diferentes tipos de flujo se presentan en la fig. 1 donde aparece una curva típica de velocidad contra pérdida de carga (expresada en altura de columna del fluido) de una mezcla de fluido y sólidos. Es de importancia la distinción entre el transporte con depósito del material sólido y el transporte sin depósito, ambos separados por la condición de transición 3. En la parte superior (condiciones (1) y (2)) el transporte es sin depósito y a medida que aumenta la velocidad, la concentración de sólidos en la tubería se hace cada vez más uniforme; a esta forma de flujo se le acostumbra llamar homogéneo; cuando no existe depósito pero hay un notorio gradiente de concentraciones en la vertical, se dice que se tiene un flujo en suspensión heterogéneo. Abajo de la forma de transporte (3), el material sólido empieza a depositarse en el fondo y a formar dunas o simplemente una capa que se arrastra por la parte más baja de la tubería, reduce la sección y puede llegar a un eventual tapado de la tubería.

Aunque no hay una distinción definida entre el flujo homogéneo y el heterogéneo, se les ha dado un trato diferente en la literatura en lo que se refiere a la cuantificación de las características del flujo. La distinción es más clara e importante^{es} entre el flujo heterogéneo sin depósito y aquél en el que sí lo hay. Esto se debe a que el depósito del material sólido reduce el área de la sección activa y además presenta una resistencia al flujo notable desde el momento en que aparece.

El objeto del estudio de este tipo de flujo para el diseño de un sistema de transporte de sólidos por tuberías es, por una parte, la determinación de las pérdidas de carga (energía) en la tubería, y por otra, la cantidad de sólidos que pueden transportarse. Otro aspecto importante sería la determinación de la abrasión de la tubería, dependiente tanto de los parámetros del flujo como del tipo de sedimento y de material del que está hecha la tubería; este último tema no será tratado en esta exposición por salirse fuera del curso.

En general la pérdida de carga aumenta con la concentración de material sólido transportado y varía según el régimen en el que el transporte se realiza. En la fig. 1 puede apreciarse que para una concentración dada existe un valor mínimo de la pérdida de carga que es cercano al valor correspondiente a la condición del inicio de transporte con depósito. A medida que la velocidad aumenta la ley de pérdida de carga se hace paralela a la del fluido sin sedimento.

3. FLUJO HOMOGÉNEO Y HETEROGÉNEO.

Como se indicó, no existe una separación clara entre estos tipos de flujo y de hecho se han encontrado relaciones empíricas que cubren todo el rango de transporte sin depósito. La mayor parte de estas relaciones tienden a determinar la diferencia que existe -

entre la pérdida de carga para el fluido con sedimento de la pérdida para el fluido solo. Si la mezcla fuera perfectamente homogénea, se le podría considerar como un nuevo fluido con peso específico γ_m igual a:

$$\gamma_m = \gamma + (\gamma_s - \gamma) C_v \quad (3.1)$$

donde:

γ peso específico del fluido

γ_s peso específico de los sólidos

C_v concentración de sólidos en volumen

En esas condiciones es posible demostrar que la diferencia de pérdidas de carga entre fluido con y sin sedimento, siempre que la viscosidad no esté afectada por el sólido, esta dada por (ref 1):

$$(L'_m - L') = (L' + \sin \theta) (S - 1) C_v \quad (3.2)$$

donde:

L'_m - pérdida de carga por unidad de longitud de tubería para una mezcla homogénea de fluido y sedimento dada en altura de columna del fluido.

L' - pérdida de carga para el fluido solo.

θ - ángulo de inclinación de la tubería respecto a la horizontal; su valor es positivo es cuando la mezcla sube por la tubería.

S - densidad del material sólido relativo al fluido:

$$S = \frac{\rho_s}{\rho} = \frac{\gamma_s}{\gamma}$$

Cuando la viscosidad del fluido se ve afectada por la presencia del sedimento, lo cual ocurre cuando este es muy fino (menor de 0.15 mm), es necesario medir la viscosidad de la mezcla y corregir el número de Reynolds para obtener el coeficiente de fricción en la obtención de ζ' . Una forma equivalente de obtener la pérdida de carga unitaria en flujo homogéneo es a través de la fórmula de D'Arcy:

$$\zeta'_m = \frac{f_m}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (3.3)$$

donde:

ζ'_m - altura de carga por unidad de longitud de tubería expresada en altura de columna de la mezcla.

f_m - coeficiente de fricción de D'Arcy obtenido del óbaco de Moody con la viscosidad de la mezcla homogénea.

D - diámetro de la tubería

V - velocidad media de la mezcla

g - aceleración de la gravedad.

Cuando el flujo es heterogéneo no se cumplen las expresiones anteriores y la diferencia $\zeta'_m - \zeta'$ aumenta (ver fig. 1). Durand y su colaboradores^{(2), (3)}, presentan una forma de estimar dicho aumento relacionado empíricamente dos parámetros adimensionales:

$$\frac{\zeta'_m - \zeta'}{\zeta' C_D} = 176 \left(\frac{gD}{V^2 \sqrt{C_D}} \right)^{3/2} \quad (3.4)$$

donde:

C_D - coeficiente de arrastre de las partículas sólidas.

Esta ecuación es válida solo para partículas de cuarzo transportadas en agua clara, en el rango de arenas a guijarros. Esta relación aparece en la fig 2. Como puede verse en ella, los datos experimentales tienen una dispersión notable y para valores pequeños -

del parámetro $v^2 \sqrt{C_D} / g D$, se hacen prácticamente independientes del mismo.

Otros investigadores trataron de generalizar para cualquier fluido y cualquier sedimento, la relación obtenida por Durand para agua y arena; sin embargo los resultados obtenidos hasta ahora en esa dirección no son del todo concluyentes; sin embargo, la más acertada parece ser corregir la fórmula de Durand incluyendo la densidad en el primer parámetro en forma similar a como aparece en la ec. (3.2), con lo que se transforma en:

$$\frac{L_m - L}{C_D (s-1)} = 106 \left(\frac{g D}{v^2 \sqrt{C_D}} \right)^{3/2} \quad (3.5)$$

Newitt y otros⁽⁴⁾ derivaron una fórmula con un criterio energético y la comprobaron con gran número de ensayos de transporte de sólidos de diversas densidades. Su expresión puede usarse en forma alternativa a la de Durand y es:

$$\frac{L_m - L}{C_D (s-1)} = 1100 \frac{g D \omega}{v^3} \quad (3.6)$$

donde:

ω = velocidad de caída de la partícula en el fluido.

En la ec. (3.6) aparece la velocidad de caída en forma explícita mientras que en la (3.5) está implícita en el coeficiente de arrastre.

El valor del coeficiente de arrastre para partículas esféricas o para granos irregulares se obtiene en función del número de Reynolds:

$$R_e = \frac{\omega d}{\nu} \quad (3.7)$$

donde:

d = diámetro de la partícula

ρ = coeficiente de viscosidad cinemática

Curvas para diferentes relaciones $k = V/d^3$ (V = volumen de la partícula) se muestran en la fig 3. Para obtener la velocidad de caída o el coeficiente de arrastre es necesario proceder por tanteos cuando se está en la parte descendente de la curva.

4. VELOCIDAD LIMITE DE DEPOSITO.

Es de gran importancia poder determinar el momento en el que el transporte del sólido se empieza a ser por arrastre en el fondo de la tubería. La mayoría de los autores coinciden en afirmar que además, esta condición es cercana a la de pérdida de carga mínima para la misma concentración. Si la velocidad aumenta se pasa al régimen heterogéneo y la pérdida aumenta; si la velocidad disminuye, se forma un lecho de arena que deformado con dunas y rizos aumenta notablemente la fricción además de disminuir al área hidráulica de la tubería.

Una forma para determinar la condición límite, es la propuesta por Durand como se muestra en la fig 4. También puede utilizarse la relación de Wilson⁽⁵⁾ para que no exista depósito.

$$\frac{W}{V_*} \leq 1 \quad (4.1)$$

donde:

V_* = velocidad del esfuerzo constante

$$V_* = \sqrt{\frac{g \cdot D \cdot \dot{L}_m}{4}}$$

La condición límite anterior está obtenida como el paso del flujo heterogéneo al de arrastre con depósito; para pasar de éste último al flujo heterogéneo se puede necesitar mayor intensidad del flujo; por esta razón para evitar depósito del material, es conveniente dise

ñar el flujo con cierto margen de seguridad que puede darse aumentando la velocidad en un 10 a 20%.

El transporte de sólidos en tuberías con depósito de fondo es una condición que debe evitarse por lo ineficiente y por que puede llegarse a un bloqueo completo de la tubería por los sólidos.

5. TRANSPORTE DE MATERIAL NO UNIFORME.

Las relaciones dadas hasta aquí, se refieren a material relativamente uniforme. Cuando se transporta material graduado las condiciones del flujo pueden verse alteradas especialmente cuando existe material menor de 0.15 mm. Se ha observado que el efecto del material fino es el de facilitar el transporte del material más grueso; esto se explica por el aumento de la viscosidad del fluido que reduce la velocidad de caída de las partículas más gruesas. Como se indicó en el apartado 3, es siempre conveniente medir el aumento de la viscosidad debido a la concentración de sedimento fino; para estimaciones preliminares puede emplearse la relación de Einstein⁽⁶⁾

$$\frac{\nu'}{\nu} = 1 + 2.5 C_{vf} \quad (5.1)$$

donde:

ν' - viscosidad cinemática modificada por la concentración volumétrica de material fino C_{vf}

Si el material fino es de tipo coloidal el aumento en viscosidad puede ser mucho más importante que el indicado por la ec. (5.1), además de que el fluido tendrá características ^{no} Newtonianas. Este hecho es muy importante desde el punto de vista práctico ya que la inclusión de material coloidal puede ser conveniente en muchos casos.

Para dar una idea de la disminución en la velocidad de caída de las partículas en este tipo de fluidos, se dan en la fig 5. los resultados de experiencias de laboratorio con suspensiones de bentonita en agua para diferentes concentraciones⁽⁷⁾

Para utilizar los criterios de condiciones límite entre transporte con depósito y flujo heterogéneo, es recomendable utilizar como diámetro representativo del material el tamaño d_{90} de la curva granulométrica, o sea, aquél para el cual el 90% del material es más fino.

6. TUBERIAS INCLINADAS.

El efecto de la inclinación de la tubería sobre la pérdida de carga, es conocido solo en el caso de flujo homogéneo y es el indicado en la ec. (3.2). Aunque no ha sido comprobado experimentalmente, puede hacerse una corrección similar, para aplicar las fórmulas de Durand ec. 3.4, o de Newitt ec. 3.5 y estimar así el efecto de la inclinación de la tubería, o sea, emplear en ellas el parámetro $(i_m - i) / (i + \text{sen } \Theta)$ en lugar de $(i_m - i) / i$. Para estimar la velocidad límite de depósito puede corregirse el parámetro de Durand como se indica en la referencia 7 multiplicándolo por $(1 - \tan \Theta)$; esta corrección es válida para pequeñas inclinaciones de la tubería.

7. REFERENCIAS.

1. Task Committee for Preparation of the Sedimentation Manual "Transportation of Sediment in Pipes" Procs. ASCE, No. HY7, julio 1970.
2. R. Durand "Basic Relationship of the Transportation of Solids in Pipes" Memorias del Congreso de la International Association for Hydraulic Research, Minnesota, 1953.

3. R. Durand y E. Condolios "Experimental Investigation on the Transport of Solids in Pipes" Le Journées d'Hydraulique" Societé Hydrotechnique de France, Grenoble, 1952.
4. D.M. Newitt y otros. "Hydraulic Conveying of Solids in Horizontal Pipes" Trans. Institution of Chemical Engs. Vol. 33, 1955.
5. W.E. Wilson - "Mechanics of Flow with non Colloidal Inert Solids" Trans. ASCE Vol. 107, 1942. p. 1576
6. A. Einstein " Annalen der Physik" Vol. 34, 1911 p. 591

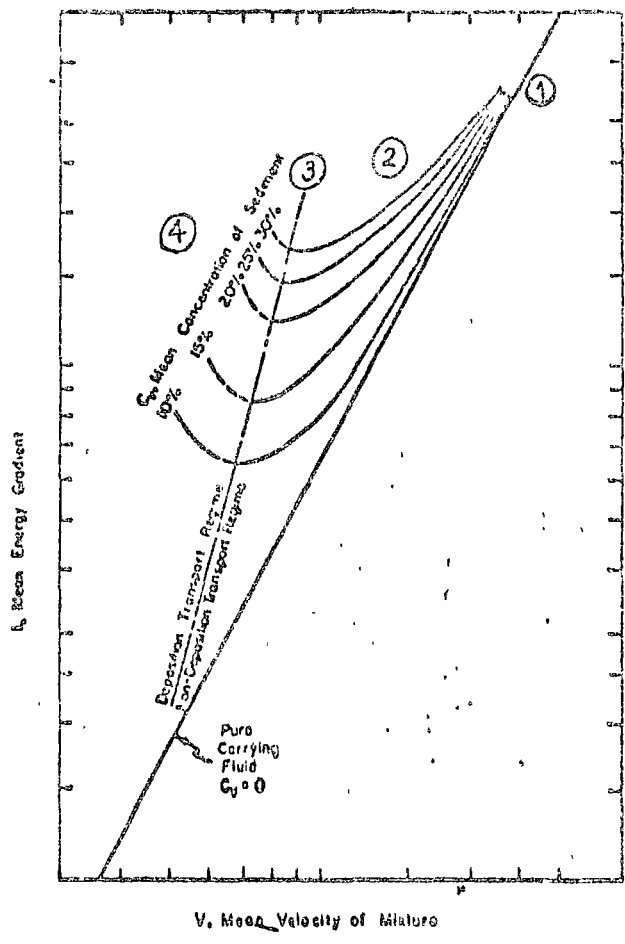


FIGURA 1 - TYPICAL HEAD LOSS AND SEDIMENT CONCENTRATION CURVES FOR GIVEN FLUID, SEDIMENT AND PIPE SIZE

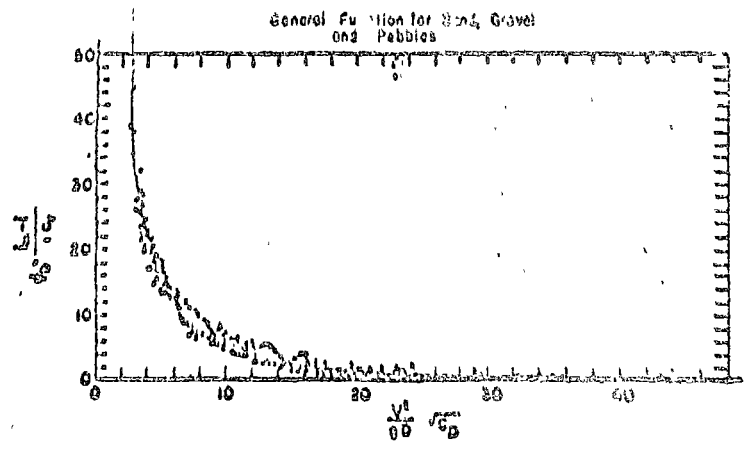


FIGURA 2 - HEAD LOSSES IN PIPES WITH NONDEPOSIT FLOW REGIMES AFTER DURAND

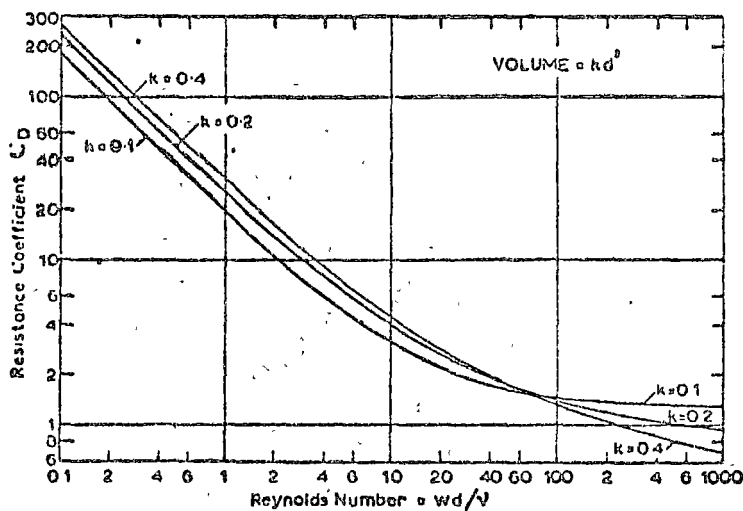


FIGURA 3 Resistance coefficient $C_D = 8k(\rho_s - \rho)gd/\pi\rho v^2$ plotted against Reynolds number by various shapes of particles. (By permission of the Institution of Mechanical Engineers, London.)

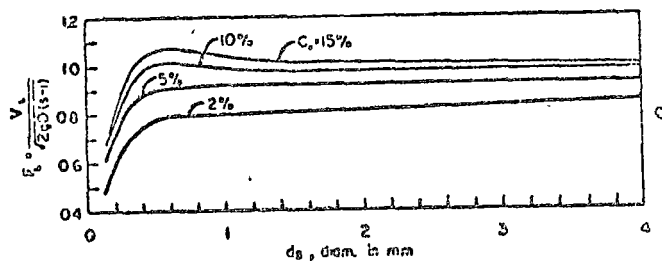
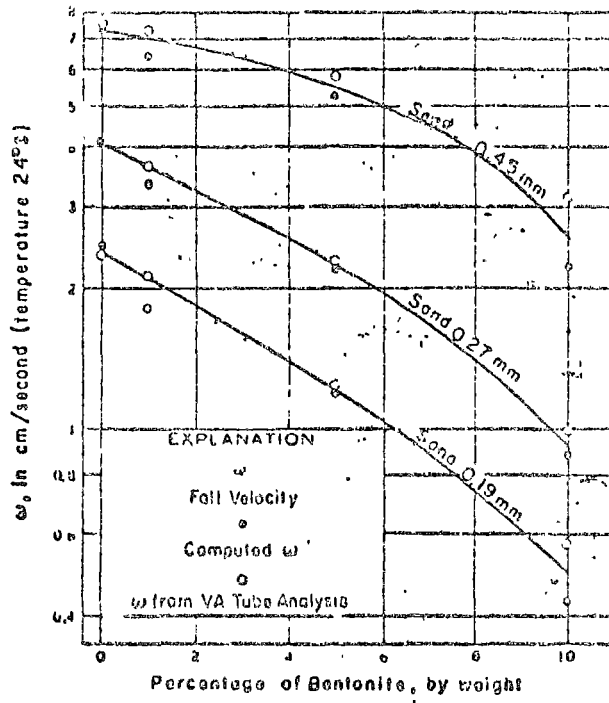
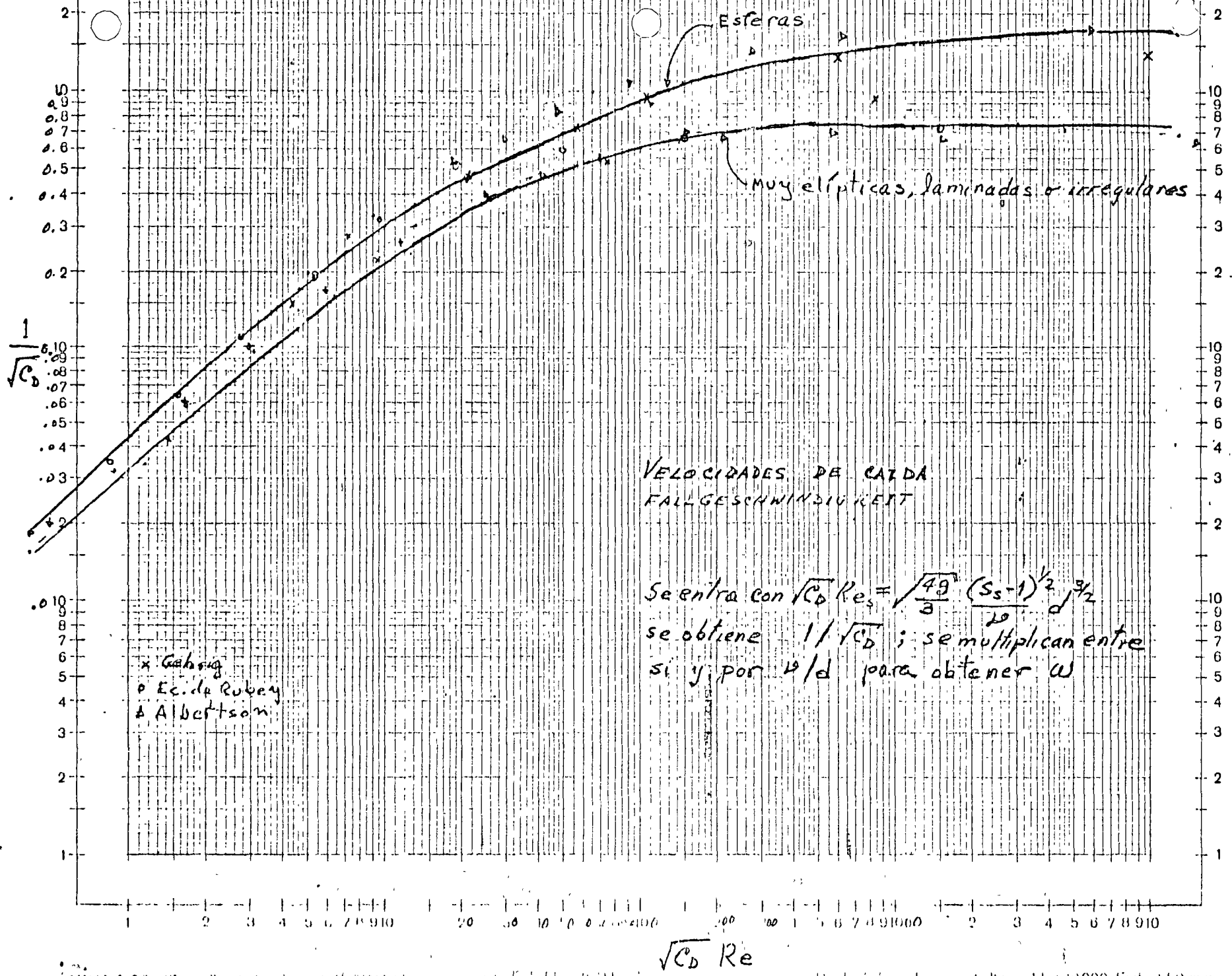


FIGURA 4 —LIMIT DEPOSIT VELOCITY FOR NONUNIFORM MATERIAL AFTER DURAND AND CONDOLIOS (



Variation of fall velocity with percent bentonite in water.

FIGURA 5



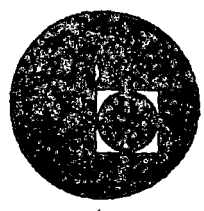


7

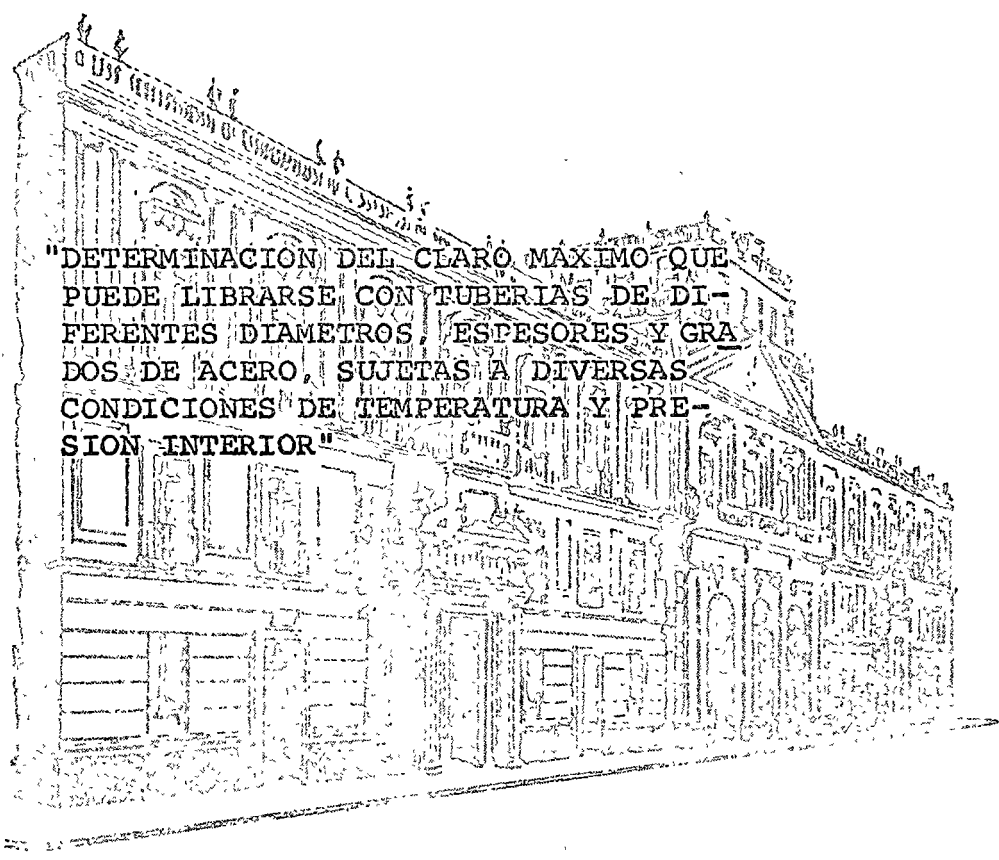
8



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS
DE TUBOS



"DETERMINACION DEL CLARO MAXIMO QUE
PUEDE LIBRARSE CON TUBERIAS DE DI-
FERENTES DIAMETROS, ESPESORES Y GRA-
DOS DE ACERO, SUJETAS A DIVERSAS
CONDICIONES DE TEMPERATURA Y PRE-
SION INTERIOR"

ING. FRANCISCO AGUILAR LOPEZ DE NAVA

ING. RAUL MENDOZA MATA

OCTUBRE DE 1976.

[Faint, illegible text at the top of the page, possibly bleed-through from the reverse side.]



"DETERMINACION DEL CLARO MAXIMO QUE PUEDE LIBRARSE
CON TUBERIAS DE DIFERENTES DIAMETROS, ESPESORES Y
GRADOS DE ACERO, SUJETAS A DIVERSAS CONDICIONES -
DE TEMPERATURA Y PRESION INTERIOR".

Curso Intensivo: "Proyecto Hidráulico y Estructural
de Sistemas de Tubos". Centro de Educación Conti-
nua.

M. en I. Ing. Francisco Aguilar L. de N.

Ing. Raúl Mendoza Mata

Este estudio se refiere a líneas de conducción de gran longitud enterradas en la mayor parte de su desarrollo, los claros a liberar son puntos de trazo correspondientes a cañadas, pequeños cauces de ríos, barrancas, etc. Este estudio está orientado a cubrir principalmente los siguientes aspectos:

- 1).- Comportamiento de líneas enterradas sujetas a efectos térmicos.
 - 2).- Análisis de Viga-Columna.
 - 3).- Conclusiones y recomendaciones.
- 1a).- Efecto de los esfuerzos térmicos en líneas de tubería enterradas.

Una tubería descansando sobre la tierra o sobre soportes aumentará su longitud de acuerdo a ciertas leyes físicas conocidas cuando la temperatura de la línea se incrementa externamente o introduciéndole un líquido caliente.

Si en un extremo de la línea se coloca una ancla, dicha ancla, suponiendo que la línea está a nivel, debe ser capaz de resistir por lo menos una fuerza un poco mayor que la resistencia total de fricción en los apoyos de la línea, debida tanto al peso propio como a su contenido, por otra parte, el extremo

libre se desplazará longitudinalmente una cantidad:

$$\Delta L = e(T_2 - T_1)L$$

donde:

ΔL - Incremento de longitud

E - Módulo de elasticidad

e - Coeficiente de expansión/unidad de temperatura

$T_2 T_1$ - Temperatura final e inicial respectivamente

L - Longitud inicial de la tubería

Si ahora la tubería se ancla en ambos extremos, dichas anclas deben ser capaces de resistir una fuerza que anule la expansión térmica calculada de acuerdo a la Ley de Hooke como:

$$F = \frac{EA}{L} \Delta L = EA \cdot e(T_2 - T_1)$$

siendo: A - Area de la sección transversal metálica.

Se observa que la fuerza de expansión no depende de la longitud del tubo, sometida a temperatura.

Si se ancla una línea sólo en sus extremos es probable que se presente el pandeo debido a que no es suficientemente rígida para resistir la fuerza de compresión provocada por la expansión, ésto podría evitarse colocando guías a determinados intervalos de modo que la tubería entre dos apoyos consecutivos resistiera la carga de compresión sin pandearse. Si estas guías fueran también capaces de absorber cierta fuerza longitudinal se podría reducir la expansión libre de la tubería e incluso se podría anular.

Un problema similar a éste se presente en las vías de ferrocarril, en donde, como sabemos, los rieles están sometidos a temperaturas que pueden variar dentro de límites más o menos amplios y en donde además es práctica común, formar largos tramos de vía soldando entre sí varios tramos de longitudes comerciales. En este caso, el pandeo y la expansión térmica se previenen mediante la restricción ofrecida por los durmientes a los cuales se fija la vía, mismos que a su vez se encuentran restringidos por la cama de balasto, reduciéndose así el problema al tomar en cuenta los efectos restantes de expansión en los extremos de las secciones soldadas de vía. Veamos ahora el comportamiento de las tuberías enterradas sujetas a expansión térmica. Se observa que este caso no es más que una generalización del anterior en el que la restricción es continua, ya que las líneas están restringidas a movimiento en su cepa por fricción contra la tierra que las rodea a lo largo de todo su desarrollo.

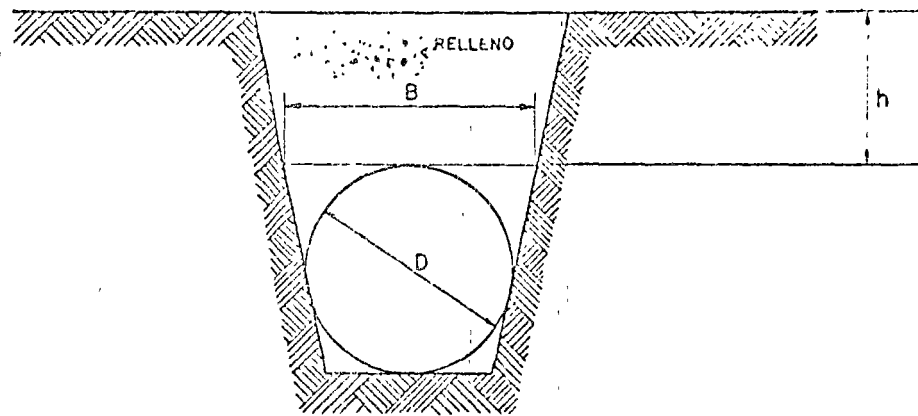
Se ha encontrado que la magnitud de esta restricción depende básicamente del tamaño de la tubería, colchón de tierra sobre ella, carácter y densidad del relleno, rugosidad de la superficie exterior del tubo, así como el grado de compactación del relleno. En general un relleno bien compactado ofrece mayor resistencia a la expansión de una tubería.

1b).- Estimación de la restricción

Para estimar la restricción por unidad de longitud de tubo es necesario calcular primero el peso de tierra que actúa sobre el tubo, lo cual se puede hacer

utilizando la fórmula de D. Marston cuya base teórica y confirmación mediante diversas pruebas aparece en el "Piping Handbook" de Crocker, dicha fórmula es:

$$W = cB^2\omega \quad (1.3)$$



en donde:

W - Carga sobre el tubo en la zanja en lb/pie lineal.

ω - Peso del material de relleno, usualmente varía de

- 100 a 130 lb/pie³.

B - Ancho de la zanja a la altura de la parte superior del tubo, pie.

c - Coeficiente que depende de la relación h/B . Para profundidades pequeñas $h/B \leq 2$ $c = 3H/43$

o sea $W = 3whB/4$. Para relaciones $h/B > 2$ el coeficiente disminuye rápidamente abajo de $3/4$ y varía además con el tipo de suelo.

Cuando sobre la superficie actúen cargas concentradas P , se producen sobre la tubería sobrecargas adicionales. Sin embargo, como los efectos de estas cargas se ven afectados por muchos factores, no deben esperarse cifras muy precisas.

Para fines de estimación puede suponerse que la carga P produce una carga uniforme de $\frac{P}{3h^2}$ (lb/pie) en la parte superior del tubo, pudiendo tomarse como una carga distribuida linealmente de $\frac{PD}{3h^2}$ (lb/pie); cuando las cargas son debidas a ruedas de camión, generalmente se incrementan un 50% para tomar en cuenta los efectos del impacto. Estas cargas uniformes equivalentes debidas a cargas superficiales se deben agregar a la que produce el peso de tierra.

A continuación es necesario calcular el peso total (W_T) que actúa sobre el fondo de la zanja; éste será la suma del peso de tierra más sobrecarga (W), el peso de la tubería (W_T) y el peso del fluido que se transporta (W_L).

Si el terreno a ambos lados de la tubería está compactado, de acuerdo a la teoría de empuje de tierras de Karl Terzaghi, se establecerá una presión pasiva del suelo contra la tubería. Terzaghi encontró que este empuje varía de 0.2 a 0.8 del peso de la tierra que actúa arriba del centro de la tubería.

Por último, suponiendo un factor de fricción de 0.4 entre la tubería y la tierra, el efecto de restricción total (F) en lb/ft² está dado por:

$$F = 0.4 [W_T + \text{Empuje pasivo}] = 0.4 [W + W_T + W_L + (0.2 \text{ a } 0.3)W]$$

Tomando el valor 0.2 para el empuje pasivo se tendrá:

$$F = 0.4 [1.2W + W_T + W_L] \quad (1.5)$$

Por último, para calcular la fuerza por unidad de área basta con dividir entre el perímetro de la tubería.

En la literatura se han reportado valores mínimos de la fuerza de restricción para algunos tipos de suelo, algunos valores típicos son:

Para terreno lodoso: $F = 10 \text{ lb/pie}^2$

Para terreno arenoso: $F = 50 \text{ lb/pie}^2$ (abajo del nivel freático)

Para terreno areno-arcilloso: F de 100 a 300 lb/pie^2 (arriba del nivel freático)

El Batelle Memorial Institute (ver Oil & Gas Journal de Marzo de 1951 "Slacks in Buried Gas Pipe Lines" por G. M. McClure & L. R. Jackson) al hacer un estudio para determinar los esfuerzos residuales longitudinales debidos a las variaciones de temperatura durante la construcción determinó el valor de restricción ofrecida por el suelo en diferentes puntos obteniendo que ésta variaba entre 50 y 1080 lbs por pie de tubería y aunque no se hizo el intento de justificar tan amplia variación se llegó sin embargo a la conclusión de que la restricción requerida por las líneas de tubería es menor que la restricción potencial que puede ofrecer cualquier tipo de suelo.

Por otra parte la Panhandle Eastern Pipe Line Co. en base a algunas observaciones reportó que la fricción mínima desarrollada por el terreno contra el tubo vale aproximadamente $88D$ lbs por pie lineal de tubo, siendo D el diámetro en pies.

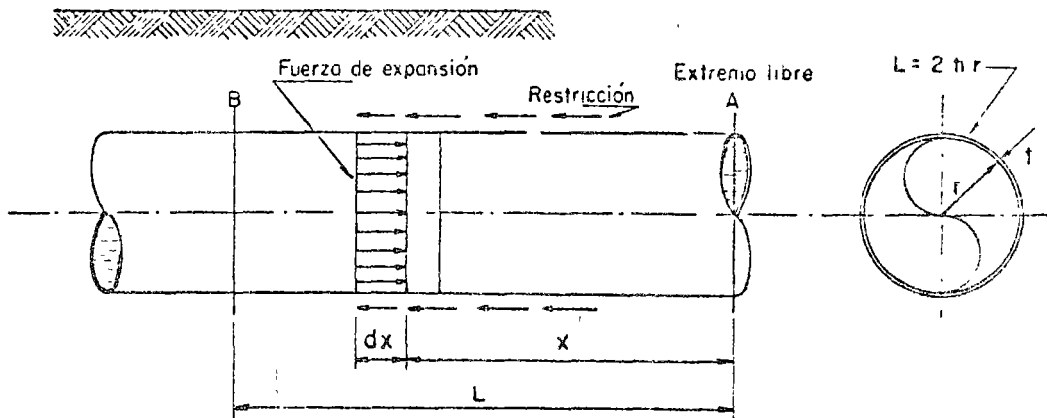
Así mismo, D. Marston mediante una serie de experimentos de cargas sobre tuberías en zanjas, utilizando condiciones promedio y un coeficiente de fricción de 0.325 obtuvo un valor de $96D$. Sin embargo, dada la incertidumbre en las me-

condiciones así como lo escaso de los datos, es conveniente usar un valor conservador tal como $80D$, que es el valor propuesto por W. Wilbur o algún otro similar. (Ver "Pipe Line Industry" Feb. 1963. "Analyzing Pipe Line Stresses")

Es de hacerse notar que la restricción de la tierra aumenta con el tiempo debido a la compactación natural del terreno.

Utilizando estos valores de la restricción generada por el suelo es posible calcular a que distancia "L" de un extremo libre se puede considerar que la tubería se comporta como si estuviera completamente empotrada, es decir, donde la expansión térmica es completamente neutralizada por el efecto de confinamiento del terreno. Por otra parte, como se demuestra a continuación, el extremo libre de la tubería sólo se desplaza una cantidad igual a la mitad de la expansión libre por temperatura de un tramo de tubo similar de longitud "L".

Consideremos una tubería enterrada, de radio r y espesor t , sujeta a una temperatura T y tomemos un elemento diferencial.



Las fuerzas que actúan sobre él son: la fuerza diferencial de restricción,

$dR = (2\pi r dx)f$, y la fuerza de expansión, $F = \epsilon E(2\pi r t)$

Siendo f : La fuerza de restricción por unidad de área

E : El módulo de elasticidad del material

y ϵ : El coeficiente de expansión térmica a la temperatura T .

Como se observa, la fuerza de expansión es constante ya que no depende de la longitud del tubo mientras que la fuerza de restricción es variable, ya que se va integrando a partir del extremo libre, de modo que a cierta distancia "L" estas dos fuerzas se equilibran, o sea, $R = F$:

$$\epsilon E 2\pi r t = 2\pi r f L, \quad \therefore L = \frac{\epsilon E t}{f}$$

Es decir, el punto B se puede considerar como fijo. Calcularemos ahora el desplazamiento de el extremo libre A a partir del punto fijo B. La fuerza resultante a cierta distancia x del extremo libre vale: $Q_x = F - R_x$,

$$Q_x = \epsilon E 2\pi r t - 2\pi r x f \quad (1.6)$$

La deformación del tramo diferencial debido a esta carga utilizando la Ley de Hooke se puede escribir como:

$$d\delta = \frac{Q_x dx}{EA} = \frac{(\epsilon E 2\pi r t - 2\pi r x f) dx}{E 2\pi r t} = \frac{(\epsilon E t - x f) dx}{E t} \quad (1.7)$$

o bien:

$$\delta = \int_0^L d\delta = \int_0^L \left(\epsilon - \frac{x f}{E t} \right) dx = \epsilon [x]_0^L - \frac{f}{E t} \left[\frac{x^2}{2} \right]_0^L, \quad (1.8)$$
$$\delta = \epsilon L - \frac{f L^2}{2E}$$

Sustituyendo en esta expresión el valor de L obtenido arriba se obtiene:

$$\delta = \epsilon L - \frac{f L}{2E} \frac{E t}{f} = \epsilon L - \frac{\epsilon L}{2} = \frac{\epsilon L}{2} \quad (1.9)$$

Como se observa, este valor es la mitad del de expansión libre por temperatura del tramo de Long. L o sea, que el efecto de la restricción circunvecina por el suelo es reducir la expansión térmica.

Veremos ahora algunos aspectos del tendido de tuberías relacionados con los esfuerzos inducidos sobre los mismos en esa etapa.

1-b) Comportamiento durante el tendido.

Las tuberías generalmente se tienden formando curvas horizontales muy amplias, es decir, serpenteando el eje de la tubería de un lado a otro de la cepa con objeto de permitir cierta holgura longitudinal, debido a esa "holgura" los esfuerzos residuales provocados por las diferencias de temperatura durante la instalación, tienden a neutralizarse mientras no se efectúe el relleno. Una vez que se efectúa el relleno de la zanja este efecto de balanceo de esfuerzos desaparece, y a partir de ese momento se requieren fuerzas de gran magnitud para alterar el trazo de la tubería debido a la restricción del terreno circunvecino.

Se ha encontrado que esas curvas horizontales incrementan la resistencia a la expansión o contracción de la tubería, es decir reducen la distancia L . Por otra parte, se ha encontrado mediante experiencias que los codos o cambios de dirección actúan en conjunto con el terreno como anclas.

Durante el tendido es conveniente que el tramo de tubería que va a ser enterrado durante el día permanezca suficiente tiempo sobre los polines como para sufrir un ciclo completo de temperatura entre la mínima temperatura de la mañana y la temperatura máxima del medio día, para igualar los diferentes estados de

expansión entre las secciones soldadas durante el transcurso del día, con el objeto de eliminar los esfuerzos residuales por este concepto, cuando se tiende el tubo en la zanja.

Una vez tapada la tubería con el relleno, ésta tenderá a igualar su temperatura con la del terreno, de modo que la temperatura del terreno a la profundidad donde va a ir la tubería es un dato importante para el diseño e instalación de tuberías de conducción.

Sin embargo, a profundidades mayores de 90 cm. las diferencias de temperatura debidas a la variación diaria a través de las estaciones no son apreciables como lo han demostrado experiencias hechas en varias partes, o sea que a esa profundidad la temperatura es estable a lo largo del año.

Se ha observado que algunas tuberías enterradas han empujado su relleno hacia arriba y han aflorado a la superficie, produciendo en la tubería esfuerzos adicionales de flexión y llegando incluso al aplastamiento de la sección transversal. Esto pudo deberse a que se usaron zanjas poco profundas que ofrecieron poca restricción, o bien que el trazo pasó por un punto alto requiriendo por tanto una curva vertical con el lado convexo en la parte superior del tubo con lo que se genera una reacción desbalanceada hacia arriba en el punto más alto de la curva, los dos casos indican la conveniencia de usar zanjas de profundidad adecuada.

Por otra parte, como se verá más adelante, la fuerza de expansión se reduce considerablemente por la tensión existente en la tubería provocada por la presión interna, así mismo, a medida que se avanza en la dirección del flujo, la tendencia a la expansión disminuye porque el líquido conducido se va enfriando.

Sin embargo, aún sin considerar estos efectos, la restricción del suelo es suficiente para prevenir grandes desplazamientos longitudinales de las líneas siempre y cuando no estén enterrados en lodo suave y si se ha compactado el relleno.

Los esfuerzos de tensión y compresión en una tubería subterránea pueden limitarse a valores relativamente bajos si el relleno y la restricción ofrecida por el suelo se establecen para una condición de temperatura de la tubería intermedia entre la temperatura más baja del terreno y la temperatura más alta del fluido, ambas para la temporada de invierno. Debe recordarse que las tuberías que conducen crudos se diseñan para que trabajen a su máxima capacidad durante las condiciones invernales más frías y húmedas que es cuando la temperatura del fluido decrece más rápidamente, de modo que en el verano conduzcan el crudo con menor temperatura y presión.

Así pues lo más conveniente sería establecer experimentalmente la restricción del suelo cuando el tubo está a una temperatura intermedia, siempre que el clima lo permita.

Para un mejor tendido de tuberías de diámetro grande, así como mejoramiento de su resistencia al aplastamiento cuando están vacías, es recomendable conformar el fondo de la zanja a la forma del tubo, esto puede hacerse con una zanjeadora.

Hasta ahora sólo hemos considerado los efectos de la temperatura, sin embargo, hay otros efectos, como la presión interna, que tienen que tomarse en cuenta

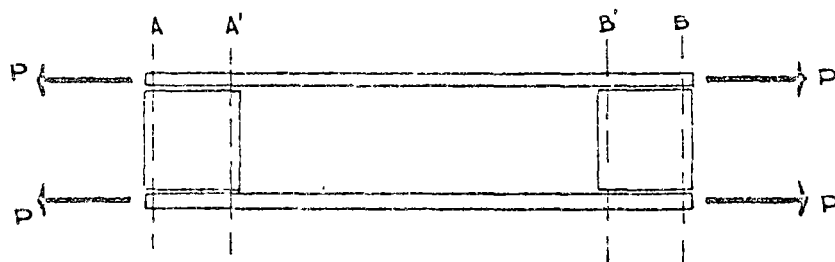
en el comportamiento mecánico de las tuberías.

1-c) Efectos de la presión interna.

Cuando se somete una tubería a presión interna, la pared de ésta se someterá a tensión, la cual ocasiona un incremento en el diámetro y consecuentemente en la circunferencia. De acuerdo al conocido efecto de Poisson, existirá un efecto adicional tendiente a disminuir la longitud de la tubería.

Consideremos un tramo libre de tubería \overline{AB} , no sujeta a esfuerzos y supongamos que en sus extremos se han colocado tapones sin fricción para evitar fugas y que se le aplica una presión interna. Entonces debido al efecto de Poisson, la tubería se acortará hasta una longitud $\overline{A'B'}$. Bajo esta condición no existirá ningún esfuerzo longitudinal en el tubo. Esta condición es similar a la de una viga libremente apoyada que cambia de longitud por efecto de un cambio de temperatura sin inducirle esfuerzos en la misma.

Si ahora mientras la tubería se encuentra bajo el efecto de esta presión interna, se le aplican las cargas externas P para regresar la tubería a su longitud original \overline{AB} , aparecerá en la tubería un esfuerzo de tensión con un valor unitario igual al esfuerzo circunferencial unitario multiplicado por la relación de Poisson, la carga total P en cada extremo será igual a ese esfuerzo multiplicado por el área de metal de la sección transversal.



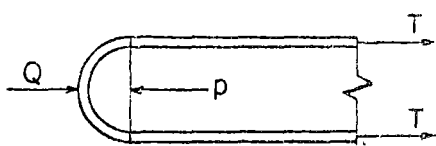
Para el acero la relación de Poisson se toma comunmente como 0.30.

Si el esfuerzo circunferencial pR/t es por ejemplo 10,000 lb/in², el esfuerzo longitudinal necesario para mantener la longitud original de la tubería es 3,000 lb/in².

En un tubo con extremos cerrados, la presión interna produce un esfuerzo longitudinal unitario de tensión en la pared de $pR/2t$, pero por el efecto mencionado antes, el esfuerzo que producirá aumento de longitud será:

$pR/2t - 0.30 pR/t = pR/5t$, es decir el efecto de Poisson reduce la elongación a un 40% de su valor nominal.

Si ahora suponemos que con el tubo sin esforzar se anclan los extremos de éste para mantenerlo en su longitud original al aplicarle presión interna las anclas desarrollarán fuerzas de compresión Q



$$Q = P - T$$

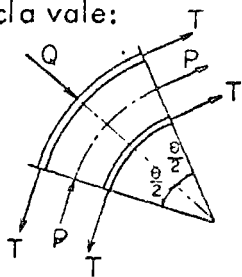
$$P = p \pi R^2$$

$$T = 0.30 \frac{pR}{t} \times 2\pi R t \quad \therefore \underline{Q = 0.40 p \pi R^2}$$

ó sea que el efecto de Poisson reduce el valor de la fuerza en el anclaje.

Similarmente si se ancla la tubería en un codo se tiene que la fuerza sobre el

ancla vale:



$$Q = 2P \sin \frac{\theta}{2} - 2T \sin \frac{\theta}{2}$$

$$P = p \pi R^2, \quad Q = 0.6 p \pi R^2$$

$$\therefore \underline{Q = 0.80 p \pi R^2 \sin \frac{\theta}{2}}$$

En una tubería enterrada se desarrollará cierto anclaje en cada extremo de cada codo, debido a la resistencia de la tierra, sin embargo para asegurarse que el anclaje es efectivo debe proveerse un bloque de concreto.

2).- ANÁLISIS DE VIGAS-COLUMNA

2a).- Vigas-Columna sin restricción axial:

Si una viga-columna está sometida a la acción del calor, debe tomarse en cuenta el efecto del gradiente de temperatura en su comportamiento mecánico. Consideraremos el caso en que los extremos de la pieza están restringidos en la dirección axial.

Como se sabe, el comportamiento de estos elementos depende de la forma de la sección transversal. (Una viga sin ejes de simetría sólo puede pandearse por una combinación de torsión y flexión).

Aquí estudiaremos únicamente el caso de vigas de sección doblemente simétrica sometidas a la acción de cargas transversales distribuidas $p = p(x)$ (ver Fig. 2.1) actuando en el plano xy , de modo que éstas se flexionen sin torsión en el mismo plano xy y sujetas a una distribución gradiente de temperatura tal que

$$M_{ty} = \int_A \epsilon E z dA = 0 \quad (2.1)$$

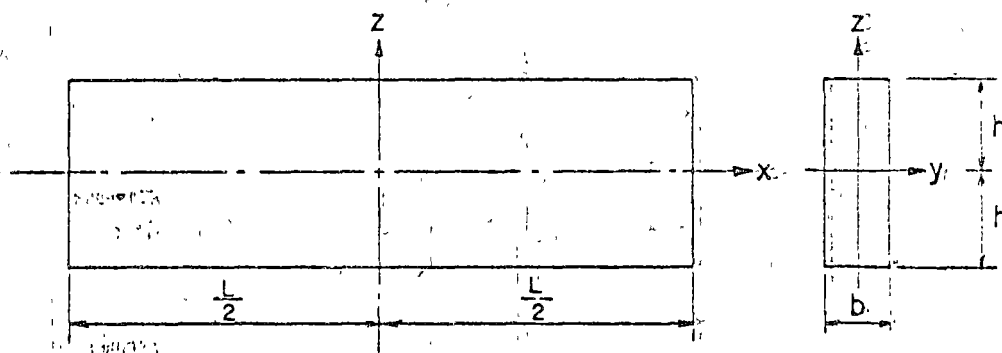


Fig. 2.1.

La curvatura en cualquier punto del eje de la viga, en ausencia de carga axial P

$$\text{vale: } -\frac{(M_z + M_{tz})}{EI} \quad (2.2)$$

En donde M_z es el momento flexionante en dicho punto debido a la carga transversal y M_{tz} es el momento flexionante debido a la distribución de temperatura y vale:

$$\int_A \alpha E t y dA \quad (2.3)$$

Si ahora se aplica a la viga una carga P (que se considerará positiva si es de compresión) de modo que la deflexión final sea v , la curvatura valdrá:

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = - \frac{(M_z + M_{tz})}{EI} - \frac{Pv}{EI} \quad (2.4)$$

siendo este último término el efecto del momento (Pv) debido a la carga axial.

Multiplicando por EI y arreglando términos, se obtiene:

$$EI_z \frac{d^2 v}{dx^2} + Pv = - (M_z + M_{tz}) \quad (2.5)$$

derivando dos veces respecto a x , se obtiene:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI_z \frac{d^2 v}{dx^2} \right) + P \frac{d^2 v}{dx^2} = - \frac{d^2 M_{tz}}{dx^2} + p \quad (2.6)$$

Esta es la ecuación diferencial que gobierna el comportamiento de las vigas-columnas sujetas a efectos térmicos, la cual tiene que resolverse para diversas condiciones de frontera de acuerdo al tipo de apoyo. Por ejemplo, para extremos:

a) empotrados:

$$v=0; \quad \frac{dv}{dx}=0$$

b) simplemente apoyados:

$$v=0; \quad EI_z \frac{d^2 v}{dx^2} = -M_{tz}$$

c) libres:

$$\frac{EI_z d^2 v}{dx^2} = -M_{tz};$$

$$\frac{d}{dx} \left(EI_z \frac{d^2 v}{dx^2} \right) + P \frac{dv}{dx} = - \frac{dM_{tz}}{dx}$$

Se observa que el término que contiene explícitamente el efecto de la temperatura (M_{tz}) sólo aparece en el segundo miembro de las ecuaciones anteriores, y por lo tanto tiene el mismo efecto que un término de carga adicional, de modo que son aplicables los métodos usuales para temperatura nula. Sin embargo, hay que notar que las condiciones de frontera no son las mismas en ambos casos, más que para vigas con extremos fijos, en los otros casos hay que tomar en cuenta a un momento o una fuerza cortante adicional.

Puede resultar conveniente en algunos casos obtener la solución de este problema, separando los efectos de las cargas transversales de los efectos de temperatura. De modo que indicando con v_f la deflexión que sufriría la viga si sólo existiera temperatura y carga axial y con v_p la deflexión debido únicamente a carga transversal y carga axial, sin efectos térmicos. Podemos escribir:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI_z \frac{d^2 v_p}{dx^2} \right) + P \frac{d^2 v_p}{dx^2} = p \quad (2.7)$$

sujeta a cualesquiera de las siguientes condiciones de frontera:

Extremos empotrados

$$v_p = 0 \quad ; \quad \frac{dv_p}{dx} = 0$$

Extremos simplemente apoyados

$$v_p = 0 \quad \frac{d^2 v_p}{dx^2} = 0$$

Extremos libres

$$EI_z \frac{d^2 v_p}{dx^2} = 0 \quad ; \quad \frac{d}{dx} \left(EI_z \frac{d^2 v_p}{dx^2} \right) + P \frac{dv_p}{dx} = 0$$

y por otra parte:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI_z \frac{dv_t}{dx^2} \right) + P \frac{dv_t}{dx^2} = \frac{d^2 M_{tz}}{dx^2} \quad (2.8)$$

sujeta a las mismas condiciones de frontera de la ec. (2.6).

La ventaja de este procedimiento es que la componente v_p representa la solución ordinaria del problema de vigas-columna y puede tomarse directamente de la literatura existente. Sin embargo, la determinación de v_t debe hacerse para cada caso en particular, ya que depende de la distribución de la temperatura.

Evidentemente la solución se obtiene como la suma de las dos componentes anteriores así: $v = v_t + v_p$

2b).- Vigas-columnas con extremos axialmente restringidos:

En este caso la ecuación básica continúa siendo la (2.6) pero la magnitud de la carga P es desconocida y debe determinarse de una condición adicional concerniente a los desplazamientos axiales de los extremos. Si ambos extremos están rígidamente fijos en la dirección axial, esta condición consiste en que la distancia axial entre los extremos de la pieza permanece constante, lo cual se expresa matemáticamente como:

$$\frac{PL}{EA} + \Delta - U_{pr}(L) = 0 \dots (2.9)$$

en donde:

$$\Delta = \frac{1}{2} \int_0^L \left(\frac{dv}{dx} \right)^2 dx, \text{ y representa la disminución de la distancia axial entre}$$

los extremos debida a la deflección transversal y $U_{pr}(L)$ es el desplazamiento axial relativo de un extremo con respecto al otro debido a la distribución de temperatura, para temperatura constante a lo largo del eje de la pieza vale:

$$U_{pr}(x) = \frac{1}{E} \int_0^x \frac{Pt}{A} dx \quad (2.10)$$

y si $A = \text{cte}$ $U_{pr}(x) = \frac{Pt x}{EA}$

Sustituyendo este valor en la ec (2.9) se obtiene:

$$(P - P_t) \frac{L}{EA} + \Delta = 0 \quad (2.11)$$

En el caso de extremos elásticamente restringidos axialmente la condición (2.9) se modifica de la siguiente manera:

$$\frac{PL}{EA} + \Delta - U_{pr}(L) + \frac{P}{K} = 0 \quad (2.12)$$

siendo K la constante de rigidez del apoyo. Esta ecuación también se puede escribir como:

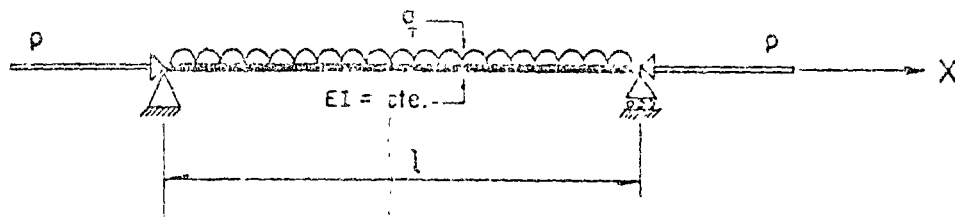
$$\left[P \left(1 + \frac{AE}{KL} \right) - P_t \right] \frac{L}{EA} + \Delta = 0 \quad (2.13)$$

2c) Desarrollo de Ecuaciones.

Utilizando una de las soluciones reportadas en la literatura para una viga-columna simplemente apoyada en sus extremos, bajo carga uniformemente repartida y sometida a la acción de una carga axial P , y aplicando el principio de superposición modificado para el caso de existencia de cargas axiales, se obtendrá la solución de la misma viga-columna pero empotrada en sus extremos.

El mencionado principio de superposición consiste en que la deflexión total de una viga-columna sujeta a varias cargas laterales puede obtenerse superponiendo las deflexiones producidas por cada una de las cargas laterales actuando en combinación con la fuerza axial total.

Para la viga-columna doblemente articulada en sus extremos (ver Fig. 2.2) tenemos:



$$y_1 = \frac{ql^4}{16EI u^4} \left[\frac{\cos(u - 2ux/l)}{\cos u} - 1 \right] - \frac{ql^2}{8EI u^2} x(1-x) \quad (2.14)$$

en donde

$$u = \frac{kl}{2}, \quad k = \sqrt{\frac{P}{EI}}, \quad y_1 = \text{deflexión}$$

La deflexión máxima ocurre en $x = l/2$ y vale:

$$y_{1, \max} = \frac{5ql^4}{384EI} \frac{12(2 \sec u - 2 - u^2)}{5u^4} \quad (2.15)$$

el primer factor representa la deflexión producida únicamente por la carga transversal q y el segundo que se denota con $\eta(u)$ es el efecto de amplificación debido a la fuerza de compresión longitudinal P . Se puede demostrar que $\eta(u)$ tiende a uno cuando u tiende a cero y crece indefinidamente cuando u tiende a $\pi/2$ o sea cuando P tiende a $P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$; es decir el efecto de la carga axial en las deformaciones depende de la relación P/P_{cr} .

Derivando la expresión (2.15) se obtiene la ecuación de la pendiente de la elástica y sustituyendo en ella $x = 0$ se obtiene el giro en los extremos de la pieza que vale:

$$\theta_1 = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=0} = \frac{ql^3}{24EI} \frac{3(\tan u - u)}{u^3} = \frac{ql^3}{24EI} \lambda(u) \quad (2.16)$$

Otra vez se observa que el primer término represente el efecto de la carga uniforme mientras el segundo es el efecto de la carga axial.

Para calcular el momento flexionante se debe diferenciar una vez más la expresión (2.16). Ya que $M = -EI \left(\frac{d^2y}{dx^2} \right)$ el momento máximo se obtiene en $x = \frac{l}{2}$ y vale

$$M_{\max} = \frac{ql^2}{8} \frac{2(1 - \cos u)}{u^2 \cos u} = \frac{ql^2}{8} \lambda(u) \quad (2.17)$$

Veamos ahora el caso de una viga-columna sujeta a carga axial P y a dos momentos

concentrados iguales en sus extremos (Ver Fig. 2.3).

está dada por:

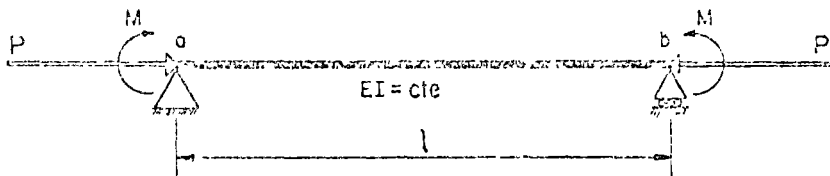


Fig. 2.3

$$y_2 = \frac{Ml^2}{8EI} - \frac{2}{u^2 \cos u} \left[\cos(u - 2ux/l) - \cos u \right] \quad (2.18)$$

La deflexión máxima ocurre también en $x = \frac{l}{2}$ y vale:

$$y_{2\max} = \frac{Ml^2}{8EI} - \frac{2(1 - \cos u)}{u^2 \cos u} = \frac{Ml^2}{8EI} \lambda(u) \quad (2.19)$$

La pendiente en los extremos calculada derivando la ec. (2.19) y sustituyendo

$x = 0$ es:

$$\theta_a = \theta_b = \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=0} = \frac{Ml}{2EI} \frac{\tan u}{u} \quad (2.20)$$

El momento flexionante máximo, también al centro del claro está dado por

$$M_{\max} = -EI \left(\frac{d^2y}{dx^2} \right)_{x=\frac{l}{2}} = M \sec u \quad (2.21)$$

Con los datos vistos hasta ahora podemos obtener por superposición el de una viga-columna doblemente empotrada (Fig. 2.4)

Para encontrar el valor del momento en los extremos plantearemos la condición

de que producido por la carga uniforme debe eliminarse con el debido a los momen

tos concentrados extremos. Así

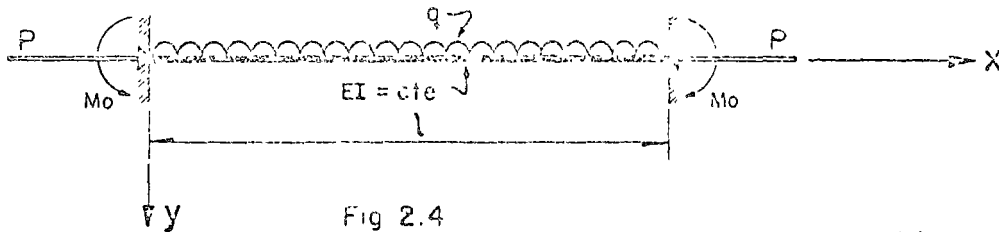
$$\frac{ql^3}{24EI} \chi(u) + \frac{M_0 l}{2EI} \frac{\tan u}{u} = 0 \quad (2.22)$$

de donde
$$M_0 = \frac{ql^2}{12} \frac{\chi'(u)}{\tan u/u} \quad (2.23)$$

Siendo M_0 los momentos de empotramiento.

La deflexión total se encuentra superponiendo a las deflexiones de la viga simplemente apoyada producidas por la carga uniforme, las deflexiones producidas por dos momentos M_0 aplicados en los extremos, estando la viga sometida en ambos casos a la misma carga axial P . Así

$$y = y_1 + y_2$$



$$y = \frac{ql^4}{16EIu^4} \left[\frac{\cos(u-2ux/l)}{\cos u} - 1 \right] - \frac{ql^2}{8EIu^2} \chi(1-x) - \frac{ql^4}{16EIu^4} \left[\frac{(\cos(u-2ux/l) - \cos u)(\tan u - u)}{\sin u} \right] \quad (2.24)$$

o efectuando operaciones

$$-y = \frac{ql^2}{8EIu^2} \chi(1-x) + \frac{ql^4}{16EIu^3} \left[\frac{\cos(u-2ux/l)}{\sin u} - \frac{1}{\tan u} \right] \quad (2.25)$$

La deflexión máxima al centro del claro vale:

$$y_{\max} = -\frac{ql^4}{32EIu^2} + \frac{ql^4}{16EIu^3} \left[\frac{1}{\sin u} - \frac{1}{\tan u} \right] = \frac{ql^4}{16EIu^3} \left[\frac{1}{\sin u} - \frac{1}{\tan u} - \frac{u}{2} \right] \quad (2.26)$$

Derivando la expresión para obtener la pendiente de la elástica obtenemos

$$\frac{dy}{dx} = \frac{ql^2}{8EIu^2} \left[\frac{1 \sin(u-2ux/l)}{\sin u} - (1-2x) \right] \quad (2.27)$$

Por último la expresión del momento flexionante es:

$$M = -EI \left(\frac{d^2y}{dx^2} \right) = \frac{ql^3}{8u^2} \left[\frac{2u \cos(u-2ux/l)}{\sin u} - 2 \right] \quad (2.28)$$

El momento en el centro del claro está dado por:

$$M_{\xi} = \frac{ql^2}{4u^2} \left[\frac{u}{\operatorname{sen} u} - 1 \right] \quad (2.29)$$

Mientras que el momento en los apoyos vale:

$$M_{x=0} = \frac{ql^2}{4} \left[\frac{u}{\tan u} - 1 \right] \quad (2.30)$$

Efecto de una curvatura inicial en las deflexiones.

Cuando una barra está sometida a la acción de cargas transversales únicamente, una pequeña curvatura inicial no tiene efecto en la deflexión final ni en los momentos y la deflexión final se obtiene superponiendo las ordenadas debidas a la curvatura a las deflexiones debidas a las cargas calculadas como si la viga fuera recta. Sin embargo, si además existe fuerza axial actuando sobre la barra las deflexiones se ven grandemente influenciadas por la curvatura inicial.

Suponiendo que el eje de la barra tiene una curvatura inicial dada por $y_0 = a \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l}$ y que la barra se somete a la acción de una carga axial P , la deformación final estará dada por: $y = y_0 + y_3$ siendo y_3 las deflexiones adicionales producidas por la carga longitudinal.

El momento flexionante en cualquier sección vale $M = P \cdot (y_0 + y_3)$, la ecuación diferencial de la elástica está dada por:

$$\frac{d^2 y_3}{d x_3^2} = - \frac{P (y_0 + y_3)}{EI} \quad (2.31) \text{ introduciendo la notación } R^2 = \frac{P}{EI}$$

se obtiene:

$$\frac{d^2 y_3}{d x_3^2} + R^2 y_3 = R^2 a \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l} \quad (2.32)$$

cuya solución es:

$$y_3 = A \operatorname{sen} R x + B \cos R x - \frac{l}{\pi^2 (R l)^2 - 1} \alpha \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l}, \quad (2.33)$$

Para satisfacer las condiciones de apoyo $y_3 = 0$ para $x=0, x=l$, para cualquier valor de R se debe cumplir $A=B=0$, por lo que

$$y_3 = \frac{-\alpha}{\pi^2 (R l)^2 - 1} \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l} \quad (2.34)$$

Llamando

$$\alpha = \frac{P}{P_{cr}} = \frac{P}{\pi^2 EI / l^2} = \frac{P l^2}{\pi^2 EI} \quad (2.35)$$

Y llevando (2.35) a (2.34) nos queda:

$$-y_3 = \frac{\alpha}{\frac{l}{\alpha} - 1} \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l} = + \frac{\alpha}{1 - \alpha} \alpha \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l} \quad (2.36)$$

Y finalmente:

$$y = -\alpha \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l} - \frac{\alpha}{1 - \alpha} \alpha \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l} = -\frac{\alpha}{1 - \alpha} \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l} \quad (2.37)$$

Derivando (2.37) dos veces respecto a x y multiplicando por EI se obtiene:

$$M = \frac{-\pi^2 EI \alpha}{l^2 (1 - \alpha)} \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l} \quad (2.38)$$

Así pues, la deflexión final en el caso de una viga-columna doblemente empotrada bajo carga lateral q , sometida a la acción de cargas longitudinales P y con curvatura inicial

$$y_0 = \alpha \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l}$$

está dada por:

$$y = \frac{-q l^2}{8 EI u^2} x(1-x) + \frac{q l^4}{16 EI u^3} \left[\frac{\cos(u - 2u x/l)}{\operatorname{sen} u} - \frac{1}{\tan u} \right] - \frac{\alpha}{1 - \alpha} \operatorname{sen} \frac{\pi x}{l} \quad (2.40)$$

y en el centro del claro haciendo $x = l/2$:

$$y_{\frac{l}{2}} = \frac{q l^4}{16 EI u^3} \left[\frac{1}{\operatorname{sen} u} - \frac{1}{\tan u} - \frac{u}{2} \right] - \frac{\alpha}{1 - \alpha} \quad (2.41)$$

Así mismo la pendiente de la elástica en cualquier punto, está dada por:

$$\frac{dy}{dx} = -\frac{ql^2}{8EIu^2} (l-2x) - \frac{ql^3}{8EIu^2} \frac{\sin(u-2ux/l)}{\sin u} - \frac{a\pi}{(1-\alpha)l} \cos \frac{\pi x}{l}$$

El acortamiento debido a la curvatura es:

$$\Delta = \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 dx$$

$$\Delta = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{q^2 l^4}{64 E^2 I^2 u^4} \left[\frac{l \sin(u-2ux/l)}{\sin u} - (l-2x) \right]^2 dx +$$

$$+ \frac{1}{2} \int_0^l \frac{a^2 \pi^2}{(1-\alpha)^2 l^2} \cos^2 \frac{\pi x}{l} dx - \frac{1}{2} \int_0^l \frac{qla\pi}{4EIu^2(1-\alpha)} \left[\frac{l \sin(u-2ux/l) \cos \frac{\pi x}{l}}{\sin u} - (l-2x) \cos \frac{\pi x}{l} \right]$$

$$\Delta = \frac{q^2 l^4}{128 E^2 I^2 u^4} \int_0^l \left[\frac{l^2 \sin^2(u-2ux/l)}{\sin^2 u} - \frac{2(l-2x)l}{\sin u} \sin(u-2ux/l) + (l-2x)^2 \right] dx + \frac{a^2 \pi^2}{2(1-\alpha)^2 l^2} \int_0^l \cos^2 \frac{\pi x}{l} dx - \frac{qla\pi}{8EIu^2(1-\alpha)}$$

$$\int_0^l \left[\frac{l \sin(u-2ux/l) \cos \frac{\pi x}{l}}{\sin u} - l \cos \frac{\pi x}{l} + 2x \cos \frac{\pi x}{l} \right] dx$$

Despreciando el término que toma en cuenta la curvatura inicial se obtiene:

$$\Delta = \frac{q^2 l^4}{128 E^2 I^2 u^4} \left[\frac{l^3}{2 \sin^2 u} - \frac{l^3 \cos u}{2u \sin u} + \frac{l^3}{3} + \frac{2l^3 \cos u}{u \sin u} + \frac{2l^3}{u^2} \right]$$

$$\Delta = \frac{q^2 l^7}{128 E^2 I^2 u^4} \left[\frac{1}{2 \sin^2 u} - \frac{3}{2u \tan u} + \frac{2}{u^2} + \frac{1}{3} \right]$$

como $u = \frac{kl}{2} = \frac{l}{2} \sqrt{\frac{P}{EI}}$; $u^4 = \frac{P^2 l^4}{16 E^2 I^2}$

$$\Delta = \frac{q^2 l^3}{8 P^2} \left[\frac{1}{2 \sin^2 u} + \frac{3}{2u \tan u} + \frac{2}{u^2} + \frac{1}{3} \right]$$

La ecuación de compatibilidad de deformaciones para determinar la fuerza axial de compresión es la (212), modificada ligeramente para tomar en cuenta el movimiento de los puntos extremos. Se tiene entonces:

$$\Delta + \frac{Pl}{EA} - \epsilon L + \frac{P}{K} - \delta = 0 \quad , \quad \text{pero} \quad \delta = \epsilon L_0$$

$$P \left(1 + \frac{EA}{KL} \right) = \frac{EA}{L} \left[\epsilon (L - L_0) - \Delta \right]$$

$$\text{si} \quad K = \frac{2EA}{L_0} \quad ; \quad \text{se tiene que} \quad \frac{EA}{L} \left[\epsilon (L + L_0) - \Delta \right] = P \left(1 + \frac{L_0}{2L} \right)$$

$$P = \frac{EA}{L} \frac{\epsilon (L + L_0) - \Delta}{\left(1 + \frac{L_0}{2L} \right)} = EA \epsilon \frac{1 + L_0/L}{1 + L_0/2L} - \frac{EA \Delta}{L + L_0/2}$$

$$P = EA \epsilon \frac{1 + L_0/L}{1 + L_0/2L} - \frac{EA}{L + L_0/2} \left\{ \frac{\alpha^2 l^3}{8 P^2} \left[\frac{1}{2 \sin^2 u} + \frac{3}{2u \tan u} + \frac{2}{u^2} + \frac{1}{3} \right] \right\}$$

$$P = EA \epsilon \frac{1 + L_0/L}{1 + L_0/2L} - \frac{EA}{L + L_0/2} \left\{ \frac{\alpha^2 l^3}{8 P^2} \left[\frac{1}{2 \sin^2 \frac{L \sqrt{P}}{2 \sqrt{EI}}} + \frac{3}{2L \frac{\sqrt{P}}{\sqrt{EI}} \tan \frac{L \sqrt{P}}{2 \sqrt{EI}}} + \frac{8EI}{PL^2} + \frac{1}{3} \right] \right\}$$

De esta ecuación a partir de una "L" supuesta se puede obtener la carga axial P procediendo por tanteos; se supone que L_0 es conocida así como todas las propiedades de la tubería.

Una vez determinada la carga axial actuante, se pueden obtener mediante las fórmulas desarrolladas anteriormente el momento flexionante a lo largo de la barra y las deflexiones de la misma.

El cálculo de los esfuerzos puede hacerse mediante la fórmula de la escuadría

$$\sigma_x = \frac{-P}{A} \pm \frac{M_x}{I_x} y$$

RESULTADOS NUMERICOS

El presente estudio se refiere a líneas de conducción de crudos, es decir, líneas de gran longitud enterradas en la mayor parte de su desarrollo en las que los claros - por librar corresponden a cruce de cañadas, pequeños cauces de río, barrancas o bien tramos de tubería enterrada que han sufrido deslaves, presentándose en ambos casos - situaciones como la que se muestra en la figura No. 1.

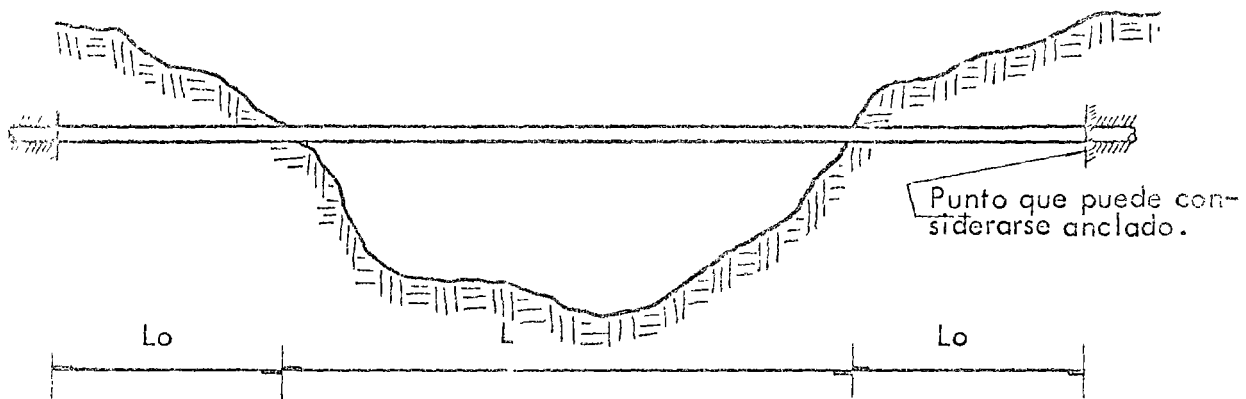


Figura 1

El desarrollo del trabajo consta de las siguientes partes:

- A.- Comportamiento de líneas de tubería enterradas sujetas a efectos térmicos.
- B.- Análisis de esfuerzos longitudinales.
- C.- Análisis de esfuerzos transversales.
- D.- Pandeo local y límite de esfuerzos.
- E.- Tablas de resultados.

Respecto al comportamiento de líneas enterradas se investigaron los efectos que se producen en la tubería al estar restringida en forma continua, así como la estimación de esta restricción de acuerdo con los resultados reportados en la literatura que se menciona al final de este trabajo.

Para valuar la fuerza de restricción por unidad de área se tomó un valor promedio de los correspondientes a terrenos lodoso y arenoso, resultando ésta de 30 lb/pt^2 . Esta fuerza sirvió para estimar la longitud (L_0) a la cual puede considerarse como -

empotrada la tubería en el terreno, (ver figura 1).

A partir de una condición de equilibrio entre la fuerza de expansión y la fuerza de restricción, se obtiene:

$$L_0 = \frac{\epsilon Et}{F_{rest}} \quad (1)$$

Se consideró que el comportamiento estructural de los tramos libres era el de una viga-columna sujeta a efectos de temperatura y condiciones de frontera de semiempotramiento; estudiando dos casos: uno con extremos empotrados y otro con extremos libres, obteniendo por superposición de efectos la condición real de frontera.

Se introdujo en los cálculos un coeficiente de reducción del momento de empotramiento que depende de las propiedades del terreno, el cual se obtiene igualando los giros de la parte libre de la tubería y la parte enterrada, considerando a ésta como una viga sobre cimentación elástica. El giro de la parte enterrada debido a un momento CM_0 vale

$$\theta = \frac{2 CM_0 \lambda^3}{R} = \frac{CM_0}{2 EI \beta}$$

El giro de la parte libre para un momento de restricción CM_0 es

$$\theta = \frac{q L^3}{8 EI} - \frac{tg u}{u} \quad (1-C)$$

de donde

$$C = \frac{1}{1 + \frac{u}{\beta L tg u}} \quad (2)$$

Tomando en cuenta los desplazamientos por temperatura en la tubería, el desplazamiento horizontal debido a la carga transversal y acortamiento por compresión, se establece la siguiente ecuación de compatibilidad:

$$P \frac{L + L_0/2}{EA} - \epsilon (L + L_0/4) + \frac{q^2 L^3}{8 p^2 u^2} \left[\frac{1}{2 \cos^2 u} - \frac{5}{2} tg u + \frac{u^2}{3} + 2 + C (tg u - u) \left(\frac{1}{\sin u \cos u} - \frac{3}{u} + \frac{2}{tg u} \right) + \frac{C^2}{2} (tg u - u)^2 \left(\frac{1}{\sin^2 u} - \frac{1}{u tg u} \right) \right] = 0 \quad (3)$$

De esta ecuación a partir de una "L" supuesta y procediendo por tanteos, se puede obtener la carga axial "P" que mantiene una configuración deformada de equilibrio. Por el tipo de ecuación y como el proceso tuvo que repetirse para los diámetros, espesores y grados de material especificados por PEMEX en la tabla I (excepto los indicados en la parte inferior de la misma), se optó por elaborar un programa de computadora para su solución.

Con objeto de trabajar con la condición de apoyo más desfavorable se supusieron valores conservadores del módulo de reacción del terreno, con los cuales se determinó el coeficiente de reducción del momento de empotramiento, observando que el rango de valores empleados no afectaba considerablemente los resultados.

El programa de computadora incluye además de la ecuación de compatibilidad - (3), expresiones tales como las siguientes:

Flecha en el centro del claro

$$Y_c = \frac{qL^4}{16EI} \frac{1}{u^4} \left[\left(\frac{1}{\cos u} - 1 \right) (1 - C) + \frac{Cu}{\sin u} (1 - \cos u) - \frac{u^2}{2} \right]$$

Momentos flexionantes en el empotramiento y en el centro del claro.

$$M_E = \frac{qL^2}{4} C \frac{tg u - u}{u^2}$$

$$M_c = \frac{qL^2}{4u^2} \left[\frac{1 - C}{\cos u} + \frac{Cu}{\sin u} - 1 \right]$$

Giro en los apoyos

$$\theta' = \frac{qL^3}{8EI} \frac{1}{u^3} (tg u - u) (1 - C)$$

Esfuerzos longitudinales de flexión y compresión

$$f_a = \frac{P}{A}$$

$$f_{ba} = \frac{ME}{S_R}$$

$$f_{bc} = \frac{N_a}{S}$$

Los momentos flexionantes transversales (por unidad de longitud) se obtuvieron - mediante la combinación de los tres casos siguientes:

$$M' = M_1 + M_2 - M_3$$

Momento debido a peso propio

$$M_1 = 0.009947 W_1 D$$

Momento debido a peso del líquido

$$M_2 = 0.009947 W_d D$$

Momento debido a reacción del apoyo

$$M_3 = 0.002083 \frac{W_{tq}}{\text{sen } \theta} D \left[\cos \theta - 0.3183 (\theta \cos \theta - \theta) - 1 \right]$$

Momento flexionante transversal total

$$M'_t = \frac{0.5 LM}{D}$$

Módulo de sección reducido

$$S_R = R^2 t \left[\frac{\Delta + \text{sen } \Delta \cos \Delta - 2 \left(\frac{\text{sen}^2 \Delta}{\Delta} \right)}{\frac{\text{sen } \Delta}{\Delta} - \cos \Delta} \right]$$

El planteamiento de estas expresiones se presenta en la memoria de cálculo.

Los esfuerzos longitudinales por flexión en el centro del claro se determinaron - en forma acostumbrada, no así en los apoyos, en donde se consideró un módulo de - sección reducida de acuerdo con el criterio del análisis de recipientes horizontales - apoyados sobre soportes aislados.

Se han hecho pruebas que indican, que excepto cerca de los apoyos, un cilin-

de presión lleno de líquido, casi no tiene momentos flexionantes circunferenciales y se comporta como una viga con módulo de sección $\frac{I}{d} = \pi R^2 t$

Sin embargo en la región que está sobre el soporte se introducen momentos circunferenciales que deforman el cascarón haciendo la parte superior inefectiva a flexión longitudinal, o sea que reduce el módulo de sección aproximadamente a :

$$\frac{I}{d} = \pi R^2 t \left[\frac{\Delta + \sin \Delta \cos \Delta - 2 \frac{\sin^2 \Delta}{\Delta}}{\pi \left(\frac{\sin \Delta}{\Delta} - \cos \Delta \right)} \right]$$

Se han hecho también mediciones en el campo que han indicado que Δ es -- aproximadamente igual al ángulo de contacto más un sexto de la parte no atiesada -- (ver figura).

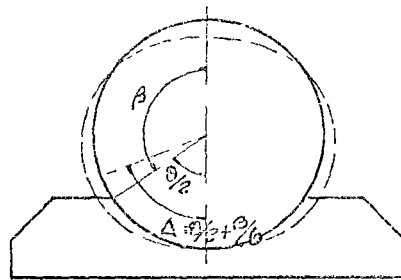


Figura 2

Si se atiesa esa sección se obtiene $\Delta = 180^\circ$

$$\frac{I}{d} = \pi R^2 t$$

En el presente estudio se consideraron dos condiciones, la primera suponiendo apoyos rígidos de concreto en los extremos de la tubería, de acuerdo a la geometría indicada en la tabla de resultados, en los que el ángulo Δ resultó ser de 120° , y la segunda suponiendo que la tubería se apoya directamente sobre el terreno, en cuyo caso se supone que el terreno proporciona un efecto confinante similar al indicado antes pero con una influencia menor, llegándose en este caso a un ángulo Δ de 75° .

El considerar el módulo de sección reducida, hizo que los esfuerzos se incrementaran aproximadamente en un 50%. Los esfuerzos longitudinales de compresión se calcularon con la carga axial obtenida del programa de computadora.

Los esfuerzos transversales que se presentan en el apoyo provocados por el peso del líquido, el peso del tubo y la reacción del terreno están en función de los momentos, el espesor, el diámetro y la longitud de la tubería. La expresión para calcular estos esfuerzos es:

$$f_{ta} = \frac{3 M' L}{D t^2}$$

Con resultados extraídos del programa de computadora se hizo la combinación de esfuerzos, de conformidad con la expresión establecida en el reglamento ASA B 31.4 1966.

$$S_L = -S_c - S_f + \gamma S_h \leq 0.9 \sigma_y$$

en donde:

S_L = esfuerzo longitudinal

S_c = esfuerzo longitudinal de compresión

S_f = esfuerzo longitudinal de flexión

S_h = esfuerzo circunferencial de presión interna

o bien, para $\gamma = 0.3$

$$S_L = -S_c - S_f + 0.216 S_h \leq 0.9 \sigma_y$$

Se calculó además el esfuerzo $S = S_L - S_p$ de acuerdo a la teoría de máximo esfuerzo cortante y se comparó con S_L tomándose el mayor de ellos como criterio para la determinación del claro máximo.

En lo anterior se tomó en cuenta que los esfuerzos circunferenciales se presentan debido a la presión interna y deben cumplir con:

$$S_h \leq 0.72 \sigma_y$$

La presión permisible a la cuál puede estar sujeto el tubo, en adición a la flexión transversal, se calculó con la fórmula: $p = \frac{2 S_{sob} \cdot t_c}{D}$

en donde:

$$S_{sob} = S_{perm} - S_{fta}$$

$$S_{sob} = \text{Esfuerzo sobrante}$$

$$S_{perm} = \text{Esfuerzo permisible}$$

$$S_{fta} = \text{Esfuerzo transversal de flexión en el apoyo}$$

Puede suceder que el claro que libre una tubería esté regido por la presencia de esfuerzos que provoquen falla por pandeo. Tomando en cuenta las investigaciones realizadas por Von Karman y otros investigadores de esta rama, se sabe que las imperfecciones inevitables en la forma de la sección y las excentricidades accidentales al aplicar la carga, reducen considerablemente la capacidad del tubo ⁵abajo de su valor teórico. Plantema evaluó en forma sistemática los resultados de algunos investigadores, encontrando de las pruebas de compresión axial en tubos delgados de acero con un límite de fluencia definido, que la relación de esfuerzo de colapso a esfuerzos de fluencia depende del parámetro $\frac{E}{\sigma_y} \cdot \frac{t}{D}$ de acuerdo a la referencia 1.

Se obtuvieron los valores de estos parámetros para los tubos en estudio y para los grados de acero API 5LA, API 5LB, API 5LX42 y API 5LX52. De acuerdo al AISI el límite inferior de la relación mencionada para que no se presente pandeo local antes de que el material fluya es aproximadamente 8.

Se observó que para espesores pequeños en acero API 5LX52 no se cumple dicha limitación así como en espesores pequeños y diámetros grandes para cualquier grado de acero. Sin embargo, según la Chambre Syndicale des Fabricants des Tubes

d'acier en su revista Le Tube d'acier Dans la Construction Métallique, es posible usar tubos que tengan una relación $\frac{E}{\sigma_y} \frac{t}{D}$ hasta de 2.6 siempre que se utilice un esfuerzo reducido. Esto dá posibilidad de usar los tubos que no cumplen con la limitación del AISI.

Los esfuerzos permisibles correspondientes a los grados de acero usados por PEMEX limitaron los claros máximos dando origen a las tablas que se proponen. En ellas se anotaron diámetros, espesores reales, espesores de diseño, claros y presiones.

Debido a la presencia de corrosión externa y/o interna, disminuye el espesor efectivo del tubo y consecuentemente se incrementan los esfuerzos. Esto se tomó en cuenta en la relación $\frac{E}{\sigma_y} \frac{t_c}{D}$ que determina la falla por pandeo local de acuerdo con la gráfica de Plantema. Se consideró solamente una corrosión externa de 0.05 pulgadas.

Comparando los esfuerzos que se presentaron en tubos sin corrosión, se observó un incremento aproximado de 15% en estos últimos.

En el análisis de la tubería por efecto de presión de viento, se calcularon las frecuencias naturales de vibración de los diversos casos de tubería en estudio, empleando la fórmula reportada por el Design of Piping Systems de la M.W. Kellogg Company:

$$f_n = \frac{3.13}{\sqrt{\delta}}$$

en donde δ = flecha máxima de la viga, en pulgadas

f_n = frecuencia natural de vibración en c.p.s.

Por otro lado, se ha encontrado que la frecuencia de excitación que provoca

la presión de vientos es aproximadamente:

$$f = 0.18 \frac{U}{D_0}$$

siendo: $U =$ Velocidad de viento, pie/seg.

$D_0 =$ Diámetro de la tubería, pie

$f =$ Frecuencia de excitación, c.p.s.

Como la condición crítica en este caso sería la presencia del fenómeno de resonancia, se hizo una investigación de los esfuerzos de flexión en que la relación de frecuencia f/f_n era cercano a 1 usándose un coeficiente de amplificación de 50, concluyéndose que la influencia en los esfuerzos de la posibilidad de resonancia producida por el viento es despreciable.

Parámetros usados

Fuerza de restricción del terreno	30 lb/pie ² (terreno lodoso)
Rango de temperaturas	70 ± 60°F
Coefficiente de expansión térmica	0.00034
Líquido considerado	Agua
Módulo de elasticidad del tubo	29.933 X 10 ⁶ lb/pulg ²
Módulo de reacción del terreno	1.0 lb/pulg ³ (arcilla muy suave)
Corrosión externa	0.05 pulg.

Angulo de la influencia afiesadora del apoyo ($\Delta/2$)

Angulo de apoyo del tubo (θ)

Con bloque de concreto	Sin bloque
120°	75°
75°	40°

NOMENCLATURA DEL REPORTE (Unidades)

- L = Longitud del claro libre de tubería (pulg. o metros)
- L_o = Longitud de tubería enterrada hasta donde se considera anclada (pulg)
- D = Diámetro externo del tubo (pulg)
- R = Radio externo del tubo (pulg)
- t = Espesor del tubo (pulg)
- t_c = Espesor del tubo con corrosión externa (pulg)
- A = Área de metal de la sección transversal del tubo (pulg²)
- J = Momento de inercia de la sección transversal del tubo (pulg⁴)
- d = Distancia a la fibra mas alejada a partir del eje neutro (pulg)
- S = Módulo de sección (pulg³)
- S_R = Módulo de sección reducida (pulg³)
- E = Módulo de elasticidad del acero empleado (lb/pulg²)
- P = Carga axial (lb)
- q = Carga uniforme repartida (lb/pulg)
- W_t = Peso por unidad de longitud de la tubería (lb/pulg)
- W_a = Peso por unidad de longitud del líquido (lb/pulg)
- W_{ta} = W_t + W_a
- u = $L/2 \sqrt{P/EI}$
- C = Coeficiente de corrección de momento
- ε = Coeficiente de expansión térmica (adimensional)
- F_{rest} = Fuerza de restricción del suelo (lb/pie)
- K_o = Módulo de reacción del terreno (lb/pulg³)
- K = 0.7 DK_o

$$\lambda = \sqrt[3]{K/4EI}$$

$$\beta = \sqrt{\lambda^2 - P/4EI}$$

μ = Relación de Poisson

$Y_{\frac{L}{2}}$ = Flecha o desplazamiento vertical (pulg)

δ = Movimiento de los puntos extremos de la parte libre del tubo (pulg)

θ = Giro de la tubería enterrada (radianes)

2Δ = Angulo de la influencia afiesadora del apoyo (grados)

ψ = Angulo de apoyo del tubo (grados)

M_0 = Momento de empotramiento de una viga columna (lb-pulg)

M_E = Momento flexionante en los apoyos (lb-pulg)

M_C = Momento flexionante en el centro del claro (lb-pulg)

M_1 = Momento flexionante transversal en el apoyo debido al peso propio del tubo (lb-in)

M_2 = Momento flexionante transversal en el apoyo debido al peso del líquido (lb-in)

M_3 = Momento flexionante transversal en el apoyo debido a la reacción del terreno (lb-in)

$$M' = M_1 + M_2 - M_3$$

M'_t = Momento flexionante transversal total por unidad de longitud

p = Presión interna permisible (lb/pulg²)

f_a = Esfuerzo longitudinal de compresión (lb/pulg²)

f_{ba} = Esfuerzo longitudinal de flexión en el apoyo (lb/pulg²)

f_{ta} = Esfuerzo transversal de flexión en el apoyo (lb/pulg²)

f_{bc} = Esfuerzo longitudinal de flexión en el claro (lb/pulg²)

σ_y = Esfuerzo de fluencia (lb/pulg²)

f_{abb}

BIBLIOGRAFIA

- 1.- A.I.S.I. Light Gage Cold-Formed Steel Design Manual. Edición 1962.
- 2.- Bolley & Weiner. Theory of Thermal Stresses. John Wiley & Sons.
- 3.- Karge Fritz. Temperature Expansion and Contraction Stresses in Buried Pipe Lines. The Petroleum Engineer (October, 1952).
- 4.- Mc Claude G.M. & Jackson. Slacks in Buried Gas Pipe Lines. Oil & Gas Journal (March, 1951).
- 5.- M. Hetenyi. Beams on Elastic Foundation. An Arbor: The University of Michigan Press.
- 6.- Petroleum Refinery Piping. ASA B31.3-1966. The American Society of Mechanical Engineers.
- 7.- Roark J. Raymond. Formulas for Stress and Strain. Mc. Graw Hill. Kōgaku-sha. 4a. edición.
- 8.- The M.N. Kellogg Company. Design of Piping Systems. John Wiley & Sons. Segunda edición.
- 9.- Timoshenko S. Theory of Elastic Stability. Mc. Graw Hill Kōgakusha. 2a. edición.
- 10.- William E. Wilbar. Analyzing Pipe Line Stresses. Pipe Line Industry (February 1963).
- 11.- Stresses in Large Horizontal Cylindrical Pressure Vessels on two Saddle Supports. The Welding Journal Research (September, 1951).

T A B L A S

TABLA 1	Tamaño y clase de tubos usuales en sistemas de conducción de hidrocarburos manejados por la Gerencia de Explotación de PEMEX.
TABLA 2	Diámetros, espesores y claros analizados.
TABLA 1A	Claros máximos que pueden librarse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (API 5LA).
TABLA 2A	Claros máximos que pueden librarse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (API 5LB).
TABLA 3A	Claros máximos que pueden librarse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (API 5LX42).
TABLA 4A	Claros máximos que pueden librarse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (API 5LX52).
TABLA 1B	Claros máximos que pueden librarse con tubos sin corrosión apoyados sobre bloques de concreto (API 5LA).
TABLA 2B	Claros máximos que pueden librarse con tubos sin corrosión apoyados sobre bloques de concreto (API 5LB).
TABLA 3B	Claros máximos que pueden librarse con tubos sin corrosión apoyados sobre bloques de concreto (API 5LX42).
TABLA 4B	Claros máximos que pueden librarse con tubos sin corrosión apoyados sobre bloques de concreto (API 5LX52).
TABLA 1C	Claros máximos que pueden librarse con tubos sin corrosión apoyados en terreno natural (API 5LA).
TABLA 2C	Claros máximos que pueden librarse con tubos sin corrosión apoyados en terreno natural (API 5LB).
TABLA 3C	Claros máximos que pueden librarse con tubos sin corrosión apoyados en terreno natural (API 5LX42).
TABLA 4C	Claros máximos que pueden librarse con tubos sin corrosión apoyados en terreno natural (API 5LX52).

T A B L A 1

Tamaños y clases de tubos usuales en sistemas de conducción de hidrocarburos manejados por la Gerencia de Explotación de PEMEX

	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	22"	24"
1) API 5LA	0.280	0.322	0.365	0.375	0.500					
2) API 5LB	0.219	0.188	0.219	0.250	0.250		0.312	0.250	0.375	
	0.250	0.219	0.250	0.281	0.312		0.375	0.375	0.438	
	0.312	0.250	0.307	0.312						
		0.322		0.438						
3) API 5LX42	0.280	0.188	0.219	0.250	0.250	0.312	0.250		0.375	0.250
		0.219	0.250	0.375		0.500	0.344		0.500	0.344
		0.438	0.307	0.438			0.438			
4) API 5LX52			0.250	0.375			0.250		0.438	

NOTA: Datos proporcionados por PEMEX

T A B L A 2

Dímetros, Espesores y Claros Analizados

DIAM	Espesor (pulgs)	C L A R O S (EN PULGADAS)							
6.625	0.250	420	480	540	600	660	720	780	840
	0.280	420	480	540	600	660	720	780	840
	0.312	420	480	540	600	660	720	780	840
8.625	0.250	480	540	600	660	720	760	820	880
	0.322	480	540	600	660	720	760	820	880
	0.406	480	540	600	660	720	760	820	880
10.750	0.250	540	600	660	710	760	810	870	930
	0.307	540	600	660	710	760	810	870	930
	0.365	540	600	660	710	760	810	870	930
12.750	0.250	580	640	700	765	810	860	920	980
	0.281	580	640	700	765	810	860	920	980
	0.330	580	640	700	765	810	860	920	980
	0.375	580	640	700	765	810	860	920	980
	0.406	580	640	700	765	810	860	920	980
14.00	0.250	580	640	700	765	810	860	920	980
	0.312	580	640	700	765	810	860	920	980
	0.500	580	640	700	765	810	860	920	980
16.00	0.312	650	710	765	810	850	890	940	990
	0.500	650	710	765	810	850	890	940	990
18.00	0.312	650	710	765	810	850	890	940	990
	0.375	650	710	765	810	850	890	940	990
	0.437	650	710	765	810	850	890	940	990
20.00	0.375	650	710	765	810	850	890	940	990
	0.500	650	710	765	810	850	890	940	990
22.00	0.375	650	710	765	810	850	890	940	990
	0.438	650	710	765	810	850	890	940	990
	0.500	650	710	765	810	850	890	940	990
24.00	0.344	650	710	765	810	850	890	940	990

Excepciones a los datos especificados por Pemex

Las tuberías siguientes no se incluyeron por no cumplir con el requisito de espesor mínimo del AISI; para evitar falla por pandeo local.

sin corrosión

Diam.	espesor
pulg.	pulg.
18.00	0.250
20.00	0.250
24.00	0.250

con corrosión

Diam.	espesor
pulg.	pulg.
18.00	0.250
20.00	0.250
24.00	0.250

Sin embargo, tomando el criterio de la Chambre Syndicale des Fabricants des Tubes d'acier se analizaron estos tubos; los resultados se encuentran en las últimas tablas. (Pags. 30 a 33).

Algunos tubos no se incluyeron por no estar sus propiedades en las tablas de tubos standards, sustituyéndose por espesores muy parecidos. Los resultados para es tos tubos se pueden obtener por interpolación.

Diam.	espesor
pulg.	pulg.
6.625	0.219
8.625	0.188
8.625	0.219
8.625	0.438
10.750	0.219
12.00	0.312
12.00	0.438
18.00	0.344

T A B L A I A

Claros máximos que pueden liberarse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (1)

Grado de Acero API 5LA
 Esfuerzo permisible 27,000 lb/pulg²
 Corrosión externa 0.05 pulg.

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Esp. diseño pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
6.625	0.250	0.200	13.00	1200
	0.280	0.230	14.00	1400
	0.312	0.262	14.50	1620
8.625	0.250	0.200	14.50	870
	0.322	0.272	16.00	1245
	0.406	0.356	17.00	1670
10.750	0.250	0.200	15.50	645
	0.307	0.257	16.50	885
	0.365	0.315	17.50	1130
12.750	0.250	0.200	16.50	490
	0.281	0.231	17.00	605
	0.330	0.280	18.00	780
	0.375	0.325	19.00	945
	0.406	0.356	19.50	1055
14.00	0.250	0.200	17.00	410
	0.312	0.262	18.50	620
	0.500	0.450	21.50	1235
16.00	0.312	0.262	19.50	495
	0.500	0.450	22.50	1040
18.00	0.312	0.262	20.00	390
	0.375	0.325	21.50	560
	0.437	0.387	22.50	725
20.00	0.375	0.325	22.50	460
	0.500	0.450	24.00	760
22.00	0.375	0.325	22.50	380
	0.438	0.388	24.00	515
	0.500	0.450	25.00	650
24.00	0.344	0.294	22.50	225

NOTAS: (1) La forma y dimensiones de los bloques de concreto se indican en el dibujo anexo. "Bloque de Concreto Propuesto".

T A B L A 2A

Claros máximos que pueden librarse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (i)

Grado de acero API 5LB
 Esfuerzo permisible 31,500 lb/pulg²
 Corrosión externa 0.05 pulg.

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Esp. diseño pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
6.625	0.250	0.200	15.00	1405
	0.280	0.230	16.00	1635
	0.312	0.262	16.50	1880
8.625	0.250	0.200	16.00	1025
	0.322	0.272	17.50	1460
	0.406	0.356	20.00	1960
10.750	0.250	0.200	17.00	750
	0.307	0.257	18.00	1050
	0.365	0.315	19.50	1330
12.750	0.250	0.200	18.00	585
	0.281	0.231	18.50	720
	0.330	0.280	20.00	930
	0.375	0.325	20.50	1115
	0.406	0.356	21.50	1240
14.00	0.250	0.200	18.50	495
	0.312	0.262	20.00	740
	0.500	0.450	23.50	1230
16.00	0.312	0.262	21.00	595
	0.500	0.450	24.50	1230
	0.312	0.262	21.50	480
18.00	0.375	0.325	23.00	675
	0.437	0.387	24.50	870
	0.375	0.325	24.00	560
20.00	0.500	0.450	26.00	905
	0.375	0.325	24.50	460
	0.438	0.388	26.00	620
22.00	0.500	0.450	26.50	785
	0.344	0.294	24.50	275

(i) Ver Dibujo "Bloque de concreto Propuesto"

T A B L A 3A

Claros máximos que pueden librarse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (1)

Grado de acero API 5LX42
 Esfuerzo permisible 37,000 lb/pulg²
 Corrosión externa 0.05 pulg.

Diám. pulg.	Espesor pulg.	Esp. diseño pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
6.625	0.250	0.200	13.50	1680
	0.250	0.230	20.00	1960
	0.312	0.262	21.00	2250
8.625	0.250	0.200	18.50	1005
	0.322	0.272	22.00	1745
	0.406	0.356	24.00	2340
10.750	0.250	0.200	19.00	745
	0.307	0.257	21.00	1265
	0.365	0.315	23.00	1595
12.750	0.250	0.200	20.00	720
	0.281	0.231	21.00	880
	0.330	0.280	22.50	1130
	0.375	0.325	23.50	1350
	0.406	0.356	24.00	1505
14.00	0.250	0.200	20.50	615
	0.312	0.262	22.50	905
	0.500	0.450	26.00	1760
16.00	0.312	0.262	23.00	740
	0.500	0.450	27.00	1490
18.00	0.312	0.262	24.00	595
	0.375	0.325	25.50	835
	0.437	0.387	27.00	1070
20.00	0.375	0.325	26.50	785
	0.500	0.450	29.00	1120
22.00	0.375	0.325	26.50	585
	0.438	0.388	28.00	780
	0.500	0.450	30.00	965
24.00	0.344	0.294	26.50	388

(1) Ver Dibujo "Bloque de concreto Propuesto".

T A B L A 4A

Claros máximos que pueden librarse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (1)

Grado de acero API 5LX52
 Esfuerzo permisible 46,800 lb/pulg²
 Corrosión externa 0.05 pulg⁽²⁾

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Esp. diseño pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
6.625	0.250	0.200	23.50	2070
	0.280	0.230	25.00	2420
	0.312	0.262	26.50	2780
8.625	0.250	0.200	23.50	1530
	0.322	0.272	26.00	2140
	0.406	0.356	29.00	2880
10.750	0.250	0.200	23.50	1160
	0.307	0.257	26.00	1575
	0.365	0.315	27.50	1985
12.750	0.250	0.200	23.50	912
	0.281	0.231	25.00	1100
	0.330	0.280	27.00	1405
	0.375	0.325	28.00	1680
14.00	0.406	0.356	29.00	1760
	0.250	0.200	23.50	785
	0.312	0.262	26.00	1140
16.00	0.500	0.450	31.00	2185
	0.312	0.262	26.50	937
	0.500	0.450	31.50	1870
18.00	0.312	0.262	26.50	776
	0.375	0.325	29.00	1060
	0.437	0.387	30.00	1210
20.00	0.375	0.325	27.50	918
	0.500	0.450	32.00	1435
22.00	0.375	0.325	28.50	779
	0.438	0.388	31.00	1015
	0.500	0.450	33.00	1240
24.00	0.344	0.294	28.50	536

(1) Ver Dibujo "Bloque de concreto Propuesto".

T A B L A 1 B

Claros máximos que pueden lograrse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (1)

Grado de acero API 5LA
 Esfuerzo permisible 27,000 lb/pulg²
 Corrosión externa 0.00

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
6.625	0.250	15.00	1535
	0.280	15.50	1735
	0.312	16.00	1945
8.625	0.250	15.50	1140
	0.322	17.00	1505
	0.406	19.00	1925
10.750	0.250	17.00	865
	0.307	18.00	1100
	0.365	19.00	1340
12.75	0.250	18.00	680
	0.281	18.50	795
	0.330	19.50	970
	0.375	20.00	1130
	0.406	20.50	1235
14.00	0.250	18.50	590
	0.312	19.50	795
	0.500	22.50	1400
16.00	0.312	20.50	655
	0.500	23.50	1185
	0.312	21.50	535
18.00	0.375	22.50	700
	0.437	23.50	860
	0.375	23.50	590
	0.500	25.50	880
22.00	0.375	24.00	495
	0.438	25.50	630
	0.500	26.00	765
24.00	0.344	24.00	345

(1) La forma y dimensiones de los bloques de concreto se indican en el dibujo "Bloque de concreto Propuesto".

T A B L A 2B

Claros máximos que pueden librarse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (1)

Grado de acero API 5LB
 Esfuerzo permisible 31,500 lb/pulg²
 Corrosión externa 0.00

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
6.625	0.250	17.00	1795
	0.280	18.00	2025
	0.312	19.00	2270
8.625	0.250	17.50	1335
	0.322	20.00	1755
	0.406	22.00	2250
10.750	0.250	18.50	1015
	0.307	20.00	1295
	0.365	21.00	1570
12.25	0.250	19.50	810
	0.281	20.50	935
	0.330	21.50	1140
	0.375	22.00	1325
	0.406	22.50	1850
14.00	0.250	20.00	695
	0.312	21.50	940
	0.500	25.00	1640
16.00	0.312	22.50	775
	0.500	25.00	1402
18.00	0.312	23.50	640
	0.375	24.50	835
	0.437	25.50	1020
20.00	0.375	25.50	705
	0.500	27.00	1045
22.00	0.375	25.50	600
	0.438	27.00	755
	0.500	29.00	900
24.00	0.344	26.00	425

(1) Ver Dibujo "Bloque de concreto Propuesto".

T A B L A 3B

Cargos máximos que pueden librarse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (1)

Grado de acero API 5LX42
Esfuerzo permisible 37,800 lb/pulg²
Corrosión externa 0.00

Diám. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
6.625	0.250	21.50	2150
	0.280	23.00	2410
	0.312	24.50	2710
8.625	0.250	21.50	1600
	0.322	24.00	2110
	0.406	26.00	2700
10.750	0.250	21.50	1230
	0.307	23.50	1550
	0.365	25.00	1890
12.75	0.250	22.00	990
	0.281	23.00	1140
	0.330	24.00	1330
	0.375	25.00	1600
	0.406	25.50	2230
14.00	0.250	22.50	850
	0.312	24.00	1140
	0.500	27.00	1980
16.00	0.312	25.00	950
	0.500	28.00	1690
18.00	0.312	26.00	790
	0.375	27.00	1020
	0.437	28.00	920
	0.500	29.50	1030
20.00	0.375	27.00	820
	0.500	29.50	1030
22.00	0.375	28.00	750
	0.438	29.00	940
	0.500	30.00	1120
24.00	0.344	28.50	540

(1) Ver dibujo "Bloque de concreto Propuesto".

T A B L A 4B

Claros máximos que pueden librarse con tubos apoyados sobre bloques de concreto (1)

Grado de acero API 5LX52
 Esfuerzo permisible 46,800 lb/pulg²
 Corrosión externa 0.00

Diam. Pulg.	Espesor Pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
6.625	0.250	26.50	2660
	0.280	28.00	3060
	0.312	28.50	3370
8.625	0.250	26.50	1980
	0.322	28.00	2620
	0.406	29.0	3350
10.75	0.250	26.50	1520
	0.307	28.50	1940
	0.365	30.00	2340
12.75	0.250	27.00	1220
	0.281	27.50	1400
	0.330	28.00	1720
	0.375	30.00	1980
	0.406	31.00	2750
14.00	0.250	27.00	1070
	0.312	28.00	1080
	0.500	32.00	2470
16.00	0.312	28.00	1200
	0.500	33.00	2110
18.00	0.312	28.00	1020
	0.375	29.00	1310
	0.437	32.00	1560
20.00	0.375	29.50	1120
	0.500	34.00	1600
22.00	0.375	30.00	980
	0.438	33.00	1190
	0.500	35.00	1410
24.00	0.344	30.00	749

(1) Ver Dibujo "Bloque de concreto Propuesto"

T A B L A I C

Clavos máximos que pueden librarse con tubos sin corrosión
apoyados en terreno natural

Ciclo de acero API 5LA
Esfuerzo permisible 27,000 lb/pulg²
Corrosión externa 0.00

Diám. pulg.	Espesor pulg.	Clavo metros	Presión lb/pulg ²
6.625	0.250	11.00	1490
	0.280	11.20	1690
	0.312	11.40	1900
8.625	0.250	11.50	1080
	0.322	12.50	1450
	0.406	13.50	1875
10.75	0.250	12.40	795
	0.307	13.00	1030
	0.365	14.00	1275
12.75	0.250	13.00	590
	0.281	13.60	710
	0.330	14.00	890
	0.375	14.80	1050
14.00	0.406	15.20	1160
	0.250	13.50	500
	0.312	14.50	710
16.00	0.500	16.50	1325
	0.312	14.80	560
	0.500	17.30	1105
18.00	0.312	15.40	430
	0.375	16.50	600
	0.437	17.00	760
	0.375	16.80	480
20.00	0.500	18.40	730
	0.375	17.20	375
	0.438	18.00	570
22.00	0.500	18.70	660
	0.344	17.00	215

T A B L A 2C

Claros máximos que pueden librarse con tubos sin corrosión apoyados en terreno natural

Grado de acero API 5LB
 Esfuerzo permisible 31,500 lb/pulg²
 Corrosión externa 0.00

Diam. "	Espesor	Claro	Presión
pulg.	pulg.	metros	lb/pulg ²
6.625	0.250	11.30	1755
	0.280	11.50	1990
	0.312	11.80	2235
8.625	0.250	12.50	1275
	0.322	13.00	1705
	0.406	13.90	2211
10.75	0.250	13.20	947
	0.307	14.00	1230
	0.365	14.60	1510
12.75	0.250	14.00	720
	0.281	14.50	860
	0.330	15.00	1065
	0.375	15.80	1250
14.00	0.406	16.00	1750
	0.250	14.50	606
	0.312	15.40	850
16.00	0.500	17.50	1565
	0.312	16.00	680
	0.500	18.50	1310
18.00	0.312	16.50	530
	0.375	17.50	730
	0.437	18.20	920
20.00	0.375	18.00	590
	0.500	19.60	940
	0.375	18.50	470
22.00	0.433	19.50	635
	0.500	20.00	800
	0.344	18.30	290

T A B L A 3C

Claros máximos que pueden liberarse con tubos sin corrosión
apoyados en terreno natural

Grado de acero API 5L X42
Esfuerzo permisible 37,300 lb/pulg²
Corrosión externa 0.00

Diám. Pulg.	Espesor pulg.	Claro métricos	Presión lb/pulg ²
6.625	0.250	11.70	2130
	0.280	12.00	2410
	0.312	12.50	2700
8.625	0.250	13.00	1560
	0.322	13.70	2020
	0.406	14.70	2680
10.75	0.250	14.00	1160
	0.307	15.00	1500
	0.365	15.70	1840
12.75	0.250	15.00	900
	0.281	15.60	1060
	0.330	16.20	1310
	0.375	16.80	1530
14.00	0.406	17.00	2150
	0.250	15.50	770
	0.312	16.60	1060
	0.500	18.50	1920
16.00	0.312	17.40	850
	0.500	19.80	1610
	0.312	18.00	320
18.00	0.375	19.00	910
	0.437	19.50	1140
	0.375	18.30	770
	0.500	21.50	1160
22.00	0.375	20.40	610
	0.438	21.00	810
	0.500	22.00	990
24.00	0.344	21.50	360

T A B L A 4C

Claros máximos que pueden librarse con tubos sin corrosión apoyados en terreno natural

Grado de acero API 5LX52
 Esfuerzo permisible 46,800 lb/pulg²
 Corrosión externa 0.00

Diám. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
6.625	0.250	12.40	2679
	0.280	12.90	3010
	0.312	13.50	3370
8.625	0.250	13.50	1970
	0.322	14.90	2600
	0.406	15.30	3340
10.75	0.250	15.50	1480
	0.307	16.20	1890
	0.365	16.30	2310
12.75	0.250	16.50	1150
	0.281	16.90	1350
	0.330	17.30	1660
	0.375	18.00	1920
	0.406	18.50	2710
14.00	0.250	17.00	993
	0.312	18.00	1350
	0.500	19.80	2410
16.00	0.312	19.00	1098
	0.500	21.50	2030
18.00	0.312	19.50	895
	0.375	20.50	1185
	0.437	21.60	1450
20.00	0.375	21.50	983
	0.500	23.00	1500
22.00	0.375	22.30	810
	0.438	23.20	1050
24.00	0.500	24.00	1290
	0.344	22.00	553

Las siguientes tuberías no cumplieron con el requisito de espesor mínimo del AISI, para evitar falta por patada legal. Sin embargo, tomando el criterio de la "Chambre Syndicale des fabricants des tubes d'acier", se analizaron estos tubos encontrando que pueden salvar los claros tabulados. La numeración de estas tablas es la misma que la de las anteriores, puesto que son continuación de aquellas.

T A B L A 1A

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Esp. diseño pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	0.200	18.50	280
20.00	0.250	0.200	19.00	210
24.00	0.250	0.200	20.00	90

T A B L A 2A

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Esp. diseño pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	0.200	20.00	340
20.00	0.250	0.200	20.50	260
24.00	0.250	0.200	21.50	140

T A B L A 3A

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Esp. diseño pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	0.200	22.00	430
20.00	0.250	0.200	22.50	340
24.00	0.250	0.200	23.50	190

T A B L A 4A

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Esp. diseño pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	0.200	25.00	560
20.00	0.250	0.200	25.50	440
24.00	0.250	0.200	26.50	260

T A B L A 1B

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	20.00	425
20.00	0.250	21.00	340
24.00	0.250	21.50	215

T A B L A 2B

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	22.00	500
20.00	0.250	22.50	410
24.00	0.250	23.50	470

T A B L A 3B

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	24.00	640
20.00	0.250	24.50	520
24.00	0.250	25.00	350

T A B L A 4B

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	27.00	790
20.00	0.250	27.00	690
24.00	0.250	27.50	475

T A B L A 1C

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	14.50	250
20.00	0.250	15.00	150
24.00	0.250	15.50	0

T A B L A 2C

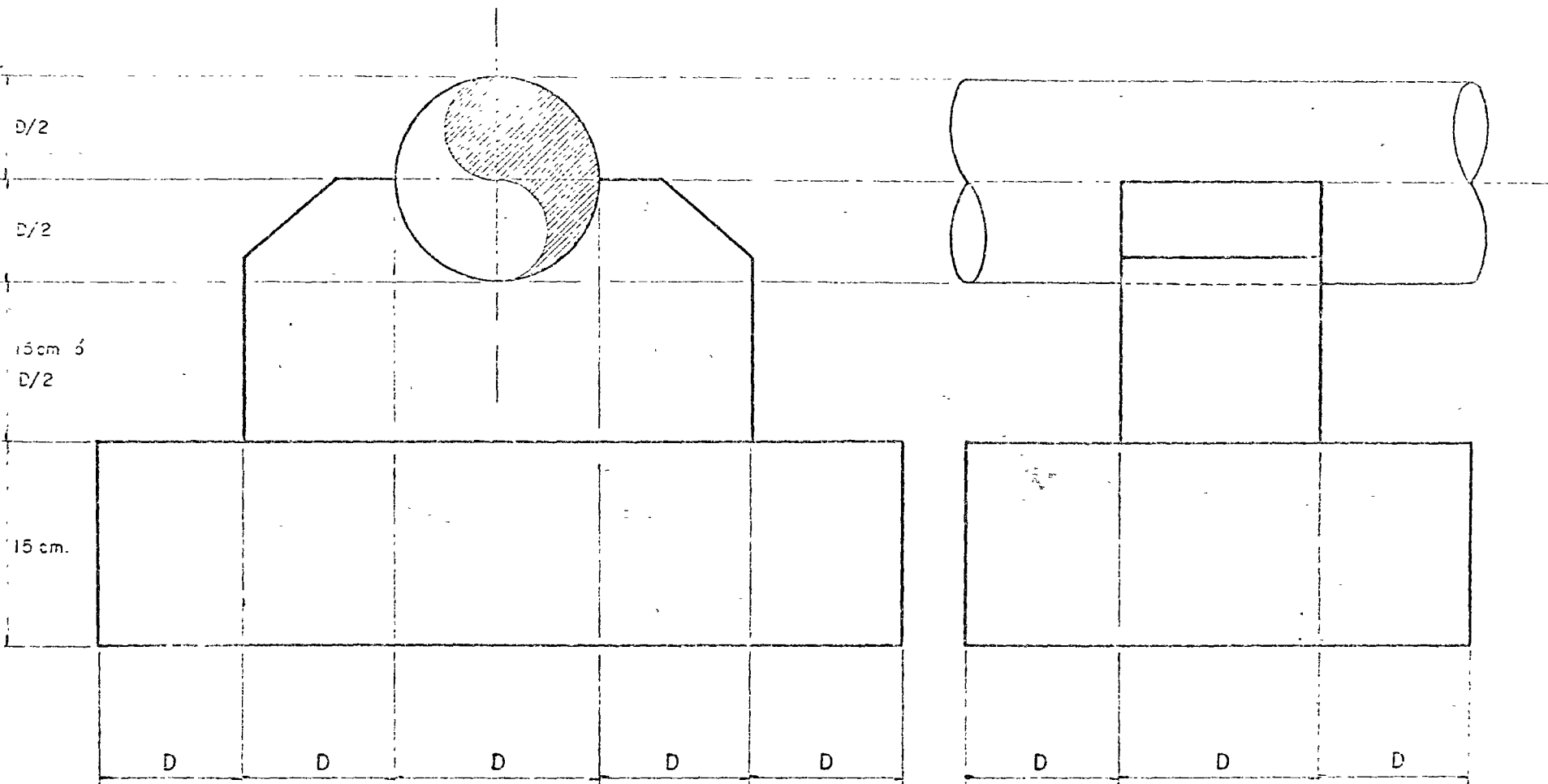
Diam. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	15.50	320
20.00	0.250	16.00	210
24.00	0.250	17.50	0

T A B L A 3C

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	16.00	450
20.00	0.250	17.00	310
24.00	0.250	18.50	75

T A B L A 4C

Diam. pulg.	Espesor pulg.	Claro metros	Presión lb/pulg ²
18.00	0.250	18.50	590
20.00	0.250	19.50	426
24.00	0.250	20.50	165



BLOQUE DE CONCRETO PROPUESTO



ALGUNAS CONSIDERACIONES SOBRE:

- a).- Cargas Asimétricas en Cascarones
- b).- Vigas sobre Cimentación Elástica
- c).- Anillos, Tubos de Calentadores y Arcos.

Vigas sobre cimentación elástica

Supongamos una viga de sección variable $EI = EI(z)$, la ecuación diferencial de la cual es

$$\frac{d^2}{dz^2} \left(EI \frac{d^2 y}{dz^2} \right) = q(z) \quad (156)$$

Si consideramos que la pieza está apoyada sobre una cimentación elástica constituida por resortes de rigidez k , Fig (79)

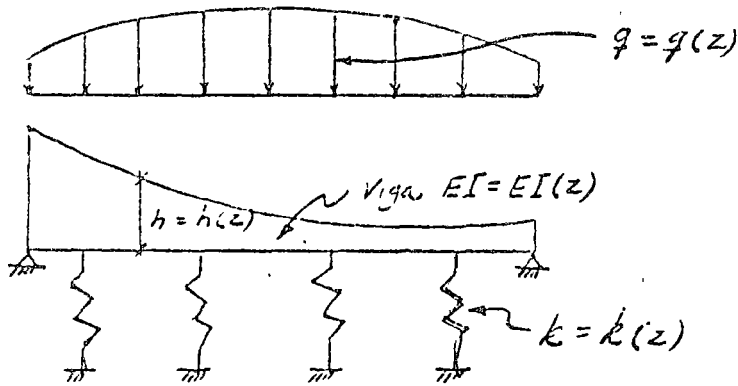


Fig. 79

La acción de los resortes es tal que tiende a contrarrestar las flechas y producidas por q , Fig (80)

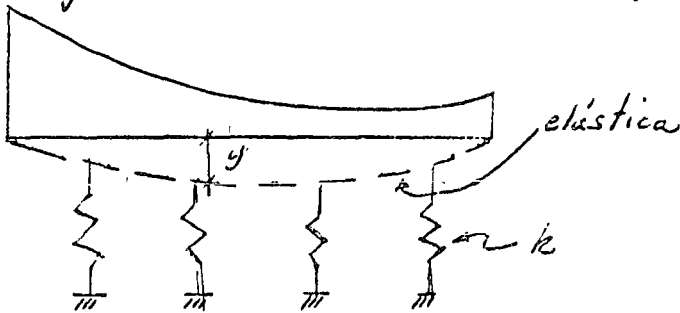
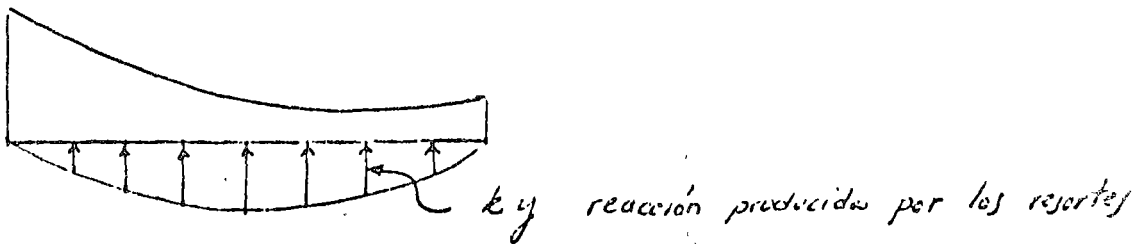


Fig. 80



La reacción producida por los resortes $k y$, disminuye el efecto de q . De la fórmula (156) se obtiene

$$\frac{d^2}{dz^2} \left(EI \frac{d^2 y}{dz^2} \right) = q(z) - k y$$

la cual finalmente se puede expresar

$$\frac{d^2}{dz^2} \left(EI \frac{d^2 y}{dz^2} \right) + k y = q(z) \quad (157)$$

Comparando (157) con (155) se observa que:

a) Las dos expresiones son matemáticamente idénticas

b) Físicamente $K_z \sim EI$

esto es, puesto que K_z es la rigidez a la flexión de un elemento longitudinal de cascarón de ancho unitario.

c) Análogamente la rigidez extensional total D_w es semejante a la rigidez elástica de los resortes k

$$D_w \sim k$$

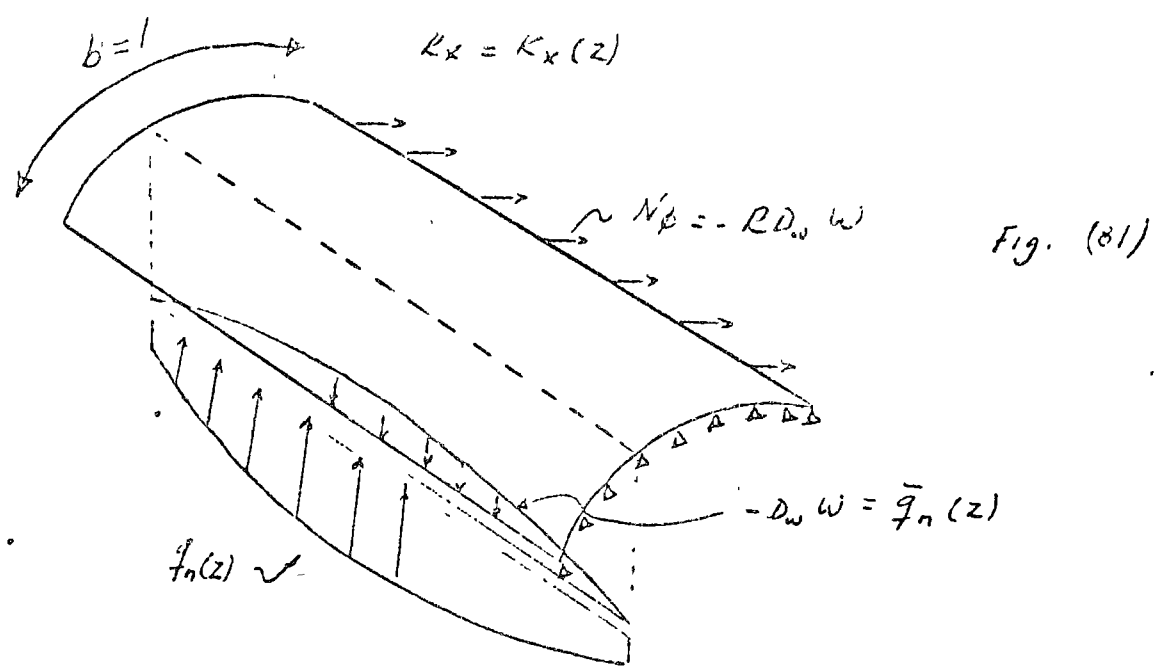
En efecto, de las fórmulas (145) y (154) se tiene

$$N_\phi = -R D_w w$$

De la fórmula (86)

$$N_\phi = R \bar{q}_n$$

por lo tanto $\bar{q}_n = -D_w w$; Fig. (81), es decir la rigidez extensional tiende a reducir el desplazamiento radial w debido a la presión $q_n(z)$. Esta reducción se logra a través del esfuerzo de membrana N_ϕ



En el caso de que el cascarón tenga características constantes la ecuación diferencial (155) puede escribirse

$$\frac{d^4 w}{dz^4} + 4\beta_0^4 w = \frac{f_n}{K_z} \quad (158)$$

en la cual

$$\beta_0^4 = \frac{D_w}{4K_z} = \frac{D_z D_\beta - D_\nu^2}{4R^2 K_z D_z} \quad (159)$$

La expresión (158) es de la misma forma que la utilizada en cascarones cilíndricos formados por una placa doblada exclusivamente*

Solución de la ecuación diferencial

Por simplicidad en la construcción de estas estructuras, el caso más frecuente que se presenta en la práctica corresponde

* Timoshenko, S. y Krieger-Woinowsky, S. "Theory of plates and shells" p. 468 Mc Graw Hill. 1959

al caso de características constantes (K_{ij} y D_{ij} constantes).

Por esta razón y por resultar más accesible el análisis de estos casos se iniciará la solución de los cascarones cilíndricos axialmente simétricos a través de la ecuación (158)

Se tiene que la expresión (158) es una ecuación diferencial ordinaria, lineal, con coeficientes constantes y no homogénea. La solución general consta de una solución homogénea w_h y una solución particular w_p

$$w(z) = w_h(z) + w_p(z) \quad \text{lineal}$$

en la cual w_h es una combinación de exponenciales $e^{r_i z}$ ($i=1,2,3,4$)

siendo r_i las raíces de la ecuación característica

$$r^4 + 4\beta_0^4 = 0$$

por lo cual las raíces r_i son complejas conjugadas y la solución real tiene la forma

$$(160) \quad w_h(z) = e^{\beta_0 z} (A_1 \cos \beta_0 z + A_2 \sin \beta_0 z) + e^{-\beta_0 z} (A_3 \cos \beta_0 z + A_4 \sin \beta_0 z)$$

La solución particular w_p es aquella que verifica a toda la ecuación diferencial, incluyendo el término $\frac{f_0}{Kz}$ y puede determinarse* para los casos usuales de carga q_n mediante el método de los coeficientes indeterminados.

Dependiendo de la rigidez extensional, la rigidez a la flexión (inextensional) y la longitud del cascarón, el análisis puede concretarse al de un efecto local en la vecindad de una

zonas que perturbe el estado de membrana, por ejemplo en la vecindad de los apoyos, anillos atisadores o diafragmas; o puede seguirse el análisis general de la estructura cuando las zonas de perturbación se localicen suficientemente próximas entre sí como para que se presente una superposición significativa de los efectos. En el primer caso será suficiente con tomar en cuenta sólo el 2º término de la solución homogénea

$$W_{11}(z) = e^{-\beta_0 z} (A_3 \cos \beta_0 z + A_4 \sin \beta_0 z) \text{ --- (161)}$$

para el análisis de flexión, los efectos de la cual se superpondrán con los de membrana, p. ej. los obtenidos en el ejemplo #3 visto en la sección de Análisis de Membrana.

En el 2º caso el procedimiento más conveniente consiste en analizar el problema incluyendo todos los términos y determinando la solución particular w_p . Obviamente este caso es sustancialmente más complicado que el anterior, si se pretende resolver totalmente desde el punto de vista ~~matemático~~ analítico, sin embargo para la solución de una amplia variedad de tanques y tuberías se han resuelto ya estos problemas e incluso existen numerosas tablas de las funciones que intervienen en la solución *. Por otro lado, se han resuelto muchos casos de vigas sobre cimentaciones elásticas **, de los cuales pueden fácilmente obtenerse soluciones para el cascarón cilíndrico, en vista de que ambos comportamientos se establecen mediante

* Timoshenko y Woinowsky-Krieger "Theory of plates and shells" pags. 472 a 48
 ** Hetényi, M. "Beams on elastic foundations" pags. 38 a 94. The University of Michigan Press. 1958

la misma expresi3n matem3tica, con solo sustituir k por $4\beta_0^4$ y la carga $q(z)$ por $\frac{\bar{I}_n}{kz}$.

Esta correlaci3n entre los dos problemas resulta interesante en el an3lisis de cascarones no solo por la utilizaci3n que puede hacerse de los resultados de la teor3a de las vigas sobre cimentaciones el3sticas, sino porque el an3lisis del problema de borde de los cascarones de revoluci3n se realiza mediante una expresi3n matem3tica de la misma forma que la parte homogenea de (157) *** y a trav3s de una representaci3n en coordenadas curvilineas se estudia el problema de borde (no coincidente con las l3neas asint3ticas) en cascarones de doble curvatura.

En el cascar3n cil3ndrico axialmente simetrico las l3neas de perturbaci3n se prescriben para un valor dado de z : condiciones de apoyo, efecto de anillos atiesadores o timpanos, discontinuidad de la carga, etc. Fig (82). Esto significa que el efecto de borde se presenta a lo largo de trayectorias transversales que no coinciden con las asintetas (generatrices), lo cual asegura en cascarones relativamente largos, el caracter local del fen3meno.

En virtud de la conexi3n del problema de borde simple del cascar3n cil3ndrico con el de otros problemas cascarones de doble curvatura se hara a continuaci3n, de

*** Hetenyi, M. pags. 119 a 126 y 163 a 167

∇ Goldenveizer pags. 471 a 526

(7)

manera introductoria, una clasificación de los estados de esfuerzos y deformaciones atendiendo a su importancia**

a) El efecto de borde tiende a amortiguarse rápidamente de la línea de perturbación hacia el interior, en la dirección longitudinal.

b) La única fuerza tangencial que aparece en este problema es N_ϕ . En otros tipos de cascarones es la que tiene mayor importancia.

c) El momento flexionante más importante es M_z

$$M_\phi = \nu M_z \quad (\nu < 0.5)$$

No aparecen momentos torsionales: $M_{\phi z} = 0$. En este problema para cascarones de doble curvatura en los que hay torsión, M_z es mucho más importante que $M_{\phi z}$.

d) La única fuerza cortante existente es Q_z . En otros casos resulta ser la más importante.

e) Del grupo de deformaciones inextensionales (deflexión) y (de alabeo de la superficie media) u_z , u_ϕ y w la única que aparece es u_z . En el caso general es la más importante.

f) Del grupo de deformaciones extensionales ϵ_s , ϵ_z , γ_{zs} , la única que aparece es ϵ_s

$$\text{además} \quad \epsilon_z = \nu \epsilon_s \quad (\nu < 0.5)$$

anterior) + Goldenveizer denomina de esta manera al problema de borde a lo largo de líneas de perturbación que no coincidan con las líneas asintóticas

** Goldenveizer, pags. 484 a 486.

En el caso general Es es la más importante.

- g) Del estado de desplazamiento w, v, u solo w es distinto de cero. En el caso general w es el desplazamiento de mayor importancia
- h) Los esfuerzos sobresalientes para el análisis del efecto de borde (esfuerzos de diseño, según Goldenveizer) son: M_z, N_ϕ, M_ϕ y Q_z

Fig. (82)

Análisis local del efecto de borde simple

Para este análisis se utilizara la solución (161)

$$w_h(z) = e^{-\beta_0 z} (A_3 \cos \beta_0 z + A_4 \sin \beta_0 z)$$

Considerese el caso de un cascarón sujeto a las acciones M_0 y Q_0 en $z=0$, Fig. (83). Las constantes A_3 y A_4 pueden determinarse de estas acciones

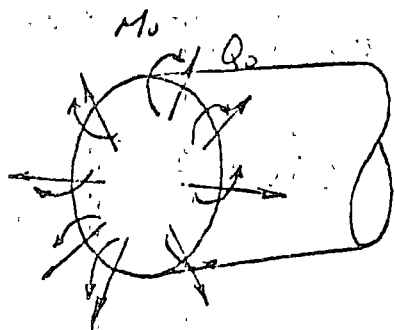


Fig. 83

de la ecuación (148)

$$M_z \Big|_{z=0} = M_0 = -K_z w'' \Big|_{z=0}$$

$$Q_z \Big|_{z=0} = Q_0 = -K_z W''' \Big|_{z=0} \quad (K_z = \text{constante})$$

$$W' = \beta_0 e^{-\beta_0 z} [-(\text{sen} \beta_0 z + \text{cos} \beta_0 z) A_3 + (-\text{sen} \beta_0 z + \text{cos} \beta_0 z) A_4]$$

Llamando

$$\left. \begin{aligned} \varphi(\beta_0 z) &= e^{-\beta_0 z} (\text{sen} \beta_0 z + \text{cos} \beta_0 z) \\ \psi(\beta_0 z) &= e^{-\beta_0 z} (\text{cos} \beta_0 z - \text{sen} \beta_0 z) \end{aligned} \right\} \text{--- (162)}$$

se tiene

$$W' = \beta_0 [-\varphi(\beta_0 z) A_3 + \psi(\beta_0 z) A_4] \text{--- (163)}$$

$$W'' = \beta_0^2 [(\varphi - \psi) A_3 - (\varphi + \psi) A_4] \text{--- (164)}$$

$$W''' = \beta_0^3 [2\psi A_3 + 2\varphi A_4] \text{--- (165)}$$

en $z=0$

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \psi = 1 \\ W' &= \beta_0 [-A_3 + A_4] \\ W'' &= \beta_0^2 [-2A_4] \\ W''' &= \beta_0^3 [2A_3 + 2A_4] \end{aligned} \right\} \text{--- (166)}$$

De las condiciones de frontera supuestas M_0 y Q_0 se tienen

$$-K_z \beta_0^2 [-2A_4] = M_0 \quad A_4 = \frac{M_0}{2\beta_0^2 K_z} \text{--- (167)}$$

$$-K_z \beta_0^3 [2A_3 + 2A_4] = Q_0 \quad A_3 = -\frac{1}{2\beta_0^3 K_z} [Q_0 + \beta_0 M_0] \text{--- (168)}$$

Llamando

$$\left. \begin{aligned} C(\beta_0 z) &= e^{-\beta_0 z} \text{cos} \beta_0 z \\ S(\beta_0 z) &= e^{-\beta_0 z} \text{sen} \beta_0 z \end{aligned} \right\} \text{--- (169)}$$

se tiene

$$w = -\frac{1}{2\beta_0^3 k_z} [+\beta_0 M_0 \psi + Q_0 \theta]$$

$$w' = \frac{1}{2\beta_0^2 k_z} [2\beta_0 M_0 \theta + Q_0 \psi]$$

$$w'' = -\frac{1}{2\beta_0 k_z} [2\beta_0 M_0 \psi + 2Q_0 \xi]$$

$$w''' = \frac{1}{k_z} [2\beta_0 M_0 \xi - Q_0 \psi]$$

(170)

En la tabla dada a continuación se indican los valores de ψ , θ , ξ y ζ y en la fig (84) se muestra la variación de estas funciones respecto a $\beta_0 z$.

TABLA

Valores de ψ , θ , ξ y ζ

$\beta_0 z$	ψ	θ	ξ	ζ
0	1.000			
0.1				
0.2				

viene en el
Timoshenko
pags. 472 y 473

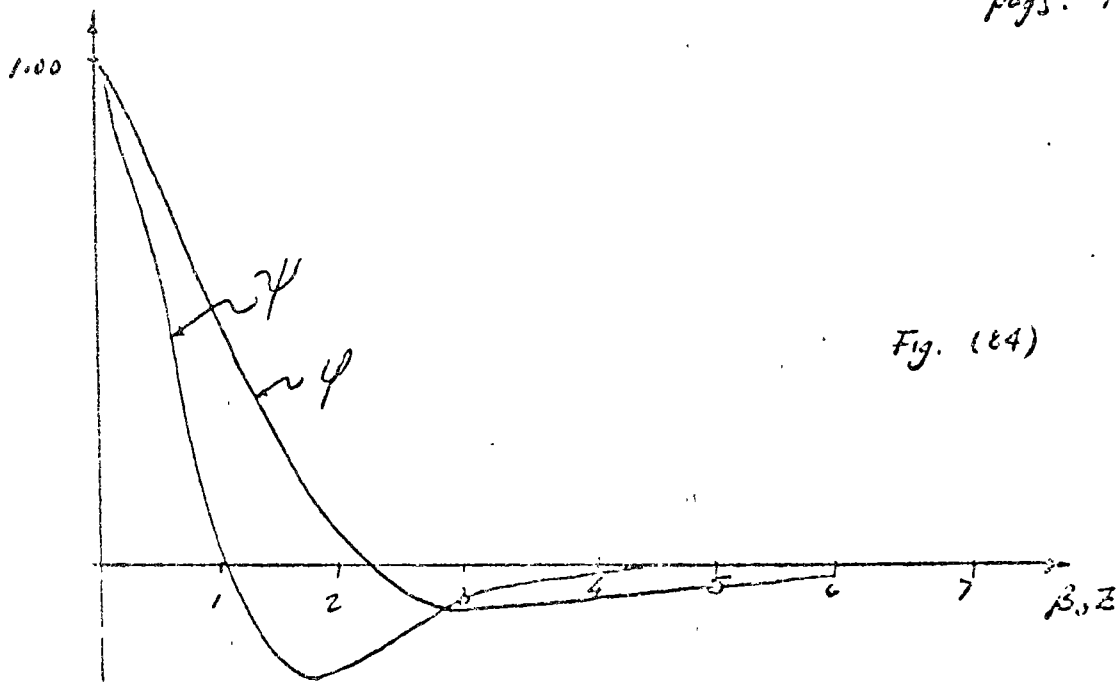


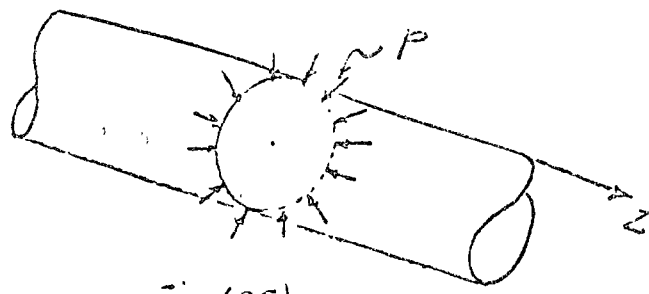
Fig. (84)

Con los resultados consignados en (170) no se resuelve prácticamente ningún problema puesto que difícilmente podían estar prescritos como datos M_0 y Q_0 .

Sin embargo, estos resultados son útiles pues se utilizarán como base para resolver el problema de borde de algunos problemas de interés práctico.

1.- Tubo largo sujeto a carga radial uniforme

Sea un tubo de longitud infinita, sujeto a la carga radial p .



se supone que el origen del eje z coincide con la sección donde se aplica p .

Fig (85)

Por simetría longitudinal respecto a $z=0$, la pendiente en esta sección debe ser cero

$$w' = 0$$

Por equilibrio el cortante Q_z en una sección inmediatamente a la derecha de $z=0$ debe ser igual a $\frac{p}{2}$, Fig (86)

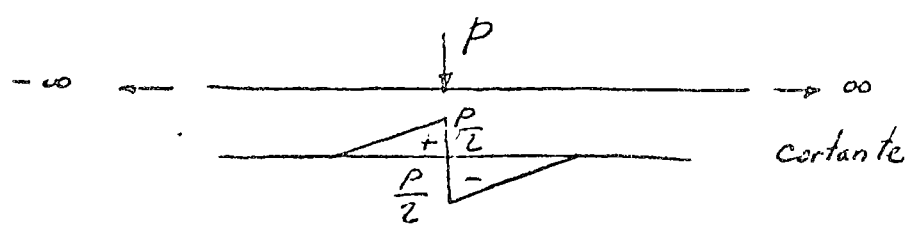


Fig (86)

Por lo tanto en $z=0$

$$\left. \begin{aligned} Q_0 &= -\frac{p}{2} \\ w' &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (171)$$

De (171)

$$w'(0) = 0 = 2\beta_0 M_0 \theta(0) + Q_0 \psi'(0)$$

pero $\theta(0) = \psi(0) = 1$

$$\therefore M_0 = -\frac{Q_0}{2\beta_0} = +\frac{P}{4\beta_0}$$

sustituyendo en (170)

$$\omega = -\frac{1}{2\beta_0^3 k_z} \left[\beta_0 \frac{P}{4\beta_0} \psi - \frac{P}{2} \theta \right] = -\frac{P}{8\beta_0^3 k_z} [\psi - 2\theta]$$

$$\begin{aligned} \text{pero } \psi - 2\theta &= e^{-\beta_0 z} (\cos \beta_0 z - \text{sen } \beta_0 z) - 2 e^{-\beta_0 z} \cos \beta_0 z \\ &= -e^{-\beta_0 z} (\cos \beta_0 z + 2 \text{sen } \beta_0 z) = -\psi(\beta_0 z) \end{aligned}$$

por lo tanto

$$\omega = \frac{P}{8\beta_0^3 k_z} \psi(\beta_0 z) \quad (172)$$

Analogamente

$$M_z = \frac{P}{4\beta_0} \psi(\beta_0 z)$$

$$Q_z = -\frac{P}{2} \theta(\beta_0 z)$$

(173)

Los valores máximos de (172) y (173) resultan, para $z=0$

$$\omega_{\text{máx}} = \frac{P}{8\beta_0^3 k_z}$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{P}{4\beta_0}$$

(174)

La variación longitudinal de estas cantidades se ilustra en la fig (87)

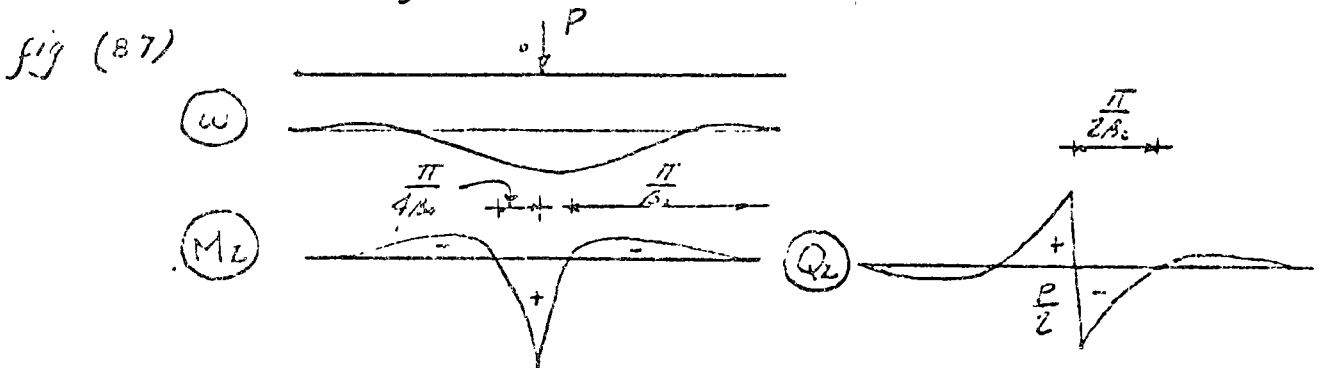


Fig. (87)

Cilindros cilíndricos sujetos a presión interna

Se considera el caso de tubos sujetos a presión interna uniforme p

El esfuerzo tangencial de membranas es:

$$N_{\phi} = -Rp$$

El desplazamiento radial w_0 , uniforme, debido a esta presión, resulta

$$w_0 = - \frac{N_{\phi}}{RD_w} = \frac{P}{D_w} \quad (175)$$

Se admitirá que este desplazamiento radial queda nulificado por la presencia de apoyos, atisadores, diafragmas, etc.

Para aplicar las soluciones (170) habrá que establecer otra condición, Fig. (88), la cual alternativamente puede ser, que haya empotramiento, es decir $w' = 0$; o que haya apoyo libre, o sea $w'' = 0$ ($M_z = 0$)

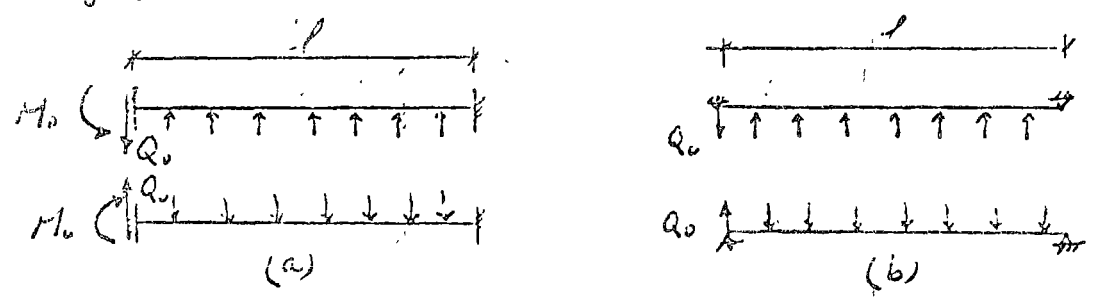


Fig. (88)

De (170) y (175)

$$w(0) - w_0 = 0 \quad \text{es decir}$$

$$- \frac{1}{2\beta_0^3 K_2} [\beta_0 M_0 + Q_0] - \frac{P}{D_w} = 0 \quad (176)$$

la cual es común para los 2 casos de la fig (88), se tiene además

Para el extremo empotrado fig (88)-(a)

$$w'(0) = 0 = 2\beta_0 M_0 + Q_0 \quad (177)$$

Para el extremo libremente apoyado, fig (88)-(b)

$$w''(0) = 0 = M_0 \quad (178)$$

Por lo tanto :

a) Extremo empotrado

De (176) y (177)

$$M_0 = 2 \beta_0^2 \frac{Kz}{Dw} \quad \text{pero } \frac{Kz}{Dw} = \frac{1}{4\beta_0^4}$$

$$\text{o sea } M_0 = \frac{P}{2\beta_0^2} \quad \left. \vphantom{M_0} \right\} (179)$$

$$Q_0 = -2\beta_0 M_0 = -\frac{P}{\beta_0}$$

De (170), superponiendo el desplazamiento w_0 de membrana.

$$w = -\frac{P}{Dw} [(\psi - 2\xi) + 1]$$

$$M_z = +\frac{P}{2\beta_0^2} [\psi - \xi]$$

$$Q_z = -\frac{P}{\beta_0} [\xi + \psi]$$

(180)

Con las formulas (180) pueden calcularse aproximadamente los efectos locales, debidos a las restricciones de diafragmas, en las cascaciones abiertas (cortes o largos), que tengan continuidad longitudinal en el apoyo.

b) Extremo libre

$$M_0 = 0$$

$$Q_0 = -2\beta_0^3 p \frac{Kz}{Dw} = -\frac{P}{2\beta_0}$$

(181)

De las formulas (170), superponiendo el desplazamiento de membrana

$$w = \frac{P}{Dw} (\theta - 1)$$

$$M_z = \frac{P}{2\beta_0^2} \xi$$

$$Q_z = -\frac{P}{2\beta_0} \psi$$

(182)

Con estas expresiones (84) puede analizarse en forma aproximada el efecto local de los diafragmas en cascarones abiertos, libremente apoyados en los extremos.

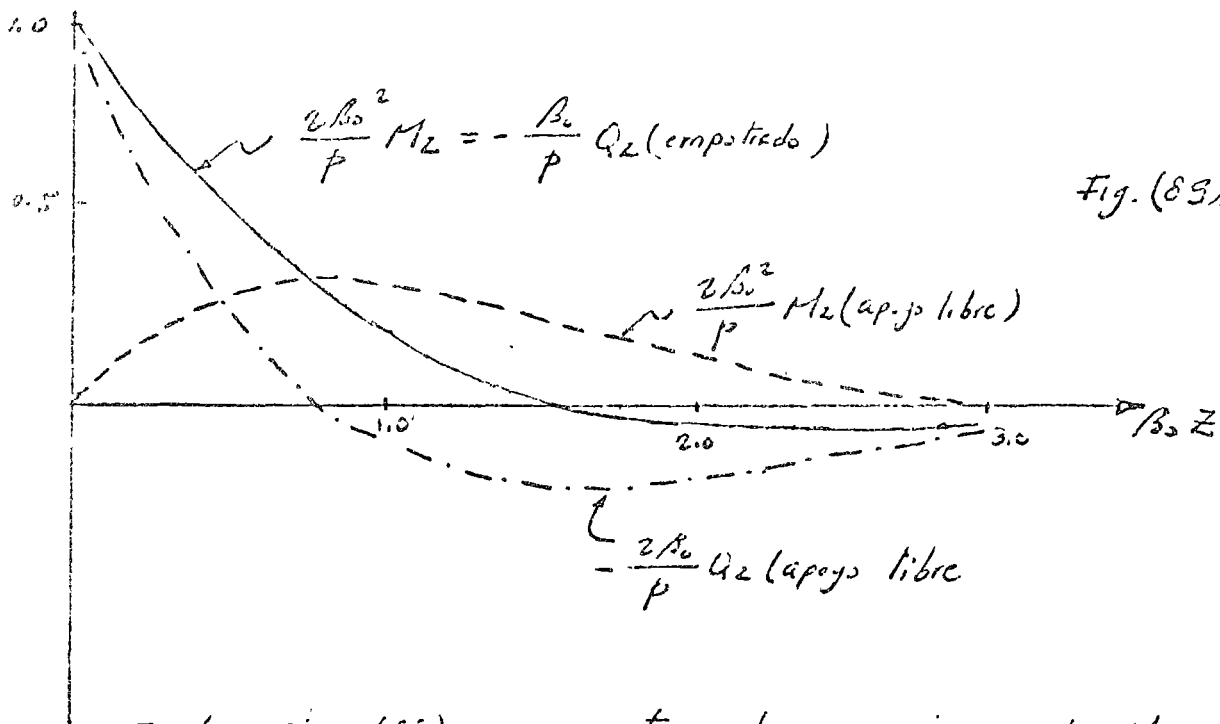


Fig. (85)

En la fig. (85) se muestran las variaciones de M_z y Q_z para las condiciones de apoyo libre y empotrado. Se pueden hacer las siguientes observaciones

- En el caso de empotramiento M_z y Q_z varían de la misma manera
- El amortiguamiento de M_z y Q_z es más rápido para el caso de empotramiento
- Para $\beta_0 z \geq 2.5$ los efectos de la perturbación en $z=0$ son prácticamente despreciables

Suponiendo un cascarón formado por una placa (sin refuerzos) se puede estimar la longitud " l_0 " de influencia de la perturbación.

Se tiene $\beta_0 l_0 = 2.5 = l_0 \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 \delta^2}} \approx l_0 \sqrt{\frac{3}{R^2 \delta^2}}$

$$D_w = \frac{Et}{R^2} \quad K_2 = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \quad \frac{D_w}{4K_2} = \frac{3(1-\nu^2)}{R^2 t^2}$$

de la cual se obtiene

$$l_0 \approx 2.3 \sqrt{\frac{R}{\delta}} \delta$$

Suponiendo el caso frecuente $\frac{R}{\delta} \approx 100$ y redondeando cifras

$$l_0 \approx 2.5 \times 10 \delta$$

$$\underline{l_0 = 25 \delta}$$

De esta manera para un tubo o un cascarón abierto de 10 cm la longitud de influencia será $l_0 = 2.5 m$

Para poder considerar separadamente la influencia de la perturbación, esta estructura deberá tener una longitud

$$l \geq 2l_0 = 5.00 m$$

En un tubo de acero, de pared delgada, el efecto es mucho más local, supongamos un tubo con un espesor $\delta = \frac{3}{8}'' = 9.5 \text{ m.m.}$ y un diámetro de $40'' = 1016 \text{ m.m.}$

$$\frac{R}{\delta} = \frac{508}{9.5} = 53$$

$$l_0 = 2.3 \sqrt{53} \times 9.5 = 159 \text{ m.m.} \approx 16 \text{ cm}$$

element t in equilibrium in the tangential and meridional directions. If the latter equation is integrated along a meridian, we arrive at Eq. (53). Thus Eq. (53) is an expression for the meridional equilibrium of an element; the tangential equilibrium of such an element is automatically assured by the rotational symmetry.

Now in our dome there is a loading acting in the meridional direction (Fig. 63), so that the meridional equilibrium equation becomes

$$s_0 t ds + \gamma t (ds)^2 \sin \theta = s_0 (t + dt) ds$$

or

$$s_0 dt = \gamma t ds \sin \theta$$

But we see in Fig. 63 that $ds \sin \theta = dh$, the difference in vertical height across our element. Separating variables, we write

$$\frac{dt}{t} = \frac{\gamma}{s_0} dh$$

Integrated,

$$\log t = \frac{\gamma}{s_0} h + \text{const}$$

or

$$t = C e^{\gamma h / s_0} = t_0 e^{h / (s_0 / \gamma)}$$

where h is measured downward (see Fig. 63).

The integration constant t_0 has the meaning of the thickness of the shell at the top $h = 0$. The quantity s_0/γ appearing in the exponent, and having the dimension of a length, means the height of a column of material so that the gravitational compressive stress at its bottom equals s_0 . For almost any building material this height is a very great one. The thickness t of the dome is multiplied by a factor $e = 2.7$ when we go down from the top by this height s_0/γ . This length s_0/γ also is half of the radius of curvature at the top. Therefore the thickness of the dome increases by the factor 2.7 between the top and a point halfway down to the level of the center of curvature of the top. Since s_0/γ is very large, even for an extremely conservative stress, the possible size of a dome loaded by its own weight is very large.

15. Non-symmetrical Loading. The cases we have considered so far in this chapter were shells of revolution with loadings rotationally symmetrical about the axis of revolution. This symmetry enabled us to conclude that the principal directions of stress at each point were meridional and tangential, so that the state of stress at each point was described by two numbers s_m and s_t . At a point of the shell three equations of equilibrium could be written: one normal to the surface, Eq. (52), one in a meridional direction, which when integrated is equivalent to Eq. (53), and a

third one in the tangential direction, which is automatically satisfied on account of the rotational symmetry.

Suppose now that we drop the symmetry and consider a thin-walled shell of any shape or a solid of revolution with a non-symmetrical loading. Then the principal stresses at a point of the shell are no longer meridional and tangential in fact we do not know in which direction they are. The membrane stress at a point then can no longer be described by two numbers s_m and s_t ; we need three numbers, the two principal stresses s_1 , s_2 and an angle α describing their direction, or two normal stresses s_n , s_t on two given perpendicular directions with the shear stress s_s , as shown in Fig. 64. In a non-symmetrical case, therefore, we have one more un-

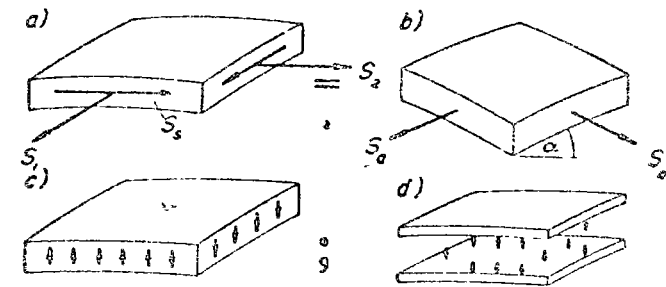


FIG. 64. (a) or (b) Stresses that are assumed to exist in a "membrane". The sets (a) and (b) are identical; they are just two different ways of describing the same stress. Mohr's circle furnishing the connection. The cases (c) and (d) show the other two possible stress components at a point, consisting of the two shear stresses (c) and a compressive or tensile stress between various thin sublayers of the shell as shown in (d). The definition of a "membrane" is that the stresses (c) and (d) are zero.

known than in the symmetrical case. But we also have one more equation of statics, because the equilibrium equation in the "tangential" direction now is an honest equation, and not an identity $A = A$ as it is in the symmetrical case. Looking over the derivation of Eq. (52) (page 73) for the equilibrium in the direction normal to the element, we see that that equation still holds here in the more complicated non-symmetrical case, because what is new here, the shear stress s_s of Fig. 64a, has no component in the normal direction. Hence the entire derivation of Eq. (52) and its end result remain in force. The two remaining equilibrium equations are along two perpendicular directions in the plane of the small element of shell, which is the tangent plane to the shell at that point. For a general shell we cannot always call these directions meridional and tangential, so that we shall call them x and y (Fig. 65). On the two faces dx , dy of the element, meeting in the corner A , we shall call the stresses s_x , s_y and s_s . On the opposite faces the stresses then have different values as indicated in the figure. For the equilibrium in the x direction the difference between the two s_x forces on the dy faces must balance the difference

between the two s_x forces on the dy faces

$$\left(s_x + \frac{\partial s_x}{\partial x} dx\right) dy - s_x dy + \left(s_x + \frac{\partial s_x}{\partial y} dy\right) dx - s_x dx = 0$$

or

$$\frac{\partial s_x}{\partial x} + \frac{\partial s_y}{\partial y} = 0$$

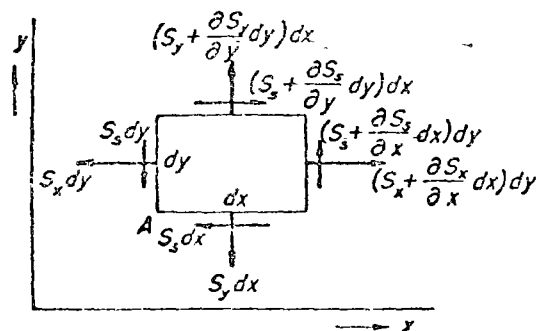


FIG. 65. A plane element $dx dy$ with the stresses acting on it. All three stresses s_x , s_y , and s_z vary from place to place, so that they assume slightly different values on opposite faces of the element. From this the second and third equilibrium equations (55) are derived.

In the same way the equilibrium in the y direction is found. Assembling all three equations together, we thus have

$$\frac{s_x}{R_x} + \frac{s_y}{R_y} = \frac{p}{t}$$

$$\frac{\partial s_x}{\partial x} + \frac{\partial s_x}{\partial y} = 0 \quad (55)$$

$$\frac{\partial s_y}{\partial y} + \frac{\partial s_y}{\partial x} = 0$$

To repeat: These are three equilibrium equations in the three unknowns s_x , s_y , and s_z , valid for the most general case of a thin-walled shell in which no bending or shear across the thickness t occurs. Thus the problem of membrane stresses in the most general unsymmetrical shell is again statically determined.

The first example we discuss is the best and most useful solution found so far of Eq. (55). It is that of a long, horizontal, cylindrical water conduit (Fig. 66) completely filled and supported on many points, all equally spaced apart. The non-symmetry in this case is not in the shell itself but in its loading, the pressure varies with the angle θ . For coordinates we choose θ and z , as shown in the figure. The third coordinate r is constant all over the shell. The water pressure is expressed by

$$p = \gamma h = \gamma r(1 - \cos \theta)$$

This is for the case of a pipe "just full" without excess pressure. In practice there usually is excess pressure (penstocks in hydraulic installations or oil-transport pipe lines), but that can be taken care of by superposing the constant-pressure solution of page 75 on what we are about to find. The principal radii of curvature at any point in the shell are r and ∞ . Substituting this into the first of Eqs. (55), we have

$$\frac{s_t}{r} + \frac{s_l}{\infty} = \frac{\gamma r}{t} (1 - \cos \theta)$$

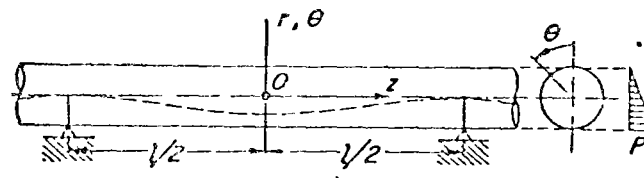


FIG. 66. Long, horizontal water pipe line, supported at equal distance l , just full of water. The solution of the general membrane equations (55) for this case leads to the stress distribution equations (56). This solution is due to Thoma (1920).

where the subscripts t and l mean tangential and longitudinal, corresponding to x and y , respectively in Eqs. (55). This can be solved immediately for the tangential stress:

$$s_t = \frac{\gamma r^2}{t} (1 - \cos \theta)$$

With this we enter into the second of Eqs. (55) and remember that $d\tau = r d\theta$ and $dy = dz$ in this case:

$$\frac{\partial}{r \partial \theta} \left[\frac{\gamma r^2}{t} (1 - \cos \theta) \right] + \frac{\partial s_l}{\partial z} = 0$$

or

$$\frac{\partial s_l}{\partial z} = \frac{-\gamma r}{t} \sin \theta$$

In integrating this we remember that the ∂ sign means that θ is constant during the integration,

$$s_l = \frac{-\gamma r z}{t} \sin \theta + f_1(\theta)$$

where $f_1(\theta)$ is a "constant" of integration. Looking at Fig. 66, we see that the origin of z has been chosen at the center of the span, where for reasons of symmetry the shear stress must be zero (why?). At $z = 0$ the first term on the right side is zero, so that

$$0 = 0 + f_1(\theta)$$

and the "constant" $f_1(\theta)$ must vanish. Thus

$$s_1 = -\frac{\gamma z^2}{l} \sin \theta$$

With this we enter into the third of Eqs. (55),

$$\frac{\partial s_1}{\partial z} + \frac{\partial s_2}{r \partial \theta} = 0$$

$$\frac{\partial s_1}{\partial z} = +\frac{\gamma z}{l} \cos \theta$$

$$s_1 = +\frac{\gamma z^2}{2l} \cos \theta + f_2(\theta)$$

where $f_2(\theta)$ is another "constant" of integration, to be found from the boundary conditions. Now, looking at the first term of s_1 , we see that in any normal (circular) cross section it varies as $\cos \theta$, that is, linear with the vertical distance from the center of the circle, like the usual bending stress distribution. The second term $f_2(\theta)$ may represent any bending stress distribution, linear or non-linear. Now it appears highly improbable that we should find here a non-linear bending stress distribution, and we could assume it to be linear. In that case $f_2(\theta)$ should have the form $C \cos \theta$, and the constant C could be found from the bending moment by beam theory either at $z = 0$ or at $z = \pm l/2$. But we do not have to assume anything; the linear bending stress distribution can be proved, as follows: In Fig. 66 the deformed shape of the center line is indicated by a dotted curve. The deflection in the center of this curve is small of the first order with respect to the length l , and the rectified length of the dotted curve differs from l only by a quantity small of the second order, which is habitually neglected in strength of materials or elasticity. Hence we state that one full span of the center line of the pipe does not change its length. The same is true for any longitudinal fiber of the pipe, because above each support no point of the pipe moves to the right or to the left. Now the elastic extension of a fiber at location θ is

$$\int_{-l/2}^{+l/2} \frac{1}{E} (s_1 - \mu s_1) dz$$

and we have just seen that this must be zero. We now substitute the obtained expressions for s_1 and s_2 (including the unknown $f_2(\theta)$) into this integral, set it equal to zero, and solve for f_2 , with the result

$$f_2(\theta) = \frac{\gamma}{l} \left[-\frac{l^2}{24} \cos \theta + \mu^2 (l - \cos \theta) \right]$$

With this the first two terms of s_1 are

$$s_1 = \frac{\gamma}{l} \left(\frac{z^2}{2} - \frac{l^2}{24} \right) \cos \theta + \mu s_2$$

This result can be interpreted in a familiar manner. The second term μs_2 is a tensile longitudinal stress caused by the fact that the normal Poisson contraction of l by the hoop stress s_1 is prevented. The first term of s_1 can be rewritten in the usual bending stress notation, if we verify that

$$y = z \cos \theta \quad w = \gamma \pi l^2 \quad I = \pi r^3 l$$

Then the first term is

$$\left[\mu \left(\frac{z^2}{2} - \frac{l^2}{24} \right) \right] \frac{y}{I}$$

The square bracket has the value $-wl^2/24$ at mid-span and $+wl^2/12$ above the supports, and the reader should check that the square bracket is the bending moment distribution obtained by the usual (statically indeterminate) beam theory for a beam I, l , loaded with uniform w and built in at both ends. Thus, recapitulating, the stress distribution in the pipe of Fig. 66 is

$$\begin{aligned} s_1 &= \frac{\gamma z^2}{l} (1 - \cos \theta) \\ s_2 &= -\frac{\gamma z}{l} \sin \theta \\ s_1 &= \frac{\gamma}{l} \left(\frac{z^2}{2} - \frac{l^2}{24} \right) \cos \theta + \mu s_2 \end{aligned} \tag{56}$$

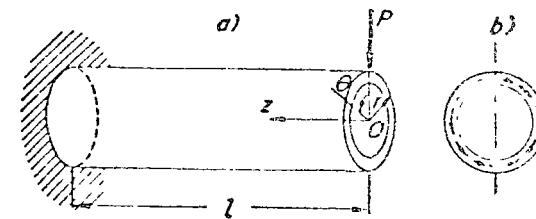


Fig. 67. Thin-walled pipe loaded as a cantilever. By membrane theory the stresses are as given in Eqs. (57). The load P is taken by the free-end section in the form of a shear stress distribution (b).

There are no discontinuities in the system, except at the concentrated reaction loads. The membrane solution (56) therefore will agree with fact very well at distances of about r from the bearings. The detail of the distribution of the bearing reaction load is, of course, not included in the result.

The second example we take up is a pipe cantilevered into a wall with a concentrated end load P (Fig. 67). Since there is no pressure load p at

all, the first of Eqs. (55) reads

$$\frac{s_z}{r} + \frac{s_\theta}{\omega} = 0$$

so that $s_z = 0$. Substituting this into the second of Eqs. (55), it becomes

$$0 + \frac{\partial s_\theta}{\partial z} = 0$$

or, integrated; $s_\theta = f_1(\theta)$. Substituting this into the third equilibrium equation, we find

$$\frac{\partial s_\theta}{\partial z} + \frac{\partial}{r \partial \theta} f_1(\theta) = 0$$

or

$$s_\theta = - \int \frac{1}{r} f_1'(\theta) dz = - \frac{z}{r} f_1'(\theta) + f_2(\theta)$$

At the free end $z = 0$ the longitudinal stress is stated to be zero for all values of θ . We conclude that $f_1(\theta) = 0$. For the other integration "constant" $f_2(\theta)$ there is no readily discernible criterion, except that the shear force must be P and the bending moment must be Pz . This is not sufficient information from which we can calculate $f_2(\theta)$ without doubt, so that we now assume (in line with the result of the previous example) that the bending stress-distribution s_θ is linear, or

$$s_\theta = C_1 \cos \theta = - \frac{z f_1'(\theta)}{r}$$

Integrated,

$$f_1(\theta) = - \frac{r C_1}{z} \int \cos \theta d\theta = - \frac{r C_1}{z} \sin \theta + C_2$$

The function f_1 is the shear stress s_θ , and, from symmetry, we see that s_θ must be zero at $\theta = 0$ and at $\theta = \pi$. Thus $C_2 = 0$. The vertical component of the shear stress integrated over the annular cross section must equal $-P$ †, or

$$\int_0^\pi s_\theta \sin \theta t r d\theta = \frac{-P}{2}$$

$$\frac{-r^2 C_1 t}{z} \int_0^\pi \sin^2 \theta d\theta = \frac{-\pi r^2 C_1 t}{2z} = \frac{-P}{2}$$

†The $-$ sign is necessary because the shear stress as shown in Fig. 67 is negative by the definition of Fig. 65 (page 92), in connection with the fact that the z coordinate of Fig. 65 corresponds to the θ coordinate of Fig. 67 and the z coordinate of Fig. 67 is equivalent to the y coordinate of Fig. 65.

so that $C_1 = Pz/\pi r^2 t$. With this the solution of the problem is

$$s_z = 0$$

$$s_\theta = - \frac{P}{\pi r t} \sin \theta$$

$$s_\theta = \frac{Pz}{\pi r^2 t} \cos \theta \quad (57)$$

The manner in which the shear stress is distributed over the cross section is shown in Fig. 67b. The solution (57) coincides with the one obtained by elementary beam theory. There are two discontinuities: at the free end and at the built-in end. At the free end the solution (57) requires that P be applied in the form of Fig. 67b; if it is put on in any other way, a local discrepancy results. At the built-in end the tube should be free to undergo such deformations as Eqs. (57) demand. In general the constraint there is different, so that another deviation from Eqs. (57) takes place. However, for long beams these equations describe the situation perfectly well in the central region, about one diameter removed from either end (Saint-Venant's principle, see page 183).

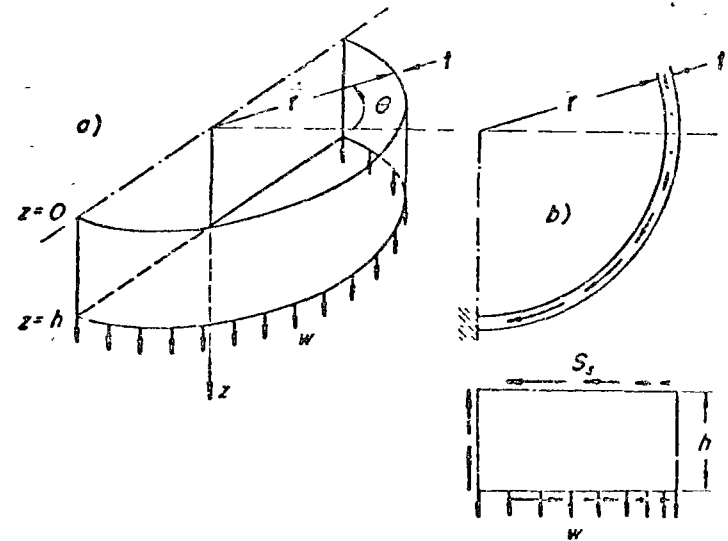


FIG. 68. Balcony beam. The membrane solution is given by Eqs. (58) and is illustrated in (b). The bending moment is taken not by the built-in end as required by practice but by (non-existing) shear forces at the top and bottom edges.

Our third and last example (Fig. 68) is a semi-circular balcony beam of dimensions r, h, t built into a vertical wall at both ends and loaded at its bottom edge with a loading w lb/sq in. Choosing for the coordinate

and z as shown, the successive steps in Eq. (55) are

$$\frac{s_t}{r} + \frac{s_z}{z} = 0 \quad \therefore s_t = 0$$

$$0 + \frac{\partial s_z}{\partial z} = 0 \quad \therefore s_z = f_1(\theta)$$

$$\frac{\partial s_t}{\partial z} + \frac{\partial f_1}{r \partial \theta} = 0 \quad \therefore s_t = -\frac{z}{r} f_1' + f_2(\theta)$$

At the top edge $z = 0$, the longitudinal stress is prescribed to be zero, so that $f_2 = 0$. At the bottom edge $z = h$, we have $s_t = w$, or

$$w = -\frac{h}{r} f_1'$$

so that

$$f_1 = -\int \frac{rw}{h} d\theta = -\frac{rw\theta}{h} + C$$

This is the shear stress s_z , and it must be zero at the center $\theta = 0$, for reasons of symmetry; hence $C = 0$, and the final solution is

$$\begin{aligned} s_t &= 0 \\ s_z &= -\frac{rw}{h} \theta \\ s_t &= +\frac{w}{h} z \end{aligned} \quad (58)$$

So far the mathematics. When we start to inspect this solution, our eyebrows go up. We expect bending moments at the built-in ends, and we are accustomed to see those moments in the form of linearly distributed bending stresses, which are s_t stresses in this case. But our solution states flatly that $s_t = 0$ everywhere, including the built-in ends.

Furthermore, Eqs. (58) say that there is a shear stress independent of the height z , so that it exists on the upper and lower edges, where it was supposed to be absent. Figure 68b illustrates the solution, and we see that the bending moment of w about the wall is taken not by the wall but rather by the shearing stresses on the upper and lower edges. The reader may verify by integration that everything is in order as far as moment equilibrium goes.

The solution (58) can be interpreted by modifying Fig. 68a. Suppose we add flanges to the top and bottom edges, making the cross section I-shaped instead of rectangular. Then the shear stresses of Fig. 68b can be transmitted to these flanges, and they may be attached to the

wall. That wall takes the bending moment in the form of two concentrated push-pull forces of the flanges.

This example shows that often it is easy enough to find a solution to Eqs. (55), but that the solution may show unexpected behavior at the boundaries. To find a solution conforming to given boundary conditions is usually impossible, because no "membrane" solution exists. The actual structure does develop bending stresses and shear stresses across the thickness to carry the load, but our Eqs. (55) are not powerful enough to describe that kind of stress.

Problems 61 to 75.

or, written somewhat differently, remembering Eq. (61) (page 107),

$$\frac{pR^4}{64Dt} = \frac{w_{max}}{t} + \frac{1-\nu}{2} \mu \left(\frac{w_{max}}{t} \right)^2 \quad (83)$$

$$\frac{p_0R^4}{64Dt} = \frac{w_{max}}{t} \left[1 + 0.65 \left(\frac{w_{max}}{t} \right)^2 \right]$$

We recognize from the development that the first term in the square brackets represents the plate bending solution and the second term, the membrane solution. We see that for $w_{max} = t$ the error in the load by the plate theory alone is 65 per cent. For large deflections (deflections of the order of the thickness) the plate gets much stiffer than the bending theory of this chapter indicates.

The result, Eq. (83), illustrated in Fig. 91, although approximate, agrees very well with the outcome of the exact theory and is also in good agreement with tests.

Problems 76 to 90.

CHAPTER V

BEAMS ON ELASTIC FOUNDATION

21. General Theory. The subject of this chapter grew out of the practical problem of railroad track. A long rail is a beam of small bending stiffness, and in order to sustain the large wheel loads placed on it, the rail must be supported almost along its entire length, by closely spaced cross-ties. The investigation of this problem led (about 1880) to a theory of interaction between a beam of moderate bending stiffness and an "elastic" foundation which imposes reaction forces on the beam that are proportional to the deflection of the foundation. This theory then was of great importance to civil engineers only, but later it was found that the fundamental theory applied not only to railroad track but to many other situations as well. An example is a bridge deck or floor structure consisting of a "grillage," or rectangular network of beams, closely spaced. Each individual beam of this network is supported by the many beams crossing it at right angles, and these crossbeams assert reactions on the first beam proportional to the local deflection. Each individual beam in the network thus is placed on an elastic foundation consisting of all the crossbeams. This line of thinking has proved to be very useful in the design of ship's bottoms and similar structures.

A second example is a thin-walled cylindrical shell loaded by pressures which vary with the longitudinal coordinate z only and which are constant with θ , circumferentially. If we cut out of this shell a longitudinal strip of width $r d\theta$, then this strip is a "beam," subjected to some radial loading along the length z . The beam then finds its reaction forces from the remaining part ($2\pi - r d\theta$) of the shell in the form of hoop stresses on the two sides, having the small angle $d\theta$ between them and thus having a resultant in the radial direction, *i.e.*, in the direction of the load. This will be discussed on page 161.

Returning to the railroad track, the assumption made regarding the behavior of the elastic foundation is

$$q = -ky \quad (84)$$

where y is the local downward deflection of the foundation under the rail; q is the downward (and $-q$ the upward) force from the foundation on the rail per unit length of rail, and k is the "foundation modulus," measured

in units of $q/y = \text{lb./m.} = \text{lb./sq. in.}$ For the usual railroad track this constant has a value of the order of $k = 1,500 \text{ lb./sq. in.}$, which means that if the long rail is uniformly loaded with $q = 1,500 \text{ lb. per running inch,}$ then the whole rail is pushed uniformly 1 in. into the foundation. The assumption (84) has the great advantage of being mathematically as simple as can be; it also is in fairly good agreement with the facts, although it can be criticized on two points. The first and most important is that an actual soil behaves non-linearly, becoming gradually stiffer for greater deflections. Therefore the $q = f(y)$ relation is represented by a curve rather than a straight line, and the slope k depends on the deflection y , becoming larger with increasing y . The mathematics of such non-linear phenomena is extremely complicated and unsatisfactory, so that here as well as in other cases we work out a linear theory, use it as far as it goes, and discuss deviations from it in a qualitative manner only. The second objection to Eq. (84) is illustrated in Fig. 92. The assumption (84) describes a soil entirely without continuity; the deflection at any point is caused by the load on that point only and is completely independent of other loads nearby. This, of course, is not in agreement with the actual behavior of most soils, but the objection is not as serious as it would seem at first sight. We do not consider cases of loads placed directly on the soil; there always is a rail in between, and if we place a rectangularly dis-

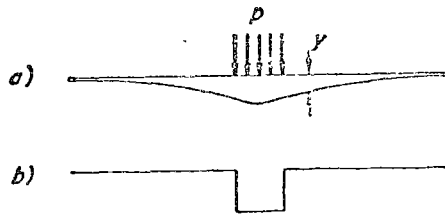


FIG. 92. A loading p , of the rectangular diagrammatic shape shown, placed directly on the soil (without a rail in between) will cause a soil deflection somewhat like that shown in (a), while the mathematical assumption (84) demands a deflection diagram (b).

continuous loading p (Fig. 92a) on the rail, then the deflection of the rail will be quite smooth and the reaction from the ground is also smoothly distributed over a comparatively great length.

Now we are ready to set up the differential equation of the rail. If p is the downward loading per unit length on the rail and q is the downward reaction force from the foundation, then the rail will obey the classical beam equation (which the reader may look up in some elementary text),

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = p + q$$

where EI is the bending stiffness of the rail. Substituting the assumption (84),

$$\frac{d^4 y}{dx^4} + \frac{p}{EI} = \frac{p}{EI} \tag{85}$$

The remainder of this chapter deals with the solution, interpretation, and discussion of this differential equation. We note that it is a linear equation of the fourth order with a right-hand member. First we solve the "reduced" equation ($p = 0$) by the usual substitution,

$$y = e^{ax}$$

where a is as yet unknown exponent. Then $y^{(4)} = a^4 y$, and

$$\left(a^4 + \frac{k}{EI}\right)y = 0$$

so that

$$a = \sqrt[4]{-\frac{k}{EI}} = \sqrt[4]{\frac{k}{EI}} \sqrt{-1}$$

Fourth roots of negative numbers are found by De Moivre's theorem in the complex plane, as shown in Fig. 93. The four fourth roots of -1 are

$$\sqrt[4]{-1} = \frac{1}{\sqrt{2}} (\pm 1 \pm j)$$

as can be verified by arithmetic. The factor $\sqrt{2}$ can be absorbed with the k/EI , and, writing

$$B = \sqrt[4]{\frac{k}{EI}} \tag{86}$$

the four solutions of the reduced differential equation become

$$y = e^{Bx+iBx} \quad y = e^{Bx-iBx} \quad y = e^{-Bx+iBx} \quad y = e^{-Bx-iBx}$$

The general solution of this equation, containing four integration constants A, B, C, D is

$$y = e^{Bx}[Ac^{iBx} + Bc^{-iBx}] + e^{-Bx}[Cc^{iBx} + Dc^{-iBx}]$$

In books on differential equations the square brackets are shown to be expressible in terms of trigonometric functions, thus

$$y = e^{Bx}[C_1 \cos Bx + C_2 \sin Bx] + e^{-Bx}[C_3 \cos Bx + C_4 \sin Bx] \tag{87}$$

in which the constants C_1, C_2, C_3, C_4 are related to the previous A, B, C, D in some manner which is of no interest to us. The solution (87) with

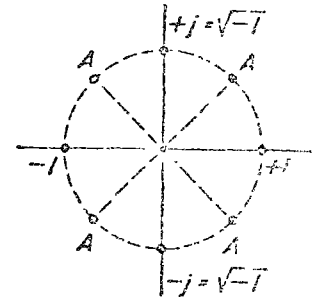


FIG. 93. The complex-number plane, showing the two square roots of -1 and the four fourth roots of -1 as the points A . The point -1 can be considered at angular distance $\pi, 3\pi, 5\pi, 7\pi, 9\pi$, etc., from the point $+1$, then the fourth roots are at angular distances $\frac{1}{4}\pi, \frac{3}{4}\pi$, etc., from that point, by De Moivre's theorem.

its deflection equation. So of the symbol β is the most general solution of the beam in those sections where it carries no load p . Most of our examples will be of beams with concentrated force loadings P ; then Eq. (87) holds in the stretches between the forces. We first remark that the combination βx must be dimensionless (we have never yet seen the cosine of 5 in.), so that β is an inverse length, of which we shall see the physical significance later. Next we notice that Eq. (87) describes "damped sine waves," the C_1, C_2 terms being damped when going to the left (in the $-x$ direction), the C_3, C_4 terms being damped when going to the right. Thus if our beam is very long, then the C_1, C_2 terms show very large deflections to the right and the C_3, C_4 terms very large deflections to the left.

22. The Infinite Beam. Now we apply Eq. (87) to our first specific case: a beam or rail of infinite length both to left and right, loaded with a single concentrated force P in the middle $x = 0$. Then Eq. (87) applies everywhere, except at the load itself, but the constants $C_1 \dots C_4$ will have different values at left and at right. [If they had the same values at left and right, then the entire beam would be expressible in terms of Eq. (87), which is not true on account of the presence of the load P]. Considering the half beam to the right ($x > 0$), we see that the C_1, C_2 terms lead to infinite deflections y at infinite x , which is obviously contrary to the boundary conditions. If we make $C_1 = C_2 = 0$, then only the second half remains, which gives zero deflection at $x \rightarrow \infty$ in accordance with fact. Thus we say that $C_1 = C_2 = 0$ is necessitated by the boundary conditions at $x = \infty$, and we shall always see that there will be two conditions for each "end" of the beam, totaling four conditions. There remains the end at $x = 0$. We know nothing about the deflection or about the bending moment at the load P , but we can say something about the slope and about the shear force there. Unless the beam cracks, the slope must be horizontal, from symmetry. Also, making two cuts, immediately to the left and to the right of the load P , equilibrium of the short center piece requires that the two shear forces together equal P , and symmetry requires that each is $P/2$. Thus the conditions immediately to the right of the load are

$$x = 0 \quad y' = 0 \quad S = EIy''' = \frac{P}{2}$$

To evaluate these, we need the various derivatives of y , which, after making $C_1 = C_2 = 0$ in Eq. (87), are

$$y = e^{-\beta x} [C_3 \cos \beta x + C_4 \sin \beta x]$$

$$y' = \beta e^{-\beta x} [(-C_3 + C_4) \cos \beta x + (-C_2 - C_4) \sin \beta x]$$

$$y'' = \beta^2 e^{-\beta x} [-2C_3 \cos \beta x + 2C_4 \sin \beta x]$$

$$y''' = \beta^3 e^{-\beta x} [2(C_3 + C_4) \cos \beta x + 2(-C_3 + C_4) \sin \beta x]$$

The reader will do well to carry this series one line further and to verify that it then checks Eq. (85). Substituting $x = 0$ into the above expressions, the boundary conditions become

$$C_3 = C_4$$

$$EI\beta^2 2(C_3 + C_4) = \frac{P}{2}$$

from which

$$C_3 = C_4 = \frac{P}{8EI\beta^3} = \frac{P\beta}{2k}$$

by Eq. (86). Thus we find for the solution of the infinite beam, loaded with a force P at the center (Fig. 91),

$$y = \frac{P\beta}{2k} e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x)$$

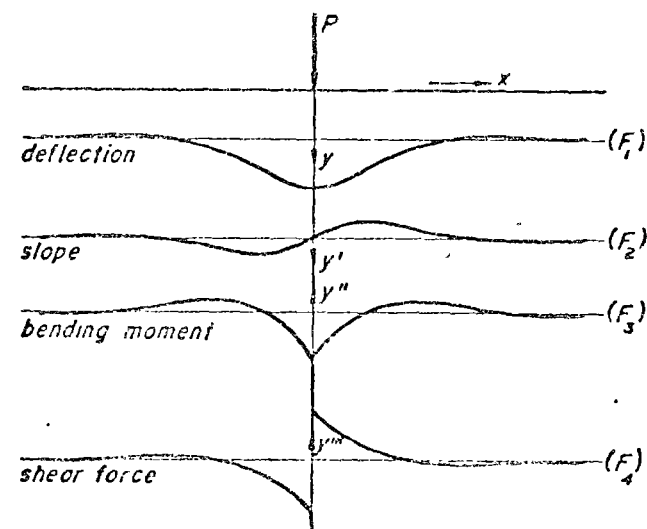


FIG. 91. Infinite beam with central force load P . The shapes of the curves are given numerically by the table of page 116, and the magnitudes are determined by Eqs. (89) and the table on page 116.

This function with its various derivatives will occur time and again in this chapter, so that it becomes convenient to give them shorter notations:

$$\begin{aligned}
 F_1(\beta x) &= e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x) \\
 F_2(\beta x) &= e^{-\beta x} \sin \beta x = -\frac{1}{2\beta} F_1' \\
 F_3(\beta x) &= e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) = \frac{1}{\beta} F_2' = -\frac{1}{2\beta^2} F_1'' \\
 F_4(\beta x) &= e^{-\beta x} \cos \beta x = -\frac{1}{2\beta} F_3' = -\frac{1}{2\beta^2} F_2'' = \frac{1}{4\beta^3} F_1''' \\
 F_5(\beta x) &= -\frac{1}{\beta} F_4'
 \end{aligned} \tag{88}$$

NUMERICAL VALUES OF THE F FUNCTIONS

βx	$F_1(\beta x)$	$F_2(\beta x)$	$F_3(\beta x)$	$F_4(\beta x)$	βx
0.0	1.000	0.000	1.000	1.000	0
0.2	0.965	0.163	0.610	0.802	0.2
0.4	0.878	0.261	0.356	0.617	0.4
0.6	0.763	0.310	0.143	0.453	0.6
0.8	0.635	0.322	-0.009	0.313	0.8
1.0	0.508	0.310	-0.111	0.199	1.0
1.2	0.390	0.281	-0.172	0.109	1.2
1.4	0.285	0.243	-0.201	0.052	1.4
1.6	0.196	0.202	-0.208	-0.006	1.6
1.8	0.123	0.161	-0.199	-0.038	1.8
2.0	0.067	0.123	-0.179	-0.056	2.0
2.2	0.024	0.090	-0.155	-0.065	2.2
2.4	-0.006	0.061	-0.128	-0.067	2.4
2.6	-0.025	0.038	-0.102	-0.064	2.6
2.8	-0.037	0.020	-0.078	-0.057	2.8
3.0	-0.042	0.007	-0.056	-0.049	3.0
3.2	-0.043	-0.002	-0.038	-0.041	3.2
3.4	-0.041	-0.009	-0.024	-0.032	3.4
3.6	-0.037	-0.012	-0.012	-0.021	3.6
3.8	-0.031	-0.011	-0.004	-0.018	3.8
4.0	-0.025	-0.014	0.002	-0.012	4.0
4.2	-0.020	-0.013	0.006	-0.007	4.2
4.4	-0.016	-0.012	0.008	-0.004	4.4
4.6	-0.011	-0.010	0.006	-0.001	4.6
4.8	-0.008	-0.008	0.004	0.001	4.8
5.0	-0.005	-0.007	0.003	0.002	5.0

With this table P_1 and P_2 are the solutions of the problem of finite beams with ground level F_1 .

$$\begin{aligned}
 \text{Deflection} \quad y &= \frac{P_2}{2k} \\
 \text{Slope} \quad y' &= -\frac{P\beta^2}{k} F_2 \\
 \text{Moment} \quad EIy'' &= -\frac{P}{4\beta} F_3 \\
 \text{Shear force} \quad EIy''' &= \frac{P}{2} F_4
 \end{aligned} \tag{89}$$

The most notable property of the solution, Fig. 94, is that the rail is pushed up above the original ground level at some distance from the load P . By Eq. (84) this of course means that the ground is supposed to pull down on the rail, with a force of an intensity about 4 per cent of that of the main pressure under the load. If the rail lifts off from the ground, the above equations do not apply strictly speaking, although they are a good approximation even then. Equations (89) apply only to the right half of Fig. 94; the left half of that figure is symmetrical with the right half in y and y'' and antisymmetrical in y' and y''' .

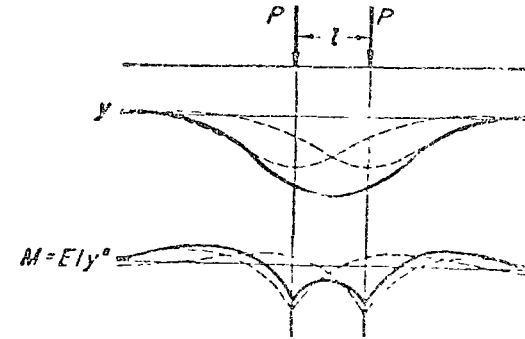


FIG. 95. Deflection and bending-moment diagrams for an infinite beam under two identical loads.

The general solutions (89) with the numerical values of the table of page 146 can be used for solving problems of infinite beams loaded with more than one force by superposing the various individual solutions. For example, Fig. 95 shows a beam with two equal forces P at distance l apart. The deflections caused separately by the individual loads are drawn in dashes, and the total deflection at each point is the sum of the two separate contributions. Numerical values for this come out of the table. We might ask for what distance l between the loads the deflection midway between loads becomes equal to or less than that under each load. The answer is $2F_1(\beta l/2) = F_1(0) + F_1(l)$, and by trying several values of the table in this relation we see that for $\beta l = 2.00$ and $\beta l/2 = 1.00$ the two deflections

are almost the same. Thus if β is slightly larger than 200, we have the desired relation and $l = 200\beta$. This length depends on the relative stiffness of the rail and the ground [Eq. (86)], for a given ground l the length $l = 2\beta$ is larger for a stiff rail than for a flexible one. For the usual roadbed $k = 1,500$ lb./sq. in., and for a heavy 130 lb./yd rail of $I = 88$ in.⁴ we calculate $1/\beta = 51$ in. The table shows that for a single load the deflection extends to $\beta r = 2.36$, which means that it extends to a distance $r = 2.36\beta = 2.36 \times 51$ in. = 10 ft on either side of the load. If then adjacent wheels in a train are spaced closer than 20 ft, the rail will nowhere lift from the ground between wheels.

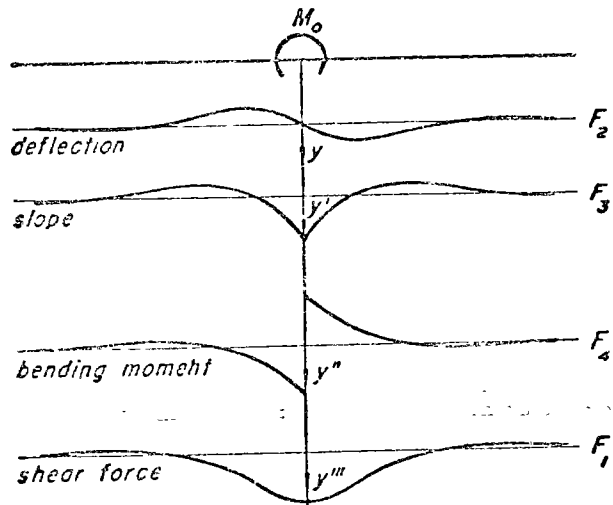


FIG. 96. Infinite beam with a concentrated bending moment M_0 in the middle, described by Eqs. (90).

Another case of loading of fundamental importance is that of Fig. 96: an infinite beam, loaded by a concentrated bending moment M_0 in the center $x = 0$. We shall solve this problem in three different ways: by boundary conditions, by superposition of the two solutions in Fig. 94; and finally by Maxwell's reciprocal theorem.

For the first method we return to Eq. (87) and remark that for $x = \infty$ the deflection y must remain finite so that $C_1 = C_2 = 0$. Then at $x = 0$ the boundary conditions are, from symmetry,

$$x = 0 \quad y = 0 \quad M = EIy'' = -\frac{M_0}{2}$$

Substituting this into the four general expressions of pages 144 to 145, we find

$$C_3 = 0 \quad \text{and} \quad EI\beta^2 C_4 = +\frac{M_0}{2}$$

so that

$$y = \frac{M_0}{4EI\beta^2} e^{-\beta x} \sin \beta x = \frac{M_0}{k} \beta^2 F_2(\beta x)$$

By successive differentiations, using the results obtained previously in Eqs. (88) and Eq. (86), we find for the infinite beam with central bending moment M_0 (Fig. 96)

$$\begin{aligned} y &= \frac{M_0}{k} \beta^2 F_2(\beta x) \\ y' &= \frac{M_0}{k} \beta^3 F_3(\beta x) \\ M &= EIy'' = -\frac{M_0}{2} F_4(\beta x) \\ S &= EIy''' = \frac{M_0\beta}{2} F_1(\beta x) \end{aligned} \tag{90}$$

We see that the same four functions of page 146 reappear, but they are shifted down one notch. The reason for this is brought out clearly by the second method of derivation. We subject the rail (Fig. 97) to a push-pull pair of forces P at distance δ apart, a positive one, $+P$, at the origin and a negative one, $-P$, at $x = -\delta$. Then the deflection, by Eqs. (86), is

$$y = \frac{P\beta}{2k} [+F_1(\beta x) - F_1(\beta x + \beta\delta)]$$

which, following the habits of mathematicians who are about to give birth to a differentiation, is rewritten as

$$y = -\frac{(P\delta)\beta}{2k} \frac{F_1[\beta(x + \delta)] - F_1[\beta x]}{\delta}$$

Now we let the distance δ shrink and the forces P grow, so that the product $P\delta$ remains constant. In the limit $\delta \rightarrow 0$ the product $P\delta$ is a moment which we call M_0 , and we have

$$\begin{aligned} y &= -\frac{M_0\beta}{2k} \lim_{\delta \rightarrow 0} \frac{F_1[\beta(x + \delta)] - F_1[\beta x]}{\delta} \\ &= -\frac{M_0\beta}{2k} \frac{dF_1(\beta x)}{dx} = [\text{Eqs. (88)}] = +\frac{M_0\beta^2}{k} F_2(\beta x) \end{aligned}$$

which is the result, Eqs. (90). Thus the series of functions in Fig. 96 are the derivatives of those of Fig. 94.

The third manner of deriving the same result, Eqs. (90), from Fig. 94 is equally instructive. Maxwell's reciprocal theorem tells us that the

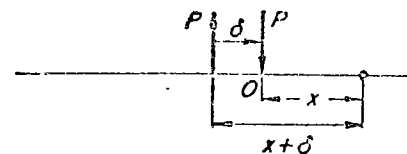


FIG. 97. A push-pull load system $P\delta$ becomes a concentrated moment $M_0 = P\delta$ when δ is shrunk down to zero while P simultaneously grows to infinity.

(work-absorbing component of the) deflection at location 2 caused by a unit load at location 1 equals the "deflection" at 1 due to a unit "load" at 2. We apply this to the situation of Fig. 98, where a load P and a

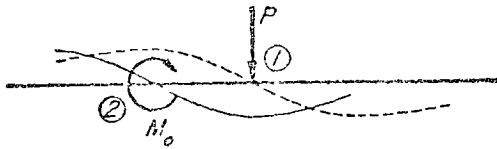


FIG. 98. The deflection at 1 caused only by a unit moment M_0 at 2 equals the slope at 2 caused only by a unit load at 1. This statement of Maxwell's reciprocal theorem ties together the cases of Fig. 94 and Fig. 96.

moment M_0 are applied simultaneously, but at different locations 1 and 2. Then the work-absorbing component of deflection at location 2 is a slope in the direction of rotation of M_0 , while the deflection at location 1 is a displacement parallel to force P in direction. Assuming Eqs (89) known, the first deflection, i.e., the slope at 2, is $+P\beta^2 F_2(\beta x)/k$, and the slope distribution is sketched in Fig. 98 as a dotted line. By Maxwell, the slope at 2 (for $P = 1$ lb) equals the deflection at 1, caused by a bending moment $M_0 = 1$ in.-lb. The deflection distribution due to M_0 (as yet unknown to us) is sketched in Fig. 98 as a full line. Now if the height of the dotted line above M_0 is equal to the depth of the full line at P , and if this is to be true for any location of M_0 relative to P , then the two curves must be of the same shape, merely horizontally displaced with respect to each other. By pulling M_0 farther away from P it carries its full-line curve with it, while the dotted line stays at P . To finish the argument we say then that the deflection at 1, due to a moment M_0 at 2, is $+M_0\beta^2 F_2(\beta x)/k$, which differs from the previous expression $+P\beta^2 F_2(\beta x)/k$ only in that P has been replaced by M_0 , which makes no difference if both P and M_0 are unity. Thus the first of Eqs (99) is derived by differentiation.

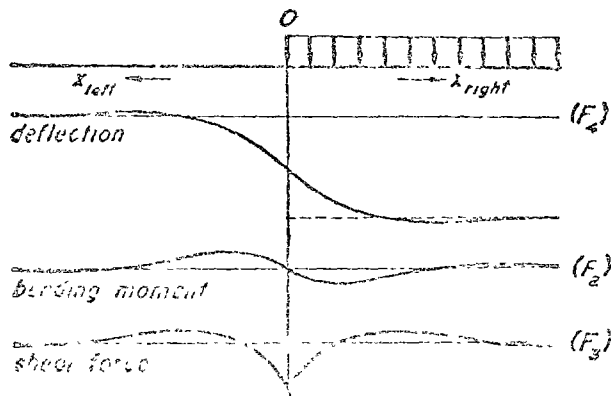


FIG. 99. Infinite beam loaded with a constant loading p_0 on its right half only.

Now we proceed to the second part of the problem, which is to find the deflection at the right end of the beam, i.e., the deflection at the origin O , by using a unit

and loading p_0 , and let the left half of the beam be free to rotate. For the right half we must complete the general solution (87) with a particular integral of Eq. (85) in which p is constant $= p_0$. Such a particular integral is simple; it is

$$y = \frac{p_0}{k}$$

Since our beam still extends to infinity at right, no terms with $e^{+\beta x}$ can occur, so that

$$y_{\text{right}} = e^{-\beta x}(A \cos \beta x + B \sin \beta x) + \frac{p_0}{k}$$

To the left the general solution, Eq (87), holds without change. If we now count x positive toward the left (Fig. 99), then we write

$$y_{\text{left}} = e^{-\beta x}(C \cos \beta x + D \sin \beta x)$$

The boundary conditions are now somewhat different from the previous cases; we do not know anything about $y, y', y'',$ or y''' ; all we know is that these quantities are the same just to the left as just to the right of the origin. Since the abscissa x reverses at O , we have there (using the derivative expressions of pages 144 to 145)

$$\begin{aligned} y_{\text{left}} &= +y_{\text{right}} & \text{or} & \quad C = A + \frac{p_0}{k} \\ y'_{\text{left}} &= -y'_{\text{right}} & \text{or} & \quad -C + D = +A - B \\ y''_{\text{left}} &= +y''_{\text{right}} & \text{or} & \quad D = B \\ y'''_{\text{left}} &= -y'''_{\text{right}} & \text{or} & \quad C + D = -A - B \end{aligned}$$

Solving these, we find $B = D = 0$ and $C = -A = p_0/2k$. Then with the notation of Eqs (88) we have the solution

$$\begin{aligned} y_{\text{right}} &= \frac{p_0}{k} \left[1 - \frac{1}{2} F_4(\beta x) \right] \\ y_{\text{left}} &= \frac{p_0}{k} \left[\frac{1}{2} F_4(\beta x) \right] \end{aligned}$$

The deflection diagram, shown in Fig. 99, thus is the same as the lowest curve of Fig. 94 with the right-hand branch pushed down. The bending-moment and shear-force diagrams then are two and three steps down Eqs. (88) respectively, as shown in the figure.

The next example is an infinite beam loaded sinusoidally,

$$p = p_0 \sin \frac{2\pi x}{l}$$

with 'peak intensity' p and 'wave length' l . This load pushes down and pulls up on the rail alternately, it has no practical significance in itself, but with Fourier's help can be made very useful (Fig. 100). The particular integral of Eq. (85) in this case we assume as

$$y = A \sin \frac{2\pi x}{l}$$

Substituting this into Eq. (85) gives

$$\left(\frac{2\pi}{l}\right)^4 A + \frac{k}{EI} A = \frac{p_0}{EI}$$

or

$$A = \frac{p_0}{k + (16\pi^4 EI/l^4)}$$

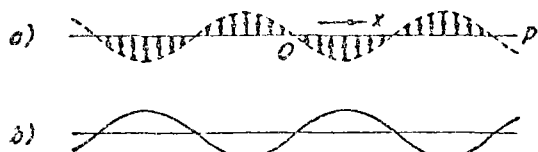


FIG. 100. A sinusoidally varying load (a) on a long beam causes a similar sinusoidal deflection (b) and hence also a sinusoidal bending-moment distribution (b). The deflections are given by Eq. (91). This solution can be made useful as the tool by which Fourier series can be built up.

Since, again, the beam can have no infinite deflections at $x = \infty$ the $e^{+\beta x}$ terms of Eq. (87) must disappear, so that the general solution for this case is

$$y = e^{-\beta x}(C_3 \cos \beta x + C_4 \sin \beta x) + \frac{p_0}{k + (16\pi^4 EI/l^4)} \sin \frac{2\pi x}{l}$$

Now we can reason that both C_3 and C_4 must be zero, because the loading pattern repeats itself indefinitely, so that, for symmetry, the deflection pattern also must repeat itself with the same wave length l . The β terms, however, do not repeat themselves, being damped waves. Hence $C_3 = C_4 = 0$, and the solution, rewritten with Eq. (86), is

$$y = \frac{p_0}{k} \frac{1}{1 + (\pi \sqrt{2}/\beta l)^4} \sin \frac{2\pi x}{l} \tag{91}$$

a sine wave of the same shape as the loading diagram. The "amplitude," or maximum deflection (in the middle of each load field), is seen to depend on the quantity βl , which we shall now interpret. In Eq. (87) we say that we progress "one natural wave length λ " along the bar when βx increases by 2π , or $\lambda = 2\pi/\beta$. Hence the combination $\beta l = 2\pi/\lambda$ is 2π times the ratio of the load wave length l to the natural wave length λ . When βl is large, i.e., when the load wave length is relatively long, then Eq. (91) tells us that the maximum deflection is p_0/k ; the deflection is the same

as if the load were placed on the ground directly without rail in between. If, however, βl is very small, i.e., if the load varies rapidly along the beam, then Eq. (91) tells us that y is small throughout, so that the beam hardly bends. The functional relationship is shown in Fig. 101.

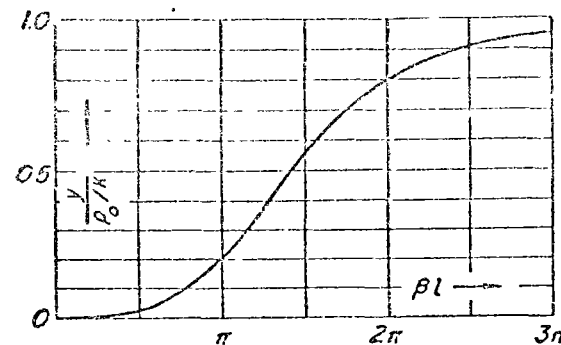


FIG. 101. Relation between the deflection at mid-span of the sinusoidally loaded beam of Fig. 100 and the wave-length ratio $l/\lambda = \beta l/2\pi$.

The relation (91) can be made the basis of calculating the deflections of a long beam under any kind of periodic loading along it. For example if patches of constant loading p_0 of length $l/2$ alternate with patches $l/2$ free of pressure (Fig. 102), then that loading can be thought of as the

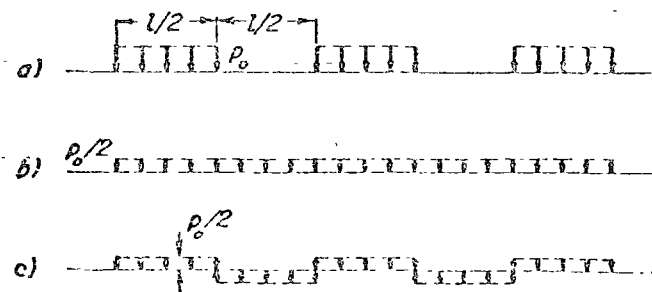


FIG. 102. A rectangular patch loading (a) is the sum of a constant loading (b) and a rectangular alternating loading (c). Each Fourier component term of this loading causes a deflection by Eq. (91). The deflection caused by the higher harmonics is small because their wave lengths are short (Fig. 101). Hence only a few of the lower harmonics of the loading determine the deflection.

sum of the average loading $p_0/2$ over the entire beam and a rectangular alternating loading of intensity $p_0/2$ and wave length l . By Fourier analysis this loading can be written as

$$\frac{p_0}{2} + \frac{p_0}{2} \frac{1}{\pi} \left(\sin \frac{2\pi x}{l} + \frac{1}{3} \sin 3 \frac{2\pi x}{l} + \frac{1}{5} \sin 5 \frac{2\pi x}{l} + \dots \right)$$

Each one of these terms gives a deflection that can be calculated easily, the constant term giving $y = p_0/2k$, the others sinusoidal deflections with

amplitudes according to Eq. (91). The maximum of all the terms occurs in the middle of a field; hence the maximum deflection is

$$y_{\max} = \frac{P_0}{2k} + \frac{P_0}{2k} \frac{1}{\pi} \left[\frac{1}{1 + (\pi\sqrt{2}/\beta l)^4} + \frac{1}{1 + (3\pi\sqrt{2}/\beta l)^4} + \dots \right]$$

This series is very rapidly convergent; for example, if $\beta l = \pi$, the deflection is

$$y_{\max} = \frac{P_0}{2k} \left[1 + \frac{4}{\pi} (0.2000 + 0.0031 + 0.0004 + 0.0001) \right]$$

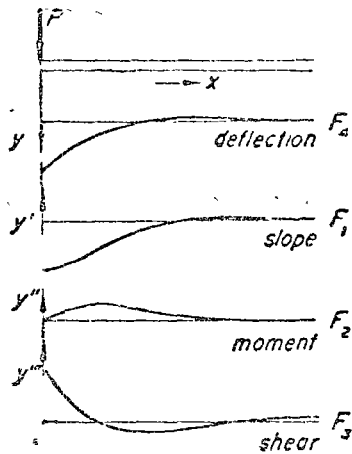


FIG. 103. Semi-infinite beam with an end load P . The solution here illustrated is described by Eqs. (92).

23. Semi-infinite Beams. Consider the rail of Fig. 103, which extends to infinity at right, but which has one end at $x = 0$, and carries a concentrated load P at that end. The general solution, Eq. (87), with $C_1 = C_2 = 0$ applies here as in all previous cases. The conditions at the left-hand end are

$$x = 0 \quad \frac{M}{EI} = y'' = 0 \quad S = EIy''' = P$$

With this substituted into the expressions of pages 144 to 145 we have

$$C_4 = 0 \quad \text{and} \quad EI\beta^3 2C_3 = P$$

so that the general solution [remembering Eq. (86)] is

$$y = \frac{2\beta P}{k} e^{-\beta x} \cos \beta x = \frac{2\beta P}{k} F_4(\beta x)$$

Differentiating this three times by the rules of Eqs. (88) leads to the result for the semi-infinite beam with end load P :

$$\begin{aligned} \text{Deflection} \quad y &= \frac{2\beta P}{k} F_4(\beta x) \\ \text{Slope} \quad y' &= -\frac{2\beta^2 P}{k} F_1(\beta x) \\ \text{Moment} \quad EIy'' &= \frac{P}{2} F_2(\beta x) \\ \text{Shear} \quad EIy''' &= PF_3(\beta x) \end{aligned} \tag{92}$$

Now we solve the case of Fig. 104, the semi-infinite beam with an end moment M_0 . Here the end conditions are

$$x = 0 \quad EIy'' = M_0 \quad S = EIy''' = 0$$

which leads to

$$-EI\beta^2 2C_4 = M_0 \quad C_3 + C_4 = 0$$

or

$$C_4 = -\frac{M_0}{2EI\beta^2} \quad C_3 = -C_4$$

With Eq. (86), and carrying out the differentiations with Eqs. (88), the final result for the semi-infinite beam with end moment M_0 is

$$\begin{aligned} \text{Deflection} \quad y &= \frac{2\beta^2 M_0}{k} F_3(\beta x) \\ \text{Slope} \quad y' &= -\frac{4\beta^3}{k} M_0 F_4 = -\frac{M_0}{EI\beta} F_4(\beta x) \\ \text{Moment} \quad EIy'' &= M_0 F_1(\beta x) \\ \text{Shear} \quad EIy''' &= -2\beta M_0 F_2(\beta x) \end{aligned} \tag{93}$$

These two cases, Figs. 103 and 104, are often useful, they can also be derived from Eqs. (89) and (90) for the bothway infinite beam, and vice versa, as will now be shown. Consider a bothway infinite beam loaded in the middle by a couple M_0 and a force P_0 simultaneously. The bending moment in the beam just to the right of the loads, by Eqs. (89) and (90), is

$$M = -\frac{P_0}{4\beta} - \frac{M_0}{2}$$

and the shear force at that place is

$$S = \frac{P_0}{2} + \frac{M_0\beta}{2}$$

Now we adjust the relative values of P_0 and M_0 so that the bending moment M in the beam just to the right of the loads is zero, or $P_0 = -2\beta M_0$. Then the shear force there is $S = (P_0/2) + (M_0\beta/2) = P_0/4$. If we now cut off from the bothway infinite beam the whole left half including the origin containing the loads P_0 and M_0 , we have left a semi-infinite beam loaded with a shear force $P_0/4$ and without end moment. But that semi-

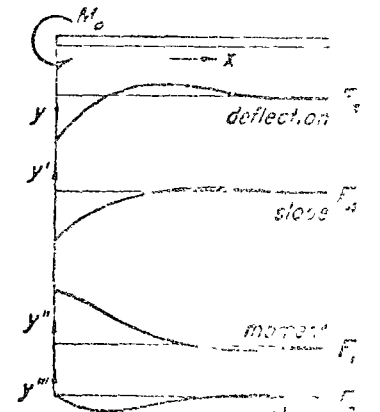


FIG. 104. Illustrates Eqs. (93) for the semi-infinite beam with an end moment M_0 .

infinite beam deflects just as the bothway infinite one under the loads P_0 and $M_0 = -P_0/2\beta$. Multiply by 4, and the semi-infinite beam of Fig. 103 under load P_0 has the same characteristics as the sum of the beam of Fig. 94 under load $4P_0$ and the beam of Fig. 96 under load $M_0 = -4P_0/2\beta$, or

$$\begin{aligned} y &= 4P_0 \frac{\beta}{2k} F_1 - \frac{4P_0 \beta^2}{2\beta k} F_2 \\ &= \frac{2P_0 \beta}{k} (F_1 - F_2) = \frac{2P_0 \beta}{k} F_4 \end{aligned}$$

because of the definition equations (88) for the F function. These are the results (92), which were derived differently before. To find the results (93), we adjust P_0 and M_0 so as to make the shear force S zero, leaving only a bending moment. This is left as an exercise to the reader.

Now we shall do the opposite: derive Fig. 94 from a combination of Figs. 103 and 104. The beam of Fig. 94 carries its load P by splitting it into two shear forces $P/2$ each, one on each side of the load. Therefore we take a semi-infinite beam and load it with $P_0/2$ and with a moment M_0 simultaneously. Then we adjust the moment M_0 to such a value as to make the end slope zero, which gives us half the bothway infinite beam:

$$y = \frac{2\beta(P_0/2)}{k} F_4 [\text{Eqs. (92)}] + \frac{2\beta^2 M_0}{k} F_2 [\text{Eqs. (93)}]$$

$$y' = -\frac{\beta^2 P_0}{k} F_1 - \frac{4\beta^3}{k} M_0 F_4 \quad [\text{by Eqs. (83)}]$$

At the origin both F_1 and F_4 are 1.00, and y' must be zero. Hence

$$\frac{\beta^2 P_0}{k} = -\frac{4\beta^3}{k} M_0 \quad \text{or} \quad M_0 = -\frac{P_0}{4\beta}$$

Then

$$y = \frac{P_0 \beta}{k} \left(F_4 - \frac{1}{2} F_2 \right) = \frac{P_0 \beta}{k} \left(\frac{1}{2} F_1 \right) \quad [\text{by Eqs. (88)}]$$

This is the result, Eq. (89), we set out to derive.

As an example of the application of the general results, Eqs. (92) and (93), to other cases of loading we take Fig. 105: a semi-infinite beam subjected to a uniform loading p_0 all along its length and "freely" supported at its end. The "free" support is considered to be a hinge, which results in a vertical reaction force X only, with zero end moment. Far to the right of this hinge the beam under the influence of the steady load p_0 will deflect to an amount p_0/k , and if the hinge force X were absent, the entire beam would go down parallel to itself by this distance p_0/k . The total deflection then can be looked upon as the superposition of this constant

deflection p_0/k and to upward deflection caused by X of the shape shown in Fig. 103. The resulting deflection at the hinge must be zero, so that we have from Eqs. (92)

$$\frac{p_0}{k} = \frac{2\beta X}{k} F_4(0) = \frac{2\beta X}{k}$$

or

$$X = \frac{p_0}{2\beta}$$

and the deflection as a function of x is

$$y = \frac{p_0}{k} [1 - F_4(\beta x)]$$

as illustrated in Fig. 105.

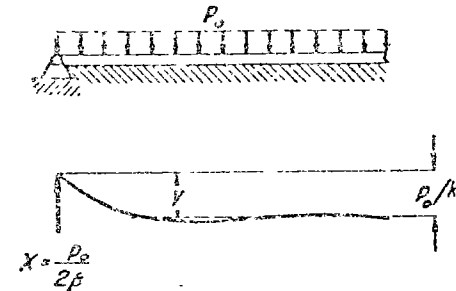


FIG. 105. Deflection diagram of a semi-infinite beam under uniform loading p_0 supported by an elastic foundation k and by a vertically immovable hinge at the left end.

As another example we ask for the end deflection (Fig. 106) of a semi-infinite beam on an elastic foundation, loaded only by a loading p_0 over a stretch l adjacent to the free end. A solution of this problem can be found by using many of the previous results. The general attack is as follows: First we consider a beam stretching to infinity in both directions (Fig. 106b) loaded by the load p_0 over a stretch l . We find the deflection of an arbitrary point A of this beam (outside the loaded stretch l) by using the result Fig. 91, integrated over the stretch l in the manner of Fig. 95, but now for many loads $p_0 dx$ instead of for the two loads P of Fig. 95. Having this solution, we calculate the bending moment M_0 and the shear force S_0 in the bothway infinite beam at point B , the edge of the loading p_0 . We then cut off the beam at the edge of the loading and impose on it at that point a force and a moment equal and opposite to the two quantities just calculated. This leaves the semi-infinite beam, loaded by p_0 over the stretch l , by $-M_0$ and $-S_0$, with zero moment and shear force at its ends. Thus all boundary conditions are satisfied, and the solution to the problem consists of the superposition of three cases: the bothway infinite

beam under load p_0 and the semi-infinite beam under loading $-P_0$, and the semi-infinite one under loading $-M_0$.

The mathematical steps of this process now follow:

The deflection at A due to a load element $p_0 dx$ is by Eqs. (89)

$$dy_A = \frac{(p_0 dx)\beta}{2k} F_1[\beta(a+x)]$$

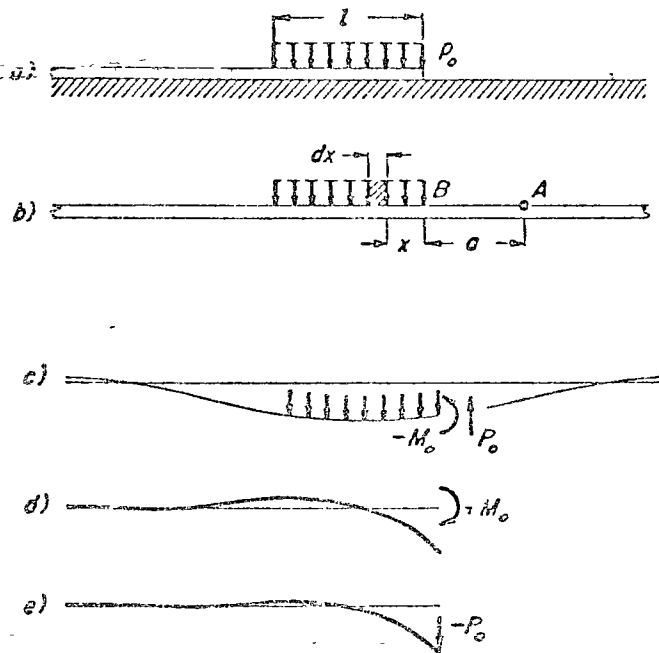


FIG. 106 Semi-infinite beam with constant loading p_0 over a finite portion l only. The solution is a superposition of the cases b , d , and e .

because point A is at distance $a+x$ from the load. The deflection at A of the bothway infinite beam due to the total stretch l of loading is

$$\begin{aligned} y_A &= \frac{p_0\beta}{2k} \int_{x=0}^{x=l} F_1[\beta(a+x)] dx \\ &= \frac{p_0\beta}{2k} \int_{x=0}^{x=l} F_1[\beta(a+x)] d(a+x) \\ &= \frac{p_0\beta}{2k} \int_{x=a}^{x=a+l} F_1(\beta x) dx, \end{aligned}$$

By Eq. (88) we have $F_1 = -(1/3)F_3$, so that

$$y_A = -\frac{p_0\beta}{2k} \int_{x=a}^{x=a+l} \frac{1}{3} F_3(\beta x) dx = -\frac{p_0\beta}{2k} \left[\frac{1}{3} F_3(\beta a) - \frac{1}{3} F_3(\beta(a+l)) \right]$$

The distance a at which we will assume the origin of the x axis is arbitrary, and from the above expressions the deflection curve of the portion of the bar to the right of the load. The bending-moment and shear force curves follow by differentiation (with respect to a) with the help of Eqs. (88):

$$M_A = EIy_A' = \frac{\beta^2 p_0 EI}{k} \{F_2(\beta a) - F_2[\beta(a+l)]\}$$

$$S_A = EIy_A'' = \frac{\beta^3 p_0 EI}{k} \{F_3(\beta a) - F_3[\beta(a+l)]\}$$

In particular, for the point $B(a=0)$ these quantities become

$$M_0 = -\frac{\beta^2 p_0 EI}{k} F_2(\beta l)$$

$$S_0 = \frac{\beta^3 p_0 EI}{k} [1 - F_3(\beta l)]$$

They are shown in Fig. 106c with their actual directions for small values of βl . The solution to our problem is the superposition of the cases, Fig. 106c, d, and e. We have no analytical expression as yet for the curve Fig. 106c to the left of point B (the above formula for y_A only holds to the right of B). But we asked only for the deflection at B , not for the deflection curve as a whole. The answer is found by superposing the above result and those of Eqs. (92) and (93),

$$y_B = \frac{p_0}{2k} [1 - F_4(\beta l)] + \frac{2\beta^2}{k} \frac{p_0}{4\beta^3} F_2(\beta l) + \frac{2\beta}{k} \frac{p_0}{1\beta} [1 - F_3(\beta l)]$$

or

$$y_B = \frac{p_0}{2k} (2 + F_2 - F_1 - F_3) = \frac{p_0}{k} [1 - F_3(\beta l)]$$

We see that this answer for the end deflection checks the two special cases $\beta=0$ and $\beta=\infty$ for which the case is simple.

24. Finite Beams. The calculation of beams of finite length on an elastic foundation is no more difficult in principle than that of infinite beams. The same general solution, Eq. (87) (page 143), applies, and the four integration constants can be determined from the four boundary conditions, two at each end. This, however, is simple "in principle" only, in actual practice the labor involved in carrying it out is very large. Many cases have been worked out by patient calculators, and their results have been assembled and tabulated in a very useful book by M. Hetenyi entitled "Beams on Elastic Foundation." We shall discuss only a single

*University of Michigan Press, Ann Arbor, 1916.

example here: that of a beam of total length l , loaded by a concentrated force P_0 in its center (Fig. 107)

The deformation is symmetrical, and for the right half of this beam the boundary conditions are

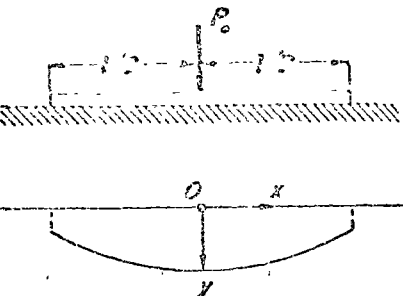


FIG. 107. Beam of length l , loaded in its center.

$$\begin{aligned}
 x = 0 \quad y' = 0 \quad EI y''' = \frac{P_0}{2} \\
 x = \frac{l}{2} \quad EI y'' = 0 \quad EI y''' = 0
 \end{aligned}$$

All the reader has to do now is to differentiate Eq. (87) three times and to substitute these conditions, thus obtaining four linear algebraic equations in terms of C_1, C_2, C_3, C_4 . Anyone can solve linear algebraic equations,

but in the process many pages of good blank paper are spoiled forever, and the answer for the deflection $y = f(x)$ occupies three full lines of print in Hetenyi's book: too large and cumbersome even for reprinting it here. We do reprint only the much simpler answers for the deflection at the center and at the end:

$$\begin{aligned}
 y_{\text{center}} &= \frac{P_0 \beta}{2k} \frac{2 + \cos \beta l + \cosh \beta l}{\sin \beta l + \sinh \beta l} \\
 y_{\text{end}} &= \frac{2P_0 \beta}{k} \frac{\cos(\beta l/2) \cosh(\beta l/2)}{\sin \beta l + \sinh \beta l}
 \end{aligned} \tag{94}$$

These results are well worth examining. From Eq. (86), the table on page 146, and Figs. 94 to 106 we remember the physical meaning of β : it is the reciprocal of a length, so that when βl becomes as large as 5 the deflection of the infinite beam has petered down to nothing. The character of the deflection curve, Fig. 107, depends on the value of βl : for small values of βl the beam is stiff and goes down like a rigid body, for large βl it goes down like Fig. 94, for intermediate values of βl the deflection curve is between those two extremes. In Eqs. (94), for $\beta l = \infty$, the denominator $\sinh \beta l = \infty$, and in the numerator $\cosh \beta l = \infty$. The reader should refresh his memory on hyperbolic functions and see that for $\beta l = \infty$ the end deflection becomes zero and the center deflection becomes $P_0 \beta / 2k$, as they should. Also, for the other extreme of $\beta l = 0$ the end and center deflections both become equal to P_0 / kl , which they should. For a beam of finite length, between these extremes, we have

$$\frac{y_{\text{end}}}{y_{\text{center}}} = \frac{4 \cos(\beta l/2) \cosh(\beta l/2)}{2 + \cos \beta l + \cosh \beta l}$$

a relation which is shown plotted in Fig. 103. We see that for a beam shorter than $\beta l = 1$ the end deflection practically equals the center deflection (at $\beta l = 1.00$ the above ratio is 0.98) and that for a beam longer than $\beta l = \pi$ the end deflection is negligible. This confirms our physical intuition, that when the beam is sufficiently short it is relatively so stiff that it is a rigid body, and the theory is extremely simple. On the other hand if the beam is so long that the corresponding infinite beam of Fig. 94 would extend to the region of small deflections, then by cutting the infinite beam off at the ends we do not destroy shear forces or bending moments of any consequence and hence can use Fig. 94 for the finite beam as well. Only for the intermediate cases are we obliged to go into serious complications, and then we should refer to Hetenyi's book. However, in many practical cases a good approximation is obtained by using either the stiff-beam theory ($\beta l < 1$) or the long-beam theory ($\beta l > 3$), or by interpolating in between. This remark is not limited to the special case of loading of Fig. 107; it applies generally.

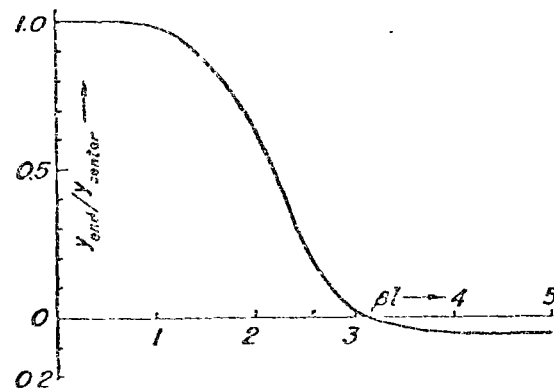


FIG. 103. The finite beam of total length l , loaded with P_0 in the center (Fig. 107). "Short" beams ($\beta l < 1$) are practically inflexible; for "long beams" ($\beta l > 3$) the infinite-length picture of Fig. 94 applies with decent accuracy; for "intermediate" beams ($1 < \beta l < 3$) this figure shows the ratio of the end deflection to the central deflection.

As an example, suppose the load P in Fig. 107 were off-set to apply at the end instead of at the center (Fig. 109). The reader should verify that when the EI of the beam is so large that $\beta l < 1$, so that the short-beam theory applies, then the end deflection is $4P/kl$, while the other end comes up by an amount $2P/kl$. In case the beam is so flexible that βl is large (> 3), then Fig. 103 applies and the end deflection is $23P/kl$. In any case the load P is ultimately carried by the ground, so that the net areas of the shaded figures, Fig. 109b and c, must be equal.

In case the load in Fig. 109 were applied at the one-quarter-length point, we might resolve that load P statically into a component $P/2$ in the center and a component $P/2$ at the end. For the stiff beam the de-

lection curve would then be a superposition of Fig. 109*b* with a steady deflection. It is *not* permissible to apply this procedure to the flexible beam, i.e., the deflection curve of a flexible beam under the load P at $l/4$ is *not* the sum of the curves for $P/2$ at $l/2$ and for $P/2$ at zero. Why not?

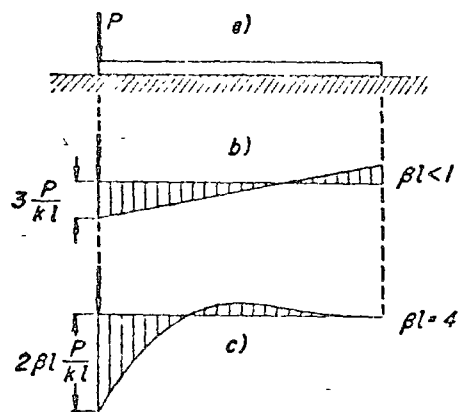


Fig. 109. Beam with end load (a). When the beam is comparatively stiff, it is "short" and deflects rigidly (b); when it is relatively flexible, it is "long" and deflects like (c).

25. Applications; Cylindrical Shells. Historically the first application of the theory of this chapter was to railroad track. An actual rail is not continuously supported, it rests on cross-ties some 15 in. apart. When the tie spacing is small with respect to the general aspect of the curves Figs. 94 to 100, the series of finite tie reaction loads can be replaced by the continuous loading indicated in these figures without changing anything much. From the table of page 146 we see that if the spacing c between ties is such that $\beta c \leq 0.2$ the theory will apply nicely. For larger spacings the theory is still applicable, although some errors must then be expected.

Another application for the general theory, which was discovered soon after its original derivation for railroad track, is to grid works of beams, which we shall now illustrate by the example shown in Fig. 110. A single concentrated load P is placed in the middle of a rectangular factory floor. We want to know the central deflection, and also the distribution of the load over the various crossbeams supporting the central longitudinal. The set of crossbeams, spaced at distance c apart, forms an "elastic foundation" for the longitudinal. The central deflection of a single crossbeam by itself under a load $p_1 c$, by simple beam theory, is

$$\delta = \frac{p_1 c^3}{12EI}$$

Then we can write

$$k = \frac{p_1}{\delta} = \frac{12EI}{c^3}$$

when a uniform load p_1 (pounds per running inch) is placed on the (middle portion of one long longitudinal member) to divide the crossbeams 1 in. and hence is the "foundation constant" by the definition of page 141. Assuming the longitudinal to be "long," which is subject to later verification, we can find the central deflection from Eqs. (89). First we calculate β . If the stiffness EI of the longitudinal is the same as that of the crossbeams, we obtain on substitution into Eq. 86 (page 143)

$$\beta = \sqrt{\frac{k}{4EI}} = \frac{1}{a} \sqrt{18 \frac{a}{c}} = \frac{5.25}{a}$$

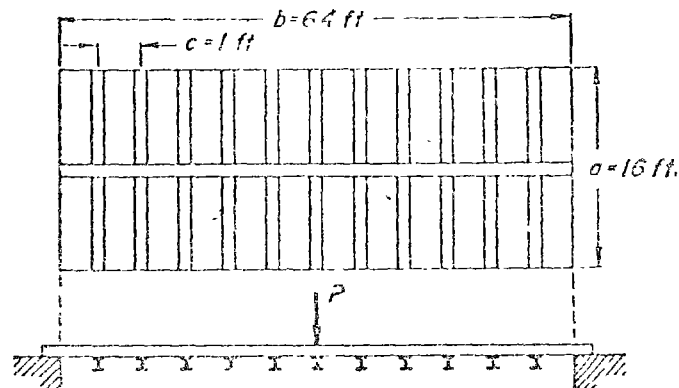


Fig. 110. Factory floor of 16 by 64-ft area having 63 beams spaced 1 ft apart across the short span with a single 64-ft central backbone. For this example we assume that EI is the same for the long and for the short beams.

for our case where $a = 16c$. Our longitudinal has a length $b = 4c$, so that $\beta b = 21$, so that we verify that the beam really is "long." The spacing of the cross girders is $\beta c = 5.25c/a = 5.25/16 = 0.33$. This is not as closely spaced as one might wish, but the theory will still be roughly applicable. The central deflection, by Eqs. (89) (page 147), is

$$y_r = \frac{P\beta}{2k} \cdot 1 = \frac{P5.25}{2a} \cdot \frac{a^3 c}{48EI} = \frac{2.62Pa^2 c}{48EI}$$

The deflections of the crossbeam n distances c from the central one are found from the F_1 table on page 146

$n = c$	1	2	3	4	5	6	
y	1.00	0.90	0.72	0.51	0.31	0.18	0.07

The load Q carried by the central crossbeam is calculated from

$$M_{\text{center}} = \frac{Qa^3}{48EI} = \frac{2.62Pa^2 c}{48EI}$$

so that

$$Q_{\text{central}} = 2.62P \frac{c}{a} = 9.165P$$

The other beams carry loads proportional to their deflections as listed above. Adding up the loads carried by 13 beams, the central one and 6 on each side gives a total of 1.04P, which checks our theory, because we know that the beams beyond these will be pulled up by the central loading.

By far the most important application of the theory of beams on elastic foundation is to *thin-walled cylindrical tubes* subjected to a loading which is rotationally symmetrical, but variable along the length—the load depends on z only and is independent of θ .

We have seen on page 75 that if a tube is subjected to a uniform external pressure p , a hoop stress occurs, which is

$$s_r = \frac{pr}{t}$$

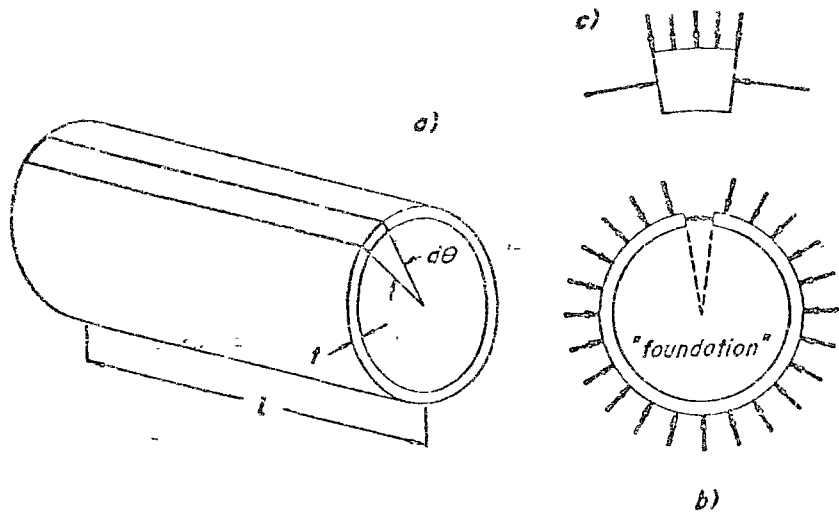


FIG. 111. A thin-walled tube subjected to uniform external pressure p will experience an elastic shrinking of its radius by an amount δ . A long, thin section of this tube can be looked upon as a "beam" (c) resting on an "elastic foundation" (b). This "beam" deflects by an amount δ under the influence of the load p .

If we now isolate from that tube a long longitudinal slice $l \cdot rd\theta \cdot t$, as shown in Fig. 111, the two hoop stresses s_r acting on this piece are not quite in opposite directions, but include a small angle $d\theta$ between them. Each force, acting on an area lt is $s_r lt$, and the resultant of the two forces is $s_r lt d\theta$. If no longitudinal stress occurs, the hoop strain is s_r/E , and the change in radius, or the radial deflection, δ is

$$\delta = \frac{rs_r}{E} = \frac{pr^2}{Et}$$

Now think of the slice of Fig. 111 as a "beam" of width $rd\theta$, which rests on an "elastic foundation" consisting of the rest of the pipe (covering an angle of $2\pi - rd\theta$). That beam deflects a distance $\delta = pr^2/Et$, when the beam is loaded with an external load per unit length $p \cdot rd\theta$. This means that the elastic foundation has a modulus k as defined by Eq. (84) of

$$k = \frac{p \cdot rd\theta}{\delta} = \frac{p \cdot rd\theta}{pr^2/Et} = \frac{Et}{r^2} rd\theta$$

If we make the width of our beam equal to unity, instead of $rd\theta$, the foundation modulus is

$$k = \frac{Et}{r^2} \tag{95}$$

Now we can drop the assumption of uniform external pressure p on our tube and proceed to the case of Fig. 112, a pipe loaded by a ring-shaped load at one location $z = 0$ only. Isolating a long beam of unit width from

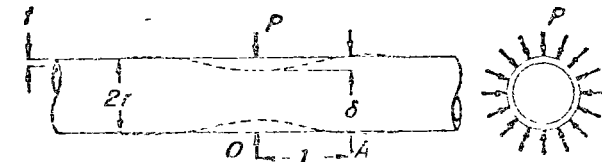


FIG. 112. A long, thin-walled tube subjected to a ring load of intensity P lb per circumferential inch. The reader should verify that the radial deflection δ under the load is

$$\delta = 0.61 \frac{P}{E} \left(\frac{r}{t}\right)^3$$

this pipe, this bothway infinite beam is loaded with a single central force P in the center, and it is held in radial equilibrium by hoop stresses all along its z length, which all together act as if the beam were resting on an elastic foundation of the stiffness of Eq. (95). Then the entire theory of this chapter applies, in particular, let us calculate the quantity β [Eq. (86), page 143]. Our beam has a width unity and a height t ; we might think then that its bending stiffness would be

$$EI = \frac{Et^3}{12}$$

This would be the case if our beam would be free to expand sidewise, "antielastically"; but the rest of the tube prevents that, so that we have the case of Fig. 81 (page 114), and the stiffness is about 10 per cent greater: by a factor $1/(1 - \mu^2)$. Thus the stiffness is

$$\frac{Et^3}{12(1 - \mu^2)}$$

and by Eq. (84) we have

$$\beta = \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{4t^3}} = \frac{1.28}{\sqrt{rt}} \quad (90)$$

From this formula we see that the "wave length" on such cylinders usually is quite short: for example, if a concentrated ring load P is placed on a tube (Fig. 112), then its meridian will deform from a straight line to the shape of Fig. 94 and the F_1 table of page 146 tells us that the distance OA is found from $\beta l = 2.35$, so that

$$l = \frac{2.35}{\beta} = \frac{2.35}{1.28} \sqrt{rt} = 1.83r \sqrt{\frac{t}{r}}$$

A ratio $t/r = 1/25$ is not uncommon, and for such a pipe the length in Fig. 112 is $0.36r$, or only 18 per cent of the diameter. The "elastic foundation" of a thin cylindrical pipe thus is very "stiff" as compared with the "beam" which "rests on that foundation." This fact of the quick dying out of disturbances along the length is of great practical importance: it means that most practical cases are "long" tubes for which the theory of pages 144 to 158 holds. As we shall soon see, we can go even further in our generalization. Suppose we deal with a conical shell instead of with a cylindrical one. Following the same reasoning, we can cut out of this cone a "beam," resting on a "foundation," but now the beam is of variable width $r dx$ (variable Et) along its length, and also the foundation stiffness k is variable. The exact theory of this case has been worked out; it is frightfully complicated. But since the "wave length" is so short, we may say that for a short length along the cone, that cone is practically cylindrical and the theory of the cylinder (of infinite length) applies approximately. We can go even further and treat spherical shells (the problem of Fig. 56, page 82) in that manner, replacing the sphere locally by a cylinder of equal diameter.

As a first numerical example of this we take an oil storage tank (Fig. 113), of 100 ft diameter, $3/4$ in. plate thickness at the bottom, and 30 ft head of oil of 0.9 specific gravity. By the membrane theory of page 82 we have seen that a discontinuity of deformation appears at the bottom corner; hence in addition to the membrane stresses there is a ring-shaped tensile force pulling inward on the cylinder and outward on the base plate. This alone would cause an angle of the cylinder at the bottom (Fig. 103, page 154), so that, in addition, there must be a local bending moment between the cylinder and the base plate. Before going into much detail we calculate the value of β to see whether or not our vertical tank wall is "long." We have by Eq. (90)

$$\beta = \frac{1.28}{\sqrt{30 \times 100 \times 3/4}} = \frac{1}{10}$$

The cylinder here is "long" since $\beta l = 30 \times 10 = 300 \gg 2.35$. A glance at the table of coefficients that the beam on elastic foundation is very "long" indeed, in fact most of the deformation takes place in the region $0 < \beta x < 2$, which is the lowest 10 per cent of the height. This permits us to say that the oil pressure is substantially constant in those lower 3 ft, so that the cylinder there remains a cylinder and does not become a cone. The tangential stress of the cylinder at the bottom, by membrane theory, is

$$s_t = \frac{pr}{t} = \frac{30 \times 0.9 \times 62.4}{144} \frac{600}{3/4} = 9,350 \text{ lb/sq in.}$$

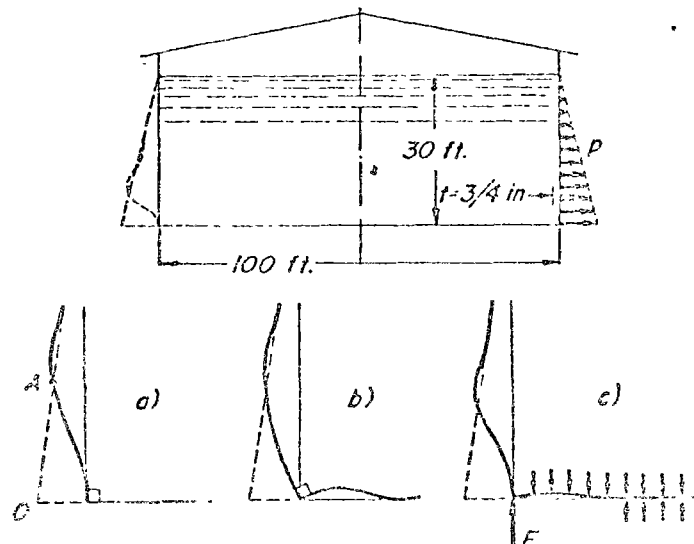


FIG. 113. Large oil storage tank. The membrane theory calls for hoop stresses in the cylinder only, increasing proportionally to the head of oil. The consequent radial swelling of the cylinder at the bottom is much larger than the radial swelling of the bottom base plate, hence bending of the shell occurs according to the pattern of Fig. 94 as sketched in the top figure. In the corner details (a), (b), (c), the unstrained tank is shown in thin outline; the deformed shape by membrane theory is shown dotted, and the presumed actual deformed shape in heavy line. Case a assumes the bottom to remain flat, case b assumes zero bending moment in the corner. The actual truth (c) lies between the extremes a and b.

The radial expansion at the base of the cylinder (if it were not attached to the bottom plate) would be

$$\Delta r = \frac{s_t}{E} r = \frac{9,350}{30 \times 10^6} 600 = 0.187 \text{ in.}$$

By membrane theory the bottom plate is without stress (the compressive pushing between oil and ground of about 12 lb/sq in. is negligible), and hence without radial expansion. To bring the bottom plate and the

$$(u, \eta)_{\theta=0} = \left(\frac{w_1 L^2}{EI}\right) \cdot \frac{9}{5(6)} = (u, \eta)_{\theta=0} = \frac{r}{LI} \alpha^2 \left(\frac{70}{54}\right)$$

From this we conclude

$$\left(\frac{w_1 L^2}{EI}\right)_{crit} = \frac{70}{9} = 7.78$$

which is very close to the exact value 7.84 of Eq. (133b) (page 237).

40. Rings, Boiler Tubes, and Arches. Consider the ring of Fig. 184, of perfectly circular contour, subjected to a uniform external pressure. Since the pressure is uniformly distributed, it tends to put hoop compression into the ring, but there is no tendency to deform it out of the circular shape.

However, if by some chance the ring were flattened somewhat, then the pressure would tend to increase the flattening. It has been observed that there exists a critical value of the pressure p in which the originally circular ring is in a state of indifferent equilibrium when flattened. For the derivation of the differential equation of this effect we use the expression for the change in curvature [Eq. (122a), page 237]:

$$-EI \frac{u + u''}{r_0^2} = M \quad (122a)$$

Fig. 184. A ring or boiler tube under external hydrostatic pressure p will collapse into a flattened, ellipse-like shape when the pressure reaches the critical value of Eq. (146).

The deformation of the ring is expressed by the radial displacement u , positive outward, u being a function of the angle θ and being small with respect to the radius of the ring. The value of u at angle $\theta = 0$ we call $-u_0$

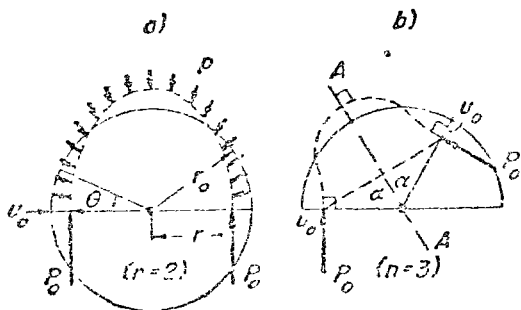


Fig. 185. To prove that the compressive force P_0 , occurring in the ring at the locations where $u = -u_0$ and $u' = 0$, equals $p(r_0 - u_0)$ for deformations which are described by waves around the periphery: $2\alpha = 2\pi/n$, where $n = 1, 2, 3$, etc. This is Eq. (a).

In order to find the bending moment M in an arbitrary section θ of the ring, we first look at Fig. 185a. The pressure forces on the upper half of

the ring are statically equivalent to that same pressure acting on a diameter. Hence the compressive force P_0 in the cross section $\theta = 0$ is found from the vertical equilibrium of that half ring:

$$2P_0 = p2r = p2(r_0 - u_0)$$

or

$$P_0 = p(r_0 - u_0) \quad (a)$$

If the ring collapses in a form different from the flattened shape of Fig. 185a (and later we shall see that it can do that: Fig. 187) we assume that it will again show $u = -u_0$ with $u' = 0$ at some angle $\theta = 2\alpha$ different from 180 deg, as in Fig. 185b. The equilibrium of the portion 2α cut out from the tube, taken along the line AA , gives

$$2P_0 \sin \alpha = p2r \sin \alpha$$

with the same result (a). Thus Eq. (a) is always true for the case that the tube collapses in a number of symmetrical waves around the periphery.

Now, in Fig. 186, we cut out from the ring the section between $\theta = 0$, point A , and $\theta = \theta$, point B , where θ is an arbitrary angle. At point A acts the normal force $P_0 = p(r_0 - u_0)$ and an unknown bending moment M_0 . At point B there is a bending moment M_θ which we like to calculate, as well as normal and shear forces P_θ and S_θ , which we don't care about. In order to find M_θ at B , we consider moment equilibrium about B , which is not affected by the P and S forces at B .

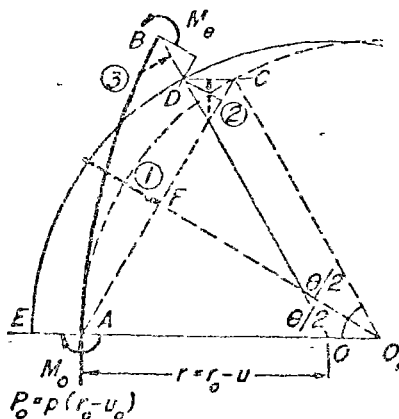


Fig. 186. The thin circle is the undeformed shape, the thick curve the deformed shape of the ring. The dashed circle is equal to the undeformed thin circle, displaced by u_0 to the right, so that O_1 is its center and $OO_1 = u_0$.

On the deformed, curved piece AB of Fig. 186 acts the pressure p , which gives a force statically equivalent to the force p acting on any other line connecting points A and B . For our derivation we find it convenient to draw through point A a dashed circle about center O_1 , displaced from O by u_0 to the right. Now we draw OB , which produces the intersection D ; then we go parallel to the right from D , producing point C , and connect A with C . We call $DB = u$, the general radial displacement, and $DC = u_0$. The pressure force of p on the curved line AB equals the force of p on the broken straight line $ACDB$. Now $OB = OD = r_0 = O_1A = O_1C$. The secant $AC = 2r_0 \sin(\theta/2)$, and the pressure force on that portion is $p2r_0 \sin(\theta/2)$. The pressure force on CD and BD , shown in the figure as two and three, are of the order of $p2r_0 \sin(\theta/2)$.

nitute u ; the moment arms about point B are also of order u , so that the moments are of order u^2 . In this analysis we are interested in first-order quantities only, so that we can neglect the forces two and three. For the moment equilibrium about B , then, we have to consider four quantities: M_0 , M_θ , and the moments from P_0 and force one. The moment arm of P_0 is the horizontal distance between A and B , which equals the horizontal projections of $AC + CD + BD$, or

$$r_0(1 - \cos \theta) - u_0 - u \cos \theta$$

The moment arm of force one about B is the projection of the distance FB on the line AC or the projection on AC of the lengths $FC + CD + DB$, which is

$$r_0 \sin \frac{\theta}{2} - u_0 \sin \frac{\theta}{2} + u \sin \frac{\theta}{2}$$

The equilibrium equation then is

$$M_\theta = M_0 + p(r_0 - u_0)[r_0(1 - \cos \theta) - u_0 - u \cos \theta] \\ - p2r_0 \sin \frac{\theta}{2} \left(r_0 \sin \frac{\theta}{2} - u_0 \sin \frac{\theta}{2} + u \sin \frac{\theta}{2} \right)$$

In working this out we first take the p terms of finite magnitude, not containing u or u_0 , and find that they all cancel, because of the identity

$$1 - \cos \theta = 2 \sin^2 \frac{\theta}{2}$$

Next we take the first-order terms, *i.e.*, those proportional to pu and to pu_0 , which combine to $-pr_0(u + u_0)$, as the reader should verify. Finally there are several terms of second order, proportional to u^2 or uu_0 , etc., which we neglect, so that

$$M_\theta = M_0 - pr_0(u + u_0) \quad (b)$$

Referring to Eq. (122a) (page 237) and noting that M_θ as drawn in Fig. 186 tends to decrease the local curvature, we have

$$EI \frac{u + u''}{r_0^2} = M_0 - pr_0(u + u_0)$$

We remember that u_0 , M_0 , r_0 are constants, not depending on θ , and thus $u = f(\theta)$. Taking the variable terms together on the left, we have

$$u'' + u \left(\frac{EI}{r_0^2} + \frac{p}{EI} \right) = \frac{M_0 - pr_0 u_0}{EI} \quad (11)$$

This is the differential equation for the buckling of a ring of boundary surface D under a uniform pressure p . In the case of a long

tube, we have to work with Eq. (122b) instead of Eq. (122a), and the general result (11) still holds per unit length of tube, but now we have to replace

$$EI \text{ by } \frac{EI}{1 - \mu^2} = \frac{EI'}{12(1 - \mu^2)} = D$$

[see Eq. (61), page 107] to take care of the prevented anticlastic curvature of the long tube, thus:

$$u'' + u \left(\frac{D}{r_0^2} + \frac{p}{D} \right) = \frac{M_0 - pr_0 u_0}{D} \quad (14a)$$

This is the buckling equation for a unit length of a long tube. The differential equation (14a) is linear, and it has a constant right-hand member. With the shorthand notation

$$k^2 = 1 + \frac{pr_0^3}{D} \quad (145)$$

its general solution is

$$u = C_1 \sin k\theta + C_2 \cos k\theta + \frac{(M_0 - pr_0 u_0/D)}{1 + (pr_0^3/D)}$$

or

$$u = C_1 \sin k\theta + C_2 \cos k\theta + \frac{M_0 - pr_0 u_0}{pr_0 + (D/r_0^3)}$$

One of our boundary conditions is $u' = 0$ at $\theta = 0$, because we chose our origin of coordinates that way (Fig. 181). This makes $C_1 = 0$ and $u = C_2 \cos k\theta +$ (the above constant, independent of θ). When we go around the circle from $\theta = 0$ to $\theta = 2\pi$, we must end up at $\theta = 2\pi$ with the same $u (= -u_0)$ that we started with at $\theta = 0$. This means that

$$\cos(k \cdot 0) = \cos(k \cdot 2\pi) = 1 \quad \text{or} \quad k = 1, 2, 3, \dots$$

The meaning of k thus is the number of full cosine waves around the periphery. By Eq. (145) we have

$$k^2 = 1 + \frac{pr_0^3}{D} = 1, 4, 9, \dots$$

or

$$pr_0^3 = (k^2 - 1) \frac{D}{r_0^3} = \frac{D}{r_0^3} \times (0, 3, 8, 15, \dots) \quad (146) \\ \text{for } k = 1, 2, 3, 4, \dots$$

This is the formula of *Levy*, published in France in 1884, a year after the basic differential equations (122a) and (122b) were found by *Boussinesq*. The formula is illustrated in Fig. 187. The lowest form is interesting.

mathematically, for $k = 1$ we have two nodes, and geometrically this means a small sidewise displacement of the undistorted circle, which ob-

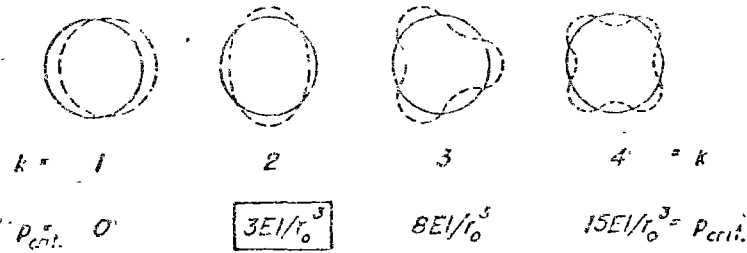


FIG. 187. The various shapes of a ring buckled under the influence of external pressure p . The number k is the number of full sine waves around the periphery, and p_{crit} is the corresponding critical pressure to produce indifferent equilibrium in the shapes shown [Eqs. (146)]. For a long tube the quantity EI has to be replaced by $D = EI/12(1 - \nu^2)$.

viously is in equilibrium without any pressure at all. The first case of significance is for $k = 2$, when the tube or ring goes to an ellipse-like shape and the critical pressure is

$$p_{crit} = \frac{3EI}{r_0^3} \quad (\text{ring}) \tag{146a}$$

$$p_{crit} = \frac{3EI^3}{12r_0^3(1 - \nu^2)} \quad (\text{tube})$$

For higher modes the critical pressures are higher.

Derivation of Tube-buckling Formula by Energy Method. The results (146a) can be derived by the method of work as well. If we have a round tube or ring and we imagine it distorted in the shape of Fig. 181, there is bending in it, and there will be a certain amount of elastic energy stored in the tube. It will not stay distorted by itself; we have to pinch it from the sides, and as soon as we remove these pinching forces, the tube snaps back elastically to the circular form. The necessary value of the pinching forces can be found by increasing the flattening somewhat, by finding the work the pinching forces do on this deformation, and by equating it to the increase in stored elastic energy. If the pinching is being done by a uniform external pressure force, we follow the same procedure. The work done by such a pressure p on the deformation is p times the decrease in area of the tube (per unit length). Now we must invent a decent approximation of the deformation to describe the situation of Fig. 184. We might write

$$u = -u_0 \cos 2\theta$$

and if we then try to find the difference in area between the ellipse-like tube and the circular one, we find

$$\frac{1}{2} \int_0^{2\pi} (r_0 + u)^2 d\theta - \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} r_0^2 d\theta = r_0 \int_0^{2\pi} u d\theta + \text{second-order term}$$

$$= -r_0 u_0 \int_0^{2\pi} \cos 2\theta d\theta + \dots$$

$$= \text{zero} + \text{second-order term}$$

Hence the work done by the pressure p is of second order in u only; the first-order effect disappears. This is always the case with the energy method; we have seen it before in the left side of Eq. 131 (page 252). But if we work with second-order terms, the expression for

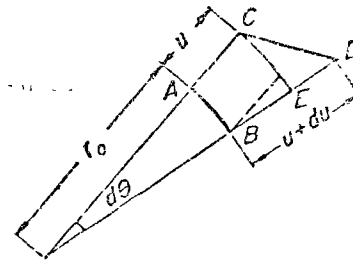


FIG. 188. To find the difference in length between a circular element $AB = r_0 d\theta$ and the deformed element CD . In the text this is shown to be

$$CD - AB = (u + u^2/2r_0) d\theta.$$

where we shall determine the constant a so as to keep the same length of the circular center line of the pipe or ring. To find the change in length, we consider in Fig. 188 an element $AB = r_0 d\theta$ of the undeformed tube which goes to CD when deformed. Now

$$(CD)^2 = (CE)^2 + (ED)^2 = (r_0 + v)^2 (d\theta)^2 + (du)^2$$

$$= (r_0 + u)^2 (d\theta)^2 + u^2 (d\theta)^2$$

$$= (d\theta)^2 (r_0^2 + 2r_0 u + u^2 + u^2)$$

$$= r_0^2 (d\theta)^2 \left(1 + 2 \frac{u}{r_0} + \frac{u^2 + u'^2}{r_0^2} \right)$$

so that

$$CD = r_0 d\theta \sqrt{1 + 2 \frac{u}{r_0} + \frac{u^2 + u'^2}{r_0^2}}$$

In working out this root it is not good enough to say

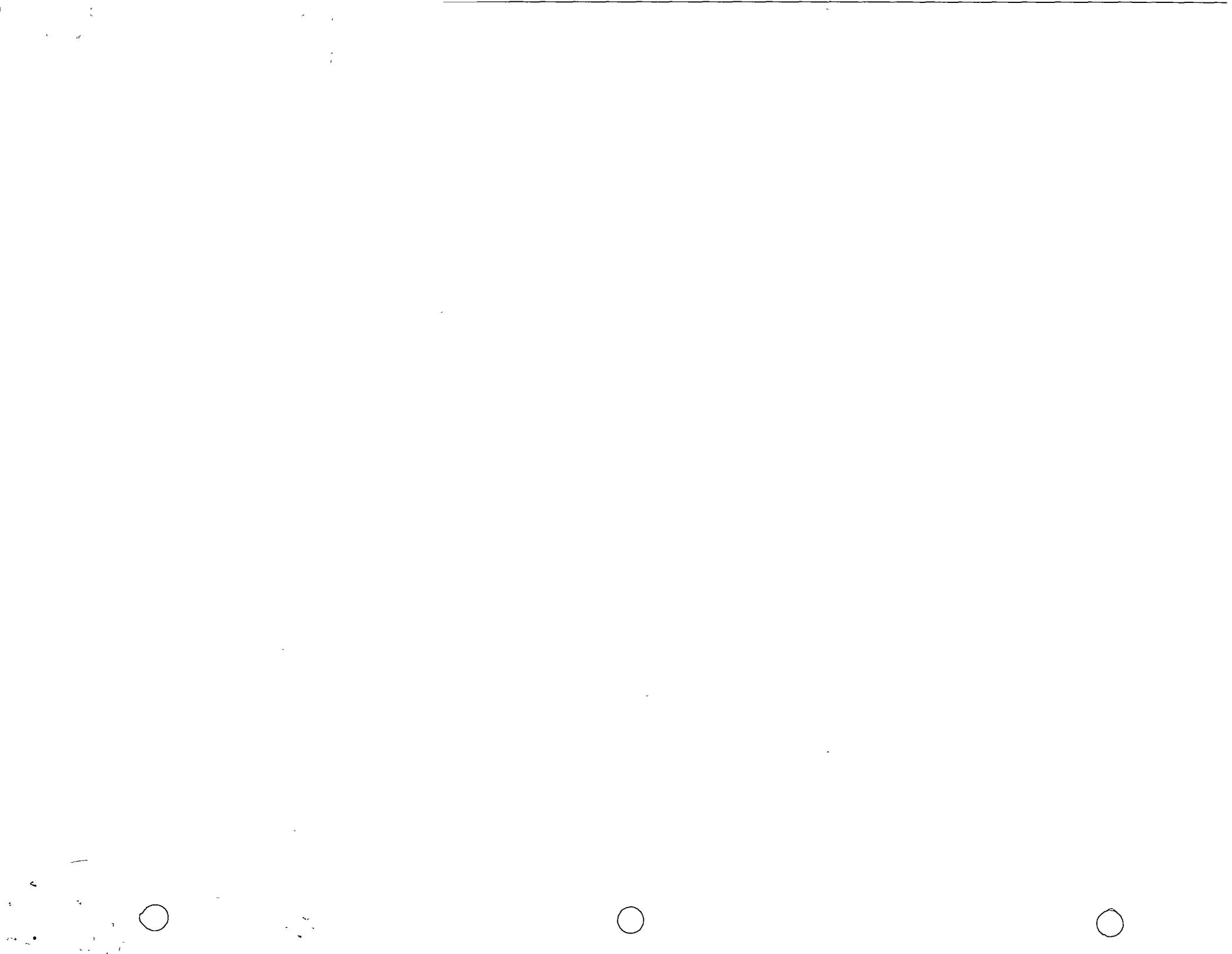
$$\sqrt{1 + \epsilon} = 1 + \frac{1}{2}\epsilon, \text{ but we have to take one more term,}$$

$$\sqrt{1 + \epsilon} = 1 + \frac{1}{2}\epsilon - \frac{1}{8}\epsilon^2 \text{ and}$$

$$CD = r_0 d\theta \left[1 + \frac{u}{r_0} + \frac{u^2 + u'^2}{2r_0^2} - \frac{1}{8} \left(2 \frac{u}{r_0} \right)^2 + \dots \right]$$



4





ALGUNOS ARTICULOS TECNICOS

SLACK in Buried Gas Pipe Lines

by G. M. McClure* and L. R. Jackson*

Slack, introduced to handle temperature variations occurring before line is covered, can help minimize longitudinal stresses. But once the line is covered with soil, slack offers little or no benefit.

At present, there is considerable variance in the extent to which the practice of introducing slack is used by various pipe-line constructors.

A portion of this variance arises from the fact that there have not been enough data available to allow a detailed analysis of the role of slack in the performance of a pipe line.

Recently, some of the data required were obtained by Battelle Memorial Institute for Texas Eastern Transmission Corp. on a 20-in. transcontinental line operated by this corporation. Specifically, the longitudinal stresses in the line were measured at a total of 17 locations from western New Jersey to southern Indiana and at different seasons of the year. In addition to the measurement of residual longitudinal stresses in the line, data were obtained on amount of restraint offered by various types of soil to longitudinal movements of the line.

It was found that the longitudinal residual stresses ranged from 18,900 psi tension to 14,500 psi. compression. These stresses are consistent with what would be expected from temperature variations during the construction of the line. Depending on the type of soil and amount of moisture, the soil restraint ranged from low values to as much as 1,080 lb.

*Battelle Memorial Institute, Columbus, Ohio.

per sq. ft. of pipe surface. In all cases, the soil restraint was large enough to absorb stresses observed in less than 100 ft. of pipe.

From the data obtained, it can be concluded that slack, introduced to handle temperature variations occurring before the line is covered, can help to minimize longitudinal stresses; however, once the line is covered with soil, slack is of little or no benefit.

Longitudinal Stress Measurements

The method of determining longitudinal stress is illustrated in Fig. 1. A section of pipe from 20 to 40 ft. long was uncovered as shown in the

figure SR-4-type electrical-resistance strain gages were then attached to the pipe near one end of the uncovered section. Fig. 2 shows a typical strain-gage installation—a longitudinal strain gage "A," a circumferential strain gage "B," and a dummy gage "C." The dummy gage was used both to compensate for temperature changes that might occur while the test was in progress, and to serve as a reference "zero."

After the gages were applied and stable, a zero reading was made.

The pipe was then cut at Locations E and F (see Fig. 1) and a 20-ft. section removed.

Cutting the pipe released the longi-

TABLE I—LONGITUDINAL STRESSES

Test No.	Date	Longitudinal stress (psi.)	Location
1	3-10-50	+12,300	Western New Jersey
2	3-11-50	+12,200	Western New Jersey
3	5- 4-50	-14,300	Southeastern Pennsylvania
4	5- 4-50	-14,500	Southeastern Pennsylvania
5	5- 5-50	-14,400	Southeastern Pennsylvania
6	5- 6-50	+10,900	Southeastern Pennsylvania
7	6-12-50	- 7,600	Southeastern Pennsylvania
8	6-14-50	- 2,300	Southeastern Pennsylvania
9	6-15-50	- 4,000	Southeastern Pennsylvania
10	6-15-50	- 5,350	Southeastern Pennsylvania
11	8- 8-50	- 5,500	Central Ohio
12	8-10-50	-14,000	Central Ohio
13	8-10-50	- 2,400	Central Ohio
14	8-12-50	- 7,000	Central Ohio
15	8-17-50	- 3,300	Central Ohio
16	8-17-50	- 6,000	Central Ohio
17	8-11-50	- 6,700	Southern Indiana

(+) Indicates tensile (−) Indicates compression

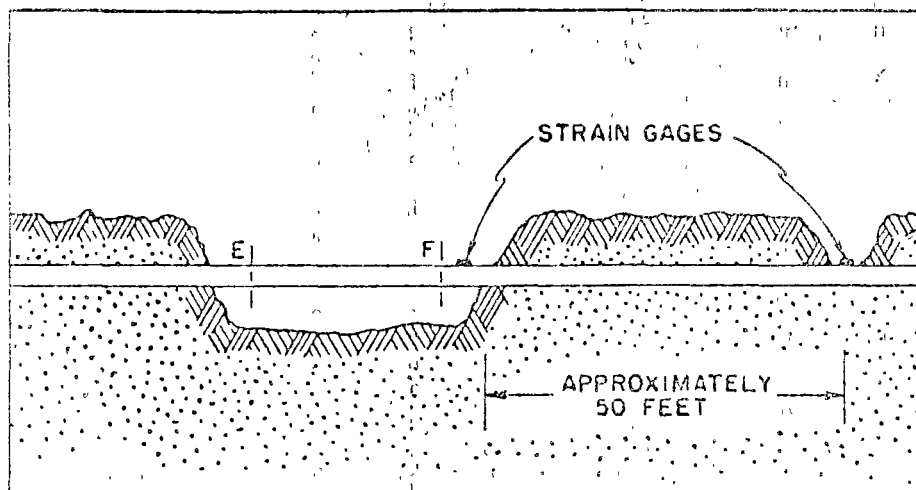


Fig. 1—Strain-gage locations.

tudinal stresses present in the section uncovered. Strain-gage readings made after cutting the pipe, when compared with readings taken before cutting, provided the information required for computing the longitudinal stresses relieved.

Table I summarizes the values obtained at various locations along the pipe line. Note that stresses may be either tension or compression and the largest stress measured was about 18,900 psi.

Possible Limitations of Test

While the method of stress measurement outlined above appears to be relatively straightforward, there are some limitations to the accuracy that should be mentioned. Some of these arise from the fact that when the pipe is uncovered it is much more

able to variations in ambient temperature than when it is buried. If the ambient temperature changes sharply between the time the pipe is uncovered and the gages are attached, extra thermal stresses result. Furthermore, the temperature of the compensating "dummy" gage is seldom exactly the same as that of the pipe, so that temperature compensation is not always perfect.

Another disturbing influence arises from the fact that in some locations there were indications of some bending stresses in the pipe. That is, when the pipe was cut, the cut ends no longer remained in line.

While these effects mentioned above introduce some uncertainty in the interpretation of strain-gage readings, it is believed that actual stresses present in the buried pipe are reasonably close to the values measured, and, in any cases, are no larger.

Measurements of Soil Restraint

Some measurements of the restraining effect of the soil were obtained in the following manner. Referring to Fig. 1 when a section of pipe was uncovered, as described above, a test pit was dug down to the pipe about 50 ft from the main excavation, as indicated in the figure. Only the top surface of the pipe was uncovered in this pit.

Strain gages were attached to the exposed pipe in the same manner as in the main excavation.

The basis for measurements was the idea that when the pipe was cut in the main excavation, if the soil between the cut and the test pit exerted no restraint, the gages in the pit would indicate the same stress relaxation, as those near the cut. On the other hand, if the gages in the pit showed no relaxation, the soil between the cut and the test pit would be absorbing all the stress. Actually, for pits about 50 ft from the main excavation, the soil absorbed only part of the stress. In Table 2, the amount absorbed is given and the corresponding restraint is computed in terms of pounds per square foot of pipe surface.

It will be noted in Table 2 that the restraining effect of the soil was as high as 1,080 lb. per sq. ft.

It would be expected that the effect would vary with time of year, amount of moisture in the soil, etc. It might also be expected that, over long periods of time, there would be some creep.

A general description of the soils encountered is given in Table 2. It will be noted that there is no apparent relation between the type of soil and the restraint provided, although one would be expected. It is possible that the exact amount of moisture in the soil and the roughness of the pipe coating are more important in determining restraint than the type of soil.



Fig. 2—Typical strain-gage installation.

Significance of Soil-Restraint Values

The figures for soil restraint as computed depend on the assumption that originally the longitudinal stress in the pipe at the location of the test pit is the same as at the main excavation. This assumption does not appear to be unreasonable except that it does not take into account the bending stresses mentioned in the discussion of stress measurements.

This fact may introduce some error in the computed values. For practical purposes, this error is not serious since, as is shown below, the actual restraint required is much lower than the potential restraint the soil can offer.

The main value of soil restraint is to prevent movements of the pipe in the soil as a result of changes in

stress or temperature. Consider a 1,000-ft. length of 20-in. pipe with 1/2-in. wall.

An average temperature rise of 30° F. would cause this length of pipe to expand about 0.21 ft. In order to prevent this amount of expansion, a compression stress of about 6,500 psi. would have to be applied, say, at the end of the pipe section. For a 1/2-in. wall 20-in. pipe, such a stress would involve a load (L) computed by the relation:

$$L = \pi \times 20 \times \frac{1}{2} \times 6,500 = 127,000 \text{ lb.}$$

This is the load that would gradually be absorbed by the soil along the 1,000-ft. length of pipe. The total surface area A is:

$$A = \pi \times 20/12 \times 1,000 = 5,240 \text{ sq. ft.}$$

(Continued on page 113)

TABLE 2—SOIL RESTRAINTS

Test No.*	Pipe wall (in.)	Longitudinal stress†		Soil restraint (lb./sq. ft.)	Soil conditions
		Stress (psi.)	Feet		
1	3/8	8,689	50	775	Clayey sand, damp, many rocks
2	3/8	9,560	50	513	Sandy clay, fairly wet, few rocks.
3	1/2	14,390	50	1,630	Heavy clay with very little sand, very wet, no rocks
4	1/2	7,260	50	545	Sandy clay, damp, few rocks
5	1/2	14,400	50	1,070	Heavy clay with very little sand, fairly wet, no rocks.
6	3/8	12,000	50	955	Sandy clay, fairly wet, few rocks.
7	3/8	2,200	50	198	Clayey sand, damp, many rocks
8	3/8	1,520	40	171	Sandy clay, fairly wet, no rocks
8A†	3/8	2,520	80	131	Sandy clay, fairly wet, no rocks
9	3/8	820	40	92	Heavy clay with very little sand, fairly wet, no rocks
10	3/8	4,550	45	455	Sandy clay, fairly wet, few rocks
10A†	3/8	5,350	50	239	Sandy clay, fairly wet, few rocks
11	1/2	2,500	50	113	Heavy clay with very little sand, fairly wet, no rocks
12	1/2	4,090	18	815	Sandy clay, fairly wet, no rocks
13	1/2	600	48	47	Sandy clay, fairly wet, no rocks.
14	1/2	1,000	25	150	Sandy clay, fairly wet, no rocks
15	1/2	2,400	42	214	Heavy clay, with very little sand, fairly wet, no rocks.
16	1/2	4,700	35	504	Heavy clay with very little sand, very wet, no rocks.
17	1/2	5,600	50	350	Clayey sand, very wet, some gravel

*Locations here are the same as those in Table 1. †At these locations, two test pits were dug at the indicated distance away from the main excavation. ‡Adsorbed by soil in indicated feet of coverage.

in southeastern Utah, western Colorado, and extending short distances into Arizona and New Mexico, and the Recapture shale member, present in northwestern New Mexico, northeastern Arizona, and extending a short distance into southeastern Utah. Both members consist predominantly of fine-grained deposits of sandstone and claystone with interesting proportions of sandstone and conglomerate near the main sources. The Salt Wash member was derived from sedimentary rocks, mainly from a south-westerly source, probably in western Arizona. The Recapture member was derived from sedimentary, igneous, and metamorphic rocks, mainly from a southern source, probably in west-central New Mexico. Away from these source areas the members become thinner and contain increasing proportions of claystone and limestone. The Salt Wash sandstone member generally is absent northeast of the crest of the ancestral Uncompahgre uplift and it loses its identity, except in a few places in the Central Colorado basin where discontinuous sandstone beds, considered to be Salt Wash, are present.

The upper part of the Morrison formation likewise consists of two lithologic members—the Brushy basin shale member and the Westwater Canyon sandstone member. The Brushy basin member is present over all the Colorado Plateau except for a belt extending from south-central Utah to central New Mexico, where it is absent, partly as a result of pie-Dakota erosion. The Westwater Canyon member occupies the lower part of the Brushy basin interval in southeastern Utah, northwestern New Mexico, and northeastern Arizona. It is thought to replace the Brushy basin by gradation and intertonguing. The Westwater Canyon consists of fluvial deposits of sandstone and siltstone, claystone and represents a continuation of deposition similar to that of the lower part of the Morrison. It appears to have the same source and source rocks as the Recapture member. It also is conglomeratic near its source and becomes thinner and nonconglomeratic away from the source area. The Brushy basin shale member is predominantly varicolored claystone with minor lenses of sandstone, conglomerate, and limestone, and consists in large part of fluvial deposits. However, in lithologic characteristics, it contrasts sharply with the rest of the Morrison. The member may contain beds found in ephemeral lakes or playas, and some of the material may have been contributed by ash falls. Evidence for the source of the Brushy basin member is meager.

Geological History of the Denver Basin

ALEX W. MCCOY, III, Gulf Oil Corp., Tulsa.

THE gross sediments of the Denver basin from Cambrian through Cretaceous are discussed. Isopachous and facies maps are presented. From these the tectonic history of the Denver basin is reviewed and its structural development is reconstructed.

Stratigraphy and Structure of Northeastern Strawberry Valley Quadrangle, Utah

HAROLD J. BISSELL, Brigham Young University, Provo, Utah.

THE Northeastern Strawberry Valley quadrangle embraces approximately 240 square miles of the area where the south-central Wasatch Mountains meet the southwestern flank of the Uinta Mountains and form the northwestern boundary of the Uinta basin. This report concerns the stratigraphy and structure of this geologically important region, with an accompanying geologic map depicting for the first time the features on an adequate scale.

An aggregate thickness of 38,000 ft. of sedimentary strata, in age from upper Pennsylvanian through Eocene is exposed within the area. Most of the sediments are marine. A few thousand feet of andesitic volcanics of Oligocene or Miocene age overlies the older strata in a few places.

In addition portions of the area were modified by Pleistocene glaciation.

From the viewpoint of structural geology, this area is divided at least for it into at the belt of the east-west-trending Uinta Mountains and the north-south Wasatch Mountains. Geologic mapping proves that overfolded strata of the south-central Wasatch Mountains allochthon were thrust some tens of miles eastward upon the foreland of the flat to gently inclined strata of the southwestern Uinta Mountains. The uparching and rare thrusting of the Uintas occurred after the east-west thrusting, followed by high-angle normal faulting, uplift, and tilting.

Oil and Gas Exploration in Utah

GEORGE H. HANSEN, Brigham Young University, Provo, Utah.

SINCE 1891 more than 600 wells have been drilled for oil and gas in the State of Utah. Commercial gas or oil has been developed in the Uinta basin, Clay basin, and the Utah corner of the San Juan basin. Potential producing horizons have been discovered in rocks of Mississippian, Pennsylvanian, Permian, Triassic, Cretaceous, and Tertiary ages. Extensive oil land leasing and drilling commitments promise increased activity for the near future.

Slack in Buried Gas Pipe Lines

(Continued from page 87)

Therefore, the soil restraint required to prevent movement would be:

$$\frac{127,000}{5,240} = 24.2 \text{ lb. per sq. ft.}$$

From Table 2 it is seen that most of the soils investigated could easily absorb this much stress and are potentially capable of absorbing a great deal more.

Effect of Gas Pressure

The stress measurements described above were obtained with no pressure on the line. When pressure is applied, the stress system changes. Strain-gage measurements made in the test pits indicated that for pressures up to 1,100 psi. the 40 to 50-ft. length of soil covering between the test pit and the main excavation EF (see Fig. 1) was able to restrain any longitudinal movement of the pipe. This restraint allows the following possibilities which can be illustrated by means of examples.

Suppose that a 20-in. line with 4-in. wall is operating at 800-psi. gas pressure. If there were no soil restraint and the section were near a valve or other closure, the pipe should elongate about 0.18 ft. in 1,000 ft. This elongation is produced because the pressure on the closure produces an axial tensile stress equal to half the circumferential stress produced by the 800-psi. internal pressure. Since the soil does restrain movement, however, a compression stress of about 5,400 psi. must be developed to provide the restraint required. This would require an average soil restraint of less than 20 lb. per sq. ft.

At sections far from a closure the

pipe should contract longitudinally about 0.24 ft. in 1,000 ft. This contraction is the "Poisson's Ratio" contraction and assumes that soil restraint has effectively eliminated longitudinal tension stresses produced by closed ends. To prevent this motion, a tension stress of about 7,500 psi must be supplied by the soil. In either case, the stresses from gas pressure would be added to any residual stresses already present. This means that if a residual stress of 12,900-psi. tension is present, a total longitudinal tension stress of 12,900 + 7,500, or 20,400 psi. could be developed.

With good girth welding practices, such a stress should not be of great concern; however, for the purpose of added safety, it might be desirable to reduce the residual tension stresses. This can be done to some extent, at least, by the proper use of slack during line construction. The slack should be designed so that the line has little or no residual stress just prior to backfilling, since once the line has been backfilled there is little chance that slack will be effective in reducing residual stress.

"Package" Pipe Rack

(Continued from page 88)

nested inside the first section. This then forms a cage, or basket into which the rack sections can be placed forming a single package which can easily be hauled on one oil field flat-bed truck.

Panels for the pipe rack have structural steel I-beams for top and bottom sills and 4-in. pipe columns. Four panels are built for each side of the walk and are designed to fit in pairs. The two pairs attached to the wide section of the walk are approximately 6 in. shorter than the other two pair so the outer ends will be in a straight line. As the rack panels extend laterally from the walk, they form a complete unit of the structure when attached to the top and bottom sills of the walk sections.

Connecting the ends of the rack panels is done with fittings similar to a simple gate hinge. Heavy steel straps are welded to the side of the sills where pins, or tongues, on the sills of the rack panels are inserted. The outer ends of each pair of panels are connected with "gates" made of pipe as light in weight as practicable so as to reduce the weight of the structure. Simple gate hinges are supplied for these connections so that the connecting frames or gates can be inserted easily between adjacent panels. Each panel is designed so that, when in place, the upper surface of the top sills is level with the planking on the walk sections. Crumbing of one form or another is necessary for leveling the structure, and the type may be selected to fit the soil and anticipated weather conditions.

Find safe pipe spans for seismic conditions

Earthquake loads on nuclear piping require check on distances between pipe supports. These tables and equations include many important factors

By Achvin A Shah, consulting engineer, Scarsdale, NY, and Anil K Kar, Hempstead, NY

Safe span of pipe between supports depends on weight of the pipe, weight of contents, and load considerations. One load consideration is the seismic load, which can vary for any assumed earthquake occurrence because the natural period of vibration will vary according to pipe length between supports. The

larger the seismic load, the more important it is to find the safe length between supports.

Seismic load on a pipe depends on the fundamental natural period T of the pipe. The period is related to natural circular frequency ω by $T = 2\pi/\omega$, and

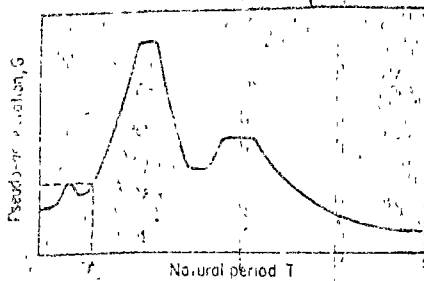
$$\omega^2 = \frac{\int_0^{L+m} [y''(x)]^2 dx}{\int_0^{L+m} [my'(x)]^2 dx}$$

Here, EI is the stiffness of the pipe section, m is mass per unit length, y is the deflected shape of the pipe in the plane of vibration and y'' is the second derivative of y with respect to x . Figures at top left of facing page give some deflected shapes for various support and layout configurations. At left on facing page are deflected shapes for pipe bends. With deflected shapes $y(x)$ known, relationships between circular natural fre-

quencies and pipe lengths can be found. Tables 2 to 3 stem from these relationships, and Table 1 gives pipe properties for standard pipe. For other weights, use handbook tables.

To select a straight pipe length, either empty or water-filled, read from Table 2, where the permissible lengths between spans $L_{T=0.1}$ are given for various support conditions. Multiply by last column factor if the pipe is filled. Because the Table 2 values are for a fundamental natural period of 0.1 sec, other specified periods will require the modification factor β from Table 3. The allowable length between supports for the different periods is $L_T = \beta L_{T=0.1}$.

If standard pipe is neither empty nor filled with water, use a modified length, $L = L_0(w_e/w_m)^{0.25}$, with w_e the unit weight of empty standard pipe and w_m



Seismic-response spectrum gives design acceleration for a given period of pipe

Table 1—Pipe properties are starting point

Pipe size, in.	Pipe weight, lb/ft	Water weight, lb/ft	m	$(l/w)^{0.5}$	$l/(w_e+w_m)$
1	1.68	0.37	0.037	0.223	0.206
1 1/4	2.27	0.65	0.195	0.293	0.258
1 1/2	2.72	0.89	0.310	0.338	0.293
2	3.65	1.45	0.606	0.427	0.361
2 1/2	5.79	2.07	1.530	0.514	0.441
3	7.57	3.20	3.017	0.631	0.529
3 1/2	9.11	4.26	4.788	0.725	0.598
4	10.79	5.51	7.230	0.819	0.666
5	14.62	8.66	15.150	1.018	0.807
6	19.97	12.51	28.140	1.210	0.946
8	23.55	21.00	72.500	1.593	1.344
10	40.48	34.10	160.700	1.992	1.463
12	49.60	48.90	275.300	2.373	1.634
14	55.00	59.70	372.800	2.603	1.800
18	63.00	79.10	562.000	2.967	1.988
20	71.00	101.20	807.000	3.371	2.165
24	79.00	126.00	1113.000	3.753	2.300
24	94.62	183.50	1943.000	4.531	2.640

(All pipe weights are standard weight)

Table 2—Support conditions affect length

Pipe size, in.	Empty pipe length for fundamental period $T = 0.1$ sec ($L_{T=0.1}$), ft				Filled pipe modification factor
	(a) For	(b) For	(c) For	(d) For	
1	9.46	14.12	5.63	11.83	0.95
1 1/4	10.72	16.00	6.42	13.40	0.90
1 1/2	11.51	17.18	6.93	14.39	0.87
2	12.94	19.31	7.75	16.13	0.82
2 1/2	14.20	21.18	8.50	17.78	0.79
3	15.74	23.49	9.43	19.67	0.75
3 1/2	16.87	25.13	10.10	21.06	0.73
4	17.93	26.76	10.74	22.41	0.70
5	19.89	28.84	11.97	24.00	0.67
6	21.86	32.03	13.09	27.00	0.63
8	25.00	37.31	14.97	31.23	0.60
10	27.98	41.73	16.74	34.66	0.56
12	30.51	45.54	18.27	38.16	0.52
14	31.96	47.79	18.74	39.90	0.50
18	34.24	51.13	20.50	44.00	0.48
20	36.37	54.28	21.78	47.10	0.46
24	38.37	57.67	23.90	50.50	0.43
24	42.16	62.03	25.25	54.75	0.40

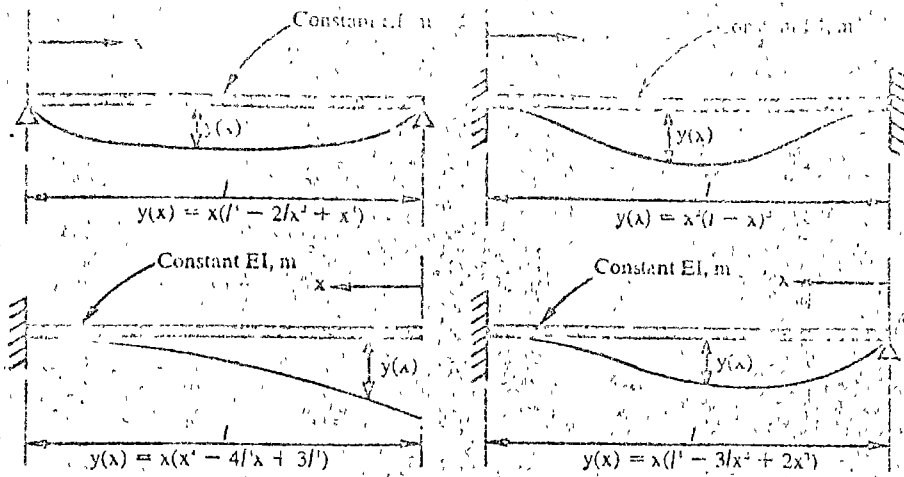
Pipe is standard weight. See Table 1 for modification factor for pipes other than 0.1 sec. For water-filled pipes, multiply values in column (d) by factor in last column.

Column (a) is for interior spans. Use column (b) only for exterior spans, and also for interior spans of continuous piping systems (4 or more). Column (c) is for cantilever only, and column (d) is only for cantilever of equipment.

If standard pipes are partly filled with water, the modified length is based on table values, including β factor if necessary. $L = L_{T=0.1} \beta (w_e/w_m)^{0.25}$, with w_e the weight of empty standard pipe, lb/ft, and w_m the weight of pipe and partial contents, lb/ft.

Table 3—Different periods call for factor

Natural period, sec	Conversion factor β	Fundamental natural period, sec	Conversion factor β
0.05	0.707	0.15	1.225
0.06	0.775	0.16	1.265
0.07	0.837	0.17	1.304
0.08	0.894	0.18	1.342
0.09	0.947	0.19	1.378
0.10	1.000	0.20	1.414
0.11	1.048	0.21	1.449
0.12	1.095	0.22	1.483
0.13	1.140	0.23	1.517
0.14	1.182	0.24	1.549

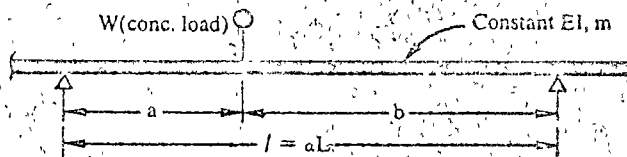


Deflected shapes of pipe depend on boundary conditions. The four most common cases are basis for columns (a) to (d) in Table 2, giving allowable lengths for 0.1-sec period

Pipe with concentrated mass requires length reduction coefficient

W/wl	a/l						
	0.35	0.10	0.15	0.25	0.25	0.30	0.50
0.10	0.90	0.89	0.89	0.88	0.87	0.86	0.86
0.20	0.90	0.88	0.87	0.86	0.85	0.84	0.83
0.30	0.89	0.88	0.86	0.84	0.83	0.81	0.80
0.40	0.89	0.87	0.85	0.83	0.81	0.79	0.77
0.50	0.89	0.86	0.84	0.81	0.79	0.77	0.75
0.75	0.88	0.85	0.81	0.78	0.76	0.73	0.71
1.00	0.88	0.83	0.79	0.76	0.73	0.70	0.68
1.20	0.87	0.82	0.78	0.74	0.71	0.68	0.66
1.40	0.87	0.81	0.76	0.72	0.70	0.66	0.64
1.60	0.86	0.80	0.75	0.71	0.68	0.65	0.63
1.80	0.86	0.80	0.74	0.70	0.67	0.63	0.61
2.00	0.85	0.79	0.73	0.69	0.66	0.62	0.60
3.00	0.84	0.75	0.69	0.64	0.60	0.57	0.55
4.00	0.82	0.72	0.65	0.60	0.57	0.54	0.52
5.00	0.81	0.70	0.62	0.58	0.55	0.51	0.49

Valves or other concentrated masses make a modified procedure necessary. First, find $L'_{T=0.1}$ from Table 2 and Table 3. Also make allowance for weight, stiffness and other factors. Then estimate a/l and W/wl ratios, as shown in figure below. Find pipe-length reduction coefficient from table at right. Calculate reduced allowable length between supports as $l = aL$ and repeat procedure if needed for convergence to correct l.



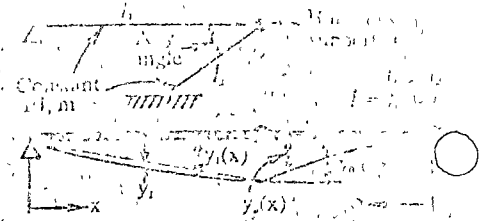
$\omega = [3/EI g / (W + \alpha aw + \beta bw) a^2 b^2]^{0.25}$
 with $\alpha = \frac{1}{3} \left(\frac{l}{b}\right)^2 + \frac{23}{105} \left(\frac{a}{b}\right)^3 - \frac{8}{15} \left(\frac{a}{b}\right)$
 and $\beta = \frac{1}{12} \left(\frac{l+a}{a}\right)^2 + \frac{1}{28} \left(\frac{b}{a}\right)^3 - \frac{1}{10} \frac{b(l+a)}{a^2}$

the unit weight of the actual pipe used. If stiffness differs, then the right side of the last-mentioned equation should be multiplied by $[E_1 / (27.9 \times 10^6)]^{0.25}$, with E_1 the different modulus of elasticity. Also, if the pipe is not standard weight, multiply the right side of the equation by $(I_n / I_s)^{0.25}$, with I_n the actual pipe moment of inertia and I_s that for the standard pipe. In most cases, this modification will be unnecessary, and you can check concentrated masses directly, as above, or pipe bends, after checking the straight, empty or water-filled pipe. For pipe bends, differentiate interior

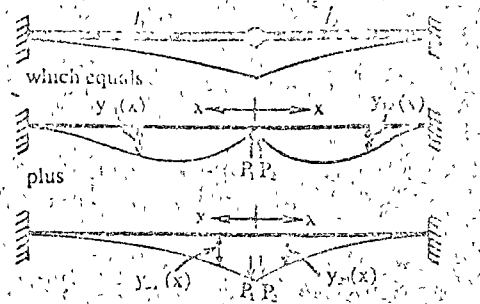
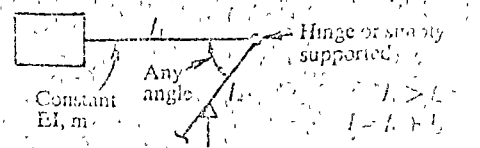
(top right figure) from exterior (lower right figure). For interior bends, first find $L'_{T=0.1}$ for the pipe diameter from Table 2, column a. Modify for period, weight, stiffness, etc, and calculate L. Then estimate l_2/l_1 ratio of the bend and find γ from:

l_2/l_1	γ
1.00	0.77
0.75	0.83
0.60	0.92
0.50	0.95
0.40 & below	0.98

This table is based on constant-diameter pipe and assumes no concentrated



Equations for this:
 $y_1(x) = \frac{y_0 x}{l_1} + y_1 \sin \frac{\pi x}{l_1}$
 $y_2(x) = y_0 \left(1 - \cos \frac{\pi x}{2l_1}\right)$
 $y_1 = \frac{5}{384} \frac{l_1}{EI}$; $y_0 = \frac{l_1}{8} + \frac{l_1}{2} + \frac{l_1}{3}$



Equation for these:
 $y_1(x) = \frac{A}{48} (l_1 - 3l_1 x^2 + 2x^3)$
 $y_2(x) = \frac{y}{48} (l_2 - 3l_2 x^2 + 2x^3)$
 $y_3(x) = \frac{P}{6} (2l_1 - 3l_1 x^2 + 2x^3)$
 $y_4(x) = \frac{P_2}{6} (2l_1 - 3l_1 x^2 + 2x^3)$
 In this, $P_1 = \frac{3}{8} \left(\frac{l_1}{l_1}\right) \left[1 - \left(\frac{l_2}{l_1}\right)\right]$
 $P_2 = \frac{3}{8} \left[1 - \left(\frac{l_2}{l_1}\right)\right]$

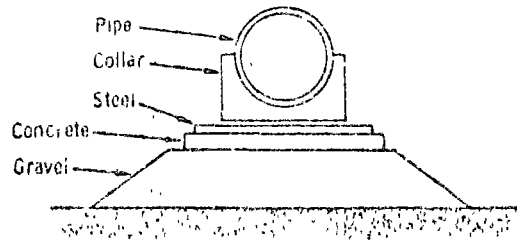
Out-of-plane vibration in pipe bends, or in pipe interior (top) or exterior (bottom)

mass on bend span l. Then calculate total bend length l between supports as $l = \gamma L$. Repeat the last two steps if needed for convergence to correct l. For exterior bends, follow the same procedure, but find $L'_{T=0.1}$ in column b of Table 2, and find γ from:

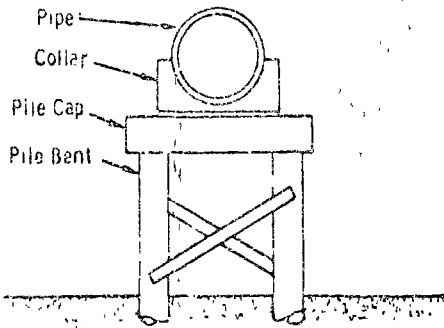
l_2/l_1	γ
1.00	0.80
0.75	0.82
0.60	0.85
0.50	0.91
0.40 & below	0.97

Repeat your estimate of l_2/l_1 and bend-length l calculation if necessary.

32



(a) Berm



(b) Pile Bent

Fig. 1. Aboveground support systems.

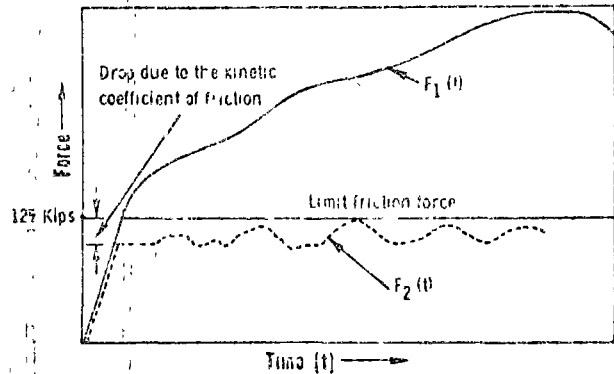
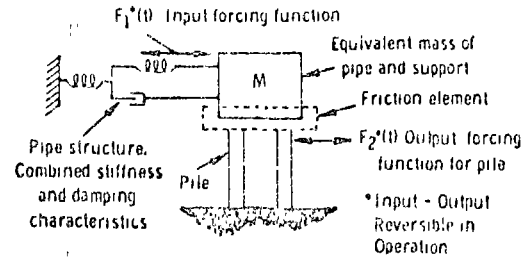


Fig. 2. Concept of slipping anchor, illustrating the uncoupling of the force on piles through the friction element.

Pipeline Design For Earthquake Zones

by Y. A. Patel, Senior Analyst, F. L. Cho, Group Supervisor; and A. P. Dimopoulos, Group Supervisor, Sargent & Lundy, Chicago, Illinois

Transportation of crude oil across zones of high seismic intensity has become of increasing economic importance in recent years. The Trans-Ecuadorian pipeline and the Trans-Alaska oil pipeline are examples of these major ventures.

Conventionally, a crude oil pipeline is buried below ground for economic and environmental reasons. In permafrost areas and at major river crossings, the pipeline must be supported aboveground. The advantage of aboveground arrangement is the ease of maintenance and inspection.

The most common types of supports for the aboveground systems are the gravel beam support and the pile support (Fig. 1).

The aboveground system must satisfy three basic requirements:

- a) Provide adequate restraints to the system to assure rigidity,
- b) Should not allow movement due to thermal expansion and contraction,
- c) Be flexible enough to eliminate excessive loading on the piles and

during a major (contingency) earthquake.

This article presents a novel design concept that satisfies these requirements in an optimum way. The concept utilizes friction as a means of dissipating energy during seismic motions.

Slipping Anchor Design

Fig. 2 illustrates the underlying principle of using friction as a non-linear structural element in decoupling the force on piles from the force imposed on the pipeline.

As shown in the figure, $F_1(t)$ is the input forcing function while $F_2(t)$ is the output forcing function. The force transmitted to the piles, $F_2(t)$, is decoupled after reaching a maximum value depending on the coefficient of friction at the sliding interface.

This decoupling of the two forces during the adverse operating conditions allows economical pile design. Moreover, the friction element will absorb energy during oscillations arising at times of adverse operating conditions and thereby enable the system to

absorb energy during oscillations arising at times of adverse operating conditions and thereby enable the system to

Design of Slipping Pipe Anchor

The slipping pipe anchor is intended to provide restraint against static loads and to allow up to 12 in. of longitudinal movement during operating or contingency earthquakes.

The anchor consists of four basic components:

- a) clamp and saddle support
- b) friction device
- c) bearing surface, and
- d) honeycomb energy-absorbing device.

An overall schematic view of the slipping pipe anchor assembly is shown in Fig. 3. A conceptual view of the friction device is shown in Fig. 4. The complete design of the anchor is given in Fig. 5.

Clamp and Saddle Support

The clamp transmits the loading from the pipe to the sliding plate. Slip-

prevented by providing adequate contact pressure between clamp and pipeline.

A 3-D static finite element analysis of the pipe with the clamp was made using the SAP computer program. The principal loadings for this finite element analysis were taken as follows:

- Internal pressure 830 psi
- Axial thrust 150 kips
- Pipe clamp pressure . . . 110 psi

Stress intensities (maximum principal stress difference) for the critical sections were calculated. The minimum yield of 60 ksi for the pipe material was not exceeded in any element. A sketch of the finite element model is shown in Fig. 6. Detailed results of the analysis are given in reference 10.

Results of this analysis indicate the design is adequate. All the stresses (maximum values) are less than the yield strength of the material.

Friction Device

The frictional device consists of sliding and stationary plates clamped together using bolts and Belleville springs as shown in Fig. 4. The clamping pressure on the sliding plate can be adjusted to provide the desired frictional sliding resistance. The friction device is designed to slip at loads higher than 105 kips; i.e., slipping is allowed during earthquakes, but not under static loads which are not expected to exceed 105 kips.

For the sliding and stationary plate assemblies, ASTM A441 material or equivalent is used.

The bolts are tensioned to develop a static frictional load of 105 kips based on a static coefficient of friction of 0.45. Belleville springs are used to aid in maintaining uniform contact pressure on the frictional surfaces. The advantage in using Belleville springs is that the tension in the bolts can be accurately adjusted. This is achieved through the load-deflection properties of the springs.

If the experimentally determined static coefficient of friction is less than 0.45, the bolt tension can be readjusted, using the same set of Belleville springs and following design curves of Fig. 7. If the static coefficient of friction is found by experiment to be greater than 0.45, the bolt tension should be decreased proportionately.

The material for Belleville springs must meet the following requirements:

- 1. Minimum yield strength — 200,000 psi
- 2. Adequate toughness at low temperature to prevent brittle fracture under dynamic loading.

The Belleville springs can be made of stainless steel or other materials.

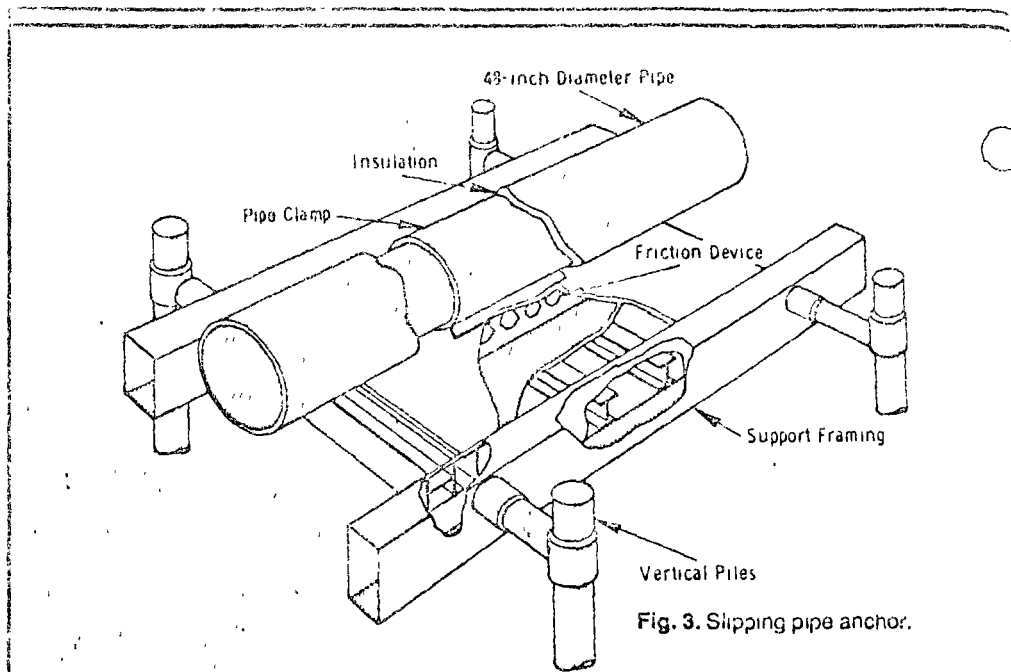


Fig. 3. Slipping pipe anchor.

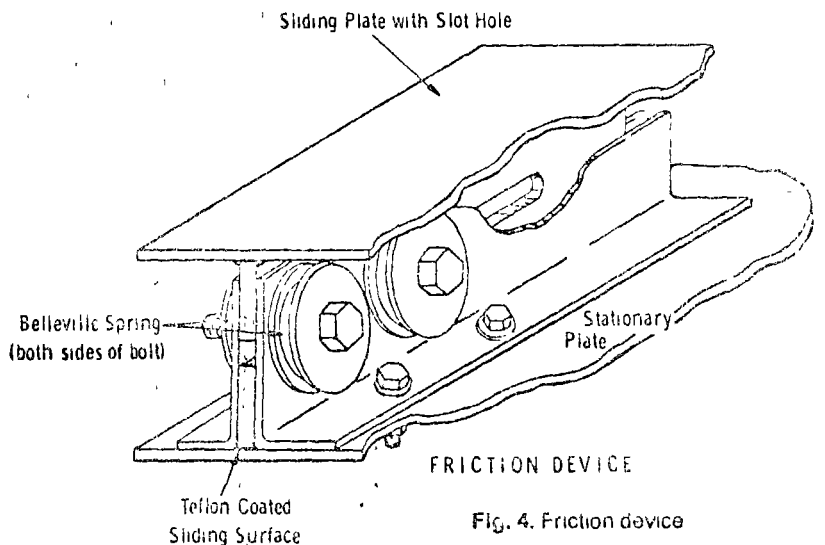


Fig. 4. Friction device

- 1. Stainless steel — } Suitably
- ASTM 301 } hardened
- 2. Stainless steel — } Suitably
- AISI 202 } hardened
- 3. SAE 1074 steel

It is recommended that the selected material be tested for toughness and yield strength (200,000 psi) to confirm its adequacy. The suggested material for bolts and nuts is ASTM A320-L7.

Temperature rise at the friction surface interfaces during sliding was investigated and is discussed in detail in reference 10. For a maximum anticipated sliding velocity of 5 fps during dynamic loading, the calculated temperature rise at the interface of frictional surfaces is 220 F. Temperatures in this range will not affect the frictional properties of these materials.

When sliding begins, there will be a slight change in the coefficient of fric-

tion at the two interfaces. For A441 steel (and in general for steel on steel) the effect of velocity on the kinetic coefficient of friction is quite small, as indicated by Fig. 8. Because the actual velocity of the slipping pipe anchor will vary from 0.1 to 5 fps, the velocity effect on friction can be safely ignored.

Bearing Surface (Sliding Plates)

The bearing surface for the sliding plates support the vertical load so that the bolts compressing the Belleville springs will not be loaded in bending. This is done by providing proper slot hole tolerance in the sliding plate. The low coefficient of friction on these surfaces minimizes the frictional force due to vertical loads. Thus, the frictional resistance is dependent only on the clamping pressure on the sliding plates.

For a low coefficient of friction on the

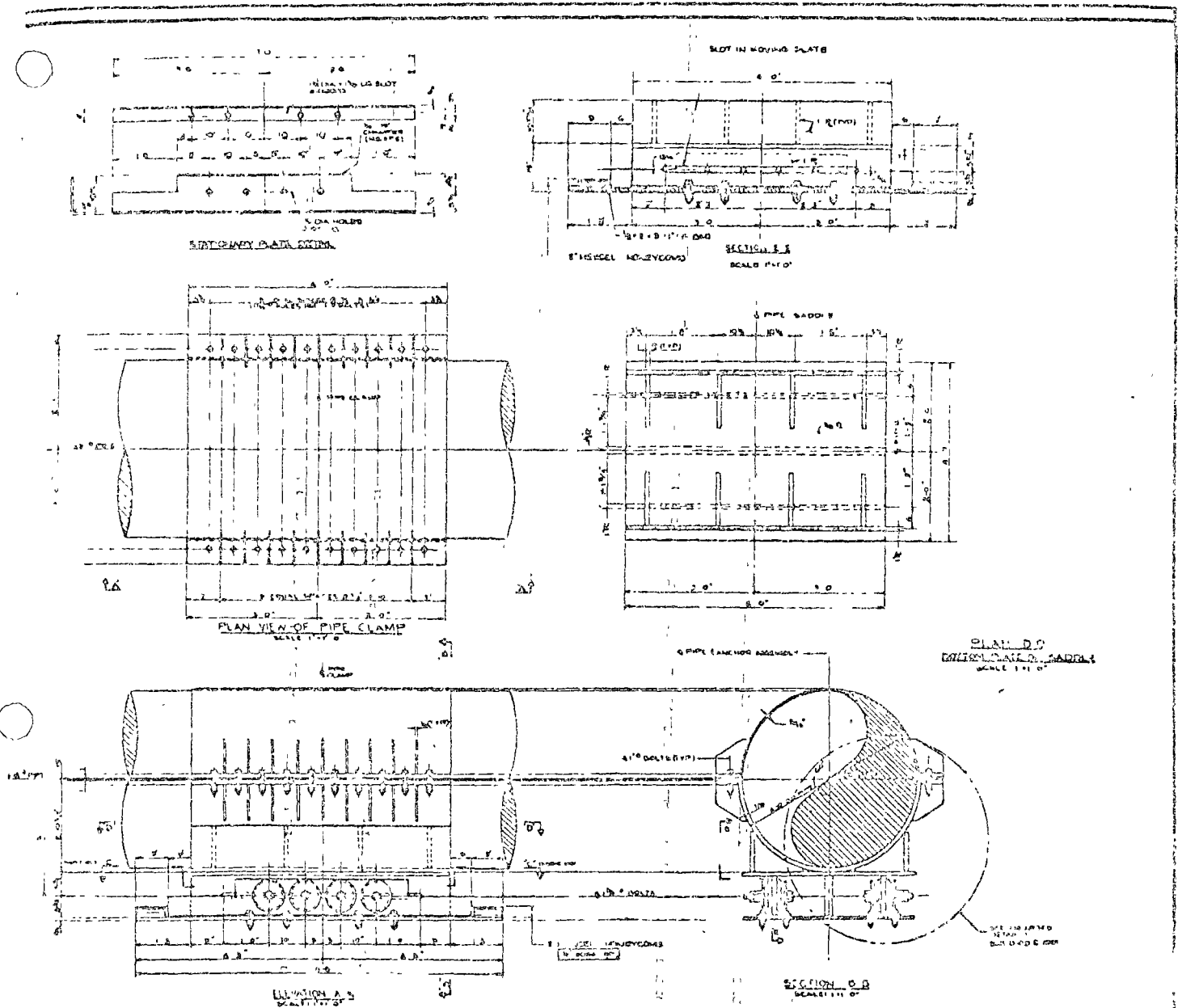


Fig. 5. Schematic of slipping pipe anchor.

bearing surface, Teflon (PTFE or FEP) is used.

The calculated temperature rise at the surfaces is 33 ° above ambient. This temperature rise will not cause distortion (thermal flow) of the Teflon lining.

Honeycomb Energy-Absorbing Device

The energy-absorbing device will come into operation after 6-in. of displacement of the slipping pipe anchor during dynamic loading. This device will also contribute damping to the system.

The honeycomb is designed for a crushing load of 10 kips, which accounts for the difference between the static and kinetic forces of friction. Detailed calculations and specifications

The advantages of using honeycomb as an energy-absorbing element (Fig. 6) for this application are:

1. Honeycomb (commercially made) of 6056 aluminum alloy has adequate toughness at temperatures down to -325 F.
2. It has a well-defined constant load deflection characteristic (Fig. 9).
3. The special collapse mechanism (progressive yielding and folding) absorbs a large amount of energy per unit volume.
4. The honeycomb can easily be fastened in place by epoxy, which is stable at very low temperatures.

Dynamic Analysis of Piping System

The presence of sliding friction in the slipping pipe anchor system

seismic behavior of the integrated system (pipe plus anchor) with varying coefficient of interface friction, a two-dimensional non-linear dynamic analysis of the pipeline was carried out.

In this analysis, the seismic disturbance was considered as a train of standing seismic waves moving along the longitudinal axis of the pipe. This analysis has shown that the critical bending moments in the pipe occur during the static loading. Furthermore, with seismic excitations, these moments shake down as the pipeline moves to a more stress free configuration.

Conclusion

The slipping pipe anchor design satisfies the basic requirements as stated in the first section of this paper.

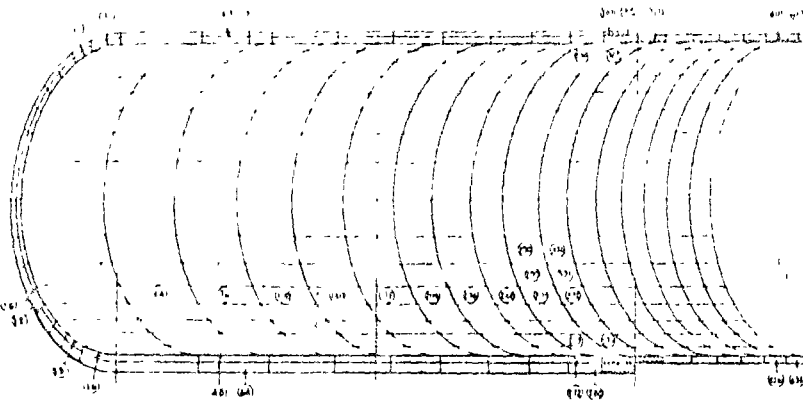


Fig. 6. Three-dimensional finite element model for saddle support.

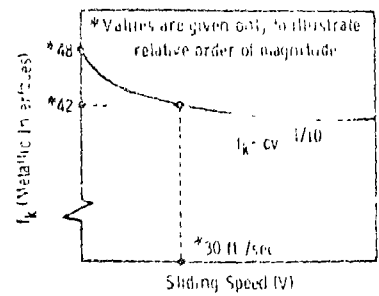


Fig. 8. Typical variation of kinetic coefficient of friction (f_k) with sliding speed

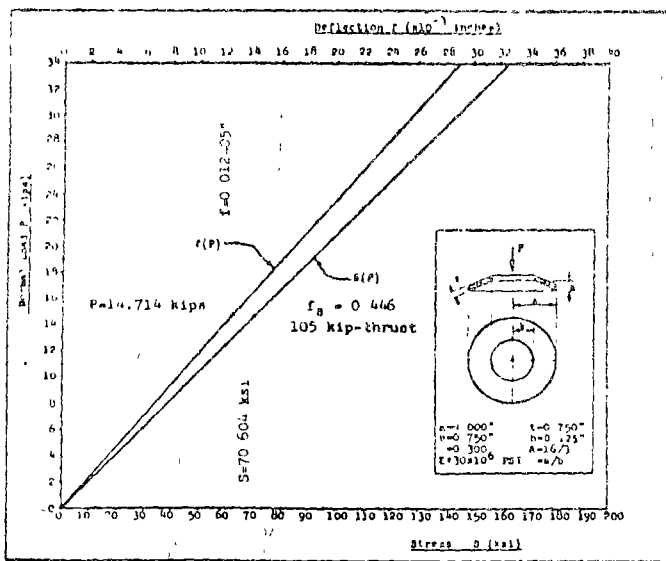


Fig. 7. Design curves for Belleville Spring.

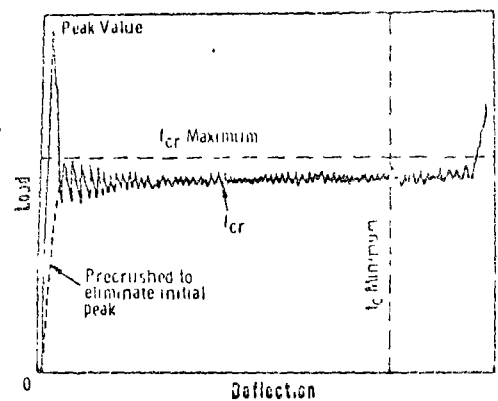


Fig. 9. Typical load vs deflection curve of Hexcel honeycomb structure.

allow up to 12-in. longitudinal movement during the design-operating and contingency earthquakes.

Reliability of the slipping pipe anchor depends on:

- a) proper tensioning of bolts in the friction device, and
- b) proper tightening of the pipe clamp.

The latter procedure will develop an adequate longitudinal resisting force due to friction between the pipeline and pipe clamp.

After a design contingency earthquake, the slipping pipe anchor must be inspected for damage to the stationary plates, pipe clamp, and honeycomb. If the final position of the sliding plates is greater than 4-in. from the original centerline position, the plates should be realigned.

To confirm the characteristics and behavior of the friction device, it is recommended that a prototype model of the friction device be tested under various loads.

This article developed from a presentation by the authors at the Second National Congress on Pressure Vessels and Piping San Francisco, Calif., June 23-27, 1976. For financial support of this study, the authors are grateful to Alyeska Pipeline Service Co., Anchorage, Alaska.

References

1. Associated Spring Corporation, *Design Handbooks* — Associated Spring Corporation, Bristol, Conn. — Pages 16-23 — 1970.
2. ASTM — *1971 Annual Book of ASTM Standards — Part 1*, Pages 231-239, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, Pennsylvania
3. Bowden, F. P. and D. Tabor, *The Friction and Lubrication of Solids*, Vol. 1, Chapters 1 and 2 — Oxford — At the Clarendon Press — England 1968.
4. DuPont Company — *Teflon Fluorocarbon Resins — Mechanical Design Data* — Plastics Department — E. I.

- duPont deNemours and Company, Wilmington, Delaware
5. Hexcel Corporation — *Design Handbook for Honeycomb Sandwich Structures* — TSB 123, Hexcel Corporation, Redwood, California, March 1970, Page 16
6. Martin, H. L. et al — *Effects of Low Temperatures on the Mechanical Properties of Structural Metals* — NASA Report No. SP5012(01) — 1968 — National Aeronautics and Space Administration — Washington, D.C.
7. Rabnowicz, F. — *Friction and Wear of Materials* — John Wiley and Sons, Inc. New York 1965, Chapters 3, 4 and 6
8. Simon, L. et al — *Dry Sliding Friction as a Function of Temperature between 4°K and 600°K* — Journal of Applied Physics — Vol 22, 1951, Pages 177-184
9. Wilson, E. L. — *S&L Program* — S&L Version — Program No. 9.7.091-1 November 1970.
10. S&L Report #SL-3074 December 1973 — *Design of the Slipping Pipe Anchor*
11. S&L Report #SAD-162, August 12, 1974 — *Seismic Behavior of the Above-ground Oil Pipeline.*

ERRATUM

DYNAMIC BEHAVIOUR OF STRUCTURES WITH EMBEDDED FOUNDATIONS

Int. J. Earthq. Engng Struct. Dyn. 3, 259-274 (1975)

The first sentence on page 266 should read: 'The critical damping ratio $\bar{\zeta}_1$ obtained . . .'

Equations (13) on page 272 should read: $k_z = 1$, $c_z = b_4$

The addition of a fourth line to Table I on page 273:

$$b_4 \quad 0.775 \quad 0.65 \quad 0.60 \quad 0.60$$

The author regrets any inconvenience caused to readers by these errors.

SEISMIC BEHAVIOUR OF ABOVE-GROUND OIL PIPELINES

JAMES C. ANDERSON†
*University of Southern California,
 Los Angeles, California*

STIRLING B. JOHNSON
*Sargent & Lundy,
 Chicago, Illinois*

SUMMARY

The dynamic behaviour of above-ground oil pipelines which are allowed to slide back and forth on their supports during strong motion earthquakes is studied. This sliding is resisted by friction between the pipe and the top of the support. The main objective of the study is to determine the effect of this non-linear friction on both the static and dynamic stresses in the pipe. The study also considers the influence of other critical parameters such as, pipeline configuration, seismic wave velocity, initial temperature differential and internal pressure, and ground motion characteristics. Results show that the critical bending moments in the pipe occur during the static loading and that with seismic excitation, these moments tend to shake down as the pipe moves to a more stress free configuration. It is shown that the use of sliding friction can be an effective means of dissipating seismic energy and thereby damping the dynamic response of the pipeline even for low values of the coefficient of friction.

INTRODUCTION

The transportation of crude oil across active seismic regions is becoming of increasing economic importance. The recently completed trans Ecuadorian pipeline and the trans Alaskan pipeline are examples of major pipelines which transport crude oil across areas of high seismic activity. Crude oil pipelines are also exposed to significant thermal forces. During operation the pipe is heated to a fairly constant temperature by the flow of the oil in the pipe. Therefore, the magnitude of the thermal forces under operating conditions is governed by the lowest temperature which occurs during the installation of the pipeline.

Crude oil pipelines are usually buried below-ground because of economic, aesthetic, safety and environmental considerations. In some cases, however, conditions dictate the use of an above-ground pipeline system supported on either a gravel berm, shown in Figure 1(a), or a pile bent, shown in Figure 1(b). Thus

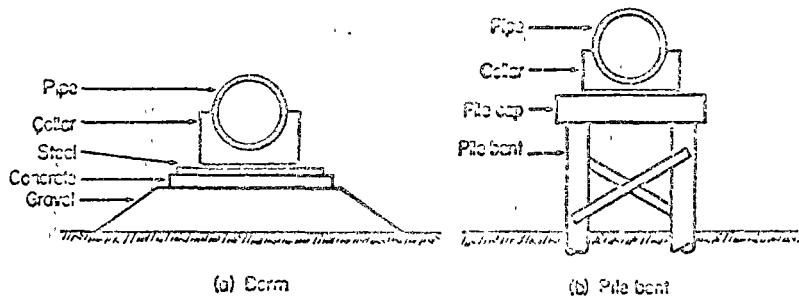


Figure 1. Above-ground support systems

type of system offers the advantage of being readily available for inspection either during normal operation or following a seismic disturbance.

The above-ground support system must allow movement due to thermal expansion and contraction and at the same time resist the inertial forces which develop during an earthquake. An attractive means of doing this is to utilize the friction forces which develop if the pipe is allowed to slide back and forth on the support.

† Assistant Professor; Consultant, Sargent & Lundy, Chicago, Illinois.

Received 19 February 1974
 Revised 2 August 1974

Through the selection of surface materials, some degree of control can be imposed on the coefficient of friction, and hence on both the amount of displacement and level of stress in the pipeline. Gross displacement of the pipeline is prevented by a system of widely spaced anchors. Lateral movement is also facilitated by laying out the pipeline in a zigzag configuration on top of the supports. Since a cross of pipeline is a long, continuous system, it is necessary to consider the out-of-phase motion of the supports as the seismic disturbance moves along the pipeline. This is done by representing the seismic disturbance as a train of standing seismic waves which move along the pipeline at a given velocity. Since the predominant movement of the pipe occurs in the horizontal plane, the pipeline is idealized as a two-dimensional system in this plane. Therefore, only the response to horizontal ground motions is considered in this study.

The existence of sliding friction makes the problem non-linear, and the response of the system is load path dependent. It is also possible that under the influence of strong ground motion the pipe itself may exhibit some inelastic deformation at certain critical sections.

To determine the response of a system of this type to thermal, pressure and seismic loads, the use of a generalised non-linear analysis procedure which considers combined static and dynamic loadings is required. Due to the size and complexity of the problem, numerical procedures which are amenable to large scale digital computers are required. This paper describes the numerical procedures which were developed for the non-linear dynamic analysis of planar systems of this type. The computer code is then used to evaluate the seismic response of two configurations which are typical of an above-ground pipeline. In this particular study the pipeline is assumed to be supported on pile bents. The influence of variations in important parameters which affect the behaviour of the pipeline is also investigated.

METHOD OF NON-LINEAR ANALYSIS

To determine the dynamic response of the pipeline system just described, it is necessary to suitably discretize the system and to apply numerical techniques. This section describes the numerical techniques and structural discretizations which are used for this study.

The method of analysis is based on the following:

1. The mass of the system is assumed to be lumped at the nodal points.
2. Each nodal point has three degrees of freedom.
3. Shear deformations are neglected.
4. The pipe is represented by a bilinear beam element. The two-component element suggested by Clough *et al.*¹ is used.
5. The pipe supports are represented by an elasto-plastic spring element. The pipe can move relative to the support whenever the sliding friction force is exceeded.
6. Inelastic behaviour in the pipe is represented by concentrated plastic hinges which can occur at the nodal points whenever the effective plastic moment capacity of the section is exceeded.
7. The effective plastic moment capacity of the pipe section is based on the Tresca yield criterion. Developing this criterion for the principal stresses σ_1 and σ_3 requires that two cases be considered. The first arises when the signs of both stresses are the same. The criterion for this case is

$$|\sigma_1| < \sigma_y \quad (1a)$$

$$|\sigma_3| < \sigma_y \quad (1b)$$

where

σ_y = yield stress

σ_1 = longitudinal principal stress

σ_3 = circumferential principal stress

At impending yield, equation (1) becomes

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_y} = \pm 1 \quad (2a)$$

$$\frac{\sigma_3}{\sigma_y} = \pm 1 \quad (2b)$$

and substitution for the stresses yields

$$\frac{P}{\sigma_y A} \pm \frac{M}{M_p} = \pm 1 \quad (3a)$$

$$\frac{Pr}{\sigma_y t} = \pm 1 \quad (3b)$$

where

P, M, p = axial load, bending moment and internal pressure

A, Z = cross-sectional area, plastic modulus

r, t = pipe radius, wall thickness

$$M_p = \sigma_y Z$$

Equation (3a) can now be used to determine the effective plastic moment capacity (M_{ep}) of the section

$$M_{ep} = M_p \left(1 - \left| \frac{P}{\sigma_y A} \right| \right) \quad (4)$$

The second case arises when the signs of the principal stresses are opposite in which case the criterion becomes

$$\frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2} \leq \frac{\sigma_y}{2} \quad (5)$$

At impending yield this condition is

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_y} - \frac{\sigma_2}{\sigma_y} = \pm 1 \quad (6)$$

or substituting for the stresses

$$\frac{P}{\sigma_y A} \pm \frac{M}{M_p} - \frac{Pr}{\sigma_y t} = \pm 1 \quad (7)$$

From equation (7), the effective moment capacity of the section is determined as

$$M_{ep} = M_p \left(1 - \left| \frac{P}{\sigma_y A} - \frac{Pr}{\sigma_y t} \right| \right) \quad (8)$$

The temperature and pressure are static loads which must be applied to the system prior to the dynamic support motion. Due to the potential non-linearity of both the pipe and the support elements, the governing equations of statics and dynamics are both solved by a step-by-step procedure in which the system load is applied in an incremental manner. During a load increment the structure is assumed to behave linearly. Errors in the restoring force due to this assumption are then corrected in the succeeding load increment. As non-linear behaviour occurs, the incremental stiffness is modified; hence, the response of the non-linear system is approximated by the incremental response of a series of linear systems with varying stiffnesses.

The equations of static equilibrium can be written in incremental form as

$$[K_n] \{\Delta u_n\} = \{F_n\} - \{R_n\} \quad (9)$$

where

$$\{R_n\} = \sum_{r=0}^{n-1} [K_r] \{\Delta u_r\} \quad (10)$$

$[K_n]$ = incremental stiffness matrix

$\{\Delta u_n\}$ = incremental total displacement

$\{F_n\}$ = applied load vector

The total displacement is the displacement of the structure relative to the ground plus the ground displacement. In the static case the ground displacement is zero and the total displacement is the relative displacement.

The bilinear beam element is assumed to consist of an elasto-plastic component acting parallel to an infinitely elastic component. Such an element was originally suggested by Clough *et al.*² and has been described in detail.³ The stiffnesses of the two components are related as follows: k_1 = elastic component stiffness = pl ; k_2 = elasto-plastic component stiffness = ql ; and k = total element stiffness = $k_1 + k_2$. The elastic component stiffness represents the strain hardening stiffness and hence p is the rate of strain hardening. The factor q is then determined as $q = 1 - p$. Due to the non-linearity of the moment-curvature relationship, the element stiffness can be expressed in matrix form only for the linear behaviour which is assumed to occur during a load increment. The stiffness of the pipe element, k_p , during a load increment, can be expressed as:

$$[k_p] = \begin{bmatrix} \kappa_1 & 0 & 0 & -\kappa_1 & 0 & 0 \\ 0 & \kappa_2 & \kappa_3 & 0 & -\kappa_2 & \kappa_6 \\ 0 & \kappa_3 & \kappa_4 & 0 & -\kappa_3 & \kappa_6 \\ -\kappa_1 & 0 & 0 & \kappa_1 & 0 & 0 \\ 0 & -\kappa_2 & -\kappa_3 & 0 & \kappa_2 & -\kappa_6 \\ 0 & \kappa_3 & \kappa_3 & 0 & -\kappa_3 & \kappa_7 \end{bmatrix} \quad (1)$$

in which the stiffness coefficients κ include contributions from both the elastic and elasto-plastic components. The stiffness of the elasto-plastic component depends upon the yield condition at the ends of the element; hence, the following four conditions arise when developing the combined element stiffness.

Yield conditions	κ_1	κ_2	κ_3	κ_4	κ_5	κ_6	κ_7
No hinges	e	e	d	a	c	b	a
Hinge at left	e	pe	$pd+qh$	pa	$pe+qg$	pb	$pa+qf$
Hinge at right	e	$pe+qg$	$pd+qh$	$pa+qf$	pe	pb	pa
Hinges at both ends	e	pe	pd	pa	pe	pb	pa

$$a = \frac{4EI}{L}, \quad b = \frac{2EI}{L}, \quad c = \frac{6EI}{L^3}, \quad d = \frac{12EI}{L^3}$$

$$e = \frac{AE}{L}, \quad f = \frac{3EI}{L}, \quad g = \frac{3EI}{L^3}, \quad h = \frac{3EI}{L^3}$$

The incremental restoring force, ΔF_0 , in the elasto-plastic support element is governed by the following relations:

$$\left. \begin{aligned} \Delta F_0 &= k_0 \Delta v & \text{if } |F_0| < F_y \\ \Delta F_0 &= 0 & \text{if } |F_0| > F_y \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

where

k_0 = support element stiffness

F_y = force required to initiate sliding

Consequently, the following two conditions arise when developing the incremental stiffness of the support element:

Condition	Incremental stiffness
No sliding	k_0
Sliding	0

Hysteresis characteristics of these two elements are shown in Figure 2. Once the stiffnesses of the individual elements are developed, the direct stiffness method can be used to assemble the incremental stiffness matrix of the system

$$[K_s] = [K_{sp}] + [K_{ps}] \quad (13)$$

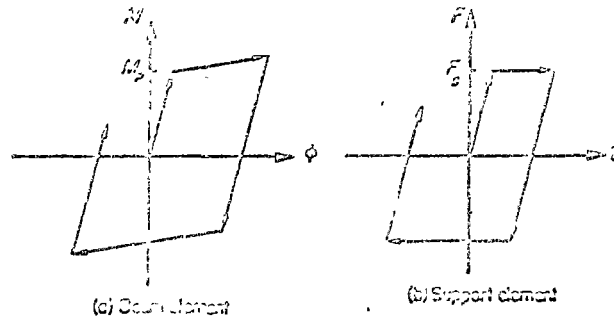


Figure 2. Hysteresis characteristics

For the structural system considered in this study the dynamic excitation is the result of time dependent support motions. Since there may be different ground motions at each support, it is advantageous to formulate the equations of motion as follows:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K_p]\{u\} + [K_s]\{v\} = 0 \quad (14)$$

where

$[K_p]$ = pipeline stiffness matrix

$[K_s]$ = support stiffness matrix

$[M]$ = diagonal mass matrix

$[C]$ = damping matrix

\ddot{u}, \dot{u}, u = total acceleration, velocity and displacement

$$v = u - r_g$$

r_g = ground displacement

Substituting for the relative displacement, v , equation (14) becomes

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = [K_s]\{r_g\} \quad (15)$$

Since the support is non-linear, the right hand side of equation (15) must be written in the form

$$[K_s]\{r_g\} = \sum_{r=1}^{\lambda} [K_{sr}]\{\Delta r_r\} = \{P_r\} \quad (16)$$

where

λ = number of static load increments

It is convenient to represent the damping matrix for the system as a linear combination of the mass and stiffness matrices. This formulation was originally suggested by Rayleigh³ and later extended by Caughey.⁴ Using this formulation, the damping matrix becomes

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (17)$$

where α and β are scalar multipliers which can be selected so as to give a desired amount of damping in any two modes of vibration. Due to the non-linearity of the stiffness matrix, damping forces are determined as follows:

$$[C]\{\dot{u}\} = \alpha[M]\{\dot{u}\} + \beta[K_s]\{\Delta u_s\} + \{D_r\} \quad (18)$$

where

$$D_i = \beta \sum_{j=1}^{i-1} [K_j] (\Delta \dot{u}_j) \quad (19)$$

Combining equations (9), (15), (16) and (13), the equations of equilibrium become

$$[K_0] \{u_i\} + c_1 [M] \{\dot{u}_i\} + \beta [H] \{\Delta \dot{u}_i\} + [K_i] \{\Delta u_i\} = \{P_i\} - \{R_i\} - \{D_i\} + \{F_i\} \quad (20)$$

It can be noted that for the static case the terms in the above equation containing either the time derivative or the ground displacement are zero and equation (20) reduces to equation (9).

The equations of motion are solved by a step-by-step integration procedure in which the acceleration during a small time increment is assumed to be constant. A direct integration over the time interval Δt yields the following equations for the acceleration and velocity at the end of the interval:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{u}_i &= \frac{4}{\Delta t^2} \{\Delta u_i\} + \{\Delta \ddot{u}_i\} \\ \dot{u}_i &= \frac{2}{\Delta t} \{\Delta u_i\} + \{\dot{u}_i\} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

in which

$$\{\Delta \ddot{u}_i\} = -\frac{4}{\Delta t} \{\dot{u}_{i-1}\} - \{\ddot{u}_{i-1}\}$$

$$\{\dot{u}_i\} = -\{\dot{u}_{i-1}\}$$

Substituting equations (21) into equation (20) reduces the equations of motion to the following pseudo-static form:

$$[K^0] \{\Delta u^0\} = \{\Delta P^0\} \quad (22)$$

in which

$$[K^0] = c_2 [M] + [K] \quad (23)$$

$$\{\Delta P^0\} = \{P_i\} - \{R_i\} - \{D_i\} - [M] \{\{\dot{u}_i\} + c_2 \{\dot{u}_i\}\} + \{F_i\} \quad (24)$$

$$\{\Delta u^0\} = \frac{2}{c_2} \{\Delta u_i\} + 2\beta \{D_i\} \quad (25)$$

$$\left. \begin{aligned} c_0 &= \frac{4}{\Delta t^2} + \frac{2c_2}{\Delta t}, & c_2 &= c_0 c_1 \\ c_1 &= \frac{1}{1 + (2\beta/\Delta t)}, & c_3 &= \alpha - 2c_2 \beta \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Equation (25) is then solved to determine the incremental displacement

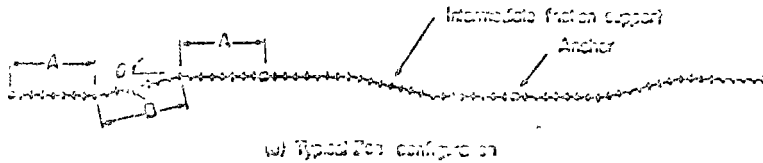
$$\{\Delta u_i\} = c_1 \{\Delta u^0\} - 2c_2 \beta \{D_i\} \quad (27)$$

Knowing the incremental displacement, a back substitution into equation (21) determines the velocity and acceleration at the end of the time interval and the process can be advanced to the next time interval.

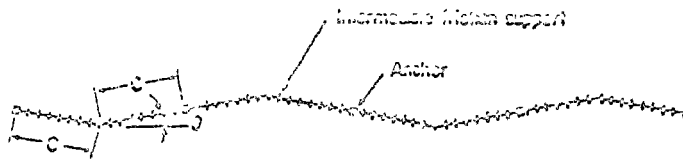
PROGRAMME OF INVESTIGATION

This section investigates the seismic behaviour of an oil pipeline which is located above-ground on friction supports. The purpose of the study is to evaluate the influence of certain critical parameters on the seismic behaviour of two standard configurations. As mentioned previously, the pipeline is laid out in a zigzag configuration in the horizontal plane to accommodate deflections caused by pressure and differential temperature. The primary configuration considered in this study is the Zee configuration shown in Figure 3(a)

In this study the inclination of the curved leg 'D' of the Zee is taken as 12.5 degrees. The two 'A' legs are 720 ft in length, and the 'D' leg is 420 ft in length. Anchors are located between adjacent Vees and intermediate friction supports are located at 60 ft intervals. A second configuration considered in this study is the Vee configuration (shown in Figure 3(b)). The legs, which are of equal length, are inclined at 11.25 degrees, and have a length of 720 ft. The total bend angle between adjacent Vees is 22.5 degrees. Anchors are located between adjacent Vees and intermediate friction supports are spaced at 60 ft intervals.



(a) Typical Zee configuration

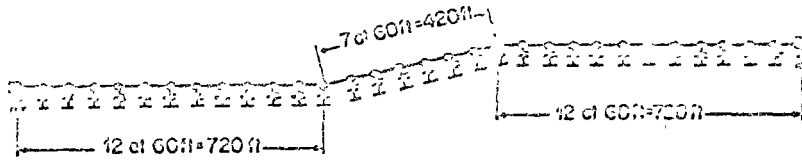


(b) Typical Vee configuration

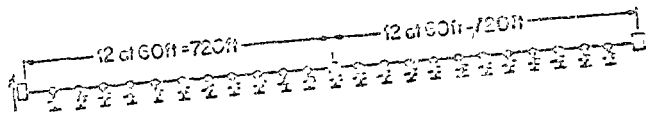
Figure 3. Pipeline configurations

The dynamic models used for these configurations are shown in Figure 4. In both cases planes of symmetry are used to reduce the size of the dynamic model, and symmetry boundary conditions are imposed at the extremities of the model. In both cases it is assumed that pipe bends are long radius bends such that the curved section can be adequately represented as a series of straight segments.

The viscous damping can be represented by equation (17) as a function of the modal periods. However, the natural periods of the pipelines considered in this study are continually changing as the pipe either commences sliding or stops and "jumps" on the individual supports. For this reason a γ and β are conservatively taken as zero and all energy dissipation is due to the action of friction and/or inelastic deformation.



(a) Zee



(b) Vee

Figure 4. Analytical models

The dynamic model of the Zee, shown in Figure 4(a), considers a complete Zee configuration from anchor point to anchor point. The dynamic model of the Vee, shown in Figure 4(b), considers a length of pipe between bends of two adjacent Vees. Note that in this model the anchor between adjacent Vees is located in

the middle of the model. In both the Z- λ and Vee configuration models, nodes are placed at each intermediate support, and the mass of the system is lumped at these locations.

In all cases studied, the pipe is 48 in in diameter with a 0.462 in wall thickness. The material is a high strength steel with a 60 ksi yield strength. The intermediate pile supports have a stiffness of 100 kips/in in both directions and the anchor supports have a stiffness of 200 kips/in.

Since the primary resistance to horizontal inertial loads is provided by the friction between the pipeline and the intermediate support bents, it is necessary to evaluate the influence of the coefficient of friction on both the static displacement and the dynamic response. This parameter will influence the initial stress level in the pipe and the amount of slippage that occurs during an earthquake.

The seismic response of a long, continuous pipeline system depends upon the manner in which the earthquake motion is input to the system. Hence, it is necessary to include the effect of the out-of-phase motion of the supports which occurs as the seismic disturbance moves along the pipeline. This is done by representing the seismic disturbance as a train of standing seismic waves which move along the pipeline at a given velocity.

Prior to the initiation of the seismic disturbance, the system receives service loads which are caused by the operating pressure and differential temperature. It is possible that these initial loads may have an important effect on the dynamic response. The differential temperature is controlled by the lowest temperature that occurs during construction and the pressure is determined by the pumping rate. During an earthquake it is quite possible that these parameters could be considerably less than the maximum design values. Therefore, two different initial loading conditions, representing upper and lower bounds, are considered in this study.

The non-linear response of a structural system depends upon the maximum acceleration, duration and frequency content of the input ground motion; therefore, it is desirable to evaluate the response for different input motions. The earthquake motions used in this study are:

1. The first 10 sec of the North-South component recorded at El Centro, California, during the earthquake of 18 May 1940.
2. The first 20 sec of the artificial earthquake B-1 developed by Jennings *et al.*⁵

The acceleration time histories of these two records are shown in Figure 5. It can be seen that the strong acceleration pulses of the El Centro record occur very early and last for only 6 sec. On the other hand, the maximum acceleration for the B-1 record is at 9.35 sec, and the duration of strong motion is about 11 sec.

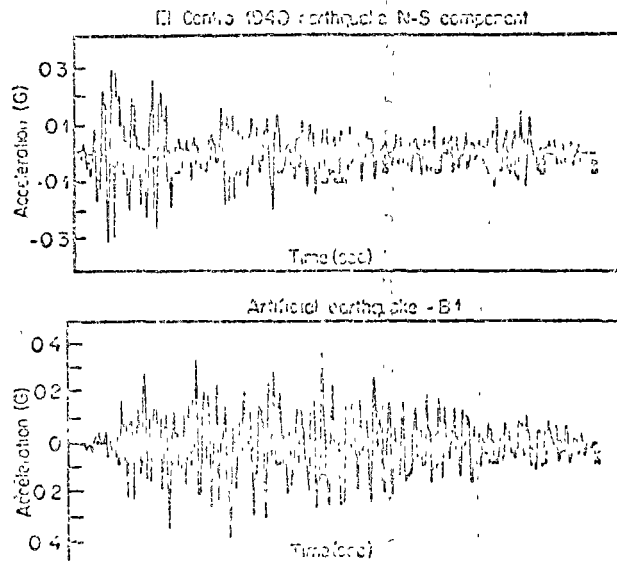


Figure 5. Earthquake accelerograms

The elastic response spectra for three two records with 2 per cent damping are shown in Figure 6. It can be seen that there are considerable differences in the response characteristics of these two records, particularly, in the lower frequency range.

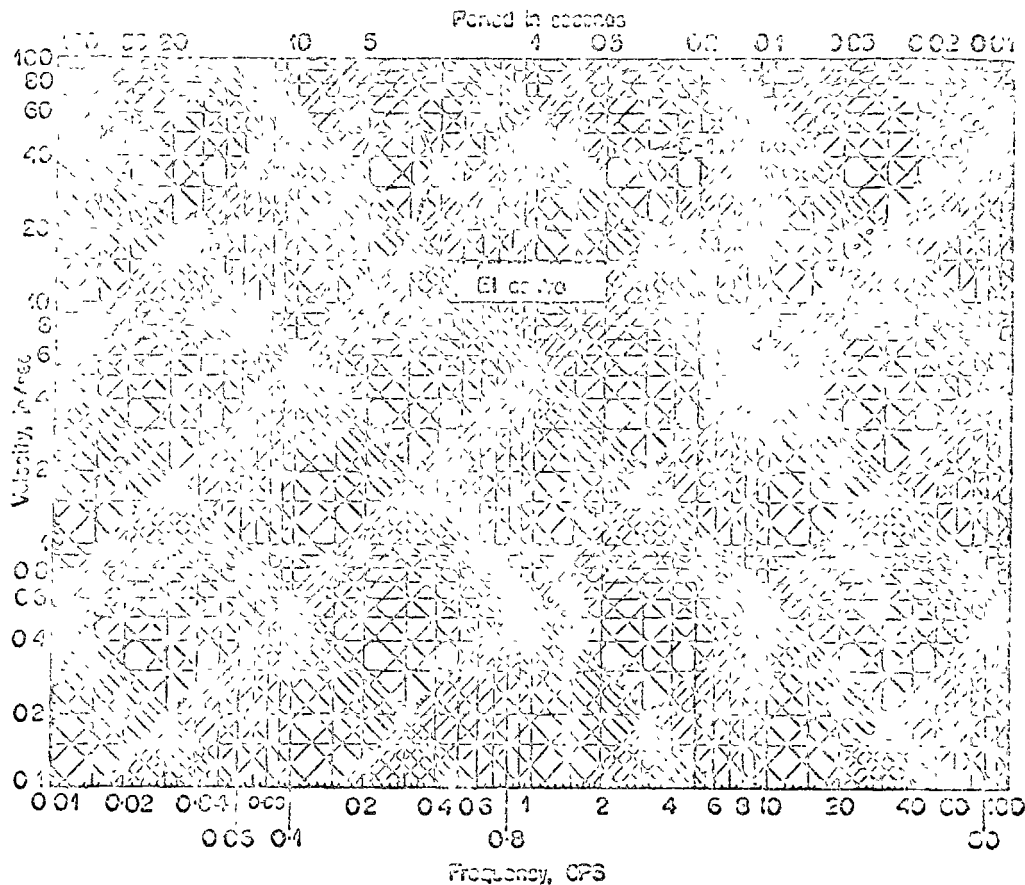


Figure 6. Response spectrum for elastic systems, 2 per cent damping

EXAMINATION OF RESULTS

The non-linear dynamic behaviour of an above-ground oil pipeline subjected to earthquake motions is evaluated by considering the effects of the following parameters: (1) pipeline configuration, (2) coefficient of friction, (3) wave velocity of seismic disturbance, (4) initial load and (5) characteristics of earthquake motion. The response is represented by time history plots of the bending moment and displacement at the critical bonds.

Effect of configuration

The emplacement of the Zee configuration before and after being subjected to 20 sec of the B-1 ground motion is shown in Figure 7. In this case the coefficient of friction is taken as 0.1 with a temperature differential of 165°F and an operating pressure of 23.2 psi. All supports are considered to be moving in phase for the dynamic analysis. The solid line, which represents the position of the pipeline in the operating condition, shows that the friction forces tend to restrict the transverse movement of the pipe and cause the deformations to be concentrated in the area of the bonds. The dash-dot line shows the position of the pipeline

following the earthquake excitation, it can be seen that the inertial forces help the pipe to overcome the restraining frictional forces and move to a less constrained position. This reduces the curvature in the pipeline deflection and hence reduces the bending moment at the critical section of the bend. A similar comparison of the displacements of the Vee configuration is shown in Figure 8. Here the dashed line shows that the friction forces tend to confine the static displacements to the area of the bend.

The dash-dot line again indicates that the earthquake tends to induce additional slippage so that the pipe can assume a more stress-free configuration. This effect can be seen in Figure 9 which shows the time histories

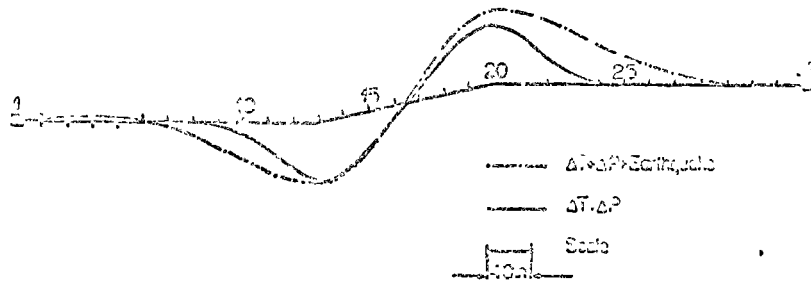


Figure 7. Displacement of Zoo configuration before and after earthquake

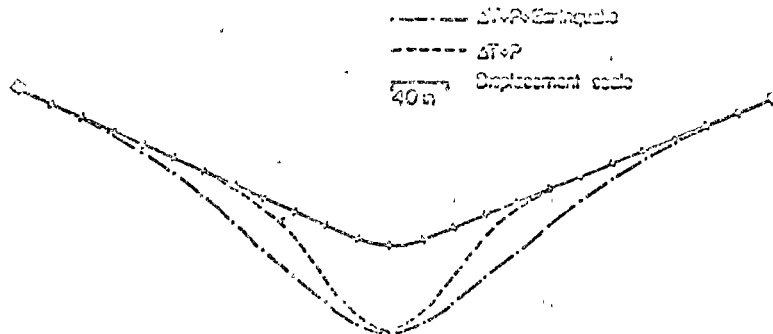


Figure 8. Displacement of Vee configuration before and after earthquake

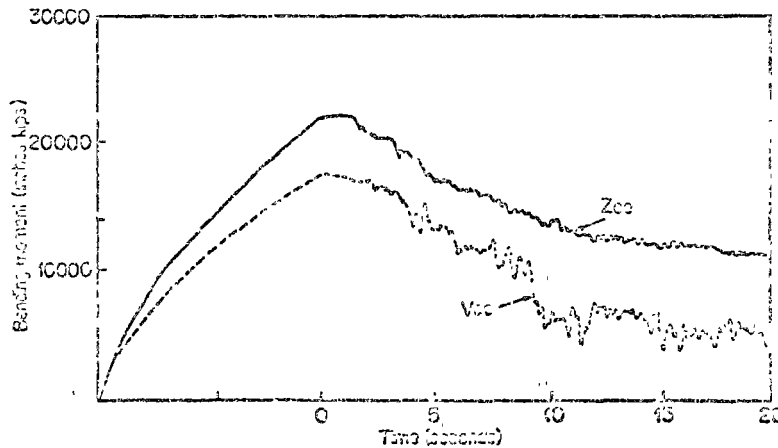


Figure 9. Influence of configuration on moment at bend, CF = 0.1

of the pipe is on the bends of both the Zee and the Vee configurations. The increase in moment due to the loss of time also repeats with the increase due to temperature and pressure. As the static operating loads are applied to the system, the initial increase in moment is linear; however, as slippage occurs the slope of the moment curve changes. The figure shows that the initial moment in the Zee is about 27 per cent greater than that in the Vee. With the initiation of the earthquake motion the moments in both configurations shake down rapidly as the pipe moves to a more stress-free configuration. The final moment in the Zee is 30 per cent of the initial value, and the final moment in the Vee is 25 per cent of the initial value. The displacements of the two configurations are compared in Figure 10. It can be seen that the displacements

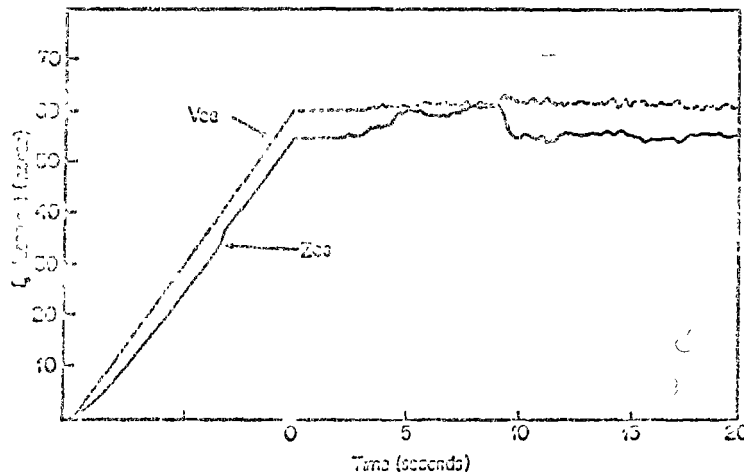


Figure 10. Influence of configuration on displacement at bend, CF = 0.1

of the two configurations are quite similar, with the displacement of the Vee being about 5 in greater than that of the Zee. It is interesting to note how well the displacements of both configurations are controlled during the dynamic excitation in that no large oscillations occur. This is primarily due to the presence of the friction forces.

Effect of friction

Through careful surface selection the designer can exercise some control over the coefficient of friction between the pipe and the support bent. The minimum coefficient of friction which can be obtained in practice is about 0.05, which represents the sliding of Teflon on a smooth, hard mating surface. A friction factor equal to zero, while impossible to obtain, represents a lower bound and helps to explain the dynamic behaviour of the friction supports. A coefficient of friction of 0.1 is considered nominal and a value of 0.3, representative of steel sliding on steel, is considered as an upper limit for this study.

The time history of the moment at the bend of the Zee configuration with different coefficients of friction is shown in Figure 11. Here the system is subjected to a temperature differential of 165°F, an operating pressure of 332 psi and the first 20 sec of the B-1 motion. As might be expected, the initial moment is smallest for the zero coefficient and largest for the 0.3 coefficient. Based on the section properties, the state of combined stress and a yield stress of 60 ksi, a moment of 35,000 in kips would be required to form a plastic hinge. Therefore, the behaviour of the pipe is elastic in all cases. It is interesting to note the dramatic influence of the coefficient of friction on the initial moment in the pipe due to the static operating conditions. It is clear that the friction coefficient is an important factor in the design of the pipe.

The dynamic behaviour is quite similar for the three friction cases but is markedly different for the zero friction case. In the presence of only a minimal amount of friction, the moment tends to shake down from

the operating condition. Examination of the response curves shows that in all three friction cases the bending moment changes down until it is 50-60 per cent of the initial value. With the zero coefficient of friction, the earthquake motion is input entirely through the anchors. In this case the dynamic bending moment tends to oscillate about the initial position, with the maximum being almost three times the initial value. It is very interesting to note how even a minimal amount of friction reduces the peak to peak amplitude of the moment response. One might think that as the coefficient of friction is reduced the response would approach that of the system with zero friction. However, this does not appear to be correct. With a lower coefficient of friction, sliding occurs earlier in the time history and also at more supports. Hence it is quite likely that the total amount of energy dissipated with either a high coefficient of friction or a low coefficient of friction is relatively constant within the range of values considered in this study.

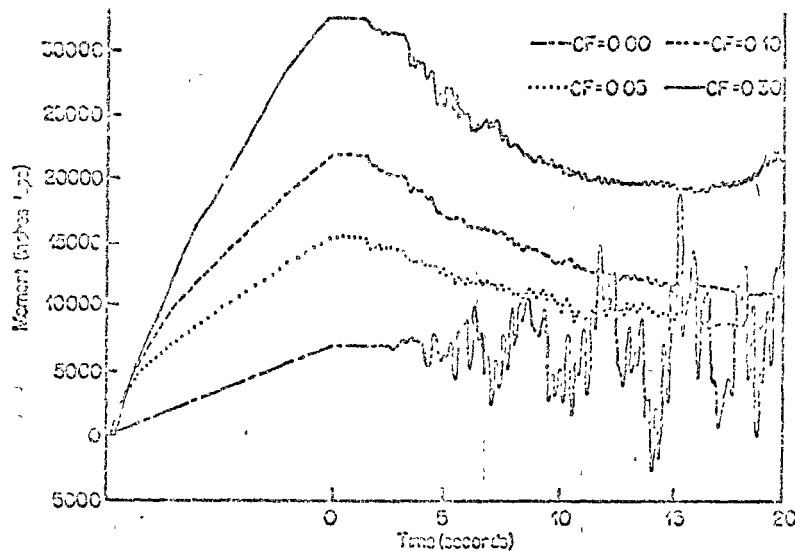


Figure 11. Influence of friction on moment at bend, B-1, Zoo

The results of this study demonstrate the importance of friction in dissipating the energy input by the earthquake. With no sliding friction, the input energy is transferred primarily into strain energy in the pipe. This results in the large oscillations in the bending moment. With sliding friction, the frictional resistance to motion tends to dissipate the input energy and a much smaller amount goes into deforming the pipe.

The displacement response for the various friction coefficients is shown in Figure 12. Here the response curves are in reverse order from Figure 10 in that the highest coefficient of friction results in the smallest displacement and the zero coefficient results in the largest displacement. The influence of friction on the amplitude of the displacement response is also apparent. It appears that in all three friction cases, the dynamic displacement is tending toward the same limiting value.

Effect of seismic wave velocity

As a seismic disturbance moves along the pipeline the various supports will be excited out-of-phase. The amount of phasing will depend on the travel time between supports, which is related to the wave velocity. For the purpose of this study, wave velocities of 1,000 ft/sec and 3,000 ft/sec are considered. The infinite wave velocity is an upper bound and represents the more conventional in-phase excitation of the supports.

The time history of the moment at the bend of the pipe subjected to a temperature differential of 165° F, an operating pressure of 602 psi and the first 10 sec of the El Centro ground motion is shown in Figure 13. In general it can be seen that the wave velocity has little effect on the moment response. This is primarily due to the influence of the friction forces. However, it can be seen that the infinite wave velocity tends to shake the moment down a little faster than the slower waves. The higher wave velocity tends to activate the inertia forces sooner and hence the pipeline moves to its final position sooner.

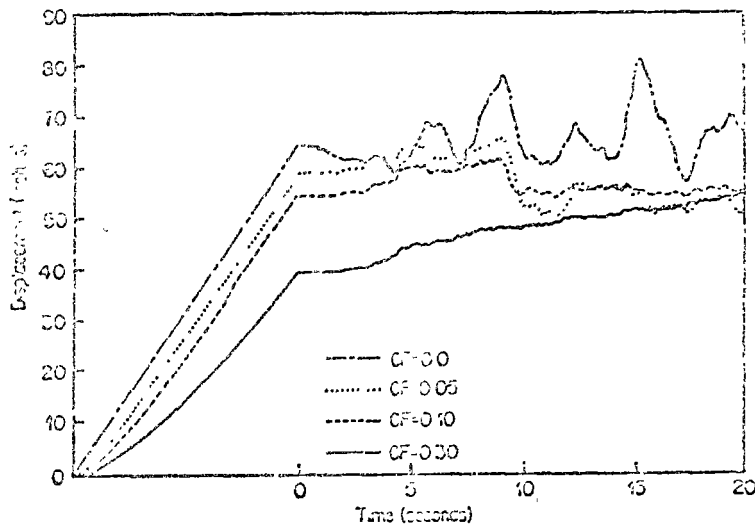


Figure 12. Influence of friction on displacement at bend, D-1, Zee

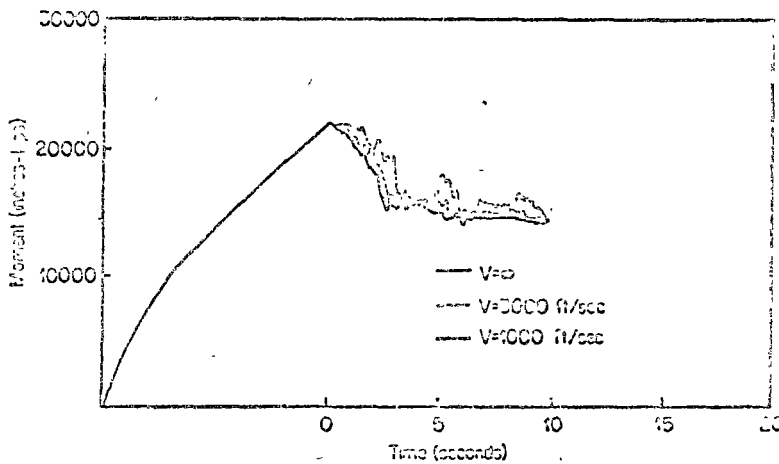


Figure 13. Influence of wave velocity on critical bending moment, El Centro, Zee

The displacement response is shown in Figure 14. Here also there is little difference in the three cases although the infinite wave velocity (in-phase input) results in slightly more total displacement than the two out-of-phase inputs.

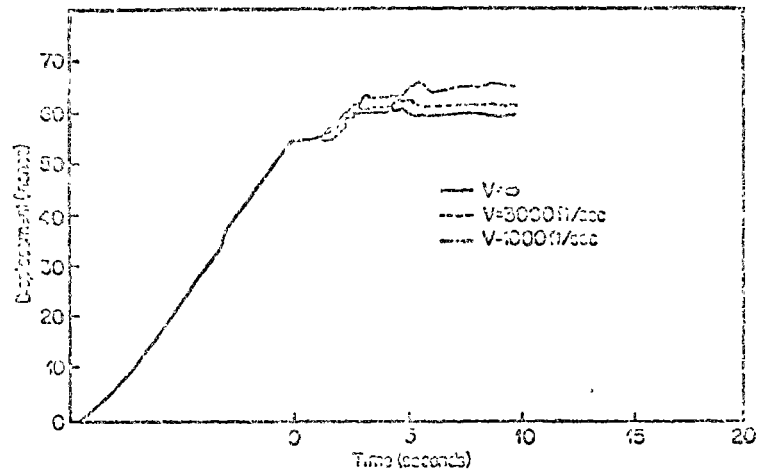


Figure 14. Influence of wave velocity on displacement at bend, El Centro, Zee

Effect of initial load

In the cases considered thus far it has been assumed that the oil in the pipeline is maintained at a constant temperature of 145°F and that construction of the pipeline can be done at temperature as low as -20°F. This results in a net temperature differential of 165°F. It is also possible that the pipeline could be constructed during the summer when the ambient temperature might be close to 90°F, resulting in a net temperature differential of 55°F. In addition, the pressure in the line could be considerably less than the 332 psi used previously due to a lower pumping rate. A pressure of 50 psi is considered to be a lower bound. The time history of the moment at the bend of the Zee under these initial conditions and the first 20 sec of D-1 is shown in Figure 15. It can be seen that the dynamic response is similar for both cases. The bending moment for the extreme initial conditions shakes down to 50 per cent of the initial value, whereas the moment for the minimal initial conditions shakes down to 43 per cent of the initial value. This indicates that the primary effect of the initial conditions is on the initial moment, and therefore the extreme conditions control the design.

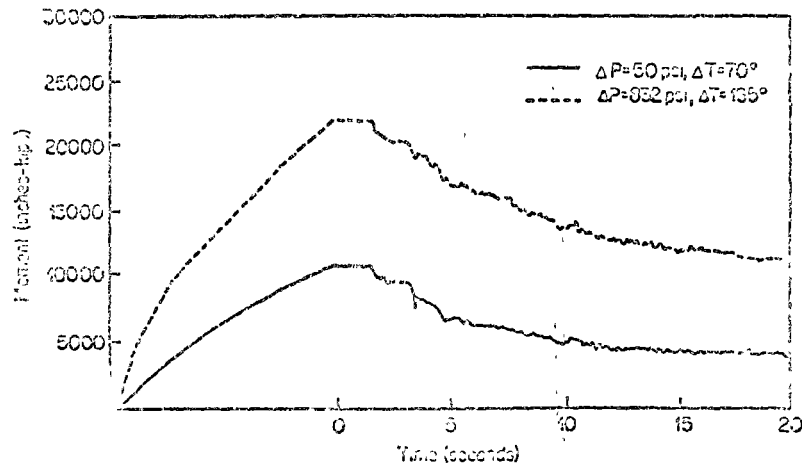


Figure 15. Influence of initial load on moment at bend, CF = 0.1, Zee

A similar effect can be seen from the displacement response shown in Figure 16. The shape of the dynamic displacement responses are similar and are simply translated up or down by the value of the initial condition. Therefore, it is concluded that the operating pressure and temperature differential have no effect on the dynamic response.

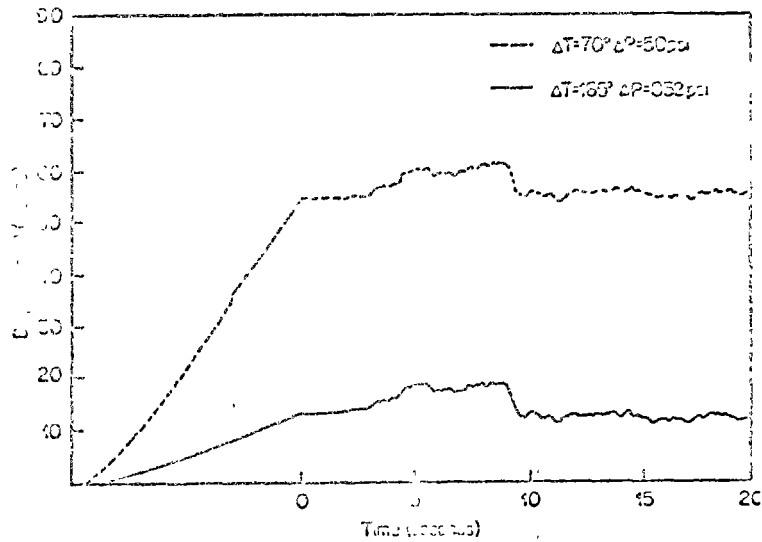


Figure 16. Influence of initial load on displacement at bend, $CF = 0.1$, Zee

Effect of earthquake motion

First, the influence of the earthquake motion on a frictionless system is considered. The time history of the moment at the bend of the Zee is shown in Figure 17. The moment under the El Centro motion reaches its maximum value 5.5 sec after the start of the excitation. On the other hand, the maximum moment under the B-1 motion does not occur until 15.5 sec after the start of the excitation because the strong acceleration pulses occur early in the El Centro record and somewhat later in the B-1 record. It can also be seen that the amplitude of the dynamic response under B-1 is about twice that under El Centro. This behaviour could be predicted from the response spectra of Figure 6 which show that at a frequency of 0.3 Hz the spectral

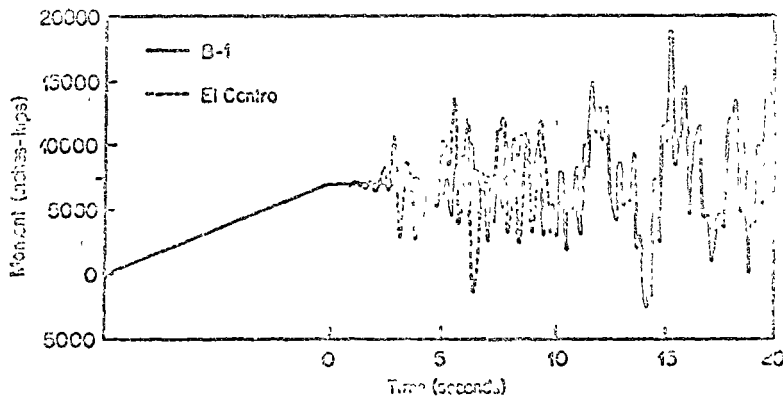


Figure 17. Influence of earthquake on moment at bend, $CF = 0.0$, Zee

acceleration of B-1 is about 2-4 times that under El Centro. A similar result can be seen in the displacement response shown in Figure 18. Here the dynamic displacement under B-1 is about 3 times greater than under El Centro. This behaviour could also be estimated from the response spectra.

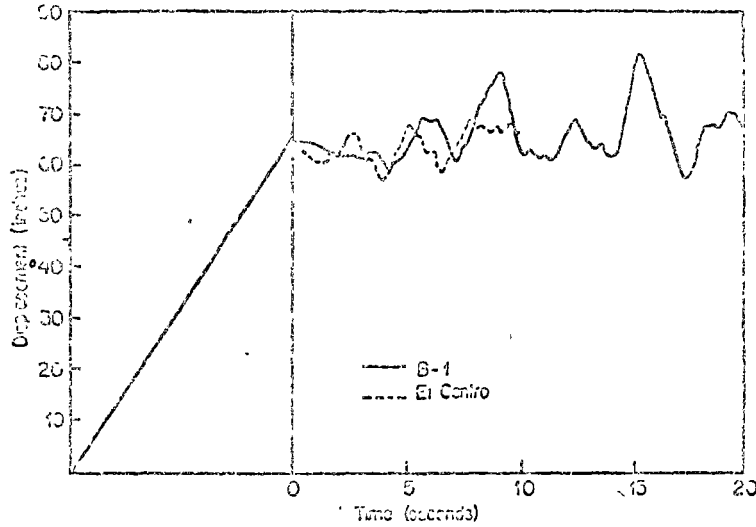


Figure 18. Influence of earthquake on displacement at bond, $CF = 0.0$, Z_{cs}

With the addition of friction, the response spectra of Figure 6 can no longer be used to estimate the response. The time history of the moment for the case with a coefficient of friction of 0.1, an operating pressure of 500 psi and a temperature differential of 165°F is shown in Figure 19. The figure shows that under the El Centro motion the moment shakes down quite rapidly. This is due to the large inertial forces which are

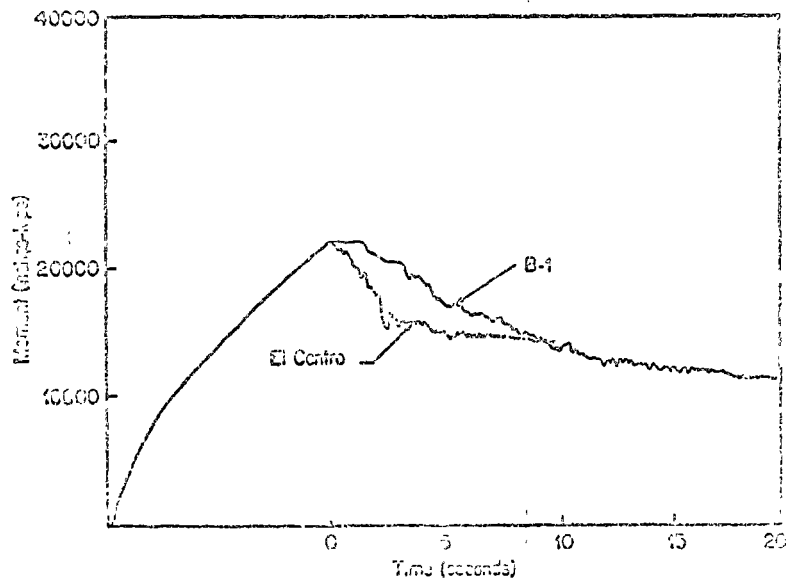


Figure 19. Influence of earthquake on moment at bond, $CF = 0.1$, Z_{cs}

attained early in the time history. The D-1 motion is a stronger earthquake motion although it builds up more slowly. Hence, under D-1 the moment shakes down to a lower value, but does so at a slower rate.

The analogous behaviour of the displacement is shown in Figure 20. While the maximum dynamic displacement is about the same, the system under El Centro reaches the maximum about 3 sec earlier. In general, the dynamic responses under both earthquakes are quite similar. It appears that the friction forces tend to diminish the effect of the different response characteristics of the input motions.

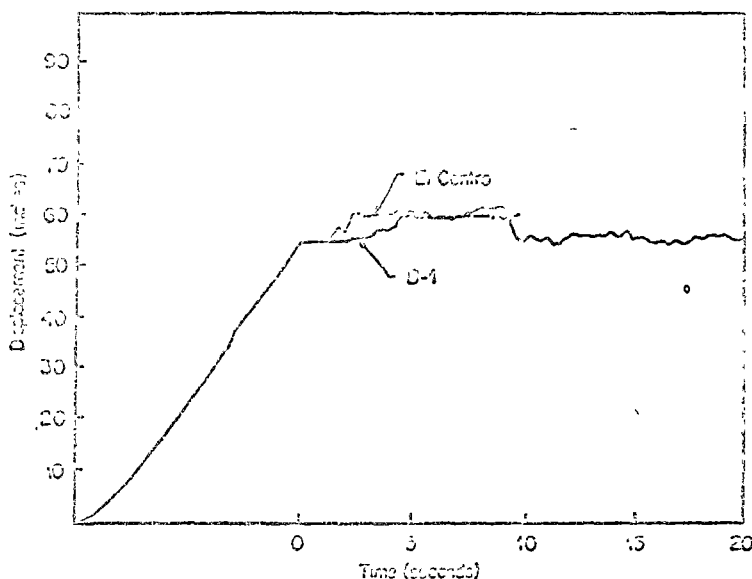


Figure 20. Influence of earthquake on displacement at bend, $CF = 0.1$, $Z=0$

CONCLUSIONS

This study has investigated the non-linear seismic behaviour of an above-ground oil pipeline on friction supports. Two configurations, which are representative of this type of system, have been considered in this study. The influence of variations in other critical parameters has also been examined.

It is important to note that the results of this study do not necessarily apply to piping configuration found in other pump stations or tank terminals. With this in mind, it is felt that the following general conclusions can be applied to above-ground oil pipelines on friction supports.

1. The presence of friction between the pipe and the support bent along with the geometry of the zigzag configuration cause the critical bending moments, due to operating pressure and differential temperature, to be concentrated in the area of the pipe bends. The inertial forces associated with the earthquake ground motion help the pipe to overcome the restraining frictional forces and move to a more stress-free configuration. The sliding friction between the pipe and the support bent is also a very effective means of dissipating the energy which is input to the system by the earthquake. Since this energy is dissipated rather than transferred to the pipeline, the amplitude of the dynamic response of the pipe is significantly reduced. This results in lower dynamic displacements and associated bending moments. Therefore, the design of the pipeline considered in this study is controlled by the static loading, and the result of the earthquake excitation is to reduce the static design moments. However, it must be noted that the dynamic forces tend to increase the displacement.
2. The coefficient of friction has a significant effect on the initial static moment in the pipe which, for the configuration considered, is the design moment. For the range of friction coefficients considered in this

- study, the dynamic behaviour is much the same. Therefore, it would appear that the lower value of friction will result in the lowest stresses, provided that the corresponding displacements can be accommodated.
3. The effect of out-of-phase input at the intermediate supports, due to the wave velocity of the seismic disturbance, is almost completely negated by the friction forces. Therefore, the use of the more conventional in-phase input is justified for pipeline analyses where frictional resistance to motion exists.
 4. The pressure and temperature differential have a predominant effect on the initial static displacement and bending moment which control the design. However, they do not have any appreciable effect on the dynamic response.
 5. Under the action of two significantly different types of earthquake motion, the dynamic response of the pipeline is basically the same in the presence of friction forces. Thus, for the pipeline system considered in this study, the friction forces tend to diminish the effects of differences in the response characteristics of different input motions.

ACKNOWLEDGMENTS

This study was performed at Sargent & Lundy and was funded in part by the Alyeska Pipeline Service Company. The writers are grateful to Mr. Conrad Jacobson and Dr. James Maple for their review of the manuscript and valuable suggestions.

REFERENCES

1. R. W. Clough, H. L. Derusha and E. L. Wilson, 'Inelastic earthquake response of tall buildings', *Proc. 3rd Wild Conf. Earthq. Engrg.*, Wellington, New Zealand, 1965.
2. J. C. Anderson and V. V. Derfere, 'Seismic behavior of multistory frames designed by different philosophies', *LERC 69-11*, Earthquake Engineering Research Center, University of California, Berkeley, October 1969.
3. Lord Rayleigh, *Theory of Sound*, Vol. I, Dover Publications, New York, 1945.
4. F. K. Chang, 'Classical normal modes in damped linear systems', *J. Appl. Mech.*, **27**, 269-271 (1960).
5. P. C. Jennings, G. W. Neulmer and N. C. Fen, 'Simulated earthquake motions', *Earthq. Engrg. Lab.*, California Institute of Technology, Pasadena, California, 1967.

INDUCED TORSIONAL OSCILLATIONS IN SYMMETRICAL STRUCTURES

W. K. TEO*

Department of Civil Engineering and Engineering Mechanics, McMaster University, Hamilton, Ontario, Canada

SUMMARY

A study is made on the torsional and lateral motions of non-linear symmetrical structures subjected to lateral ground motion. The torsional and lateral response of a single mass symmetrical system subjected to sinusoidal ground motion is investigated. The load-displacement relationship of the resisting elements is taken to be weakly non-linear of a softening type. It is shown that non-linear coupling exists between the lateral and rotational motions. For sinusoidal lateral response, the torsional motion equation can be cast in the form of a Mathieu equation. The likelihood of induced torsional responses is then studied in terms of unstable regions in the parametric amplitude-frequency parameter space. The implication of this type of non-linear torsional-lateral coupling to the response of real symmetrical structures subjected to actual earthquake ground motion is then discussed.

INTRODUCTION

Field observations on earthquake damages show many examples of structural member failure due to torsional motion of the overall structure.¹ The torsional motion is generally caused by the asymmetry of the building. Recently, studies have shown that even symmetrical structures are susceptible to torsional vibration due to earthquake ground excitation. Newmark² indicates symmetrical structures may be excited into torsional motion due to the rotational component of ground motion about a vertical axis. McErmer³ shows that a linear elastic symmetrical building can be excited into torsional oscillation provided that the natural frequencies of the structure are close to one another. This fact is also noted by Kintzel.⁴

Another source of induced torsional response is due to the non-linear force-deformation characteristics of the resisting elements. This may be termed as a non-linear torsional effect. By means of analog computation, Tanaka, In, Kobori and Kaneda⁵ have indicated the excitation of torsional oscillations in symmetrical structures subjected to idealized ground excitation due to non-linear torsional effect. In a previous paper,⁶ the response of a single mass symmetrical structure containing non-linear resisting elements excited by actual ground acceleration records was studied. Due to the complexity of the problem, no analytical study was made and the response was computed numerically. It was shown there that torsional oscillations can be excited by means of translational excitation. The induced torsional response arises as a result of non-linear coupling between the translational and torsional motions.

The purpose of the present paper is to provide a better understanding of this non-linear torsional coupling mechanism. To achieve this, the same symmetrical single mass system is studied. However, in order to illustrate clearly the mechanics of this coupling mechanism, the load displacement relationship for the resisting elements is taken to be weakly non-linear of a softening type and the ground motion input is taken to be sinusoidal. Under such simplifications, it is shown that the equation of torsional motion is governed by a Mathieu type equation and the conditions under which torsional responses will be initiated can be expressed conveniently as stability curves. It is shown that in this case, the system is particularly susceptible to torsional oscillation when the natural torsional frequency is close to the natural lateral frequency of the structure. The implication of this mechanism causing torsional response of structures subjected to actual earthquake ground motion is then discussed.

*Associate Professor.

*Received 21 June 1974
Revised 10 September 1974*

7. REFERENCIAS

1. W.P. Simmons, "Experiences with flow-induced vibrations", Journal Hydraulics Division, Proc. ASCE (jul 1965)
2. J. Pormakian, "Vibration of the Grand Coulee pump-discharge lines", Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME (jul 1954)
3. O.A. Rascón e I. Mora, "Estudio detallado de las vibraciones en la obra de toma de la presa Adolfo López Mateos (Humaya) incluyendo tuberías, válvulas y estructuras anexas", Informe a la Secretaría de Recursos Hídricos, Instituto de Ingeniería, UNAM, Mexico, D.F. (dic 1969)
4. B. Martínez, O.A. Rascón y H. Rodríguez, "Mediciones adicionales de las vibraciones en las válvulas de la presa Adolfo López Mateos", Informe a la Secretaría de Recursos Hídricos, Instituto de Ingeniería, UNAM, México, D.F. (dic 1970).
5. B. Martínez y O. A. Rascón, "Estudio de las vibraciones en la planta hidroeléctrica de Ixtapantongo", Informe a la Comisión Federal de Electricidad, Instituto de Ingeniería, UNAM, México, D.F. (mayo 1971)
6. R.C. Dubes, The Theory of applied probability", Prentice Hall (1968)
7. D.D. Barkan, "Dynamics of bases and foundations", McGraw-Hill (1962).
8. S. Timoshenko, "Vibration problems in engineering", D. Van Nostrana Co. (1961).
9. "Specifications for welded highway and railroad bridges", AWS-D2-60-63, American Welding Society (1963).
10. "Structural steel for buildings. Appendix B, Fatigue", American Institute of Steel Construction (1969).
11. W.H. Munse, "Fatigue of welded steel structures", Welding Research Council, Nueva York (1964).
12. J.E. Stallmayer y R.M. Morrison, "The fatigue properties of low alloy and carbon structural steels", Civil Engineering Studies, Structural Research Series No. 146, University of Illinois, Urbana.
13. L.A. Harris, G.E. Nordmark y N.M. Newmark, "Fatigue strength of butt welds in structural steels", Civil Engineering Studies, Structural Research Series No. 102, University of Illinois, Urbana.
14. O.W. Blodgett, "Design of welded structures" The Lincoln Electric Foundations (1967).

B I B L I O G R A F I A

- Process Equipment Design
Lloyd E. Brownell, Edwin H. Young,
John Willey.

- Stresses in Large Horizontal Cylindrical
Pressure Vessels on Two Saddle Supports
Zick L. P.
Welding J. (N.Y.) Res. Suppl., 30 (1951)

- Formulas for Stress and Strain
Roark
Mc Graw Hill

- Piping Handbook
Sabin Crocker
Mc Graw -Hill

DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO

PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS

DR. PORFIRIO BALLESTEROS BAROCIO

Jefe de la Sección de Estructuras
División de Estudios Superiores
Facultad de Ingeniería, UNAM
Tel.: 548.09.50

ING. JAIME SANCHEZ SALAMANCA i

Proyectista en Plantas de Bombeo
Depto. de Ing. Electromecánica, S. R. H.
P. de la Reforma 51-1º
Tel.: 566.92.60

M. en I. Francisco Javier Echavarría Alfaro

Gerente de Estudios y Proyectos
Consultores, S.A.
Insurgentes Sur 452-507 Despacho
Tel.: 584.77.88

Dr. Gabriel Echávez Aldape

Coordinador de la Secc. de Hidráulica
Div. de Est. Sup., Fac. de Ing. UNAM
Tel.: 548.97.95 y 548.65.60 y 00 Ext. 415

M. en I. Roberto Rincón Gutiérrez

Jefe del Laboratorio de Hidráulica
Facultad de Ingeniería, UNAM
Tel.: 548.97.95

M. en I. Gilberto Sotelo Avila

Jefe del Depto. de Ingeniería Civil, Topografía y Geodesia
Facultad de Ingeniería, UNAM
Tel.: 548.96.69

Dr. Raúl Cuellar Chávez

Gerente General
Empresa Descentralizada Estatal para la Previsión y
Control de la Contaminación del Agua
Edificio Lycesa Local 9
Toluca, Edo. de Méx.



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS
DE TUBOS

DIRECTORIO DE PROFESORES

ING. FRANCISCO AGUIJAR LOPEZ DE NAVA
JEFE DE LA DIVISION DE INGENIERIA
SUBDIRECCION DE INGENIERIA DE PROYECTO
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
AV. DE LOS 100 METROS No. 152
MEXICO 14, D.F.
TEL: 567.82.02
PROFESOR
FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM

ING. RAUL MENDOZA MATA
JEFE DEL DEPARTAMENTO DE
ANALISIS DE ESFUERZOS
SUBDIRECCION DE INGENIERIA DE PROYECTO
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
AV. DE LOS 100 METROS No. 152
MEXICO 14, D.F.
TEL: 567.66.00 ext. 2313
PROFESOR
FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM

ING. ALFONSO MORALES GARCIA
DIRECTOR DE PROYECTOS
CONSULTORES, S.A.
INSURGENTES SUR 451 - 507
MEXICO, D.F.
TEL: 584.77.88
PROFESOR
FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM



DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS (DEL 23 DE AGOSTO AL 11 DE OCTUBRE DE 1976)

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
1. ING. MIGUEL ANGEL ARCOS SANTOS Antillas 913-304 Col. Portales México 13, D. F. Tel: 6720903	INGENIERIA Y PROCESAMIENTO ELECTRONICOS, S. A. San Lorenzo 153-7o. Piso Col. del Valle México 12, D. F.
2. HECTOR CASTILLO GUTIERREZ Asia No. 60 Col. Romero Rubio México 9, D. F. Tel: 5713798	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO
3. JUAN L. CASTRO MONTES DE OCA Cerro del Huitzilac 134-2. Col. Campestre Churubusco México 21, D. F. Tel: 5447296	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO
4. ING. LUCIANO DE LA ROSA ARELLANO Plaza de la Perdiz No. 28 Lomas Verdes Naucalpan, Edo. de México Tel: 5721468	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A. Av. Melchor Ocampo No. 171 Col. Anáhuac México, D. F.
5. ING. FRANCISCO DIAZ DE LEON AMAYA Manuel González No. 42 Edif. Baja California Entrada "E" Dpto. 709 Tlatelolco México 3, D. F. Tel: 5545541	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO Balderas No. 55 México, D. F.
6. RODOLFO DIAZ MALDONADO Av. Ixtaccihuatl No. 243 Col. Moctezuma 1a. Sección México 9, D. F. Tel: 5422776	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO
7. JOSE LUIS ESCOBAR ACOSTA Valle de Corzos No. 25 Valle de Aragón, Edo. de México	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS (DEL 23 DE AGOSTO AL 11 DE OCTUBRE DE 1976)

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
8. ING. R. ARTURO ESPINOSA MEDINA Av. Mollendo No. 1038-11 Residencial Zacatenco México 14, D. F. Tel: 5867914	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO
9. ING. JOSE R. FUENTES MONDRAGON Mar de las Nubes No. 103 Cd. Brisa Naucalpan, México	INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL Paseo de la Reforma No. 492 México, D. F.
10. JORGE GOMEZ VIDAL Oriente 51 No. 343-12 Villa de Cortes México 13, D. F. Tel: 5799395	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO
11. FRANCISCO GONZALEZ JIMENEZ Gov. L.G. Vieyra No. 39 Dep. 28 San Miguel Ihap, México 18, D. F.	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO
12. ALBERTO GRUNSTEIN LOPEZ Czda. de Ticomán No. 1333 Col. Ticomán México 14, D. F. Tel: 5861653	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO
13. JOSE LUIS GUILLEN UTRILLA Edificio G-6 Depto. 43 Unidad Lomas de Plateros México 19, D. F. Tel: 6510359	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO
14. MARIA DEL CARMEN GUADALUPE HERNANDEZ Norte 9-A No. 4612 Col. Defensores de la República México 15, D. F. Tel: 5372022	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS (DEL 23 DE AGOSTO AL 11 DE OCTUBRE DE 1976)

NOMBRE Y DIRECCION

EMPRESA Y DIRECCION

15. ING. AGUSTIN IZETA GONZALEZ
Fco. del Paso y Troncoso No. 136
B-14
Col. Jardín Balbuena
México 9, D. F.
Tel: 7683420
16. ING. ANDRES A. MARQUEZ ALARCON
Av. Universidad 1953
Edificio 29 Depto. 301
Copilco-Universidad
México 20, D. F.
Tel: 5506862
17. SERGIO MARTINEZ OLIVER
Virginia No. 115
Col. Nativitas
México 13, D. F.
Tel: 5328538
18. OSCAR MEJIA MARTINEZ
Felipe Angeles No. 39-2
Revolución
México 9, D. F.
19. DAVID MELGOZA FIGUEROA
Norte 86 No. 5628
Col. Gertrudis Sánchez
México 14, D. F.
20. ING. JOSE DE JESUS MORALES M.
Priv. Tezozomoc No. 19 M.A.
Las Trancas
México 16, D. F.
Tel: 5619646

ICATEC, S.A.
González de Cosío No. 24
México 12, D. F.

DIRECCION DE AGUAS Y SANIAMIENTO
(D.D.F.)
Dr. Pascua No. 75
Col. Doctores
México, D. F.

COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO

COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO

INGENIERIA Y PROCESAMIENTO ELECTRONICO, S.A.
San Lorenzo 153-7o. Piso
Col. del Valle
México 12, D. F.

COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS (DEL 23 DE AGOSTO AL 11 DE OCTUBRE DE 1976)

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
21. ING. CONSTANTINO MUÑOZ COLORADO Av. La Carreta Edif. 70-B-003 Villa Coapa México 22, D. F. Tel: 5945657	INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL Durango No. 291 México, D. F.
22. ING. MIGUEL NOLASCO MEJIA P. Nolasco 421 Col. Cuauhtepc México 14, D. F. Tel: 7812685	GENERAL MOTORS DE MEXICO Av. Industria Automotriz Toluca, Edo. de México
23. ALBERTO NUÑEZ PEÑA Marmolería No. 26 Col. 20 de Noviembre México 2, D. F. Tel: 5224454	GUANOS Y FERTILIZANTES DE MEXICO Km. 31 1/2 Carretera México Cuautitlan
24. ING. ARTURO GROPEZA RAMIREZ Edificio C-23 Dep. 51 Col. Mixcoac México, D. F. Tel: 5666646	CONSTRUCCIONES ORVI, S.A. Ave. Juárez No. 127-20 México, D. F.
25. SALVADOR PEREZ PEREZ Ciencias 63-3 Col. Escandón México 18, D. F. Tel: 5158739	COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE MEXICO
26. ING. RAFAEL QUINTERO RODRIGUEZ México, D. F.	RIEGOS MODERNOS, S. A. México, D. F.
27. ING. HUGO RAMIREZ MANZANO Pérez de León 44-2 Niños Héroe de Chapultepec México 13, D. F. Tel: 5903429	INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL Durango 291-3er. Piso México, D. F.

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE PROYECTO HIDRAULICO Y ECONOMICO
GENERAL DE SISTEMAS DE TUBOS (DEL 23 DE AGOSTO AL 11 DE OCTUBRE DE
1976)

NOMBRE Y DIRECCION

EMPRESA Y DIRECCION

- | | |
|--|--|
| 28. TOMAS MIGUEL RAMIREZ SANTILLAN
Rosas de Mayo No. 161
Col. Benito Juárez
México 9, D. F. | COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE
MEXICO |
| 29. ING. ADOLFO REYES R.
Guerrero No. 46
Col. Héroes de Padlerna
México 20, D. F.
Tel: 5682513 | TUBOS Y ELEMENTOS PRESFORZADOS.S.A.
Km. 18 1/2
Carretera Libre a Puebla |
| 30. CARLOS ROMHAN CABELLO
Calle 8-116-18
Col. Independencia
México 13, D. F.
Tel: 5237296 | COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE
MEXICO |
| 31. MIGUEL A. RUIZ CERVANTES
Uxmal No. 56
Col. Narvarte
México 12, D. F.
Tel: 5195219 | SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
Paseo de la Reforma 77-9o. Piso
México 9, D. F. |
| 32. SERGIO A. RUIZ PEREZ
Peña y Peña 60-5
México 1, D. F.
Tel: 5291320 | COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE
MEXICO |
| 33. SERVANDO SANCHEZ GARCIA
Norte 70-A No. 6023
Col. Aragón Inguaran
México 14, D. F.
Tel: 5513841 | COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE
MEXICO |
| 34. MARCELINO SONI GUTIERREZ
San Antonio Tomatla No. 16-3
Col. Morelos
México 1, D. F. | COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE
MEXICO |

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS (DEL 23 DE AGOSTO AL 11 DE OCTUBRE DE 1976)

NOMBRE Y DIRECCION

EMPRESA Y DIRECCION

35. ING. PABLO SOSA CABALLERO
Sur 103 No. 642
Sector Popular
México 13, D. F.
Tel: 5827138

DIRECCION DE AGUAS DEL D.D.F.
Dr. Pascua No. 75
Col. de los Doctores
México 7, D. F.

36. ALVARO V. VILLASANA GUAL
Providencia No. 801-15
Col. del Valle
México 12, D. F.
Tel: 5237765

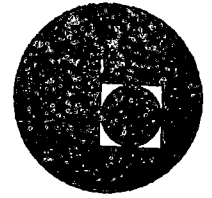
COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE
MEXICO

37. LUIS ARMANDO ZAVALA PEREZ
Ramón Corona No. 16
Atzacualco
México 14, D. F.

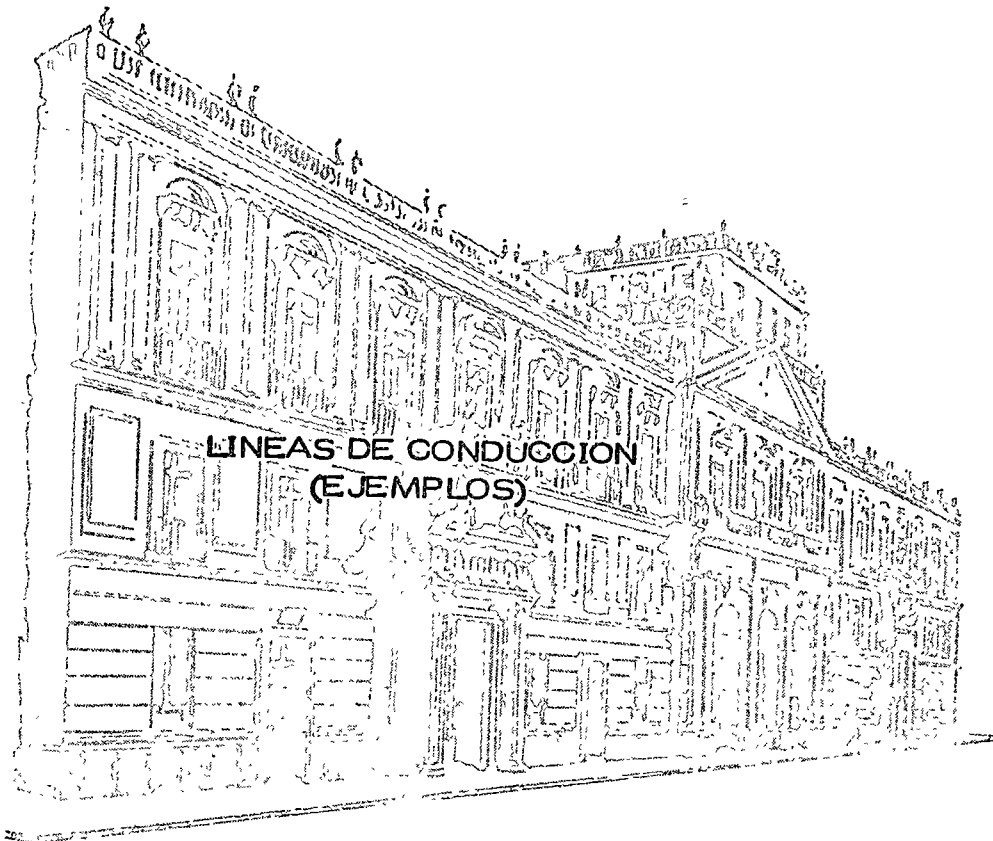
COMISION DE AGUAS DEL VALLE DE
MEXICO



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS



ING. ALFONSO MORALES GARCIA .

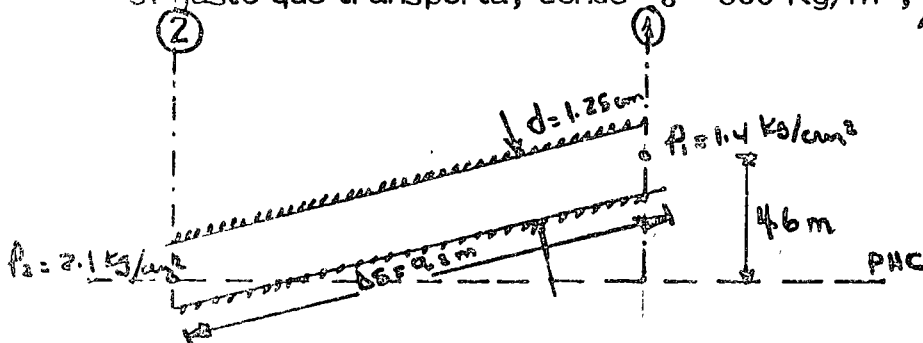
Ref. : HIDRAULICA GENERAL, VOL. 1
ING. GILBERTO SOTELO AVILA

STINE YOUNG, INC. 1950
2101 1st St. S.W. Seattle, Wash.
Phone 425-2101



EJEMPLO :

Determinar la Dirección del flujo en el tubo mostrado en la figura, así como el gasto que transporta, donde $\gamma = 800 \text{ Kg/m}^3$, $\mu = 0.14 \times 10^{-2} \text{ Kg seg/m}^2$.



SOLUCION :

Aplicando la ec. de la energía

$$\frac{p_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_f$$

Primero veamos la dirección del flujo

$$\frac{p_1}{\gamma} + Z_1 = \frac{(1.4) \times 10^4}{(800)} + 4.6 = 22.10 \text{ m}$$

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{2.1 \times 10^4}{800} = 26.25 > 22.10 \quad \therefore \text{ el flujo va de } 2 \rightarrow 1$$

Como las velocidades en 2 y en 1 son iguales, la pendiente de fricción es cte. y vale.

$$S = \frac{d}{ds} \left(\frac{p}{\gamma} + z \right) = \frac{26.25 - 22.10}{9.2} = 0.451$$

Suponiendo flujo laminar si sabemos que $f = 64/Re$

$$y \quad S_f = \frac{f}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$S_f = \frac{64}{ReD} \frac{V^2}{2g} = \frac{64}{VD^2} \frac{V^2}{2g} = \frac{32\mu}{\rho D^2 g V}$$

$$V = \frac{S_f \gamma D^2}{32\mu} = \frac{0.451 \times 800 \times (0.0125)^2}{32 (0.14 \times 10^{-2})} = 0.43 \text{ m/seg}$$

$$Q = AV = \frac{\pi}{4} D^2 V = \frac{\pi}{4} (0.0125)^2 (0.43) = 0.527 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$Q = 0.527 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{seg}$$

Veamos el Re

$$\rho = \frac{800}{9.8} = \frac{\gamma}{g} = 81.63 \text{ Kg seg}^2/\text{m}^4$$

$$\nu = \frac{0.14 \times 10^{-2}}{81.63} = 0.175 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$\text{Re} = \frac{0.43 \times 0.0125}{0.175 \times 10^{-4}} = 307.1 < 2300$$

Luego entonces es efectivamente flujo laminar

$$f = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{307.1} = 0.208$$

EJEMPLO :

Determinar el Diámetro de un tubo de acero ($\epsilon = 0.0000458$ m) necesario para transportar $0.250 \text{ m}^3/\text{seg}$ de aceite, de viscosidad cinemática $\nu = 0.00001 \text{ m}^2/\text{seg}$, a una distancia de 3000 m con una pérdida de fricción de 23 m.

SOLUCION :

1° De la fórmula de Darcy-Welsbach

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = f \frac{L}{D} \frac{Q^2}{2g\pi^2 D^5}$$

$$D^5 = \frac{8 L Q^2}{g \pi^2 h_f} f = \frac{8 (3000) (0.25)^2}{9.81 (\pi^2) (23)} f = 0.674 f$$

$$\boxed{D^5 = 0.674 f}$$

2° Además :

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{4 Q D}{\pi D^2 \nu} = \frac{4 \times 0.25}{\pi (D) (0.00001)} = \frac{31831}{D}$$

$$\boxed{Re = \frac{31831}{D}}$$

3° Suponemos $f = 0.02$

$$D = \sqrt[5]{0.674 \times 0.02} = 0.423$$

4° Con este valor de D se obtiene :

$$Re = \frac{31831}{0.423} = 75251$$

5° Asimismo $\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.0000458}{0.423} = 0.000108$

6° Del diagrama de Moody

$$f = 0.0195$$

7° $D = \sqrt[5]{0.674 \times 0.0195} = 0.42 \text{ m.}$

$$\boxed{D = 0.42 \text{ m.}}$$

Determinar el gasto que fluye en un tubo de acero de 0.30 m de diámetro, que conduce agua potable con temperatura de 15° C, si se especifica que la pérdida de fricción sea de 1.20 m por cada 100 m de tubería ($\epsilon/D = 0.00085$).

SOLUCION:

1° Se supone $f = 0.0188$ para un Re grande.

2° De la fórmula de Darcy-Weisbach, tenemos :

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{hfD}{fL} = \frac{1.20 \times 0.20}{0.0188 \times 100} = 0.1915 \text{ m}$$

$$V = 1.939 \text{ m/seg.}$$

3° Para agua a 15° C $\nu = 1.145 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$

4° Se determina Re

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{1.939 \times 0.30}{1.145 \times 10^{-6}} = 508035 > 2300 \text{ flujo turbulento}$$

5° Del Diagrama de Moody

$$f = 0.0195$$

$$6° \frac{V^2}{2g} = \frac{1.20 \times 0.30}{0.0195 \times 100} = 0.185 \quad V = 1.905 \text{ m/seg}$$

$$7° Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{1.905 \times 0.30}{1.145 \times 10^{-6}} = 499 \ 130$$

8° Del Diagrama de Moody $f = 0.0195$

$$9° Finalmente Q = AV = \frac{\pi}{4} (0.3)^2 \times 1.905 = 0.135 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q = 135 \text{ lts/seg.}$$

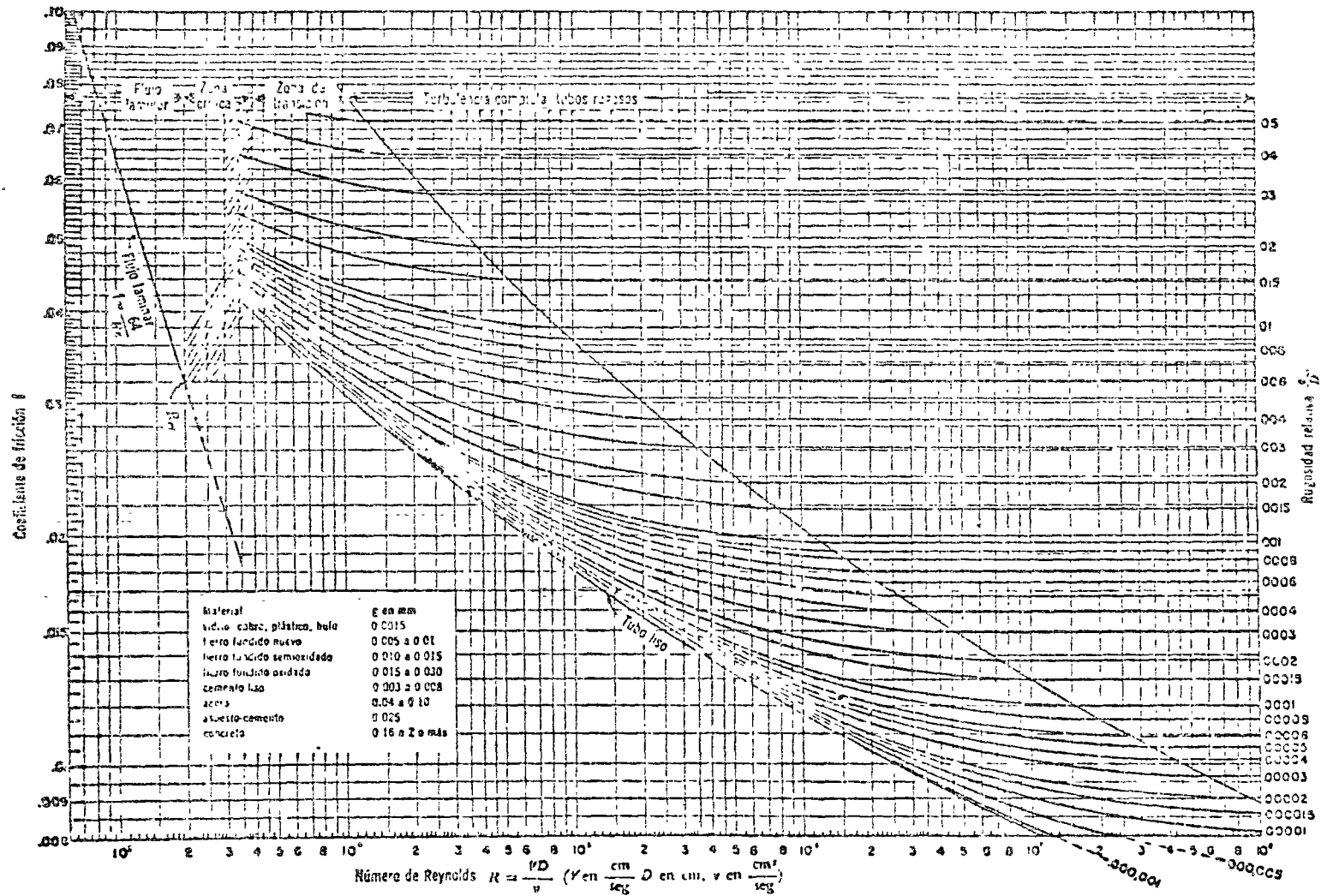
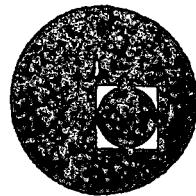


Figura 8.3. Coeficiente de fricción para cualquier tipo y tamaño de tubo; diagrama universal de Moody.





centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS
DE TUBOS

EJEMPLOS DE APLICACION
LINEAS DE CONDUCCION

ING. ALFONSO MORALES GARCIA
OCTUBRE DE 1976.



Faint, illegible text or markings, possibly bleed-through from the reverse side of the page, located at the bottom center.



- ① CALCULAR LA PERDIDA DE ENERGIA POR FRICCION EN UN TRAMO DE TUBO LISO DE 153 m DE LONGITUD Y 0.10 m DE DIAMETRO, DONDE FLUYE ACEITE DE PESO ESPECIFICO $\rho = 930 \text{ Kg/m}^3$, VISCOSIDAD $\mu = 0.00486 \text{ Kg-seg/m}^2$, SI LA VELOCIDAD MEDIA ES:

a) $U = 0.60 \text{ m/seg}$

b) $U = 3.00 \text{ m/seg}$

Solución a).

El Número de Reynolds es:

$$Re = \frac{U D \rho}{\mu} = \frac{0.60 \times 0.10 \times 930}{9.8 \times 0.00486} = 1172 < 2000$$

Luego el flujo es laminar y \therefore

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1172} = 0.0546$$

La pérdida por fricciones:

$$F = f \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g} = 0.0546 \times \frac{153}{0.10} \frac{(0.60)^2}{2 \times 9.81} = 1.535 \text{ m.}$$

$$F = 1.535 \text{ m.}$$

Solución b) Siguiendo un procedimiento semejante:

$$Re = \frac{U D \rho}{\mu} = \frac{3 \times 0.10 \times 930}{9.8 \times 0.00486} = 5858 > 2000$$

Luego el flujo es turbulento.

Del diagrama de Moody, para un tubo liso $f = 0.0356$

$$F = 0.0356 \frac{153}{0.10} \frac{(3)^2}{2 \times 9.81} = 25.01 \text{ m.}$$

$$F = 25.01 \text{ m.}$$

②

DETERMINAR EL DIAMETRO NECESARIO PARA UNA TUBERIA DE 100 m DE LONGITUD QUE TRANSPORTA 10 lts/seg DE AGUA, EN LA CUAL SE DEBE VENCER UNA CARGA DE 5.0 m DEBIDA A LAS PERDIDAS POR FRICCION. A LA TEMPERATURA DE TRABAJO, EL PESO ESPECIFICO DEL AGUA ES 1000 Kg/m^3 Y LA VISCOSIDAD DINAMICA DE $1.167 \times 10^{-2} \text{ Kg} \cdot \text{seg}/\text{m}^2$. ADEMÁS SE SABE QUE LA VELOCIDAD MEDIA ES

$$\bar{u} = \frac{8 S_f D^2}{32 \mu}$$

SOLUCION.

La pendiente de fricción vale:

$$S_f = \frac{5}{100} = 0.05$$

De la ee. de continuidad y de la que proporcione la veloc. media, resulta:

$$D = \left(\frac{128 \mu Q}{\pi \delta S_f} \right)^{1/4} = \left(\frac{128 \times 1.167 \times 10^{-2} \times 0.010}{\pi \times 1000 \times 0.05} \right)^{1/4}$$

$$\boxed{D = 0.10 \text{ m.}}$$

Es necesario verificar que el flujo sea efectivamente laminar?

$$u = \frac{Q}{A} = \frac{0.010}{\frac{\pi}{4} (0.10)^2} = 1.27 \text{ m/seg}$$

El N° de Reynolds.

$$Re = \frac{VD \delta}{g \mu} = \frac{1.27 \times 0.10 \times 1000}{9.81 \times 1.167 \times 10^{-2}} = 1110.47 < 2000$$

OK.

PROYECTO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS
DE TUBOS

E X A M E N

Día: Octubre 20 de 1976

Salón: C 5

Hora:

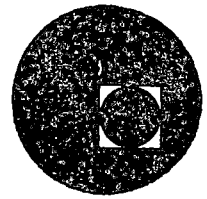
TEMARIO

- MECANICA DEL FLUJO DE LIQUIDOS EN TUBERIAS
ING. FRANCISCO ECHAVARRIA ALFARO
- ANALISIS DE REDES EN FLUJO PERMANENTE
ING. FRANCISCO ECHAVARRIA ALFARO
- LINEAS DE CONDUCCION
ING. ALFONSO MORALES GARCIA
- GOLPE DE ARIETE
ING. GILBERTO BOTELO AVILA

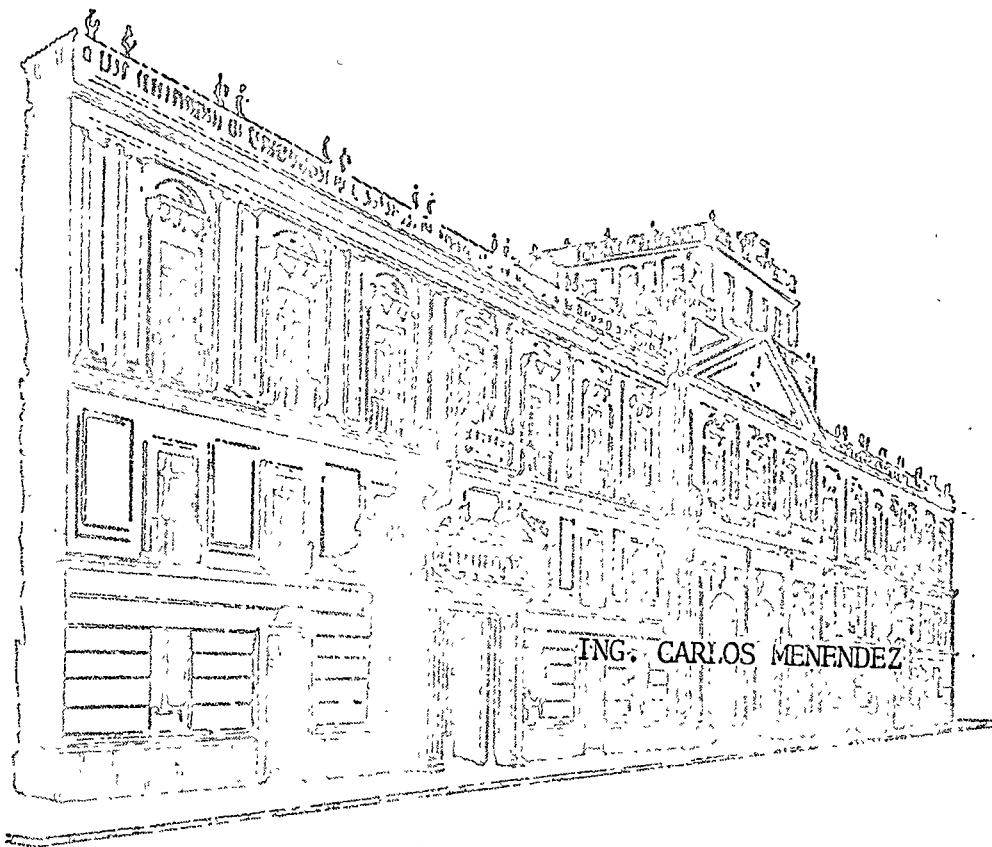




centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



"DISEÑO HIDRAULICO Y ESTRUCTURAL DE SISTEMAS DE TUBOS"



Cálculo Hidráulico de Redes de Distribución de Agua Potable.

Ejemplo:

Se está realizando el proyecto de abastecimiento de agua potable de la localidad que se muestra en el figura 1. Los datos básicos de proyecto son los siguientes:

Población de proyecto	24 480 habitantes
Dotación	300 litros/habitante/día
Coeficientes de variación diaria y horaria	1.2 y 1.5
Gasto medio diario	85 l/seg
Gasto máximo diario	102 l/seg
Gasto máximo horario	153 l/seg

Al momento de efectuar el diseño de la red ya ha sido establecida la fuente de abastecimiento, el tipo de captación, la conducción y la localización del tanque de regularización. Conocemos las principales características de la ciudad, como: Topografía, densidades de población, localización de sitios importantes, etc, de tal forma que podemos trazar las tuberías principales o troncales, preferentemente formando circuitos, y localizadas a distancias de entre 400 m y 600 m. Las tuberías secundarias o de relleno, con diámetros de 50 mm ó 60 mm en localidades urbanas pequeñas y de 75 mm ó 100 mm en ciudades importantes, también pueden trazarse en un plano. En la figura 1 se muestra el trazo de la red del ejemplo.

Definidos uno o varios trazos alternativos de la red es necesario determinar los diámetros de las tuberías de tal forma de tener un comportamiento hidráulico satisfactorio, o sea, deben satisfacerse las demandas de agua con las presiones especificadas de dise-

ño (15 m a 50 m de columna de agua) y en forma económica.

Para seleccionar los diámetros se procede a proponer una geometría inicial que se revisa para determinar si es adecuada; de no resultar así los diámetros iniciales, se modifican y se repite el proceso de revisión.

Los métodos de análisis pueden dividirse en:

- . Simplificación de la red
 - .. Tubería equivalente
 - .. Método de secciones
- . Modelos
 - ∴ Físicos
 - ... Eléctricos
 - ... Hidráulicos
 - .. Matemáticos

Entraremos en detalle sólo con los modelos matemáticos. Estos se basan en el hecho de que el agua dentro de una red se distribuye de tal forma que se satisfacen los siguientes principios:

- . Continuidad

El gasto que entra a un nudo es igual al gasto que sale de él

$$Q_{ei} = Q_{si}$$

Donde:

Q_{ei} Gastos que entran a un nudo

Q_{si} Gastos que salen de un nudo

- . Conservación de la Energía

La suma de las pérdidas de carga en un circuito es igual a cero.

$$\sum h_l = 0$$

donde:

$$h_f \quad \text{Pérdida de carga y : } h_f = k Q^n$$

k Constante de la tubería que depende del diámetro, la longitud del tramo y la rugosidad.

Q Gasto que escurre en el tramo

n Constante que depende de la fórmula empleada (2 para Manning y 1.85 para Hazen y Williams). O

sea, se forma un sistema de ecuaciones no lineales. Para obtener los valores de los gastos en los tubos hay que resolver este sistema, pero no existe una solución directa conocida. Los métodos indirectos de solución más empleados son:

- Hardy Cross

- Newton-Raphson

- Teoría lineal

Calcularemos los gastos de la red de la figura 1, simplificada en la figura 2, por el método de Hardy Cross, de acuerdo al siguiente procedimiento:

- Definir diámetros, longitudes y rugosidades para todos los tramos de la red principal y las extracciones en cada nudo.

- Suponer los gastos en cada uno de los tubos, de tal forma de cumplir las ecuaciones de continuidad y suponer un sentido positivo al flujo.

- Calcular las pérdidas de carga para cada tramo.

- Si no se cumplen las ecuaciones de conservación de la energía, se calcula la corrección del gasto:

$$q = \frac{-\sum h_{li}}{n \sum \frac{h_{li}}{Q_i}}$$

Y se recalculan las pérdidas de carga con el nuevo gasto hasta que, con un cierto error permitido, se cumpla que $h_{li} = 0$

Estos cálculos se facilitan con el empleo de la tabla 1, donde se muestran dos iteraciones del análisis de la red del ejemplo. Este método puede ser más ágil con el empleo de un programa de computadora.

Los métodos de Newton-Raphson y Teoría Lineal están enfocados al empleo de computadoras ya que implican la reiterada solución de sistemas de ecuaciones.

La teoría lineal, dado el problema que presentan las ecuaciones de energía, propone la siguiente sustitución:

$$h_{li} = k_i Q_i^n = k_i Q_{i0}^{n-1} Q_i = k_i' Q_i$$

donde Q_{i0} es el gasto aproximado de la iteración anterior o de la suposición inicial. Cuando

$$Q_{i0} = Q_i$$

la expresión es exacta.

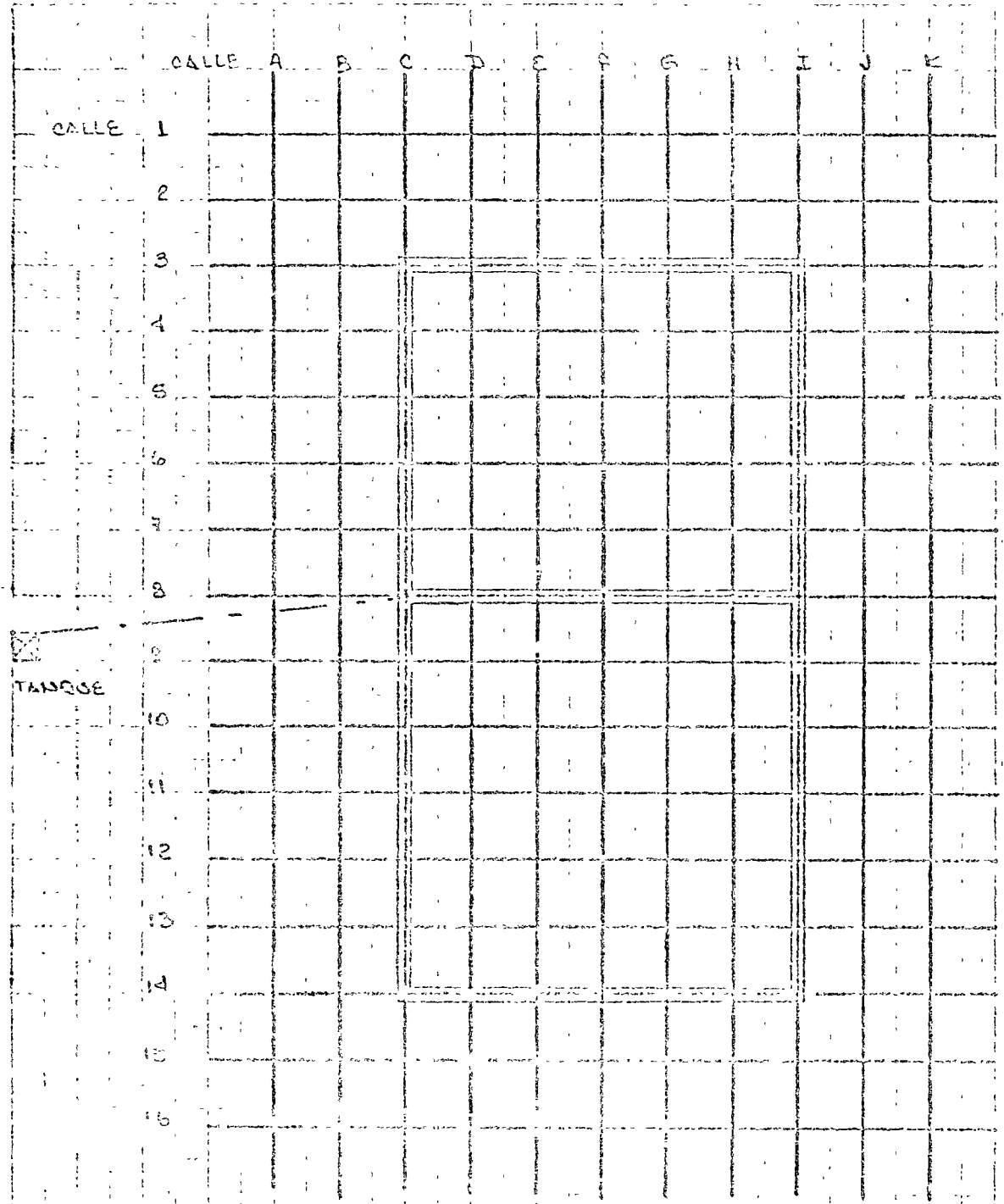
La secuencia de cálculo con este método es:

- Definir diámetros, longitudes y rugosidades para todos los tramos de la red principal y las extracciones en cada nudo.
- Plantear las ecuaciones de continuidad y de conservación de la energía suponiendo $Q_{i0} = 1$. Se forma el sistema de ecuaciones lineales que se muestra en la figura 3, para el ejemplo dado.

Este sistema puede ser resuelto fácilmente en computadora por métodos numéricos (Gauss-Seidel, Gauss-Jordan, matrices triangulares, etc.). La solución al sistema es un juego de valores Q_i .

- Plantear un nuevo sistema de ecuaciones en que los valores de Q_{i0} serán los valores Q_i de la solución del sistema anterior.
- Continuar este proceso hasta que, con un cierto error permitido, se cumpla;

$$Q_{i0} = Q$$



SIMBOLOGIA

- CALLE
- === RED PRINCIPAL
- - - TANQUE DE RESERVA

DATOS DE PROYECTO

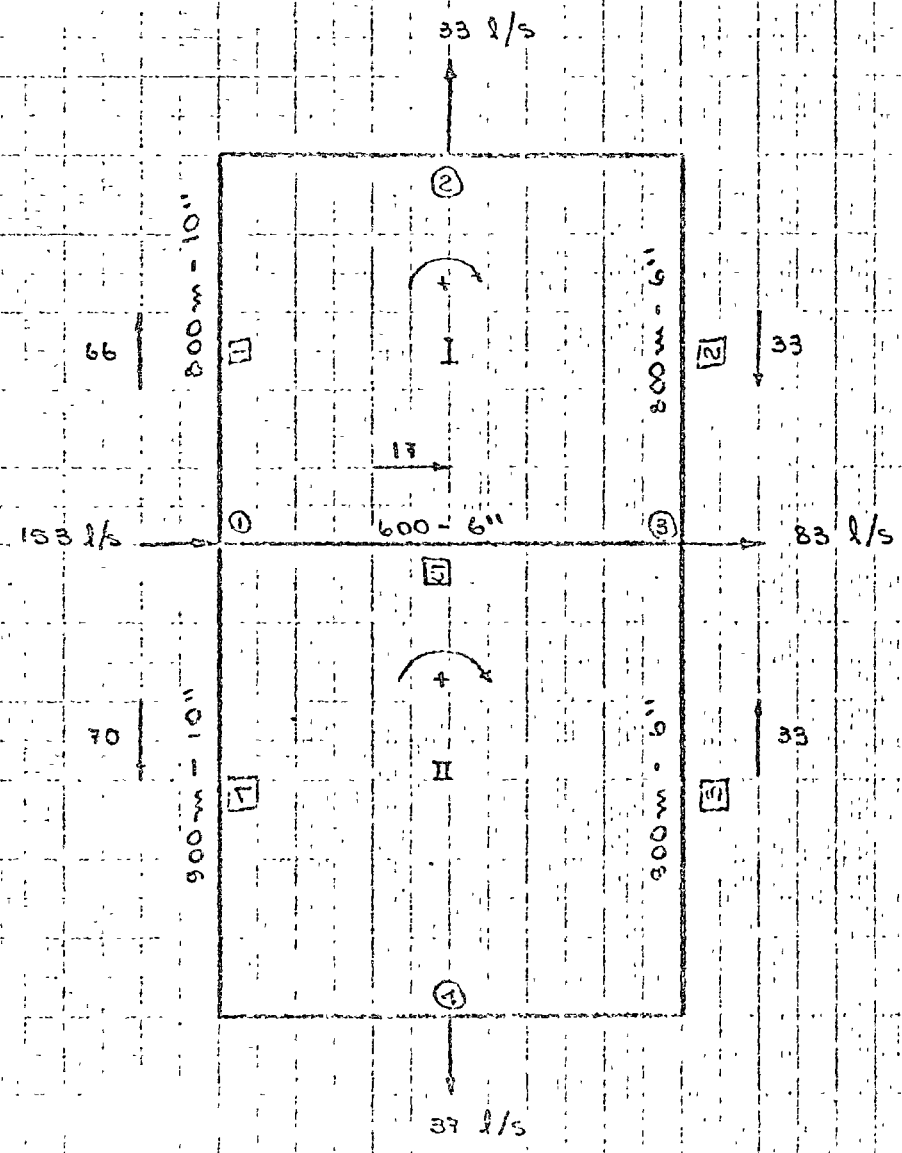
POBLACION	24 400 hab.
DETERMINACION	300 l/m ² /d
CASO MEDIO	65 l/m ² /d
CASO MAXIMO HOR.	133 l/m ² /d
AREA	204 Ha. (1)
<u>COSTO MAX. UNO</u>	0.75 \$/seg. Ha.
AREA	seg. Ha.

NOTA

- LA TOPOGRAFIA ES PLANA.

POBLACION DE CASO MEDIO

FIGURA 2



Simbología

- 153 l/s → ENTRADAS O SALIDAS A LA RED
- ① NÚMERO DE NUDO
- NÚMERO DE TUBO
- I NÚMERO DE CIRCUITO
- ⤴ + ⤵ SENTIDO POSITIVO DEL FLUJO
- 800mm - 6'' LONGITUD - DIÁMETRO
- 66 → GASTO EN l/s, EMPUJOS TO PARA EL MÉTODO HARDY-CRELL

Ecuaciones

$$153 = Q_1 + Q_4 + Q_5$$

$$Q_1 = 33 + Q_2$$

$$Q_2 + Q_5 + Q_3 = 33$$

$$h_{L1} + h_{L2} - h_{L5} = 0$$

$$h_{L5} - h_{L3} - h_{L4} = 0$$

NOTA

• n DE MANNING = 0.010

RED PRINCIPAL

SISTEMA PROPUESTO POR EL MÉTODO "TEORÍA LINEAL"

SISTEMA GENERAL

$$153 = Q_1 + Q_4 + Q_5$$

$$Q_1 = 83 + Q_2$$

$$Q_2 + Q_5 + Q_3 = 83$$

$$k_1 Q_1^2 + k_2 Q_2^2 - k_5 Q_5^2 = 0$$

$$k_5 Q_5^2 - k_3 Q_3^2 - k_4 Q_4^2 = 0$$

PRIMER SISTEMA LINEARIZADO

$$Q_1 + Q_4 + Q_5 - 153 = 0$$

$$Q_1 - Q_2 - 83 = 0$$

$$Q_2 + Q_3 + Q_5 - 83 = 0$$

$$1232 Q_1 + 19032 Q_2 - 14274 Q_5 = 0$$

$$14274 Q_5 - 21411 Q_3 - 1326 Q_4 = 0$$

TABLA DE CALCULO HIDRAULICO PARA RED DE DISTRIBUCION

Calculo ...
Revisión ...

PUNTERO	D (mm)	L (m)	Q ₀ (lps)	H (m)	H Q ₀	Δ	Q ₁ (lps)	H ₁ (m)	H ₁ Q ₁	Δ	Q ₂ (lps)	H ₂ (m)	C O T A S		
													PERDIDA DE CARGA	PERDIDA DE CARGA	
1	150	200	66	5.37	0.08	11.5	54.5	8.66	0.07	5.4	58.9				
2	100	200	33	20.73	0.63	11.5	21.5	8.80	0.41	5.4	26.9				
3	100	600	17	4.13	0.24	11.5 12.4	40.9	23.88	0.58	5.4 4.6	30.9				
1			2	21.97	0.98			11.42	1.06						
3	100	600	17	4.13	0.24	11.5 12.4	40.9	23.88	0.58	5.4 4.6	30.9				
4	100	800	33	20.73	0.71	12.4	20.6	9.09	0.44	4.6	25.2				
1	150	800	17	6.79	0.10	12.4	57.6	4.60	0.08	4.6	62.2				
			2	25.98	1.05			10.20	1.10						
*	TRAMO CONDUCCION A DOS NIVELIOS														

Tabla 1

