



MINISTERIO DE ECONOMIA Y OBRAS Y SERVICIOS PUBLICOS
SECRETARIA DE OBRAS PUBLICAS Y COMUNICACIONES
CONSEJO FEDERAL DE AGUA POTABLE Y SANEAMIENTO

NORMAS DE ESTUDIO
CRITERIOS DE DISEÑO
Y PRESENTACION DE PROYECTOS
DE DESAGÜES CLOACALES
PARA LOCALIDADES DE HASTA 30.000 HABITANTES

FUNDAMENTACION DE NORMAS

Volumen IV

1993

INDICE GENERAL

1.- PRESENTACION DE PROYECTOS

2.- PARAMETROS DE DISEÑO

- 2.1.- Población
- 2.2.- Periodos de Diseño
- 2.3.- Caudales
- 2.4.- Economicidad del Proyecto
- 2.5.- Bibliografía

3.- ESTUDIOS ESPECIALES PARA DEFINIR EL TIPO DE SERVICIO

- 3.1.- Introducción
- 3.2.- Vías de Transmisión de los Agentes Patógenos
- 3.3.- Caracterización de los Agentes Patógenos
- 3.4.- El Proceso Infectante
- 3.5.- Antecedentes Nacionales
- 3.6.- Experiencias en Distintos Países
- 3.7.- Justificación de las Normas Propuestas para el Estudio de las Comunidades Incorporadas al Programa
- 3.8.- Bibliografía

4.- ESTUDIOS TOPOGRAFICOS

- 4.1.- Introducción
- 4.2.- Aspectos Generales
- 4.3.- Estudios Globales
- 4.4.- Estudios sobre el Area a Sanear
- 4.5.- Batimetría
- 4.6.- Estudios de Detalle
- 4.7.- Trabajos de Mensura y Afectaciones
- 4.8.- Bibliografía

5.- GEOTECNIA - MECANICA DE SUELOS Y FUNDACIONES

- 5.1.- Introducción
- 5.2.- Fundamentos
- 5.3.- Etapas de la Investigación
- 5.4.- Investigaciones Geotécnicas Complementarias
- 5.5.- Yacimientos y Fuentes de Provisión de Materiales de Construcción
- 5.6.- Cantidad de Investigaciones
- 5.7.- Informe Técnico
- 5.8.- Consideraciones Generales
- 5.9.- Normatización
- 5.10.- Bibliografía

6.- CUERPOS RECEPTORES

- 6.1.- Cuerpos Receptores Superficiales
- 6.2.- Cuerpos Receptores Subterráneos
- 6.3.- Bibliografía

7.- SISTEMA DE DISPOSICION DE EXCRETAS

- 7.1.- Fundamentos del Tratamiento Intradomiciliario
 - 7.2.- Letrinas sin Arrastre Hidráulico
 - 7.3.- Sistemas Mínimos con Arrastre Hidráulico
 - 7.4.- Cámaras Sépticas
 - 7.5.- Disposición Final del Efluente
- Anexo:
Propuesta de Reglamento de Instalaciones Sanitarias Domiciliarias

8.- REDES COLECTORAS

- 8.1.- Cálculo Hidráulico de Colectores Cloacales
 - 8.2.- Cálculo Estructural de Caños
 - 8.3.- Sistemas de Redes Cloacales
 - 8.4.- Operación y Mantenimiento de Redes
- Anexos:
8.A.-Fundamentos de la Hidráulica de los Escurrimientos Unidimensionales
8.B.-Movimientos Variados a Superficie Libre
8.C.-Teoría del Cálculo Estructural de Cañerías
8.D.-Proyecto de Agregado a la Norma IRAM N° 11.513
Relativa a "Caños de Hormigón Simple para Cloacas"

9.- CONDUCCIONES DE IMPULSION

- 9.1.- Introducción
- 9.2.- Altura Manométrica
- 9.3.- Determinación del Diámetro más Económico en Impulsiones
- 9.4.- Golpe de Ariete en Impulsiones
- 9.5.- Problemática Originada en el Aire en Conducciones a Presión

10.- ESTACIONES DE BOMBEO

- 10.1.- Generalidades
- 10.2.- Obras Civiles
- 10.3.- Instalaciones de Aspiración e Impulsión
- 10.4.- Instalaciones Electromecánicas y Obras Civiles Complementarias
- 10.5.- Volumen de la Cámara de Aspiración
- 10.6.- Descripción y Tipo de Bombas
- 10.7.- Selección de la Bomba

11.- TRATAMIENTO

- 11.1.- Selección de Tratamiento
- 11.2.- Rejas
- 11.3.- Desarenadores
- 11.4.- Sedimentadores
- 11.5.- Tanques Imhoff
- 11.6.- Tratamientos Anaeróbicos

- 11.7.- Lechos Percoladores
- 11.8.- Lodos Activados
- 11.9.- Zanjas de Oxidación
- 11.10.- Lagunas de Estabilización
- 11.11.- Reuso del Líquido Tratado para la Agricultura
- 11.12.- Recarga de Acuíferos
- 11.13.- Tratamientos Terciarios de Efluentes
- 11.14.- Tratamientos Electrolíticos
- 11.15.- Tratamiento sobre el Terreno
- 11.16.- Tratamiento y Disposición de Lodos
- 11.17.- Desinfección
- 11.18.- Transferencia de Oxígeno
- 11.19.- Bibliografía

12.- ESTRUCTURAS

- 12.1.- Objeto
- 12.2.- Alcance
- 12.3.- Reglamentos y Normas de Aplicación
- 12.4.- Dificultades de Interpretación
- 12.5.- Simbología - Notación
- 12.6.- Proyecto de las Estructuras
- 12.7.- Dirección de la Obra
- 12.8.- Construcción de las Estructuras
- 12.9.- Cálculo de los Recipientes Cilíndricos
- 12.10.- Cálculo de los Recipientes Prismáticos
- 12.11.- Ejemplos

13.- INSTALACIONES ELECTRICAS

- 13.1.- Objeto
- 13.2.- Alcance
- 13.3.- Proyecto
- 13.4.- Provisión de Equipos
- 13.5.- Operatividad, Arranque de Motores
- 13.6.- Estudio de Protecciones
- 13.7.- Especificación Técnica de Cables
- 13.8.- Canalizaciones Eléctricas con Caños
- 13.9.- Canalizaciones con Bandejas
- 13.10.- Iluminación Interior
- 13.11.- Iluminación de Emergencia
- 13.12.- Iluminación Exterior

14.- IMPACTO AMBIENTAL

- 14.1.- Objetivos
- 14.2.- Generalidades sobre Impacto Ambiental
- 14.3.- Generalidades sobre Ordenamiento Ambiental
- 14.4.- Requerimiento de Evaluación
- 14.5.- Listado de Variables Consideradas para la Evaluación de Calidad del Medio Ambiente (según Canter y Hill)
- 14.6.- Bibliografía

Anexo:

Procedimientos para Clasificar y Evaluar Impactos Ambientales
en las Operaciones del Banco

**15.- ASPECTOS DE LA OPERACION Y MANTENIMIENTO VINCULADOS
CON EL PROYECTO**

- 15.1.- Proyecto, Operación y Mantenimiento
- 15.2.- Otros Aspectos que deberá Contemplar el Proyectista
- 15.3.- Necesidad de los Manuales
- 15.4.- Responsable de la Confección de los Manuales
- 15.5.- Manual de Operación
- 15.6.- Manual de Mantenimiento
- 15.7.- Planos Conforme a Obra
- 15.8.- Plazo de Entrega de los Manuales

VOLUMEN IV

9.- CONDUCCIONES DE IMPULSION

- 9.1.- Introducción
- 9.2.- Altura Manométrica
- 9.3.- Determinación del Diámetro más Económico en Impulsiones
- 9.4.- Golpe de Ariete en Impulsiones
- 9.5.- Problemática Originada en el Aire en Conducciones a Presión

10.- ESTACIONES DE BOMBEO

- 10.1.- Generalidades
- 10.2.- Obras Civiles
- 10.3.- Instalaciones de Aspiración e Impulsión
- 10.4.- Instalaciones Electromecánicas y Obras Civiles Complementarias
- 10.5.- Volumen de la Cámara de Aspiración
- 10.6.- Descripción y Tipo de Bombas
- 10.7.- Selección de la Bomba

9.- CONDUCCIONES DE IMPULSION

9.- CONDUCCIONES DE IMPULSION

9.1.- INTRODUCCION

En este capítulo, se desarrollan los aspectos básicos del proyecto de las conducciones de impulsión de líquidos cloacales y de los diversos elementos vinculados con las mismas.

9.2.- ALTURA MANOMETRICA

El análisis se efectuará para una instalación de bombeo como la que muestra la figura 9.1, en la cual se conectan dos reservorios T_1 y T_2 , -siendo el segundo más elevado que el primero- con una cañería de diámetro constante ($D = \text{cte} = D_1 = D_2$) con una bomba B intercalada entre ambos, que eleva el líquido del recinto T_1 al recinto T_2 con parte de la energía que le suministra el motor M, salvando el desnivel H_T .

En el primer tramo, o sea el 1-B, se produce una pérdida por embocadura J_e y, por frotamiento, ΔJ_{1B} , que define la línea de energía unitaria de pendiente j^*_1 .

Como el diámetro D_1 es igual a D_2 , la pendiente de la línea de energía del segundo tramo es igual a la del primero y como el diámetro es constante, la línea piezométrica es paralela a la de energía; por lo tanto, será $j^*_2 = j^*_1 = j_2$.

El punto P en el tanque elevado T_2 pertenece a la piezométrica, entonces, la misma se desarrollará aguas arriba del punto como una recta de pendiente j_2 .

La línea de energía se halla paralela a la línea de energía piezométrica, separadas en $U^2 / 2 * g$. Esta línea intercepta la sección B'B' en el punto A, que representa el nivel energético que se necesita para vencer la pérdida por frotamiento, ΔJ_{B2} , al impulsar un caudal Q con velocidad U.

El segmento AC', que queda determinado siguiendo los pasos anteriores y que se identifica como H_m , representa la energía por unidad de peso que debe entregarse al líquido para que el caudal Q pueda alcanzar el nivel del tanque T_2 venciendo las pérdidas de la instalación.

De la Figura 9.1, podemos deducir que:

$$H_m = H_t + J_e + \Delta J_{1B} + \Delta J_{B2} + \frac{U_2^2}{2 * g}$$

o bien:

$$H_m = H_t + \Sigma J \quad (1)$$

siendo:

$$\Sigma J = J_e + \Delta J_{1B} + \Delta J_{B2} + U_2^2 / 2 * g$$

donde $U_2^2 / 2 * g$ es la pérdida por desembocadura ($k_2 = 1$).

Definimos, entonces, la "altura manométrica" de la bomba, según la expresión (1), como la suma de la altura topográfica H_t y la altura de pérdidas ΣJ .

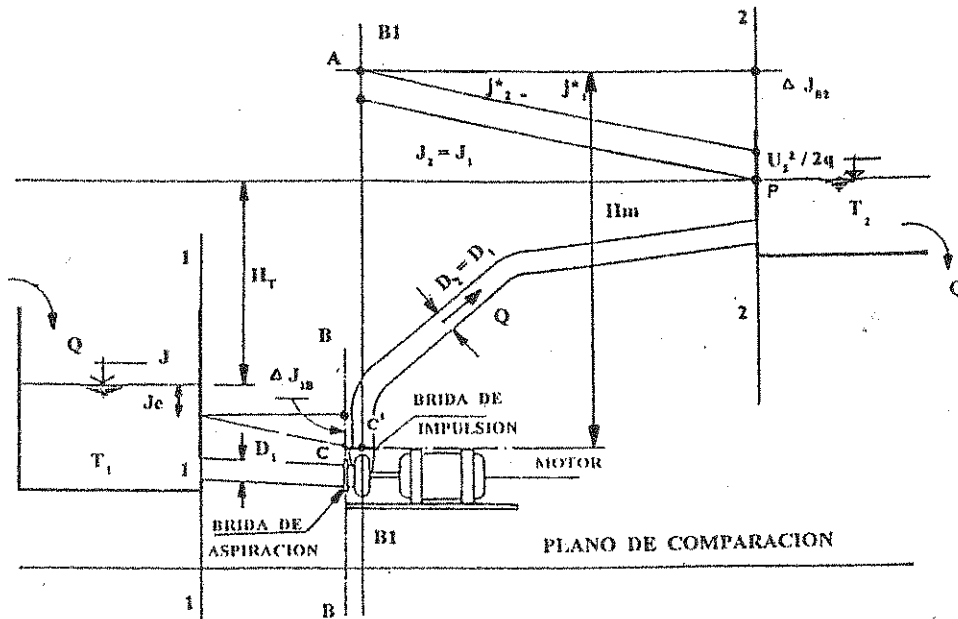


Figura 9.1

Instalación de bombeo

La potencia N_u necesaria para elevar un caudal Q a una altura H_m se obtiene con la siguiente expresión, donde τ representa el peso específico del líquido a elevar:

$$N_u = \tau * Q * H_m \quad (2)$$

Si consideramos las pérdidas mecánicas de la bomba a través del rendimiento η de la misma, la potencia de la vena líquida dada por la ecuación (2), expresada como potencia que se debe suministrar al eje de la bomba, será:

$$N_e = \frac{\tau * Q * H_m}{\eta} \quad [\text{Kgm/s}] \quad (3)$$

La ecuación (3) expresada en HP resulta:

$$N_e = \frac{\tau * Q * H_m}{75 * \eta} \quad [\text{HP}] \quad (4)$$

Donde:

N_e = potencia mecánica absorbida en el eje de la bomba (HP)

τ = peso específico del líquido a elevar (Kg/m^3)

Q = caudal a elevar (m^3/s)

H_m = altura manométrica (m)

75 Kgm/HPs = factor de conversión de unidades

η = rendimiento de la bomba

Daremos ahora las denominaciones corrientes de dos tramos y secciones de la figura 9.1. A la cañería de diámetro D_1 se la designa con el nombre de "aspiración", a la del diámetro D_2 como "impulsión". En la figura 9.2.a, se muestra la bomba y las secciones 1-1 de ingreso a la misma (coincide con la brida de aspiración) y la 2-2 de salida (coincide con la brida de impulsión).

Si aplicamos el teorema de Bernoulli entre las secciones 1-1 y 2-2, se tendrá:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\tau} + \frac{U_1^2}{2 * g} + H_m = Z_2 + \frac{P_2}{\tau} + \frac{U_2^2}{2 * g}$$

por lo que:

$$H_m = (Z_2 - Z_1) + \left(\frac{P_2 - P_1}{\tau} \right) + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 * g}$$

Como $U_2 = U_1$ y $(Z_2 - Z_1)$ es prácticamente nulo será:

$$H_m = \frac{P_2 - P_1}{\tau} \quad (5)$$

Este último valor se puede medir con un manómetro diferencial que se conecta entre impulsión y aspiración y por ello recibe el nombre de "altura manométrica".

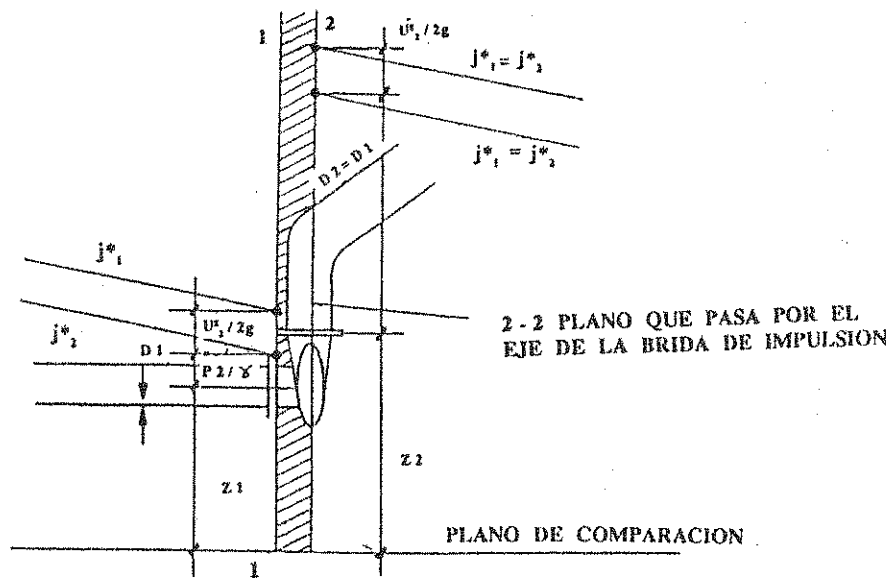


Figura 9.2.a

Altura manométrica

9.3.- DETERMINACION DEL DIAMETRO MAS ECONOMICO EN IMPULSIONES

Cuando se diseña una impulsión, encontramos un problema donde la resolución clásica de los conductos a presión, ya sea por el método racional o los métodos empíricos, no puede aplicarse pues se tiene un solo dato (el caudal Q) y dos incógnitas (el diámetro D y la pérdida total ΔJ). Por lo tanto, la resolución es indeterminada, es decir, existen, en teoría, infinitos pares de valores de D y ΔJ que permiten escurrir el caudal Q .

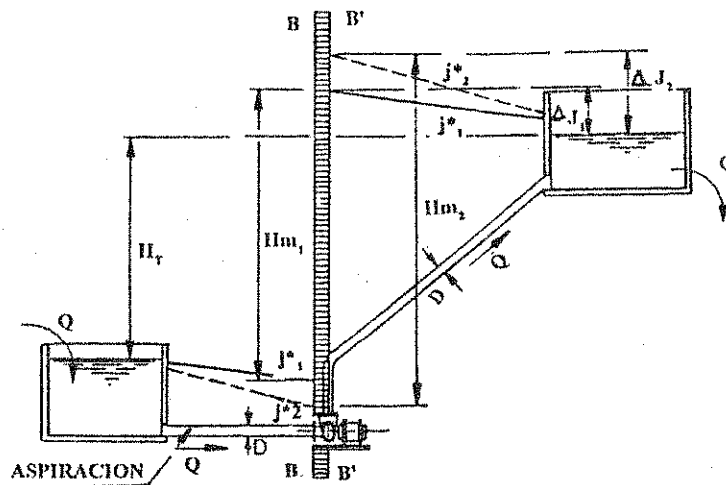


Figura 9.2.b

Instalación de bombeo

En la figura 9.2.b, se observa una instalación de bombeo, donde en trazo lleno se muestra la línea de energía de pendiente j^*_1 para un diámetro D_1 y un caudal Q . La bomba, para elevar el líquido al reservorio más elevado, entrega al mismo una energía equivalente a la altura manométrica H_{m1} .

Si, en cambio, se instala una cañería de diámetro $D_2 < D_1$, la línea de energía será la que se muestra en trazo punteado: la pendiente j^*_2 es mayor que j^*_1 y por lo tanto, como se observa en la figura 9.2.b, la altura manométrica correspondiente será $H_{m2} > H_{m1}$. En el segundo caso, se tendrán costos iniciales menores (caño de menor diámetro), pero un costo de energía mayor (mayor consumo anual por ser mayor la altura manométrica).

La resolución del problema pasa por plantear una ecuación adicional: la de los costos en función del diámetro y de la línea de energía consumida por fricción, quedando así resuelta la indeterminación hidráulica.

Ese costo total resultante, que no es el costo total de la obra, sino sólo la suma del costo de la cañería instalada y del costo de bombeo por fricción (energía consumida para vencer la fricción en la cañería), debe pasar por un valor mínimo. El diámetro que corresponda a ese costo mínimo es el diámetro más económico. En la figura 9.3, se ilustra gráficamente este concepto.

El planteo de esos costos puede ser realizado por distintos métodos, de los cuales se analizarán los siguientes:

- a) Método del costo anualizado.
- b) Método del valor presente.

Pueden obtenerse valores más ajustados, considerando costos iniciales y operativos adicionales, tales como precio inicial de bombas, mantenimiento, reparaciones y reposiciones de bombas, conducciones y accesorios, etc. Los costos operativos y reparaciones suelen determinarse como porcentaje de la inversión inicial.

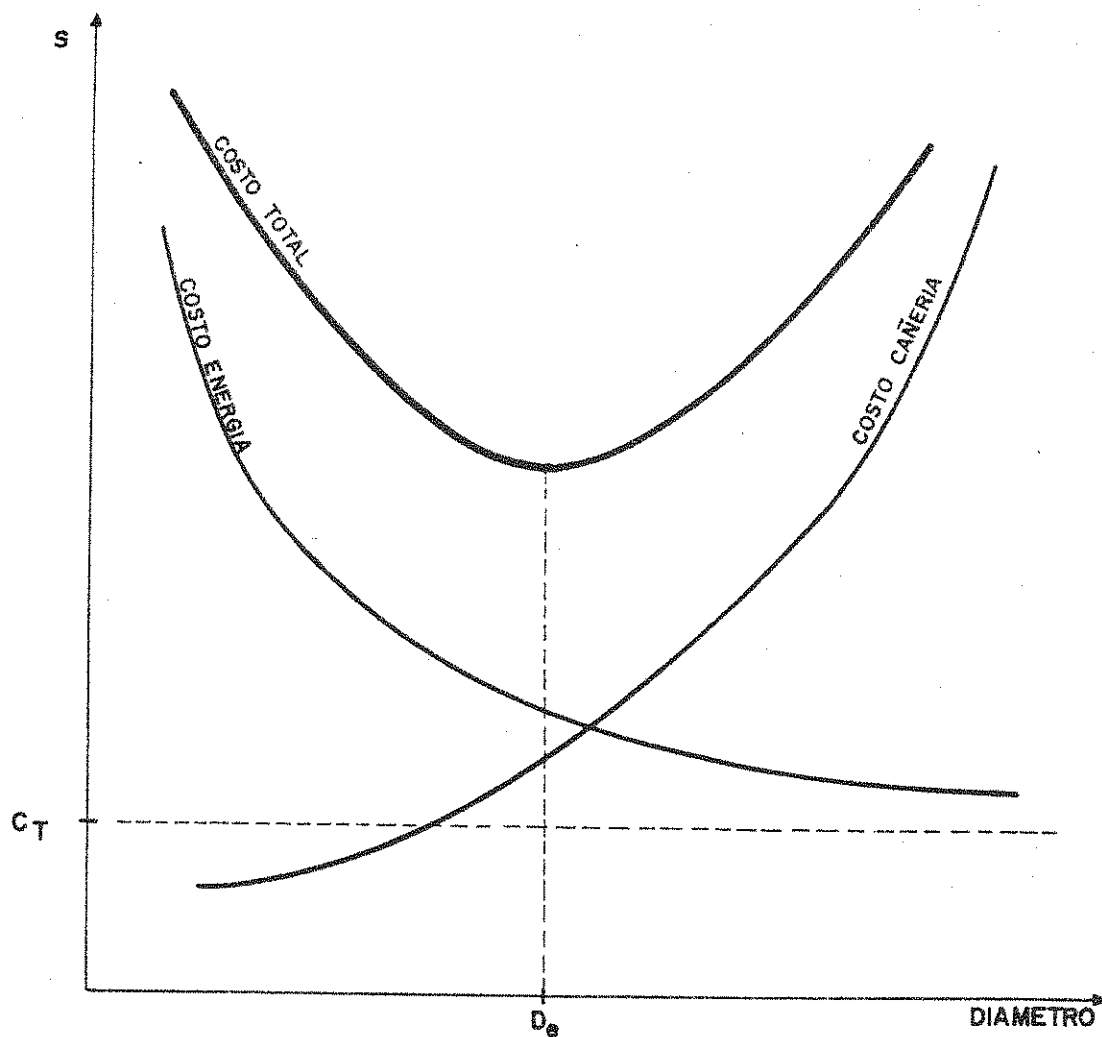


Figura 9.3

Definición del diámetro más económico

En todos los casos, es importante que el costo de la cañería incluya todos los factores intervinientes (precio del caño, flete, acarreo, zanja, relleno, compactación, etc.).

El criterio de no incluir en el análisis los costos que no varían con el diámetro o que lo hacen muy ligeramente (costos de la zanja, relleno, compactación, pruebas, etc.) no es correcto para un análisis multivariable, dado que equivale a efectuar desplazamientos relativos entre las curvas de costo de energía y de cañería, representadas en la figura 9.3, con el consiguiente desplazamiento horizontal del punto mínimo, que define a D_e .

9.3.1.- Costo por Unidad de Longitud de la Cañería

9.3.1.1.- Costo Unitario de la Cañería Instalada y Probada

El costo C_{uci} por unidad de longitud de la cañería instalada y probada está compuesta por los siguientes elementos:

$$C_{uci} = C_{uc} + C_F + C_A + C_E + C_{PH} \quad [\$ / m] \quad (6.1)$$

C_{uc} = costo unitario de la cañería sobre camión en fábrica o empresa distribuidora.

C_F = costo unitario de transporte (flete) hasta la localidad donde se efectuará la obra.

C_A = costo unitario de acarreo desde el lugar de descarga del camión hasta el lugar de instalación.

C_E = costo unitario de la excavación de la zanja, relleno de la misma, compactación del relleno y transporte de suelo sobrante. Eventualmente, según las características del conjunto caño-suelo, deberá considerarse el costo de suelos seleccionados transportados desde el yacimiento hasta la obra.

C_{PH} = costo unitario de las pruebas hidráulicas.

La expresión anterior también puede escribirse como:

$$C_{uci} = C_{uc} + E \quad (6.2)$$

donde E representa la sumatoria de los costos de transporte, acarreo, instalación y prueba:

$$E = C_F + C_A + C_E + C_{PH} \quad (6.3)$$

En primera aproximación, puede asumirse a E como constante para una misma conducción con diámetros que varían en un entorno reducido. En efecto, para un análisis típico de diámetro más económico, el valor de E variará ligeramente entre una cañería de 350 mm, una de 400 mm u otra de 300 mm.

En consecuencia, sin excesivo error, el costo unitario de la cañería instalada puede expresarse en función de un término variable (precio comercial del caño) y un término prácticamente constante (costo de transporte, acarreo, instalación y prueba). Este criterio se aplicará más adelante al formular expresiones generales de cálculo, para la determinación del diámetro más económico.

9.3.1.2.- Expresión General del Costo Unitario C_{uc} de la Cañería

Habitualmente, el proyectista consulta las listas de precios de los fabricantes o distribuidores para obtener el precio C_{uc} del caño en el lugar de despacho (fábrica o comercio) y, a partir del mismo y del análisis de precios para determinar E, define el costo unitario C_{uci} del caño instalado y probado.

Otra forma, más general, se basa en expresar el costo del caño por unidad de peso.

En efecto, para el caso de materiales de caños homogéneos (PVC, FC, fundición dúctil, acero), los fabricantes venden un producto cuyo precio por unidad de peso ($\$/Kg$) es constante, si bien esto no siempre es reflejado por la lista de precios.

El peso del caño es función del volumen de la "sección anillo" de longitud unitaria:

$$G_u = \tau_t * \pi * (D + e) * e \quad [Kg/m] \quad (7)$$

donde:

G_u = peso por metro de cañería $[Kg/m]$.

τ_t = peso específico del material del caño $[Kg/m^3]$.

D = diámetro interior del caño $[m]$.

e = espesor del caño $[m]$.

El peso es función de dos variables (D y e), pero el espesor (e), a su vez, es función del diámetro, de la presión interna (p) y de la carga externa (q):

$$e = f(D, p, q)$$

Esta es una función complicada pero, sin embargo y en general, las fábricas presentan una tabla de espesores para los diámetros comerciales y para cada presión, pudiendo obtenerse, dentro de un rango de diámetros determinados, un coeficiente α tal que:

$$\alpha_1 = \frac{e_1}{D_1}$$

$$\alpha_2 = \frac{e_2}{D_2}$$

⋮

$$\alpha_n = \frac{e_n}{D_n}$$

$$\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n}{n}$$

Así, se puede obtener una función lineal aproximada

$$e = \alpha * D$$

En el caso de impulsiones no enterradas se podrá obtener el espesor directamente con la expresión de Mariotte (para materiales homogéneos):

$$e = \frac{p * D}{2 * \sigma_{adm.}} \quad (8)$$

donde $\sigma_{adm.}$ es la tensión admisible para el material y p es la presión interna.

Estimando p en función de la altura topográfica y un margen para las pérdidas por fricción, se puede plantear nuevamente:

$$e = \alpha * D$$

Reemplazando la ecuación anterior en la (7):

$$G_u = \tau_t * \pi * (D + \alpha * D) * \alpha * D$$

$$G_u = \tau_t * \pi * (1 + \alpha) * \alpha * D^2 \quad (9)$$

Considerando al precio del caño por unidad de peso del material como un coeficiente S , el costo de adquisición del caño por metro es:

$$C_{uc} = S * G_u = S * \tau_t * \pi * (1 + \alpha) * \alpha * D^2 \quad [\$ / m] \quad (10)$$

y el costo por unidad de longitud de cañería instalada y probada (\$/m) estará dado por:

$$C_{uci} = S * G_u + E$$

$$C_{uci} = S * \tau_t * \pi * (1 + \alpha) * \alpha * D^2 + E \quad [$/m] \quad (11)$$

Haciendo:

$$B = S * \tau_t * \pi * (1 + \alpha) * \alpha$$

Queda la expresión simplificada:

$$C_{uci} = B * D^2 + E = C_{uc} + E \quad (12)$$

Estas expresiones indican que el costo de la cañería depende fundamentalmente del cuadrado del diámetro:

$$C_{uc} = B * D^2$$

9.3.2.- Costo Anual de Energía

9.3.2.1.- Costo de Energía Despreciando las Pérdidas Localizadas

Para calcular la energía eléctrica consumida por fricción en la cañería durante el año n, se utiliza la expresión de la potencia consumida por el conjunto motor-bomba, expresada en kilowatts:

$$N_b = \frac{\tau * Q_b * H_m}{102 * \eta} \quad [KW] \quad (13)$$

donde:

N_b = potencia eléctrica consumida de la línea [KW].

τ = peso específico del líquido [kg/m³].

η = $\eta_b * \eta_m$ = rendimiento del conjunto motor-bomba.

η_b = rendimiento bomba.

η_m = rendimiento motor.

Q_b = caudal de bombeo [m³/s].

H_m = altura manométrica [m].

102 Kgm/KWs = factor de conversión de unidades.

Reemplazando H_m en la expresión (13), por la suma de la altura topográfica H_t más las pérdidas por fricción ΣJ , se obtiene:

$$N_b = \frac{\tau * Q_b * (H_t + \Sigma J)}{102 * \eta} \quad [KW]$$

La potencia requerida para elevar el líquido a la altura topográfica es constante e independiente del diámetro. Por lo tanto, no se la considera en el análisis de diámetro más económico (equivale a hacer $H_t = 0$).

Además, en una conducción de cierta longitud, pueden despreciarse las pérdidas localizadas J_E frente a las pérdidas ΔJ por fricción en la longitud L de la cañería, por lo que el H_m a considerar se reduce a ΔJ :

$$H_m = H_t + \Sigma J = H_t + \Delta J + J_E = \Delta J$$

$$H_t = 0 \quad (\text{no se considera para la determinación del diámetro})$$

$$J_E = 0 \quad (\text{pérdidas localizadas})$$

Para calcular la energía consumida en cada año del período de diseño, deberá considerarse el caudal medio Q_{bn} elevado durante ese año:

$$Q_{bn} = \frac{Q_{Cn}}{3.600 * T_{dn}} \quad [m^3/s] \quad (14)$$

donde:

Q_{bn} = caudal medio de bombeo para el año n [m^3/s].

Q_{Cn} = caudal medio diario de diseño para el año n [m^3/d].

T_{dn} = tiempo medio de bombeo diario, para el año n [horas/día].

La energía consumida por fricción durante el año n , según lo anterior, estará dada por la potencia multiplicada por el número medio de horas anuales de funcionamiento, T_{an} , durante ese año:

$$E_{an} = \frac{\tau * Q_{bn} * \Delta J_n}{102 * \pi} * T_{an} \quad [\text{KWh/año}] \quad (15)$$

A su vez, las horas anuales de bombeo T_{an} pueden expresarse en función de T_{dn} :

$$T_{an} = T_{dn} * N_d \quad [\text{horas/año}]$$

Donde N_d es la cantidad de días del año que se efectúa bombeo (en general, en un sistema cloacal, se bombea todos los días del año).

El valor de ΔJ puede expresarse mediante la ecuación empírica de Hazen-Williams:

$$\Delta J_n = \frac{L}{(0,279 * C_{HW})^{1,85}} * \frac{Q_{bn}^{1,85}}{D^{4,87}} \quad [m] \quad (16)$$

donde L es la longitud de la cañería y C_{HW} es el coeficiente de Hazen-Williams, que depende del material del caño.

Reemplazando la expresión (16) en la (15):

$$E_{an} = \frac{\tau * T_{dn} * N_d * Q_{bn}^{2,85} * L}{102 * \pi * (0,279 * C_{HW})^{1,85}} * \frac{1}{D^{4,87}} \quad [\text{KWh/año}] \quad (17)$$

Reemplazando Q_{bn} (m^3/s) según la expresión (14), en la expresión (17):

$$E_{an} = \frac{\tau * L}{102 * \pi * 0,279^{1,85}} * \frac{1}{C_{HW}^{1,85} * D^{4,87}} * T_{dn} * N_d * \left(\frac{Q_{Cn}}{3.600 * T_{dn}} \right)^{2,85}$$

$$E_{an} = \frac{\tau * N_{da}}{102 * \pi * 0,279^{1,85} * 3.600^{2,85}} * \frac{L}{C_{HW}^{1,85} * D^{4,87}} * \frac{Q_{Cn}^{2,85}}{T_{dn}^{1,85}} \quad [\text{KWh/año}]$$

Adoptando los valores usuales:

$$\gamma = 1.000 \text{ Kg/m}^3$$

$$N_{da} = 365 \text{ d/año}$$

Se obtiene:

$$E_{an} = \frac{2,779 * 10^{-6}}{\eta} * \frac{L}{C_{HW}^{1,85} * D^{4,87}} * \frac{Q_{Cn}^{2,85}}{T_{dn}^{1,85}} \text{ [KWh/año]} \quad (18)$$

$$E_{an} = \frac{K_B * K_C * K_{Qn}}{D^{4,87}} = \frac{K_n}{D^{4,87}} \text{ [KWh/año]} \quad (19)$$

Donde:

$$K_n = K_B * K_C * K_{Qn}$$

$$K_B = 2,779 * 10^{-6} / \eta$$

coeficiente de bombeo

$$K_C = L / (C_{HW})^{1,85}$$

coeficiente de la conducción

$$K_{Qn} = (Q_{Cn})^{2,85} / (T_{dn})^{1,85}$$

coeficiente de caudal para el año n

El costo anual C_{Bn} de la energía consumida en el bombeo durante el año n, si el precio de ésta es C_E (\$/KWh), resulta:

$$C_{Bn} = \frac{C_E * K_n}{D^{4,87}} \text{ [$/año]} \quad (20)$$

y el costo anual unitario (por metro de cañería instalada y probada), para el año n:

$$C_{Baun} = \frac{C_E * K_n}{L} * \frac{1}{D^{4,87}} = \frac{F_n}{D^{4,87}} \text{ [$/m*año]} \quad (21)$$

donde:

$$F_n = C_E * K_n / L$$

La expresión (21) indica que el costo de bombeo varía en forma inversamente proporcional a la casi quinta potencia del diámetro.

9.3.2.2.- Costo de Energía con Pérdidas Localizadas

Cuando las pérdidas localizadas J_E son importantes frente a las J de la conducción (esto ocurre especialmente en impulsiones cortas), deben tenerse en cuenta. Partiendo de la ecuación (13) de la energía anualizada, agregando J_e , resulta:

$$E_{an} = \frac{\tau * Q_{bn} * T_{an}}{102 * \pi} * (\Delta J_n + J_{En}) \quad [\text{KWh/año}]$$

Adoptando el método de las longitudes equivalentes, para expresar las pérdidas localizadas:

$$\Delta J_n + J_{En} = \frac{(L + L_e)}{(0,279 * C_{HW})^{1,85}} * \frac{Q_{bn}^{1,85}}{D^{4,87}} \quad (22)$$

$$\Delta J_n + J_{En} = \frac{Q_b^{1,85}}{(0,279 * C_{HW})^{1,85}} * \frac{(L + k * D)}{D^{4,87}}$$

Donde $L_e = k * D$ representa la longitud equivalente de cañería de diámetro D , que presenta un valor de pérdida por fricción igual a la J_{En} localizada y k es la suma de los coeficientes tabulados de los accesorios o singularidades de diámetro D que originan esas pérdidas.

El consumo anual de energía eléctrica para el año n , se obtiene reemplazando L por $(L + k * D)$ en K_C de la expresión (19):

$$E_{an}' = \frac{0,1528}{\pi} * \frac{L * k * D}{C_{HW}^{1,85} * D^{4,87}} * \frac{Q_{Cn}^{2,85}}{T_{an}^{1,85}} \quad [\text{KWh/año}] \quad (23)$$

$$E_{an}' = \frac{K_n}{D^{4,87}} + \frac{K_n * k}{D^{3,87}} \quad [\text{KWh/año}] \quad (24)$$

El costo anual $C_{Bn'}$ de la energía se obtiene en forma similar a la (20), para un precio C_E (\$/KWh):

$$Bn' = C_E * E_{an'} \quad [\$/\text{año}] \quad (25)$$

y el costo anual unitario de la energía gastada en vencer la fricción (por metro de cañería instalada y probada), vale:

$$C_{Baun'} = \frac{C_E * E_{an'}}{L} = \frac{F_n}{D^{4,87}} + \frac{F_n * k}{L * D^{3,87}} \quad [\$/\text{m} * \text{año}] \quad (26)$$

9.3.3.- Método del Costo Anualizado para Determinar el Diámetro más Económico

Este método se basa en la comparación de los costos anualizados de inversión y de funcionamiento de las distintas soluciones. Estos costos anualizados se calculan en base a la metodología que se desarrolla a continuación.

9.3.3.1.- Costo Unitario Anualizado de la Cañería

Este costo debe anualizarse, para ello se aplica el criterio de Colombo:

$$C_{uca} = (a + i) * C_{uci} \quad (27)$$

donde a es la amortización del capital inicial invertido, i es la tasa de interés anual y n el período de diseño (en años) de la instalación:

$$(a + i) = \frac{i * (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (28)$$

El costo unitario anualizado C_{uca} de la cañería instalada resulta entonces, en función de las dos opciones apuntadas precedentemente (precio C_{uc} por metro, extraído de listas de precios o precio por metro, calculado en base al precio por Kg del material de la cañería):

$$C_{uca} = \frac{i (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} (C_{uc} + E) \quad (29)$$

$$C_{uca} = \frac{i (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} [S * \tau_T * \pi (1+\alpha) * \alpha * D^2 + E] \quad (30)$$

Si para simplificar la expresión se hace:

$$A = \frac{i (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad y$$

$$B = S * \tau_T * \pi (1+\alpha) * \alpha = C_{uc} / D^2$$

Las expresiones (29) y (30) se transforman en:

$$C_{uca} = A * (C_{uc} + E) \quad (31)$$

$$C_{uca} = A * (B * D^2 + E) \quad (32)$$

9.3.3.2.- Costo Unitario Anualizado de la Energía

Se utiliza la expresión (21) de C'_{Baun} o la (26) de C'_{baun} , según se desprecien o no las pérdidas localizadas.

Como en este método se trabaja con un solo costo unitario promedio para todo el período de diseño (no se determina un costo para cada año n), deberá adoptarse un valor promedio de Q_{Cn} y T_{an} (entre los valores iniciales y finales del período) para determinar el coeficiente K_{Qn} de la expresión (19).

Desaparece, en consecuencia, el subíndice n de las expresiones, quedando el costo anual unitario de energía expresado directamente como C_{Bau} .

9.3.3.3.- Costo Anual Unitario Total

El costo anual unitario total se obtiene sumando el costo unitario de la cañería instalada anualizada y el costo de bombeo anual unitario, es decir:

$$C_{ua} = C_{uca} + C_{Bau}$$

Si no se consideran las pérdidas localizadas, basta con reemplazar C_{uca} por las expresiones (31) o (32) y C_{Bau} por la expresión (21), obteniéndose:

$$C_{ua} = A * (B * D^2 + E) + \frac{F}{D^{4,87}} \quad [\$ / \text{año} * m] \quad (33)$$

Si se consideran las pérdidas localizadas, se utilizará la expresión (28) de C_{Bau} , con lo cual el costo anual unitario total queda:

$$C_{ua} = A * (B * D^2 + E) + \frac{F}{D^{4,87}} + \frac{F * k}{L * D^{3,87}} \quad [\$/\text{año} * m] \quad (34)$$

Se observa que se ha eliminado el subíndice n de los costos anuales, pues se trabaja con un solo valor promedio para todo el período de diseño.

9.3.3.4.- Determinación Gráfica o por Tabulación del Diámetro más Económico

El cálculo del costo unitario anualizado total C_{ua} por medio de la ecuación (33) sin pérdidas localizadas o de la (34), si se incluyen estas pérdidas, para cada diámetro, permite construir una tabla como la que se observa a continuación, de la que puede obtenerse el costo mínimo y el diámetro más económico:

Modelo de Tabla para Análisis del Diámetro más Económico

Proyecto:

Período de Diseño: años Longitud (L) = m

Tasa anual: % anual Rendimiento (η) =

Precio energía: \$/KWh

Diámetro	Material		COSTOS UNITARIOS ANUALIZADOS							
			CAÑERÍA			ENERGÍA				TOTAL
	Designación	CWH	C_{UC} (\$/m)	E (\$/m)	C_{uca} (\$/m*año)	q_b (m ³ /s)	J (m)	T_d (h/d)	C_{Bau} (\$/m*año)	(\$/m*año)
D (m)										

La forma gráfica de resolver el problema consiste en la graficación de los costos anualizados de bombeo C_{Bau} y de la cañería C_{uca} y construcción de la curva suma del costo total C_{ua} . Este diagrama se denomina diagrama de Camerer y puede observarse en la figura 9.4. La función costo total tiene un valor mínimo en correspondencia con el diámetro más económico.

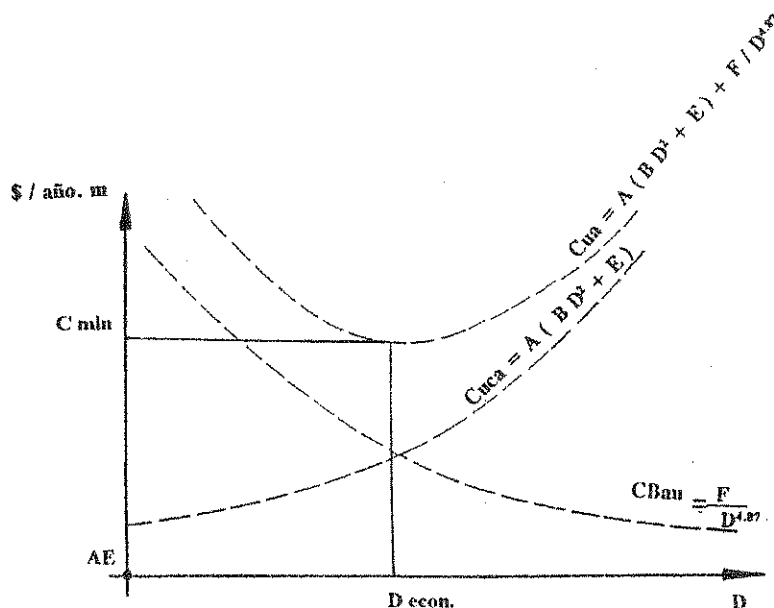


Figura 9.4

Diagrama de Camerer

En general, el uso difundido de la computadora hace que el método más frecuentemente utilizado sea la tabulación en planilla electrónica y no el método gráfico. Además, el análisis del diámetro más económico mediante una tabla permite profundizar el estudio y analizar con mayor exactitud el costo de instalación y las posibles modificaciones de espesor por sobrepresiones internas y/o cargas externas.

9.3.3.5.- Determinación Analítica del Diámetro más Económico por el Método de Costos Anualizados

Teniendo en cuenta que en la figura 9.4 la función $C_{ua} = f(D)$ pasa por un mínimo para $D = D_{econ}$, es posible detectar ese mínimo mediante la anulación de la derivada respecto del diámetro de la función "costo unitario anualizado":

$$\frac{dC_{ua}}{dD} = 0$$

reemplazando por la ecuación (33):

$$\frac{d}{dD} [A * (B * D^2 + E) + \frac{F}{D^{4,87}}] = 0$$

derivando y dividiendo por D_{econ} :

$$2 * A * B - 4,87 * \frac{F}{D_{econ}^{6,87}} = 0$$

despejando D_{econ} :

$$D_{econ} = \left(\frac{4,87 * F}{2 * A * B} \right)^{1/6,87}$$

$$D_{econ} = 1,138 * \left(\frac{F}{A * B} \right)^{0,146} \quad (35)$$

En forma similar, partiendo de la expresión (34) puede obtenerse D_{econ} considerando también las pérdidas localizadas.

9.3.3.6.- Consideraciones sobre el Método de Costos Anualizados

Respecto al método de costos anualizados para la determinación del diámetro más económico, deben tomarse en cuenta los siguientes aspectos:

- 1 - Los costos de bombeo deberán basarse en la mejor estimación del volumen de agua que se bombeará en toda la vida útil de la instalación. Esto significa que el volumen anual dato no deberá definirse en base al caudal Q_{C20} del final del período de diseño, sino en base al caudal promedio de los Q_{Cn} del período.
- 2 - Igual criterio deberá seguirse con la tasa de interés y el precio de la energía, que variarán durante el período de diseño. Deberán estimarse, por lo tanto, valores medios para el cálculo.

- 3 - Se considera que el rendimiento de la bomba no varía durante el período de diseño de la obra.
- 4 - Deberán tomarse en cuenta las eventuales variaciones en el costo de la energía por diversos factores (diferentes tarifas según el horario, recargas por exceso de consumo, etc.).

9.3.4.- Método del Valor Presente para Determinar el Diámetro más Económico

El método del valor presente consiste en llevar al año inicial, mediante una tasa de descuento adecuada, todos los costos que dependan del diámetro, es decir el costo de la cañería instalada C_{uca} y el costo de bombeo C_{Bau} para cada año de la vida útil de la obra.

El valor presente PV_n del costo de un año arbitrario n , a contar desde el comienzo de la obra, está dado por:

$$PV_n = \frac{C_n}{(1 + i)^n}$$

donde i es la tasa de descuento adoptada. El valor presente total de la obra será entonces:

$$PV = \sum_{n=1}^N \frac{C_n}{(1 + i)^n} \quad (36)$$

donde N es la cantidad total de años del período considerado. El costo anual para el año n está integrado por:

$$C_n = AM_n + DE_n + CB_n \quad (37)$$

donde:

AM_n = amortización de la inversión en el año n .

DE_n = depreciación de la inversión del año n .

CB_n = costo de bombeo del año n .

La amortización es la cuota necesaria para devolver en N veces un capital Z prestado. Considerando N cuotas iguales y periódicas, cada una tendrá un valor:

$$AM_n = AM = \frac{i}{1 - (1+i)^{-N}} * Z \quad [\$/\text{año}] \quad (38)$$

La depreciación es la cuota necesaria para reunir un capital Z al final de la vida útil en n veces con una tasa de interés i y teniendo en cuenta un valor residual nulo:

$$DE_n = DE = \frac{i}{(1+i)^N - 1} * Z \quad [\$/\text{año}] \quad (39)$$

El capital Z se obtiene directamente del costo unitario C_{uci} , multiplicado por L. Este costo puede expresarse, ya sea según la (6.2) o la (12). Es decir:

$$Z = (C_{uc} + E) * L \quad (40)$$

o bien:

$$Z = (B * D^2 + E) * L \quad (41)$$

El costo de bombeo para vencer la fricción se obtiene a partir de la (19), si se desprecian las pérdidas localizadas, o de la (24), en caso contrario:

$$E_{an} = \frac{K_n}{D^{4,87}} \quad [\text{KWh/año}] \quad (19)$$

$$E_{an}' = \frac{K_n}{D^{4,87}} + \frac{K_n * k}{L * D^{3,87}} \quad [\text{KWh/año}] \quad (24)$$

Como K_n varía cada año, deberá expresársela en función de n, utilizando la (19), por ejemplo, escrita en la siguiente forma:

$$E_{an} = \frac{K_B * K_C}{D^{4,87}} * \frac{Q_{Cn}^{2,85}}{T_{dn}^{1,85}} \quad [\text{Kwh/año}] \quad (42)$$

Expresando Q_{Cn} en función de la población servida y del aporte unitario a cloacas:

$$Q_{Cn} = P_{Sn} * \delta_{Cn} = P_{S0} * (1+i_p)^n * \delta_{S0} (1+i_p)^n \quad [\text{m}^3/\text{d}] \quad (43)$$

Donde:

P_{S0} = población para el año inicial del período de diseño (hab).

P_{Sn} = población para el año n (hab).

δ_{C0} = aporte unitario a cloacas para el año inicial ($m^3/hab*d$)

δ_{Cn} = aporte unitario a cloacas para el año n ($m^3/hab*d$).

A su vez, el caudal de funcionamiento de la bomba Q_b , que puede considerarse constante mientras no se cambien los equipos de bombeo, está relacionado con Q_{Cn} y T_{dn} por la siguiente expresión:

$$T_{dn} = \frac{Q_{Cn} (m^3/d)}{Q_b (m^3/h)} \quad [h/d]$$

O bien, utilizando las unidades especificadas en la (19):

$$T_{dn} = \frac{Q_{Cn} (m^3/d)}{3.600 (s/h) * Q_b (m^3/s)} \quad [h/d] \quad (44)$$

Reemplazando las expresiones (43) y (44) en la (42), se obtiene:

$$E_{an} = \frac{K_b * K_C}{D^{4,87}} * \frac{Q_{Cn}^{2,85}}{Q_{Cn}^{1,85}} * 3.600^{1,85} * Q_b^{1,85}$$

$$E_{an} = \frac{K_b * K_C * 3.600^{2,85}}{D^{4,87}} * Q_{Cn} * Q_b^{1,85}$$

$$E_{an} = \frac{K_b * K_C}{D^{4,87}} * 3.600^{1,85} * P_{S0} * \delta_{C0} (1+i_p)^n * (1+i_d)^n * Q_b^{1,85} \quad [KWh/año]$$

Multipliando por el costo de la energía eléctrica C_E (\$/KWh) y transformando, resulta el costo de bombeo para el año n:

$$C_{Bn} = K_1 * K_2^{n-0,5} * \frac{1}{D^{4,87}} \quad (45)$$

Donde:

$$K_1 = K_b * K_c * 3.600^{1,85} * P_{SO} * \delta_{CO} * Q_b^{1,85} * C_E$$

$$K_2 = (1 + i_p) * (1 + i_d)^{n-0,5}$$

Siendo K_b y K_c los coeficientes de bombeo y de conducción definidos para la expresión (19).

El valor presente del costo total de la obra está dado por la ecuación (37):

$$PV = \sum_{n=1}^N \left[\frac{AM}{(1+i)^n} + \frac{DE}{(1+i)^n} + \frac{C_{Bn}}{(1+i)^n} \right] \quad (46)$$

Reemplazando los valores de la amortización, depreciación y el costo de bombeo (sin pérdidas localizadas):

$$PV = \sum_{n=1}^N \frac{1}{(1+i)^j} * \frac{i}{1-(1+i)^{-N}} * Z + \sum_{n=1}^N \frac{1}{(1+i)^n} * \frac{i}{(1+i)^{N-1}} * Z$$

$$+ \sum_{n=1}^N \frac{K_1 * K_2^{n-0,5}}{(1+i)^n} * \frac{1}{D^{4,87}} \quad (47)$$

Las sumatorias corresponden a sumas de series geométricas. Por lo tanto, pueden resolverse directamente:

$$PV = Z + \left[\frac{i}{(1+i)^{N-1}} * \frac{1}{(1+i)} * \frac{\frac{1}{(1+i)^n} - 1}{\frac{1}{(1+i)} - 1} \right] * Z +$$

$$+ \left\{ K_1 * \frac{K_2^{0,5}}{(1+i)} * \frac{\left[\frac{K_2}{(1+i)} \right]^n - 1}{\frac{K_2}{1+i} - 1} \right\} * \frac{1}{D^{4,87}} \quad (48)$$

Para simplificar las ecuaciones se denominará:

$$C_1 = \frac{i}{(1+i)^{N-1}} * \frac{1}{(1+i)} * \frac{\frac{1}{(1+i)^N} - 1}{\frac{1}{(1+i)} - 1}$$

$$C_2 = K_1 * \frac{K_2^{0,5}}{(1+i)} * \frac{[\frac{K_2}{(1+i)}]^N - 1}{\frac{K_2}{(1+i)} - 1}$$

El valor presente del costo total:

$$PV = Z + C_1 * Z + C_2 * \frac{1}{D^{4,87}}$$

$$PV = (1 + C_1) * Z + C_2 * \frac{1}{D^{4,87}} \quad (49)$$

Reemplazando el valor del capital Z, queda finalmente:

$$PV = (1 + C_1) * (B * D^2 + E) * L + C_2 * \frac{1}{D^{4,87}} \quad (50)$$

Se puede construir una tabla calculando el valor presente para cada diámetro y así determinar el diámetro cuyo valor presente sea el menor.

Una segunda posibilidad es aplicar el método del valor mínimo de una función. Se plantea la siguiente ecuación:

$$\frac{dPV}{dD} = 0$$

$$\frac{dPV}{dD} = 2 * (1+C_1) * B * L * D - 4,87 * C_2 * D^{-5,87} = 0$$

Por lo tanto el diámetro más económico es:

$$D_{econ} = 1,138 * \left[\frac{C_2}{(51) (1 + C_1) * B * L} \right]^{0,146}$$

Esta ecuación permite una resolución más rápida pero, naturalmente, no dará valores comerciales (puede dar un diámetro cualquiera, por ejemplo 639 mm) por lo que deberá adoptarse el diámetro comercial próximo superior. En cambio, realizando el análisis mediante una tabla puede obtenerse directamente el diámetro comercial.

Si la impulsión es corta, las pérdidas localizadas tienen mayor importancia y, por lo tanto, deberán ser tenidas en cuenta. Para ello, se partirá de la expresión (24) arribando a una expresión equivalente a la (45) para el costo de bombeo:

$$C_{Bn}' = K_1 * K_2^{n-0,5} * \left[\frac{1}{D^{4,87}} + \frac{k * D}{L * D^{4,87}} \right]$$

$$C_{Bn}' = K_1 * K_2^{n-0,5} * \left[\frac{1}{D^{4,87}} + \frac{k}{L * D^{3,87}} \right] \quad (52)$$

El valor presente del costo total, teniendo en cuenta las pérdidas localizadas, será entonces:

$$PV = (1 + C_1) * (BD^2 + E) * L + C_2 \left[\frac{1}{D^{4,87}} + \frac{k}{L * D^{3,87}} \right] \quad (53)$$

9.3.5.- Recomendaciones Finales

La elección del método de resolución del diámetro más económico depende fundamentalmente de los datos disponibles.

El método del valor presente brinda una mayor exactitud y, por lo tanto, es el más conveniente. Sin embargo, necesita mayor precisión en los datos que no siempre están disponibles.

El método del costo anualizado permite realizar un cálculo con menor cantidad de datos, pero con menor aproximación.

La elección del método dependerá, entonces, del proyectista, que deberá definir la confiabilidad de los datos existentes y la mejor estimación de los datos que deben suponerse.

9.3.6.- Metodología de Cálculo para la Determinación del Diámetro más Económico

9.3.6.1.- Método del Costo Anualizado

A - Datos

(a) Caudal de bombeo (Q_b)

El caudal que debe utilizarse es el valor medio durante el período de diseño de la obra.

(b) Número de horas anuales de funcionamiento (T)

El número de horas anuales de funcionamiento es el valor medio durante la vida útil de la obra.

(c) Tasa de interés (i)

La tasa de interés i o tasa económica de análisis, la fijará el COFAPYS en cada caso: puede estimarse generalmente en 12%

(d) Plazo de amortización (N)

Es el número de años correspondiente al período de diseño.

(e) Costo de la energía (C_E)

Es el costo de la energía, en \$/KWh, que se le cobra a la estación de bombeo.

(f) Costo unitario de la cañería (C_{uc})

Es el precio comercial (de venta) por metro de cañería. Deberá obtenerse de los proveedores de ésta en el mercado.

Si se desea efectuar un análisis generalizado, se deberá partir del costo S por kilogramo de cañería.

(g) Coeficiente de Hazen-Williams (C_{HW})

Es el coeficiente de la ecuación de Hazen-Williams, su valor depende del material:

PVC:	$C_{HW} = 150$
Asbesto cemento:	$C_{HW} = 148$
PRFV:	$C_{HW} = 145$
Acero y fundición:	$C_{HW} = 110$ a 140 (de acuerdo al revestimiento)
Hormigón:	$C_{HW} = 125$ a 135

(h) Coeficiente de espesor (α)

Sólo se lo utilizará cuando se desee efectuar un análisis general en base al precio S por kilogramo de cañería.

El coeficiente α es un coeficiente que relaciona el espesor con el diámetro. Para ello, se recomienda calcular con la ecuación de Hazen-Williams con una pérdida de energía aproximadamente cercana a la más económica. Por ejemplo, con $j = 2$ %/.. se puede calcular un diámetro, que no será el diámetro más económico, sino una primera aproximación para evaluar los parámetros. Entonces:

$$D = \left[\left(\frac{Q}{0,279 * C_{HW}} \right)^{1,85} * \frac{1}{j} \right]^{0,205}$$

reemplazando j:

$$D_A = \left[\left(\frac{Q}{0,279 * C_{HW}} \right)^{1,85} * \frac{1}{0,002} \right]^{0,205}$$

Una vez obtenido D_A se buscarán los diámetros comerciales más próximos, por lo menos dos rangos hacia abajo y hacia arriba: D_1 , D_2 , D_3 y D_4 . Por ejemplo, si D_A fuera 632 mm se tomarán para el análisis los diámetros $D_1 = 500$, $D_2 = 600$, $D_3 = 700$ y $D_4 = 800$ mm. Para cada uno de estos diámetros se realiza el siguiente cálculo:

$$\alpha_1 = \frac{e_1}{D_1}$$

$$\alpha_2 = \frac{e_2}{D_2}$$

$$\alpha_3 = \frac{e_3}{D_3}$$

$$\alpha_4 = \frac{e_4}{D_4}$$

Los espesores se obtendrán de los estándares de cada fábrica para la clase que se estime aproximadamente con la altura topográfica más una altura de fricción (tomando una pérdida $j = 2$ %/..)

$$\text{Clase} = \text{Altura Topográfica} + J (2\%/..)$$

A partir de α_1 , α_2 , α_3 y α_4 , se puede obtener un valor medio.

$$\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4}{4}$$

(i) Costo del transporte, acarreo, zanjeo, instalación y pruebas (E)

Se debe evaluar el costo del transporte desde la fábrica de cañerías al lugar de la obra para el rango de diámetros D1 a D4 y obtener un valor medio, así como el costo de excavación, instalación y prueba para cada uno de esos diámetros, incluyendo relleno y compactación y obtener otro valor medio. La suma de ambos valores será el valor E.

(j) Peso específico τ y τ_t

El peso específico τ del líquido será estimado de acuerdo a la composición de éste. El peso específico τ_t del material es indicado por cada fábrica.

(k) Rendimiento de la bomba (n)

Como rendimiento de la bomba debe adoptarse un rendimiento medio de la bomba a lo largo de la vida útil de la obra. Puede estimárselo, si se conoce la bomba, en base a la altura manométrica media esperada durante el período (Q_b es constante).

(l) Valor de la longitud equivalente (m)

La longitud equivalente, para la pérdida localizada, vale:

$$L_e = k * D$$

(ll) Longitud (L)

Es la longitud total de la impulsión.

B - Procedimiento de Cálculo

B.1 - Por Tabulación

Puede efectuarse la determinación analítica, calculando el costo anual unitario total, para cada diámetro, con la expresión:

$$C_{ua} = A [B * D^2 + E] + F * \frac{1}{D^{4,87}}$$

Para hacerlo se debe calcular primero:

$$A = \frac{i * (1 + i)^N}{(i + 1)^N - 1}$$

$$B = S * r_t * \pi * (1 + \alpha) * \alpha$$

o con la de lista de precios:

$$B = C_{uc} / D^2$$

$$F = \frac{C_E * r * T * Q^{2,85}}{102 * \pi * (0,279 * C_{HW})^{1,85}}$$

Una vez calculado C_{ua} para cada diámetro, puede graficarse y obtenerse el diámetro para el cual es menor el costo unitario anualizado (diámetro más económico).

B.2 - Por Tabulación con Pérdidas Localizadas

Se confecciona una tabla con el costo anualizado, en base a la expresión:

$$C_{ua} = A * (B * D^2 + E) + \frac{F}{D^{4,87}} + \frac{F * N}{L * D^{3,87}} \quad [$/año*m]$$

El diámetro más económico será al que corresponda, en la tabla, al menor valor de C_{ua} .

B.3 - Por Valor Mínimo de la Función

Se aplica directamente la expresión:

$$D_{econ} = 1,138 * \left(\frac{F}{A * B} \right)^{0,146} \quad [m]$$

El valor resultante para el diámetro más económico habitualmente no será un diámetro comercial sino un valor intermedio, que deberá aproximarse al comercial más cercano.

9.3.6.2.- Método del Valor Presente

A - Datos .

(a) Población inicial (P_0)

La población inicial a abastecer con servicio (habitantes).

(b) Aporte unitario medio a cloacas, para el año inicial (δ_{C0})

Es el aporte cloacal diario por cada usuario doméstico ($L / \text{hab} * d$).

(c) Tiempo inicial de funcionamiento (T_0)

El tiempo inicial de funcionamiento puede calcularse de acuerdo al caudal que se fije:

$$Q = \frac{P_0 * \delta_{C0}}{3,6 * 10^6 * T_0} ,$$

luego:

$$T_0 = \frac{P_0 * \delta_{C0}}{3,6 * 10^6 * Q} \quad [\text{horas/día}]$$

(d) Días mensuales de funcionamiento (T_m)

Es el número de días de funcionamiento del equipo en el mes.

(e) Meses de funcionamiento (T_a)

Es el número de meses anuales de funcionamiento.

(f) Coeficiente i_p .

El coeficiente i_p es la tasa media anual de crecimiento de la población durante el período de diseño de la obra.

(g) Coeficiente i_d .

El coeficiente i_d es la tasa media anual de crecimiento de la población durante el período de diseño de la obra.

Los valores de los otros datos ya fueron descriptos precedentemente. Se repiten brevemente:

C_E = precio de la energía (\$/KWh)
 L = longitud total de la impulsión (m)
 C_{HW} = coeficiente de Hazen-Williams
 η = rendimiento de la bomba
 s = precio por kilo del material del caño (\$/Kg)
 γ_t = peso específico del material (Kg/m³)
 α = coeficiente de espesor ($\alpha_i = e_i / D_i$)
 E = costo del transporte, excavación e instalación (\$/m)
 i = tasa de interés
 n = plazo de amortización (años)
 γ = peso específico del líquido (Kg/m³)

B - Procedimientos de cálculo

B.1 - Por Tabulación

Se calcula el valor presente de los costos de inversión y funcionamiento para cada diámetro del rango elegido. Este debería comprender, por lo menos, cuatro diámetros comerciales. La expresión del valor presente es la siguiente:

$$PV = (1 + C_1) * (B * D^2 + E) * L + C_2 * \frac{1}{D^{4,87}}$$

donde:

$$C_1 = \frac{i}{(1+i)^{N-1}} * \frac{1}{(1+i)} * \frac{\frac{1}{(1+i)^N} - 1}{\frac{1}{(1+i)} - 1}$$

$$C_2 = K_1 * \frac{K_2^{0,5}}{(1+i)} * \frac{\left[\frac{K_2}{(1+i)}\right]^N - 1}{\frac{K_2}{1+i} - 1}$$

En esta última expresión:

$$K_1 = \frac{C_E * \tau * L * T_m * T_a}{102 * \pi} * \left(\frac{P_i * d}{3,6 * 10^6} \right)^{2,85} * \frac{1}{(0,279 C_{HW} * T_O)^{1,85}}$$

$$K_2 = (1 + i_p) * (1 + i_d)$$

Por otra parte:

$$B = S * \tau_t * \pi * (1 + \alpha) * \alpha$$

Se tabula el valor presente para cada diámetro. El diámetro más económico será el que corresponda al mínimo valor presente.

B.2.2 - Por Tabulación con Pérdidas Localizadas

Es análogo al anterior pero la expresión a aplicar es:

$$PV = (1 + C_1) * (B * D^2 + E) * L + C_2 * \left[\frac{1}{D^{4,87}} + \frac{k}{L * D^{3,87}} \right]$$

donde k es el factor correspondiente a la longitud equivalente, relacionada con las pérdidas localizadas, de la expresión:

$$L_e = k * D$$

El diámetro más económico será el que corresponda al mínimo valor presente de los costos.

B.3 - Por Valor Mínimo de la Función

En este caso se aplica directamente la expresión:

$$Decon = 1,138 * \left[\frac{C_2}{(1 + C_1) * B * L} \right]^{0,146}$$

donde C_1 , C_2 y B son parámetros ya definidos precedentemente.

Esta expresión brinda directamente el valor del diámetro más económico, que generalmente no coincidirá con un diámetro comercial, por lo que se deberá aproximar al diámetro comercial más cercano.

B.2.3.- Por Planilla de Cálculo en Computadora

El método utilizado frecuentemente es el de determinar por computadora el costo anual año a año mediante cualquier planilla electrónica. Este método es usual pues habitualmente, por otros estudios relacionados con el proyecto, se cuenta con la serie de caudales Q_{Cn} para cada año del período de diseño, los que pueden utilizarse para el cálculo del costo de energía.

Desarrollando en esa forma el costo para cada año, luego puede calcularse el valor presente neto (NPV) sobre el flujo de costos, directamente utilizando la función específica que incorporan todas las planillas de cálculo para estas determinaciones.

9.3.6.3.- Programa de Computación

Se presenta el listado del programa que permite la resolución del diámetro más económico, ya sea por el método del costo anualizado o el valor presente y dentro de estos métodos las dos variantes, es decir, la tabulación o el valor mínimo de la función.

```

10 REM'DIAMECO
20 REM'DIAMETRO MAS ECONOMICO
30 REM'VERSION 220792
50 CLS
60 PI=4*ATN(1):CMIN=1E+20:PVM=1E+20
70 PRINT"CALCULO DEL DIAMETRO MAS ECONOMICO":PRINT:PRINT
80 PRINT"OPCIONES:?"
90 PRINT"1)METODO DEL COSTO ANUALIZADO"
100 PRINT"2)METODO DEL VALOR PRESENTE"
110 INPUT"ELIJA OPCION (1/2)";OP
120 IF OP=1 THEN 150
130 IF OP=2 THEN 530
140 IF OP>2 OR OP<1 THEN 110
150 REM'METODO DEL COSTO ANUALIZADO
160 PRINT"OPCIONES"
170 PRINT"1)RESOLUCION POR TABULACION"
180 PRINT"2)VALOR MINIMO DE UNA FUNCION"
190 INPUT"OPCION(1/2)";OQ
200 PRINT:INPUT"CAUDAL MEDIO [m3/s] Q=";Q
210 PRINT:INPUT"NUMERO DE HORAS DIARIAS DE FUNCIONAMIENTO T=";T:T=T*365
220 PRINT:INPUT"COEFICIENTE DE HAZEN Y WILLIAMS DEL MATERIAL CHW=";CH
230 PRINT:INPUT"PESO UNITARIO DEL MATERIAL [kg/m3] GT=";GT
240 PRINT:INPUT"PESO ESPECIFICO DEL LIQUIDO [kg/m3] G=";G
250 PRINT:INPUT"RENDIMIENTO DE LA BOMBA ETA=";ET
260 PRINT:INPUT"TASA DE INTERES [%] i=";I:I=I/100
270 PRINT:INPUT"PLAZO DE AMORTIZACION [años] n=";N
280 PRINT:INPUT"PRECIO POR KILO DE LA CAÑERIA [$/kg] S=";S
290 PRINT:INPUT"PRECIO DE LA ENERGIA [$/Kwh] CE=";CE
300 PRINT:INPUT"DESEA ESTIMAR UN DIAMETRO APROXIMADO (S/N)";AP$
310 IF AP$="S" OR AP$="s" THEN 340
320 IF AP$="N" OR AP$="n" THEN 380
330 GOTO 300
340 PRINT:INPUT"PERDIDA ESTIMADA UNITARIA j [mm/m] (ENTER PARA j=2mm/m)";JU:JU=JU/1000
350 IF JU=0 THEN JU=.002
360 DA=((Q/((.279*CH))^(1.851*1/JU))^(.205
370 PRINT:PRINT"EL DIAMETRO APROXIMADO PARA ESTIMAR EL RANGO ES Daprox="DA*1000"mm"
380 GOSUB 1750
390 A=((1*(1+I)^N)/((1+I)^N-1)
400 B=S*GT*PI*(1+AL)*AL
410 F=(CE*G*T*Q^2.85)/(102*ET*(.279*CH)^1.85)
420 IF OQ=1 THEN 460
430 DEC=1.138*(F/(A*B))^(.146
440 PRINT:PRINT"EL DIAMETRO MAS ECONOMICO ES Deco="DEC*1000"mm"
450 GOTO 1120
460 FOR J2=1 TO CD
470 CUA(J2)=A*(B*(D(J2)/1000)^2+E(J2))+F/((D(J2)/1000)^4.87)
480 PRINT"Cua("D(J2)")="CUA(J2)
490 IF CUA(J2)<CMIN THEN CMIN=CUA(J2):J3=J2
500 NEXT J2
510 PRINT:PRINT"EL DIAMETRO MAS ECONOMICO ES Deco="D(J3)"mm"
520 GOTO 1120
530 REM'METODO DEL VALOR PRESENTE
540 PRINT:INPUT"POBLACION INICIAL [hab] Pi=";PL
550 PRINT:INPUT"DOTACION [l/hab.día] d=";DT
560 PRINT:INPUT"TIEMPO INICIAL DE FUNCIONAMIENTO DIARIO [horas] To=";TO

```

```

570 PRINT:INPUT"DIAS MENSUALES DE FUNCIONAMIENTO [dias] Ya=";TM
580 PRINT:INPUT"MESES ANUALES DE FUNCIONAMIENTO [meses] Tm=";TA
590 PRINT:INPUT"COEFICIENTE DE CRECIMIENTO B DE LA POBLACION [%] B=";BE:BE=BE/100
600 PRINT:INPUT"COEFICIENTE DE CRECIMIENTO δ DE LA DOTACION [%] δ=";DEL:DEL=DEL/100
610 PRINT:INPUT"COSTO DE LA ENERGIA [$/Kwh] CE=";CE
620 PRINT:INPUT"LONGITUD DE LA CAÑERIA [m] L=";L
630 PRINT:INPUT"COEFICIENTE DE HAZEN-WILLIAMS CHW=";CH
640 PRINT:INPUT"RENDIMIENTO DE LA BOMBA ETA=";ET
650 PRINT:INPUT"PRECIO POR KILO DEL MATERIAL [$/kg] S=";S
660 PRINT:INPUT"PESO ESPECIFICO DEL MATERIAL [kg/m3] GT=";GT
670 PRINT:INPUT"PESO ESPECIFICO DEL LIQUIDO [kg/m3] GA=";GA
680 PRINT:INPUT"TASA DE INTERES [%] i=";I:I=I/100
690 PRINT:INPUT"PLAZO DE AMORTIZACION [años] n=";N
700 Q=(PL*DT)/(3600000!*T0)
710 PRINT:INPUT"DESEA ESTIMAR UN DIAMETRO APROXIMADO (S/N)";AP$
720 IF AP$="S" OR AP$="s" THEN 750
730 IF AP$="N" OR AP$="n" THEN 790
740 GOTO 710
750 PRINT:INPUT"PERDIDA ESTIMADA UNITARIA j [mm/m] (ENTER PARA j=2mm/m)";JU:JU=JU/1000
760 IF JU=0 THEN JU=.002
770 DA=((Q/(.279*CH))1.851*(1/JU)).205
780 PRINT:PRINT"EL DIAMETRO APROXIMADO PARA ESTIMAR EL RANGO ES Daprox="DA
790 PRINT:PRINT"EL CAUDAL ES Q="Q"m3/s"
800 PRINT:PRINT"OPCIONES"
810 PRINT:PRINT"1)POR TABULACION
820 PRINT:PRINT"2)POR VALOR MINIMO DE LA FUNCION
830 PRINT:INPUT"OPCION (1/2)";OQ
840 IF OQ<1 OR OQ>2 THEN 830
850 K1=CE*GA*L*TM*TA/(102*ET)*(PL*DT/3600000!)2.85*(.279*CH*T0)1.85
860 K2=(1+BE)*(1+DEL)
870 C1=1/((1+I)N-1)*(1/(1+I))N*(1/(1+I)-1)/(1/(1+I)-1)
880 C2=(K1*K2.5)/(1+I)*((K2/(1+I))N-1)/(K2/(1+I)-1)
890 GOSUB 1750
900 B=S*GT*PI*(1+AL)*AL
910 IF OQ=1 THEN 950
920 DEC=1.138*(C2/((1+C1)*B*L)).146
930 PRINT:PRINT"EL DIAMETRO MAS ECONOMICO Deco="DEC*1000"mm"
940 GOTO 1120
950 PRINT:INPUT"DESEA CONSIDERAR PERDIDAS LOCALES (S/N)";PP$
960 IF PP$="N" OR PP$="n" THEN 980
970 IF PP$="S" OR PP$="s" THEN 1050
980 FOR J2=1 TO CD
990 PV(J2)=(1+C1)*L*(B*(D(J2)/1000)2+E(J2))+C2*1/(D(J2)/1000)4.87
1000 PRINT:PRINT"PV(D(J2))="PV(J2)"$"
1010 IF PV(J2)<PVM THEN PVM=PV(J2):J3=J2
1020 NEXT J2
1030 PRINT:PRINT"EL DIAMETRO MAS ECONOMICO ES Deco="D(J3)"mm"
1040 GOTO 1120
1050 PRINT:INPUT"COEFICIENTE TOTAL DEL DIAMETRO PARA LA LONGITUD EQUIVALENTE m";M1
1060 FOR J2=1 TO CD
1070 PV(J2)=(1+C1)*L*(B*(D(J2)/1000)2+E(J2))+C2*(1/(D(J2)/1000)4.87+M1/L*1/(D(J2)/1000)3.87)
1080 PRINT:PRINT"PV(D(J2))="PV(J2)"$"
1090 IF PV(J2)<PVM THEN PVM=PV(J2):J3=J2
1100 NEXT J2
1110 PRINT:PRINT"EL DIAMETRO MAS ECONOMICO ES Deco="D(J3)"mm"
1120 PRINT:INPUT"DESEA IMPRIMIR (S/N)";IIS$

```

```

1130 IF I1$="s" OR I1$="S" THEN 1160
1140 IF I1$="n" OR I1$="N" THEN STOP
1150 GOTO 1120
1160 IF OP=2 THEN 1430
1170 LPRINT"CALCULO DEL DIAMETRO MAS ECONOMICO":LPRINT
1180 LPRINT"METODO DEL COSTO ANUALIZADO":LPRINT
1190 LPRINT"DATOS:"
1200 LPRINT"EL CAUDAL MEDIO ES Q="Q"m3/s"
1210 LPRINT"EL NUMERO DE HORAS DE FUNCIONAMIENTO ANUALES ES T=";T
1220 LPRINT"COEFICIENTE DE HAZEN Y WILLIAMS DEL MATERIAL CHW=";CH
1230 LPRINT"PESO UNITARIO DEL MATERIAL GT=";GT"kg/m3"
1240 LPRINT"PESO ESPECIFICO DEL LIQUIDO G=";G"kg/m3"
1250 LPRINT"RENDIMIENTO DE LA BOMBA ETA=";ET
1260 LPRINT"TASA DE INTERES i=";I*100%"
1270 LPRINT"PLAZO DE AMORTIZACION n=";N"años"
1280 LPRINT"PRECIO POR KILO DE LA CAÑERIA S=";S"/kg"
1290 LPRINT"PRECIO DE LA ENERGIA CE=";CE"/Kwh
1300 IF OQ=2 THEN 1350
1310 IF OT=1 THEN LPRINT"EL COSTO MEDIO DE TRANSPORTE E INSTALACION ES E="E"$":GOTO 1340
1320 FOR J2=1 TO CD
1330 LPRINT"PARA D="D(J2)"EL COSTO DE TRANSPORTE E INSTALACION ES E="E(J2)"$:NEXT J2
1340 IF OQ=1 THEN 1370
1350 LPRINT:LPRINT:LPRINT"EL DIAMETRO MAS ECONOMICO ES D="DEC*1000"mm"
1360 GOTO 1420
1370 LPRINT:LPRINT"EL COSTO UNITARIO ANUALIZADO PARA LOS DIAMETROS ELEGIDOS SERA:"
1380 FOR J2=1 TO CD
1390 LPRINT:LPRINT"CUA("D(J2)")="CUA(J2)"$
1400 NEXT J2
1410 LPRINT:LPRINT:LPRINT"EL DIAMETRO MAS ECONOMICO ES Deco="D(J3)"mm"
1420 STOP
1430 LPRINT"CALCULO DEL DIAMETRO MAS ECONOMICO":LPRINT
1440 LPRINT"METODO DEL VALOR PRESENTE":LPRINT
1450 LPRINT"POBLACION INICIAL Pi=";PL"hab"
1460 LPRINT"DOTACION d=";DT"l/hab.día"
1470 LPRINT"TIEMPO INICIAL DE FUNCIONAMIENTO DIARIO To=";TO"horas"
1480 LPRINT"DIAS MENSUALES DE FUNCIONAMIENTO Ta=";TM"días"
1490 LPRINT"MESES ANUALES DE FUNCIONAMIENTO Tm=";TA"meses"
1500 LPRINT"COEFICIENTE DE CRECIMIENTO B DE LA POBLACION B=";BE*100%"
1510 LPRINT"COEFICIENTE DE CRECIMIENTO δ DE LA DOTACION δ=";DEL*100%"
1520 LPRINT"COSTO DE LA ENERGIA CE=";CE"/Kwh"
1530 LPRINT"LONGITUD DE LA CAÑERIA L=";L"m"
1540 LPRINT"COEFICIENTE DE HAZEN-WILLIAMS CHW=";CH
1550 LPRINT"RENDIMIENTO DE LA BOMBA ETA=";ET
1560 LPRINT"PRECIO POR KILO DEL MATERIAL S=";S"/kg"
1570 LPRINT"PESO ESPECIFICO DEL MATERIAL GT=";GT"kg/m3"
1580 LPRINT"PESO ESPECIFICO DEL LIQUIDO GA=";GA"kg/m3"
1590 LPRINT"TASA DE INTERES i=";I*100%"
1600 LPRINT"PLAZO DE AMORTIZACION n=";N"años"
1610 IF OQ=2 THEN 1660
1620 IF OT=1 THEN LPRINT"EL COSTO MEDIO DE TRANSPORTE E INSTALACION ES E="E"$":GOTO 1650
1630 FOR J2=1 TO CD
1640 LPRINT"PARA D="D(J2)"EL COSTO DE TRANSPORTE E INSTALACION ES E="E(J2)"$:NEXT J2
1650 IF OQ=1 THEN 1680
1660 LPRINT:LPRINT:LPRINT"EL DIAMETRO MAS ECONOMICO ES Deco="DEC*1000"mm"
1670 STOP
1680 LPRINT

```

```

1690 LPRINT"EL VALOR PRESENTE DE LOS DIAMETROS ELEGIDOS ES:"
1700 FOR J2=1 TO CD
1710 LPRINT:LPRINT"PV(D(J2))="PV(J2)"$
1720 NEXT J2
1730 LPRINT:LPRINT:LPRINT"EL DIAMETRO MAS ECONOMICO ES Deco=D(J3)"mm"
1740 STOP
1750 IF OQ=1 THEN 1790
1760 PRINT:INPUT"COEFICIENTE DE ESPESOR α=(SI NO CONOCE α ESCRIBA α=0";AL:AX=AL
1770 IF AL=0 THEN 1790
1780 IF AL>0 THEN 1880
1790 PRINT:INPUT "CANTIDAD DE DIAMETROS A ANALIZAR";CD
1800 FOR J=1 TO CD
1810 PRINT:INPUT"DIAMETRO A ESTUDIAR D=";D(J)
1820 PRINT:INPUT"ESPESOR DE ESE DIAMETRO ES=";ES(J)
1830 ALF(J)=ES(J)/D(J)
1840 ALT=ALF(J)+ALT
1850 NEXT J
1860 ALFA=ALT/CD
1870 IF AL=0 THEN AL=ALFA
1880 IF OQ=2 THEN 2050
1890 PRINT:PRINT"OPCIONES PARA EL COSTO DE TRANSPORTE EXCAVACION E INSTALACION"
1900 PRINT:PRINT"1)COSTO MEDIO
1910 PRINT:PRINT"2)COSTO PARA CADA DIAMETRO
1920 PRINT:INPUT"OPCION (1/2)";OT
1930 IF AX>0 AND OQ=2 THEN 1960
1940 IF OT<1 OR OT>2 THEN 1920
1950 IF OT =2 THEN 1980
1960 PRINT:INPUT "COSTO MEDIO E=";E:GOTO 2020
1970 IF OT<1 OR OT>2 THEN 1920
1980 FOR J1=1 TO CD
1990 PRINT:PRINT"COSTO DIAMETRO"D(J1)"mm":INPUT"E=";E(J1)
2000 NEXT J1
2010 GOTO 2050
2020 FOR J1=1 TO CD
2030 E(J1)=E
2040 NEXT J1
2050 RETURN

```

9.3.7.- Método Simplificado para la Determinación del Diámetro más Económico con la Fórmula de Bresse

Constituye un método de primera aproximación para la determinación del diámetro y considera:

- a) Un costo c_1 de energía para el bombeo, por unidad de potencia instalada, que incluye unidades de reserva, amortización y mantenimiento. El costo C_1 de bombeo resulta:

$$C_1 = \frac{\tau * Q_b * H_m}{75 * \eta} * c_1$$

- b) Un costo c_2 por unidad de longitud y de diámetro del caño instalado en la conducción.

El costo para un diámetro D y longitud L resulta:

$$C_2 = c_2 * D * L$$

La altura manométrica H_m , puede expresarse según la expresión $H_m = H_t + \Sigma J$ deducida en el numeral 9.2 y simplificada como sigue:

$$H_m = H_t + j * L ; \quad \text{donde } j = 6,48 * b * \frac{Q^2}{D^5}$$

resulta entonces:

$$H_m = H_t + 6,48 * b * \frac{Qb^2}{D^5} * L$$

y, por lo tanto, el costo total será:

$$C_t = C_1 + C_2 = \frac{\tau * Q * c_1}{75 * \pi} * [H_t + 6,48 * b * \frac{Q^2}{D^5} * L] + c_2 * D * L$$

Para que el costo resulte mínimo debe cumplirse la condición:

$$\frac{dC_t}{dD} = 0$$

$$\text{y como } \frac{d(1/D^5)}{dD} = - \frac{5 * D^4}{D^{10}}$$

resulta:

$$\frac{dC_t}{dD} = \frac{\tau * Q_b * c_1}{75 * \pi} * 6,48 * b * Q^2 * L * \left(- \frac{5 * D^4}{D^{10}}\right) + c_2 * L$$

luego:

$$\frac{dC_t}{dD} = - \frac{6,48 * b * \tau * Q_b * c_1}{15 * \pi} * \frac{Q_b^2 * L}{D^6} + c_2 * L = 0$$

resultando:

$$\frac{6,48 * b * \tau * c_1}{15 * n * c_2} * Q_b^3 = D^6$$

despejando:

$$D = \left[\frac{6,48 * b * \tau * c_1}{15 * n * c_2} \right]^{1/6} * Q^{1/2} = \left[\frac{6,48 * b * \tau}{15 * n} \right]^{1/6} * \left(\frac{c_1}{c_2} \right)^{1/6} * Q^{1/2}$$

haciendo:

$$\left[\frac{6,48 * b * \tau}{15 * n} \right]^{1/6} * \left(\frac{c_1}{c_2} \right)^{1/6} = k$$

la expresión final queda:

$$D = k * Q^{1/2}$$

que es la expresión de Bresse aplicable a instalaciones de funcionamiento continuo.

El orden de variación de k se encuentra entre 0,7 y 1,6, por lo que se utiliza una suerte de valor medio $k = 1,2$.

Estas simplificaciones notables hacen aplicable al método para instalaciones sumamente pequeñas y como primera aproximación. A medida que la instalación se hace más importante, la aplicación de la fórmula de Bresse se hace más imprecisa.

Para instalaciones no operadas en forma continua, se ha propuesto la fórmula siguiente:

$$D = 1,3 * X^{0,25} * Q^{1/2}$$

En la que X es la relación adimensional entre las horas T de bombeo por día divididas por 24 horas/día, es decir:

$$X = \frac{T}{24}$$

La simple comparación entre los procesos deductivos de los métodos presentados, es decir, del "costo anualizado", del "valor presente" y el "método de Bresse", da lugar a la lógica conclusión de que el cálculo más riguroso es aquel que tiene en cuenta la mayor cantidad de variables y datos.

Evidentemente, las hipótesis simplificativas adoptadas en la fórmula de Bresse al tomar un valor medio del coeficiente k , en el que se resumen casi todas las variables intervinientes, hacen que el método tenga alcances sólo de primera aproximación respecto a los dos métodos antes mencionados.

9.4.- GOLPE DE ARIETE EN IMPULSIONES

9.4.1.- Generalidades

Las variaciones de velocidad en un escurrimiento a presión, originados por los órganos de maniobra o bombas, dan lugar a transformaciones de energía cinética, en energía de presión y viceversa.

En general, este tipo de movimiento impermanente es conocido con el nombre de "TRANSITORIO".

Cuando las variaciones de velocidad y, consecuentemente, las variaciones de presión son importantes, reciben el nombre de "golpe de ariete".

En especial, son de gran interés para las aplicaciones de la práctica, aquellas maniobras que originan la mayor variación de velocidad posible, es decir que llegan hasta el detenimiento de la masa en escurrimiento.

Obviamente, en este caso, tenemos la máxima sobrepresión posible y para verificar la instalación frente al eventual colapso, es necesario efectuar los cálculos y el dimensionamiento de las instalaciones "anti-ariete", generalmente, para esta condición extrema.

Las ecuaciones que posibilitan el cálculo son las de SAINT VENANT, obtenidas de aplicar el "principio de la cantidad de movimiento" y la "ecuación de continuidad" al "tubo de corriente", es decir a un escurrimiento unidimensional y a presión.

Las ecuaciones básicas resultan:

a) Primera Ecuación de SAINT VENANT

$$\frac{\partial}{\partial L} \left(Z + \frac{p}{\tau} + \frac{U^2}{2 * g} \right) = - j^* - \frac{1}{g} * \frac{\partial U}{\partial t} \quad (1)$$

b) Segunda Ecuación de SAINT VENANT

$$\frac{1}{f c^2} * \frac{dp}{dt} + \frac{\partial U}{\partial L} = 0 \quad (2)$$

En las que:

Z = altura de posición

f = masa específica del líquido

p/τ = altura de presión

U²/2g = altura de la energía cinética

U = velocidad media en la sección

L = camino

t = tiempo

j* = pérdida unitaria de energía

g = aceleración normal de la gravedad

c = celeridad con que se propaga el fenómeno de "transformación de energía cinética en potencial" en el medio elástico "agua" confinado en un conducto elástico de módulo E.

Si se recuerda que:

$$j^* = \frac{f}{D} * \frac{U^2}{2 * g}$$

y que al ser U y p funciones de L y t, el diferencial dp resulta:

$$dp = \frac{p}{L} dL + \frac{p}{t} dt$$

por lo tanto:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial L} \frac{dL}{dt} + \frac{\partial p}{\partial t} = U \frac{\partial p}{\partial L} + \frac{\partial p}{\partial t}$$

en consecuencia, las ecuaciones de SAINT VENANT pueden expresarse también como sigue:

$$\frac{\partial}{\partial L} \left(Z + \frac{p}{\tau} + \frac{U^2}{2 * g} \right) = - \frac{f}{D} * \frac{U^2}{2 * g} - \frac{L}{g} \frac{\partial U}{\partial t} \quad (3)$$

$$\frac{1}{\rho c^2} * \left(\rho U \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial L} \right) + \frac{\partial U}{\partial L} = 0 \quad (4)$$

Relacionando ambas ecuaciones, es posible expresarlas de forma que sea más evidente su interpretación física, tal como sigue:

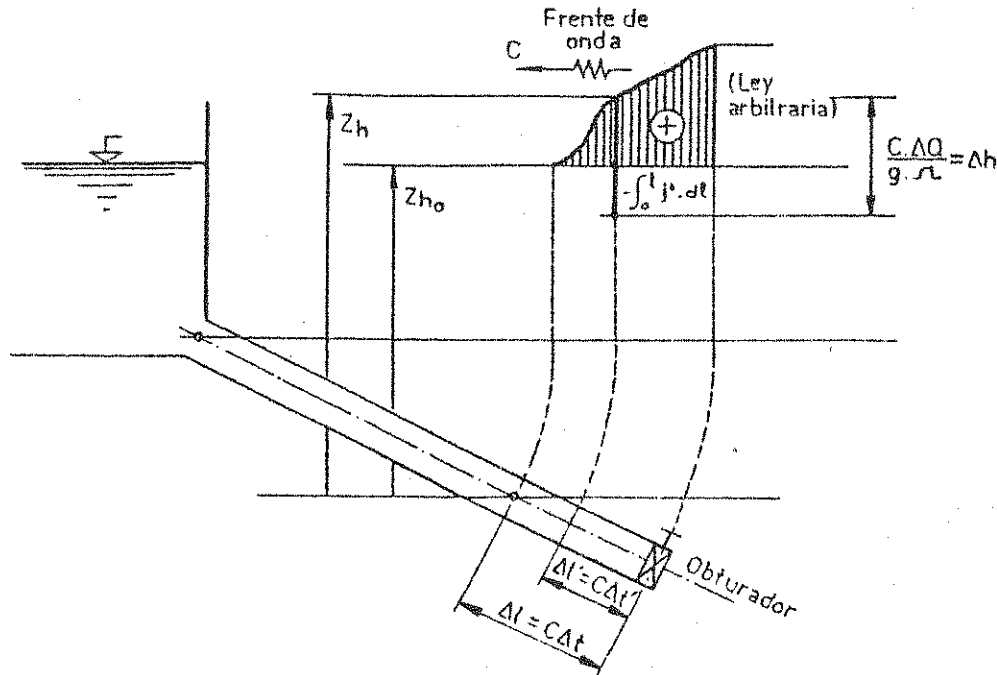


Figura 9.5

Interpretación física del fenómeno del escurrimiento transitorio.

$$\Delta Z_h \pm c \frac{\Delta V}{g} = \pm \int_L j^* dl \quad (5)$$

En la ecuación (5), también llamada "Ecuación de las características" se tiene que:

- ΔZ_h es, para una sección dada, la suma de las alturas Z y p/γ (también vale en muchas bibliografías especializadas la igualdad $Z_h = H$).
- ΔZ_h es la diferencia entre la suma de ambas alturas para una misma sección y en dos instantes distintos (vale la igualdad $\Delta H = \Delta Z_h$).

- ΔV es la diferencia entre la velocidad uniforme previa a la maniobra y la velocidad correspondiente a cada grado de cierre del órgano de maniobra, es decir:

$$\Delta V = U - V$$

Recordando que:

$$U = \frac{Q_0}{\Omega} ; \quad V = \frac{Q}{\Omega}$$

En las que:

Q_0 = caudal de régimen uniforme y permanente

Q = caudal para cada grado de cierre del órgano de maniobra.

Se tiene:

$$\Delta V = \frac{1}{\Omega} (Q_0 - Q) = \frac{\Delta Q}{\Omega}$$

Por lo que, reemplazado en la ecuación (5), se obtiene:

$$\Delta z_h \pm c \frac{\Delta Q}{g * \Omega} = \pm \int_1 j^* dL \quad (6)$$

En el esquema de la figura 9.5, se interpreta el fenómeno transitorio.

En efecto, cuando una maniobra en el obturador produce un cambio en la velocidad del régimen originalmente permanente uniforme, la transformación necesaria de energía cinética en potencial de presión es evaluada en cada sección y para un instante dado, por la diferencia de segmentos que implican la ecuación (5) o la (6).

Nótese el efecto amortiguador de las pérdidas de energía, las que reducen invariablemente las sobrepresiones positivas o negativas producidas en el movimiento transitorio.

La celeridad c es la velocidad con que se propaga el fenómeno y la teoría prueba que vale:

$$c = \frac{(\epsilon / f)^{0,5}}{\left(1 + \frac{\epsilon * E}{D * e}\right)^{0,5}} \quad (7)$$

En la que:

ϵ = "módulo de compresibilidad" del líquido (se adopta el del agua).

ρ = masa específica del líquido (se adopta la del agua)

E = módulo de elasticidad del material del caño

D = diámetro interno del caño

e = espesor del caño

Los fenómenos transitorios más generales tienen lugar cuando la capacidad del "embalse" puede considerarse infinita con respecto a la capacidad del acueducto en estudio. Ello implica que las variaciones de presión en el mismo no afectarán el nivel del líquido en la estructura que lo alimenta.

Cuando ello ocurre, es decir, cuando la capacidad del embalse no puede considerarse infinita, el fenómeno que se origina es la "oscilación de masa", que constituye un importante caso particular del "movimiento transitorio" y que desarrollaremos brevemente, puesto que los dispositivos que mejor protegen a las impulsiones se fundamentan, justamente, en transformar el "golpe de ariete", precisamente, en una "oscilación de masa controlada y acotada".

Las ecuaciones de SAINT VENANT y su integración para las ecuaciones de borde del problema implican la solución del problema. Estas condiciones de borde son el nivel del embalse de "capacidad infinita" y el órgano regulador o más precisamente su "maniobra de cierre".

La integración "directa" es imposible puesto que no son ecuaciones diferenciales lineales ordinarias. Sus simplificaciones, basadas en aplicaciones prácticas, tales como suponer las pérdidas de carga y considerar sólo las grandes oscilaciones de presión y velocidad (es decir, "golpes de ariete no transitorios sutiles"), posibilitan su aplicación y, tras un breve análisis matemático, permiten expresarlas como sigue:

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 h}{\partial t^2} &= c^2 * \frac{\partial^2 h}{\partial L^2} \\ \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} &= c^2 * \frac{\partial^2 v}{\partial L^2}\end{aligned}\tag{8}$$

Las expresiones (8) son las famosas ecuaciones de ALLIEVI que ha constituido por muchos años y tradicionalmente la forma obligada de estudiar al tema, puesto que son integrables.

En resumen, por ser similares en su estructura matemática a la muy estudiada "ecuación de la cuerda vibrante" de D'ALAMBERT y al ser la solución de ésta ampliamente conocida, se posibilita, en consecuencia, el estudio y cálculo del "golpe de ariete" en condiciones en exceso (del lado de la seguridad), al no ser tenido en cuenta el efecto amortiguador de las pérdidas de energía.

Actualmente y gracias a las posibilidades de cálculo que brindan las computadoras, pueden resolverse las ecuaciones de SAINT VENANT, con métodos numéricos de integración.

Tanto las ecuaciones de SAINT VENANT, como las de ALLIEVI son "ecuaciones de onda", es decir su integración conduce inevitablemente a soluciones que representan funciones típicas de la mecánica ondulatoria.

Lógicamente, estas ecuaciones interpretan ajustadamente el proceso físico que tiene lugar, puesto que la propagación con celeridad "c" del "frente de onda", originado por la maniobra del obturador al alcanzar al "embalse de capacidad infinita" (condición de borde aguas arriba), encuentra condiciones de invariabilidad del nivel, que implican, en términos físicos, un verdadero "rebote" de la onda incidente, la que recorre el acueducto en sentido inverso al original, con celeridad "c" y anulando la sobrepresión originada por la onda de ida. Este proceso se repite cíclicamente, siendo atenuado en cada ciclo por el efecto amortiguador de las pérdidas de energía.

La ley del frente de onda está íntimamente ligada con la ley de cierre del obturador y su adopción, determinación o acotamiento constituye de por sí el problema principal del proyectista al enfrentar el análisis del fenómeno que nos ocupa. La figura 9.6 ilustra el proceso físico para el caso simplificado de "cierre instantáneo", es decir, frente de onda vertical h.

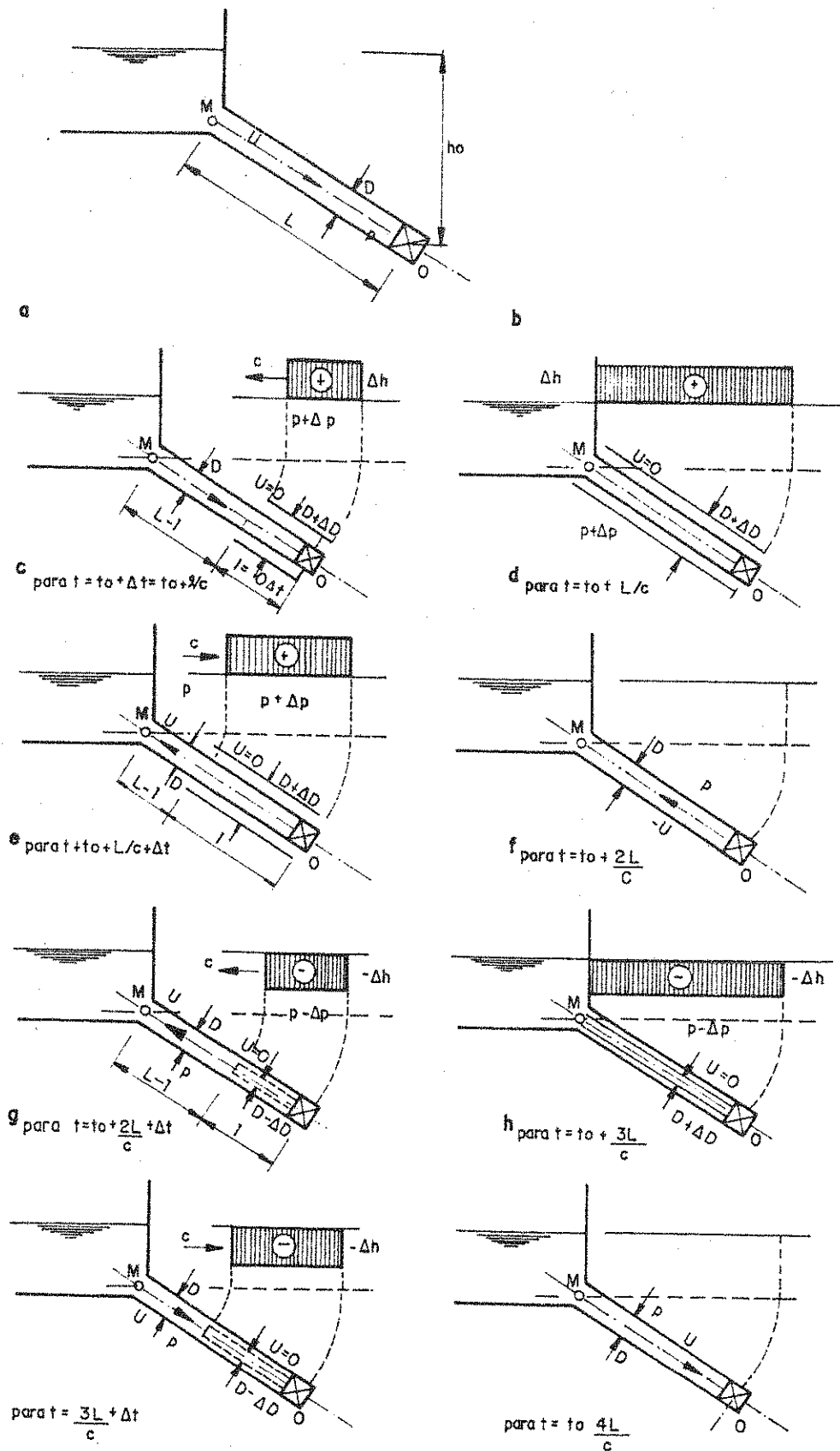


Figura 9.6

Interpretación física del golpe de ariete cierre instantáneo

9.4.2.- Los Diagramas Envolventes de Sobrepresiones

Nótese que si en la (6) se hace nula la pérdida de energía j^* , la expresión se reduce a:

$$\Delta z_h = \Delta h = \pm \frac{c * \Delta Q}{g * \Omega} = \frac{c * \Delta V}{g} \quad (9)$$

que es la ecuación de ALLIEVI, la que para el momento "de cierre del obturador", es decir para $V = 0$ y por lo tanto:

$$\Delta V = U - V = U$$

queda:

$$\Delta h = \frac{c * U}{g} \quad (10)$$

Conocida expresión que brinda el máximo valor de sobrepresión posible en una maniobra de cierre total.

Los métodos de "acotamiento" de las sobrepresiones máximas, se fundan en la ecuación (10) y en los conceptos de "tiempo de cierre brusco o lento" del obturador y en la linealidad de la maniobra de cierre.

Los tiempos de cierre son:

$$\text{c) Tiempo de cierre brusco; } T_{CB} < \frac{2 * L}{c} \quad (11.1)$$

$$\text{b) Tiempo de cierre lento; } T_{CL} > \frac{2 * L}{c} \quad (11.2)$$

$$\text{c) Tiempo de cierre crítico; } T_C = \frac{2 * L}{c} \quad (11.3)$$

En las que L es la longitud de la conducción;

La ecuación (10) se complementa en esta metodología con la también conocida expresión de MICHAUD:

$$\Delta h = \frac{2 * L * U}{g * T_{CL}} \quad (12)$$

La que brinda la sobrepresión h , para maniobras lineales y que puede ser acotada en función de cuán lento se haga el cierre (T_{CL}).

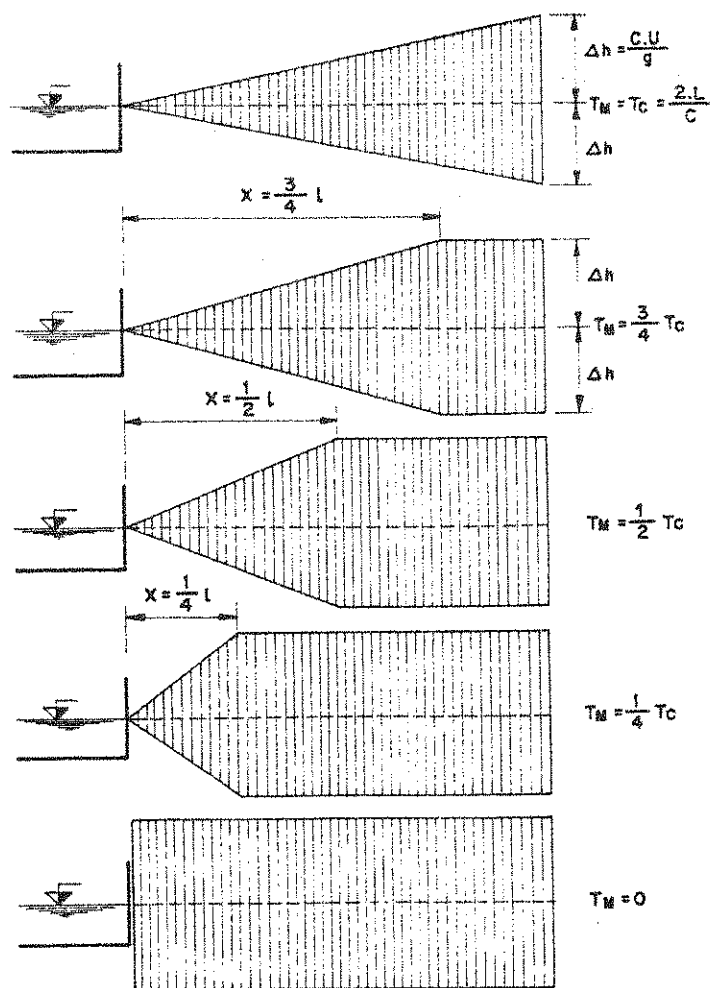


Figura 9.7

Diagramas eventuales de sobrepresiones para cierre brusco

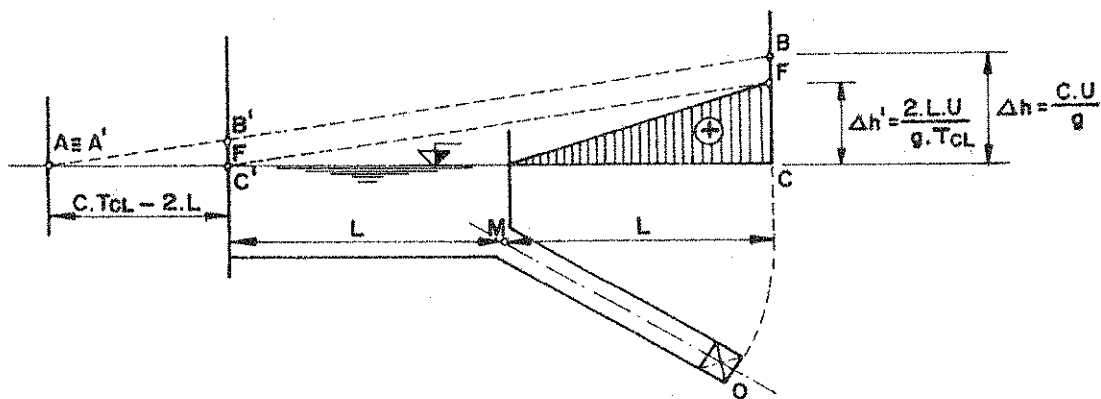


Figura 9.8

Diagrama envolvente máximo para cierre lento

$$\frac{1}{2} * m * U^2 = \frac{1}{2} * \frac{\tau}{g} * \Omega * L * U^2 = \frac{\tau}{2 * g} * Q * L * U \quad (13)$$

El decrecimiento lineal del caudal desde Q a 0 se opera en un tiempo T que, precisamente, es el que se desea encontrar.

De la figura, se deduce que el caudal medio es:

$$Q_0 = \frac{Q}{2}$$

y la energía "absorbida" por la gravedad debe ser:

$$E = \tau * \frac{Q}{2} * H_m * T \quad (14)$$

En las ecuaciones (13) y (14), las variables son:

m = masa del cilindro de agua considerado como rígido.

U = velocidad media del escurrimiento en condiciones nominales.

Ω = sección del escurrimiento.

L = longitud de la conducción.

τ = peso específico del agua.

g = aceleración de la gravedad.

Q = caudal nominal (funcionamiento normal).

Q_0 = caudal medio en el tiempo.

T = tiempo de "cese de caudal".

H_m = altura manométrica de la instalación.

Iguando las ecuaciones (13) y (14), se tiene:

$$\frac{\tau}{2 * g} * Q * L * U = \tau * \frac{Q}{2} * H_m * T$$

Al producirse el corte de energía, el detenimiento implica el pasaje a curvas características correspondientes a números de revoluciones decrecientes.

Se observa que el cese del caudal se produce cuando aún la bomba continúa girando (punto P_3 de la figura 9.9, donde $Q_3 = 0$ para $n = n_3 > 0$).

Interesa conocer el tiempo en que este proceso tiene lugar (pasaje del punto de funcionamiento P_0 al P_3), el que una vez conocido permite discernir si nos encontramos en el caso de "cierre brusco" o "cierre lento", simplemente al comparar con el tiempo de cierre crítico $2 * L/c$.

Admitiendo un cierre lineal, es válida la metodología del trazado de diagramas envolventes.

Las experiencias de MENDILUCE ROSICH indican que la realidad da lugar a una "ley de cierre" que es superada por la ley lineal, tal como puede apreciarse en la figura 9.10, con lo que la ley lineal nos deja del lado de la seguridad.

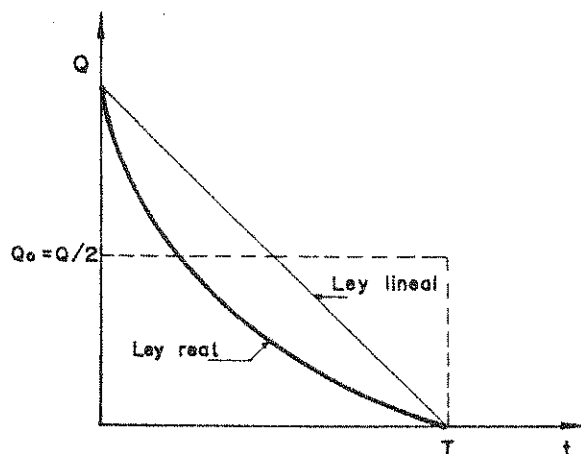


Figura 9.10

Leyes de variación del caudal; en función del tiempo

El método se fundamenta en un análisis muy simple, que no tiene en cuenta la elasticidad de la conducción.

El fundamento consiste en igualar la "energía cinética del cilindro rígido de agua" a la energía absorbida por la gravedad luego del corte de corriente.

En símbolos:

La dificultad de la maniobra lineal hace que este criterio de cálculo, conducente al trazado de los "diagramas envolventes de sobrepresiones", se pueda aplicar sólo con rigurosos análisis de la ley de cierre o con métodos que posibilitan un acercamiento a ley lineal supuesta.

En la figura 9.7, se brindan los diagramas envolventes de sobrepresiones máximas y mínimas para todos los casos posibles de "cierres bruscos" (desde un tiempo de maniobra $T_M = 0$ hasta $T_M = 2 * L/c$). En la figura 9.8, se ilustra el diagrama resultante para el caso de "cierre lento" ($T_{CL} > 2 * L/c$). El trazado de los mismos es sumamente sencillo puesto que sólo deben calcularse las ecuaciones (10), (11) y (12) y luego trazarse rectas al origen o sección de embalse.

Esta metodología de "acotamiento" tiene su aplicación en el caso que nos ocupa, es decir el "golpe de ariete en impulsiones", a través del método de "MENDILUCE ROSICH", el que permite, en primera aproximación, determinar el "tiempo de cese de caudal", parámetro necesario para el trazado de los diagramas envolventes de referencia.

En esencia, el método se basa en calcular el tiempo que demora la bomba en cesar de impulsar caudal a partir de un corte de energía o, simplemente, a partir de la parada voluntaria de la misma.

En la figura 9.9, se aprecia el proceso de detenimiento de la masa rotante bomba-motor. En funcionamiento normal, la bomba opera en el número de revoluciones nominal " n_0 " y su correspondiente "curva característica".

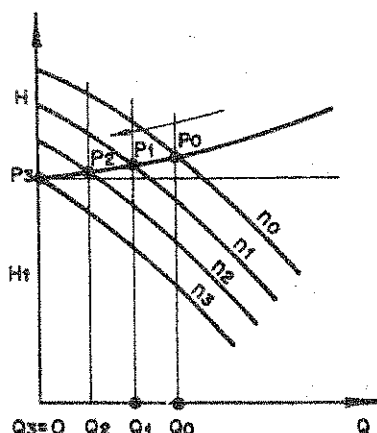


Figura 9.9

Puntos de funcionamiento sucesivos durante el proceso de detención de la bomba

de donde:

$$T = \frac{L * U}{g * H_m} \quad (15)$$

La ecuación (15) fue corregida adecuándola a valores experimentales como sigue:

$$T = 1 + \frac{K * L * U}{g * H_m} \quad (16)$$

En la que K es un coeficiente que vale:

2,0 para $L < 500 \text{ m}$

1,5 para $500 \text{ m} < L < 1500 \text{ m}$

1,0 para $L > 1500 \text{ m}$

La expresión (16) es válida hasta la pendiente del 20% (en la práctica, son, en general, mucho menores). A partir de pendientes más elevadas debe considerarse la expresión (10), puesto que el cierre resulta prácticamente instantáneo.

Con el valor de la expresión (16) y la comparación con las (11), se determina si el cierre es "brusco" o "lento" y, en consecuencia, se calcula Δh con la expresión (10) o (12).

El trazado de los diagramas de envolventes es inmediato, tal como puede apreciarse en el esquema de la figura 9.11.

Como las pruebas hidráulicas se especifican en nuestro medio a 1,5 veces la presión de trabajo, se define a la "presión máxima admisible" del caño como:

$$PMA = 1,5 * C \quad (17)$$

Siendo C el concepto tradicional de clase del caño, que debe cumplir con las condiciones:

$$a) C > P_t \quad (18)$$

en la que P_t es la presión de trabajo.

b) Verificar las solicitaciones externas debidas a la instalación en zanja (cargas del relleno, cargas de tránsito e interacción caño-suelo).

La Presión Máxima Admisible (PMA) representa, en consecuencia, el máximo valor que puede soportar la conducción sin instalaciones anti-ariete, puesto que las pruebas hidráulicas han probado la resistencia de la conducción hasta esos valores. Esto significa que podrá prescindirse de instalaciones antiariete siempre que las sobrepresiones transitorias máximas no superen la PMA.

Llevando el valor de PMA a partir del eje de la cañería y a lo largo de la misma, se obtiene el diagrama de "presiones máximas a admitir por el caño". Si la PMA se encuentra por arriba del diagrama de sobrepresiones por "golpe de ariete", no es necesario instalar dispositivos especiales. Obviamente, los caños pueden resultar de clases distintas de acuerdo a la verificación indicada en la figura 9.11 con PMA_1 , PMA_2 , ... y PMA_5 y las clases que le correspondan.

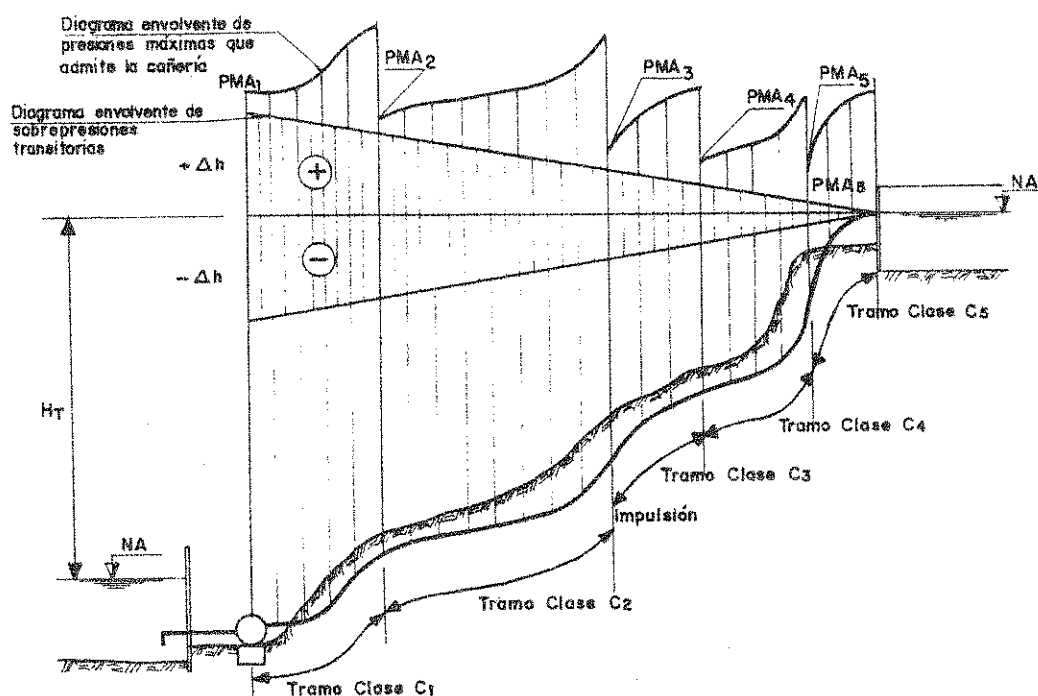


Figura 9.11

Diagrama de "sobrepresiones y presiones máximas admisibles" en una instalación de impulsión

Esta es la solución aconsejable, en general, para impulsiones de líquido cloacal, atendiendo que en la mayoría de los casos se trata de conducciones cortas y de relativamente baja altura manométrica. Es decir, es conveniente que la conducción supere de por sí las sobrepresiones y depresiones, sin tener que recurrir a dispositivos especiales que pueden resultar afectados por la naturaleza del líquido cloacal.

9.4.3.- Oscilación de Masa

Cuando en el extremo de descarga existe un reservorio de masa definida -no infinita como en el caso de aguas arriba, en lugar de un obturador, como en los casos estudiados precedentemente, nos encontramos con el fenómeno de oscilación de masa.

En este caso, el líquido puede ser considerado en su conjunto oscilando a partir de la superficie libre del reservorio en uno u otro sentido y con celeridad infinita y $U = \text{cte}$ para todas las secciones, con lo que U varía sólo en función del tiempo.

En realidad, el fenómeno constituye el denominado "péndulo hidráulico" que se esquematiza en la figura 9.12.

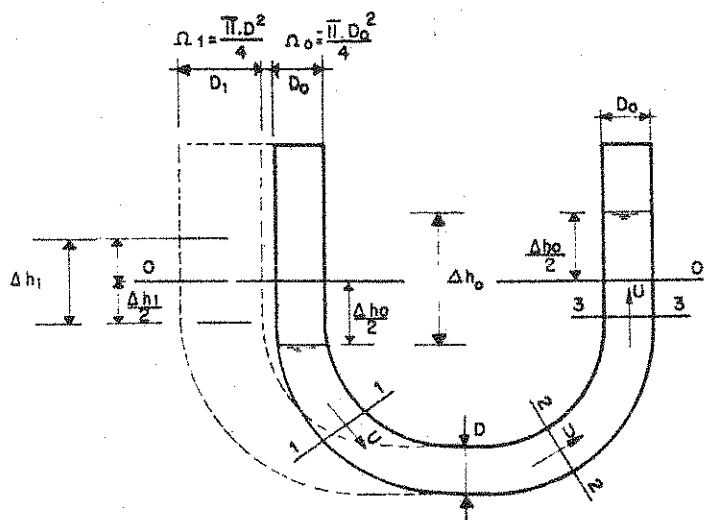


Figura 9.12

Péndulo hidráulico

En el tubo en "U" de la figura 9.12, con ambas ramas de igual sección transversal Ω_0 , si se genera un movimiento oscilatorio de amplitud Δh , tendremos, en ambas ramas, igual amplitud de oscilación $\Delta h/2$. La velocidad en las secciones 1-1, 2-2 y 3-3, es la misma para un instante dado.

Si alguna de las ramas tuviera sección transversal mayor, la oscilación en la misma disminuiría proporcionalmente a su superficie, tal como puede apreciarse en el ramal de sección Ω_1 , dibujado en punteado en la figura 9.12.

Es evidente que a medida que aumentamos la sección Ω_1 , Δh disminuye proporcionalmente y, en el caso límite de capacidad infinita de la rama, la oscilación en la misma sería nula.

La oscilación de masa con una de las ramas del sistema dimensionado para aceptar oscilaciones acotadas, se utiliza para proteger instalaciones de impulsión contra las sobrepresiones transitorias debidas al golpe de ariete.

Por ejemplo, para proteger a una conducción puede disponerse, antes del obturador, de un reservorio que posibilite transformar el "golpe de ariete" originado en la maniobra de cierre en una "oscilación de masa", acotada en el reservorio, el que recibe el nombre de "chimenea de equilibrio". (figura 9.13).

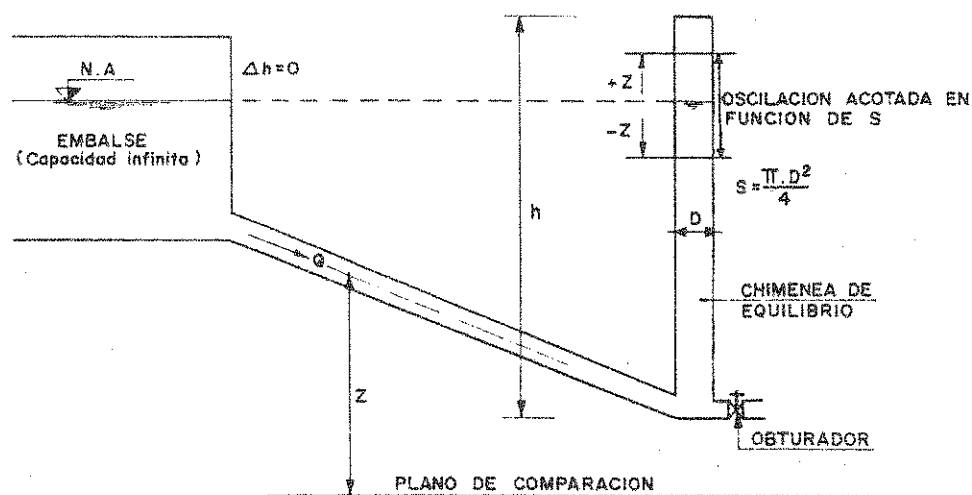


Figura 9.13

Instalación con chimenea de equilibrio

El fenómeno constituye un caso particular del más general conocido como "golpe de ariete" y encuentra su diferenciación en los siguientes hechos:

- $U = \text{cte}$ en función de L y U , variable con el tiempo t .
- Ello implica $c = \infty$ y, por lo tanto, no hay perturbaciones elásticas de la conducción, la que en teoría permanece inalterable.
- Al ser $U = \text{cte}$ con L , también j^* (función de U^2) resulta constante con L .

Para encontrar la ecuación que acota el problema, procedemos como sigue:

Recordando la 1ra. ecuación de Saint-Venant

$$\frac{\partial}{\partial L} \left(Z + \frac{p}{\tau} + \frac{U^2}{2g} \right) + j^* + \frac{L}{g} * \frac{\partial U}{\partial t} = 0$$

multiplicando por dL tendremos:

$$\frac{\partial}{\partial L} \left(Z + \frac{p}{\tau} + \frac{U^2}{2g} \right) dL + j^* * dL + \frac{L}{g} * \frac{\partial U}{\partial t} * dL = 0$$

al ser:

$$dU = \frac{\partial U}{\partial t} dt + \frac{\partial U}{\partial L} dL$$

y como U = cte. respecto al camino, tendremos:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{\partial U}{\partial t}$$

Considerando además que al ser U = cte, es $\frac{\partial}{\partial L} \left(\frac{U^2}{2g} \right) = 0$ y que

$\frac{\partial Z}{\partial L}$ es despreciable en los casos comunes de la práctica, la ecuación queda reducida a:

$$\frac{L}{g} * \frac{dU}{dt} dL + \frac{1}{\tau} * \frac{p}{L} dL + j^* dL = 0$$

Integrando entre 0 y L (longitud de la conducción), resulta:

$$\frac{L}{g} * \frac{dU}{dt} + \frac{p}{\tau} + j^* dL = 0 \quad (19)$$

Por continuidad, el volumen que sale de la conducción es igual al incremento de volumen en el reservorio, es decir,

$$U * \Omega * dt = S * dz \quad (20)$$

Obviamente, en este caso, se aplica la expresión (20) como ecuación de continuidad, la que resulta sumamente sencilla, no dando lugar a la complejidad que implica la 2da. ecuación de Saint-Venant, puesto que $c = \infty$ y no se pone de manifiesto la elasticidad de la conducción.

Despejando U y derivando con respecto al tiempo, resulta:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{S}{\Omega} * \frac{d^2Z}{dt^2}$$

Reemplazando en la ecuación (19):

$$\frac{S}{g} * \frac{L}{\Omega} * \frac{d^2Z}{dt^2} + \frac{p}{\tau} + j^* * L = 0$$

Como la sobrepresión sobre el nivel original es $p = \tau * Z$, finalmente tendremos:

$$\frac{S}{g} * \frac{L}{\Omega} * \frac{d^2Z}{dt^2} + Z + j^* * L = 0 \quad (21)$$

La (21) es la ecuación utilizada para el cálculo de chimeneas de equilibrio.

Omitiendo las pérdidas de carga, la anterior se integra fácilmente para una chimenea de sección constante, dando como solución un movimiento sinusoidal de amplitud (figura 9.24):

$$Z_{\text{máx}} = U_0 * (\Omega / g * S)^{0,5} \quad (22)$$

y de período:

$$T = 2 \pi * [L * \Omega / g * S]^{0,5} \quad (23)$$

Nótese que la superficie S de la sección de la chimenea permite acotar, en la ecuación (22), el valor de la oscilación de masa en la conducción ($Z_{\text{máx}}$), delimitando así las máximas sobrepresiones admitidas en la misma.

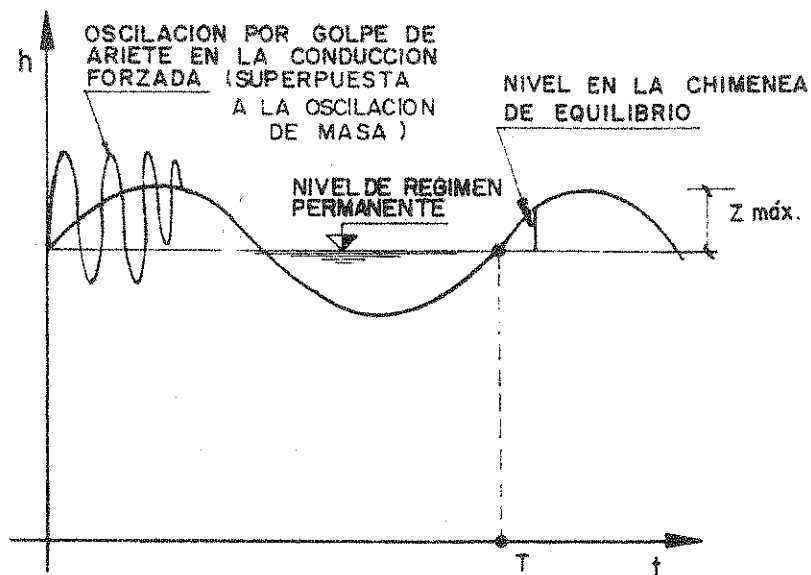


Figura 9.14

Oscilaciones de presión en una instalación hidroeléctrica

En la figura 9.14, se esquematizan ambos procesos, la oscilación de masa en la chimenea de equilibrio y la oscilación por golpe de ariete, de un período mucho menor, superpuesta a la anterior y que se amortigua mucho más rápidamente.

El hecho de que la "chimenea de equilibrio" resulte, en general, una instalación costosa, cuyo costo es proporcional a la altura h , hace que su instalación se justifique para proteger conducciones por gravedad de muy poca pendiente.

En los casos de una impulsión, resulta en la mayoría de los casos impracticable la protección con una "chimenea de equilibrio", por lo costosa.

En la figura 9.15, se observa que, para proteger la instalación de impulsión con una chimenea de equilibrio, la altura h de la misma debería superar convenientemente la altura manométrica H_m provista por la bomba. Como en la mayoría de los casos esto resulta impracticable, la chimenea puede ser reemplazada por una cámara cerrada, de dimensiones reducidas, que disponga de un cierto volumen de aire que haga las veces de amortiguador.

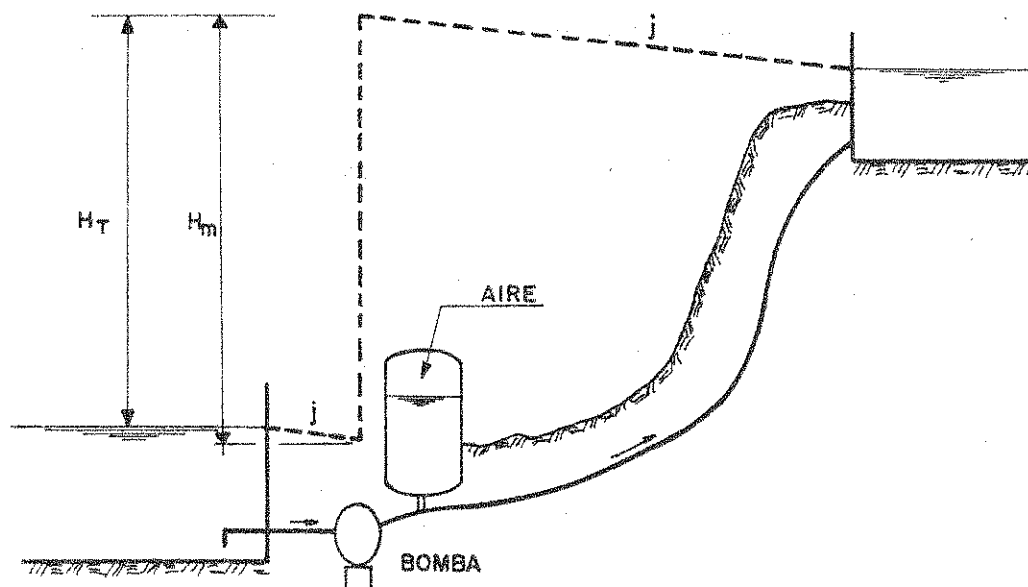


Figura 9.15

Cámara de aire

Es el caso de las "cámaras de aire", las que implican también una oscilación de masa acotada, pero con una condición de borde distinta.

En efecto, esta no es más la condición:

$$Z = \frac{P}{\tau},$$

la que es reemplazada por la condición;

$$P * \Gamma^k = P_0 * \Gamma_0^k \quad (24)$$

en la que:

- Γ_0 = volumen de aire en la cámara en condiciones de régimen.
- P_0 = presión del aire en la cámara en condiciones de régimen.
- Γ = volumen de aire cuando se produce el transitorio.
- P = presión de aire cuando se produce el transitorio.

De la ecuación (24), surge que:

$$P = (\Gamma_0/\Gamma)^k * P_0 \quad (25)$$

La ecuación de continuidad se transforma ahora en:

$$d\Gamma = U * S * dt = Q * dt$$

En la que S es la sección de la cámara.

Despejando U se tiene:

$$U = \frac{1}{S} * \frac{d\Gamma}{dt}$$

derivando con respecto a t,

$$\frac{dU}{dt} = \frac{1}{S} * \frac{d^2}{dt^2} \quad (26)$$

reemplazando las ecuaciones (25) y (26) en la ecuación general (19), se tiene:

$$\frac{L}{g} * \frac{d^2}{dt^2} + \frac{P_0}{\tau} \frac{\Gamma_0^K}{\Gamma_k^K} + j^* * L = 0 \quad (27)$$

La (27) constituye la ecuación diferencial para la oscilación de masa originada por cámaras de aire. Resulta integrable si $j^* = 0$ y si $k = 1$, lo que significa transformaciones isotérmicas del aire.

En general, todos los métodos gráficos conocidos para el dimensionado de las cámaras (VIBERT, PARMAKIAN, SLIOSBERG, etc.) se basan en estas simplificaciones.

9.4.4.- Estudio de Transitorios por el Método de las Características

9.4.4.1.- Elaboración de las Ecuaciones de las Características

El problema del análisis del golpe de ariete en las impulsiones se puede resolver mediante el método de las

CARACTERISTICAS y el uso de la computadora o por métodos simplificados. Se plantean las distintas posibilidades de funcionamiento, comprobándose que la situación más exigente para la conducción es la detención simultánea de todos los equipos de bombeo, lo que ocurre al tener lugar cortes de energía eléctrica.

El método de las características consiste en resolver las ecuaciones de Saint Venant dadas por las ecuaciones (3) y (4).

Estas ecuaciones, pueden ser transformadas en dos sistemas de ecuaciones diferenciales ordinarias con sólo hacer:

$$H = Z_h = Z + \frac{P}{\tau} \quad \text{y} \quad U^2 = U * |U|$$

los dos sistemas resultan:

$$\frac{g}{c} * \frac{dH}{dt} + \frac{dU}{dt} + f * \frac{U * |U|}{2 * D} = 0$$

$$\frac{dL}{dt} = +c \quad (28)$$

$$-\frac{g}{c} * \frac{dH}{dt} + \frac{dU}{dt} + f * \frac{U * |U|}{2 * D} = 0$$

$$\frac{dL}{dt} = -c \quad (29)$$

La elaboración del sistema de ecuaciones que posibilitó una mejor interpretación física llevó a la ecuación (5). Esta ecuación posibilitó, además, el cálculo numérico.

En efecto, aplicando diferencias finitas y subdividiendo la conducción en n tramos, las ecuaciones que dan las soluciones para cada punto interior i (existen n + 1 puntos) son:

$$H_{pi} = \frac{1}{2} [H_{i-1} + \frac{c}{g * \Omega} * Q_{i-1} - \frac{f * \Delta L}{2 * g * D * \Omega^2} * Q_{i-1} * |Q_{i-1}|$$

$$+ H_{i+1} - \frac{c}{g * \Omega} * Q_{i+1} + \frac{f * \Delta L}{2 * g * D * \Omega^2} * Q_{i+1} * |Q_{i+1}|]$$

$$Q_{pi} = \frac{1}{c/g * \Omega} [H_{pi} - H_{i+1} - \frac{c}{g * \Omega} * Q_{i+1} + \frac{f * \Delta L}{2 * g * D * \Omega^2} * Q_{i+1} | Q_{i+1} |]$$

donde Ω es el área transversal de la conducción.

- h_{pi} y Q_{pi} son las variables H y Q para el punto i y en el paso de tiempo actual.
- H_{i-1} y Q_{i-1} corresponden a las variables H y Q para el punto más cercano aguas arriba (i-1) en el paso de tiempo anterior.
- H_{i+1} y Q_{i+1} corresponden a las variables H y Q para el punto más cercano aguas abajo (i+1) en el paso de tiempo anterior.

Para cada caso, se analizan las condiciones de borde más adecuadas, de acuerdo a los dispositivos utilizados. Las mismas se analizarán cuando se estudie cada dispositivo en particular.

9.4.4.2.- Condiciones de Borde

Cuando es inevitable el uso de dispositivos, los más adecuados para ser utilizados en una impulsión cloacal son los siguientes:

- a) Cámara de aire
- b) Derivación
- c) Cámara de agua
- d) Chimenea de equilibrio

Estudiaremos a continuación las condiciones de borde de cada caso, para ser consideradas en el método de las características.

a) Cámara de Aire

Es un dispositivo que consiste en una cámara con aire a presión y una conexión a la impulsión. En el caso que nos ocupa, con líquido cloacal, es recomendable la utilización de una membrana elástica entre el aire y el líquido. Deberá instalarse un compresor que permita poner en régimen el equipo y reponer aire en caso de eventuales pérdidas. El nivel Z_1 de líquido en la cámara en régimen permanente debe ser ajustado en obra para lograr que los niveles máximos y mínimos se mantengan en los valores prefijados en el cálculo.

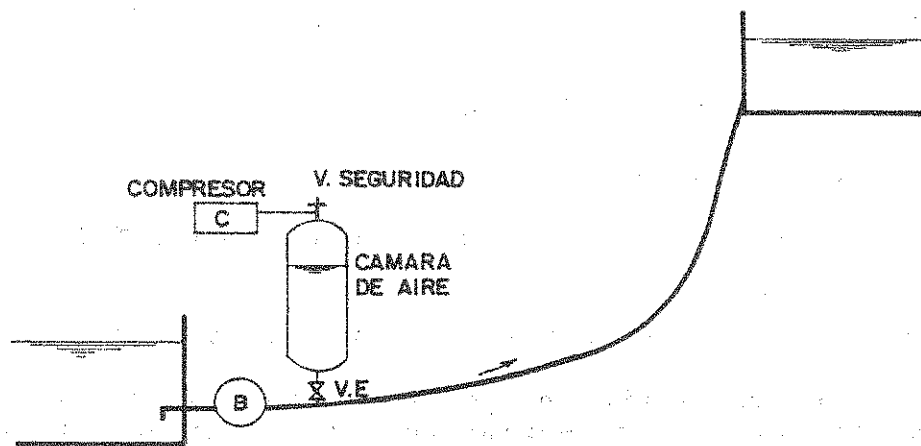


Figura 9.16

Condiciones de borde en una impulsión con cámara de aire

Como puede apreciarse en la figura 9.16, la condición de borde aguas arriba pasa de la ley $H - Q$ de la bomba a la correspondiente de la cámara de aire, cuya presencia produce una amortiguación del golpe de ariete, transformándolo en una oscilación de masa.

Si bien la ecuación diferencial dada por la (27) es la que analiza el fenómeno convenientemente, la metodología a seguir se basa en la utilización de las ecuaciones básicas.

Es el objeto propuesto utilizar un criterio similar para todos los dispositivos en estudio.

Debido a las nombradas cámaras, las que realmente regulan el fenómeno, la conducción producida por la bomba puede modelarse con una ley lineal por la cual el caudal bombeado se calcula en primera aproximación con el tiempo especificado por Mendiluce Rossich (ecuación (16)).

Es de destacar que este tiempo podría también calcularse por diferencias finitas, igualando la potencia debida al momento cinético de la masa rotante con la potencia que deja de aportar la bomba. Este método, de por sí muy laborioso, pero probablemente más exacto, puede encontrarse en la bibliografía especializada.

En la cámara, se considera que el aire se comporta como gas perfecto, cumpliéndose entonces la ecuación:

$$p * r^n = C$$

donde:

p = presión absoluta del aire.

Γ = volumen del aire.

n = exponente de la evolución politrópica del aire de la cámara.

C = constante que se mantiene durante la evolución.

El exponente n puede variar desde 1, que es el correspondiente a una evolución isotérmica, hasta 1,41 correspondiente a la adiabática. Ensayos realizados indican conveniente adoptar como exponente $n = 1,2$.

La presión de aire puede ser expresada:

$$P_{ap} = H_{p1} + \bar{H} - Z_p$$

y el volumen es:

$$T_{ap} = T_a - \Delta t * \frac{Q_{cp} + Q_c}{2}$$

El subíndice p indica el instante de tiempo siguiente;

\bar{H} = presión atmosférica.

Z_p = altura de agua en la cámara con respecto al nivel de referencia en el instante p .

Δt = intervalo de tiempo.

Q_c y Q_{cp} = caudales que entran o salen de la cámara en el instante anterior y en el instante p .

Reemplazando los valores de Z_p y Q_{cp} :

$$P_{ap} = H_{p1} + 10,33 - \left[Z + \left(Q_{bp} - \frac{H_{p1} - C_M}{B} + Q_c \right) * \frac{\Delta t}{2 * \Omega_c} \right]$$

donde:

Q_{bp} = caudal bombeado en el instante p .

Ω_c = sección de la cámara.

$B = C / g * \Omega$

$$C_M = H_{i+1} - B * Q_{i+1} + \frac{f * \Delta L}{2 * g * D * \Omega^2} * Q_{i+1} * |Q_{i+1}|$$

y la ecuación de volumen:

$$T_{ap} = T_a - [Q_{bp} - (\frac{H_{p1} - C_M}{B}) + Q_c] * \frac{\Delta t}{2}$$

No se han considerado pérdidas en la conexión de las cámaras a la conducción principal, debido a que dicha conexión es muy corta y con pequeñas pérdidas localizadas.

En el caso que las mismas se tuvieran en cuenta, los resultados darán menores valores máximos de presiones y mayores valores mínimos; por lo tanto, el análisis realizado se encuentra del lado de la seguridad.

En la figura 9.17, se ilustra sobre la disposición de los elementos de la instalación.

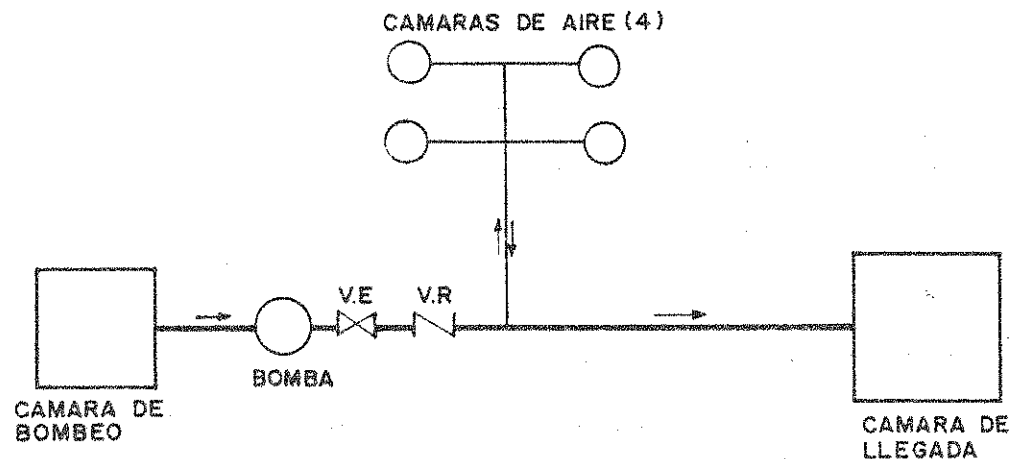


Figura 9.17

Instalacion de cámaras de aire.

b) Instalación con Derivación

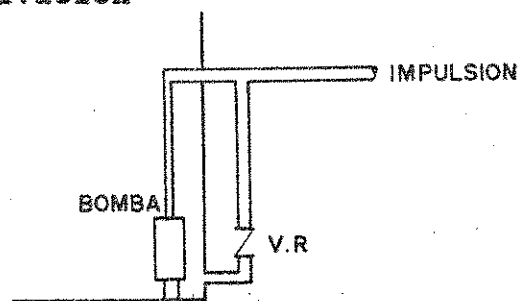


Figura 9.18

Instalación de una derivación

La colocación de válvulas de retención en paralelo a la cañería principal permite atenuar la depresión (figura 9.18). Este dispositivo es suficiente para controlar el golpe de ariete cuando la altura manométrica es menor que 10 m. Para alturas un poco mayores también puede utilizarse. Se debe analizar adecuadamente si su funcionamiento es el correcto.

La condición de borde está dada, en este caso, directamente por el nivel de agua de la cámara de bombeo. Este nivel de agua es muy variable ya que, si bien la detención normal se realiza en un nivel mínimo, una detención accidental -que es más importante cuando hay más de una bomba- puede ocurrir en cualquier nivel, dentro del rango de funcionamiento de ambas bombas, al mismo tiempo. Por otra parte, debería tenerse en cuenta el ingreso continuo de líquido a la cámara.

La condición de borde resulta entonces:

$$H_{p1} = H_{CB} - \frac{Q_1 * \Delta t}{\Omega_{CB}} + \frac{Q_{EB} * \Delta t}{\Omega_{CB}}$$

Donde:

H_{CB} = nivel inicial al comenzar el transitorio; se puede tomar el valor mínimo.

Q_1 = caudal sobrante en el paso anterior.

t = paso de tiempo.

Ω_{CB} = sección de la cámara de bombeo.

Q_{EB} = caudal entrante mínimo a la cámara de bombeo.

Una vez obtenido H_{p1} se puede calcular:

$$Q_{p1} = \frac{H_{p1} - C_M}{B}$$

donde C_M y B tienen las mismas expresiones que en el caso de la cámara de aire.

c) Cámara de agua

La cámara de agua es un dispositivo sencillo que consiste en un tanque de agua conectado a la impulsión próxima mediante una conexión que posee una válvula de retención (figura 9.19). Esta válvula se coloca con el fin que suministre agua cuando se produzca una detención de los

equipos de bombeo. Este volumen permite atenuar la depresión que puede afectar la cañería, especialmente si ésta es flexible (por ejemplo PVC o PRFV), cuyo colapso ocurre habitualmente por aplastamiento debido a la acción simultánea de la depresión y de las cargas externas.

En realidad, la cámara de agua transforma el "golpe de ariete" en una oscilación de masa amortiguada.

La condición de borde se desarrolla de la siguiente manera:

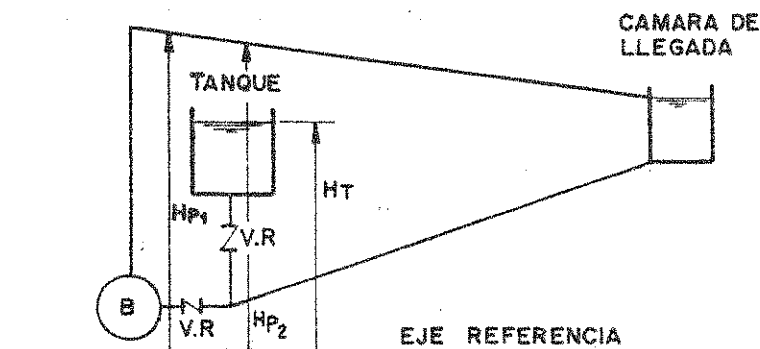


Figura 9.19

Instalación con "cámara de agua"

Siendo H_T la cota piezométrica del tanque, si la altura piezométrica del punto siguiente a la cámara H_{p2} es mayor, la cámara estará cerrada:

$H_{p2} > H_T$ —> tanque cerrado

$H_{p1} > H_T$ —> condición de borde bomba

Si la cota piezométrica del punto 2 es menor, o sea $H_{p2} < H_T$, el tanque se abre y

$$H_{p1} = H_T - \frac{Q_{TP} + Q_T}{2} * \frac{\Delta t}{\Omega_T}$$

Si se tiene en cuenta que

$$Q_{TP} = Q_{p1} - Q_{BP}$$

resulta:

$$H_{p1} = H_T - \frac{(Q_{p1} - Q_{BP}) + Q_T}{2} * \frac{\Delta t}{\Omega_T}$$

donde:

Q_{TP} = caudal que sale del tanque en el paso siguiente

Q_T = caudal que salía del tanque en el paso anterior

Δt = paso del tiempo.

Ω_T = sección del tanque.

$$H_{P1} = H_T - \left[\frac{(H_{P1} - C_M)}{2 * B} * \frac{t}{\Omega_T} + \frac{Q_T}{2} * \frac{\Delta t}{\Omega_T} \right]$$

$$H_{P1} = \left(1 + \frac{t}{2 * B * \Omega_T} \right) = H_T + \left[\frac{C_M}{2 * B} - \frac{Q_T}{2} \right] * \frac{\Delta t}{\Omega_T}$$

$$H_{P1} = \frac{H_T + \left[\frac{C_M}{2 * B} - \frac{Q_T}{2} \right] \frac{\Delta t}{\Omega_T}}{1 + \frac{\Delta t}{2 * B * \Omega_T}}$$

Una vez calculado H_{P1} , se puede calcular Q_{P1} , mediante características. En efecto:

$$Q_{P1} = \frac{H_{P1} - C_M}{B}$$

donde C_M y B tienen las mismas expresiones que en la condición de borde de la cámara de aire.

Debe calcularse el volumen necesario a suministrar. Este volumen Γ en cada paso de tiempo es:

$$\Gamma_p = \frac{Q_{TP} + Q_T}{2} * \Delta t$$

El volumen total necesario es la sumatoria de los volúmenes en cada paso de tiempo:

$$\Gamma_{total} = \Sigma \Gamma_p$$

Evidentemente, se debe verificar que el volumen total del tanque sea mayor al total necesario.

d) Chimenea de Equilibrio

La chimenea de equilibrio tiene sentido sólo si se puede llegar a mayor altura topográfica que la del punto de llegada; en caso contrario, se debe utilizar cámara de agua. Transforma el golpe de ariete en una oscilación de masa amortiguada, tal como puede apreciarse en el esquema de la figura 9.20.

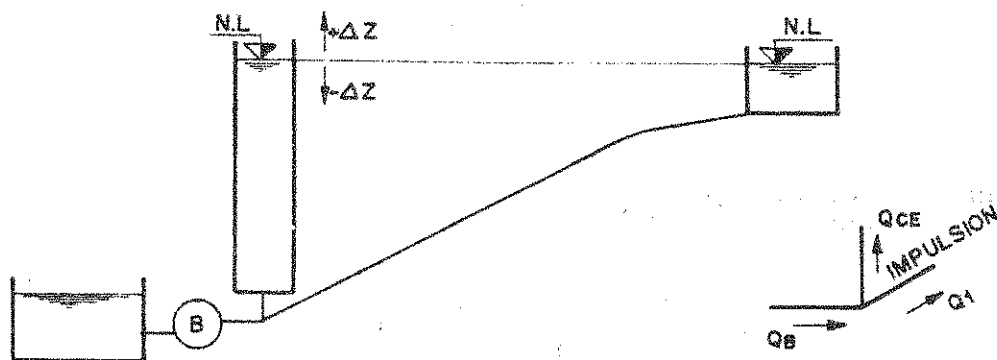


Figura 9.20

Instalación con "chimenea de equilibrio"

Si la chimenea tiene un volumen tal que funciona como recipiente durante el transitorio, la condición de borde es:

$$H_{P1} = H_1 + \frac{(Q_{CEp} + Q_{CE})}{2} * \frac{\Delta t}{\Omega_{CE}}$$

como: $Q_{CE} = Q_B - Q_1$

resulta:
$$H_{P1} = H_1 + (Q_B - Q_{P1} + Q_{CE}) * \frac{\Delta t}{\Omega_{CE}}$$

por lo que:

$$H_P = H_1 + (Q_{CE} + \frac{C_M}{B} + Q_B) * \frac{t}{\Omega_{CE}} - \frac{H_{P1}}{B} * \frac{\Delta t}{\Omega_{CE}}$$

Pasando el último sumando al 1er. miembro, queda:

$$H_{P1} * (1 + \frac{\Delta t}{B * \Omega_{CE}}) = H_1 + (Q_{CE} + \frac{C_M}{B} + Q_B) * \frac{\Delta t}{\Omega_{CE}}$$

por lo que:

$$H_{P1} = \frac{H_1 + (Q_{CE} + \frac{C_M}{B} + Q_B) * \frac{\Delta t}{\Omega_{CE}}}{1 + \frac{\Delta t}{B * \Omega_{CE}}}$$

luego se puede calcular:

$$Q_{P1} = \frac{H_{P1} - C_M}{B}$$

9.4.5.- Programa de Computación

```

10 REM "TRANSA1R
20 REM "TRANSITORIOS EN IMPULSIONES CON O SIN CAJA DE AIRE"
30 REM "VERSION 050892"
50 OPEN "TRANSQ1.DAT" FOR OUTPUT AS #1
60 OPEN "TRSANS1.DAT" FOR OUTPUT AS #2
70 DIM H(50),HP(50),Q(50),QP(50),HMAX(50),HMIN(50),HX(50)
80 PI=3.1415926#
90 REM "DATOS S.I."
100 INPUT "CAUDAL REGIMEN PERMANENTE : m3/s?";QR
110 INPUT "COTA TOPOGRAFICA DE LLEGADA : m?";EL
120 INPUT "COTA TOPOGRAFICA DE SALIDA : m?";ELS
130 INPUT "LONGITUD DE LA IMPULSION: m?";LIMP
140 INPUT "DIAMETRO : mm?";D:D=D/1000
150 INPUT "MODULO DE ELASTICIDAD DE LA CONDUCCION : Kg/cm2?";E:E=E*98100!
160 INPUT "ESPESOR : mm?";ES:ES=ES/1000
170 INPUT "RUGOSIDAD ABSOLUTA k : mm?";RUG:RUG=RUG/1000
180 INPUT "TIEMPO MAXIMO DE ESTUDIO : s ? ";TM
190 INPUT "TIEMPO DE ANULACION DEL CAUDAL DE LA BOMBA (MENDILUCE-ROSICH) (s)? : ";TQS
200 INPUT "EXPONENTE DE LA CURVA DE ANULACION DEL CAUDAL BOMBEADO ";NF
210 INPUT "DESEA CONSIDERAR CAMARA DE AIRE (S/N) ";TANQUES
220 IF TANQUES="N" OR TANQUES="n" THEN 330
230 INPUT "NUMERO DE CAMARAS";NCA
240 INPUT "DIAMETRO DE CADA CAMARA ";DUT
250 DIT=NCA*.5*DUT
260 INPUT "COEFICIENTE DE LA POLITROPICA N (TECLEE ENTER PARA N=1.2)";NT

```

```

270 IF NT=0 THEN NT=1.2
280 IF NT<1 OR NT>1.41 THEN PRINT "COEFICIENTE ERRONEO ": GOTO 260
290 INPUT "ALTURA DE AGUA INICIAL EN LAS CAMARAS SOBRE EL CAÑO ZT (m)? : ";ZT
300 INPUT "ALTURA TOTAL DE LA CAMARA DESDE EL EJE DEL CAÑO (m)? : ";LTZ
310 VT=PI*OUT^2/4*(LTZ-ZT)*NCA
320 GOTO 340
330 DIT=0:NT=0:VT=0:ZT=0
340 READ EA,RO,MU: ' CARACTERISTICAS DEL FLUIDO
350 DATA 2140000000,1040,.00000120
360 READ G,KIT,TOL,JPR,N
370 DATA 9.81,8,.0002,1,20
380 REM "INICIALIZACION DE VARIABLES"
390 V=1:TI=1:PI=3.1415926#
400 T=0:K=0:KI=0:KK=0
410 REM "CALCULOS INICIALES"
420 A=SQR(EA/RO/((1+EA/E*D/ES)):'CELERIDAD CTE (1 MATERIAL, 1 AREA, 1 ESPESOR)
430 DT=LIMP/(A*N)
440 AR=PI*D^2/4:'AREA TUBERIA
450 AT=PI*DIT^2/4:'AREA TANQUE
460 N1=N+1 : ' NUMERO DE PUNTOS QUE DELIMITAN LOS TRAMOS
470 B=A/(G*AR)
480 JPR=((N+1)/JPR):'IMPRESION CONDICIONADA (JPR=N+1 SIEMPRE)
490 REM "ESCURRIMIENTO UNIFORME"
500 C1=ELS-EL
510 QO=QR*V
520 AO=AR
530 DO=D
540 GOSUB 1350
550 R=FF*A*DT/(2*G*D*AR^2)
560 QO=QR*V
570 DH=R*QO^2
580 FOR I=1 TO N1
590 Q(I)=QO
600 H(I)=EL+(N1-I)*DH:HMAX(I)=H(I):HMIN(I)=H(I):HX(I)=H(I)
610 NEXT I
620 ZTMIN=ZT:ZTMAX=ZT:VTMAX=VT:VTMIN=VT
630 QS=QO:QB=QO
640 HS=ELS
650 IF TANQUES="n" OR TANQUES="N" THEN 690
660 QT=0
670 HT=H(1)-ZT:' PRESION EN EL TANQUE EN REGIMEN PERMANENTE
680 CT=(HT+10.33)*VT*NT:'CTE DEL TANQUE EN REGIMEN PERMANENTE
690 GOSUB 1440
700 GOSUB 1520
710 T=T+DT
720 IF T>TM+DT THEN BEEP:GOTO 1600
730 K=K+1
740 REM "TRANSITORIO"
750 REM "SECCIONES INTERIORES"
760 FOR I=2 TO N
770 CP=H(I-1)+Q(I-1)*(B-R*ABS(Q(I-1)))
780 CM=H(I+1)+Q(I+1)*(B-R*ABS(Q(I+1)))
790 HP(I)=(CT+CM)/2

```

```

800 QP(I)=(HP(I)-CM)/B
810 NEXT I
820 REM "CONDICION EN BOMBA"
830 V=(1-(T/TQS)^NF):IF V<0 THEN V=0
840 QBP=V+QB
850 REM "TANQUE"
860 NP=1:PROV=V:V=H(1)
870 CM=H(2)-Q(2)*(B-R*ABS(Q(2)))
880 IF TANQUES="N" OR TANQUES="n" THEN 890 ELSE GOTO 900
890 V=CM+QBP*B:GOTO 1010
900 FOR KI=1 TO KIT
910 F1=V+10.33-ZT+(QT+(V-CM)/B-QB)*DT/(2*AT)
920 F2=VT+(QT+(V-CM)/B-QB)*DT/2
930 BB(1)=F1*F2^NT-CT
940 BB(1)=-BB(1)
950 A(1,1)=F2^NT*(1+DT/B/(2*AT))+F1*NT*F2^(NT-1)*DT/(2*B)
960 GOSUB 1640
970 V=V+DV
980 IF ABS(DV)<.0002 THEN 1010 ELSE 990
990 NEXT KI
1000 STOP:'PROBLEMA DE ITERACION EN TANQUE
1010 HP(1)=V:V=PROV
1020 QP(1)=(HP(1)-CM)/B
1030 QTP=QP(1)-QBP
1040 IF TANQUES="N" OR TANQUES="n" THEN 1070
1050 VT=VT+(QT+QTP)/2*DT
1060 ZT=ZT-(QT+QTP)*DT/(AT*2)
1070 HTP=HP(1)-ZP
1080 REM "CONDICION DE AGUAS ABAJO"
1090 HP(N1)=EL
1100 QP(N1)=Q(N)+(H(N)-HP(N1)-R*Q(N)*ABS(Q(N)))/B
1110 REM "CONDICION AGUAS ARRIBA"
1120 QSP=QBP
1130 HSP=ELS
1140 REM "ACTUALIZACION DE VARIABLES"
1150 QT=QTP
1160 HT=HTP
1170 QB=QBP
1180 FOR I=1 TO N1
1190 Q(I)=QP(I)
1200 H(I)=HP(I)
1210 NEXT I
1220 QS=QSP
1230 HS=HSP
1240 IF ZT>ZTMAX THEN ZTMAX=ZT
1250 IF VT>VTMAX THEN VTMAX=VT
1260 IF VT<VTMIN THEN VTMIN=VT
1270 IF ZT<ZTMIN THEN ZTMIN=ZT
1280 FOR I=1 TO N1
1290 IF H(I)>HMAX(I) THEN HMAX(I)=H(I)
1300 IF H(I)<HMIN(I) THEN HMIN(I)=H(I)
1310 NEXT I
1320 GOSUB 1520
1330 GOTO 710

```

```

1340 REM "SUBROUTINA FRICCION"
1350 FFO=.0015
1360 RE=QO*DO/(AO*NU)
1370 IF RE<2000 THEN 1420
1380 INV=-(.8686*LOG(2.51/(RE*SQR(FFO))*RUG/(3.71*DO)))
1390 FF=1/INV^2
1400 IF ABS(FF-FFO)>.00005 THEN 1410 ELSE 1430
1410 FFO=FF:GOTO 1380
1420 FF=64/RE
1430 RETURN
1440 REM "SUBROUTINA IMPRESION DE TITULOS"
1450 PRINT CHR$(14);"ESTUDIO DEL IMPERMANENTE EN LA IMPULSION"
1460 PRINT
1470 PRINT "-----"
1480 PRINT " T";" V";" QB";" QT/HT";" ZT";" Q/H";" Q/H";" Q/H";" Q/H";" Q/H";
1485 PRINT " Q/H";" Q/H";" Q/H";" Q/H";" Q/H"
1490 PRINT " x/l =" ;" 0";" .1";" .2";" .3";" .4";" .5";" .6";" .7";
1495 PRINT " .8";" .9";" 1.0"
1500 PRINT "-----"
1510 RETURN
1520 REM "SUBROUTINA IMPREVAR"
1530 WRITE #1,T,V,QB,QT,Q(1),Q(3),Q(5),Q(7),Q(9),Q(11),Q(13),Q(15),Q(17),Q(19),Q(21)
1540 WRITE #2,HT,ZT,T,H(1),H(3),H(5),H(7),H(9),H(11),H(13),H(15),H(17),H(19),H(21)
1550 PRINT "-----"
1560 PRINT USING "###.###";T,V,QB,QT,Q(1),Q(3),Q(5),Q(7),Q(9),Q(15),Q(17),Q(19),Q(21)
1570 PRINT USING "###.###";HT,ZT,H(1),H(3),H(5),H(7),H(9),H(15),H(17),H(19),H(21)
1580 PRINT "-----"
1590 RETURN
1600 REM "SUBROUTINA IMPREMAX"
1610 CLOSE #1,#2
1620 GOTO 1840
1630 REM "SUBROUTINA GAUSS"
1640 FOR I=1 TO NP
1650 XX(I)=0
1660 NEXT I
1670 FOR I=1 TO NP
1680 YY(I)=XX(I)
1690 NEXT I
1700 FOR KK=1 TO NP
1710 DD=0
1720 FOR I=1 TO NP
1730 IF KK-I=0 THEN 1750
1740 DD=DD+A(KK,I)*XX(I)
1750 NEXT I
1760 XX(KK)=(BB(KK)-DD)/A(KK,KK)
1770 NEXT KK
1780 FOR I=1 TO NP
1790 IF ABS(XX(I)-YY(I))-.000001>0 THEN 1670
1800 NEXT I
1810 IF NP=2 THEN 1830
1820 DV=XX(1):RETURN
1830 DV=XX(1):DAL=XX(2):RETURN
1840 FOR I=1 TO N1
1850 PRINT "HMAX("I") = "HMAX(I),"HMIN("I") = "HMIN(I)
1860 NEXT I
1870 IF TANQUES="n" OR TANQUES="N" THEN 1900

```

```

1880 PRINT "EL NIVEL MAXIMO ZTMAX = "ZTMAX,"EL VOLUMEN MINIMO = "VTMIN"m3"
1890 PRINT "EL NIVEL MINIMO ZTMIN = "ZTMIN,"EL VOLUMEN MAXIMO = "VTMAX"m3"
1900 INPUT "DESEA IMPRIMIR ENVOLVENTE (S/N)";ENVOL$
1910 IF ENVOL$="S" OR ENVOL$="s" THEN 1940
1920 IF ENVOL$="N" OR ENVOL$="n" THEN 2050
1930 GOTO 1900
1940 INPUT "PROYECTO ";PROY$:LPRINT "PROYECTO : "PROY$
1950 INPUT "FECHA ";FECH:LPRINT "FECHA : ";FECH
1960 LPRINT:LPRINT "VERIFICACION DE TRANSITORIOS":LPRINT
1970 LPRINT "COTAS PIEZOMETRICAS MAXIMAS Y MINIMAS":LPRINT
1980 FOR I=1 TO N1
1990 LPRINT "HMAX("I") = "HMAX(I),"HMIN("I") = "HMIN(I)
2000 NEXT I
2010 IF TANQUES="S" OR TANQUES="s" THEN 2030
2020 GOTO 2050
2030 LPRINT "EL NIVEL MAXIMO ZTMAX = "ZTMAX,"EL VOLUMEN MINIMO ES = "VTMIN"m3"
2040 LPRINT "EL NIVEL MINIMO ZTMIN = "ZTMIN,"EL VOLUMEN MAXIMO ES = "VTMAX"m3"
2050 OPEN "TRANSEN.DAT" FOR OUTPUT AS #3
2060 FOR I=1 TO N1
2070 WRITE #3,I,HMAX(I),HMIN(I),HX(I)
2080 NEXT I
2090 CLOSE #3

```

9.5.- PROBLEMÁTICA ORIGINADA EN EL AIRE EN CONDUCCIONES A PRESIÓN

9.5.1.- Presencia del Aire en las Conducciones a Presión

En general, el vaciado de las conducciones a presión, sea éste accidental o provocado intencionalmente, origina depresión.

En particular, en el caso de las instalaciones de impulsión, las depresiones se dan por cese de bombeo en forma accidental, debido a imprevistos cortes de energía.

La depresión puede significar el colapso de la cañería por aplastamiento, para el caso de materiales flexibles de poco espesor y, en general, un mal funcionamiento de las instalaciones para el caso de los materiales rígidos.

Contrarrestar los efectos nocivos de las depresiones implica la necesidad del "ingreso de aire", lo que significa también su evacuación posterior, una vez que sea establecido el régimen de bombeo.

Las causas de la necesidad de ingreso de aire y su evacuación posterior se resumen en los siguientes casos posibles:

- a) Vaciado normal, que implica la instalación de válvulas de aire en puntos altos de la conducción. Da lugar a la evacuación a presión atmosférica (presión relativa nula) durante el llenado.
- b) Vaciado accidental, implica previsiones idénticas a la anterior. En el caso de las impulsiones con válvula de retención, obviamente, no puede tener lugar.
- c) Depresión originada en la onda negativa por "Golpe de Ariete". Es el caso que se producen en las impulsiones por arranque o interrupción del bombeo, siendo importante el segundo. Implica la evacuación posterior del aire en presión y también la instalación de válvulas en los puntos altos.

El caudal de aire a ingresar se considera igual al caudal de agua originado en la depresión y resulta igual a:

$$Q = \mu * U * s \quad (1)$$

En la que:

Q = caudal de aire a incorporar

U = velocidad del aire ingresante

μ = "coeficiente de contracción" vena fluida (aire)

s = sección del orificio de ingreso. Como lo prueba la termodinámica, la velocidad del aire supera siempre los 200 m/s. La tabla que sigue brinda valores de la velocidad en función de la depresión, expresada en metros.

Depresión (m.c.d.a.)	2	3	4	5
U (m/s)	200	270	325	400

9.5.2.- Presencia del Aire en las Conducciones y sus Consecuencias

9.5.2.1.- Conceptos Generales

El agua contiene una cantidad de aire solubilizado que puede oscilar entre 25 y 40 cm³/L y que varía en función de la presión (ley de HENRY).

En los puntos altos y singularidades que originen disminución de presión, se produce salida de gas en forma de burbujas, que son arrastradas y tienden a "embolsarse" en los puntos altos.

La eventual evacuación de estos bolsones debe producirse en "presión".

Los inconvenientes que pueden producir estos bolsones, se resumen de la siguiente forma:

- a) Originan pérdidas de carga que pueden llegar a ser muy grandes, llegando incluso a impedir el escurrimiento.
- b) Al desplazarse perturban el régimen hidráulico, el que se hace oscilante.
- c) Al encontrar salidas originan "golpes de ariete inducidos por escape de aire".

Este último fenómeno será analizado en detalle más adelante.

Como primera consideración, se deduce el concepto de que es necesario controlar el ingreso y la evacuación del aire en las conducciones a presión.

El control del aire implica:

- a) Proyectar la conducciones en forma tal que posibiliten almacenar el aire en los puntos altos, tratando así de minimizar el escurrimiento errático de los bolsones. Los criterios normativos más modernos recomiendan generar pendientes mínimas de los trazados de 1 a 3 por mil en los tramos ascendentes y de 3 a 5 por mil en los descendentes.
- b) Seleccionar e instalar válvulas de aire en puntos altos e intermedios. Se recomienda instalarlas en todo quiebre de pendiente. Si la distancia entre quiebres es grande, es conveniente colocar válvulas a no más de 1 Km.

Respecto a las válvulas de aire, es preciso distinguir entre válvulas de "evacuación" de pequeños caudales a la presión de servicio y las que posibilitan evacuaciones de grandes caudales de aire en condiciones de presión atmosférica, ya que su diseño es muy diferente.

9.5.2.2.- Golpe de Ariete Inducido por Escape de Aire

En el esquema de la figura 9.21, puede apreciarse cañería que presenta un bolsón de aire relativamente grande, al encontrar una salida, induce la movilización de un caudal equivalente de agua, generando una velocidad "inducida U" en el agua. Si el líquido está escurriendo, esta velocidad se suma a la propia del escurrimiento.

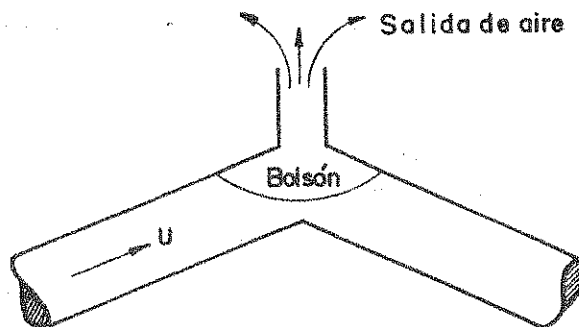


Figura 9.21

Escape de un bolsón de aire

Dado que la velocidad de escape del aire es sumamente elevada, al cesar el escape del mismo comienza a salir líquido por el orificio, el que lo hará, debido a la mayor viscosidad del agua respecto a la del aire, con una velocidad media menor (del orden de 1 a 2 m/s). Esto implica de por sí una suerte de detenimiento instantáneo del caudal de agua que se movilizaba con velocidad media U , originando, en consecuencia, la sobrepresión correspondiente.

Llamando s a la sección de la ventilación y Ω a la de la conducción y w y U a las respectivas velocidades medias, tendremos, por continuidad, un caudal de aire evacuado, dado por:

$$Q = w * s \quad (2)$$

El caudal de agua que ocupa el volumen dejado por el aire será:

$$Q = U * \Omega \quad (3)$$

Dado que ambos caudales son iguales, pueden igualarse las ecuaciones (2) y (3), resultando:

$$Q = w * s = U * \Omega$$

De donde:

$$U = w * \frac{s}{\Omega} \quad (4)$$

Recordando la expresión de ALLIEVI para la sobrepresión por "cierre brusco"

$$\Delta h = \frac{c * U}{g} \quad (5)$$

Reemplazando la ecuación (4) en la (5) se tiene que:

$$\Delta h = \frac{c * w * s}{g * \Omega} \quad (6)$$

En la que c es la celeridad con que se propagan las ondas debidas al detenimiento y que recordamos responde a la expresión:

$$c = \frac{(\epsilon / \rho)^{0,5}}{(1 + \frac{\epsilon * E}{D * e})^{0,5}} \quad (7)$$

La expresión (7) es tratada en el numeral 9.5, relativo al golpe de ariete, al que remitimos al proyectista que desea el cálculo exacto de c o su conocimiento con mayor profundidad.

En primera aproximación c vale 1.000 m/s para los materiales rígidos y puede aceptarse 300 m/s como un valor usual para caños flexibles de clases bajas (conviene el cálculo exacto para las clases 10 o superiores).

En general, para obtener la sección del orificio que acote un valor máximo de sobrepresión $\Delta h_{\text{máx}}$, se despeja s de la ecuación (6) y se obtiene:

$$s = \frac{\Delta h_{\text{máx}} * g * \Omega}{c * w} \quad (8)$$

Al ser:

$$s = \frac{\pi * d^2}{4}$$

y:

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

el diámetro del orificio que no posibilite una sobrepresión superior a $\Delta h_{\text{máx}}$, resulta:

$$d = \left(\frac{\Delta h_{\text{máx}} * g * D^2}{c * w} \right)^{0,5}$$

por lo que:

$$d = \left(\frac{\Delta h_{\text{máx}} * g * D^2}{c * w} \right)^{0,5} = D \left(\frac{\Delta h_{\text{máx}} * g}{c * w} \right)^{0,5} \quad (9)$$

En general, las normas europeas especifican $\Delta h_{\text{máx}} = 5 \text{ m}$, por lo que, aceptando en primera aproximación, $g \approx 10 \text{ m/s}^2$ para materiales rígidos, la ecuación (9) resulta:

$$d = D * (0,05 / w)^{1/2} \quad (10)$$

aceptando un valor mínimo de w de 200 m/s , se obtiene finalmente que:

$$d = 0,01581 * D \quad (11.1)$$

Esta es una condición límite. En la práctica se acepta:

$$d \leq 0,016 D \quad (11.2)$$

La expresión (11) brinda la relación entre el diámetro del orificio de ventilación y el diámetro de la conducciones a la que sirve, especificado en la normativa europea. La expresión equivalente para material flexible, admitiendo $c = 300 \text{ m/s}$, resulta:

$$d = 0,02886 * D$$

9.5.2.3.- Sobrepressiones por Transferencia de Energía Agua-aire

En general, está bastante difundido, desde hace muchos años entre los usuarios, el concepto de "explosiones debidas al aire atrapado" durante el desarrollo de pruebas hidráulicas.

El mismo está fundado en la transferencia de energía del agua a relativamente pequeños bolsones o burbujas de aire, que provoca la detonación de los mismos.

El antecedente publicado más antiguo es una edición del manual URALITA (España - 1957) y que es reiterada en todas las ediciones que le siguieron, incluyendo la más actualizada de 1987.

El manual de referencia brinda un ejemplo numérico, determinando la sobrepresión que puede ocasiona un determinado volumen de aire atrapado Γ_0 en la parte mas alta de la conducción de diámetro D y longitud L y admitiendo una presión en el extremo de P_0 atmósferas. Supone, en un comienzo, la conducción en equilibrio estático y subitamente se le imprime al líquido una velocidad U.

Siendo L relativamente pequeño, resulta que el cilindro de agua puesto en movimiento puede considerarse como rígido, por lo que la dinámica de la transferencia de energía se resume en la expresión:

$$1/2 * m * U^2 = 2,3 * p_0 * \Gamma_0 * \log (p/p_0) \quad (12)$$

La ecuación (12) implica la igualdad de la energía cinética del cilindro líquido con la energía absorbida en un proceso isotérmico por la burbuja de aire.

En la ecuación (12), se tiene que:

m = masa del cilindro líquido.

U = velocidad media del mismo.

p_0 = presión en el líquido y en el bolsón previo al movimiento.

P = presión alcanzada en el bolsón de aire al absorber la energía brindada por el cilindro.

De la ecuación (12), surge que:

$$\log \frac{p}{p_0} = \frac{1}{2} * \frac{m}{2,3} * \frac{U^2}{p_0 * \Gamma_0} = \frac{G * U^2}{4,6 * g * p_0 * \Gamma_0} \quad (13)$$

en la que G es el peso de la masa m y g la aceleración normal de la gravedad.

De la ecuación (13), se deduce que:

$$\frac{P}{P_0} = 10^{\left(\frac{G * U^2}{4,6 * g * P_0 * \Gamma_0} \right)} \quad (14)$$

o explicitando la presión final P, ésta resulta:

$$p = p_0 * 10^{\left(\frac{G * U^2}{4,6 * g * P_0 * \Gamma_0} \right)} \quad (15)$$

Lo que nos indica que para valores de G lo suficientemente grandes y de p_0 lo suficientemente pequeños, pueden obtenerse grandes valores de p, explicandose así el efecto de deformación debido a la transferencia de energía agua-aire.

Obviamente, de ser Γ_0 grande, el efecto sería de un amortiguador, en cambio haciendo Γ_0 tan pequeño como se desee los valores de p pueden resultar enormes.

En particular, el manual de URALITA brinda un ejemplo en base a los siguientes datos:

$$\Gamma_0 = 0,1 \text{ m}^3$$

$$D = 0,40 \text{ m}$$

$$L = 1000 \text{ m}$$

$$P_0 = 2 \text{ atm}$$

$$U = 1 \text{ m/s}$$

Por lo tanto, para el ejemplo numérico, resulta un volumen del cilindro de agua = $L * (\pi * D^2)/4 = 125,6 \text{ m}^3$

el peso resulta:

$$G = \tau * \Gamma_0 = 125.600 \text{ kg}$$

Reemplazando en la ecuación (15), se obtiene:

$$P = 459065 \text{ kg/m}^2 \approx 45,91 \text{ atm}$$

Las sobrepresiones originadas en el fenómeno descrito tiene un carácter sumamente aleatorio y han presentado su mayor ocurrencia en pruebas hidráulicas.

No existe actualmente bibliografía que trate el tema "in extenso" y mucho menos recomendaciones para tener en

cuenta, excepto todas aquellas que tienden a impedir que los bolsones de aire queden atrapados, lo que está relacionado con la correcta instalación de válvulas de aire.

A pesar de lo poco tratado que está el tema de referencia, parece fundamental presentarlo con el objeto de que los proyectistas cuenten con una razón más para seleccionar e instalar criteriosamente válvulas de aire.

9.5.3.- Principios de Diseño de Válvulas para Escape e Ingreso de Aire en las Conducciones

Una "válvula de aire" permite evacuar el aire atrapado en las conducciones. Consiste en un flotador que obtura un orificio cuando el conducto no tiene aire y lo deja libre cuando sí lo hay.

Estudiaremos el funcionamiento del flotador de volumen V y de densidad ρ_F (debe ser $\rho_F < \rho$, con ρ como densidad del agua)

En la figura 9.22, designando con:

V_0 = "volumen emergente"

V_S = "volumen sumergido"

P_0 = presión en la sección del aparato

Podemos considerar: $V_e = \alpha * V_S$ (con α entre 0 y 1)

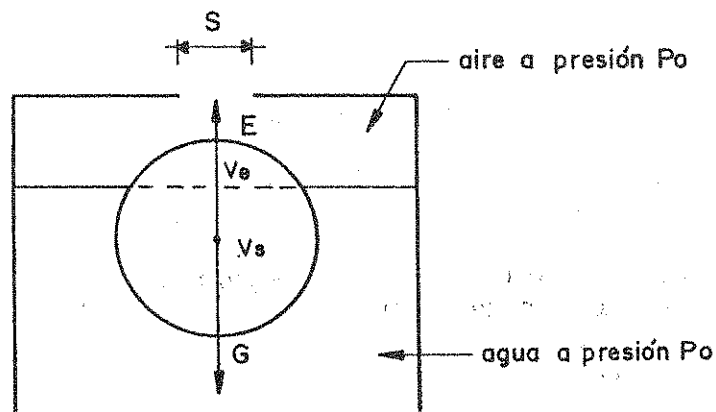


Figura 9.22

Principio de funcionamiento de una válvula de aire

En las ecuaciones para la condición de ausencia de aire (flotador adherido), situación en la que actúan las siguientes fuerzas:

Fuerza hacia arriba
sobre el flotador

$$\left[\begin{array}{l} P_0 * S \quad \text{(debida a la presión)} \\ (\rho - \rho_F) * g * V \quad \text{(debida al principio de Arquímedes)} \end{array} \right.$$

Nótese que aún con $\rho > \rho_F$ el flotador queda adherido al orificio.

Las condiciones en presencia de aire (flotador despegado), resultan:

se despegará

se despegará

$$V_e = \alpha * V$$

$$\left[\begin{array}{l} P_0 * S \quad \text{(presión)} \\ \rho * g * (V - V_e) = \rho * g * V * (1 - \alpha) \quad \text{(Arquímedes)} \end{array} \right.$$

El flotador se despegará si el peso G es mayor que las fuerzas hacia arriba, es decir:

$$G = \rho_F * g * V_S > P_0 * S + \rho * g * (1 - \alpha) * V \quad (16)$$

$$\text{o sea que : } \frac{P_0 * S}{g * V_S} < \rho_F - (1 - \alpha) * \rho * \frac{V}{V_S} \quad (17)$$

De la expresión (17), surge que el valor límite para que se despegue el flotador está dado para $\alpha = 1$ o sea:

$$V_S = \frac{P_0 * S}{g * \rho_F} \quad (18)$$

Es fácil inferir que no se pueden asegurar las condiciones de "escape de aire a gran caudal y presión atmosférica" y "pequeño caudal a presión" con un mismo flotador, puesto que:

- La primera (gran Q a P_a) fija "S" y por lo tanto un volumen importante del flotador.

- La segunda (pequeño Q a P_0) fija la presión de diseño.

En consecuencia, los constructores ofrecen diseños distintos para cada uso, basados en que:

- a) S debe ser limitada a causa de los golpes de ariete.
- b) cuando el aire es evacuado, su alta velocidad no debe arrastrar al flotador y tender a pegarlo al orificio.

Se destaca que las válvulas para evacuación de gran caudal a presión atmosférica también sirven para "ingreso de gran Q , también a presión atmosférica".

Muchos constructores ofrecen al mercado un aparato que posibilita las tres funciones indicadas con dos flotantes y orificios dimensionados de acuerdo a los criterios expuestos. Un esquema de los mismos puede apreciarse en la figura 9.23.

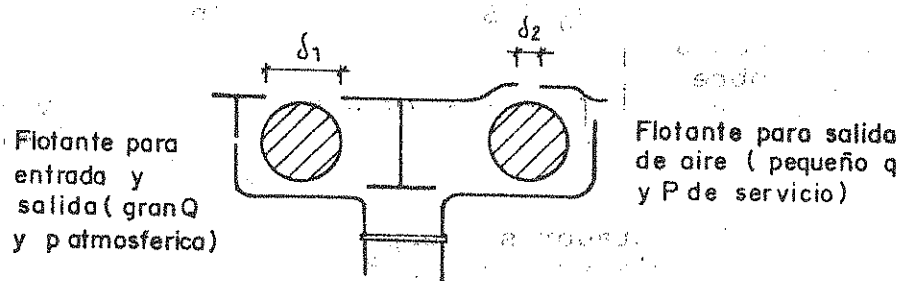


Figura 9.23

Aparato para tres funciones

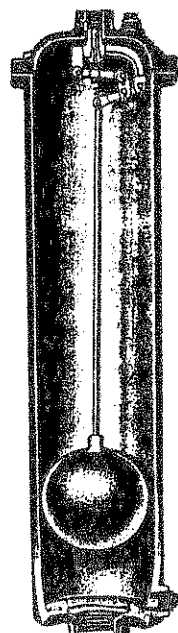
Es relativamente simple la construcción de tales dispositivos cuando la tubería conduce agua limpia. Para líquidos cloacales que transporten una heterogénea suspensión de partículas, pueden obstruirse los orificios o dejar de ofrecer un cierre hermético: en esos casos, la válvula no cumplirá con su cometido.

Por tal razón, se deben utilizar válvulas especialmente diseñadas para conducciones cloacales.

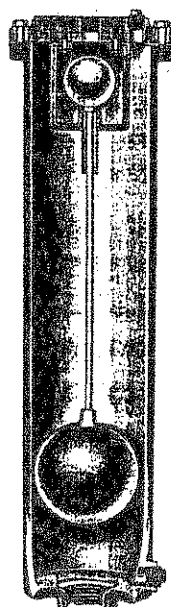
En la figura 9.24, puede observarse un equipo de uso común, compuesto por dos cilindros verticales independientes, unidos entre sí. Uno de ellos (figura 9.24.a) permite la salida de pequeños volúmenes de aire y gas. Cuando el líquido cloacal que lleva la conducción alcanza el flotante ubicado en la parte inferior del cuerpo de la válvula, recibe un empuje que transmite mediante un vástago que tiene adosado al mecanismo de ventilación, el cual mediante un juego de palancas cierra la salida del aire.

El aire atrapado se encuentra inicialmente a la presión atmosférica y se comprime cuando el líquido cloacal, por la presión a que está sometido, se eleva en el interior de la válvula hasta que aire y líquido equilibran su presión. El líquido no llega al sistema de ventilación, el que se mantiene permanentemente en contacto con el aire.

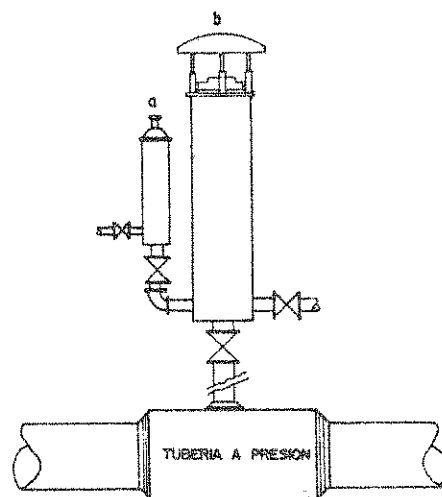
Aire y gas que se desprenden del líquido cloacal tenderán a desplazar hacia abajo el líquido, que en ese caso arrastrará al flotante, con lo que se abrirá el mecanismo de ventilación y parte del aire escapará a la atmósfera. El líquido, que ocupa el volumen dejado por el aire, levanta el flotante con lo que se cierra nuevamente la ventilación. El ciclo se repite cada vez que aire y gas se acumulan en el interior de la válvula.



a) Salida de
aire y gases



b) Entrada y
salida de aire



c) Esquema de
instalación

Figura 9.24

Válvula de aire para impulsiones de líquido cloacal

El otro cuerpo de la válvula (figura 9.24.b) permite eliminar importantes volúmenes de aire durante el proceso de llenado del conducto de impulsión y el ingreso de aire cuando la tubería se vacía, con lo que se evita la formación de depresiones o que se divida la masa líquida. El

dispositivo utiliza un flotador en la parte inferior y una bocha de goma en la superior, unidos por un vástago que es mantenido en la posición correcta mediante una guía.

Cuando el líquido ingresa en la válvula, el flotante recibe un empuje que es transmitido a la bocha superior por el vástago, haciendo que presione sobre su asiento y cierre el contacto con la atmósfera. El aire en el interior de la válvula se presuriza y mantienen el cierre alejado del líquido cloacal. Cuando disminuye la presión en la tubería, el flotante cae y la bocha abandona su asiento, permitiendo el ingreso de aire, que ocupa el volumen desalojado por el líquido.

10.- ESTACIONES DE BOMBEO

10.- ESTACIONES DE BOMBEO

10.1.- GENERALIDADES

Las estaciones de bombeo están integradas por un conjunto de equipos e instalaciones electromecánicas montadas en una obra civil. Entre los equipos e instalaciones electromecánicas cabe mencionar:

- Bombas
- Motores
- Instalaciones de la fuente de energía
- Instalaciones auxiliares de comandos, control y seguridad.

Para cada caso particular se presentarán distintas alternativas y soluciones para resolver las obras civiles que fundamentalmente consisten en:

- El edificio, para protección de las instalaciones electromecánicas y/o para el personal de operación y mantenimiento.
- El recinto y/o los conductos de aspiración.
- Las cañerías de impulsión y sus correspondientes elementos y accesorios hidráulicos.

10.2.- OBRAS CIVILES

El diseño de las obras civiles se compone de dos partes bien diferenciadas:

- a) El dimensionamiento hidráulico, tanto de las conducciones como de las estructuras, que depende de las funciones de la estación y del tamaño y tipo de bombas empleadas.
- b) El diseño arquitectónico y estructural.

El sistema de bombeo debe tenerse en cuenta en el diseño de la instalación y, consecuentemente, de las obras civiles. Se dan, entonces, dos posibilidades para la posición de las bombas:

- a) Emplazamiento indirecto: en este caso las bombas y los respectivos motores se colocan en un recinto independiente denominado "cámara seca" o a la intemperie.

Las bombas y la cámara seca, si existe, pueden adosarse a la obra de toma o pozo de bombeo, lo que se conoce como emplazamiento lateral o colocarse en la parte superior de los mismos, que corresponde a un emplazamiento superior (figuras 10.1 y 10.2).

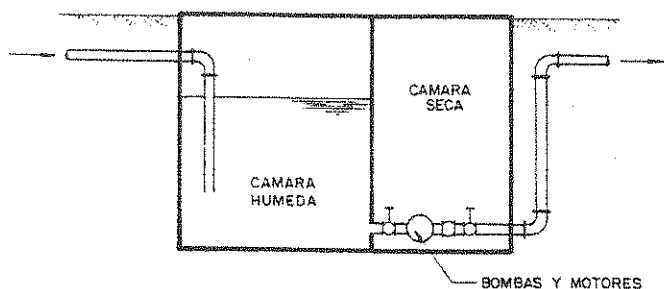


Figura 10.1

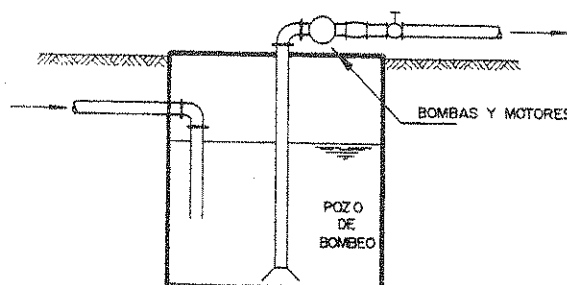


Figura 10.2

- b) Emplazamiento directo: en este segundo caso, las bombas están dentro de la masa líquida de la obra de toma o pozo de bombeo.

Los motores, por su parte, pueden hallarse junto a la bomba en la cámara húmeda o en una cámara seca superior o a la intemperie (figuras 10.3 y 10.4).

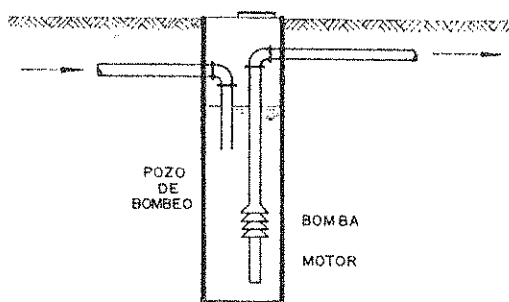


Figura 10.3

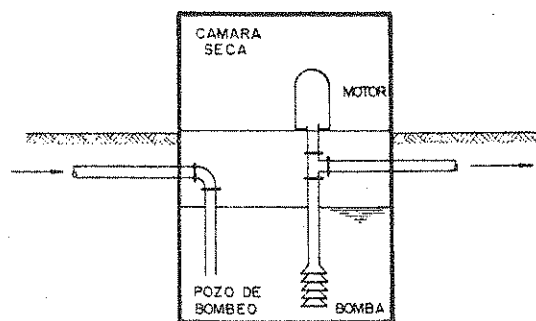


Figura 10.4

La mejor alternativa para la instalación electromecánica depende de la necesidad, conveniencia, ubicación y seguridad del sistema de bombeo, tanto como de los costos relativos de las diversas soluciones desde el punto de vista electromecánico, hidráulico y civil.

En general, la cámara seca implica mayores inversiones puesto que la estructura resulta mucho mayor.

Cuando se realiza el cálculo hidráulico en el caso de emplazamiento indirecto, debe tenerse en cuenta la ubicación de las bombas, pues ésta determina la "carga de succión" o lo que se denomina "altura de succión" (figuras 10.5 y 10.6).

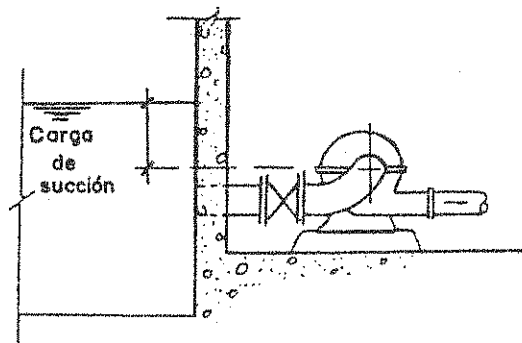


Figura 10.5

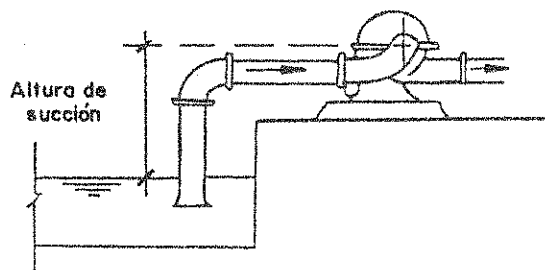


Figura Nº 10.6

Se advierte fácilmente que en las instalaciones con bombas de emplazamiento directo siempre existirá una carga de succión, lo que implica que la tubería de aspiración y el cuerpo de la bomba siempre se encontrarán llenos de agua. En cambio, cuando exista altura de succión, como en la figura 10.6, se requerirá la instalación de dispositivos específicos para evitar el descebado de la bomba (tanque de cebado, válvulas de retención, etc.).

10.2.1.- Ejemplos Típicos de Cámaras de Bombeo

Se muestran a continuación distintos esquemas de cámaras de bombeo y se dan las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas.

En la figura 10.7, se observa una bomba con emplazamiento vertical seco. La bomba se encuentra en la cámara seca contigua a la que denominamos cámara húmeda, en tanto que el motor se halla sobre el techo de la cámara seca. El costo de esta bomba es reducido pero los inconvenientes de este tipo de instalaciones es que requieren mucho espacio, necesitan una válvula extra, presentan mayores pérdidas en el conducto de aspiración, tienen vibraciones que provocan ruidos, el eje debe ser hecho a medida para cada instalación, requiere una superestructura y el mantenimiento debe ser frecuente pues los cojinetes necesitan lubricación.

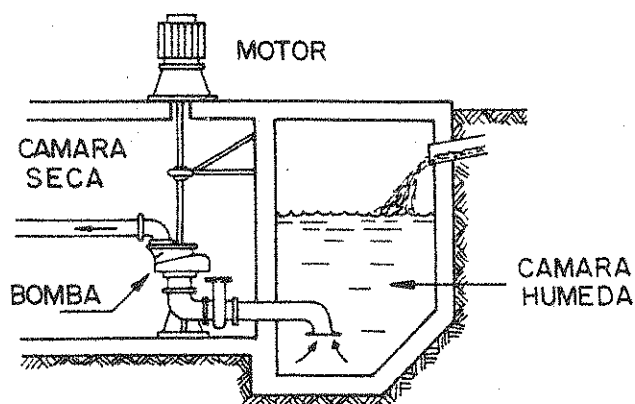


Figura 10.7

En las instalaciones con bombas de emplazamiento vertical húmedo, como muestra la figura 10.8, la bomba se halla en el seno del fluido. En este caso, los costos de la bomba también son reducidos pero el eje debe ser fabricado en forma especial por su gran longitud, tiene problemas de vibraciones, requiere una superestructura y tiene inconvenientes tanto de mantenimiento como de servicio, dado que el sumidero debe vaciarse para realizar el servicio y la atmósfera pone en peligro la salud del personal encargado.

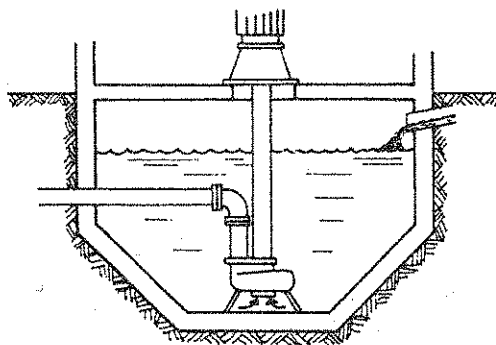


Figura 10.8

Existen otros tipos de estaciones de bombeo en las que se utilizan bombas de tornillo (figura 10.9), las que tienen la ventaja de poder bombear en seco, resisten altas concentraciones de impurezas y tienen gran capacidad, pero

sus inconveniente son: una instalación costosa, deben diseñarse especialmente para cada proyecto, una altura de elevación limitada, presentan riesgos de averías por las impurezas que se encuentren en la hélice y su cuna y, por último, los costos de flete son muy altos.

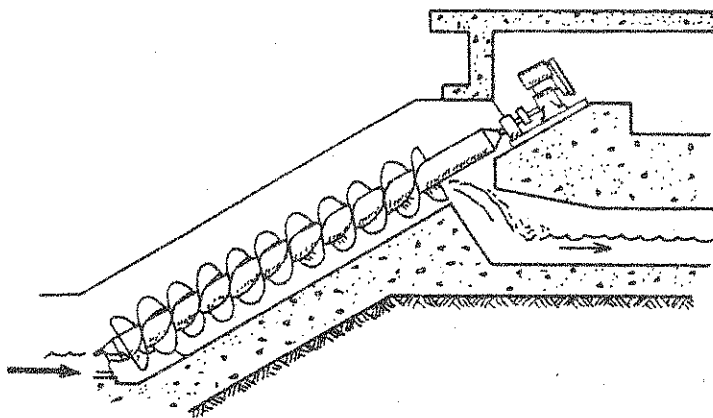


Figura 10.9

Si se utilizan bombas sumergibles con emplazamiento seco, la cámara de bombeo adopta la forma que muestra la figura 10.10. Este tipo de instalación no es usual, dado que desaprovecha las ventajas de este tipo de bombas (trabajar sumergida en líquido cloacal, sin cámara seca).

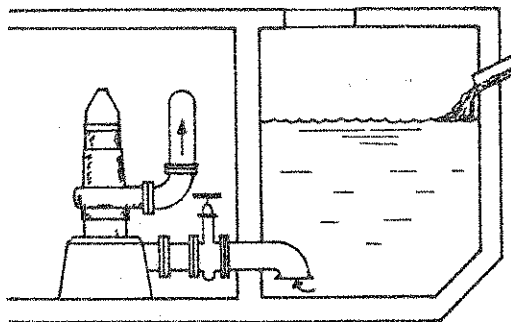


Figura 10.10

En cambio, la instalación de bombas sumergibles de emplazamiento húmedo (figura 10.11) aprovecha todas las ventajas de estos equipos, reduciendo el costo de la obra civil y de la aspiración. Sólo presenta el inconveniente de ser costosa la adquisición de este tipo de bombas, pero la

instalación es económica, son insensibles a las inundaciones, los costos de operación son reducidos, no requieren superestructura, son silenciosas y se construyen con componentes estándar.

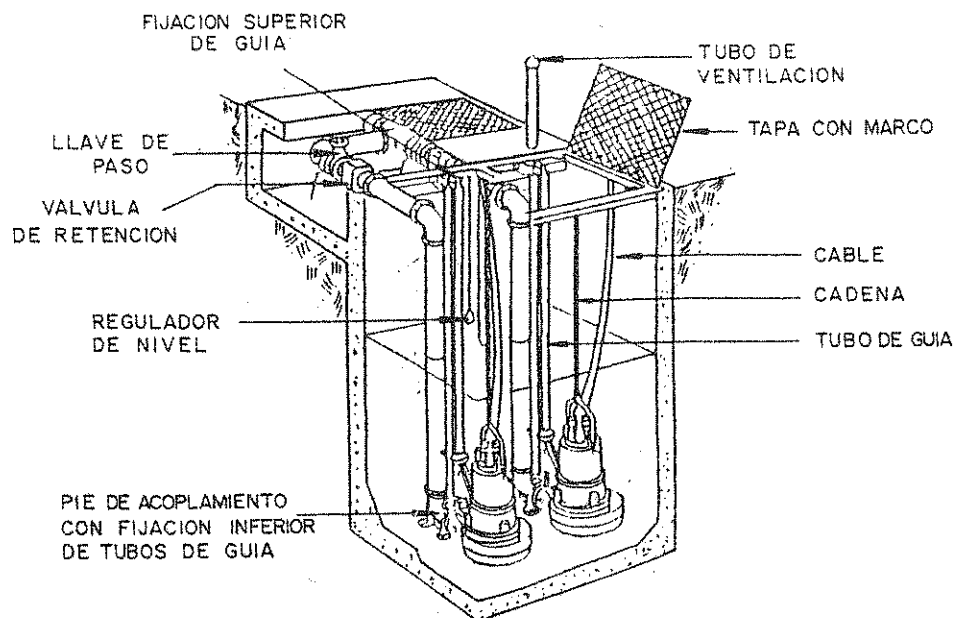


Figura 10.11

10.2.2.- Forma y Dimensiones de la Cámara Húmeda

Los parámetros y factores, tanto mecánicos como hidráulicos, que definen las dimensiones de las cámaras húmedas o pozos de bombeo son los siguientes:

- 1) Volumen útil mínimo del pozo de bombeo requerido para no exceder la frecuencia máxima admisible de arranque por hora de los equipos.
- 2) Volumen no utilizable o "volumen de fondo", necesario para que la aspiración de las bombas tenga una sumergencia adecuada.
- 3) Cantidad y distribución de las bombas dentro de la cámara.
- 4) Tipo de emplazamiento de bombas y motores
- 5) Condiciones hidráulicas destinadas a evitar:
 - Entradas de aire a la tubería de aspiración.
 - Formación de vórtices.
 - Vibraciones.

- Interferencias entre las bombas.
- Generación de zonas de muy bajas velocidades y cortocircuitos.
- Pérdidas de carga.
- Excesivo tiempo de permanencia, que puede originar olores ofensivos por septización.

6) Tipo de accesorios a utilizar en las cañerías de aspiración y su localización.

Si bien no pueden definirse reglas exactamente aplicables a todos los casos, es posible establecer recomendaciones generales sobre el diseño hidráulico de las cámaras húmedas o pozos de bombeo.

Estas recomendaciones son el resultado de investigaciones sobre modelos realizados por diversas instituciones, que arrojan pautas de diseño aplicables a los casos prácticos habituales.

Entre las instituciones de mayor importancia en el tema, debemos mencionar al Hydraulics Institute, institución de carácter privado de los Estados Unidos de Norteamérica que ha investigado, experimentado y recopilado antecedentes de instalaciones en operación, publicando manuales sobre cada tema por separado, indicando las normas a aplicar, las cuales son modificadas a medida que nuevos trabajos experimentales y estudios teóricos lo permiten.

Otras fuentes de información son los fabricantes de bombas, quienes poseen gran experiencia y disponen de documentación con recomendaciones técnicas y en muchos casos son asesorados por institutos de investigación mediante ensayos de modelos.

Dentro de este contexto, merecen destacarse los estudios sobre modelos realizados en la Universidad de Nottingham (Inglaterra) en 1979, cuyos resultados se comentan más adelante.

10.2.3.- Recomendaciones del Hydraulics Institute para el Diseño de Cámaras de Bombeo

Para el diseño de la zona de entrada a las bombas, el Hydraulics Institute brinda las siguientes indicaciones:

- a - La función principal de la zona de entrada es la de distribuir equitativamente el flujo de agua hacia la toma de las bombas.

- b - Deben evitarse distribuciones no uniformes y la formación de corrientes de alta velocidad que favorezca la formación de vórtices, los que, para sumergencias bajas, pueden llegar hasta permitir la entrada de aire en las bombas. Esta situación reduce la capacidad de bombeo y da lugar a vibraciones y ruidos.
- c - Para evitar los problemas mencionados en el punto anterior no basta con reducir las velocidades de escurrimiento en la cámara de bombeo, sino que debe asegurarse una adecuada geometría de la misma para obtener una configuración de flujo tal que minimice la formación de vórtices. La solución ideal, según este esquema, es un largo canal independiente y recto para cada una de las bombas. Si esta solución no es posible y se debe disponer la aspiración de las bombas en un recinto único, deberá pensarse en guías de conducción que favorezcan la rotura u obstrucción de los vórtices que pudieran formarse.

Para el caso de una sola bomba en operación cuya capacidad esté comprendida entre $680 \text{ m}^3/\text{hora}$ y $68000 \text{ m}^3/\text{hora}$, el Hydraulic Institute recomienda las disposiciones geométricas y dimensiones que se muestran en las figuras 10.12.1 y 10.12.2.

Es importante destacar que:

- 1) La dimensión C obtenida de la figura 10.12.2 es un valor promedio de diferentes instalaciones y debe servir sólo como guía para definir el proyecto.
- 2) La dimensión B debe pensarse como un valor máximo admisible.
- 3) La dimensión S debe ser considerada como un mínimo admisible.
- 4) La dimensión H debe considerarse un valor mínimo normal. Ocasionalmente, puede ser menor.
- 5) Debe destacarse que la sumergencia es, en realidad, el valor $H - C$ (figura 10.12.2), o sea la altura del líquido por encima de la entrada de la succión. Los valores indicados aquí para H tienen relación sólo con la recomendación necesaria para evitar vórtices. En lo que respecta a la sumergencia mínima, debe cumplirse con las recomendaciones de los fabricantes de bombas.

- 6) Las dimensiones Y y A son las mínimas recomendadas.
- 7) Si no se colocan rejas, la dimensión A deberá ser mucho mayor. El ancho de las rejas (y/o de las compuertas) no deberá ser mucho mayor que S y la altura no deberá ser menor que H .
- 8) La velocidad media U_c de la corriente principal debe ser menor que 0,60 m/seg.
- 9) La velocidad media U_e en el canal de la bomba no debe exceder de 0,30 m/seg.

En el caso de que la velocidad media U_c de la corriente principal sea mayor que 0,60 m/s, será necesario adoptar una de las siguientes medidas (o una combinación de ellas): construir pantallas guías rectas ubicadas en la dirección del flujo, aumentar la dimensión A , realizar un ensayo con un modelo.

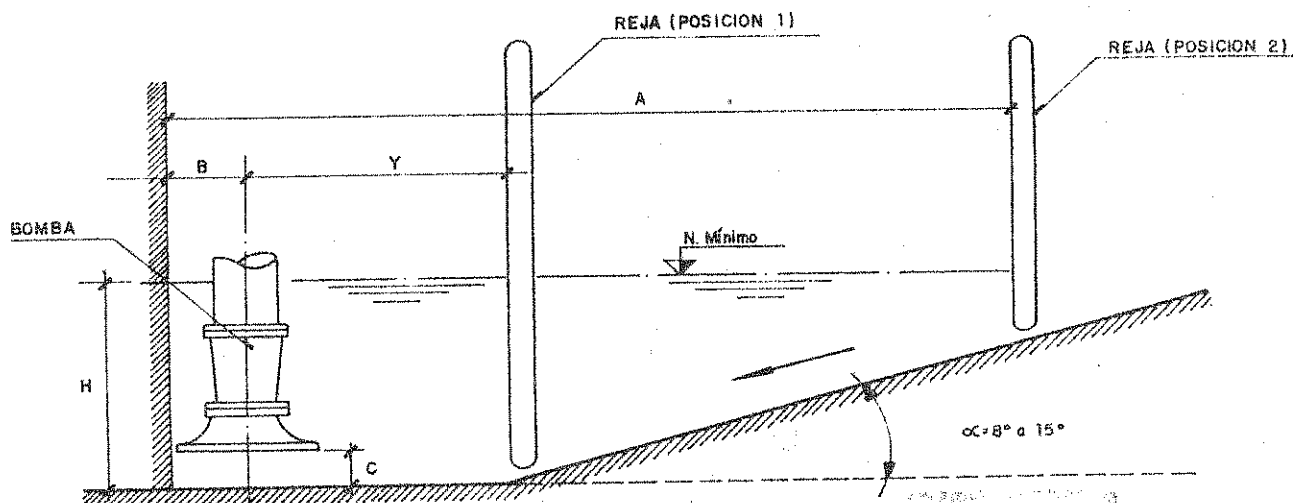


Figura 10.12.1

Cuando en la cámara de bombeo exista más de una bomba, el Hydraulics Institute aconseja aplicar un esquema de disposición y dimensionamiento como el descrito en los párrafos anteriores, con lo que la disposición resultante sería similar a la que se puede observar en la figura 10.13.

Algunas recomendaciones adicionales para el diseño de los pozos de bombeo con múltiples bombas se ilustran en la figura 10.14.

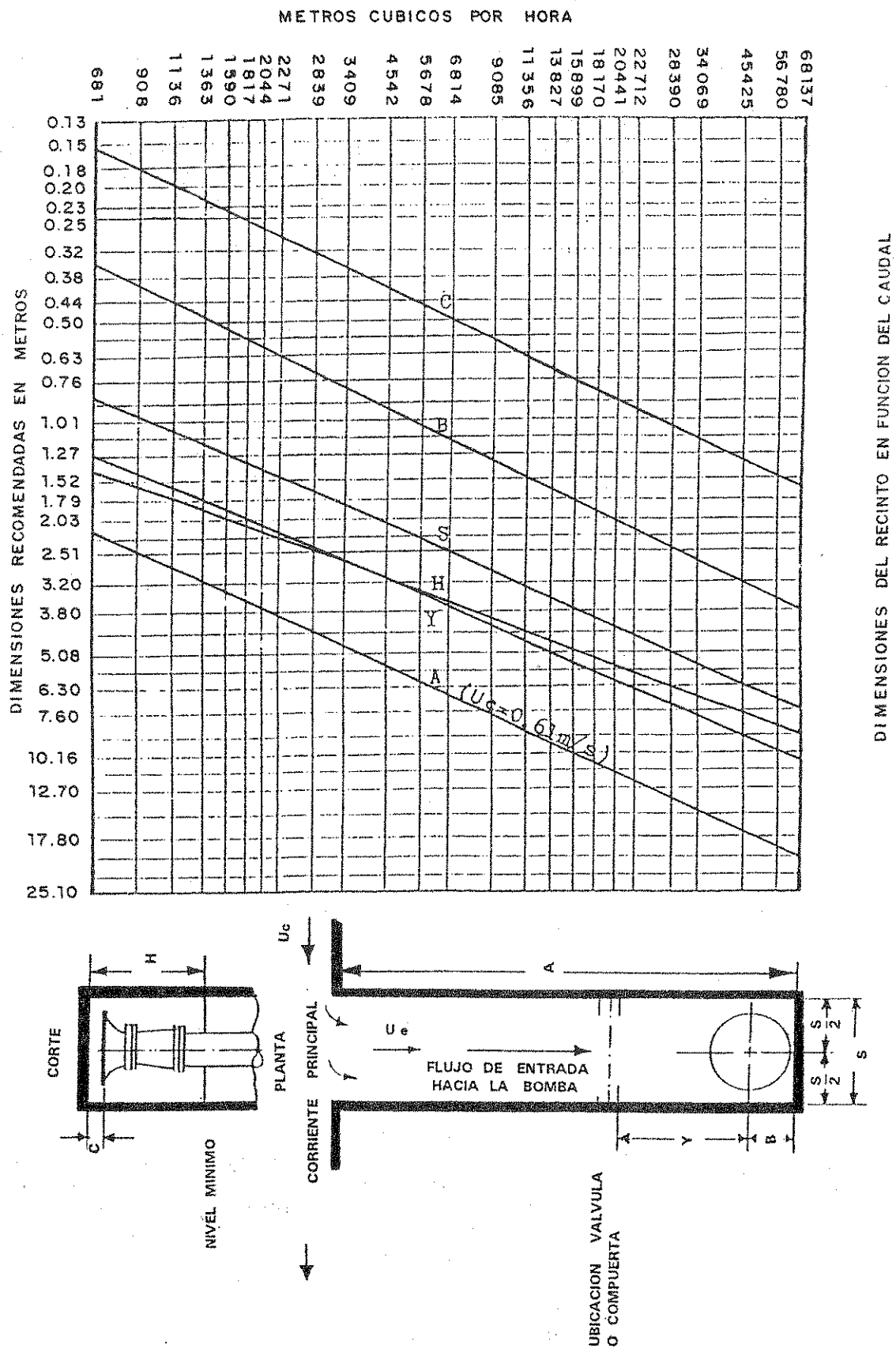


Figura 10.12.2

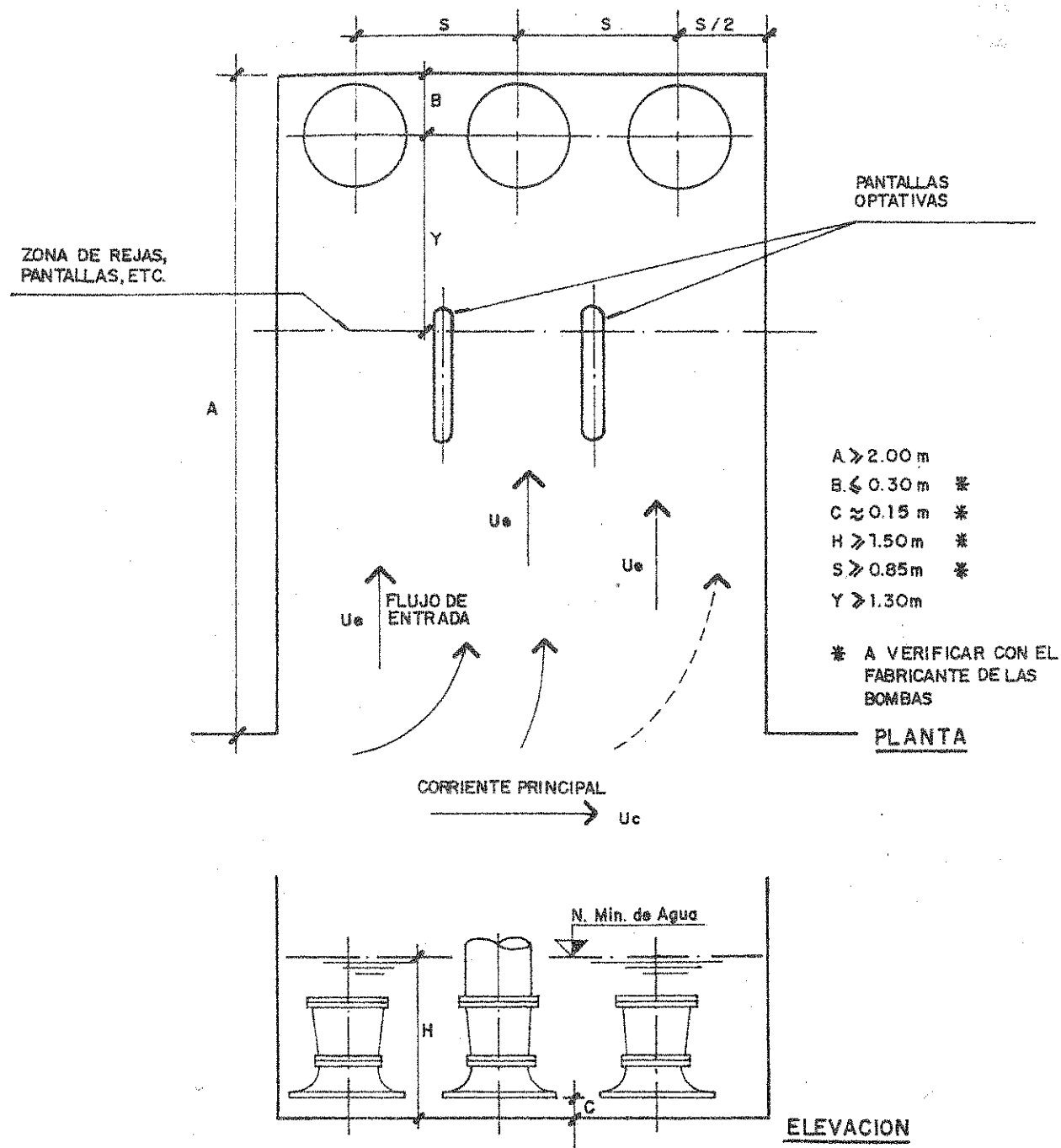
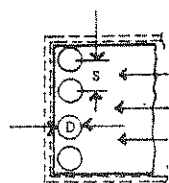
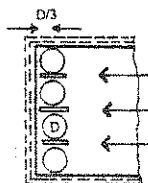


Figura 10.13



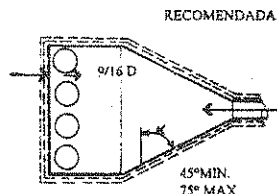
SE RECOMIENDA:
 $U_p = 0.3 \text{ m/s}$ O MENOR
 $S = 1.5 A 2 D$

(A)

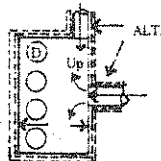


(B)

SE RECOMIENDA:
 AGREGAR TABIQUES EQUIDISTANTES
 ENTRE LOS CENTROS DE LAS BOMBAS
 REDONDEAR O AHUSAR LOS EXTREMOS
 DE LOS TABIQUES, DISPONER UNA
 SEPARACION ENTRE EL TABIQUE Y LA
 PARED TRASERA DE LA CAMARA
 DE APROXIMACION $D/3$



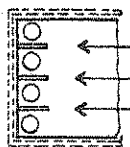
(C)



(D)

NO ES RECOMENDADA PARA
 $U_p = 0.6 \text{ m/s}$ O MAYOR Y A
 MENOR QUE $8 D$

DISPOSICION NO
 RECOMENDADA



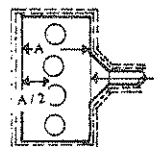
(E)

DISPOSICION NO
 RECOMENDADA

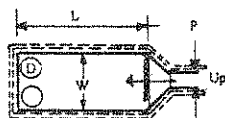


(F)

DISPOSICION NO
 RECOMENDADA



(G)



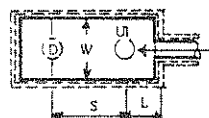
(H)

LAS PANTALLAS, REJAS O FILTROS
 DEBEN SER INSTALADOS A TRAVEZ
 DEL CANAL DE ENTRADA AL COMIENZO
 DE LA MAXIMA SECCION

RELACIONES LINEALES RECOMENDADAS

W/P	1.0	1.5	2.0	4.0	10.0
L	3D	6D	7D	10D	15D
U_p	0.6	1.2	2.4	3.6	4.8

m/s

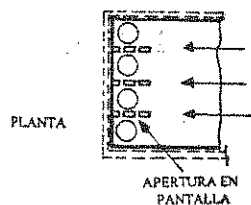


(I)

ESTE TIPO DE INSTALACION
 NO ES RECOMENDADA, A MENOS QUE:

$W = 5D$ O MAYOR
 $U = 0.06 \text{ m/s}$ O MAYOR
 $L =$ IGUAL AL CUADRO DE ARRIBA
 $S =$ SI ES MAYOR QUE $4D$

SE RECOMIENDA COMO ALTERNATIVA DE (E)
 ABRIR LAS PANTALLAS SEGUN SE INDICA:



(J)

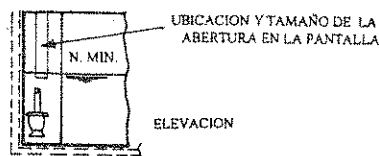


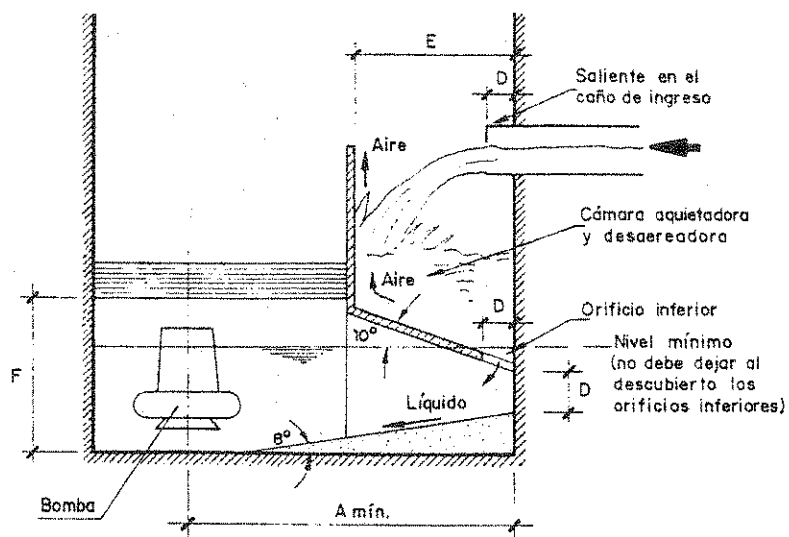
Figura 10.14

10.2.4.- Recomendaciones de la Universidad de Nottingham

Los resultados de los ensayos con modelos realizados por la citada casa de estudios para estaciones con bombas sumergibles, define las siguientes recomendaciones (ver figuras 10.15.1 y 10.15.2):

- a - Prever una cámara aquietadora y desaeradora frente al caño de ingreso, formada por un tabique vertical y un fondo a 10° respecto del plano horizontal, con un orificio inferior alineado con respecto a cada bomba del plano horizontal. Esta conformación hace que el chorro proveniente del caño de ingreso choque contra el tabique, en lugar de caer libremente sobre el líquido existente en la cámara (así se evita la producción de burbujas de aire). A su vez, el aire que inevitablemente llegue disuelto en el líquido o se incorpore durante la descarga, se desplazará hacia el tabique vertical por efectos del fondo a 10° y ascenderá hacia la atmósfera. Este fondo, además, facilitará el escurrimiento de los escasos sedimentos hacia los orificios inferiores.
- b - Los orificios inferiores de la cámara aquietadora deberán trabajar sumergidos en todo momento. Deberá asegurarse esta condición para el nivel mínimo de operación.
- c - Para evitar que el chorro de ingreso caiga directamente sobre los orificios inferiores, para condiciones de poco caudal y bajo nivel, el caño de ingreso deberá tener una saliente "D" igual a las dimensiones del orificio inferior de la cámara aquietadora.
- d - El fondo de la cámara de bombeo deberá formar un ángulo no inferior a 8° con el plano horizontal.
- e - No es conveniente instalar tabiques verticales como guías entre el fondo de la cámara de bombeo y el fondo de la cámara aquietadora, debido a que generalmente produce turbulencias y remolinos.
- f - Para evitar la formación de remolinos y la aspiración de aire consiguiente, las bombas laterales deberán acercarse lo más posible a la pared lateral. Para ello, suele construirse un relleno de espesor C' . La distancia mínima entre el cuerpo de la bomba y este relleno, no deberá ser inferior a 0,10 m.
- g - En caso de requerirse mayor volumen de la cámara de bombeo, es conveniente incrementar la dimensión A_{\min} , aumentando así la longitud disponible para el establecimiento del flujo.

En la figura 10.5.2, se aprecia el gráfico utilizado para definir las dimensiones A_{\min} , B_{\min} , C_{\max} , D y E .



CORTE

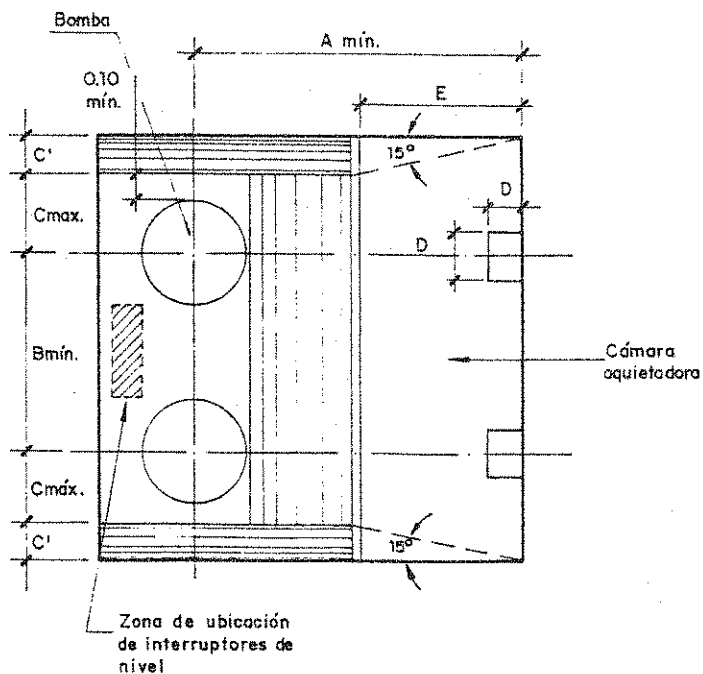


Figura 10.15.1

Diseño según recomendaciones de la Universidad de Nottingham

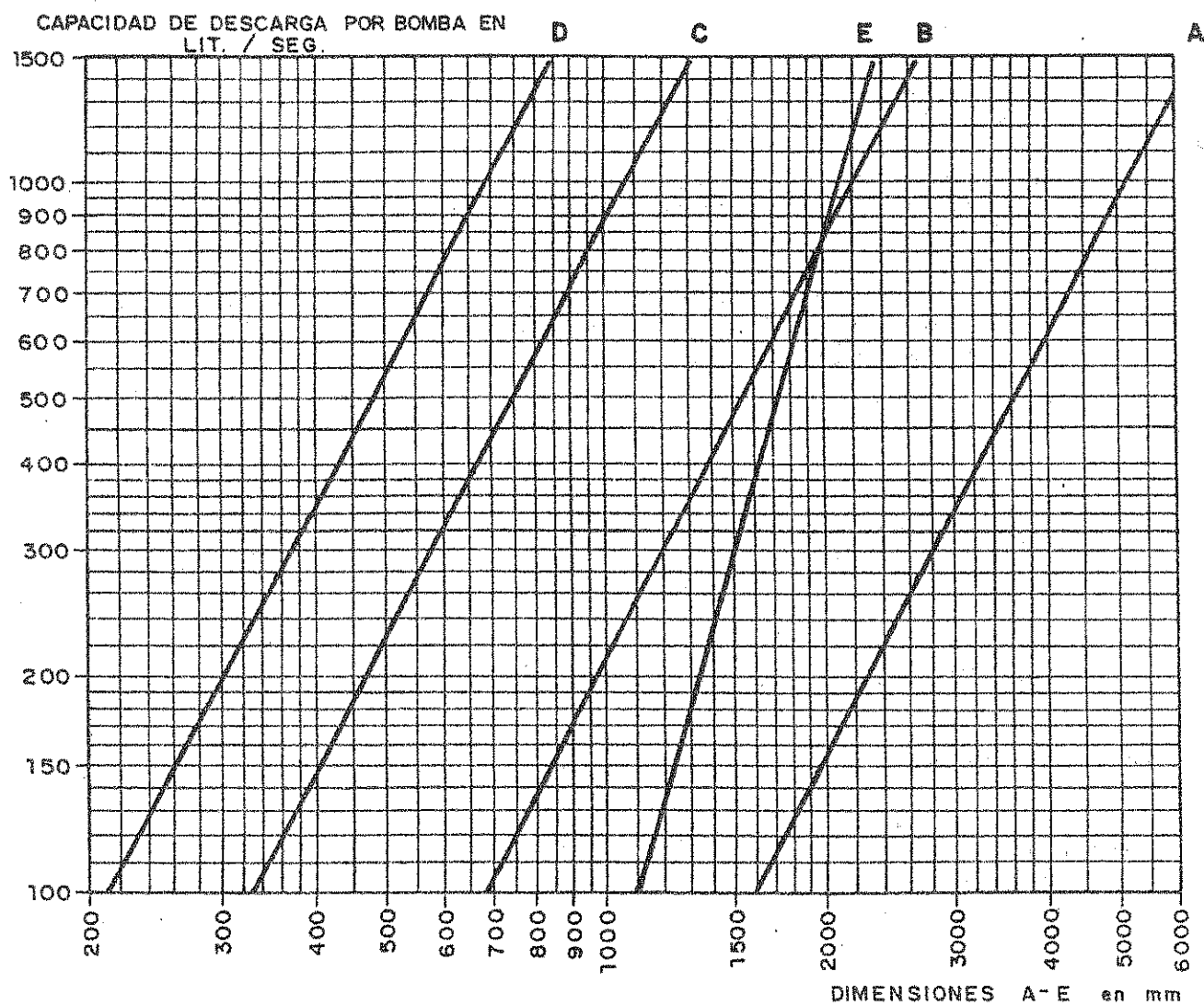


Figura 10.15.2

Recomendaciones de la Universidad de Nohingham. Principales
dimensiones de la cámara de bombeo

10.2.5.- Recomendaciones Generales para el Diseño de Pequeñas Cámaras de Bombeo.

Además de las recomendaciones analizadas en 10.2.3 y 10.2.4, deben tomarse en cuenta las siguientes (ver figura 10.16):

- a) La entrada del líquido en la cámara de bombeo debe efectuarse por debajo del nivel mínimo del líquido.
- b) La entrada del líquido debe ubicarse lo más lejos posible de las bombas.
- c) El afluente no debe ingresar directamente en forma lateral en la cámara, para evitar producir rotación del líquido en la misma.
- d) Las paredes laterales de la cámara y las posteriores a las bombas deben acercarse lo más posible a las mismas (mínimo 0,10 m entre pared y carcasa).
- e) La aspiración de la bomba debe ubicarse lo más cercana al piso que permita la especificación del fabricante.
- f) Los interruptores de nivel deben ubicarse en zonas de líquido quieto, para evitar el funcionamiento errático.

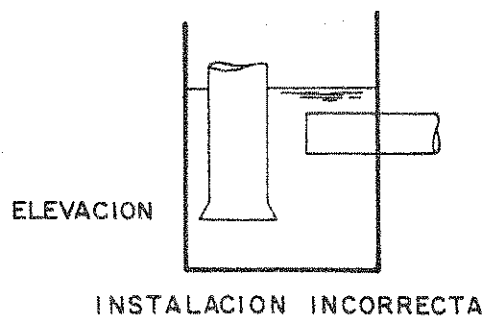
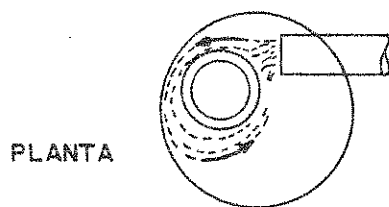
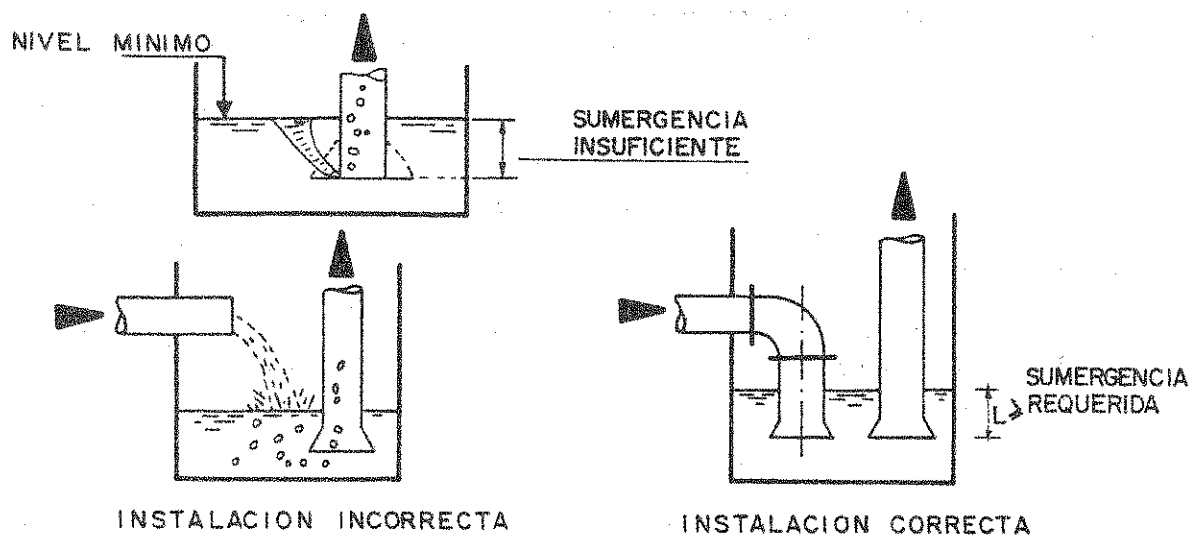
10.3.- INSTALACIONES DE ASPIRACION E IMPULSION

10.3.1.- Instalaciones de Aspiración (o Succión)

En general, estas instalaciones son muy similares, pero pueden presentar algunas diferencias cuando existe un pozo de aspiración o toma de agua directa o cuando la aspiración se realiza mediante un conducto que conduzca el agua desde la obra de toma ubicada a cierta distancia.

Los elementos que comunmente encontramos en las instalaciones de aspiración son:

- Cedazos o rejillas
- Campanas de succión
- Tuberías de aspiración
- Válvulas de retención
- Válvulas de seccionamiento
- Codos y curvas
- Uniones
- Juntas
- Reducciones (tipo convergentes)
- Dispositivos de cebado



NOTA:

La instalación es incorrecta ya que el agua tiende a rotar, lo cual interfiere con el escurrimiento dentro del tubo de succión. Puede corregirse parcialmente instalando una mampara frente al tubo de alimentación.

Figura 10.16

Recomendaciones generales para pequeñas instalaciones

Las particularidades de cada uno de los componentes de la instalación son:

a) Cedazos o rejillas:

Se utilizarán rejillas para la retención de sólidos en la entrada de la aspiración de cada bomba.

El área neta de la rejilla deberá ser, por lo menos, 4 veces el área de la cañería de aspiración y deberá procurarse que la misma esté siempre sumergida para que no haya entrada de aire, verificando también que no se formen vórtices; se recomienda, en general, colocar la rejilla a 0,50 m del fondo del pozo.

No es común la instalación de rejillas y cedazos en bombas cloacales, por lo que se los menciona exclusivamente como referencia.

b) Campana de succión:

Es recomendable la colocación de campanas de succión cuando la velocidad de entrada del agua a la cañería de aspiración supere 0,8 m/s. Cuando ésta sea inferior a ese valor, puede prescindirse de dicha campana. Es importante destacar que su utilización permite reducir las pérdidas de carga.

c) Tubería de aspiración:

El diámetro de la tubería de aspiración no deberá ser, en ningún caso, menor que el diámetro de la brida de succión de la bomba y además será igual o mayor que el diámetro de la tubería de impulsión.

Para limitar las pérdidas de carga se recomienda adoptar una velocidad de diseño no superior a 0,8 m/s.

Deben evitarse, en lo posible, la utilización de codos y piezas especiales, de modo que el agua llegue a la bomba lo más directamente posible.

La estanqueidad de la línea de la tubería es fundamental, ya que la entrada de aire reduce la capacidad y aún puede parar el bombeo.

Aunque es preferible la instalación de una línea de succión separada para cada bomba, si ello no fuera posible deben seguirse las recomendaciones indicadas en la figura 10.17.

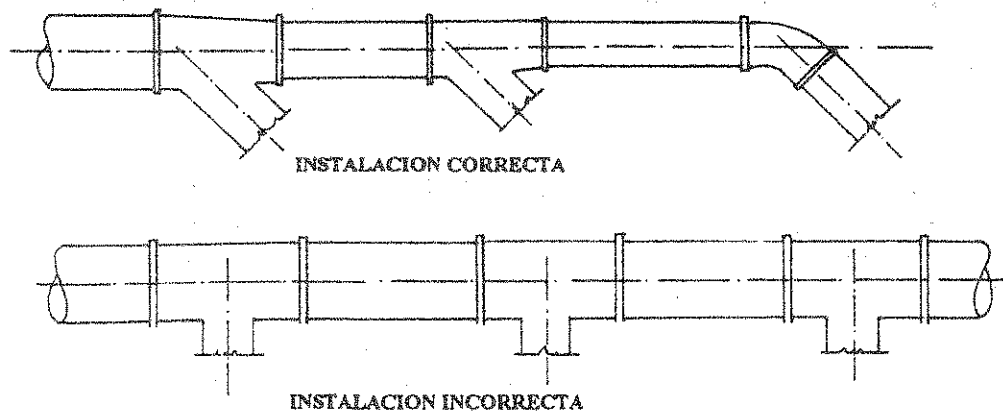


Figura 10.17

Los materiales corrientemente utilizados para las cañerías de aspiración son: hierro fundido o acero, asbesto-cemento y concreto. En cambio, los accesorios, tales como curvas, múltiples, reducciones, etc., suelen hacerse de acero.

Por último, es importante mencionar que debe evitarse la posibilidad de formación de bolsas de aire, como muestra la figura 10.18.

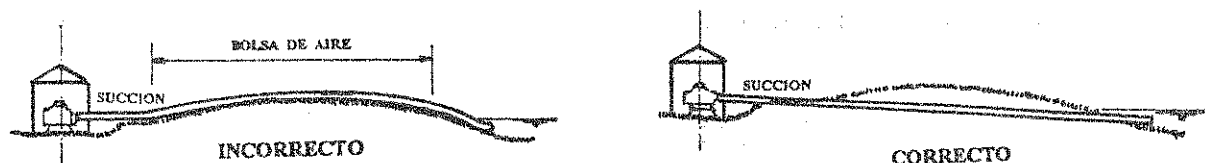


Figura 10.18

d) Válvula de retención:

La función de la válvula de retención es la de evitar que, al pararse la bomba, el líquido regrese y que el rotor de la bomba gire en sentido contrario.

Normalmente, en instalaciones cloacales, se coloca una válvula de retención en la descarga y no en la

aspiración, salvo que las condiciones de instalación obliguen a instalar una válvula de retención "de pie" en la aspiración para que no se descebe la bomba.

e) Válvula de seccionamiento:

Esta válvula cumple la misión de aislar cada bomba cuando deben efectuarse trabajos de mantenimiento o de desmontaje, evitando la necesidad de detener todo el sistema completo.

Son de uso esporádico y en general son válvulas de operación manual de tipo esclusa o mariposa, de hierro fundido, que se conectan mediante bridas.

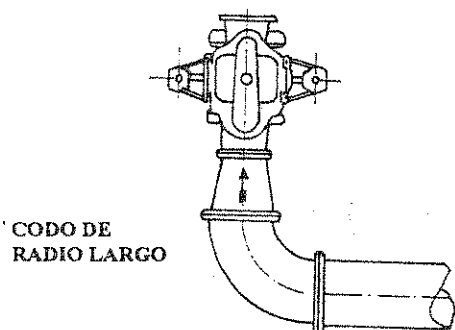
Si la bomba se ubica en una cámara seca, en un nivel inferior al del agua en la cámara húmeda, es imprescindible la utilización de ésta. En los casos en los cuales la bomba se halla por encima del nivel del agua, se recomienda no colocar esta válvula en la aspiración pues, de lo contrario, podrían producirse entradas de aire a través de la empaquetadura del vástago. De ser necesaria su utilización, debe procurarse colocar las de tipo esclusa con su vástago hacia abajo u horizontal.

f) Codos:

La cantidad de codos utilizados debe ser mínima. Cuando un codo se halla en condiciones desfavorables produce un empuje desigual, por el distinto llenado de la succión de la bomba.

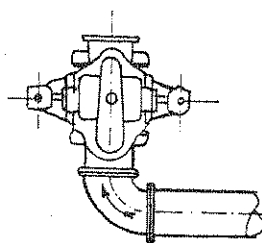
En la medida de lo posible, debe tratarse de no colocar codos horizontales justo antes de la brida de succión, pero si esto no pudiera evitarse, existen dispositivos antivórtice que reducen los inconvenientes producidos.

Distintos tipos de instalaciones de codos verticales y horizontales se pueden observar en las figuras 10.19 y 10.20.



CODO DE
RADIO LARGO

INSTALACION ACEPTABLE
(SI EL CODO ES INDISPENSABLE)



INSTALACION INCORRECTA

Figura 10.19

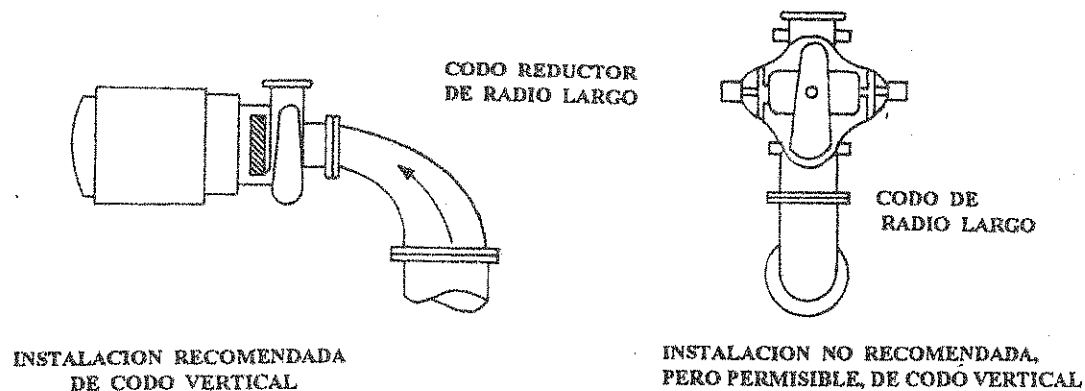


Figura 10.20

g) Uniones:

En general, para cañerías rectas, se utilizan uniones bridadas o soldadas, en tanto que para las uniones con los accesorios, se prefieren las bridas que permiten el desarmado.

Debe tenerse en cuenta la presión dentro de la tubería, pues si ésta es inferior a la atmosférica habrá que prestar especial atención a las uniones, evitando la entrada de aire.

h) Juntas especiales:

Las funciones de las juntas son la de hacer de nexo entre los extremos tipo espiga de la tubería de aspiración, absorber los esfuerzos que se producen por movimientos diferenciales debido a cambios de temperatura y vibraciones y permitir el desarmado de las instalaciones.

Las juntas deberán ser flexibles. Para el caso de tuberías de hierro fundido y asbesto-cemento, se utilizan las de tipo Gibault, en tanto que en las de acero, se utilizan las de tipo Dresser.

i) Reducciones:

El conducto de aspiración es de mayor diámetro que el conducto de succión de la bomba, en el cual las velocidades son del orden de 2 a 2,5 m/s, mientras que la cañería de aspiración se diseña con una velocidad del orden de 0,8 m/s.

Es necesario, entonces, colocar una reducción de tipo convergente conectada directamente a la brida de succión, que, en general, es de forma abocinada o cónica con un ángulo comprendido entre 10° y 30° , para controlar las pérdidas de cargas producidas.

En las reducciones de eje horizontal, deben evitarse las bolsas de aire. Para ello, se colocan reducciones asimétricas (figura 10.21).

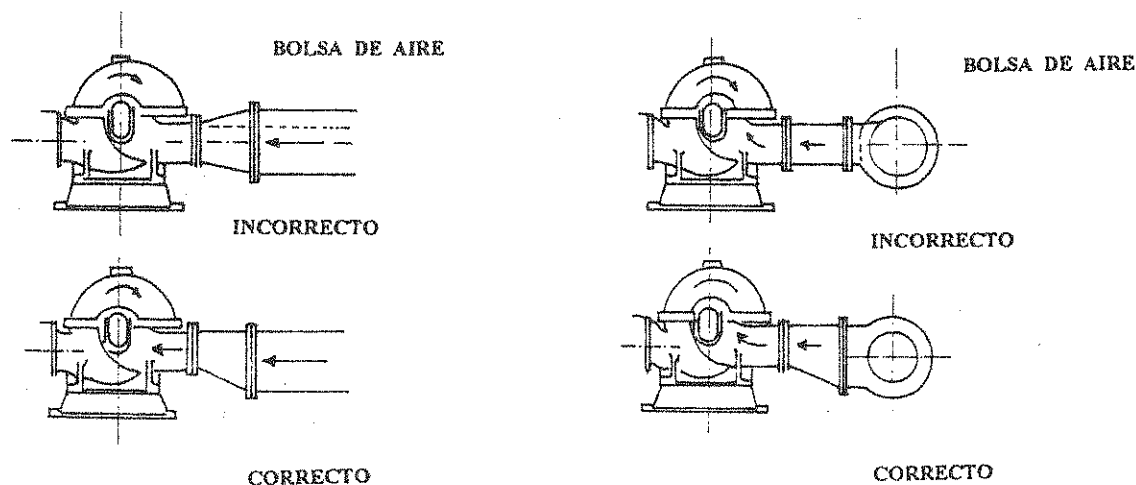


Figura 10.21

j) Dispositivos de cebado:

Cuando las bombas no poseen carga de succión, se deben prever este tipo de dispositivos.

El llenado de la bomba puede hacerse mediante una cañería de agua a presión o bien con líquido cloacal desde la descarga. Cuando la instalación es de mayor envergadura, los dispositivos son más complicados desde el punto de vista electromecánico.

En general, se trata de evitar la necesidad del cebado, instalando la bomba en forma tal que se asegure carga de succión.

10.3.2.- Instalaciones de Impulsión (o Descarga)

Los elementos que normalmente constituyen estas instalaciones son:

- Cañería de impulsión
- Uniones
- Reducciones (tipo divergentes)
- Válvula de retención
- Válvula de seccionamiento
- Codos
- Juntas especiales
- Válvulas de alivio de aire
- Desagüe de la cañería de impulsión

a) Cañería de impulsión:

El diámetro de la tubería de impulsión no debe ser menor que el diámetro de la brida de descarga de la bomba y debe determinarse mediante estudios económicos. Los diámetros económicos se dan en general para velocidades bajas, que oscilan entre 1,2 m/s y 1,5 m/s.

Cuando la estación de bombeo esté integrada por varias bombas, debe instalarse un conducto colector o múltiple de descarga, cuyas características son las mismas que las del múltiple de succión descrito anteriormente. De igual manera, los materiales y accesorios especiales verifican lo expresado en el tema de instalaciones de aspiración.

b) Uniones:

El múltiple de impulsión suele construirse en acero soldado con unión a bridas. Luego del múltiple, la conducción sigue en el material seleccionado (PVC, asbesto-cemento, PRFV, etc.) con el tipo de junta usual para el mismo.

c) Reducciones:

La velocidad a la salida de la brida de descarga es sumamente elevada, entre 3 m/s y 7 m/s. Como en la cañería de impulsión se admiten velocidades entre 1,2 m/s, y 1,5 m/s, a continuación de la brida de descarga deberá colocarse una ampliación de tipo divergente, que podrá ser concéntrica y que permitirá la transición entre los dos diámetros con baja pérdida de carga. Esta reducción podrá ser un cono de un ángulo total entre 8° y 10°.

Existen conos de tipo trompeta, formados por una serie de conos de 0,30 m de longitud de ángulos crecientes, que permiten disminuir la longitud de la reducción.

d) Válvulas de retención:

La válvula de retención colocada a la salida de la bomba cumple la función de evitar que el fluido retorne, haciendo que el rotor gire en sentido inverso.

En algunas instalaciones, se reemplaza la válvula de retención por sifones dispuestos a la entrada de una cámara final de descarga.

Si se colocan válvulas de retención, deberán ser siempre instaladas entre la bomba y la válvula de seccionamiento. En esa forma, en caso de desarme, no será necesario vaciar la cañería de impulsión.

e) Válvula de seccionamiento:

Al igual que en el caso de las instalaciones de aspiración, la válvula de seccionamiento permite aislar cada bomba para su mantenimiento o desmontaje sin detener todo el sistema.

Es conveniente conocer cómo se utiliza adecuadamente la válvula de seccionamiento, ya que favorece las operaciones de arranque y parada de las bombas centrífugas (no las de tipo hélice). En el arranque, la válvula deberá estar cerrada y luego se irá abriendo lentamente de manera de no producir picos de potencia. En la parada, el proceso es inverso, ya que primero se va cerrando en forma lenta la válvula y cuando el cierre se haya completado, se procede a la detención del motor.

Es necesario destacar que la válvula de seccionamiento no debe, bajo ninguna circunstancia, salvo un caso de emergencia, utilizarse como órgano de regulación del caudal, ya que redundará en grandes pérdidas de energía y la maniobra, que es difícil de efectuar, puede producir vibraciones de una magnitud tal que dañen la instalación.

f) Codos y curvas:

En este caso, es válido todo lo dicho para instalaciones de aspiración. Debe recomendarse, sin embargo, no instalar codos horizontales justo después de la brida de descarga.

g) Juntas especiales:

Es conveniente vincular las bombas con el múltiple de impulsión con una junta elástica tipo Dresser, de modo de no ejercer esfuerzos sobre las mismas y reducir la transmisión de vibraciones.

Todo lo expresado para instalaciones de aspiración es válido para este caso.

h) Válvulas de escape de aire:

Los puntos elevados de una tubería de impulsión suelen acumular aire y en ellos, además, se producen vacíos por la rotura de la columna líquida, especialmente durante el llenado. Por ello, deben colocarse, en dichos puntos, válvulas de alivio de aire para evacuar este último de las cañerías.

i) Desagüe de la cañería de impulsión:

Cuando sea necesario el vaciado de la cañería de impulsión para su reparación, no podrá efectuarse el mismo haciendo pasar el agua por la bomba, en sentido inverso. Por lo tanto, será necesaria la colocación de una tubería lateral con la correspondiente válvula de desagüe, para realizar esta operación, a continuación de la válvula de seccionamiento.

**10.4.- INSTALACIONES ELECTROMECHANICAS Y OBRAS CIVILES
COMPLEMENTARIAS**

a) Rejas:

La existencia en el fluido de elementos que, de ingresar en la bomba, podrían dañar sus rotores y taponarla, obliga a colocar rejas que retengan dicho material. Este tema se trata con mayor amplitud en el punto 11.2, por lo que deberá consultarse el mismo para mayor información.

Dependiendo del tamaño de la bomba, la dimensión de los elementos a retener varía, siendo ésta mayor cuanto más grande sea la bomba.

No todas las estaciones de bombeo requieren la colocación de rejas, pero en el caso de las estaciones primarias para líquidos cloacales o pluviales y en las tomas de aguas superficiales, la instalación de las mismas se torna imprescindible.

Existen varios tipos de rejas. De acuerdo con la forma que se retiran los residuos retenidos, pueden dividirse en rejas de limpieza manual y de limpieza mecánica.

Las rejas de limpieza manual tienen dos variantes: La primera, llamada reja tipo canasto, es una caja metálica perforada o con barrotes, abierta en un costado hacia el lado de la cañería de entrada. En este canasto, se retienen los residuos y se cuenta con un dispositivo de izaje que permite alzarlo para su limpieza en la superficie. La segunda es la reja fija, inclinada, colocada en un canal frente al conducto de entrada.

Como las rejas de limpieza manual se utilizan en canales de poca profundidad, en los casos en que se presentan profundidades mayores, es necesario la implementación de

mecanismos electromecánicos para la limpieza de las rejjas, que debe hacerse en forma automatizada o bien cuando la pérdida de carga supere un valor especificado.

Aunque la limpieza sea de tipo mecánica, debe preverse que la reja pueda ser limpiada en forma manual.

Tanto el líquido, la bomba, como el tipo de estación, determinan la separación de los barros de la reja. Según esta separación, suelen clasificarse en rejjas finas, con separaciones entre 10 mm a 25 mm, rejjas medianas con separaciones de 25 mm a 50 mm y rejjas gruesas, con separaciones que pueden alcanzar hasta 100 mm o más. En general, los barros son de hierro fundido o acero y deben ser mantenidos con pintura antióxido.

Cuanto menor sea la separación de los barros, mayor será la cantidad de residuos retenidos. Por lo tanto, la solución óptima será la que permita proteger las bombas y minimizar el volumen de desechos retenidos, los que, por supuesto, deberán ser dispuestos adecuadamente.

Para el caso de instalaciones cloacales y también pluviales, la separación no debe reducirse excesivamente (no inferior a 10 mm), pues se corre el riesgo de retener materia orgánica que al descomponerse producirá olores desagradables.

b) Compuertas:

Para el cierre y abertura con movimiento vertical, se utilizan compuertas que pueden ser de madera, hierro fundido o chapa.

Son empleadas en conductos a gravedad y en las entradas o salidas de las cámaras húmedas.

En las estaciones elevadoras, sirven para aislar ciertos elementos, de manera de poder efectuar reparaciones o tareas de mantenimiento sin detener el bombeo.

c) Instalaciones de desborde y By-Pass:

En las estaciones en las cuales el aporte de efluentes es constante, sin anularse en ningún momento, debe preverse un desborde del pozo de aspiración y con un by-pass llevar el líquido excedente a otro lugar en donde la inundación no provoque daños o, por lo menos, los daños sean menores a los que se hubieran producido de no existir el dispositivo.

El funcionamiento del by-pass nunca debe ser sistemático, sino que debe actuar como un sistema de seguridad, debiendo contar con una alarma que indique que está en operación.

d) Sumideros y bombas de desagote:

En ciertas circunstancias, es necesario recoger el agua del fondo de la cámara húmeda o la que pudiera existir en la cámara seca por pérdidas en las juntas o uniones.

Para ello, debe preverse un sumidero, que permitirá disponer de un punto de nivel inferior al del piso para recoger y permitir evacuar el líquido por bombeo manual o eléctrico.

Si las paredes de la cámara húmeda son de gran pendiente y el fondo es pequeño, no será necesario el sumidero.

e) Compresores:

Los compresores, que deben colocarse en una cámara seca, cumplen funciones específicas dentro de sistemas mayores, como los sistemas antiariete con cámara de aire o los sistemas de bombeo con eyector.

f) Fuentes de energía principales y auxiliares:

La necesidad de energía en las estaciones de bombeo cloacal es permanente y, por lo tanto, cuando el desborde o el by-pass mencionados en c) crean situaciones muy conflictivas, deberán preverse alternadores instalados en forma permanente. En todos los demás casos, el tablero eléctrico deberá construirse para que permita la fácil conexión de un alternador portátil.

g) Sistemas de ventilación:

El sistema de ventilación influye en el diseño arquitectónico. Deben preverse las características, ubicación y tamaño de los conductos para ventilación natural y de los equipos para ventilación forzada.

h) Circuitos auxiliares de agua:

Dentro de la estación, existen diversas actividades que requieren agua a presión. Entre ellas, podemos mencionar el cebado de las bombas, la limpieza de rejillas y tamices, servicios sanitarios, bebida, etc..

El agua debe obtenerse, preferentemente, mediante una extensión de la red de agua potable más próxima.

i) Equipamientos básicos para el movimiento de los equipos:

Para las operaciones de montaje, desmontaje y traslado de equipos, es necesario utilizar elementos de izaje.

Estos elementos pueden ser puentes grúa, monorrieles o vigas que sostengan y muevan aparejos manuales o eléctricos o también ganchos sostenidos del techo del recinto sobre el elemento a izar.

10.5.- VOLUMEN DE LA CAMARA DE ASPIRACION

10.5.1.- Introducción

En general, el problema consiste en determinar el mínimo volumen de la cámara compatible con la máxima frecuencia admisible de arranque por hora de los motores de las bombas. El planteo contempla el ingreso de un caudal afluente Q_a -el que es variable durante las horas del día y, a su vez, durante los días del año- y la salida de un caudal de bombeo, que puede ser considerado prácticamente constante para cada bomba. Puede admitirse esa constancia dado el pequeño rango de variación de las alturas manométricas que implica la variación de niveles en la cámara de aspiración.

El análisis del caudal a bombear incluye, obviamente, la selección de los equipos de bombeo y la determinación del caudal para cada configuración operativa de las bombas.

Respecto al volumen óptimo de la cámara de bombeo es oportuno señalar dos hechos aparentemente contradictorios:

- a) Al arrancar, el motor eléctrico absorbe corrientes de un orden de 6 a 10 veces mayor que las de régimen. Como el calor producido es proporcional al cuadrado de la intensidad de corriente, se pueden ocasionar fallas en el aislamiento eléctrico que traigan aparejados cortocircuitos y los daños consecuentes. Esta condición tiende a aumentar el período entre arranques y, por lo tanto, a incrementar los volúmenes de las cámaras de aspiración.
- b) Por otra parte, en instalaciones cloacales, los períodos largos, además de encarecer la obra civil, dan lugar a procesos indeseables de sedimentación y septización. Esta condición tiende a disminuir los volúmenes de las cámaras.

La optimización del volumen de la cámara de aspiración, entonces, deberá contemplar un adecuado tiempo entre arranques, para que no se deterioren los motores y un tiempo de permanencia que no resulte excesivo, para evitar la sedimentación de sólidos y la septización del líquido.

10.5.2.- Método del Diagrama de Masas

El método se fundamenta en la integración del hidrograma de caudales horarios y la representación gráfica

de los "volúmenes acumulados en función de las horas del día" y también de los "volúmenes bombeados" durante las horas del día (en función del programa de funcionamiento de los equipos de bombeo).

En la figura 10.22.1, se esquematiza la variación del caudal afluente con el tiempo (hidrograma de volúmenes horarios).

En la figura 10.22.2, se observa el diagrama de "volúmenes acumulados en función de las horas del día" (integral del hidrograma) y la "poligonal" debida al "caudal bombeado".

Evidentemente, en la figura 10.22.2, la curva de volúmenes acumulados o integral del hidrograma, responde a la ecuación:

$$V_{ac} = \int_0^{24} Q_a dt$$

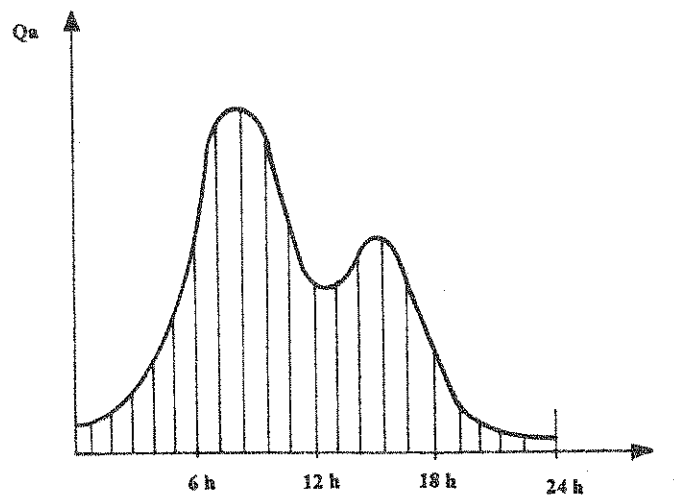


Figura 10.22.1

Hidrograma diario

Mientras que la poligonal (en la misma figura) puede trazarse en función de las rectas:

$$V_{ac} = Q_{bi} * t$$

En las que:

- V_{ac} = volumen bombeado acumulado
- t = tiempo
- Q_{bi} = caudal bombeado por i bombas y que surge del estudio de la impulsión y de la selección de los equipos de bombeo.

La diferencia de ordenadas entre la curva y la poligonal, representa el volumen de agua en la cámara, para cada instante determinado.

Es evidente, que el "volumen útil de la cámara" no deberá ser menor que la mayor diferencia de ordenadas entre ambas curvas ($V_{m\acute{a}x}$, tal como se aprecia en la figura 10.22.2).

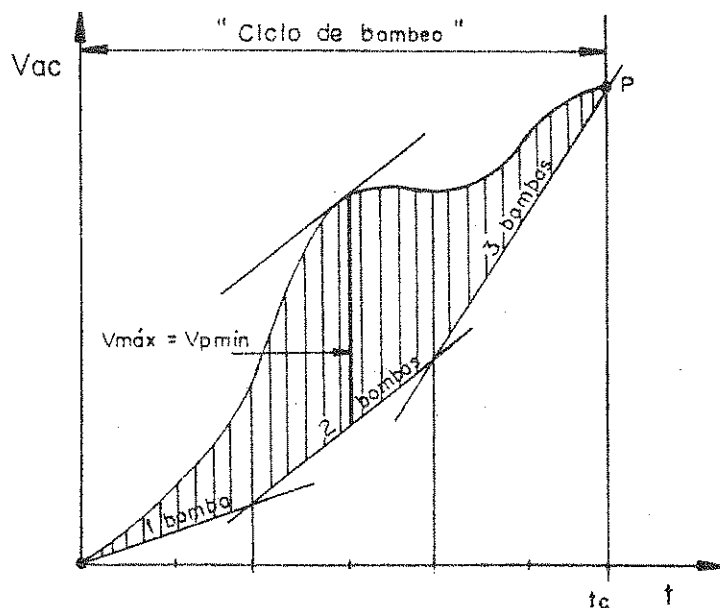


Figura 10.22.2

Curva de volúmenes acumulados y poligonal de bombeo

La "poligonal de bombeo" corta a la curva de "volúmenes acumulados" en el punto P, el que define en abscisas un tiempo t_c , que es la duración de "un ciclo de bombeo".

Este valor t_c puede tener una duración arbitraria, pero su mínimo estará acotado por el "tiempo mínimo admitido entre dos arranques consecutivos de los motores eléctricos" (la inversa de este tiempo es la frecuencia máxima de arranque de los motores).

El método del diagrama de masas no es adecuado para el diseño de estaciones de bombeo cloacal del tipo que nos ocupa, por las siguientes razones:

- a - En general, no se cuenta con hidrogramas de caudales descargados al sistema cloacal para las localidades cubiertas por las Normas de Diseño. Aún si esos diagramas existieran, representarían la situación actual y proyectarlos a 20 años implicaría una alta proporción de incertidumbre por lo señalado en "b".
- b - La proyección a 20 años de un hidrograma, no sólo involucra la definición de su valor medio, mínimo y máximo, sino también de la "forma" futura del mismo a lo largo de las 24 horas del día, dado que ésta también influye en el valor del volumen óptimo.
- c - Es preferible, en consecuencia, la utilización de métodos más sencillos, como el que se describe en 10.5.3, basados exclusivamente en la definición de un único valor: el valor máximo horario a 20 años Q_{E20} , en función del cual se obtendrá el caudal Q_b de bombeo y con él se definirá el volumen óptimo, para que cumpla con las condiciones de no sobrepasar la máxima frecuencia admisible de arranques por hora de las bombas ni el máximo tiempo de permanencia hidráulica en la cámara, para evitar sedimentación y septización.

10.5.3.- Método del Tiempo entre Arranques Consecutivos de Bombas

Este método es el utilizado habitualmente para el diseño de las cámaras de bombeo. El mismo toma como datos de partida el caudal de bombeo Q_b (fijado a partir de Q_{E20}) y el mínimo tiempo admisible entre arranques consecutivos de cada bomba (o su inversa, la máxima frecuencia admisible de arranques en la unidad de tiempo).

10.5.3.1.- Caso I, una Sola Bomba Operando

En el caso más simple de una sola bomba (figura 10.23.1), el volumen útil de la cámara de bombeo está definida físicamente por los niveles de arranque y parada de la misma.

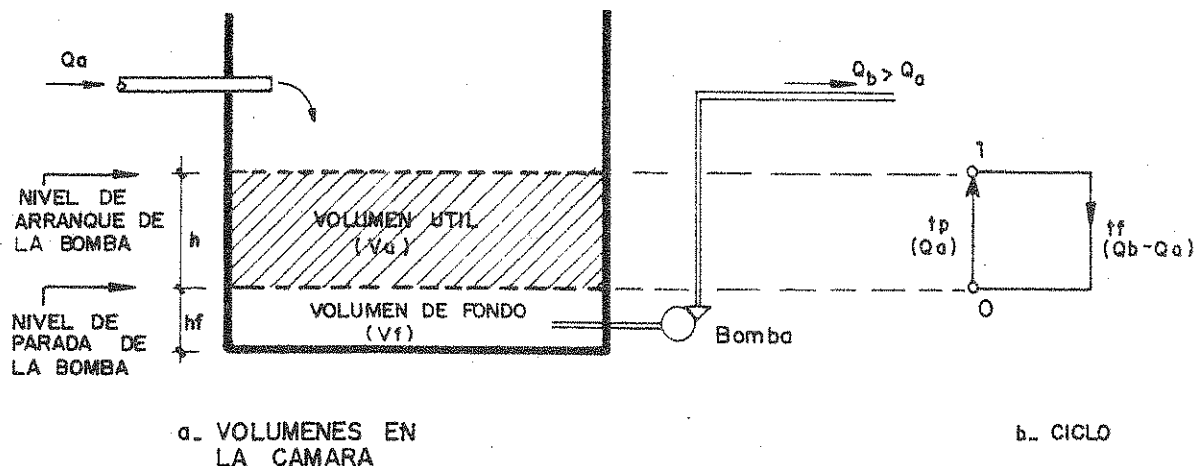


Figura 10.23.1

En "a" de la figura 10.23.1 se observan los volúmenes útil (V_u) y de fondo (V_f) en una cámara típica para una sola bomba en operación.

El volumen de fondo está definido por la altura " h_f ", determinada, fundamentalmente, por las dimensiones de la bomba y la sumergencia necesaria (para equipos en cámaras húmedas) y la altura de la aspiración respecto del fondo.

El volumen útil V_u está definido por el caudal de bombeo Q_b y la máxima frecuencia de arranque por hora admitida por los motores eléctricos y sus arrancadores. Con el valor de V_u así obtenido, se calcula la altura " h " entre los niveles de arranque y parada de la bomba.

El ciclo de operación puede representarse por el diagrama de flujo que se aprecia en "b" de la figura 10.23.1. Partiendo del punto 0, con la bomba detenida, el caudal afluente Q_a hace ascender el nivel en la cámara y en el tiempo t_p (de parada de la bomba), se alcanza el nivel de arranque de la misma (punto 1). A partir de ese momento, el nivel comienza a descender, pues el caudal de bombeo Q_b es mayor que Q_a y el resultado es un caudal neto de extracción igual a $Q_b - Q_a$. En el tiempo t_f (de funcionamiento de la bomba), el nivel desciende hasta el punto 0, deteniéndose allí la bomba y finalizando el ciclo.

Esto significa que el ciclo completo estará integrado por un período t_p de bomba parada (durante el cual se llena la cámara hasta el nivel de arranque de la bomba) y un periodo t_f de bomba en funcionamiento (durante el cual, se vacía la cámara hasta el nivel de parada de la bomba). Ambos tiempos integran el "tiempo de ciclo t_c " del sistema:

$$t_c = t_p + t_f$$

De acuerdo con lo anterior, este "tiempo de ciclo" t_c no es otra cosa que el tiempo entre arranques consecutivos de la bomba o sea la inversa de la frecuencia de arranques.

Como durante t_p se llena el volumen V_u con el caudal Q_a y durante t_f se vacía el mismo volumen con un caudal $Q_b - Q_a$, puede escribirse:

$$t_p = \frac{V_u}{Q_a} \quad \text{tiempo de parada (horas)}$$

$$t_f = \frac{V_u}{Q_b - Q_a} \quad \text{tiempo de funcionamiento (horas)}$$

$$t_c = \frac{V_u}{Q_a} + \frac{V_u}{Q_b - Q_a} \quad \text{tiempo de ciclo (horas)} \quad (1)$$

A su vez:

$$f = \frac{1}{t_c} \quad \text{frecuencia de arranques (arranques/hora)}$$

La expresión (1) puede escribirse:

$$t_c = \frac{V_u}{Q_b * (Q_a/Q_b)} + \frac{V_u}{Q_b * [1 - (Q_a/Q_b)]} =$$

O bien, haciendo $k = Q_a / Q_b$:

$$t_c = \frac{V_u}{k * Q_b} + \frac{V_u}{Q_b * (1 - k)} \quad (2)$$

$$t_c = \frac{V_u}{Q_b} * \left(\frac{1}{k} + \frac{1}{1 - k} \right) \quad (3)$$

$$t_p = \frac{V_u}{k * Q_b} \quad (4)$$

$$t_f = \frac{V_u}{Q_b * (1-k)} \quad (5)$$

Donde $k = Q_a / Q_b$ representa la relación entre los caudales afluente y de bombeo. Despejando V_u de la expresión (3), se obtiene:

$$V_u = Q_b * \frac{t_c}{\frac{1}{k} + \frac{1}{1-k}} \quad (6)$$

Para un caudal de bombeo $Q_b = 10 \text{ m}^3/\text{h}$ y un tiempo de ciclo $t_c = 0,25 \text{ h}$, la representación gráfica de la expresión (6) tiene la forma que se aprecia en la figura 10.23.2, obteniéndose un valor máximo $V_{u\text{máx}} = 0,625 \text{ m}^3$ para $k = 0,5$.

Se observa, en dicha figura, que para $k = 0$ ($Q_a = 0$), el volumen requerido en la cámara es cero. De las expresiones (4) y (5), se deduce que, para esa condición, el tiempo de parada resulta $t_p = \infty$, el de ciclo $t_c = \infty$ y el tiempo de funcionamiento $t_f = V_u / Q_b = 0,0625 \text{ horas} = 3,75 \text{ minutos}$.

Cuando el caudal afluente Q_a iguala al caudal efluente Q_b , resulta $k = 1$ y no se requeriría volumen alguno en la cámara de bombeo, pues para esta condición el tiempo de funcionamiento t_f se hace infinito (la bomba funciona permanentemente, ya que al ser $Q_a = Q_b$, no se modifica el nivel de líquido en la cámara y, por lo tanto, no se activan los interruptores de nivel).

En la figura 10.23.3, se han representado los tiempos t_c , t_p y t_f en función de $k = Q_a/Q_b$ para un caudal de bombeo $Q_b = 10 \text{ m}^3/\text{h}$ y un volumen útil $V_u = V_{u\text{máx}} = 0,625 \text{ m}^3$. Se observa que la condición más desfavorable para los motores eléctricos y sus arrancadores, se produce para $k = 0,5$, o sea cuando el caudal afluente es igual a la mitad del de bombeo ($Q_a = 0,5 * Q_b$). En esas condiciones, el tiempo de ciclo t_c (tiempo entre arranques consecutivos) es mínimo, y los tiempos de parada y funcionamiento resultan iguales. Para $k = 0,5$, se cumple entonces:

$$Q_a = \frac{Q_b}{2}$$

$$t_p = t_f = \frac{2 * V_{um\acute{a}x}}{Q_b}$$

$$t_{cm\acute{i}n} = t_p + t_f = \frac{4 * V_{um\acute{a}x}}{Q_b}$$

De donde resulta:

$$V_{um\acute{a}x} = \frac{t_{cm\acute{i}n} * Q_b}{4} = \frac{Q_b}{4 * f_{m\acute{a}x}} \quad (7)$$

De acuerdo con el análisis precedente y las figuras 10.23, el volumen calculado según la expresión (7) es el que determina la frecuencia máxima de arranques $f_{m\acute{a}x}$ (o el tiempo mínimo entre arranques $t_{cm\acute{i}n}$) de las bombas para un caudal de bombeo Q_b .

Si la cámara posee un volumen útil menor a $V_{um\acute{a}x}$, entonces la frecuencia de arranques superaría a $f_{m\acute{a}x}$. Este volumen resulta ser, entonces, el mínimo admisible para no sobrepasar $f_{m\acute{a}x}$.

En la figura 10.23.4, se observa cómo se modifica $t_{cm\acute{i}n}$ cuando varía el volumen útil V_u .

Por lo expuesto, la denominación de $V_{um\acute{a}x}$, basada en el gráfico de la figura 10.23.2, puede llevar a confusión, dado que si bien $V_{um\acute{a}x}$ representa el valor máximo de la función $V_u = f(k)$ en el rango $0 \leq k \leq 1$, si no se desea sobrepasar $f_{m\acute{a}x}$, el volumen útil de la cámara de bombeo deberá ser igual o mayor que $V_{um\acute{a}x}$, con lo que, desde el punto de vista del dimensionamiento de dicha cámara, ese valor pasaría a ser el "volumen útil mínimo admisible" de la misma, que se designará en adelante como V_1 (el subíndice indica que se trata del volumen útil mínimo necesario para el ciclo de 1 bomba):

$$V_1 = V_{um\acute{a}x} \quad (\text{para ciclo de 1 bomba}).$$

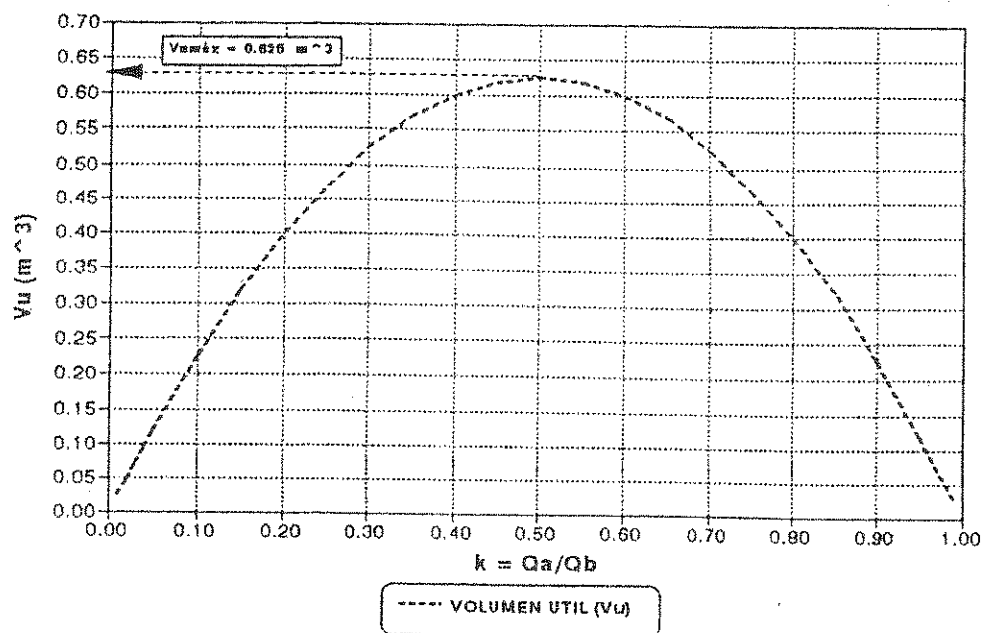


Figura 10.23.2

Variación del volumen útil en función del caudal afluente Q_a , para $t_{c\min} = 0,25$ horas ($f_{\max} = 4$ arranques/hora) y $Q_b = 10 m^3/h$. El volumen de diseño resulta $V_{u\max} = 0,625 m^3$

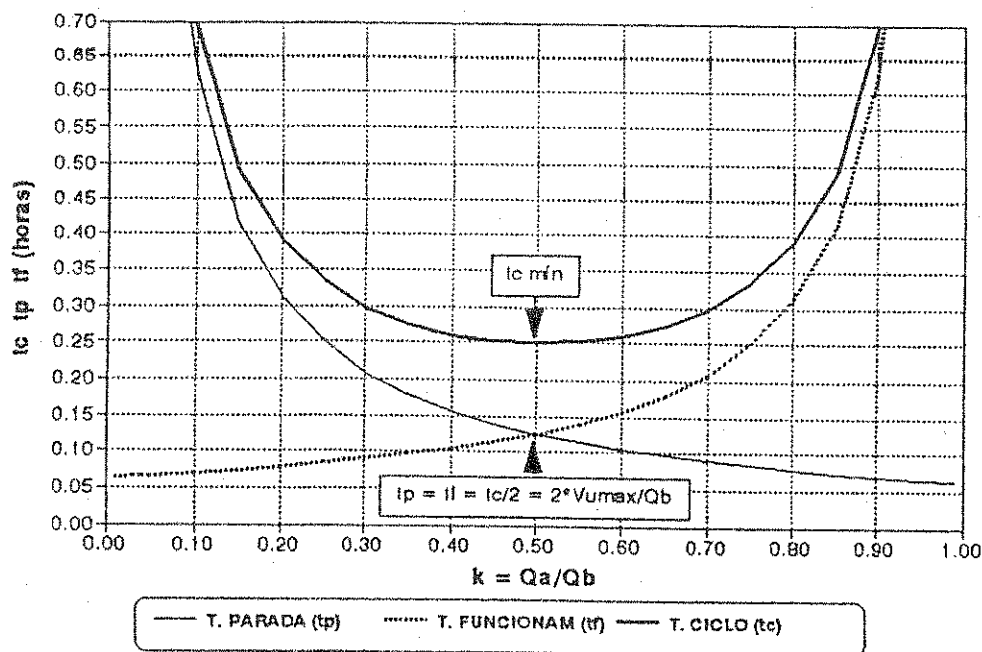


Figura 10.23.3

Variación de los tiempos de operación en función del caudal afluente para $Q_b = 10 m^3/h$ y $V_u = 0,625 m^3$

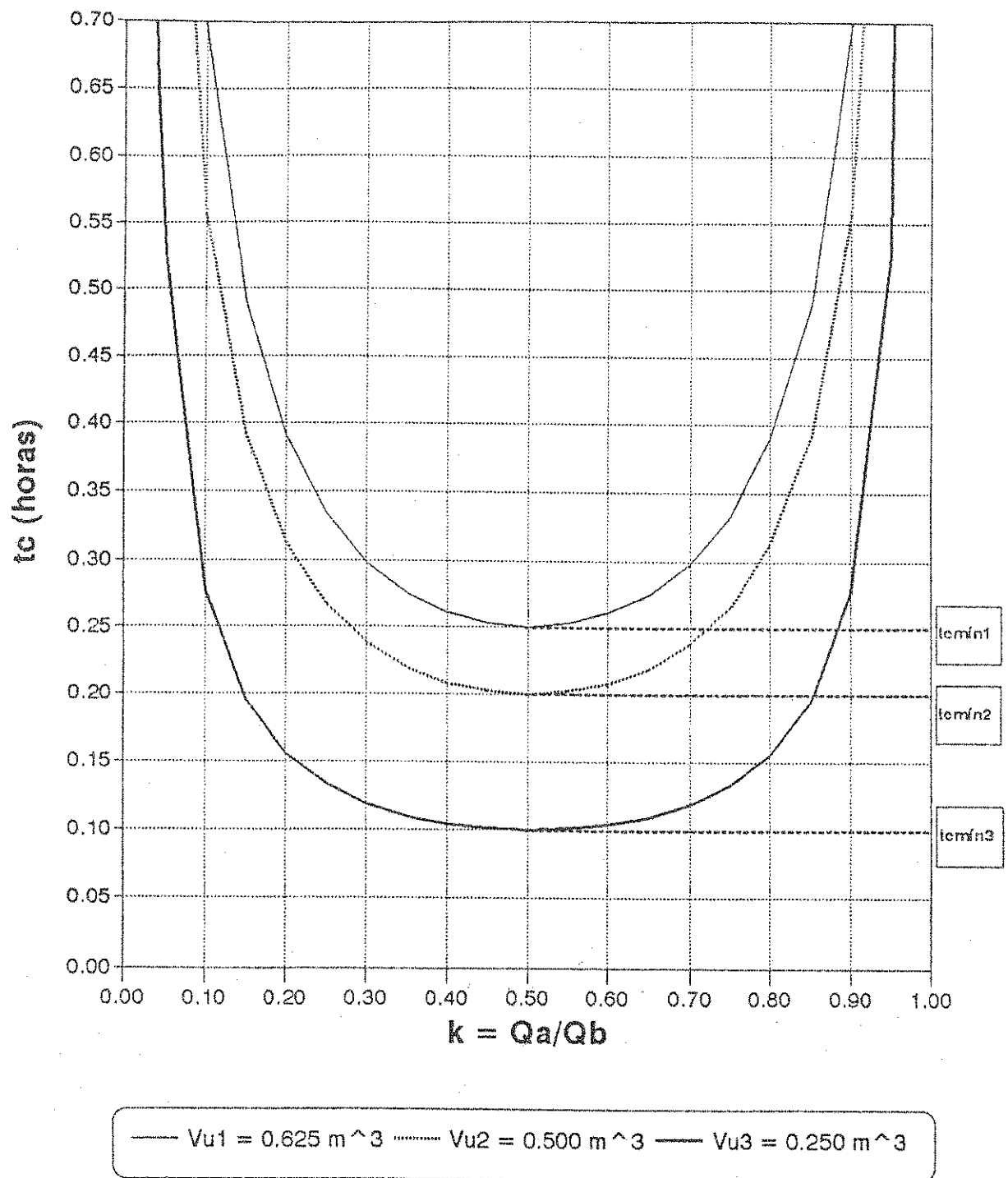


Figura 10.23.4

Modificación del tiempo mínimo de ciclo, en función del volumen útil V_u

Analíticamente, puede llegarse al mismo resultado derivando la expresión (3) respecto de k e igualando a cero:

$$\frac{dt_c}{dk} = \frac{V_u}{Q_b} * \left[-\frac{1}{k^2} + \frac{1}{(1-k)^2} \right] = 0$$

De donde resulta que el mínimo de la función ocurre para:

$$k = 1 - k$$

$$2 * k = 1$$

$$k = 0,5$$

Es decir, el mínimo de t_c ocurre para $Q_a = 0,5 * Q_b$, tal como se observa en la figura 10.23.3. Reemplazando en (3) el valor de $k = 0,5$, se obtiene:

$$t_{c\min} = \frac{V_u}{Q_b} * \left(\frac{1}{0,5} + \frac{1}{0,5} \right) = \frac{4 * V_u}{Q_b}$$

y recordando que para esta condición $V_u = V_{um\acute{a}x} = V_1$, puede escribirse:

$$V_1 = \frac{t_{c\min} * Q_b}{4} = \frac{Q_b}{4 * f_{m\acute{a}x}} \quad (8)$$

Expresión idéntica a la (7), que permite calcular el volumen útil mínimo V_1 (m^3) requerido en la cámara para un caudal de bombeo Q_b (m^3/h) y una frecuencia máxima admisible de arranques $f_{m\acute{a}x}$ (arranques/hora).

Considerando, por ejemplo, el caso de una estación de bombeo constituida por una bomba en operación y otra de reserva, que debe bombear $Q_b = 10 \text{ m}^3/h$ y en la que debe determinarse el volumen útil para que la frecuencia de arranque no supere los 4 arranques/hora, tendremos (es el caso representado en la figura 10.23.2):

$$V_1 = \frac{Q_b}{4 * f_{m\acute{a}x}} = \frac{10 \text{ m}^3/h}{4 * 4 \text{ 1/h}} = 0,625 \text{ m}^3$$

Si la cámara es de planta rectangular de $1,10 * 1,30 \text{ m}$, la altura " h " entre los niveles de parada y de arranque de la bomba, estará dada por:

$$h = \frac{V_1}{S} = \frac{0,625 \text{ m}^3}{1,10 * 1,30 \text{ m}^2} = 0,44 \text{ m}$$

10.5.3.2.- Caso II (2 bombas en operación)

En la figura 10.24.1, pueden observarse los diagramas de flujo de los tres casos que se analizarán. El Caso I, ya fue estudiado en el punto anterior. El Caso II, corresponde a 2 bombas aspirando de una misma cámara y el Caso III, a 3 bombas en las mismas condiciones. No se considera necesario ampliar el análisis a mayor cantidad de bombas pues no es probable que tal situación se presente en los sistemas cloacales comprendidos por las presentes Normas de Diseño.

Volviendo al Caso II, en la figura 10.24.1, se observa que la cámara de aspiración tendrá un volumen útil total:

$$V_u = V_1 + V_2$$

Siendo V_1 el volumen útil mínimo requerido para el caudal Q_{b1} de la bomba B_1 para operar dentro del rango de caudal afluente $0 < Q_a \leq Q_{b1}$ y V_2 el volumen adicional para la operación de la bomba B_2 , para $Q_{b1} < Q_a < (Q_{b1} + Q_{b2})$.

En esas condiciones, comenzando el análisis desde el nivel 0, con ambas bombas detenidas, el caudal afluente llenará el volumen V_1 en el tiempo $t_p = V_1/Q_a$, alcanzándose el nivel 1 en la cámara, con lo que el interruptor de nivel arrancará a la bomba B_1 impulsando un caudal Q_{b1} . De ser $Q_{b1} > Q_a$, el ciclo resultará similar al del caso I, bajando el nivel gradualmente por efecto de una extracción neta de caudal igual a $Q_{b1} - Q_a$, llegando, al cabo del tiempo de funcionamiento t_{f10} , al nivel 0 de parada.

En cambio, si al llegar al punto 1, el caudal afluente es mayor que el de la bomba B_1 ($Q_a > Q_{b1}$) al arrancar esta bomba, en lugar de un descenso de nivel, continuará el incremento del mismo a un ritmo menor como consecuencia del ingreso neto de un caudal $Q_a - Q_{b1}$, que al cabo del tiempo t_{f11} , permite llegar al nivel 2, donde arrancará la segunda bomba B_2 , de caudal Q_{b2} .

El tiempo t_{f11} necesario para llenar el volumen V_2 con un caudal $Q_a - Q_{b1}$ será:

$$t_{f11} = \frac{V_2}{Q_a - Q_{b1}}$$

$h_1, h_2, h_3 = \text{ALTURA}$

3 - ARRANQUE B3

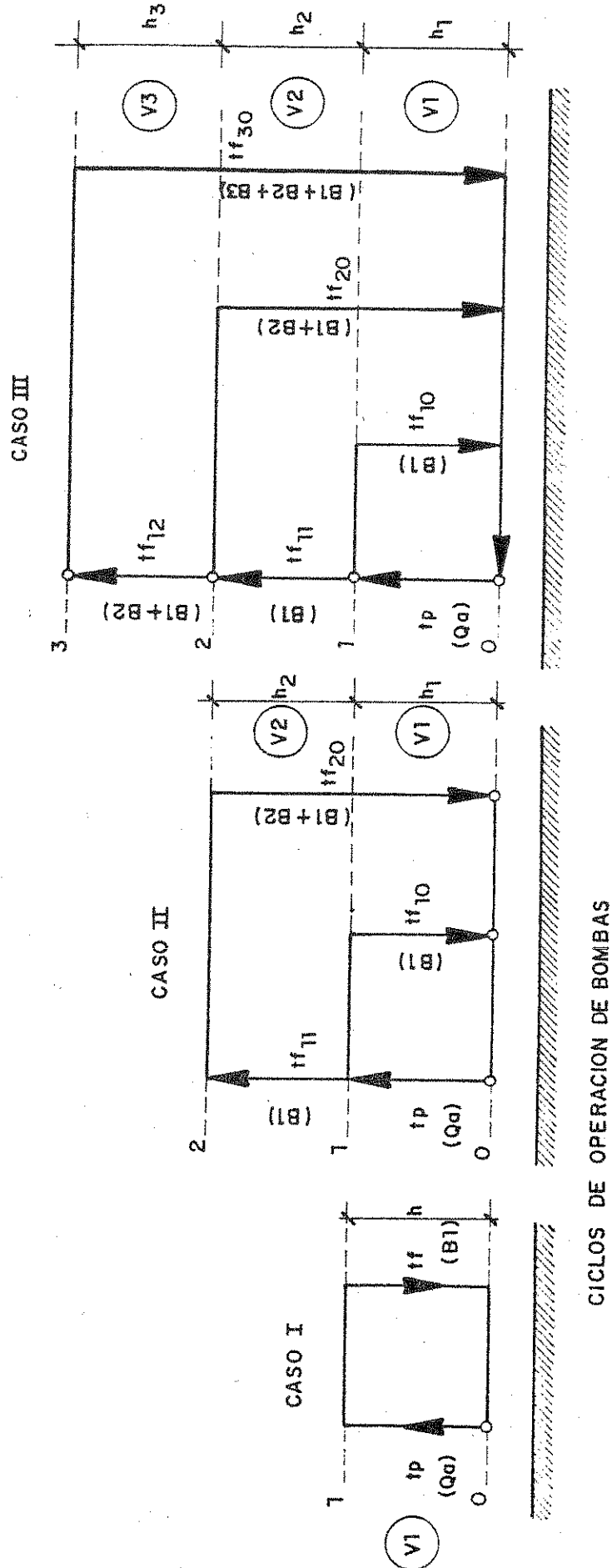


Figura 10.24.1

Al arrancar la bomba B_2 , la suma de los caudales Q_{b1} y Q_{b2} de las bombas B_1 y B_2 funcionando simultaneamente, será mayor que Q_a , con lo cual el nivel comenzará a descender por efecto de un caudal neto de extracción cuyo valor estará dado por:

$$(Q_{b1} + Q_{b2}) - Q_a = Q_b - Q_a$$

Este caudal vaciará el volumen $V_1 + V_2$ en un tiempo t_{f20} dado por:

$$t_{f20} = \frac{V_1 + V_2}{(Q_{b1} + Q_{b2}) - Q_a} = \frac{V_1 + V_2}{Q_b - Q_a}$$

Quedan definidos así dos ciclos distintos de funcionamiento, según sea Q_a mayor o menor que Q_{b1} :

Ciclo de 1 bomba, para $Q_{b1} \geq Q_a > 0$:

$$t_{c1} = t_p + t_{f10} = \frac{V_1}{Q_a} + \frac{V_1}{Q_{b1} - Q_a} \quad (9)$$

Ciclo de 2 bombas, para $(Q_{b1} + Q_{b2}) \geq Q_a > Q_{b1}$:

$$t_{c2} = t_p + t_{f11} + t_{f20} = \frac{V_1}{Q_a} + \frac{V_2}{Q_a - Q_{b1}} + \frac{V_1 + V_2}{(Q_{b1} + Q_{b2}) - Q_a} \quad (10)$$

La expresión (9) es idéntica a la (1) del Caso I, lo cual es lógico, dado que se trata de la operación de una única bomba (la bomba B_2 no alcanza a funcionar pues nunca se supera el nivel 1). Por lo tanto, el volumen mínimo V_1 para la primera bomba se calculará con la expresión (8) en base al Q_{b1} impulsado por la bomba B_1 trabajando sola y a la frecuencia máxima de arranques tolerada por el motor de la misma:

$$V_1 = \frac{Q_{b1}}{4 * f_{\max}} = \frac{t_{c\min} * Q_{b1}}{4} \quad (11)$$

El cálculo del volumen V_2 presenta una mayor complejidad, dado que debe cumplir con la condición de hacer mínimo al tiempo t_{c2} (ver punto 10.5.3.1), para lo cual debe igualarse a cero la derivada de la expresión (10). Las expresiones resultantes son sumamente complejas debido fundamentalmente a las derivadas de funciones que poseen las variables dentro del denominador.

A. B. Pincince ha propuesto un método que simplifica la solución (Wet-well volume for fixed-speed pumps, Journal of the WPCF, Enero 1970). Trabajando con el incremento ΔQ de caudal afluente Q_a respecto del caudal Q_{b1} , la expresión (10) se transforma en:

$$\Delta Q = Q_a - Q_{b1}$$

$$t_{c2} = \frac{V_1}{Q_{b1} + \Delta Q} + \frac{V_2}{\Delta Q} + \frac{V_1 + V_2}{Q_{b1} - \Delta Q} \quad (12)$$

Derivando e igualando a cero se obtiene:

$$\frac{dt_{c2}}{d(Q)} = - \frac{V_1}{(Q_{b1} + \Delta Q)^2} - \frac{V_2}{\Delta Q^2} + \frac{V_1 + V_2}{(Q_{b1} - \Delta Q)^2} = 0$$

Introduciendo las siguientes variables auxiliares:

$$\beta = \frac{\Delta Q}{Q_1} ; \quad \mu = \frac{Q_2}{Q_1} ; \quad v' = \frac{V_2}{V_1}$$

La expresión anterior se transforma en:

$$- \frac{1}{(1 + \beta)^2} - \frac{v'}{\beta^2} + \frac{1 + v'}{(\mu - \beta)^2} = 0 \quad (13)$$

A su vez, la (12) puede escribirse como:

$$t_{c2} = \frac{V_1}{Q_{b1}} * \left(\frac{1}{1 + \beta} + \frac{v'}{\beta} + \frac{1 + v'}{\mu - \beta} \right)$$

De la ecuación (11), resulta:

$$\frac{V_1}{Q_{b1}} = \frac{t_{cmín}}{4}$$

Reemplazando:

$$4 * \frac{t_{c2}}{t_{c1\text{mín}}} = \frac{1}{1 + \beta} + \frac{V'}{\beta} + \frac{1 + V'}{\mu - \beta} \quad (14)$$

Resolviendo (13) y (14) para $t_{c2}/t_{c1\text{mín}} = 1$ (esto significa que para el ciclo de 2 bombas se mantiene la misma $f_{\text{máx}}$ de arranque que para el ciclo de 1 bomba), se obtiene:

$$\mu - \beta = \frac{4 * \beta^3 + 8 * \beta^2 + 5 * \beta + 1}{4 * \beta^2 + 8 * \beta + 3} \quad (15)$$

$$V' = \frac{3 * X * \beta + 4 * X * \beta^2 - \beta - \beta^2}{\beta + \beta^2 + X + X * \beta} \quad (16)$$

$$X = \mu - \beta \quad (17)$$

Asignando valores a β , se obtiene, para cada uno, un par de valores (μ , V'). En la figura 10.24.2, se aprecia la representación gráfica de la relación $V' = V_2/V_1$ en función de la relación $\mu = Q_{b2}/Q_{b1}$, siendo:

V_1 = volumen útil mínimo para el ciclo de una bomba, calculado por la expresión (11).

V_2 = volumen comprendido entre el arranque de la bomba B_1 y el arranque de B_2 .

Q_{b1} = caudal impulsado por B_1 trabajando sola.

Q_{b2} = incremento de caudal debido al funcionamiento simultáneo de B_1 y B_2 .

En esa forma, definiendo $\mu = Q_{b2}/Q_{b1}$, del gráfico puede obtenerse $V' = V_2/V_1$ y calcularse V_2 en función del valor de V_1 obtenido con la expresión (11).

La definición de los valores Q_{b1} y Q_{b2} depende de las características de la instalación. Si ambas bombas impulsan sobre una misma cañería, deberá efectuarse la composición de las curvas para funcionamiento en paralelo (figura 10.25.1). Si ambas bombas son iguales, el valor $Q' = Q_b / 2$ representa el caudal que impulsará cada bomba para la altura manométrica de diseño H_2 .

Si cada bomba impulsa sobre una cañería independiente (figura 10.25.2), entonces el caudal Q_{b1} coincidirá con el caudal normal de la bomba 1 y el Q_{b2} con el nominal de la bomba 2. Si ambas son iguales, se obtendrá:

$$Q_{b1} = Q_{b2} = Q' = Q_b / 2$$

VOLUMEN OPTIMO CAMARA ASPIRACION Método de Pincince para 2 bombas

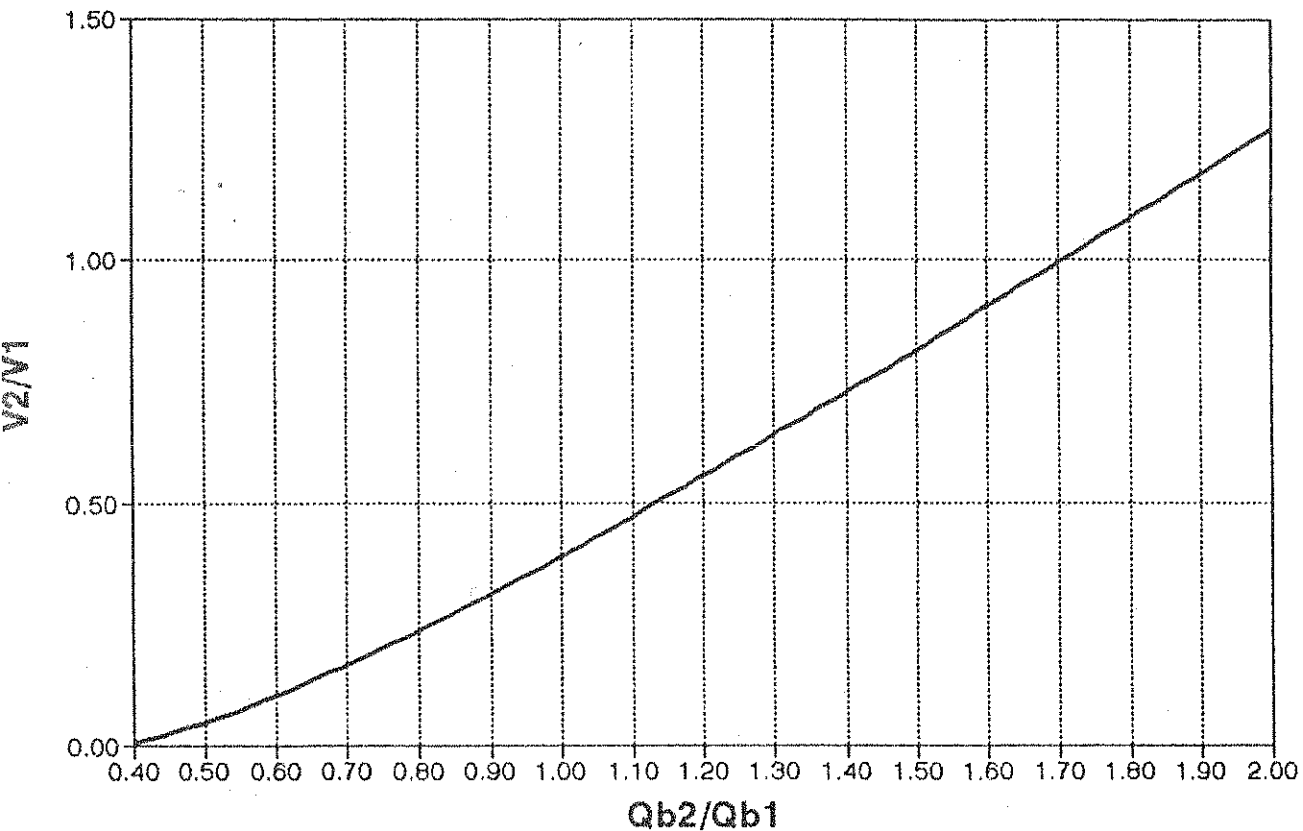


Figura 10.24.2

En consecuencia, dado que el cálculo de V_1 se efectúa en base a Q_{b1} , deberá tomarse en cuenta el tipo de instalación para definir este caudal y también el Q_{b2} , utilizado en la relación $\mu = Q_{b2} / Q_{b1}$ para determinar $V' = V_2 / V_1$ en el gráfico de Pincince.

10.5.3.3.- Caso III (3 bombas en operación)

En la figura 10.24.1, se observa el diagrama de flujo para el Caso III. El tiempo t_p es siempre el tiempo de parada de bomba, durante el cual se llena el volumen V_1 con el caudal Q_a :

$$t_p = \frac{V_1}{Q_a}$$

Según sea el valor de Q_a respecto de Q_{b1} , Q_{b2} y Q_{b3} , así será el ciclo que se cumplirá. Para $Q_{b1} \geq Q_a > 0$ se produce el ciclo de 1 bomba, con un tiempo de funcionamiento:

$$t_{f10} = \frac{V_1}{Q_{b1} - Q_a}$$

En cambio, si al llegar al nivel 1 es $(Q_{b1} + Q_{b2}) \geq Q_a > Q_{b1}$, se desarrollará el ciclo de 2 bombas con un tiempo de funcionamiento t_{f11} a cargo de B_1 y un t_{f20} a cargo de $B_1 + B_2$:

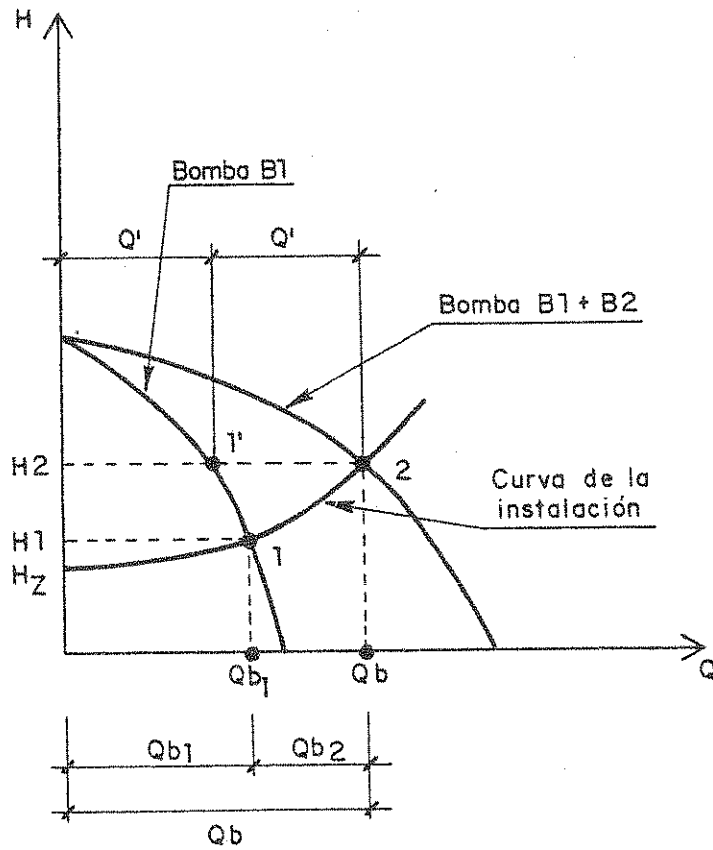
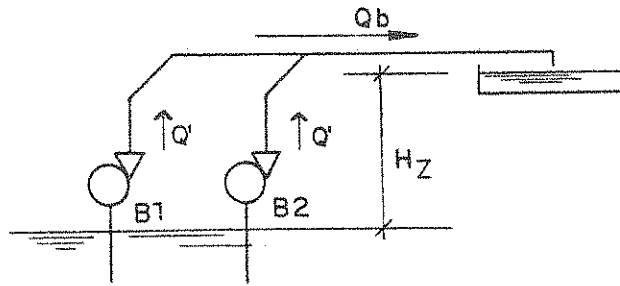
$$t_{f11} = \frac{V_2}{Q_a - Q_{b1}}$$

$$t_{f20} = \frac{V_1 + V_2}{(Q_{b1} + Q_{b2}) - Q_a}$$

Si al llegar al nivel 2 es $(Q_{b1} + Q_{b2} + Q_{b3}) > Q_a \geq (Q_{b1} + Q_{b2})$, el nivel continuará subiendo hasta 3 y se desarrollará el ciclo de 3 bombas, con los siguientes tiempos de funcionamiento:

$$t_{f12} = \frac{V_3}{Q_a - (Q_{b1} + Q_{b2})}$$

$$t_{f30} = \frac{V_1 + V_2 + V_3}{(Q_{b1} + Q_{b2} + Q_{b3}) - Q_a}$$

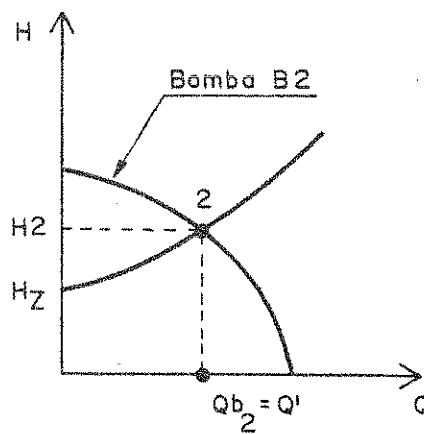
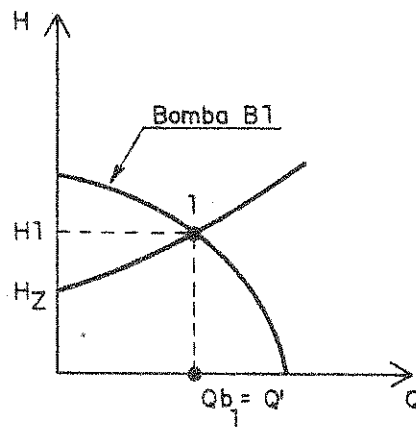
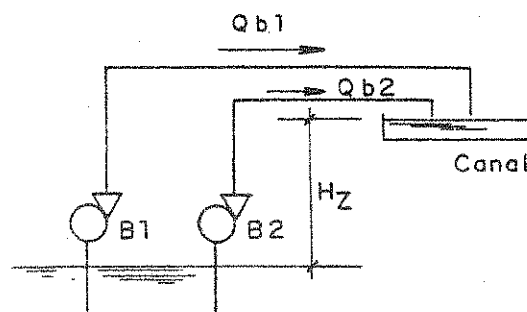


$$H1 \neq H2$$

$$Q' = \frac{Qb}{2} \neq Qb1 \neq Qb2$$

Figura 10.25.1

Bombas impulsando sobre una misma cañería



$$H_1 = H_2$$

$$Q_1 = Q_2 = Q' = \frac{Q_b}{2}$$

Figura 10.25.2

Bombas con impulsiones independientes

En función de lo anterior, se tendrá, para cada tipo de ciclo:

Ciclo de 1 bomba, para $Q_{b1} \geq Q_a > 0$:

$$t_{c1} = t_p + t_{f10} = \frac{V_1}{Q_a} + \frac{V_1}{Q_{b1} - Q_a} \quad (18)$$

Ciclo de 2 bombas, cuando $(Q_{b1} + Q_{b2}) \geq Q_a > Q_{b1}$:

$$t_{c2} = t_p + t_{f11} + t_{f20} = \frac{V_1}{Q_a} + \frac{V_2}{Q_a - Q_{b1}} + \frac{V_1 + V_2}{(Q_{b1} + Q_{b2}) - Q_a} \quad (19)$$

Ciclo de 3 bombas, cuando $(Q_{b1} + Q_{b2} + Q_{b3}) \geq Q_a > (Q_{b1} + Q_{b2})$:

$$t_{c3} = t_p + t_{f11} + t_{f12} + t_{f30} = \frac{V_1}{Q_a} + \frac{V_2}{Q_a - Q_{b1}} + \frac{V_3}{Q_a - (Q_{b1} + Q_{b2})} + \frac{V_1 + V_2 + V_3}{(Q_{b1} + Q_{b2} + Q_{b3}) - Q_a} \quad (20)$$

Utilizando el método de Pincince, introduciendo la variable auxiliar $\Delta Q_2 = Q_a - (Q_{b1} + Q_{b2})$ la expresión (20) se transforma en:

$$t_{c3} = \frac{V_1}{(Q_{b1} + Q_{b2}) + \Delta Q_2} + \frac{V_2}{\Delta Q_2 + Q_{b2}} + \frac{V_3}{\Delta Q_2} + \frac{V_1 + V_2 + V_3}{Q_{b3} - \Delta Q_2}$$

$$t_{c3} = \frac{V_1}{Q_{b1}} * \left[\frac{1}{1 + \frac{Q_{b2}}{Q_{b1}} + \frac{\Delta Q_2}{Q_{b1}}} + \frac{\frac{V_2}{V_1}}{\frac{\Delta Q_2}{Q_{b1}} + \frac{Q_{b2}}{Q_{b1}}} + \frac{1 + \frac{V_2}{V_1} + \frac{V_3}{V_1}}{\frac{Q_{b3}}{Q_{b1}} - \frac{\Delta Q_2}{Q_{b1}}} \right]$$

Considerando:

$$\frac{V_1}{Q_{b1}} = \frac{t_{cmín}}{4} \quad \text{de la expresión (11)}$$

y haciendo:

$$\mu = \frac{Q_{b2}}{Q_{b1}} \quad V' = \frac{V_2}{V_1} \quad \Delta Q_2 = Q_a - (Q_{b1} + Q_{b2})$$

$$Q'' = \frac{Q_{b3}}{Q_{b1}} \quad V'' = \frac{V_3}{V_1} \quad \beta' = \frac{\Delta Q_2}{Q_{b1}}$$

La expresión se transforma en:

$$t_{c3} = \frac{t_{cmín}}{4} * \left[\frac{1}{1 + \mu + \beta'} + \frac{V'}{\beta' + \mu} + \frac{V''}{\beta'} + \frac{1 + V' + V''}{Q'' - \beta'} \right] \quad (20')$$

Derivando respecto de β' e igualando a cero, resulta la condición para mínimo t_{c3} :

$$-\frac{1}{(1 + \mu + \beta')^2} + \frac{V'}{(\beta' + \mu)^2} - \frac{V''}{\beta'^2} + \frac{1 + V' + V''}{(Q'' - \beta')^2} = 0 \quad (21)$$

En la expresión (20'), haciendo $t_{c3} = t_{cmín}$, se asegurará que no se excede la máxima frecuencia de arranques por hora para el ciclo de 3 bombas y dicha expresión se transformará en:

$$\frac{1}{1 + \mu + \beta'} + \frac{V'}{\beta' + \mu} + \frac{V''}{\beta'} + \frac{1 + V' + V''}{Q'' - \beta'} = 4 \quad (22)$$

Resolviendo las ecuaciones (21) y (22), se obtendrá la familia de curvas de la figura 10.25.3 con $V'' = V_3 / V_1$ como ordenada, $Q'' = Q_{b3} / Q_{b1}$ como abcisa y $\mu = Q_{b2} / Q_{b1}$ como parámetro.

El proceso de cálculo es similar al Caso II: en primer lugar, se definen Q_{b1} , Q_{b2} y Q_{b3} en base al tipo de instalación y a los requerimientos de bombeo. Con la relación Q_{b2} / Q_{b1} , se determina V_2 / V_1 en el gráfico de la figura 10.24.2, se calcula V_1 por la expresión (11) y se determina luego V_2 . En segundo lugar, con la relación Q_{b3} / Q_{b1} y Q_{b2} / Q_{b1} se entra en el gráfico de la figura 10.25.3 y se obtiene V_3 / V_1 . Dado que se conoce V_1 , puede calcularse V_3 .

VOLUMEN OPTIMO CAMARA ASPIRACION Método de Pincince para 3 bombas

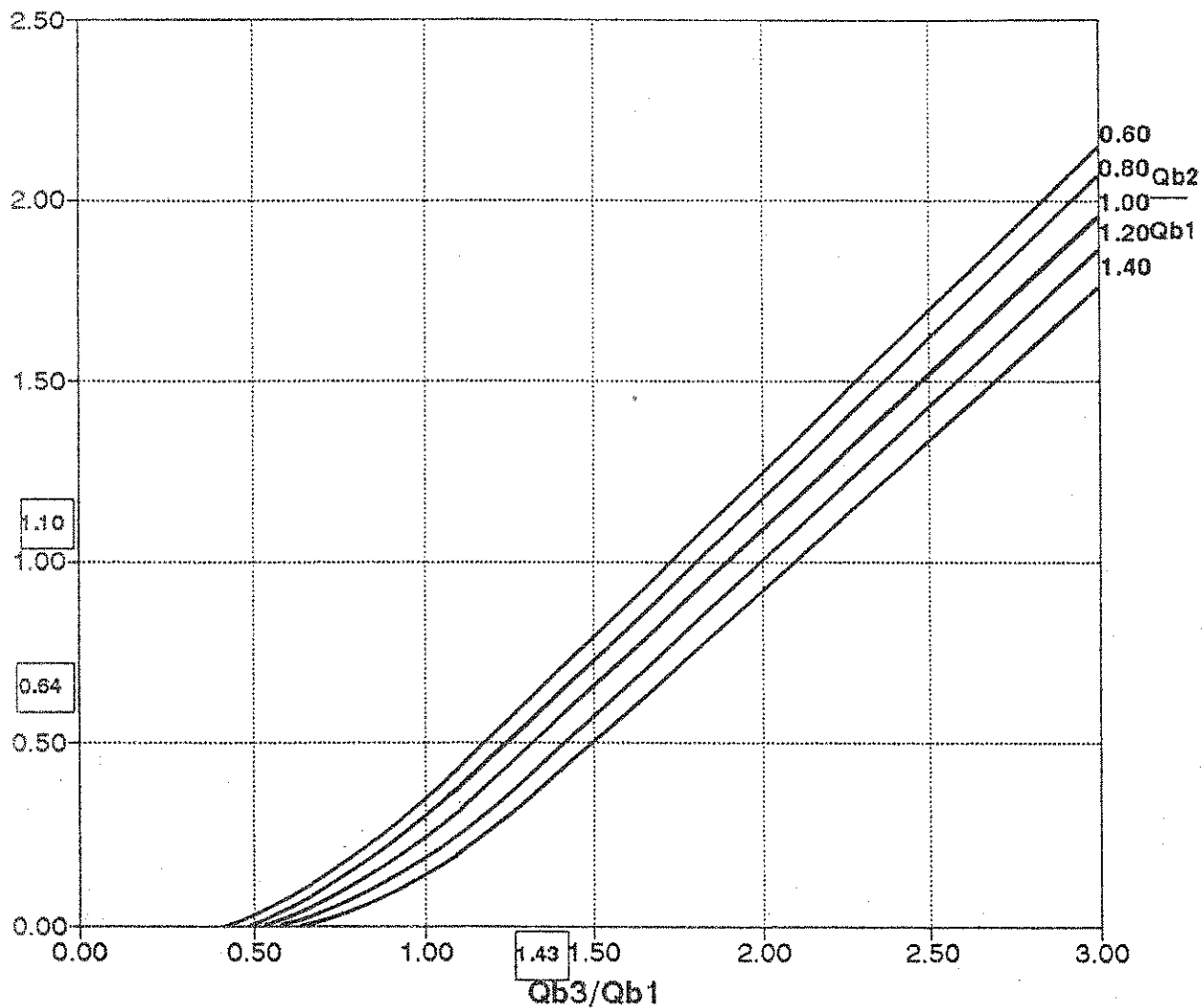


Figura 10.25.3

10.5.4.- Tiempo Máximo de Permanencia Hidráulica

La excesiva permanencia del líquido cloacal crudo en la cámara de bombeo produce la sedimentación de parte de los sólidos suspendidos y la descomposición anaeróbica del líquido y de la fracción orgánica de los sedimentos.

Es necesario, entonces, establecer criterios para limitar el tiempo máximo de permanencia del líquido y la forma práctica de calcular dicho tiempo.

La situación más desfavorable se presenta para los caudales afluentes mínimos iniciales. Como caudal mínimo se adopta el caudal medio del día de menor volumen volcado del primer año del período, que no es otro que Q_{B0} (caudal mínimo diario).

Algunos autores identifican el máximo tiempo de permanencia $t_{smín}$ con el tiempo de llenado del volumen V_1 con el caudal afluente $Q_a = Q_{B0}$ cuando todas las bombas están detenidas. Este tiempo no es otro que t_p (tiempo de parada) definido en 10.5.3.1 que, para ese caudal, vale:

$$t_{smáx} = t_{p0} = \frac{V_1}{Q_{B0}}$$

Sin embargo, en realidad, el tiempo máximo de permanencia no solamente está integrado por el tiempo de llenado t_{p0} del volumen V_1 con el caudal Q_{B0} hasta que arranca la primera bomba, dado que una vez que ésta arrancó el volumen almacenando no abandona instantaneamente la cámara.

Por otra parte, existe un volumen V_f de fondo (ver figura 10.23.1) que integra el volumen detenido en la cámara y que incrementa, por lo tanto, el tiempo real de permanencia respecto del calculado en base a V_1 y Q_{B0} .

En la figura 10.25.4, se analiza el tiempo teórico que permanecería en la cámara un volumen elemental de líquido de altura dh . El instante inicial ($t = 0$) coincide con el arranque de la bomba cuando se alcanza el nivel 1 y con el ingreso a la cámara del volumen elemental bajo estudio.

Al arrancar la bomba de caudal Q_{b1} desciende ese volumen elemental hasta el nivel 0 de parada, en un tiempo $V_1 / (Q_{b1} - Q_{B0})$.

Con la bomba parada, se recupera nivel en la cámara hasta llenar el volumen V_1 , donde arranca la bomba, en un tiempo V_1 / Q_{B0} . Se asume como simplificación que no existe mezcla alguna, por lo que el volumen elemental permanece en el nivel 0, sin salir todavía de la cámara.

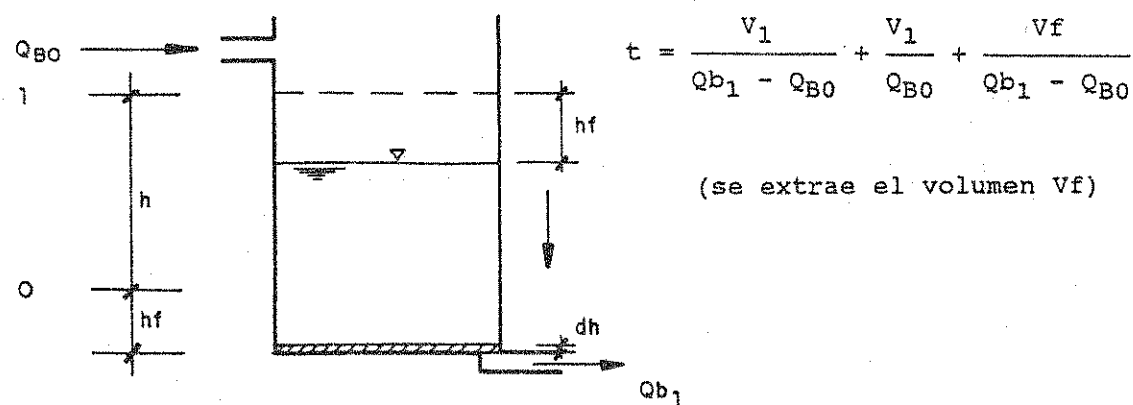
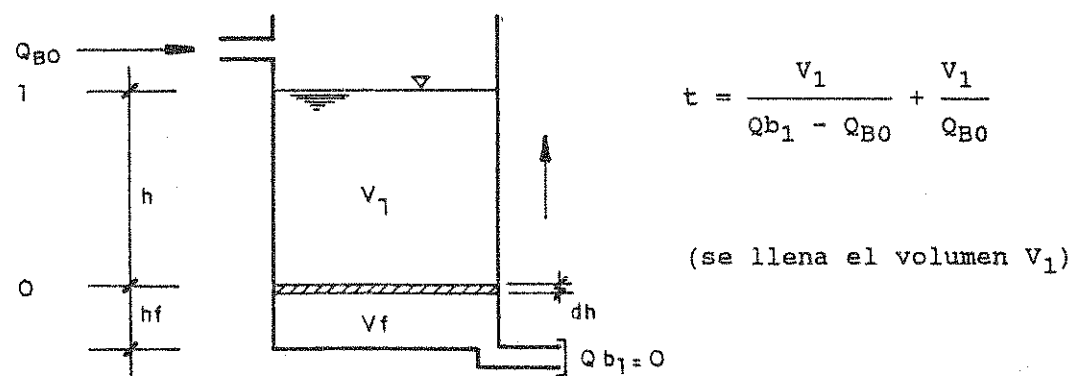
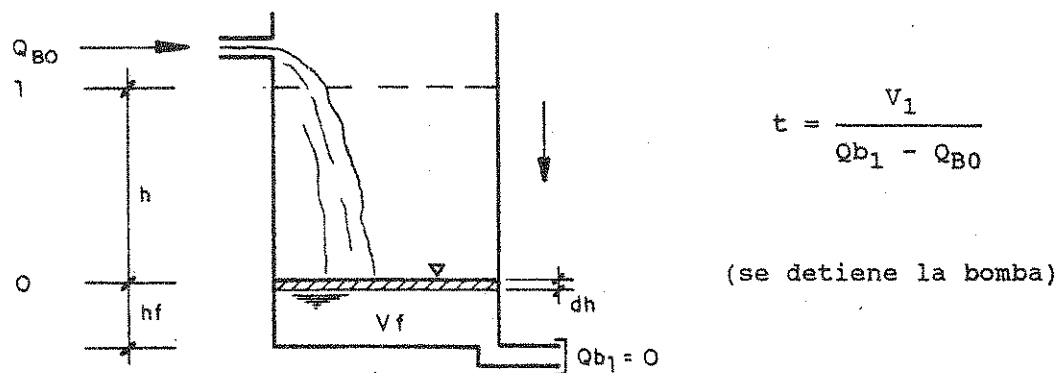
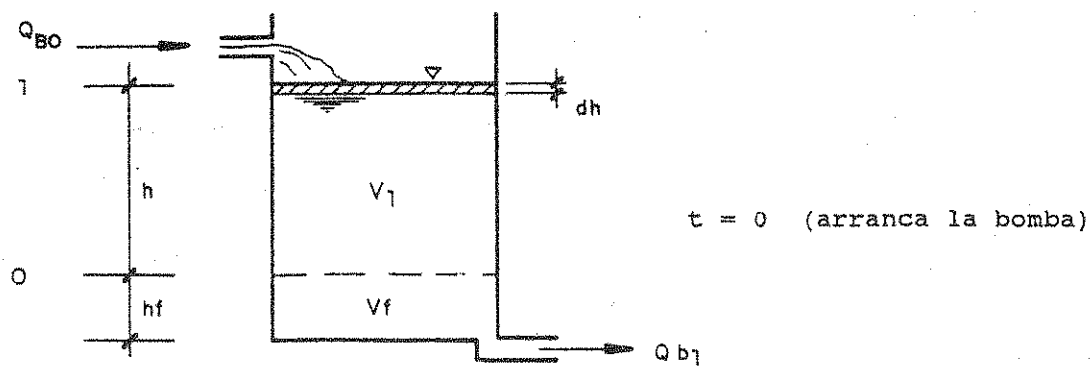


Figura 10.25.4

Tiempo teórico de permanencia de un volumen líquido elemental

Finalmente, al arrancar la bomba, recién extrae de la cámara el volumen elemental bajo análisis, cuando termina de extraer el volumen V_f , en un tiempo $V_f / (Q_{b1} - Q_{B0})$

Esto significa que este elemento de volumen permaneció en la cámara un tiempo total teórico:

$$t_{st} = \frac{V_1}{Q_{B0}} + \frac{V_1 + V_f}{Q_{b1} - Q_{B0}} \quad (23)$$

Este tiempo teórico no toma en cuenta el efecto de mezcla entre el líquido que entró primero y el líquido fresco que va ingresando a la cámara, efecto que reduce el tiempo real de permanencia. Dado que resulta prácticamente imposible calcular analíticamente este tiempo real, usualmente se incluye en el tiempo de permanencia al tiempo de parada V_1 / Q_{B0} , al requerido para extraer el volumen de fondo $V_f / (Q_{b1} - Q_{B0})$ y al requerido para extraer el 50% de V_1 , es decir $0,5 * V_1 / (Q_{b1} - Q_{B0})$, compensando así, en forma práctica, el efecto de la mezcla sobre la disminución del tiempo teórico.

Con este criterio, el tiempo máximo de permanencia (máximo, debido a que se calcula con Q_{B0}) para verificar la sedimentación y septización, estaría expresado por:

$$t_{sm\acute{a}x} = \frac{V_1}{Q_{B0}} + \frac{0,5 * V_1 + V_f}{Q_{b1} - Q_{B0}} \quad (24)$$

10.5.5.- Elección del Caudal de Bombeo Q_b

El caudal total de bombeo de la estación deberá ser suficiente para evacuar el máximo caudal horario del período de diseño, es decir, Q_b no deberá ser inferior a Q_{E20} .

Si este caudal Q_{E20} incluye la infiltración de agua desde el exterior de redes y cañerías y si la estación posee un desborde para excedentes causados por las lluvias, puede adoptarse directamente $Q_b = Q_{E20}$. Este es el criterio que sustentan las presentes Normas de Diseño.

El criterio de adoptar un coeficiente $m > 1,0$ para definir $Q_b = m * Q_{E20}$, sólo se justifica cuando no se hayan incluido los caudales de infiltración en el valor de Q_{E20} , cuando se esperen aportes extraordinarios debido a las lluvias o cuando el desborde de líquido crudo genere situaciones ambientales muy conflictivas.

En todos los casos, la elección de "m" deberá ser muy criteriosa y acompañarse de la adecuada justificación, ya que su valor incide directamente sobre el volumen de la cámara.

10.6.- DESCRIPCION Y TIPO DE BOMBAS

10.6.1.- Generalidades

Las bombas utilizadas en las estaciones de bombeo deben dividirse en las que elevan aguas limpias y en las que elevan efluentes cloacales.

Esta distinción se realiza porque según el líquido será la configuración del impulsor que posea la bomba, es decir, que en el caso de aguas limpias, el impulsor podrá ser cerrado pero cuando el líquido presenta materia en suspensión, el impulsor necesariamente será abierto o semiabierto para evitar su obstrucción. En la figura 10.26, se pueden observar las características de cada uno de los impulsores.

Las figuras 10.27, 10.28 y 10.29 muestran los diferentes aspectos que presentan las bombas con los distintos impulsores.

10.6.2.- Relevamiento del Mercado Argentino de Bombas Centrífugas

En el mercado, existe una amplia gama de bombas para efluentes cloacales.

En general, se pueden clasificar en:

A - Para pozo seco

B - Para pozo húmedo

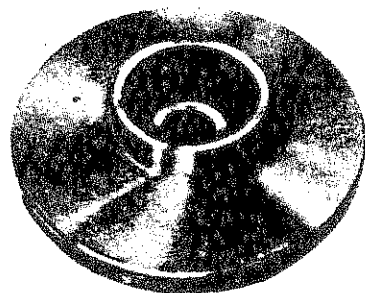
Otra clasificación es:

A - con motor en superficie o cámara seca

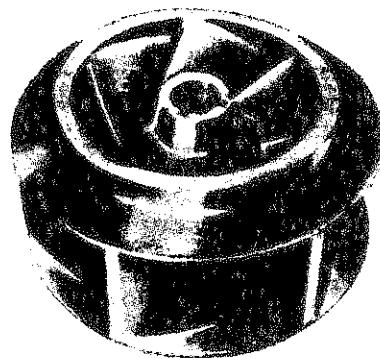
B - con motor sumergido

Las figuras 10.30 a 10.37 muestran algunos de los distintos tipos disponibles de corriente utilización.

Los distintos componentes de las bombas se fabrican con diferentes materiales. En general, la carcasa y el rotor se hacen en hierro fundido, el eje en cambio se hace en acero. Pueden encontrarse bombas especiales fabricadas con materiales aptos para resistir determinados fluidos que pueden deteriorar los materiales convencionales.



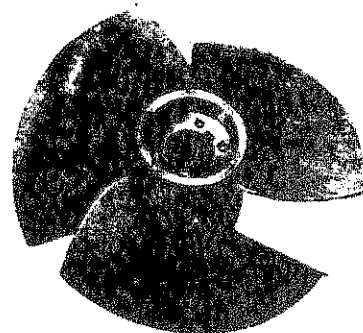
Impulsor cerrado de admisión sencilla con álabes derechos



Impulsor cerrado de doble admisión con álabes Francis



Impulsor abierto de flujo mixto



Impulsor de flujo axial



Impulsores abiertos

Figura 10.26

IMPULSOR CERRADO

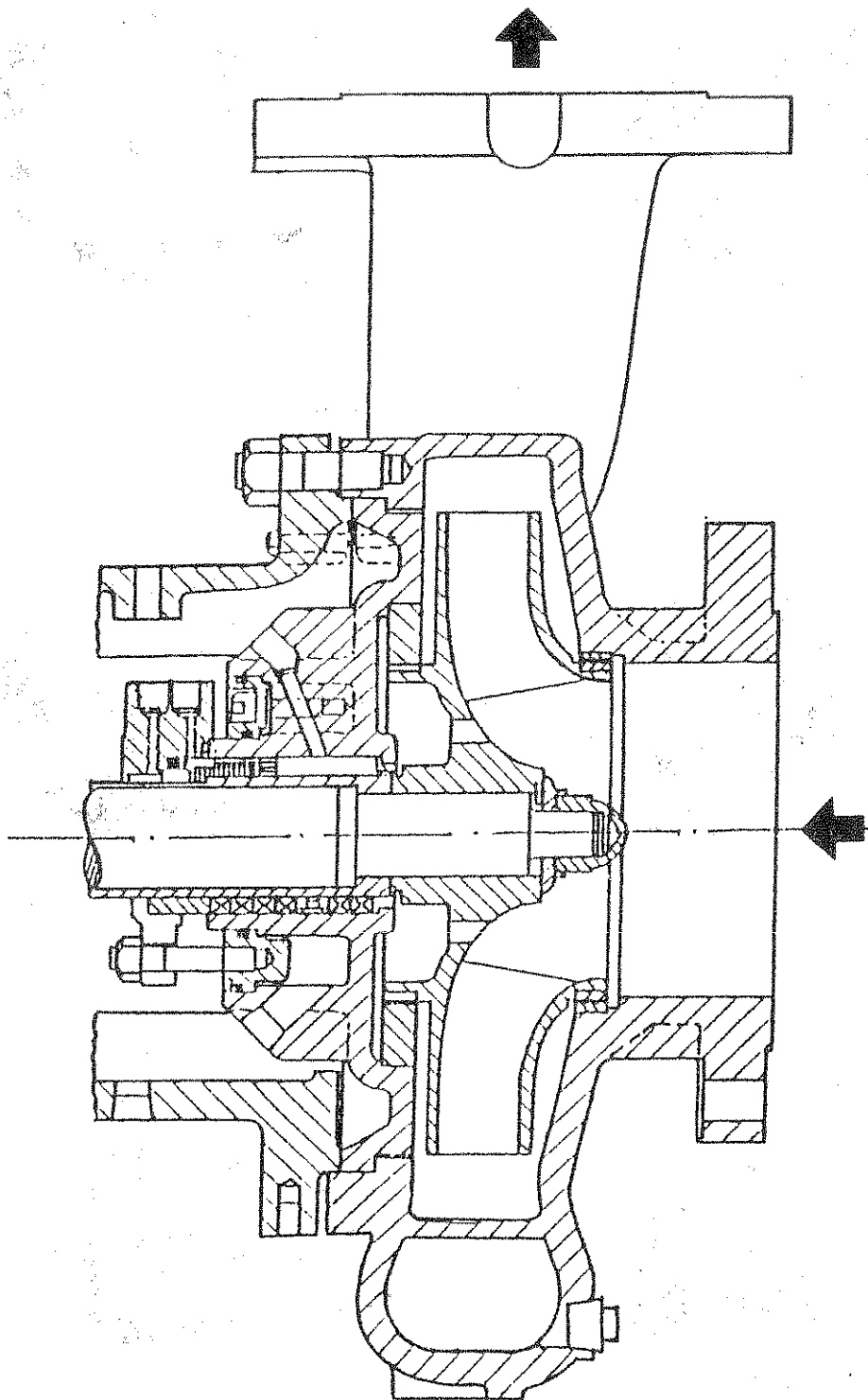


Figura 10.27

IMPULSOR SEMI-ABIERTO

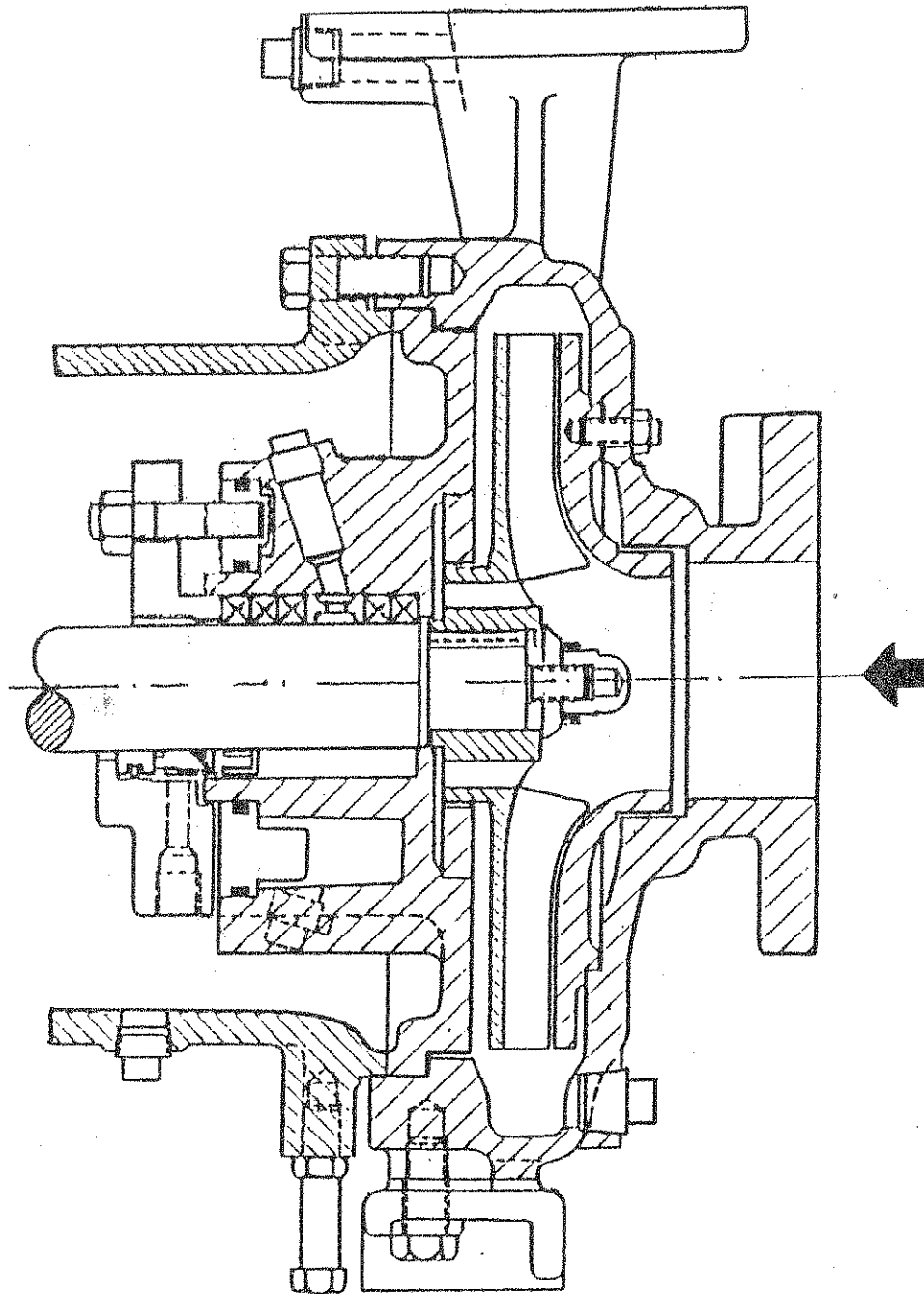


Figura 10.28

IMPULSOR ABIERTO

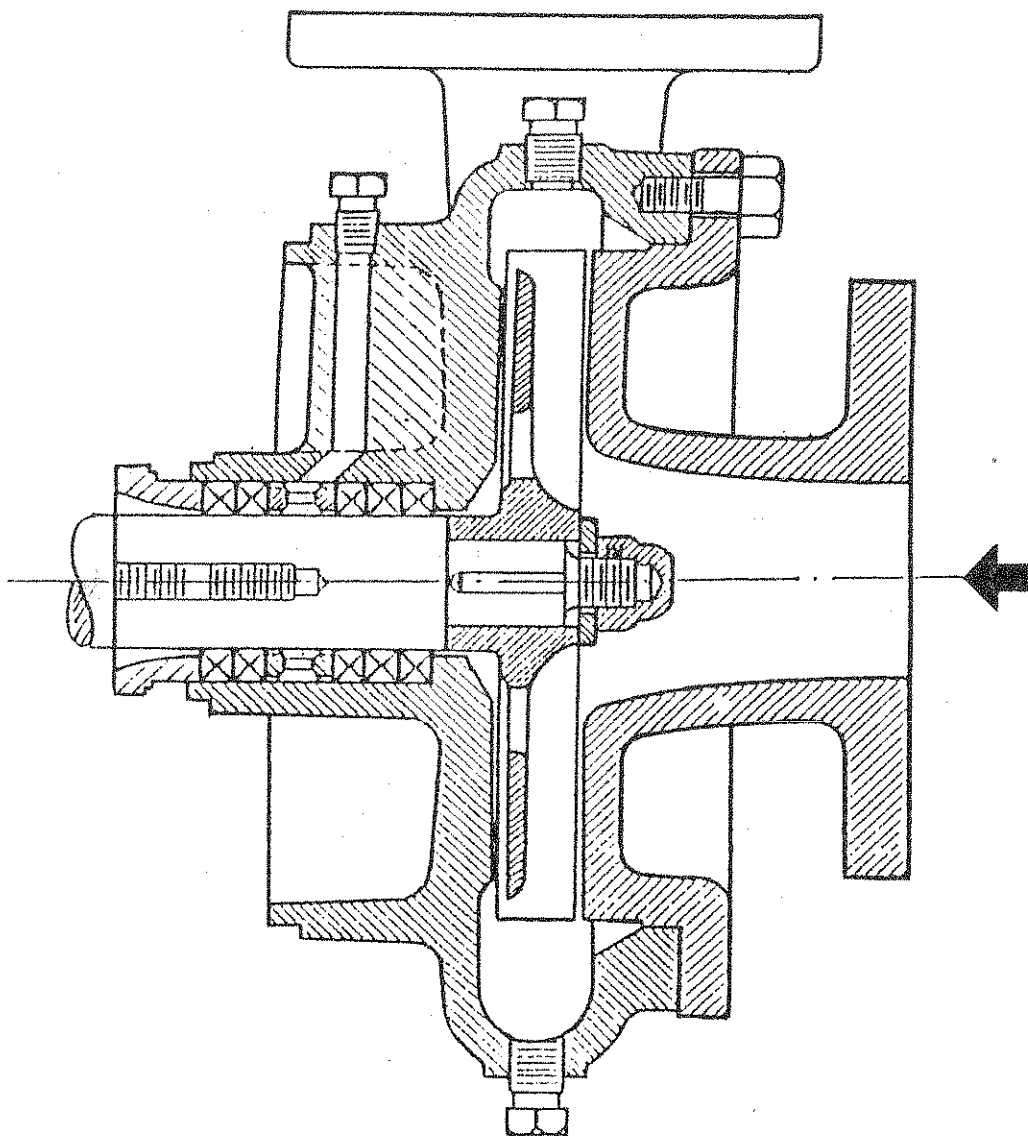


Figura 10.29

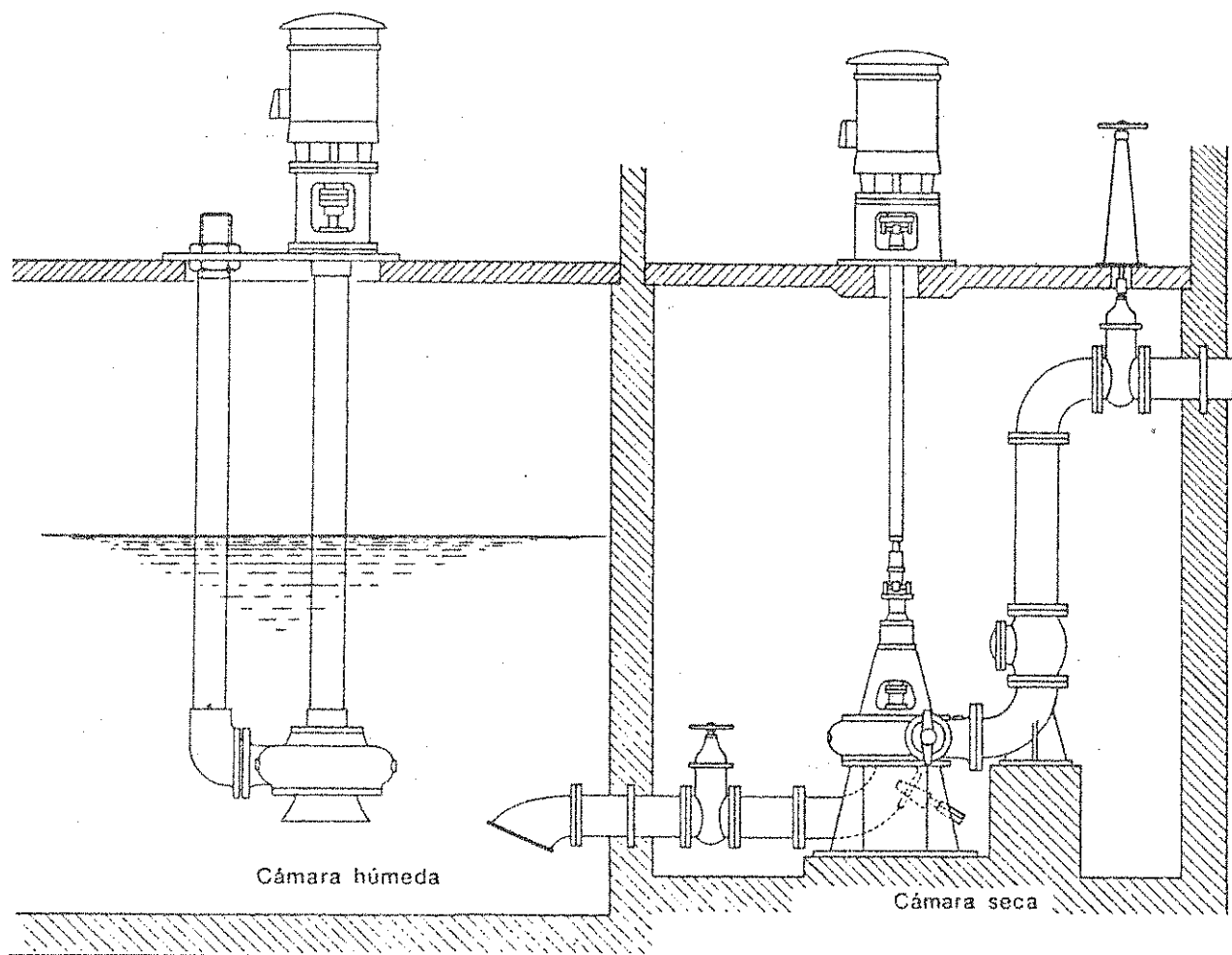
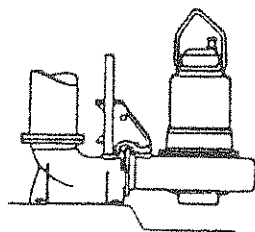
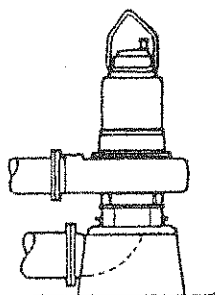


Figura 10.30
Bombas de eje vertical

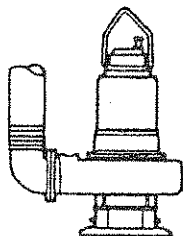
BOMBAS DE DESAGÜE ESTACIONARIAS



Destinadas a trabajar total o parcialmente sumergidas en el propio pozo de bombas.



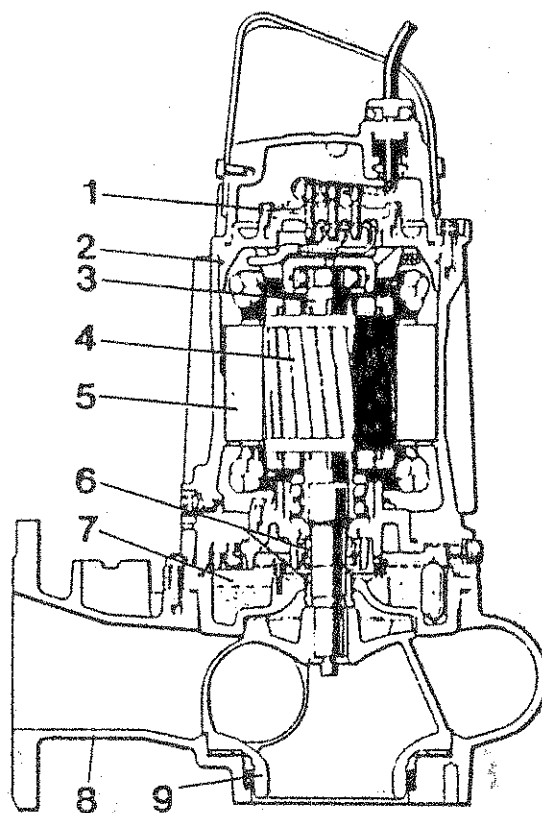
Destinadas a ser instaladas en seco. La bomba descansa sobre un bastidor con conexión de entrada. Está provista de un motor estanco y, por lo tanto, no sufriría desperfectos en caso de que accidentalmente se inundara la cámara de bombas



Portátiles, sumergibles, destinadas a bombeo de lodos. El caracol de la bomba está provisto de un codo de salida para manguera. Las bombas están destinadas a ser empleadas para el bombeo de lodos viscosos, para la limpieza de unidades de decantación, fosas sépticas, etc.

Figura 10.31

BOMBAS SUMERGIBLES PARA AGUAS RESIDUALES



- 1 - Placa de bornes
- 2 - Carcasa del estator, de fundición
- 3 - Eje de acero inoxidable, soportado por cojinetes a bolas de doble hilera.
- 4 - Rotor
- 5 - Estator fabricado en clase de temperatura F (155°C)
- 6 - Juntas mecánicas de widia.
- 7 - Cáster de aceite. El aceite lubrica y enfría las juntas.
- 8 - Alojamiento de impulsor de fundición.
- 9 - Impulsor monocanal. Equilibrado estática y dinámicamente

Figura 10.31 bis

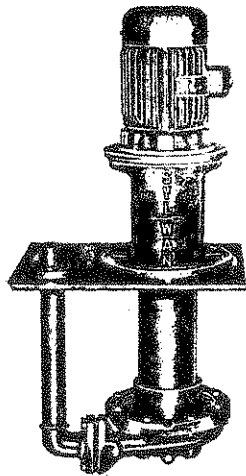


Figura 10.32
Bomba vertical

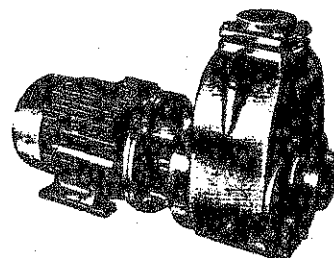
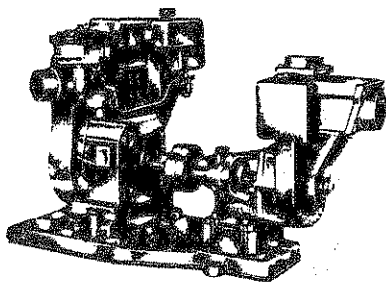
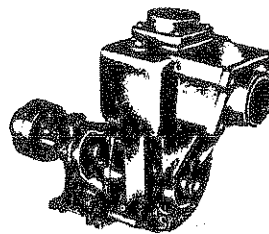
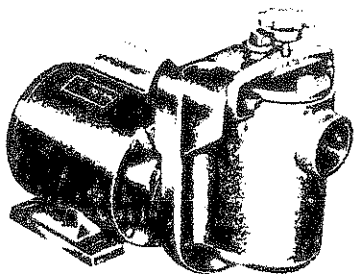
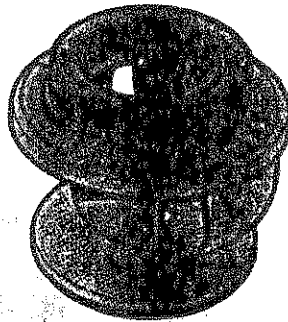
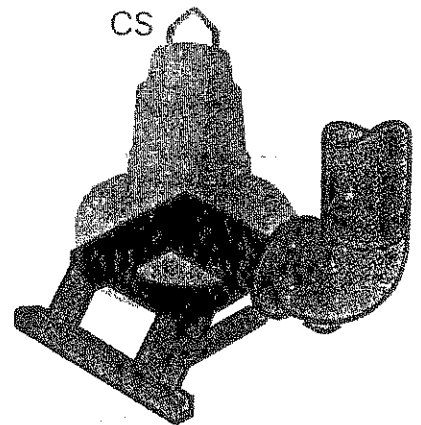
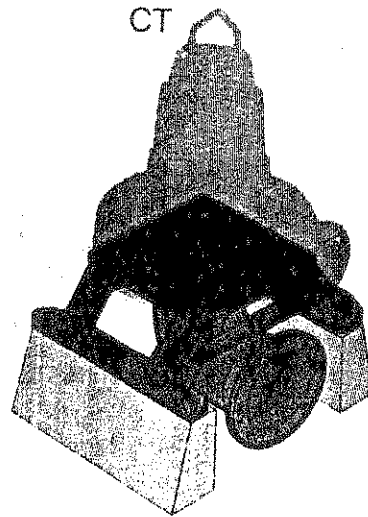
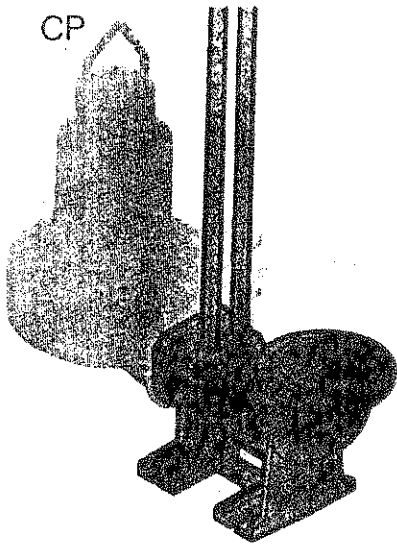
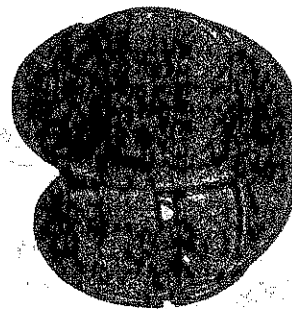


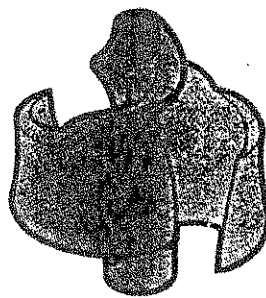
Figura 10.33
Bombas Autocebantes



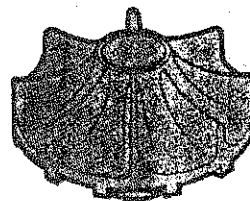
Impulsor con dos canales



I. monocanal



I. cortante



I. de torbellino

Figura 10.34

Distintos tipos de montaje de bombas sumergibles
y modelos de impulsión

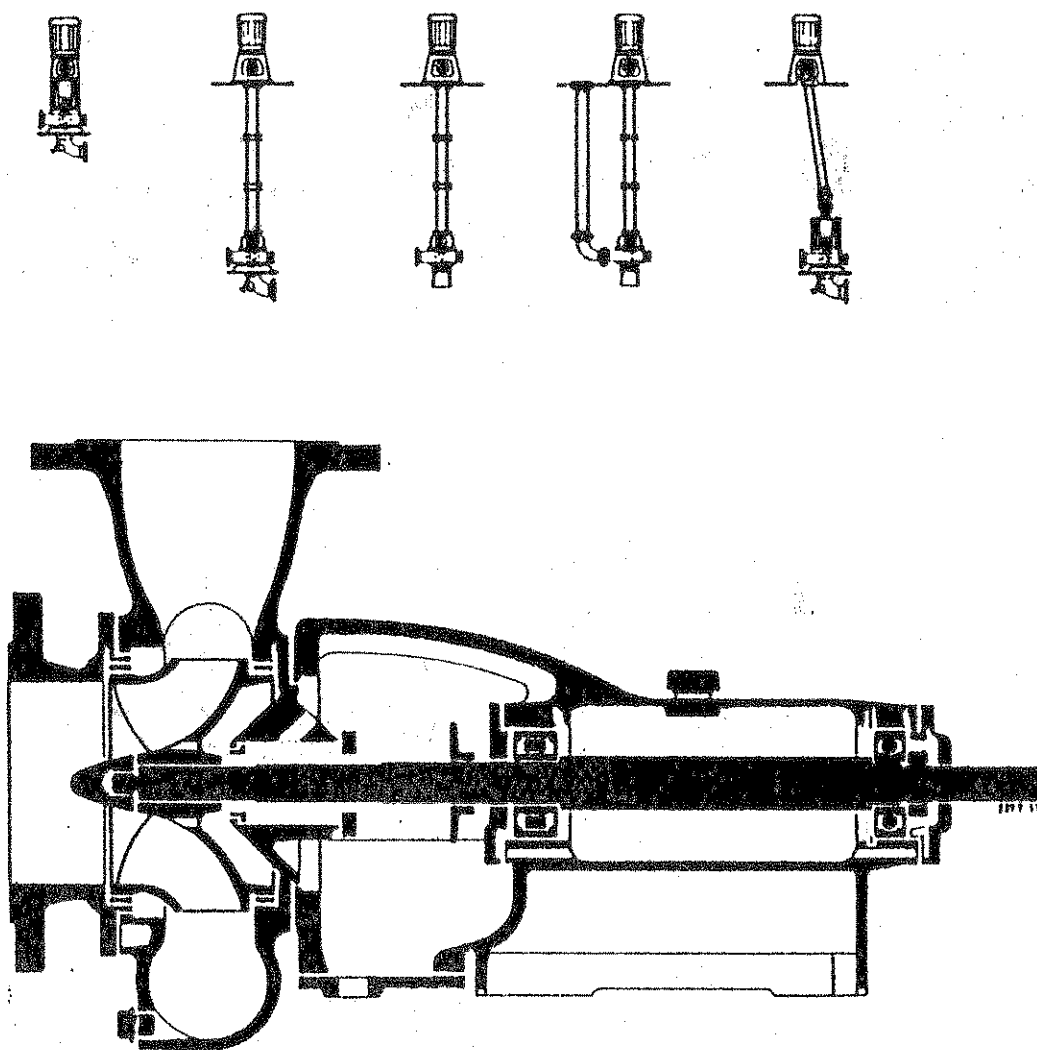
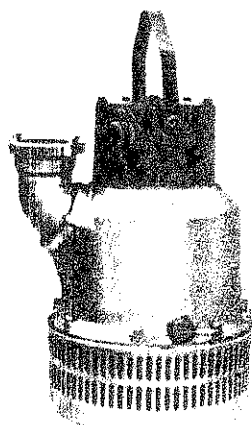


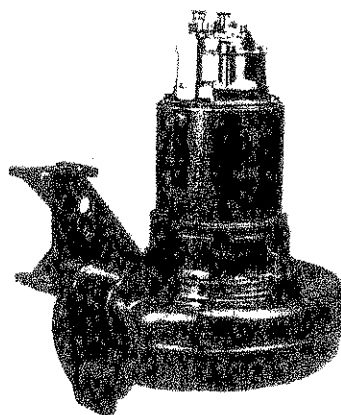
Figura 10.35

Bomba inobstructible (aptas para bombear líquidos con sólidos en suspensión)



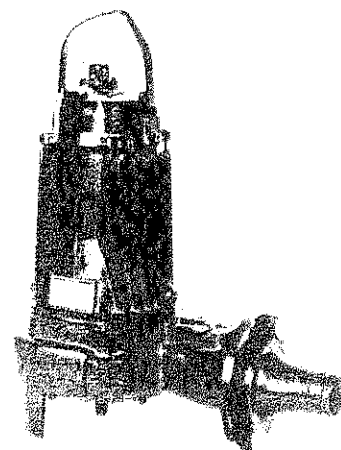
Bomba sumergible para
agua con partículas
abrasivas

Figura 10.36A



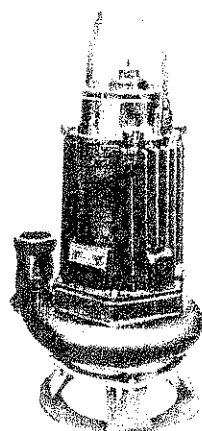
Bomba sumergible
para líquido cloacal
y barros con fibras
y sólidos

Figura 10.36B



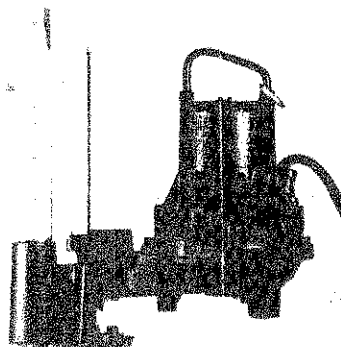
Bomba sumergible
para líquido
cloacal y barros

Figura 10.36C



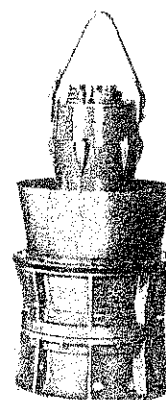
Bomba sumergible para
líquido cloacal con
partículas abrasivas

Figura 10.36D



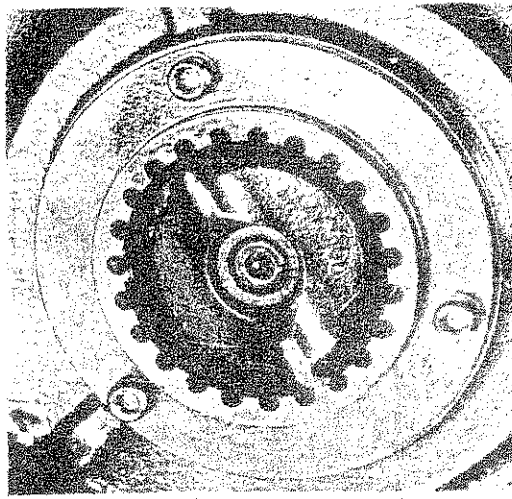
Bomba sumergible
trituradora para
líquido cloacal
con fibras y
sólidos

Figura 10.36E



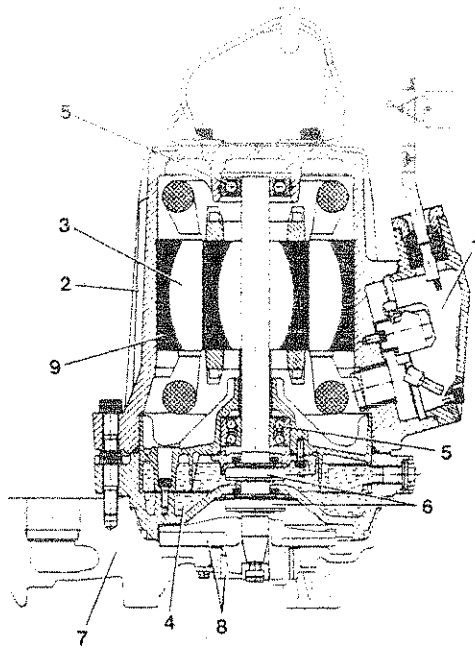
Bomba sumergible
para líquido clo-
acal ligeramente
contaminado y
barros

Figura 10.36F



Rotor triturador

Figura 10.37A



Bomba Trituradora

Figura 10.37B

Componente de la bomba trituradora:

- 1 - Caja de unión
- 2 - Enfriado
- 3 - Motor
- 4 - Empaquetadura para aceite
- 5 - Soportes
- 6 - Sellados del eje
- 7 - Carcasa de la bomba
- 8 - Ensamble de rotores y trituradora
- 9 - Equipo de monitoreo

10.6.3.- Bombeo con Tornillos de Arquímedes

10.6.3.1.- Generalidades

Este tipo de bombas son cada vez más usadas en instalaciones cloacales, en función de su confiabilidad, simpleza y capacidad para elevar a bajas alturas, líquidos cloacales agresivos por su grado de septización y por su contenido de sólidos.

Encuentran su gran campo de aplicación en la elevación del líquido afluente a las plantas de tratamiento y en la recirculación de lodo dentro de la misma.

Una ventaja destacable sobre el resto de las bombas es que el proceso de elevación es visible en todos sus detalles. Lo que puede ser una desventaja desde el punto de vista de la estética.

El rendimiento puede oscilar entre 60 a 65% para las unidades pequeñas, hasta el 75% para las mayores.

El límite práctico para su altura de elevación son los 8 m, valor a partir del cual empieza a perder rendimiento debido a retornos de líquido, imposibles de evitar, entre los espacios entre el cuerpo de la bomba y el fondo del canal en que es instalada.

El eje de las bombas forma con la horizontal un ángulo óptimo que oscila entre los 26 a 28°.

Otra ventaja destacable es que puede girar sin riesgo alguno, aún en vacío, es decir cuando se ha interrumpido el escurrimiento del líquido afluente.

Es sumamente versátil y no tiene importancia para su funcionamiento la variación de caudales desde cero hasta el valor de diseño.

Su mantenimiento también es muy simple y de bajo costo, a la vez que su durabilidad es muy grande.

Admite la instalación de varios tornillos en paralelo, con la posibilidad de bombear así grandes caudales. Como su descarga no tiene lugar en una tubería de impulsión, no existe "efecto distorsionante" de la curva de la instalación, por lo que el caudal bombeado a una misma altura de elevación es directamente proporcional al número de bombas de tornillo adoptado.

Consiste en general de un eje hueco, al que se le sueldan a lo largo de su superficie externa láminas helicoidales.

El giro del tornillo es producido por un motor situado en el extremo superior del eje, dotado de un sistema de reducción de velocidad y acoplamiento elástico.

El apoyo superior está garantizado por un cojinete con rodamiento cilíndrico. El apoyo inferior se logra con cojinetes simples, en bronce, lubricados con agua y grasa a través de una bomba especial. Se lo protege contra la corrosión con sucesivas capas de pinturas plásticas especiales.

10.6.3.2.- Instalaciones y Datos Técnicos

En la siguiente tabla, se brindan caudales orientativos en función del diámetro del tornillo. Obviamente los mismos deben ser evaluados con mayor precisión con los datos que brinde el fabricante.

TABLA Q-D (orientativo)	
D (mm)	Q _{máx} (L/s)
400	25
500	42
600	62
700	90
800	123
900	192
1000	250
1500	630
2000	1240
2500	2100
3000	3230
3500	4650
4000	6350

De la figura 10.38, se deducen todos los datos que hacen a la selección, instalación y funcionamiento de este tipo de bombas.

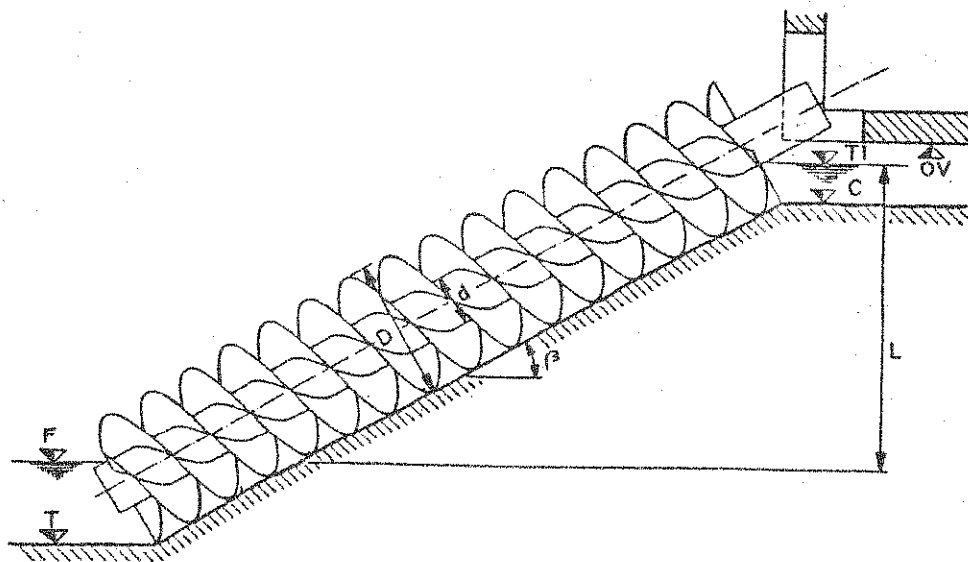


Figura 10.38

Los parámetros de la figura son:

- D, diámetro exterior del tornillo.
- d, diámetro del tubo central (eje hueco)
- β , ángulo que forma el eje del tornillo con la horizontal.
- F, "punto de llenado", condición de funcionamiento que implica "caudal máximo".
- T, "punto de contacto", en que el caudal a elevar es nulo. Para niveles entre F y T, el caudal a elevar se adapta automáticamente al suministro del líquido afluente.
- C, "nivel de rebose", a partir del cual el líquido contenido en el tanque de descarga del tornillo es vertido en el canal de desagüe.
- T_1 , "nivel de remanso", es el nivel máximo al que es elevado el líquido con el máximo rendimiento.
- L, es la altura de elevación.

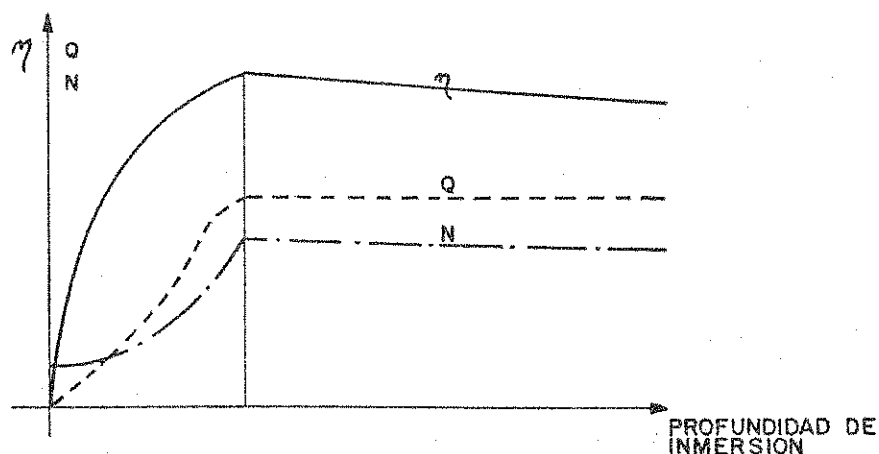


Figura 10.39
Curvas características del tornillo de Arquímedes

En el gráfico de la figura 10.39, se analizan las variaciones típicas de las "bombas tornillo", en relación con la profundidad de inmersión.

Puede apreciarse que a partir de un cierto valor de profundidad, los parámetros "caudal" y "potencia absorbida" se mantienen prácticamente constantes, mientras que el "rendimiento" decrece ligeramente.

10.6.3.3.- Análisis Comparativo con Bomba Centrífuga

El dibujo esquemático de la figura 10.40 posibilita deducir e interpretar los siguientes conceptos:

- La "bomba tornillo" se adapta automáticamente al caudal de llegada.
- La "bomba tornillo" no necesita conducción forzada.
- La altura de elevación resulta menor en este tipo de bomba, puesto que no es necesario un pozo de succión por debajo del nivel del líquido afluente, ya que el tornillo toma el líquido desde el nivel de llegada.
- Al coincidir la "altura manométrica" con la "altura estática" no existen las pérdidas en la aspiración y en la impulsión.
- La potencia absorbida resulta así menor que la de la bomba centrífuga equivalente, con lo que los costos de explotación se reducen considerablemente.

La diferencia de potencias, entre ambos sistemas resulta:

$$N_p = \tau * Q * (J_a + J_i)$$

en la que J_a son las pérdidas de aspiración y J_i son las pérdidas en la impulsión.

- Obviamente, su desventaja principal es que su campo de "alturas de elevación" no supera los 8 m, resultando aconsejable reducirlo a 6 m por problemas derivados de la flexión del eje.
- Otro inconveniente es que implica un diseño especial para cada proyecto.
- Los sólidos pueden originar averías al intercalarse entre la hélice y su curva.
- Los costos de transporte a obra resultan elevados.

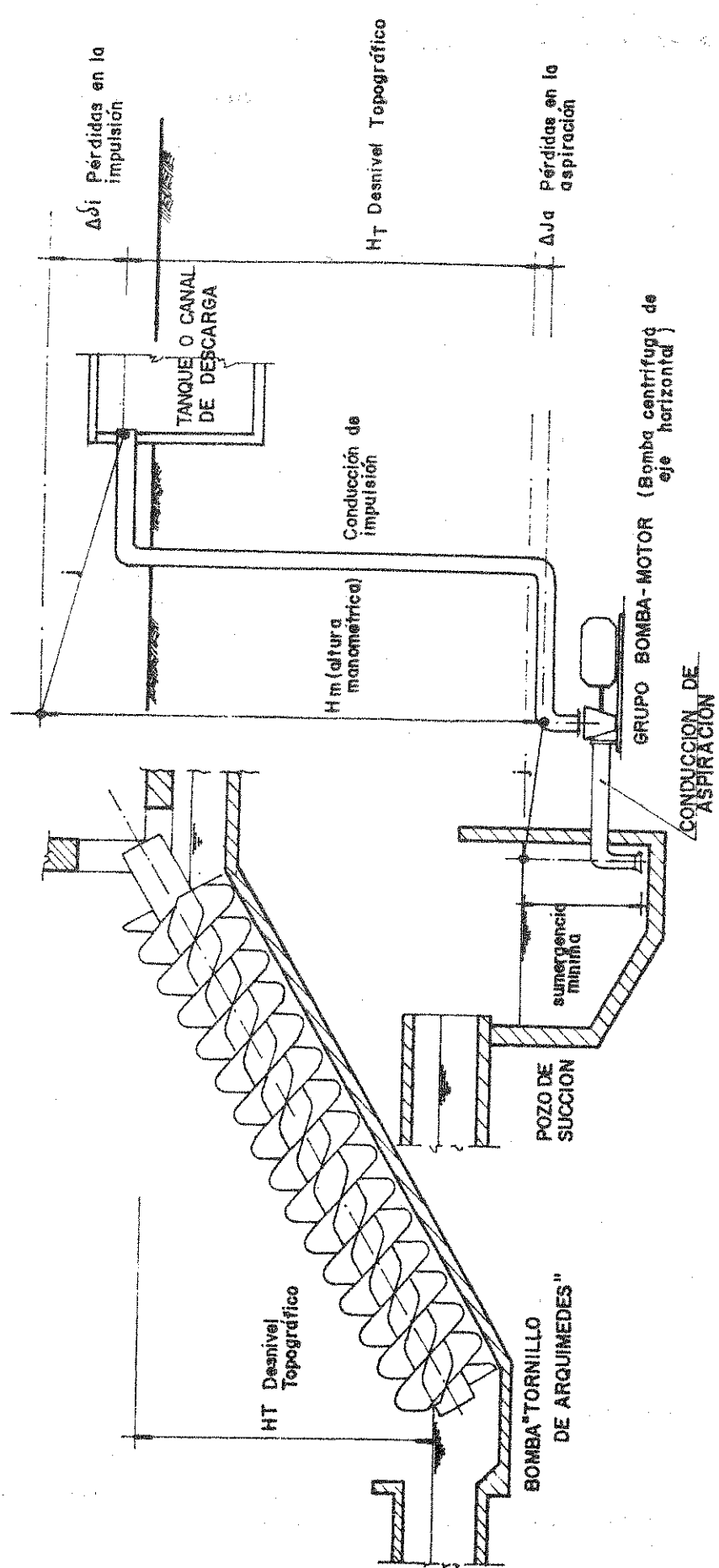


Figura 10.40

10.7.- SELECCION DE LA BOMBA

Frente al gran número de equipos para instalaciones pequeñas y medianas que ofrece la industria especializada, el ingeniero deberá seleccionar adecuadamente el equipo de bombeo para que la instalación satisfaga las necesidades del proyecto durante el período de diseño.

Las grandes instalaciones de bombeo, en cambio, requieren bombas fabricadas "a medida". En este caso, no se efectúa una selección de equipos estándar, sino que se indican las condiciones que deberá cumplir la bomba, que será de fabricación especial.

10.7.1.- Selección de Bombas Centrífugas

10.7.1.1.- Número Específico

La ecuación de Euler relaciona la altura manométrica H_m con las velocidades de ingreso y salida, las cuales están ligadas a las características del rotor. La expresión de dicha ecuación es la siguiente:

$$\frac{g * H_m}{\eta} = u_2 * C_{u2} - u_1 * C_{u1} \quad (25)$$

en la que:

H_m = altura manométrica (m)

g = aceleración normal de la gravedad (m/s^2)

η = rendimiento del grupo motor-bomba

u_2 = componente tangencial de la velocidad de arrastre en la sección de salida (m/s)

u_1 = componente tangencial de la velocidad de arrastre en la sección de entrada (m/s)

C_{u2} = componente tangencial de la velocidad absoluta de salida (m/s)

C_{u1} = componente tangencial de la velocidad absoluta de ingreso (m/s)

La ecuación (25) es sumamente importante para el diseño de los álabes del rotor, cuando el número de éstos sea inferior a 14.

Cuando el ingreso es normal, el término $u_1 * C_{u1}$ se anula y la expresión optimizada queda:

$$\frac{g * H_m}{\eta} = u_2 * C_{u2} \quad (26)$$

Si estudiamos la construcción de un modelo a escala reducida, una hipótesis que usualmente se adopta es que el rendimiento en el mismo y en el prototipo son iguales o sea que la escala del rendimiento es la unidad. Diversos autores dan fórmulas empíricas para obtener los rendimientos previsibles en el prototipo a partir de los datos de los ensayos. Merecen destacarse las siguientes expresiones, donde el subíndice "m" se refiere al modelo y el "p" al prototipo:

a) Fórmula de Spannhake

$$\eta = 1 - (1 - \eta_m) * \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^{1/4} * \left(\frac{H_m}{H_p}\right)^{1/10}$$

b) Fórmulas de Moody

$$p = 1 - (1 - \eta_m) * \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^{1/4} * \left(\frac{H_m}{H_p}\right)^{1/8}$$

c) Fórmula de Camerer

$$p = 1 - (1 - \eta_m) * \frac{1,4 + 1/D_p^{1/2}}{1,4 + 1/D_m^{1/2}}$$

Escribiendo la ecuación (26) para el modelo, resulta:

$$\frac{g_m * H_{m_m}}{\eta_m} = U_{2m} * C_{u2m} \quad (27)$$

y para el prototipo:

$$\frac{g_p * H_{mp}}{\eta_p} = U_{2p} * C_{u2p} \quad (28)$$

Efectuando el cociente de la ecuación (28) y la (27) resulta:

$$\frac{g_p/g_m * H_{mp}/H_{mm}}{\eta_p * \eta_m} = \frac{u_{2p}}{u_{2m}} = \frac{C_{u2p}}{C_{u2m}} \quad (29)$$

que reescrita en función de las escalas queda:

$$\frac{e_g * e_H}{e_\eta} = e_u * e_C \quad (30)$$

en la cual:

e_g = escala de aceleraciones de la gravedad.

e_H = escala de energías.

e_η = escala de rendimientos.

e_u = escala de velocidades tangenciales de arrastre.

e_C = escala de velocidades tangenciales absolutas.

Como $e_u = e_C = e_v$ y además $e_\eta = 1$, la ecuación (30) queda:

$$e_g * e_H = e_v^2 \quad (31)$$

al ser $e_g = 1$ resulta;

$$e_v = e_H^{1/2} \quad (32)$$

Para asegurar la similitud de las fuerzas intervinientes, cuando el régimen es totalmente turbulento, las máquinas se ensayan considerando la igualdad del número de Froude, o sea que se estiman predominantes las fuerzas de gravedad.

El número de Froude está dado por:

$$\frac{U^2}{L * g} \quad (33)$$

en la que:

U = velocidad

g = aceleración normal de la gravedad

L = longitud característica en el fenómeno a estudiar
(diámetro o tirante)

Expresando la (33) en función de las escalas, se tendrá:

$$e_v^2 = e_L * e_g \quad (34)$$

e igualando con la ecuación (31), nos queda:

$$e_L = e_H \quad (35)$$

Por lo tanto, en regímenes plenamente turbulentos, la escala de longitudes debe tomarse igual a la escala de energías (o de alturas manométricas).

Las velocidades que intervienen en la teoría de las máquinas hidráulicas son la "velocidad absoluta" C , la "velocidad relativa" W y la "velocidad de arrastre" U , que están vinculadas por la siguiente expresión vectorial:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (36)$$

Las escalas resultan:

$$e_v = e_c = e_w = e_u \quad (37)$$

Por otro lado, si consideramos $e_g = 1$ (modelo y prototipo en el mismo lugar) las expresiones (32) y (35) nos llevan a:

$$e_v = e_c = e_w = e_u = e_H^{1/2} = e_L^{1/2} \quad (38)$$

Para llegar a las expresiones de los números específicos, deben previamente plantearse varias relaciones que se verifican entre las variables que intervienen en el fenómeno.

En primer lugar, la velocidad tangencial de arrastre U , el diámetro D y el número de revoluciones n , se relacionan según la siguiente ecuación:

$$U = \frac{\pi * D * n}{60} \quad (39)$$

que, expresada en función de escalas, será:

$$e_n = \frac{e_H^{1/2}}{e_D} \quad (40)$$

Si, en cambio, relacionamos dos estados de funcionamiento caracterizados con los índices 1 y 2, y si tenemos en cuenta que toda máquina es semejante a sí misma o sea $D_m / D_p = 1$ tendremos:

$$\frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{H_1}{H_2} \right)^{1/2} \quad (41)$$

entonces:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

Vemos entonces que la relación de energías unitarias es proporcional a la relación del número de revoluciones al cuadrado.

Otra relación importante es la siguiente:

$$Q = \Omega * C_m$$

en la que Ω (área de egreso del caudal Q) es:

$$\Omega = \pi * D * B$$

donde C_m es la componente de la velocidad absoluta de salida (figura 10.41), D el diámetro del rotor y B el ancho del mismo.

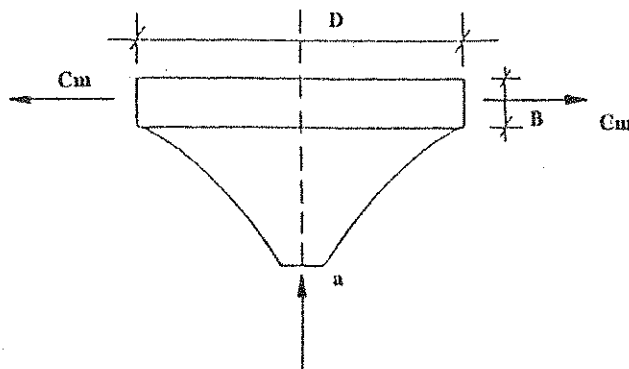


Figura 10.41

Esquema del rotor en movimiento

Planteando dos estados de una misma máquina:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{1/2} \quad (42)$$

y recordando la ecuación (41) resulta:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (43)$$

En estos casos, vemos que existe una proporcionalidad lineal entre caudales y velocidades (rpm).

La última relación que analizaremos es la que tiene en cuenta la potencia absorbida por la bomba, definida por la expresión:

$$N = \frac{\tau * Q * H_m}{\eta} \quad (44)$$

Si pasamos a escalas, considerando el mismo líquido para modelo y prototipo, resulta $e_\tau = 1$ y $e_\eta = 1$, como ya vimos (aunque el rendimiento es algo mayor en el prototipo, por el grado de pulimento relativo que se puede obtener en él), resulta:

$$e_N = e_q * e_H \quad (45)$$

Para dos estados de funcionamiento de una misma máquina, tendremos:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{3/2} \quad (46)$$

Reemplazando H_1/H_2 según la ecuación (41) queda:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (47)$$

que indica que la relación de potencias es proporcional al cubo de la relación de velocidades (rpm).

A partir de las expresiones anteriores, podemos obtener relaciones de semejanza que definiremos como "números específicos" que tendrán un mismo valor para máquinas semejantes. Ese valor, además, como demostraremos más adelante, depende de la geometría del rotor.

Expondremos aquí sólo dos números específicos. El primero es el número específico en función del gasto, que vale:

$$n_{SQ} = \frac{n * Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (48)$$

y el número específico en función de la potencia, dado por la siguiente expresión:

$$n_{SP} = \frac{n * N^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (49)$$

El número específico en función del gasto n_{SQ} es usado para la clasificación de bombas, en cambio el número específico en función de la potencia se usa para la clasificación de las turbinas.

10.7.1.2.- Evolución del Rodete en Función del Número Específico

La figura 10.42 muestra el rotor de una bomba y esquematiza sólo dos álabes de todo el conjunto, uno de los cuales se supone justamente en el plano del dibujo (o sea en verdadera proyección), mientras que el otro es perpendicular al plano del dibujo.

La figura 10.43 muestra los vectores velocidad aplicados a la traza obtenida cortando el álabe perpendicular con un cilindro coaxial.

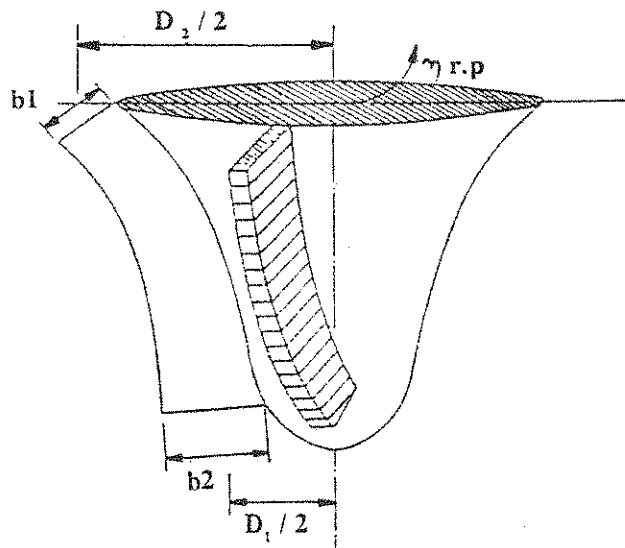


Figura 10.42

Rotor y álabes de una bomba hipotética

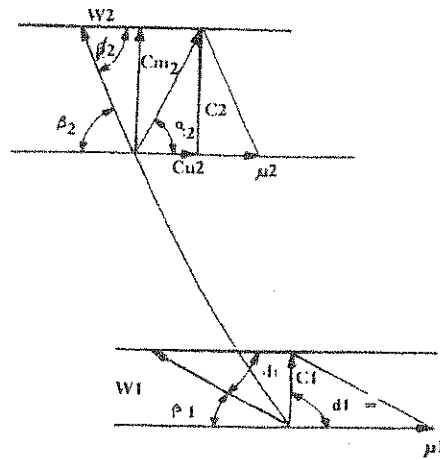


Figura 10.43

Traza del álabe y vectores velocidad

Si ponemos el número específico en función de β_1 , β_2 , b_1 , b_2 , D_1 y D_2 , o sea en función de la "geometría" del rotor, obtendremos la siguiente expresión:

$$n_{SQ} = \left(\frac{g}{n}\right)^{3/4} * \frac{60}{\pi^{1/2}} * \frac{\frac{D_1}{D_2} * \left(\frac{b_1}{b_2}\right)^{1/2} * \operatorname{tg}^{1/2} \beta_1}{\left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 * \left(\frac{b_1}{b_2}\right) * \frac{\operatorname{tg}^{1/2} \beta_1}{\operatorname{tg}^{1/2} \beta_2}\right]^{3/4}} \quad (50)$$

Analizando numéricamente la ecuación (50), podemos arribar a las siguientes conclusiones:

- n , g y π son valores constantes.
- El cociente de b_1/b_2 no tiene gran influencia en la variación de n_{SQ} y además guarda una relación constante, para distintos tamaños de máquinas, con la relación D_1/D_2 .
- La relación D_1/D_2 tiene una importancia fundamental en la variación de n_{SQ} .

Recordando que iguales números específicos implican semejanza entre ambas máquinas, los rangos de números específicos permiten clasificar las máquinas hidráulicas de características similares.

En la figura 10.44, se brinda la clasificación según n_{SQ} y se puede apreciar que al aumentar n_{SQ} los álaves

van disponiéndose de tal modo que el escurrimiento pasa de ser radial (perpendicular al eje) a ser axial (paralelo al eje). Entonces, si tenemos que elevar un caudal Q a una determinada altura manométrica, basta con calcular el ns_Q y, mediante la figura 10.44, seleccionar el tipo de máquina más adecuada.

10.7.1.3.- Curvas Características de las Bombas

La selección de la bomba se realiza en base a las 4 curvas características que suministra el fabricante en su información técnica.

La característica principal es la curva $H-Q$ para el número de revoluciones nominal, que viene acompañada por las curvas de rendimiento, potencia absorbida y de ANPA, (Altura Neta Positiva de Aspiración), este concepto lo estudiaremos con cierto detalle en el punto siguiente.

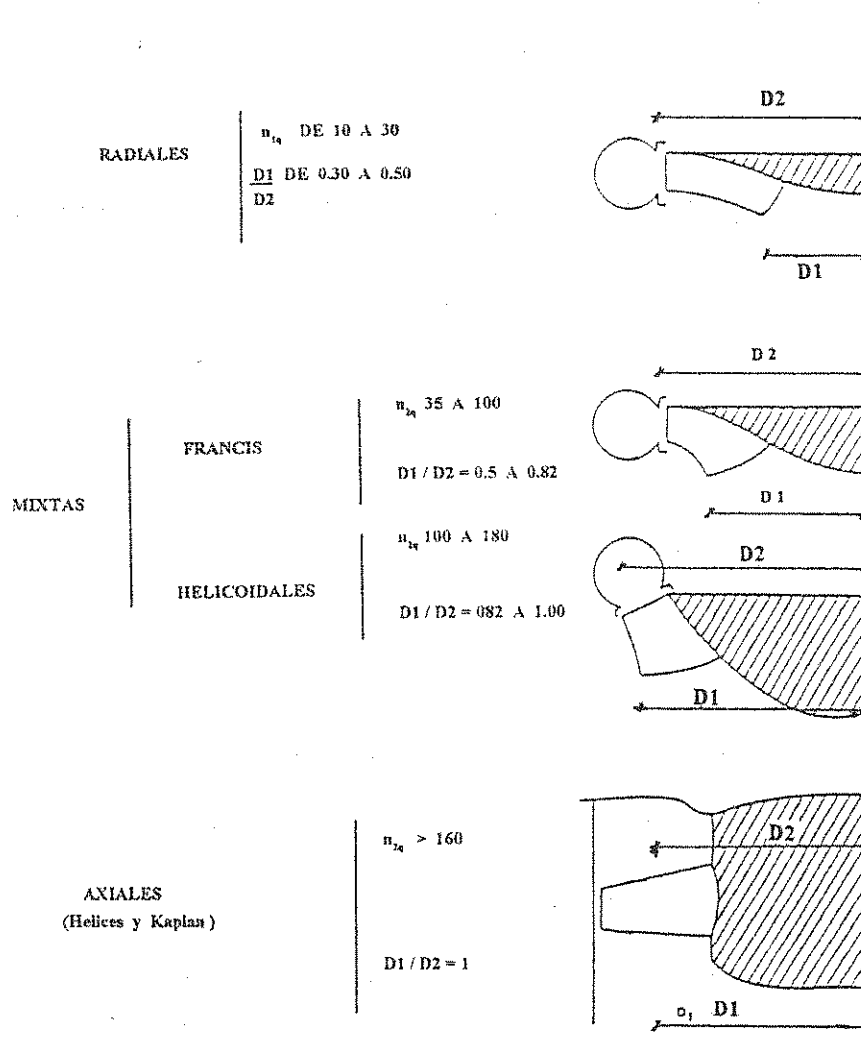


Figura 10.44

Clasificación de las turbobombas en función de ns_Q

En la figura 10.45, se presentan las curvas mencionadas, que pueden hallarse en un solo gráfico o en gráficos con eje de caudales paralelos y las distintas curvas por separado en ejes verticales en distintos niveles, como muestra la figura 10.46.

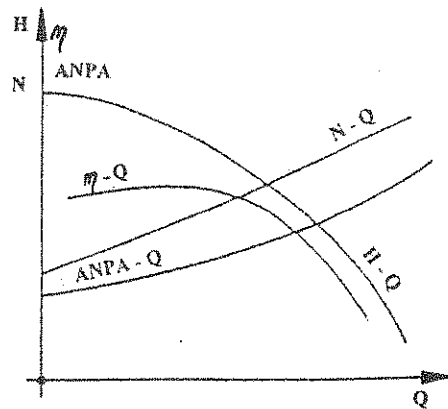


Figura 10.45

Curvas características de la bomba

También pueden graficarse las curvas H-Q para distintos números de revoluciones n y curvas de rendimiento variable (figura 10.47).

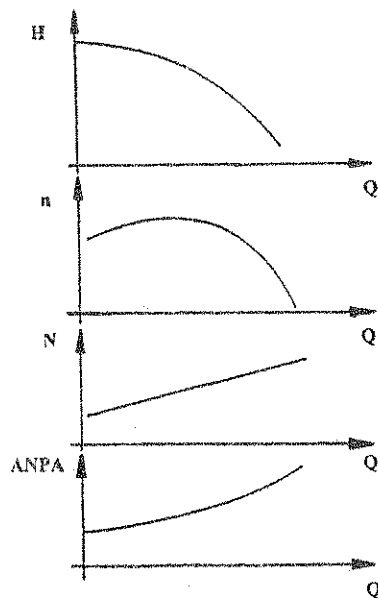


Figura 10.46

Curvas características en gráficos distintos con ejes Q paralelos

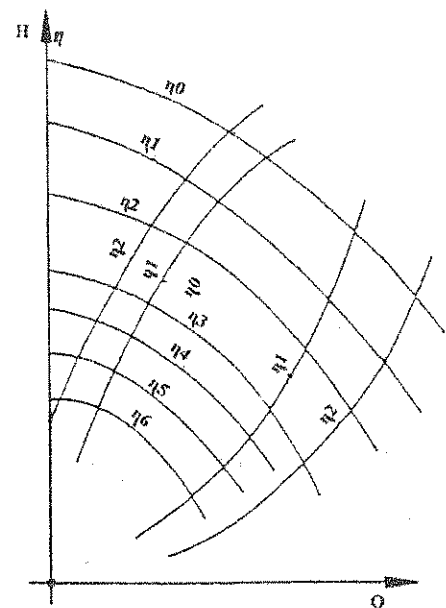


Figura 10.47

Curvas características H-Q y η -Q variables

Cuando los rotores se disponen en serie, se superponen las curvas H-Q de cada rotor, es decir que aumenta la altura manométrica H para iguales valores de caudal Q (figura 10.48.A).

Por lo tanto, esta disposición se utiliza en la fabricación de bombas de pozo profundo para lograr importantes alturas manométricas.

Por lo contrario, si los rotores se disponen en paralelo, sus características H-Q se suman pero en el sentido de los caudales y, por lo tanto, aumenta el caudal Q para los mismos valores de alturas manométricas (figura 10.48.B). Este es el caso típico de conexión de bombas en paralelo para aumentar el caudal a elevar.

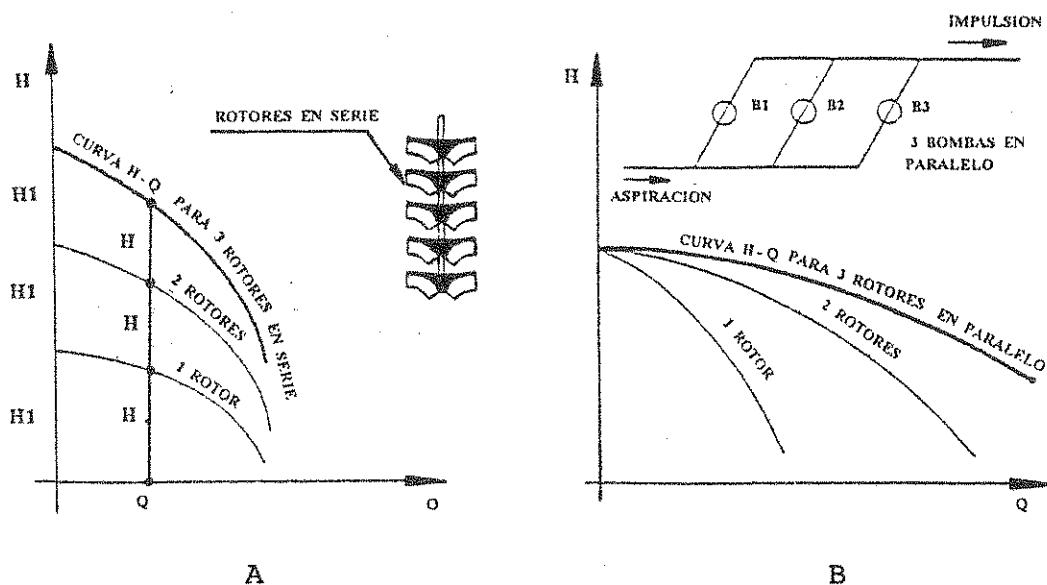


Figura 10.48

Característica H-Q de rotores en serie y en paralelo

10.7.1.4.- ANPA y Altura Límite de Aspiración

En la figura 10.49, se detalla una bomba de eje horizontal con el tubo de aspiración y parte de la impulsión.

En el ejemplo, la bomba se ha instalado en condición límite para su altura de aspiración, que se mide desde el nivel del líquido hasta el eje que pasa por la brida de aspiración. Mostraremos que si se supera ese valor de $H_{slím}$, la bomba entrará en cavitación.

Dado que la instalación se extiende en un plano vertical, para el trazado de la línea de energía y piezométrica adoptaremos un eje vertical y, por lo tanto, las cotas de las distintas secciones, es decir las energías de posición, se hallarán sobre una recta a 45°. Esto facilitará la interpretación gráfica.

Si tomamos como plano de comparación el coincidente con el fondo, la energía absoluta inicial por unidad de peso será:

$$E_i = h_1 + h_2 + \frac{P_a}{\gamma} \quad (51)$$

h_1 y h_2 se muestran en la figura 10.49.

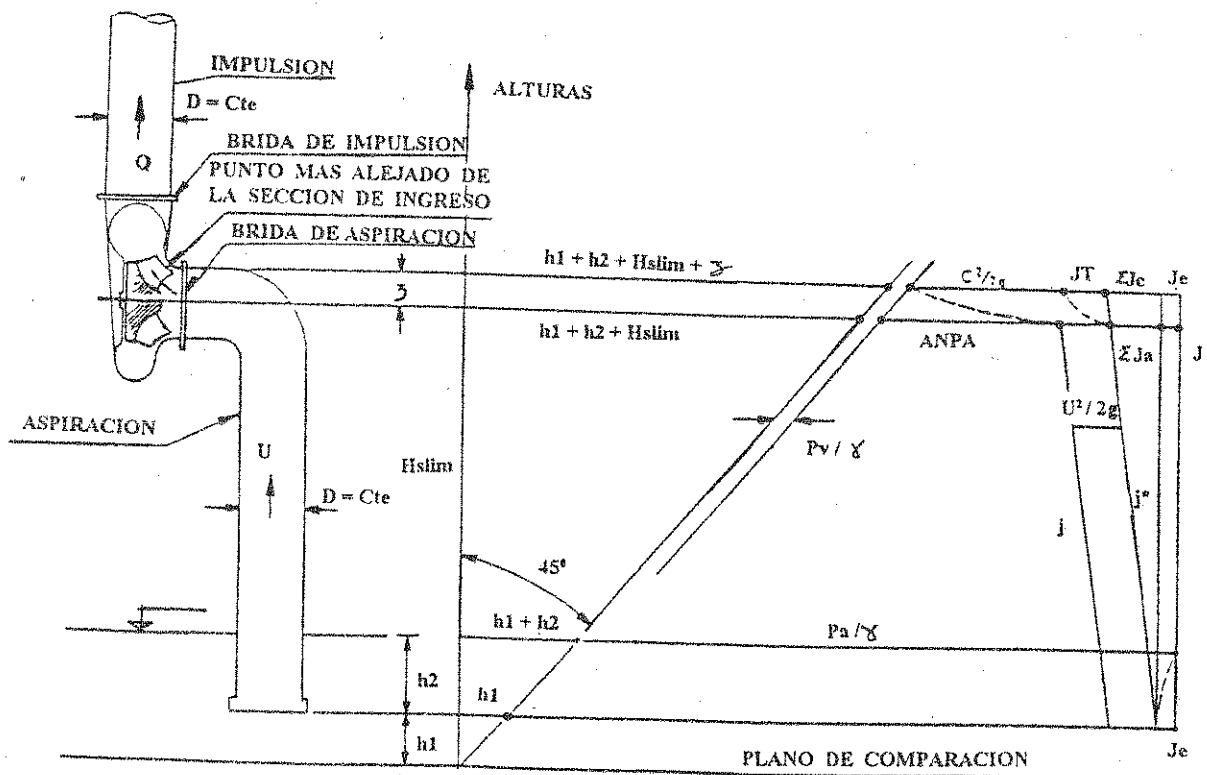


Figura 10.49

ANPA y Altura límite de aspiración (H_{slim})

Al ingresar el líquido en la tubería de aspiración se produce una pérdida por embocadura J_e y, en toda la longitud de la tubería, se producirán pérdidas por frotamientos y localizadas en las curvas y accesorios. Esta

"perdida de energía" se denominará ΣJ_a . Para simplificar el esquema sólo representamos las pérdidas por frotamiento cuya "pérdida unitaria" es j^* .

La línea piezométrica será paralela a la línea de energía y distanciada de ésta en el valor $U^2/2g$.

Trazaremos una paralela a la recta, lugar geométrico de las cotas y a la distancia P_v/τ , o sea la presión absoluta de vaporización en metros de columna de agua (m.c.a.) que, en realidad, es de pocos centímetros y función de la temperatura de la misma.

Una nueva pérdida de energía J_T se producirá al ingresar el líquido en la bomba. Además, la velocidad C aumenta por la energía provista al rotor. Al ser desconocidas las líneas de energía y piezométricas dentro de la bomba, se trazarán en punteado.

Evidentemente, el remanente de presión entre el nivel piezométrico y la presión de vaporización es el mínimo necesario para que en el punto más alejado del álabe en la sección de ingreso (a la altura Z sobre el eje) no se produzca cavitación.

Entonces, si la altura de la aspiración fuese mayor que H_{slim} , se produciría cavitación en la sección de ingreso, ya que en la misma muchos puntos presentarían presiones absolutas menores que la de vaporización.

Definimos la "altura neta positiva de aspiración", designada como ANPA, a la presión mínima en el eje que asegura la no cavitación.

Para su determinación, planteamos la expresión de Bernoulli entre el plano que contiene el eje de la bomba y el que pasa por el punto más alejado de la sección de ingreso a una altura Z , con lo que se tiene:

$$h_1 + h_2 + H_{slim} + \frac{\bar{P}_v}{\tau} + ANPA + \frac{U_2^2}{2} + \Sigma J_a + J_e =$$

$$h_1 + h_2 + H_{slim} + Z + \frac{\bar{P}_v}{\tau} + \frac{C_1^2}{2} + J_T + \Sigma J_a + J_e$$

Obtenemos, finalmente, la siguiente expresión:

$$ANPA = Z + \frac{C_1^2 - U_2^2}{2 * g} + J_T \quad (52)$$

El ANPA, según la ecuación (52), es la altura de presión mínima que se requiere a la altura del eje de la bomba, necesaria para elevar el líquido hasta el punto más alejado de la sección de ingreso, venciendo las pérdidas dentro de la bomba y acelerando el líquido desde la velocidad en el tubo de aspiración hasta la velocidad de ingreso en el rotor, sin que se produzca, en el punto más elevado de la sección de ingreso a los álabes, el fenómeno de cavitación.

Si obtuviéramos una expresión para $H_{Slím}$, sería de gran utilidad práctica, ya que permitiría verificar la altura de instalación H_S (que deberá ser menor que $H_{Slím}$). Para ello, planteamos la expresión de Bernoulli entre el plano que contiene al eje y la superficie libre:

$$h_1 + h_2 + \frac{P_a}{\tau} = h_1 + h_2 + H_{Slím} + \frac{P_v}{\tau} + ANPA + \frac{U_2^2}{2 * g} + \Sigma J_a + J_e$$

y si llamamos $\Sigma J_a + J_e = \Sigma J_{Ta}$ obtendremos:

$$H_{Slím} = \frac{P_a - P_v}{\tau} - [ANPA + \frac{U_2^2}{2 * g} + \Sigma J_{Ta}] \quad (53)$$

10.7.1.5.- Curva Característica de la Instalación

La curva, cuya expresión damos a continuación, se define como "curva característica de la instalación":

$$H = H_t + \sum_{i=1}^{i=n} \Delta J_i^* \quad (54)$$

En la que:

H = altura a vencer por la bomba, cuando se impulsa el caudal Q

H_t = altura topográfica o desnivel (constante)

$\sum_{i=1}^{i=n} \Delta J_i^*$ = suma de todas las pérdidas de energía existentes en la instalación (función del caudal Q)

Recordando que:

$$\Delta J_i^* = j_i^* * L_i$$

y utilizando el concepto de longitud equivalente L_e para las pérdidas localizadas, tendremos:

$$\Delta J_i^* = j_i^* (L_i + L_{ei}) \quad (55)$$

Expresando la ecuación (55) en función del caudal Q , tendremos:

$$H = H_T + \Delta J_1^* + \Delta J_2^* \quad (56)$$

en la cual:

ΔJ_1 = pérdida total en la conducción de aspiración

ΔJ_2 = pérdida total en la conducción de impulsión

Reemplazando el concepto de la expresión (55) en la (56), queda:

$$H = H_T + j_1 (L_1 + L_{e1}) + j_2 (L_2 + L_{e2}) \quad (57)$$

Si evaluamos j_1^* y j_2^* con la expresión de Hazen y Williams, considerando idénticos materiales y diámetros en aspiración e impulsión, es decir $C = C_1 = C_2$ y $D = D_1 = D_2$, nos queda:

$$H = H_T + (L_1 + L_{e1} + L_2 + L_{e2}) * \frac{Q^{1,85}}{(0,275 C)^{1,85} * D^{4,85}} \quad (58)$$

Esta es, entonces, la "ecuación característica de la instalación" en función del caudal Q .

10.7.1.6.- Punto de Funcionamiento

Es el punto dado por la intersección de la curva característica $H-Q$ de la bomba y de la curva de la instalación descrita en el punto anterior, según puede observarse en la figura 10.50.

Este punto, que establece la compatibilización entre la bomba y la conducción, permite verificar el rendimiento de la primera, la potencia absorbida y el valor del ANPA. Sus coordenadas H_0 y Q_0 indican la altura H a que llegará el caudal Q_0 .

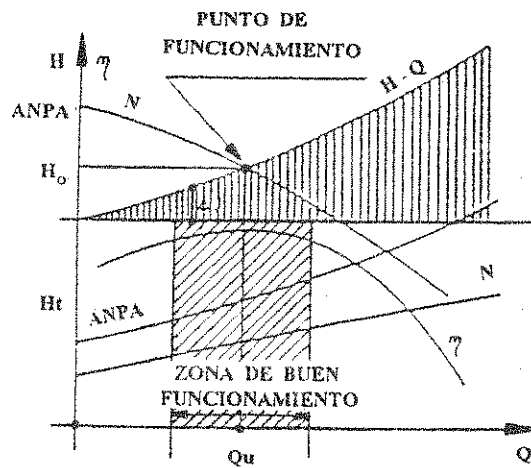


Figura 10.50

Punto de funcionamiento

Luego de determinar Q_0 , deberá verificarse que el rendimiento sea alto y que el ANPA sea compatible con la altura de aspiración.

Debemos, entonces, calcular la altura límite $H_{slím}$, asegurando que se cumpla:

$$H_S \leq H_{slím} = \frac{\bar{P}_a - \bar{P}_V}{\tau} - \left[ANPA + \frac{U^2}{2 * g} + \Sigma J_{Ta} \right] \quad (59)$$

10.7.1.7.- Proceso de Selección

El proyecto, de acuerdo a las necesidades, nos impone un par de valores $H_p - Q_p$. Con ellos y mediante la expresión (48), se calculará el número específico ns_Q .

Con este valor y la ayuda de las figuras 10.48 A y B, podremos definir el tipo de rotor.

Conociendo el tipo de bomba más adecuado, se solicitará al fabricante los diagramas de características de las bombas aptas para las condiciones del proyecto.

Para definir la curva de la instalación, se determinará en primer lugar el diámetro de la impulsión y con ese valor se calcularán los valores de H, con la expresión general (54) o con la (58), para distintos valores de Q.

El punto de intersección de la curva de la instalación con la característica H-Q de la bomba, define el punto de funcionamiento, de coordenadas $H_0 - Q_0$, que deberán ser lo más similares posible a $H_p - Q_p$.

Por último, deberá verificarse que para esas condiciones de instalación, la bomba opere con un adecuado valor de rendimiento y que no se produzca cavitación, para lo cual la altura de aspiración deberá ser menor que la altura límite dada por la expresión (53).

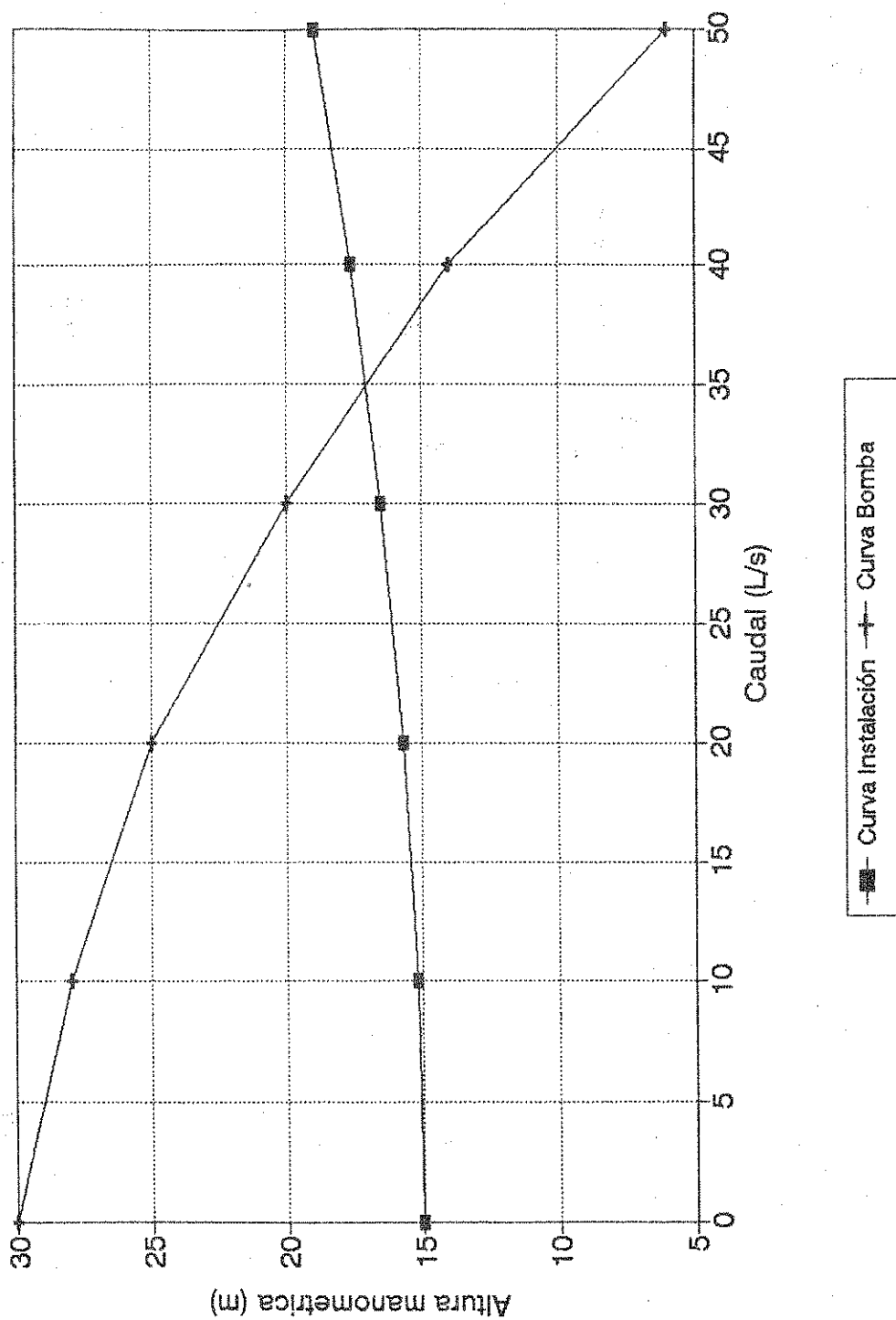
10.7.1.8.- Programa para la Selección de Bombas

Este programa ha sido realizado en Quattro Pro para simplificar la graficación.

Deberán colocarse los datos correspondientes, es decir diámetro, longitud, longitud equivalente, el coeficiente de Hazen y Williams y el desnivel topográfico. Además debe definirse los llamados saltos de caudal, es decir los intervalos entre los puntos a graficar. La curva de la instalación surge de esos datos y los puntos de la curva de la bomba deberá obtenerse del proveedor.

PLANILLA DE SELECCION DE BOMBAS			
Características de la instalación			
Datos			
	unidad		Coefficiente de Caudal
Diámetro	mm	250	1001.21
Longitud	m	1000	Salto de caudal (L/s)
Long.equiv.	m	100	10
Chw		145	
Desnivel top	m	15	
Resultados			
Curva de la instalación		Curva H-Q de la bomba	
Caudal	Altura	Altura	
L/s	m	m	
0	15.00	30	
10	15.20	28	
20	15.72	25	
30	16.52	20	
40	17.60	14	
50	18.92	6	

SELECCION DE BOMBA Punto de funcionamiento



10.7.2.- Selección de Bombas Tornillos

Estas bombas pueden ser seleccionadas para los casos siguientes:

- a) Elevación de líquidos fuertemente septizados.
- b) Alturas de elevación menores a los 6,0 m.
- c) Elevación y recirculación de barro (con alturas menores a 6,0 m).
- d) Elevación y recirculación internas de plantas de tratamiento (con alturas menores a 6,0 m)
- e) Cuando sea deseable que el proceso de elevación sea visible (en general, sólo motivos estéticos podrían descartarla)
- f) En procesos que permiten una modulación idéntica en distintos lapsos de tiempo (incorporación de nuevos tornillos en lapsos predeterminados) con mayor flexibilidad que las bombas comunes.
- g) Donde el espacio requerido no constituya un impedimento serio.

Las principales condiciones para la selección de bombas arquimédicas (bombas de tornillo abiertas) son la altura geométrica y su capacidad. Una vez conocida la altura de elevación, su capacidad depende de los siguientes factores:

- diámetro y velocidad de rotación del tornillo.
- número de entradas o helicoides.
- ángulo de inclinación del eje.
- nivel del líquido en la cámara de captación.

El mercado presenta bombas arquimédicas en tamaños variables de 0,30 a 4,00 m de diámetro del tornillo, lo que representa una gama de capacidad comprendida entre 0,10 a 6,00 m³/s.

La rotación óptima de una bomba de tornillo es el número de revoluciones por minuto para los cuales la bomba opera con el máximo nivel líquido en la cámara de captación.

Con suficiente aproximación, para la gama de diámetros señalada puede establecerse la rotación óptima mediante la expresión:

$$\text{r.p.m.} = 50 * D^{-0,678}$$

En la figura 10.51, se ha trazado la gráfica de esta expresión, para valores de D (diámetro del tornillo) comprendidos entre 0,25 y 3 m.

La capacidad de un tornillo dado es variable con el ángulo de inclinación de su eje, presentando una pérdida de eficiencia del orden del 3% en su capacidad (caudal de elevación) por cada grado de aumento en su inclinación.

A partir de una inclinación estándar de 30°, a la que corresponde un caudal porcentual del 100% y en un entorno comprendido entre 26° y 36°, la pérdida del 3% señalada es válida.

En la figura 10.52, se puede observar dicha variación, la que muestra que, a partir de 36°, la eficiencia cae más rápidamente. Para inclinaciones menores de 25 a 26°, pueden esperarse aumentos algo superiores al 3% por grado.

Otros factores, como el espacio disponible y la flecha máxima por flexión del eje, también influyen en la elección del ángulo de inclinación.

Comercialmente, ángulos comprendidos entre 28 y 35° son los habitualmente usados.

La capacidad y eficiencia de una bomba de tornillo están íntimamente relacionados con el nivel líquido en la cámara de captación.

En la figura 10.53, el "nivel de contacto" indica el nivel en el cual la bomba deja de elevar líquido. El "nivel máximo" es indicativo de la máxima capacidad. En esta figura, que representa curvas obtenidas a partir de información de fabricantes, se observan las variaciones de capacidad y rendimiento en función del nivel en la cámara de captación.

En la práctica, la selección final es realizada por los fabricantes debido a los numerosos factores en juego. La determinación aproximada de las principales características de una bomba de tornillo puede ser realizada mediante el gráfico de la figura 10.54, utilizando los valores obtenidos como base preliminar de proyecto.

BOMBAS ARQUIMEDICAS
VELOCIDAD DE ROTACION [rpm]

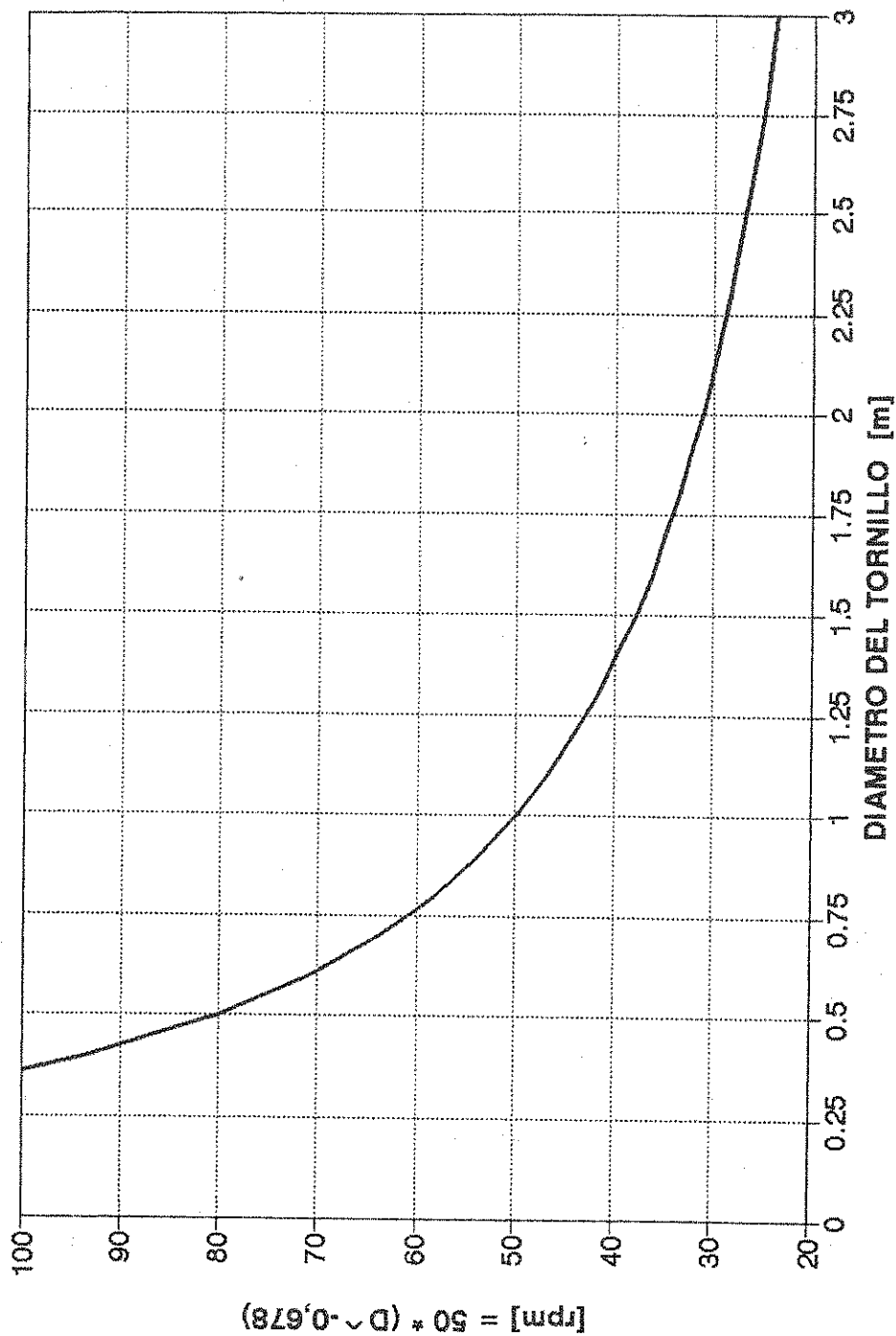


Figura 10.51

BOMBAS ARQUIMEDICAS
EFICIENCIA = η (alfa)

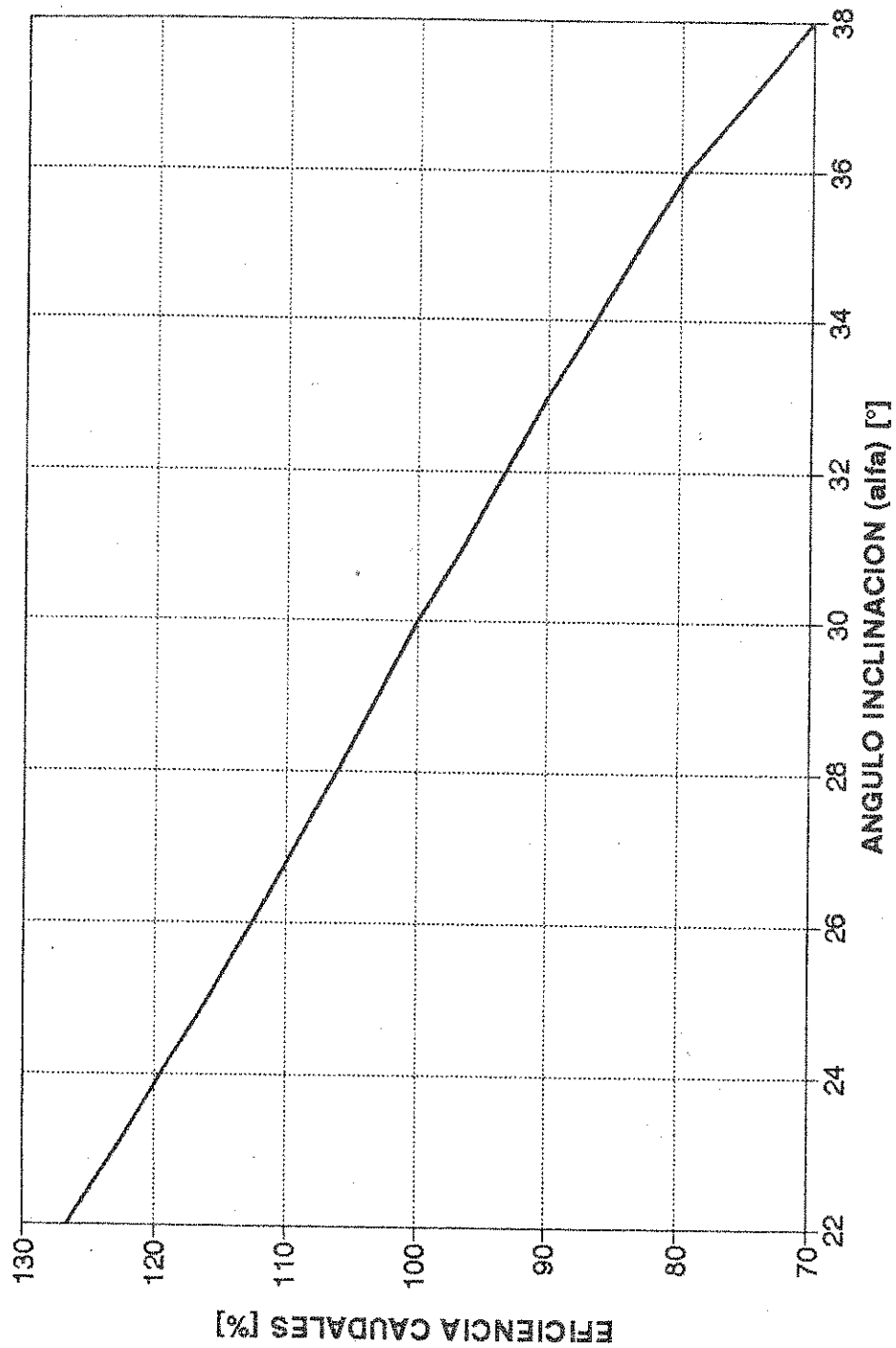


Figura 10.52

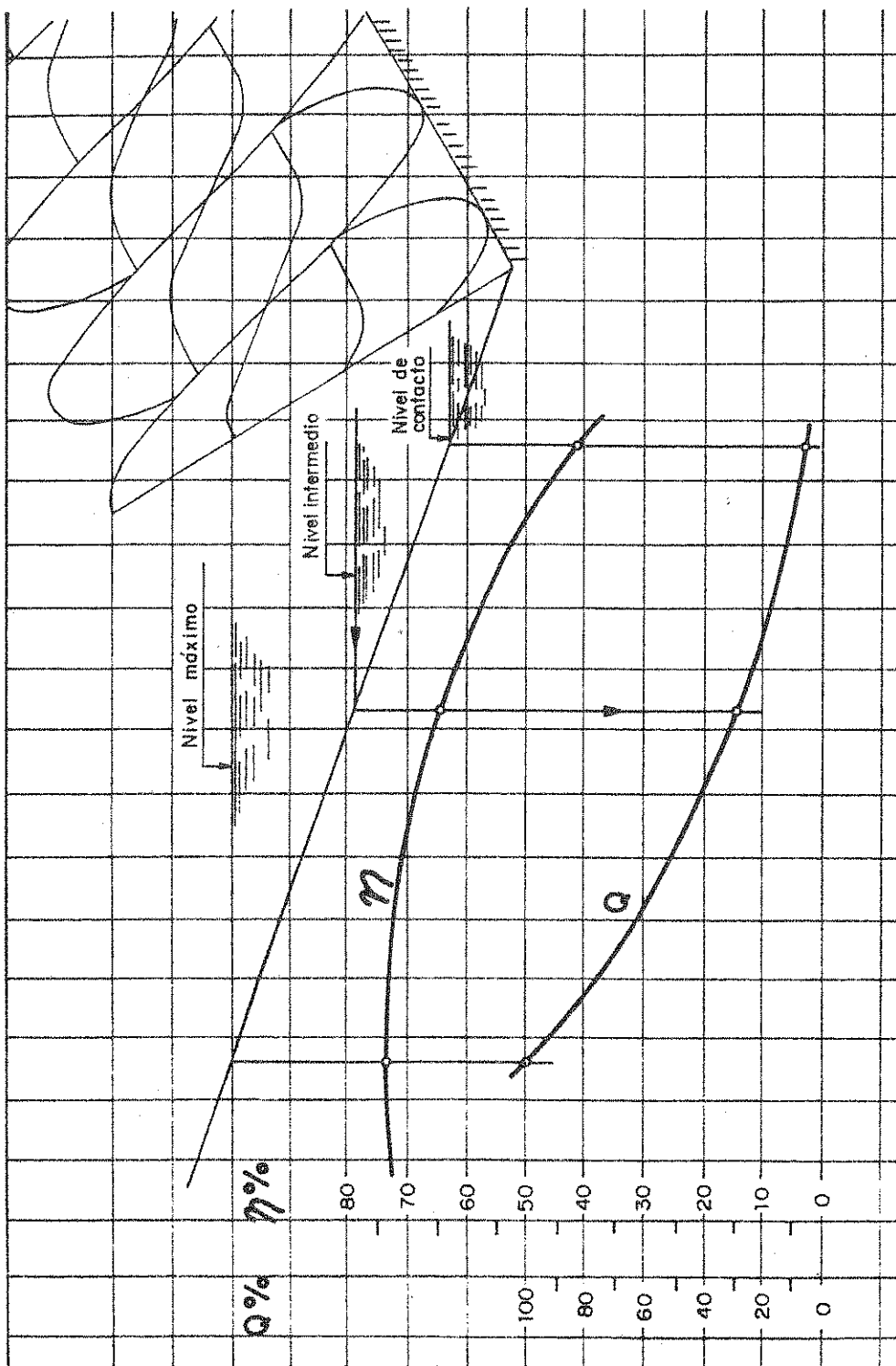


Figura 10.53

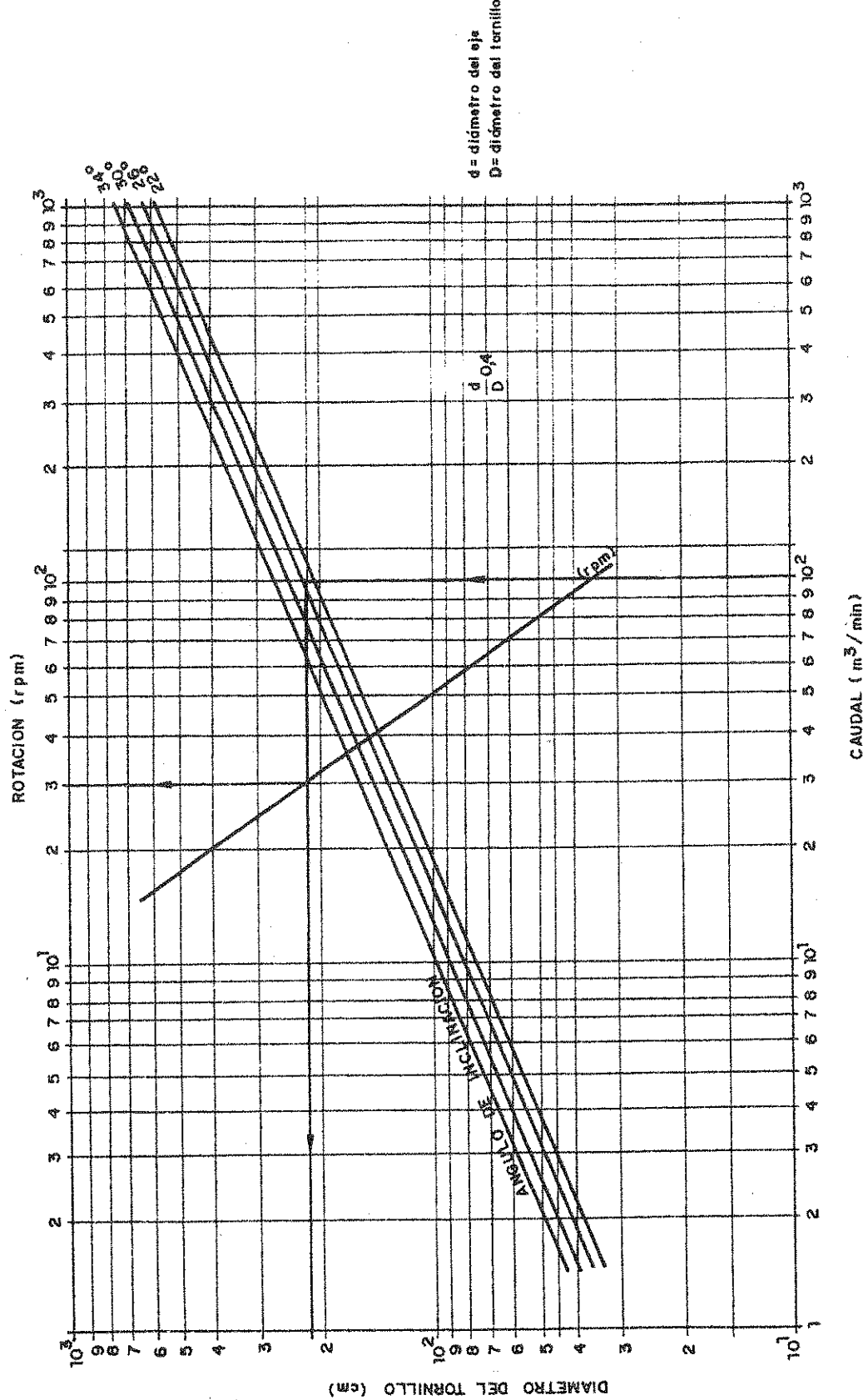


Figura 10.54