

500030

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**  
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO DE LA  
FACULTAD DE INGENIERIA



---

**ANALISIS CRITICO SOBRE EL DISEÑO DEL  
EQUIPO AUXILIAR DE PLANTAS HIDROELECTRICAS**

**T E S I S**  
**Que para Obtener el Título de**  
**MAESTRO EN INGENIERIA HIDRAULICA**  
**P R E S E N T A E L**  
**ING. SERGIO TIRADO LEDESMA**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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



DEPFI

T. UNAM  
1981  
TIR

FACULTAD DE INGENIERIA  
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO  
SECCION DE INGENIERIA HIDRAULICA

TESIS QUE PRESENTA EL

ING. SERGIO TIRADO LEDESMA

para obtener el grado de

MAESTRO EN INGENIERIA HIDRAULICA

CREDITOS ASIGNADOS A LA TESIS 10

JURADO:

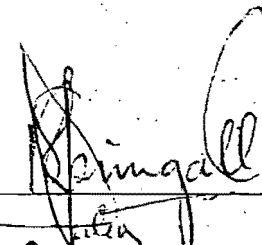
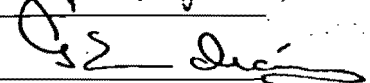



DR. ROLANDO SPRINGALL GALINDO

DR. ENZO LEVI LATTES

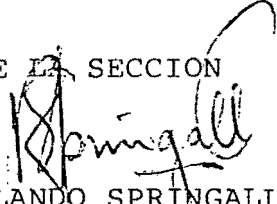
DR. GABRIEL ECHAVEZ ALDAPE

DR. GERARDO HIRIART LE-BERT

M EN I. JAVIER GONZALEZ VILLARREAL

  
\_\_\_\_\_  
  
\_\_\_\_\_  
  
\_\_\_\_\_  
  
\_\_\_\_\_  
  
\_\_\_\_\_

JEFE DE LA SECCION

  
DR. ROLANDO SPRINGALL GALINDO

SECRETARIO ACADEMICO

  
DR. UBALDO BONILLA D.

ANALISIS CRITICO SOBRE EL DISEÑO DEL  
EQUIPO AUXILIAR DE PLANTAS HIDROELECTRICAS

ING. SERGIO TIRADO LEDESMA

## I N D I C E

1.	INTRODUCCION	1
2.	PLANTAS HIDROELECTRICAS	5
2.1	Esquema General	5
2.2	Problemas de Diseño	7
3.	COMPUERTAS	9
3.1	Clasificación de las Compuertas	9
3.2	Cálculo de Gastos Descargados	14
3.3	Cálculo de las Fuerzas en las Compuertas	17
3.3.1	Compuertas deslizantes	17
3.3.2	Rodillos	25
3.3.3	Fricción por los rodillos	26
3.4	Compuertas Radiales	27
3.4.1	Sistema de izaje asimétrico	30
3.4.2	Fricción en los pernos	30
3.5	Vibraciones	32
3.6	Pesos de las Compuertas y Válvulas	42
3.7	Sellos	44
3.7.1	Cálculo de la fricción de sello	49
3.8	Pérdidas de Carga en Compuertas	51
3.9	Mecanismos de Izaje	52

3.10	Dispositivos de Seguridad. Rejillas	56
4.	VALVULAS	70
4.1	Algunas Instalaciones Usuales con Válvulas	78
4.2	Pérdidas de Carga	80
4.3	Tuberías de Aireación	89
5.	TURBINAS	94
5.1	Introducción	94
5.2	Rodete o Rueda	96
5.3	Selección de las Turbinas a Reacción	99
5.3.1	Estabilidad de la Planta Hidro-- eléctrica	114
5.4	Caracoles	125
5.4.1	Dimensionamiento de caracoles	125
5.5	Distribuidor	128
5.6	Eyectores	129
5.6.1	Dimensionamiento de las tuberías de eyección	129
5.7	Pesos y Diámetros de los Generadores	132
5.8	Transporte y Montaje de la Maquinaria de las Plantas Hidroeléctricas	132
6.	EJEMPLOS	136
6.1	Compuertas	137
6.2	Válvulas	162

6.3	<i>Turbinas</i>	177
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	197
	BIBLIOGRAFIA	208



## 1. INTRODUCCION

En el diseño de Estructuras de Control y Equipos menores involucrados en las plantas Hidroeléctricas, es común apearse a ciertas medidas comerciales que los fabricantes proporcionan, en tanto que, en estructuras mayores ocurre lo contrario, a los fabricantes les proponen diseños. En tal relación, para lograr una adecuada comunicación entre el proyectista y el fabricante, se requiere que el primero disponga de los elementos necesarios para realizar de una manera adecuada los proyectos. A la fecha, existen una serie de publicaciones diversas, no siempre al alcance de los ingenieros proyectistas que permite hacer uso de las técnicas y materiales para ello.

De lo anterior, se ve la necesidad imperiosa de que el proyectista disponga de la información requerida para su diseño, de una manera integrada, lo que redundará en la elaboración de-

un mejor proyecto. Esta inquietud es el motivo de este trabajo que involucra la presentación de los elementos necesarios para la selección y dimensionamiento de los equipos hidromecánicos de las plantas hidroeléctricas, a través de una revisión cuidadosa de la bibliografía disponible y una selección de los criterios mas adecuados para satisfacer el objetivo -- antes mencionado.

En este trabajo se presentan los dispositivos empleados para controlar las descargas denominados elementos de cierre y que se dividen en compuertas y válvulas. Los elementos de cierre se llaman de servicios, si su operación es continua y de emergencia si sólo sirven para operaciones temporales. En general puede decirse que las compuertas trabajan con cargas menores y se accionan con mecanismos poco complicados en comparación con las válvulas; en cambio, las compuertas suelen ser de mayores dimensiones que las válvulas. Se señala la determinación de las pérdidas de carga y cálculo de las descargas que es importante en la elección y funcionamiento del equipo. Después se presentan fórmulas, tablas y gráficas con el objeto de conocer fuerzas de fricción en sellos y pesos en las -- compuertas y válvulas. Se describen algunos de los sistemas y mecanismos de izaje.

En el tema correspondiente a compuertas se estudia la determinación de las fuerzas estáticas, dinámicas y criterios para --

prevenir la vibración de las mismas. Se presentan criterios para el dimensionamiento de tuberías de aireación que tienen por objeto reducir la cavitación aguas abajo de la válvula o compuerta. Se mencionan los dispositivos de seguridad en las plantas hidroeléctricas, y en el caso particular de la cámara de oscilación se aclara que el tema no se tratará por no ser el propósito del trabajo y requerir de un estudio detallado, así que solamente se menciona como una parte del esquema general.

En cuanto a los elementos principales de la turbina se presenta el dimensionamiento de los caracoles o espirales, que son los dispositivos para conducir el agua a las turbinas en forma que la energía de presión se convierta gradualmente en energía cinética. Se menciona al distribuidor que controla el gasto de ingreso del caracol a la turbina. Se hace una presentación del procedimiento de selección de la turbina de acuerdo a la práctica soviética con ayuda de tablas y topogramas, en virtud de que la turbina se considera como un equipo principal en las plantas hidroeléctricas. Después se trata el dimensionamiento de las tuberías de eyección que conducen el agua una vez que ésta ha accionado las ruedas. Se proporcionan tablas de pesos para turbinas y generadores, así como las características principales de los puentes-grúa usuales. Finalmente, se presentan ejemplos completamente resueltos, que ayudan a comprender la aplicación de los aspectos trata-

dos y muestran aplicaciones a problemas particulares.

En los temas señalados se ha intentado, proporcionar criterios aproximados o tablas y en los ejemplos procedimientos -- aproximados de cálculo con el propósito de substituir a los -- porcentajes o coeficientes usuales que se utilizan sin mayor base para su evaluación, como son en fuerzas dinámicas; fuerzas de fricción en sellos y pernos; áreas de aireación; posibles vibraciones y pesos de equipos; ya que en realidad si se pueden valuar en forma aproximada que permiten, en consecuencia, un cálculo más preciso. En el transcurso del trabajo, - en las gráficas se hace uso indistintamente del sistema métrico y del sistema inglés, por ser lo usual en nuestro medio.

Los aspectos tratados, como puede notarse, afectan a todo el proyecto en general de una obra hidroeléctrica y sus cálculos generales deben ser conocidos por los ingenieros proyectistas, aclarando que los cálculos específicos, como por ejemplo el estructural de las compuertas; diseño de válvulas, turbinas y mecanismos automáticos y otros son función de los especialistas respectivos.

## 2. PLANTA HIDROELECTRICA

### 2.1 Esquema General

Un orden general de ubicación de los equipos en un sistema hidroeléctrico, el cual dependerá del caso en particular, es el siguiente (ver Fig I).

1. Las rejillas en la obra de toma, que sirven para retener los cuerpos sólidos o en flotación.
2. Una compuerta o válvula que controla el ingreso del agua.
3. Un dispositivo de aireación que evita las subpresiones en el conducto denominado comunmente galería.
4. La cámara de oscilación para reducir los efectos del golpe de ariete en la tubería de presión de manera que no se

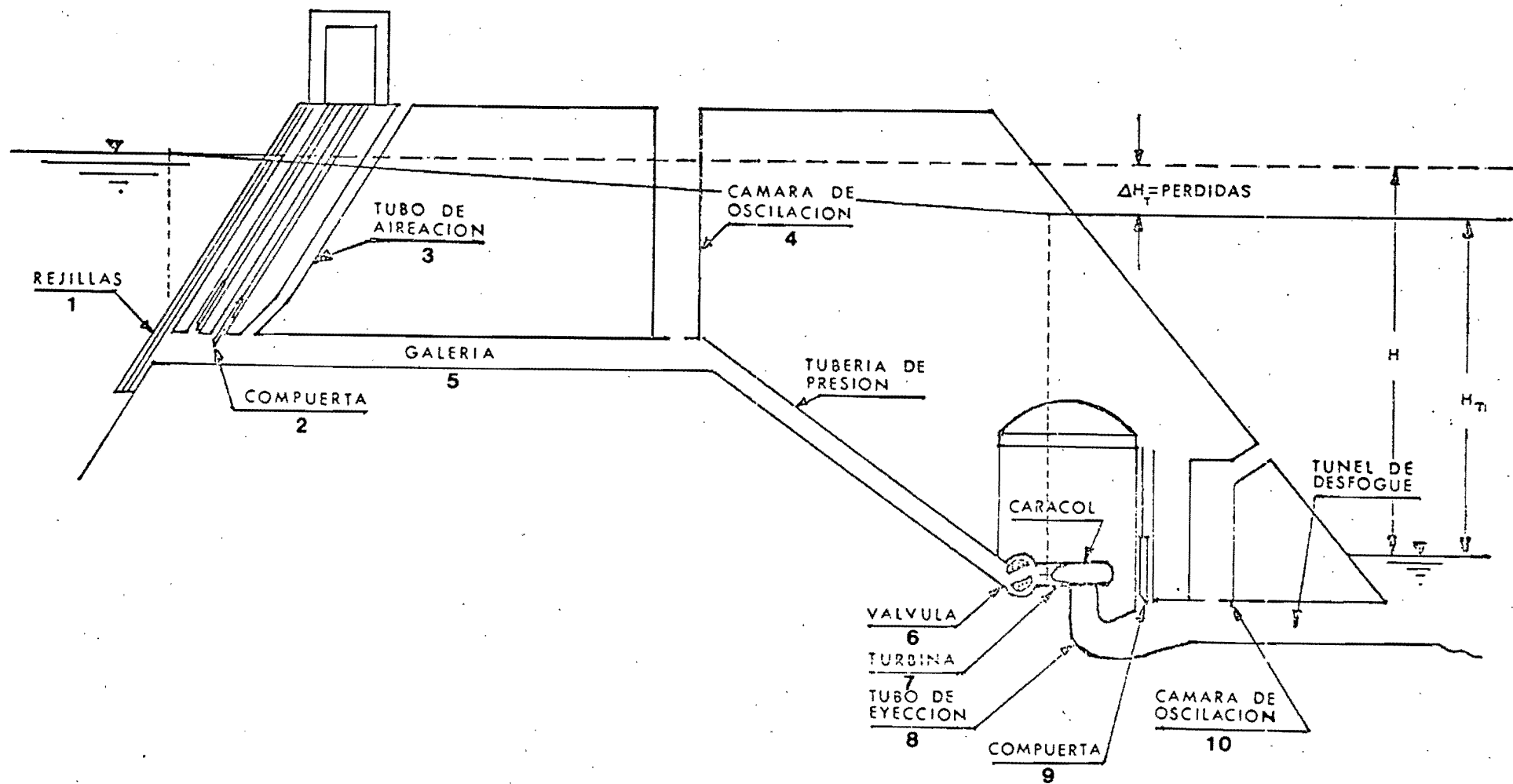


FIGURA I ESQUEMA GENERAL DE UNA PLANTA HIDROELECTRICA

trasladen los efectos a la galería.

5. La galería que se conecta a una tubería a presión y ésta a su vez a la turbina a través de los caracoles y distribuidor que controla el ingreso del agua a la turbina.
6. Se colocan válvulas antes de las turbinas para cerrar la tubería a presión.
7. Las propias turbinas.
8. Los tubos de eyección que se encuentran después de la turbina.
9. Las compuertas que cierran la salida.
10. La cámara de oscilación y túnel de desfogue a presión si la casa de máquinas del sistema hidroeléctrico se construye subterránea o en caverna.

## 2.2 Problemas de Diseño

Los problemas a que se sujeta el proyectista sobre el diseño de los equipos auxiliares son muy diversos y entre los principales se encuentran el cálculo de pérdidas y vibración en rejillas, válvulas y compuertas; cálculo de descargas; diseño de tuberías de aireación; cálculo de fuerzas estáticas y diná

micas en compuertas; problemas de fricción en guías de compuertas; la selección y dimensionamiento de las turbinas incluyendo rodete, caracol y eyector; frecuencias principales y fenómeno de resonancia en una planta hidroeléctrica; la estimación de pesos para la elección del sistema de transporte y montaje de los equipos entre otros. Por lo anterior; y aunque se trata de exponer de manera integral la mayoría de los equipos necesarios en las plantas hidroeléctricas, este material está orientado para servir como ayuda a los ingenieros y proyectistas de dichas plantas, recomendando para ello y en proyectos en particular recurrir a fuentes de información directa como algunas de las mencionadas en la bibliografía.



### 3. COMPUERTAS

#### 3.1 *Clasificación de Compuertas*

Por su forma se dividen en deslizantes y de sector; en las -- primeras, la compuerta está dispuesta en un plano y se halla provista de un elemento de izaje y de guías laterales para facilitar su movimiento; además está provista de sellos inferior y laterales para asegurar su hermeticidad. En las de -- sector la compuerta tiene una pantalla circular sustentada -- por dos brazos dispuestos a lo largo de dos radios convergentes al perno que permite girar a la compuerta, para que ésta sea colocada en la posición deseada; los mecanismos de izaje en este caso pueden ser vástagos accionados por émbolos, o cadenas, y en posición de compuerta abierta es asegurada por un soporte especial o trinquete.

### 3.1.1 De acuerdo al uso:

- a) Compuertas de entrada
- b) Compuertas de galería
- c) Compuertas de servicio y emergencia
- d) Compuertas de descarga

### 3.1.2 En cuanto a construcción

Compuertas verticales de deslizamiento. Compuertas simples de acero o madera que se deslizan en guías verticales de las obras de toma o pilas sobre la cresta de la presa, se utilizan para las pequeñas y grandes instalaciones. Su tamaño está limitado por la alta fuerza de fricción desarrollada en las guías, debido a la fuerza hidrostática que actúa sobre la compuerta. Por medio de rodillos entre las superficies de la compuerta o guías especiales de bronce, la resistencia a la fricción puede reducirse mucho.

La compuerta denominada "Stoney" tiene un tren de rodillos independiente de la compuerta o de las guías, que eliminan la fricción. El tren de rodillos es de difícil diseño y construcción y el desarrollo de soportes para rodillo de baja fricción ha conducido al empleo de la compuerta de rueda fija que tiene ruedas unidas a la compuerta. Las compuertas de ruedas fijas se han utilizado en tamaño de 15 x 15 metros

fig 1.

En los tamaños grandes, se necesita mucho espacio para levantar totalmente la compuerta y con frecuencia, se construyen grandes compuertas verticales en dos secciones horizontales - lo que reduce la carga sobre el mecanismo de levante. El diseño de una compuerta de este tipo y de su mecanismo operativo es un problema estructural y mecánico de magnitud considerable fig 2.

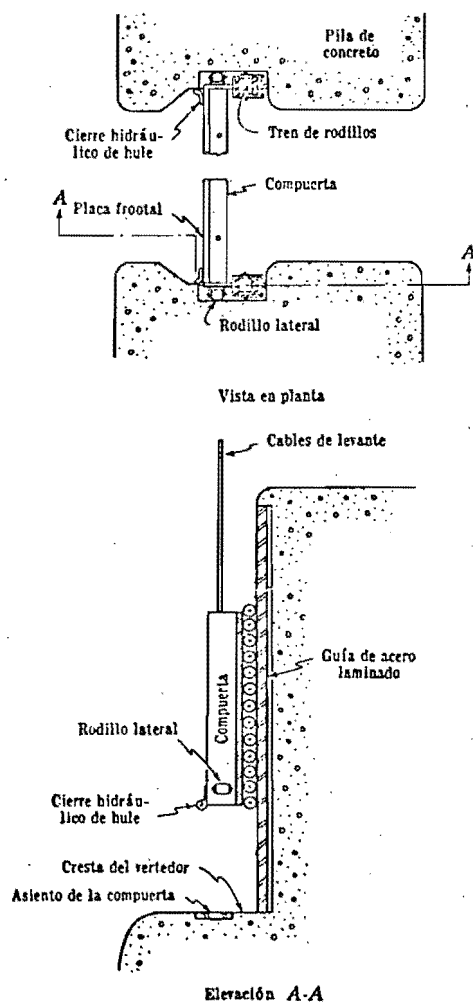


Fig 1. Disposición de una compuerta vertical

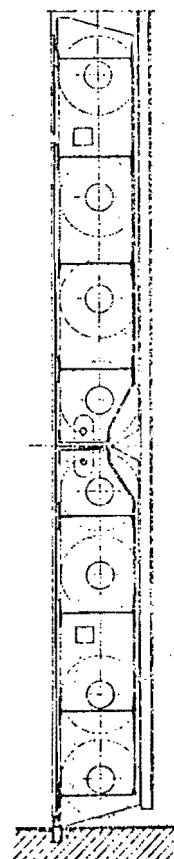


Fig 2. Compuerta con ruedas de dos secciones

Compuertas de sector. Son en forma de segmento cilíndrico, - apoyado en un marco de acero que pivotea sobre muñones fijos en la parte de aguas abajo de las pilas, sobre la cresta del vertedor. El mecanismo de elevación está hecho con cables -- que unen la compuerta en la parte inferior, operados con montacarga o malacate colocado sobre la losa; entre pilas, también existen mecanismos de izaje con vástagos movidos por cilindros hidráulicos. (Fig 3).

Un sello de hule se utiliza para formar un cierre al agua entre las compuertas y las pilas, también entre la compuerta y cresta del vertedor. Se han construido compuertas con altura de 20 metros y 8 metros de ancho. Las principales ventajas - que la fricción se concentra en el pivote y generalmente es - mucho menor que para las compuertas deslizantes. El muñón recibe parte de la carga de levante y es mucho menor que para - las compuertas de deslizamiento verticales del mismo tamaño.

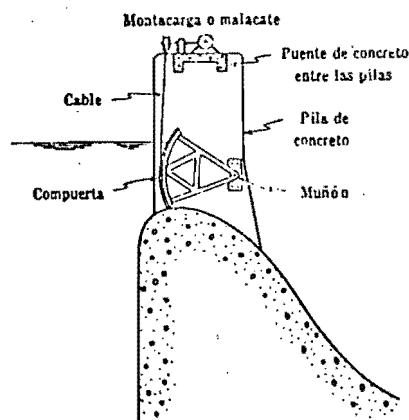


Fig 3. Disposición de una compuerta de sector

Existen además de estos tipos de compuerta otros de uso menos frecuente de tambor, de rodillos, etc. Ref 6, 11 y 15.

Compuertas de tambor. Compuerta de un segmento de cilindro - que se ajusta a un hueco en la parte superior del vertedor en la posición de compuerta abierta. Cuando se llena de agua este hueco el tambor vacío de la compuerta es obligado a subir o flotar tomando la posición de compuerta cerrada, fig 4.

La fig 5 muestra una compuerta cerrada que no tiene hoja de fondo, articulada en la arista de aguas abajo, tal que las fuerzas de flotación auxiliien a levantarla. Se adaptan a claros de gran longitud y presas grandes.

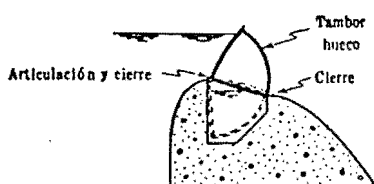


Fig 4. Compuerta de tambor

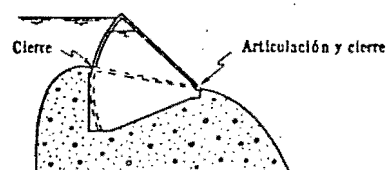


Fig 5. Compuerta de tambor sin hoja de fondo

Compuerta de rodillo. Están formadas principalmente por un tambor cilíndrico, unido a éste un sector cilíndrico el cual realiza el cierre directamente. El tambor cilíndrico es movido sobre su eje por cables, deslizando sobre un sistema de engrane. Se adaptan bien a los claros largos y de altura mode-

rada en ríos caudalosos. Fig 6.

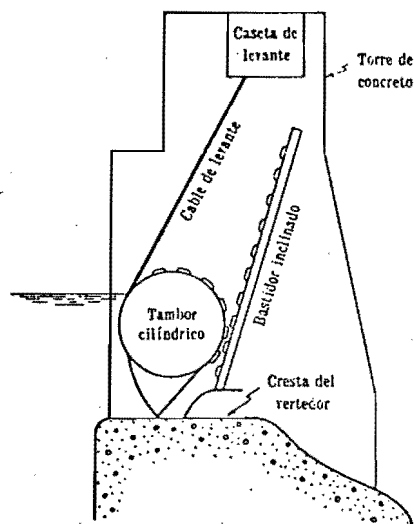


Fig 6. Instalación típica de compuerta de rodillos

### 3.2 Cálculo de Gastos Descargados

El gasto descargado por una compuerta se valúa con la fórmula

$$Q = C_d b a \sqrt{2gy_1} \quad (1)$$

donde

$Q$  gasto descargado,  $m^3/s$

$b$  ancho de la compuerta,  $m$

$a$  abertura de la compuerta,  $m$

$y_1$  desnivel del agua entre la superficie libre aguas arriba de la compuerta y el apoyo inferior de compuerta,  $m$

$C_d$  es un coeficiente de descarga que se determina con la grá

fica de la fig 7b si la compuerta es deslizante y con la de la fig 8b si es de sector; en el primer caso el coeficiente depende los parámetros  $y_1/a$  si la descarga es libre y de este y de  $y_3/a$  si es ahogada, siendo  $y_3$  el desnivel entre la superficie libre aguas abajo de la compuerta y el apoyo inferior de la misma. Si la compuerta es radial el coeficiente  $C_d$  depende de las relaciones  $a/r$  y  $y_1/r$  (en donde  $r$  es el radio de la compuerta) si la descarga es ahogada. En todos los casos también es determinante la relación  $h/r$  en donde  $h$  es el desnivel entre el perno y el sello inferior de la compuerta

$g$  aceleración de la gravedad,  $9.8 \text{ m/s}^2$

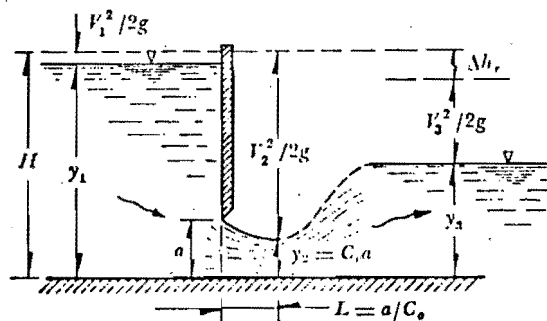


Fig 7a. Compuerta deslizante

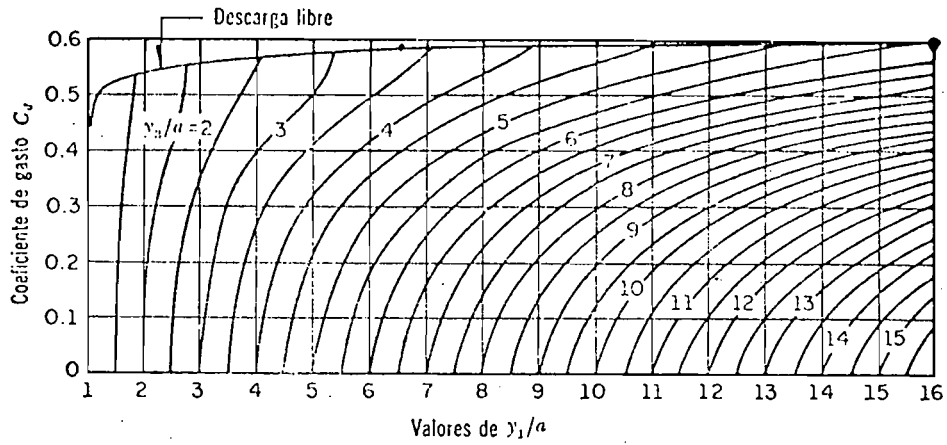


Fig 7b. Coeficiente de gasto de una compuerta deslizante. (Ref 1)

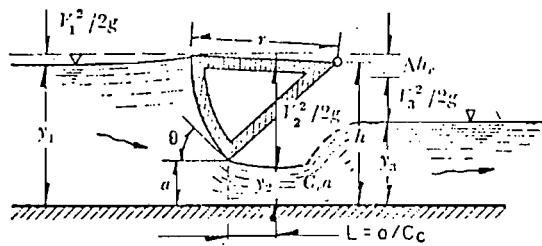


Fig 8a. Compuerta de sector

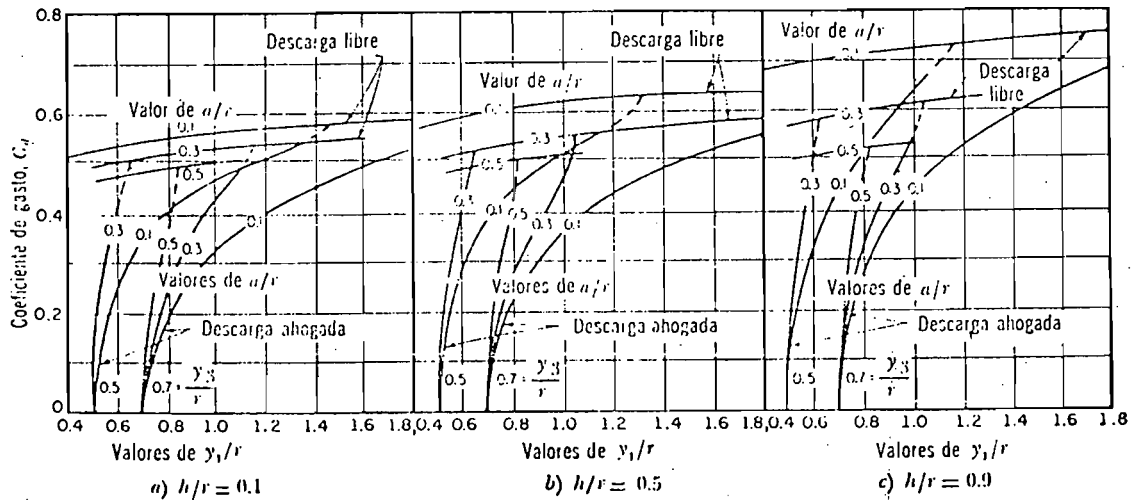


Fig 8b. Coeficiente de gasto de una compuerta de sector. (Ref 1)



Las fórmulas presentadas para calcular las descargas en las compuertas consideran que los accesos a las mismas son de forma hidrodinámica o, en todo caso, que están redondeadas; en caso de que esto no ocurra los coeficientes pueden alterarse. Mediante pruebas en el laboratorio es posible determinar tales coeficientes. En el caso de accesos largos y reducidos, la velocidad del agua en ellos (llamada velocidad de llegada) puede influir en el resultado; para tener en cuenta este efecto deberá adicionarse a  $y_1$  la carga de velocidad de llegada.

Cimacios con compuertas. Para proyectar previamente cimacios con compuertas radiales, se aplica la fórmula

$$Q = \frac{2}{3} \sqrt{2g} C L_e (H_1^{3/2} - H_2^{3/2}) \quad (2)$$

donde

$C$  es el coeficiente de descarga, recomendado en la fig 9

$g$  aceleración de la gravedad,  $m/s^2$

$H_1$  carga al fondo del orificio, m

$H_2$  carga al labio inferior de la compuerta, m

$L_e$  ancho efectivo del orificio igual a la longitud de cresta efectiva, m

### 3.3 Cálculo de las Fuerzas en las Compuertas

#### 3.3.1 Compuertas deslizantes

Fuerzas estáticas. Las fuerzas estáticas por determinar son los empujes de la compuerta en los apoyos, o las fuerzas necesarias para el izaje de la misma. En este caso las fuerzas más importantes para diseño son: la fuerza total de izaje  $(H + F_D)$ ; y la distribución de presiones estáticas, para el diseño estructural de la compuerta fig 10.

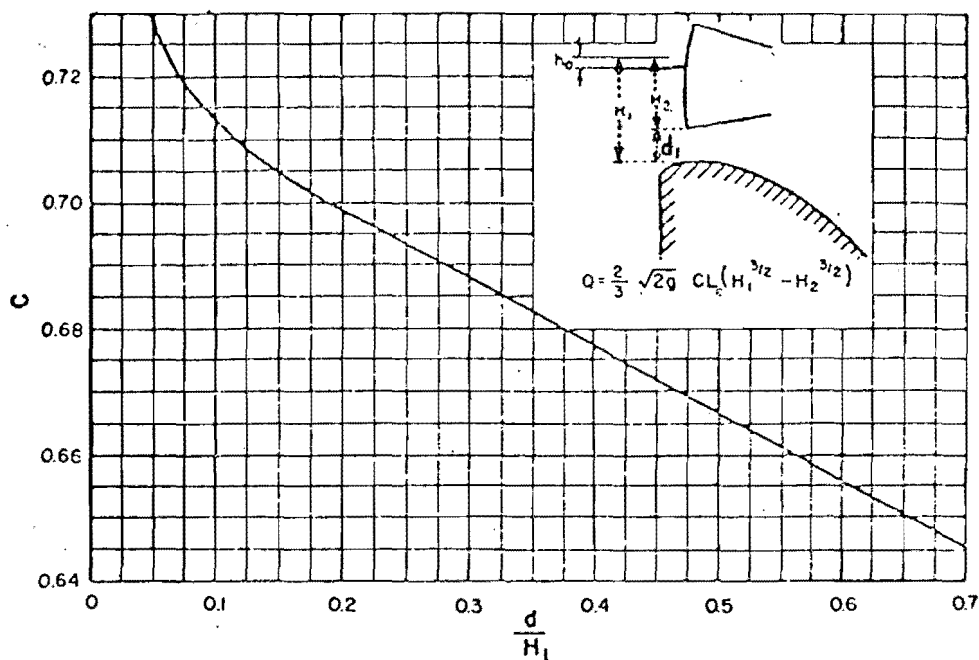
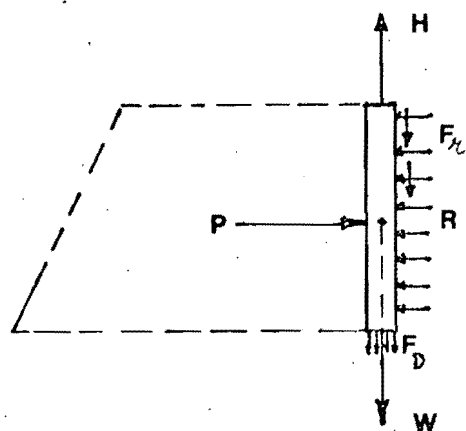
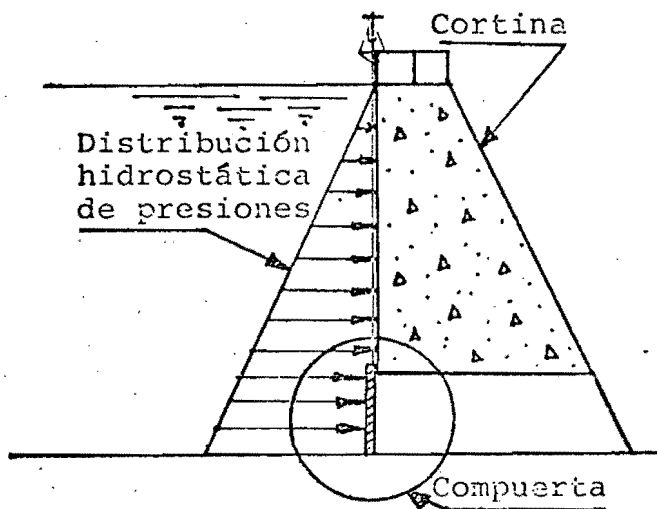


Fig 9. Coeficientes de descarga para compuertas parcialmente abiertas (Ref 25)



$P$  = Resultante del prisma de fuerzas estáticas

$H$  = Fuerza de izaje

$F_D$  = Fuerza dinámica

$W$  = Peso de la compuerta

$R$  = Reacción del marco de la compuerta

$F_f$  = Fuerza de fricción =  $\mu P$

Fig 10. Fuerzas actuantes sobre una compuerta deslizando

Las fuerzas que actúan en los apoyos (marco de la compuerta) son fundamentalmente originadas por el prisma de presiones estáticas que actúa sobre la compuerta. De tal manera que la resultante de tal prisma es el valor de la reacción total de los apoyos (marco).

En el caso de las compuertas deslizando la fuerza de izaje estática está dada por la fórmula

$$H = \mu A \bar{P} + w \quad (3)$$

donde

H fuerza de izaje, toneladas

A área de la compuerta, m<sup>2</sup>

$\bar{P}$  presión media en el centro de gravedad de la compuerta, -  
ton/m<sup>2</sup>

w peso de la compuerta en toneladas

Fricción. Cuando se conocen los materiales de deslizamiento es posible valuar en forma aproximada las fuerzas de fricción, una lista de coeficientes de fricción se tiene en la tabla 1. Si el deslizamiento es rodante (ver inciso 3.3.3).

Fuerzas dinámicas. Una manera aproximada de calcular las fuerzas dinámicas que, en adición a la anterior pueden solicitar a las fuerzas de izaje está dada por la fórmula:

$$F_D = (k_o - k_u) B d \frac{\gamma}{g} \frac{V_s^2}{2} \quad (4)$$

donde

$F_D$  fuerza dinámica de izaje en toneladas

B ancho de la compuerta, m

d espesor de la compuerta, m

$\gamma$  peso específico del agua, ton/m<sup>3</sup>

g aceleración de la gravedad (9.8 m/s<sup>2</sup>)

TABLA 1 COEFICIENTE DE FRICCIÓN (REF. 2)

Materiales en contacto	Coefficiente $\mu$
Acero sobre acero	0.6
Acero sobre hierro colado	0.6
Acero sobre bronce	0.45
Bronce sobre bronce	0.45
Madera sobre metal	1.00
Madera sobre madera	1.10
Hule sobre metal	1.10

TABLA 1.1 COEFICIENTES DE FRICCIÓN (REF. 9)

	en movimiento		en reposo	
	en seco	con agua	en seco	con agua
Encina sobre encina, fibras paralelas	0.48	-	0.62	-
Encina sobre encina, fibras cruzadas	0.34	0.25	0.54	0.71
Fresno sobre fresno, fibras paralelas	0.38	-	0.53	-
Fundición sobre hierro forjable	0.18	-	0.19	-
Hierro forjable sobre hierro forjable	0.14	-	0.13	-
Acero sobre acero	0.09	-	0.15	-
Madera sobre metal	0.40	0.24	0.60	0.65
Acero sobre bronce	0.105	-	0.11	-
Hierro forjable sobre fundición o bronce	0.17 a 0.18	-	0.19	-
Fundición sobre bronce	0.15 a 0.20	-	-	-
Cuero sobre fundición	0.56	0.36	0.3 a 0.5	0.4 a 0.6

$V_{\delta}$  velocidad del agua en la sección contracta aguas abajo de la compuerta en m/s

La velocidad en la vena contracta se puede estimar mediante la fórmula

$$V_{\delta} = \frac{Q}{B a \mu_c} \quad (5)$$

en donde un valor aproximado para  $\mu_c$  es 0.6 en descarga libre (ver fig 7b).

$k_0$  es un coeficiente que se determina por medio de la fig 11 y que depende de la relación entre la abertura "a" que tenga la compuerta en el momento de la evaluación y su máxima abertura,  $a_{m\acute{a}x}$ .

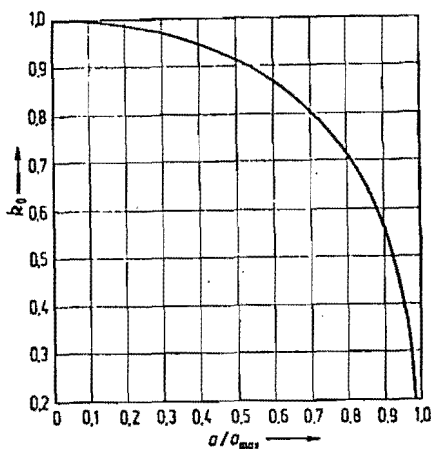


Fig 11. Coeficiente  $k_0$  en función de  $\frac{a}{a_{m\acute{a}x}}$  de la compuerta (Ref. 15)

$k_u$  usualmente vale cero, salvo en las condiciones donde los valores característicos de la forma de la compuerta influen y se pueden tomar de la fig 12.

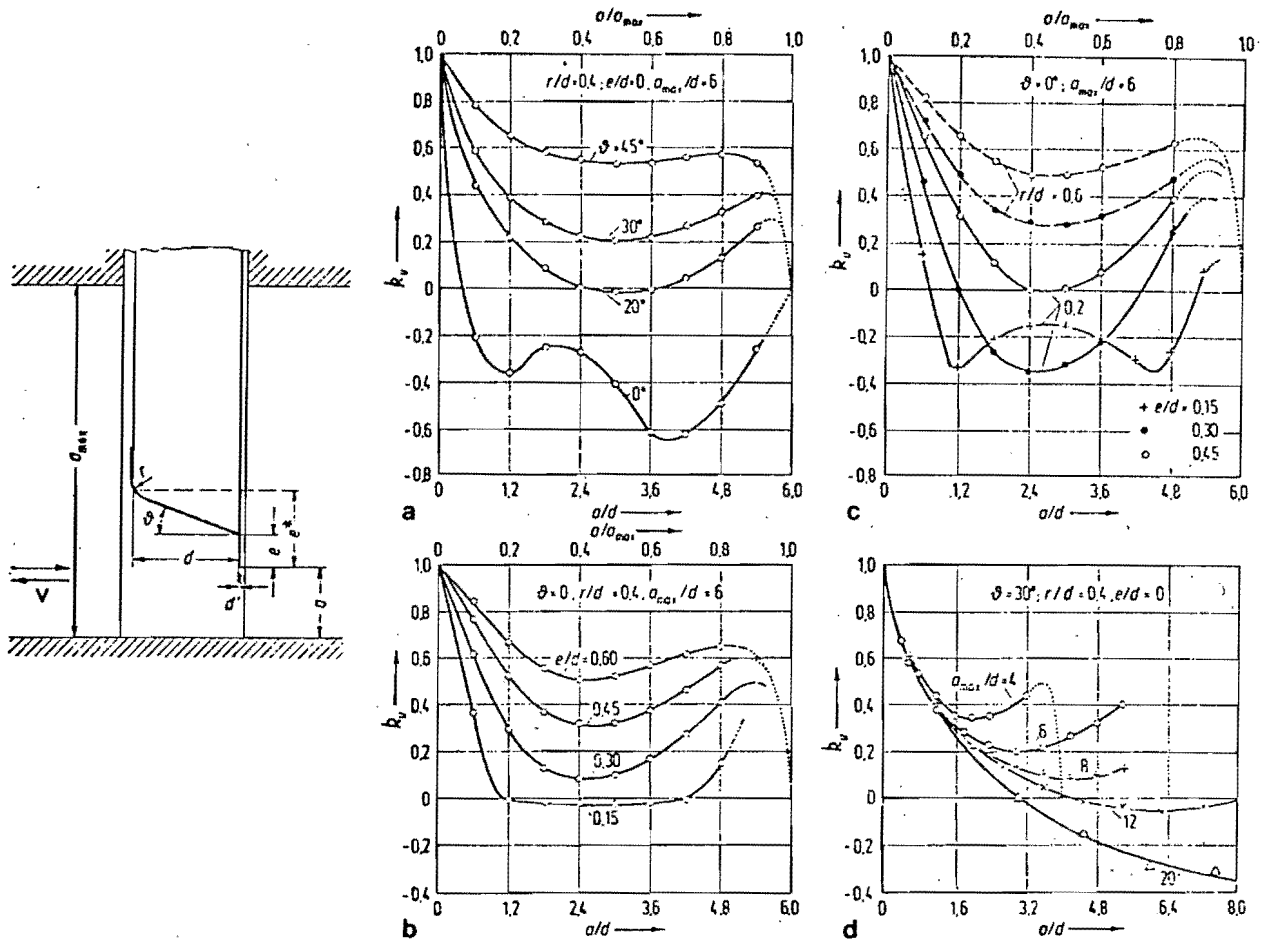


Fig 12. Coeficiente  $k_u$  en función de valores característicos de la forma de la compuerta. (Ref. 15)

El coeficiente  $k_u$  de la fórmula 4, está ampliamente discutido en la referencia 15. Por lo demás, debe tenerse en cuenta -- que la fuerza dinámica calculada mediante dicha fórmula es --



aproximada, de manera que para un cálculo más exacto deberá acudir a la referencia mencionada.

### 3.3.2 Rodillos

En las compuertas deslizantes es importante el medio para regular el movimiento de las mismas, usualmente se denomina rodillos o tren de rodillos. Por lo regular son de acero y colocados en los sitios llamados muescas. Pueden ser rodillos laterales o tren de rodillos (colocados aguas abajo de la compuerta) ver fig 13.

Es posible calcular la carga permisible por los rodillos con la fórmula:

$$P = C L D = 42.22 LD \quad (6)$$

donde

- P carga permisible, en kilogramos
- L longitud de contacto, en centímetros
- D diámetro del rodillo, en centímetros
- C constante que depende del material y dureza. Un valor de 42.22 en acero carbonatado se recomienda para dar un servicio satisfactorio. (Ref. 2).

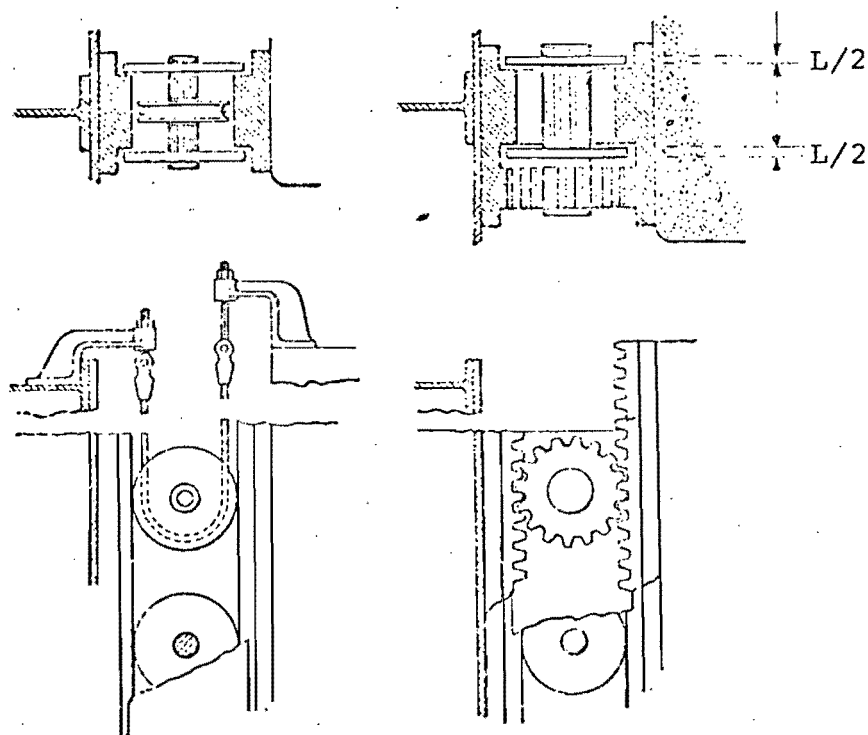


Fig 13. Tipos de rodillos o tren de rodillos

### 3.3.3 Fricción por los rodillos

Con el fin de disminuir la resistencia al movimiento, notable en compuertas grandes, se sustituye el deslizamiento por rodadura disponiendo el apoyo de las compuertas sobre rodillos.-- Los rodillos pueden organizarse de dos maneras:

Si el rodillo forma parte de un carro unido a la compuerta para vencer la fricción se necesita una fuerza. Ver fig 14 y la tabla 1.1 para los coeficientes de fricción.

$$R = (\mu + \mu' \alpha) \frac{P}{n}$$

(7)

donde

$\alpha$  radio del eje del rodillo

$\mu'$  coeficiente de fricción de este eje, que vale de 0.10 a 0.20

$\mu$  coeficiente de rodadura, que se toma entre 0.05 y 0.15

$P$  presión hidrostática

Si los rodillos están entre la compuerta y la pila la fuerza indispensable para vencer la fricción es

$$R = \mu \frac{P}{\alpha} \quad (8)$$

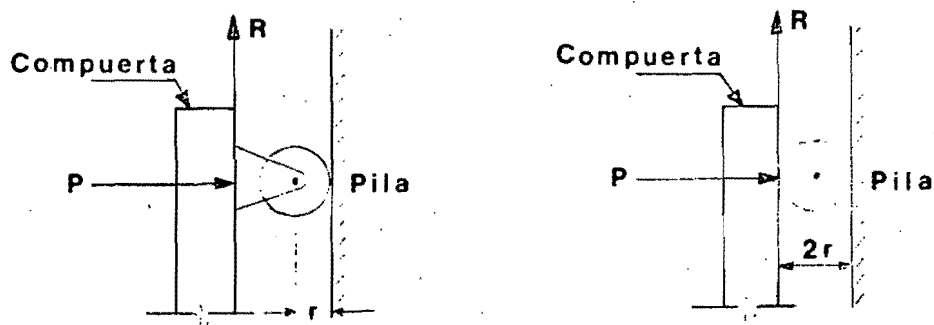


Fig 14. Rodillos unidos a la compuerta y entre compuerta y pila.

### 3.4 Compuertas Radiales

Si las compuertas son radiales, los cálculos deberán hacerse por los procedimientos usuales de la estática, esto es, me---

diante las ecuaciones:

$$R_x = \Sigma F_x \quad (9a)$$

$$R_y = \Sigma F_y \quad (9b)$$

$$M = \Sigma M_0 \quad (9b)$$

De la siguiente manera ver fig 15.

- a) Dividir la altura total de la compuerta en franjas horizontales (mientras más mejor). De esta manera quedará dividida la compuerta en tramos  $\Delta l_i$  aproximadamente iguales.

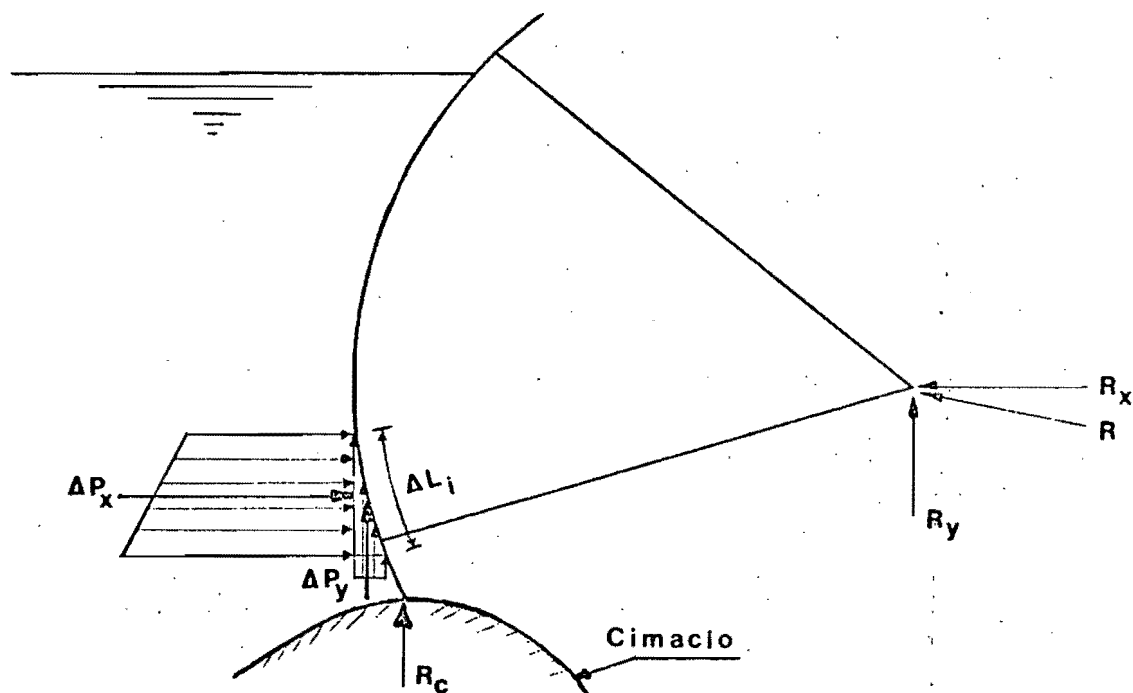


Fig 15. Fuerzas estáticas en compuertas radiales

- b) Calcular la resultante (teniendo en cuenta las componentes horizontal y vertical) en cada tramo  $\Delta L_i$  de la presión ejercida por el agua.
- c) Calcular y ubicar la resultante del peso de la compuerta.
- d) Obtener los momentos de cada fuerza respecto a un punto fijo cualquiera. (preferible respecto a la chumacera).
- e) Formar y resolver un sistema de ecuaciones con las expresiones 9a, b, c, en donde  $F_x$  es la suma de las componentes  $x$  de todas las fuerzas del sistema, comprendida la acción del agua y el peso de la compuerta. Análogamente  $F_y$  y  $M$  son la suma de las componentes  $y$  y de los momentos respecto a un punto predeterminado. A efecto de hacer una evaluación conviene descomponer a la presión total del agua en presiones parciales que actúen en franjas horizontales del sector; la dirección de la resultante en el sello inferior es generalmente según una vertical; la acción del izaje se escoge según la dirección del mecanismo para levantar la compuerta y los apoyos en los pernos son considerados como articulaciones.

El cálculo de las fuerzas estáticas en compuertas se puede hacer analítica o gráficamente; para la mejor comprensión de los lineamientos expuestos, se aconseja seguir el ejemplo nu-

mérico.

### 3.4.1 Sistema de izaje asimétrico

El sistema de ecuaciones y procedimiento, anteriormente mencionado es válido para un sistema de izaje simétrico. En la práctica el sistema de izaje no siempre es simétrico y se llegan a tener los problemas de izaje, debido a la torsión que sufre la compuerta cuando el sistema de izaje es asimétrico.- En este caso se presenta un sistema de fuerzas tridimensionales que se resuelve mediante las ecuaciones

$$\begin{array}{ll}
 \Sigma F_x = 0 & \Sigma M_x = 0 \\
 \Sigma F_y = 0 & \Sigma M_y = 0 \\
 \Sigma F_z = 0 & \Sigma M_z = 0
 \end{array} \quad (10)$$

y con un procedimiento similar al anterior

### 3.4.2 Fricción en los pernos

En las compuertas radiales existen fuerzas que afectan la operación como es el caso de la fuerza de fricción en los pernos. La fuerza de izaje necesaria para vencer la fricción se puede calcular de la siguiente manera; ver fig 16.

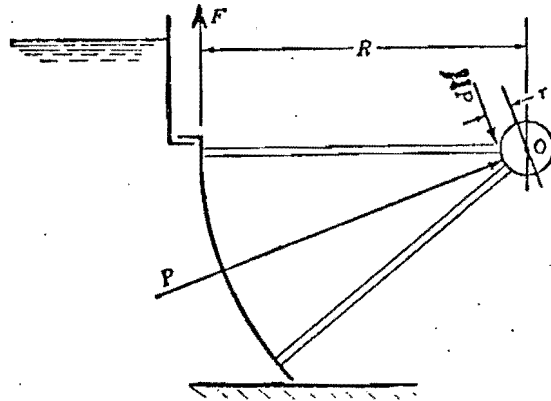


Fig 16. Fuerza de fricción en los pernos

donde

$P$  presión total sobre la compuerta

$\mu$  coeficiente de fricción

$R$  radio de la compuerta

$r$  radio del eje del perno

La fuerza de fricción es  $F_r = \mu P$ , y de tomar momentos respecto al punto "o" resulta:

$$\mu P r - F R = 0$$

finalmente, la fuerza para vencer la fricción será:

$$F = \frac{\mu P r}{R}$$

(11)

Los coeficientes de fricción estática de materiales recomendados en superficies de acabado reseco y comúnmente usados en sellos, se determinan de la tabla 1.

### 3.5 Vibraciones

Los criterios para predecir o calcular las vibraciones en una compuerta, son aún muy complejos e inseguros. Pero se sabe que una de las principales causas de este efecto, es la formación de vórtices aguas arriba de la compuerta, por lo tanto, un criterio sencillo para prevenir tales vibraciones, es calcular la altura crítica (carga de agua sobre la compuerta) -- con la cual se asegura que no haya formación de vórtices.

Un criterio soviético para determinar la altura crítica se expresa como sigue: (Ref. 17)

$$h_{cr} = 0.5 D \left( \frac{V_0}{\sqrt{gD}} \right)^{0.55} \quad (12)$$

donde  $V_0 = \frac{Q}{0.64A}$  y  $A = 0.785 D^2$ , siendo  $Q$  el gasto en  $m^3/s$ ,  $A$  el área de la compuerta y  $D$  el "diámetro equivalente". El diámetro equivalente es el diámetro de un círculo que tenga un área igual al área de la compuerta. Según esta práctica el gasto está dado por:



$$Q = 0.64 A \sqrt{2gH} \quad (13)$$

donde  $H$  es la carga aguas arriba de la compuerta en metros.

Uno de los problemas en el diseño de compuertas es determinar si las frecuencias perturbadoras son iguales o se aproximan a la frecuencia natural de la compuerta de manera que se tenga resonancia produciendo vibraciones violentas en la compuerta.

Una hoja de compuerta puede vibrar en cualquiera de las diversas maneras libres de movimiento incluyendo la flexión, la vibración vertical de una compuerta en una suspensión elástica es generalmente la de mayor importancia. Se presentarán ayudas para la estimación de las características de vibración de compuertas suspendidas elásticamente. Cuando la frecuencia de impulso o de fuerza es exactamente igual a la frecuencia natural existe una condición de resonancia. La amplitud de desplazamiento para el sistema de vibración aumenta muy rápidamente en esta condición de resonancia y puede provocar una ruptura. Puede aumentarse también rápidamente esta amplitud si hay sólo una pequeña diferencia entre la frecuencia de impulso y la frecuencia natural. La razón de transmisibilidad o factor de magnificación (de la amplitud de desplazamiento para una condición de resonancia), es definido como:

$$R.T. = \frac{1}{1 - (\delta_f/\delta_n)^2} \quad (14)$$

donde  $\delta_f/\delta_n$  es la razón de la frecuencia de impulso a la frecuencia natural. La función se presenta en la figura 17.

Aunque la razón de transmisibilidad es negativa para relaciones de frecuencia mayores que 1, la imagen positiva de esta parte de la curva es frecuentemente utilizada para simplificar el esquema. La parte de la curva entre relaciones de --- transmisibilidad de uno y cero se llama a veces rango de aislamiento y es designado con el porcentaje de aislamiento. Se recomienda producir un diseño con un alto porcentaje de aislamiento.

Hay dos posibles orígenes de las frecuencias de excitación -- que son el desprendimiento de la estela de vórtices del borde inferior de una compuerta abierta parcialmente y las ondas de presión que viajan aguas arriba al almacenamiento y regresan a la compuerta.

La frecuencia del desprendimiento de la estela de vórtices de una placa lisa puede definirse en función del número de Strouhal,

$$S_t = \frac{L_p \delta_f}{v} \quad (15)$$

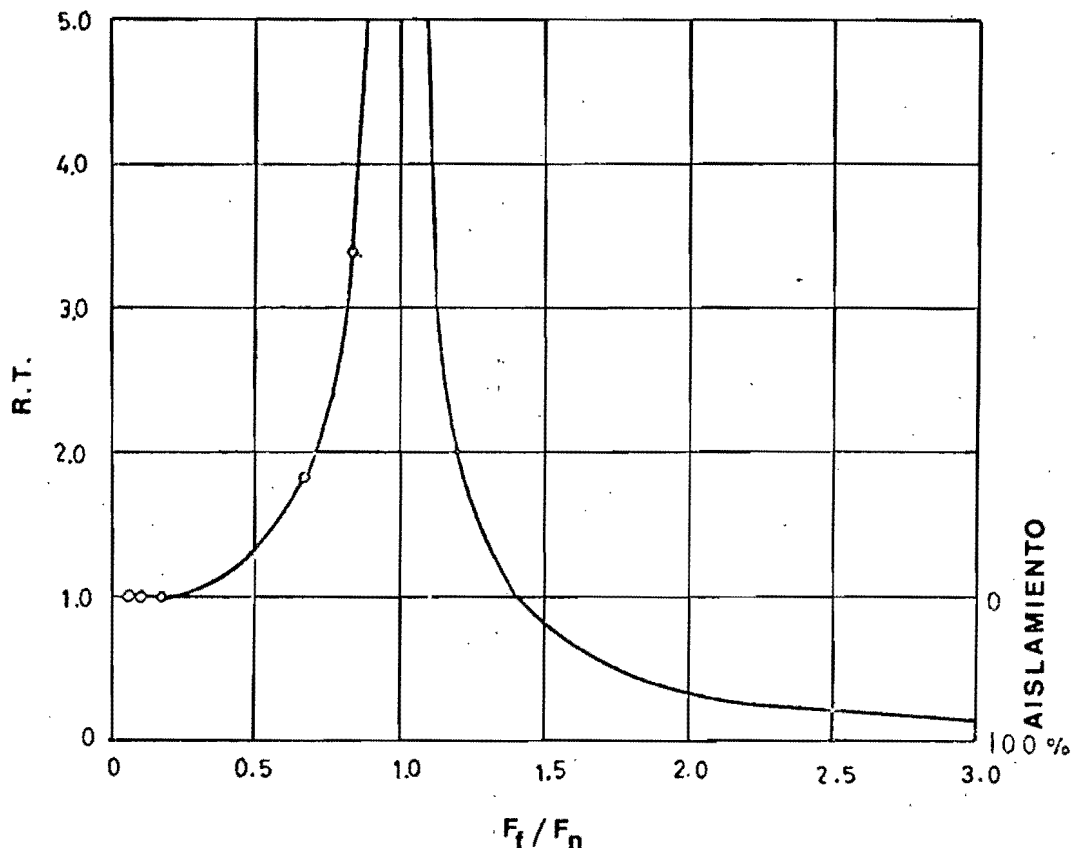


Fig 17. Razón de transmisibilidad (Ref. 28)

donde  $L_p$  es la profundidad sumergida de la placa,  $\delta_f$  es la frecuencia de desprendimiento de la estela de vórtices, y  $V$  es la velocidad del fluido. El número de Strouhal para una placa lisa es de aproximadamente 0.14. La frecuencia de impulso del desprendimiento de la estela de vórtices desde una compuerta puede estimarse así:

$$\delta_f = \frac{\sqrt{2 g H_e}}{7 (2Y)} \quad (16)$$

donde  $H_e$  es la carga de energía en el fondo de la compuerta, y  $Y$  es la profundidad sumergida de la compuerta en el conducto.

La fig 18 puede usarse para estimar la frecuencia de impulso-para varias combinaciones de carga de energía y proyección de compuerta.

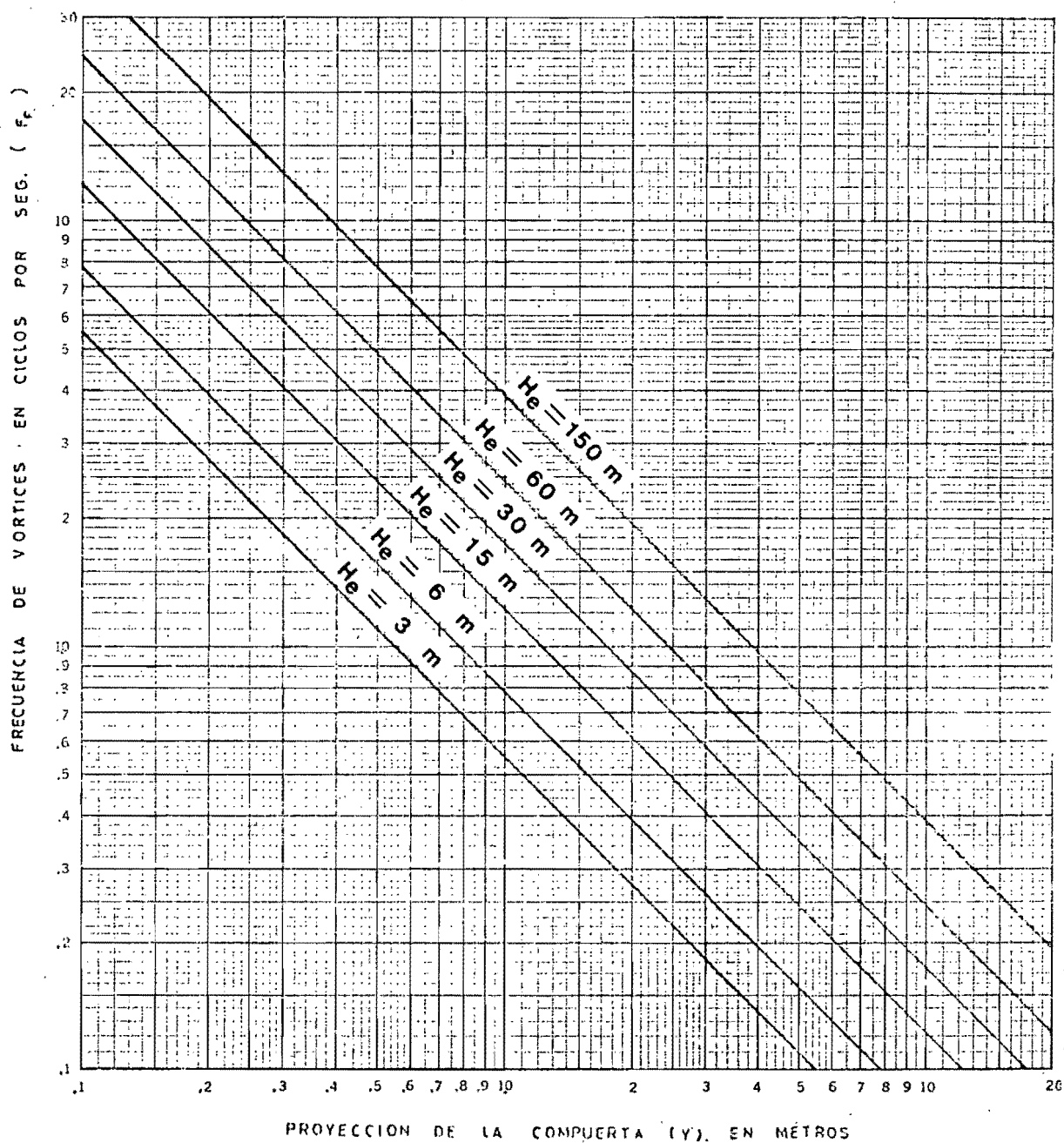


Fig 18. Frecuencia de vórtices (Ref. 28)

Publicaciones de modelos hidráulicos con compuertas indican que la estela de vórtices emana del borde aguas arriba del labio de la compuerta provocando pulsaciones de presión en el fondo de la compuerta. Para labio estándar a 45 grados, la estela de vórtices emana del borde aguas abajo del labio de la compuerta, eliminando las pulsaciones de presión en el labio. (Ref 22).

Por otra parte, aguas arriba de una compuerta cuando la corriente pasa por debajo, suelen nacer dos vórtices o más, de los cuales los más intensos son usualmente los dos que nacen cerca de las paredes. Los números de Strouhal, obtenidos para estas condiciones son de 0.176 en promedio general, ref 21. Los valores de 0.14 y 0.176 son de ese orden, lo que hace suponer están relacionados y dependen de una misma frecuencia de los vórtices o frecuencia del fluido en una zona donde se interpone un obstáculo, y que la carga aguas arriba de la compuerta no es necesariamente factor determinante en la formación de los vórtices, pero sí en la intensidad de los vórtices que disminuye a medida que aumenta la carga y viceversa.

La frecuencia de la onda de presión positiva reflejada puede determinarse de la ecuación:

$$\delta \delta = \frac{c}{4L}$$

(17)

donde  $c$  es la celeridad de la onda de presión y  $L$  es la longitud del conducto aguas arriba de la compuerta. La fig 19 es una solución gráfica de esta ecuación. La celeridad de la onda de presión depende de las dimensiones y características --

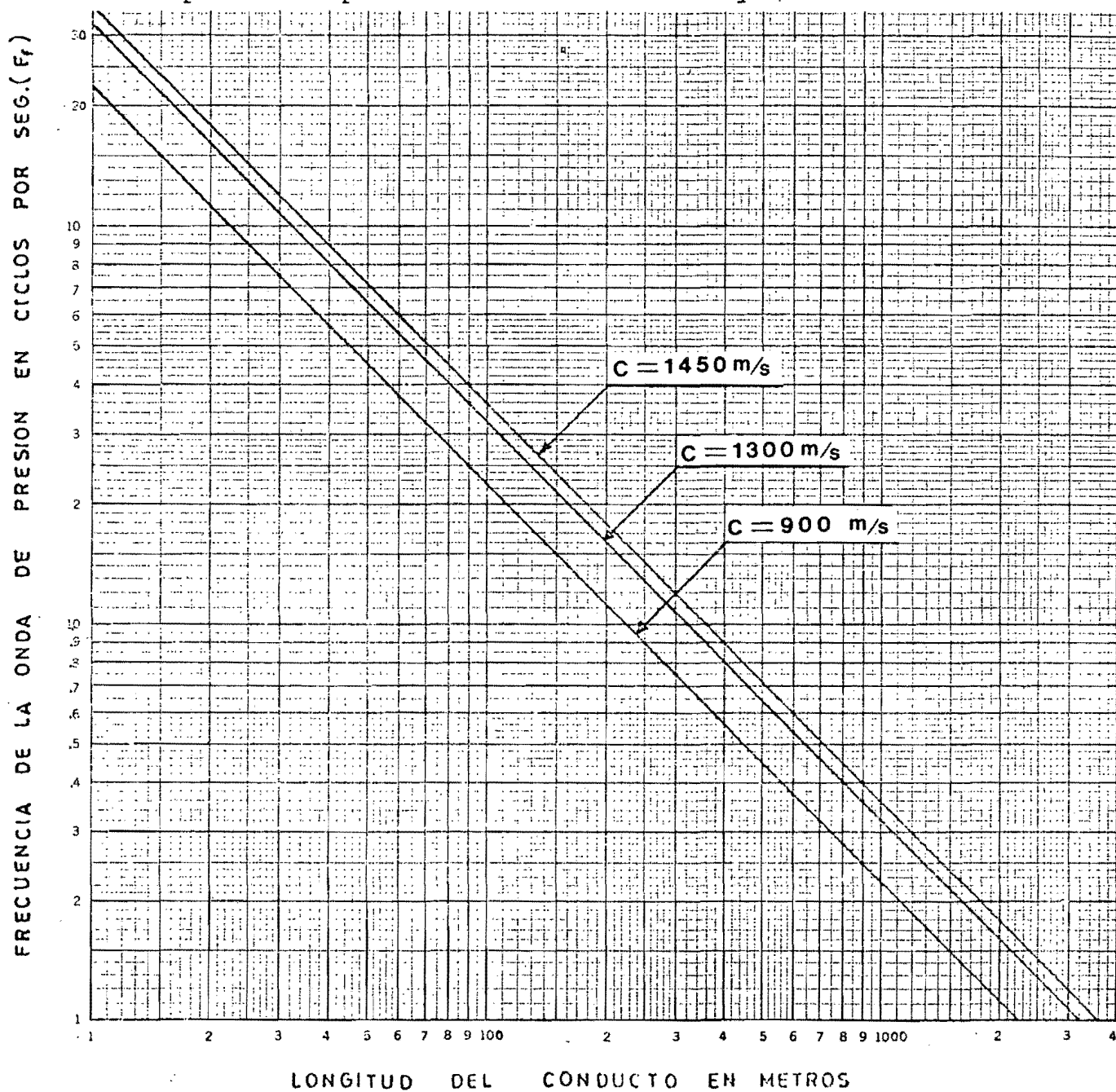


Fig 19. Frecuencia de la onda de presión (Ref. 28)

elásticas del tubo o del soporte y material de un túnel.

La fig 19 proporciona frecuencias de ondas de presión con velocidades de 4700 pies/seg (1433 m/seg) para un conducto relativamente inelástico y de 3000 pies/seg (915 m/seg) para un tubo relativamente elástico. Un valor intermedio será 4300 pies/seg (1310 m/seg). La frecuencia natural de libre oscilación vertical de un cable de una compuerta suspendida puede expresarse por medio de la ecuación

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{gE}{12(\ell\sigma)}} \quad (18)$$

donde  $E$  es el módulo de elasticidad del cable,  $\ell$  es la longitud del cable de soporte, y  $\sigma$  es el esfuerzo unitario en el cable.

Las frecuencias naturales para varias longitudes de soporte y esfuerzos unitarios permisibles típicos pueden estimarse de la fig 20.

Son recomendables relaciones de transmisibilidad menores que 1. Sin embargo, relaciones un poco mayores que 1 pueden ser satisfactorias si las fuerzas de vibración son amortiguadas. (Ref. 28).

Los criterios presentados para predecir o calcular las vibraciones en una compuerta son sencillos, prácticos y suficien-

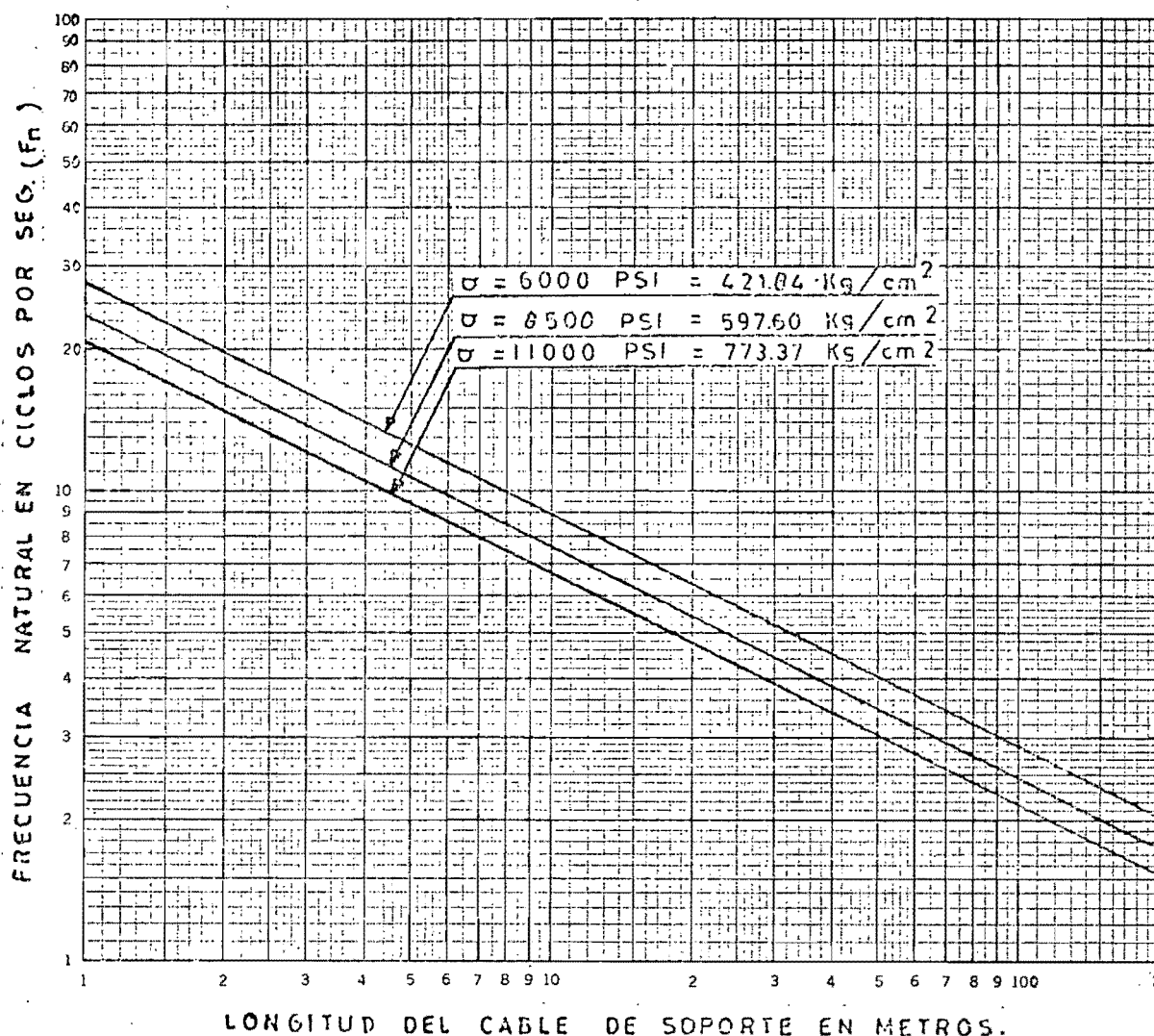


Fig 20. Frecuencia natural del cable (Ref. 28)

tes para un anteproyecto. Es conveniente mencionar algunas - recomendaciones muy generales, y tener presente en el momento de un diseño para evitar las vibraciones:

- a) Usar formas hidrodinámicas para disminuir el arrastre
- b) Aumentar la rigidez de las piezas y distribuir las masas - en forma apropiada
- c) Poner objetos o dispositivos para evitar los vórtices y -



proporcionar formas adecuadas en el labio inferior de la compuerta

- d) Aumentar el amortiguamiento con dispositivos, cables y -- tensores
- e) Evitar torsiones de la compuerta durante la construcción y desplazamiento de la línea de resultante en compuertas radiales respecto de la chumacera.

Las recomendaciones anteriores son ayudas para evitar en lo posible las vibraciones en una compuerta, sin estar seguros de que no se presentarán. Además, se aconseja tratar cada -- problema como un caso particular, por tener siempre condiciones diferentes. Se ha intentado resolver el problema de manera general considerando todos los efectos posibles por medio de modelos matemáticos, pero sin éxito al pretender una solución exacta con planteamientos sin solución en la actualidad o con simplificaciones poco reales. De igual manera el problema general se ha tratado con modelos físicos encontrándose limitantes con la escala de los detalles y los materiales. -- Recomiendan para los modelos físicos semejantes, tratar un -- problema con varios modelos, es decir, hacer varios modelos físicos semejantes y en cada uno de ellos estudiar solamente un modo de vibración como puede ser efectos de torsión o flexión; o bien determinar únicamente las variaciones de presión en un modelo rígido, permitiendo obtener solamente resultados

aproximados del comportamiento del prototipo. Por otra parte, es más fácil resolver problemas particulares en los prototipos haciendo uso de modelos hidráulicos. Refs 18, 19 y 20.

### 3.6 Pesos de las Compuertas y Válvulas

Una idea aproximada del peso de una compuerta se puede obtener por medio del ábaco de la fig 21, que sirve para compuer-

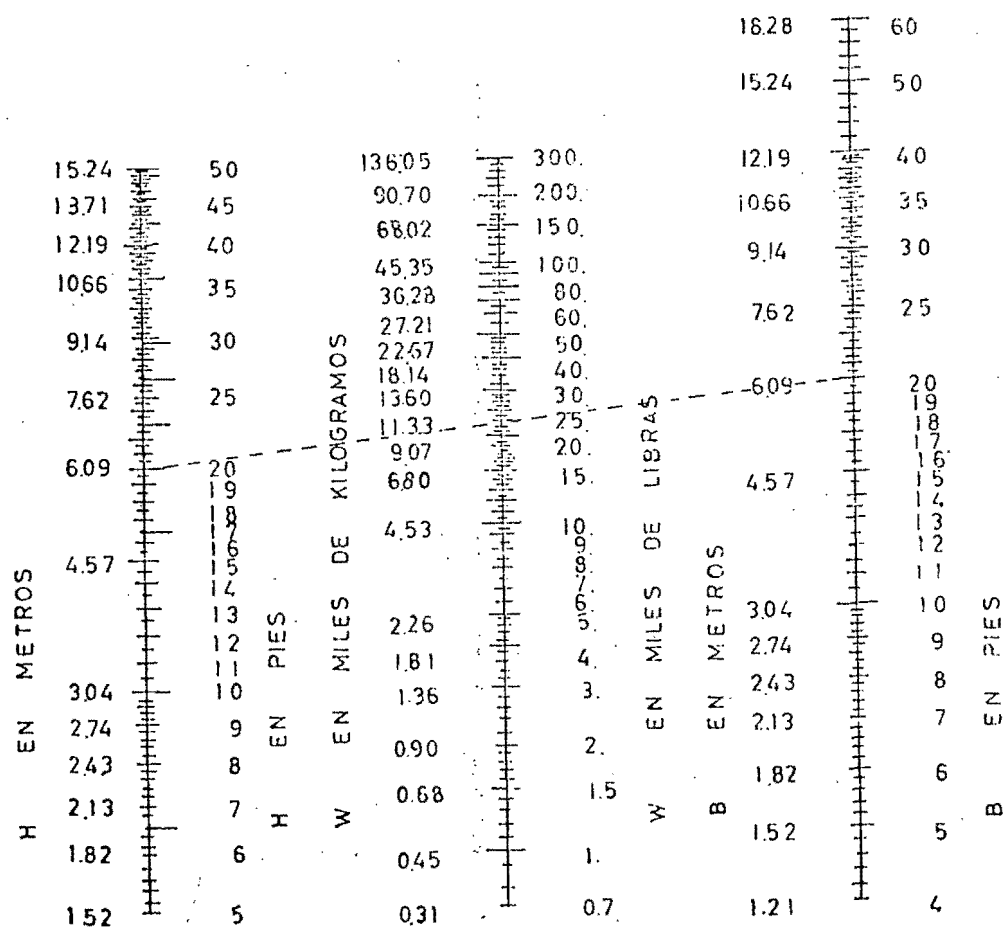


Fig. 21. Pesos de compuertas (Ref. 11)

tas superficiales y de cresta, deslizantes o radiales. En el ábaco,  $H$  es la altura de la compuerta o el tirante de agua;  $B$  ancho de la compuerta y  $W$  el peso, que se puede obtener mediante la carga  $H$  en la compuerta y el ancho  $B$  de la misma.

Los pesos de las compuertas calculados en el ábaco 21 deben considerarse como aproximados, de manera que solamente mediante una cubicación de los elementos constitutivos de las compuertas podrán conocerse sus pesos exactos; para válvulas --- existe un ábaco similar, fig 22.

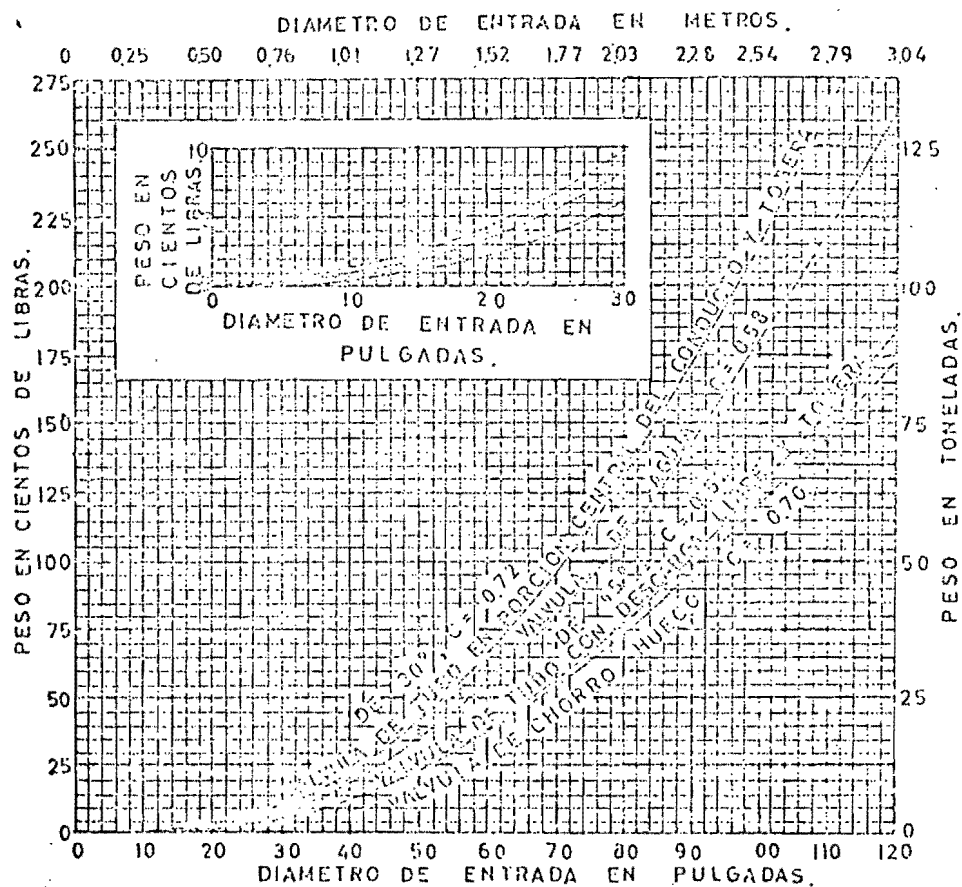


Fig 22. Pesos de válvulas (Ref. 11)

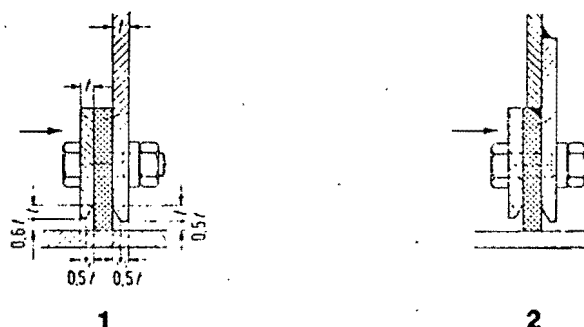
### 3.7 Sellos

Los sellos tienen por objeto hacer estanca a la compuerta y a las válvulas cuando están cerradas.

Tipos de sellos. Para las compuertas existen fundamentalmente tres: metálicos, de madera y de hule. En las válvulas -- los más comunes son de bronce y de suela, y en compuertas los de hule.

Los sellos en las válvulas siempre son proporcionados por el fabricante, ya que están en función de las características específicas de la válvula. Otro tanto ocurre con los sellos de las compuertas; por lo demás es necesario darles mantenimiento frecuentemente o bien reponerlos cuando ya no cumplen con su función.

En la fig 23 se muestran dos formas de cierre con sello

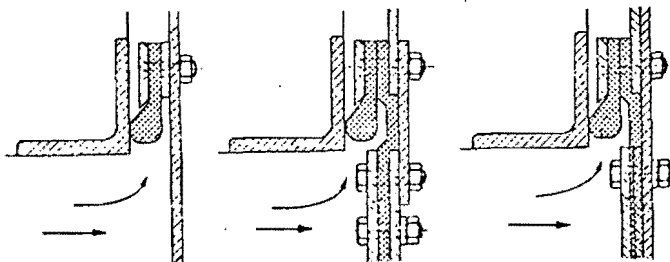


- 1) Sello sobre la placa de la compuerta
- 2) Sello en el extremo de la placa de la compuerta

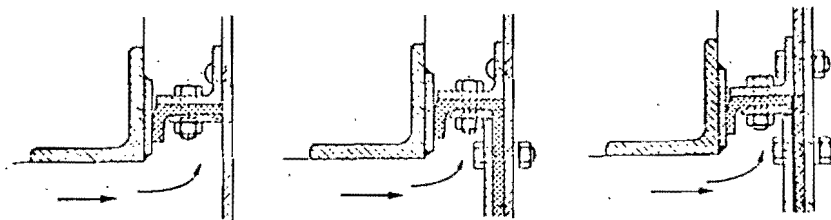
Fig 23. Formas de cierre

A continuación se ilustran algunos de los tipos más comunes - de sellos en compuertas:

a) Sellos en compuertas deslizantes y de rodillos



1) Sellos con perfil de nota



2) Sellos con perfil de ángulo

Fig 24. Sellos en compuertas deslizantes y de rodillos

b) Sellos en compuertas radiales

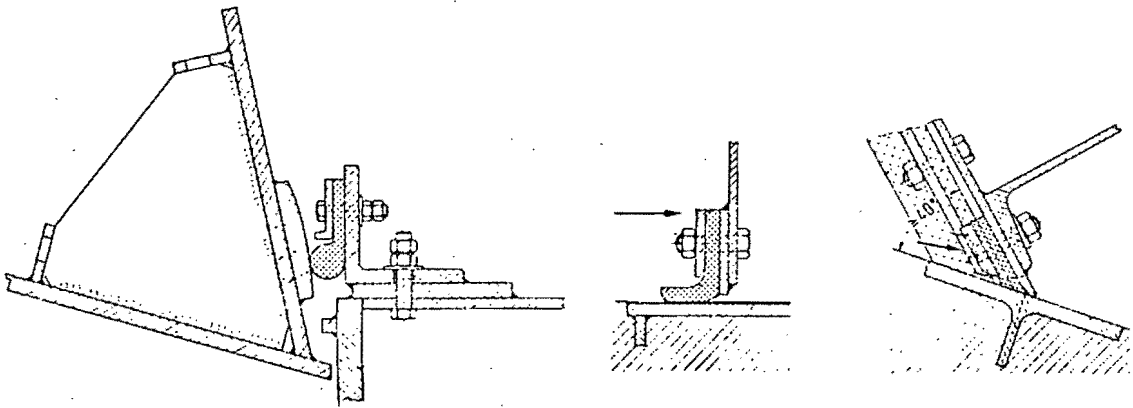


Fig 25. Sellos en compuertas radiales

c) Sellos en compuertas de tambor

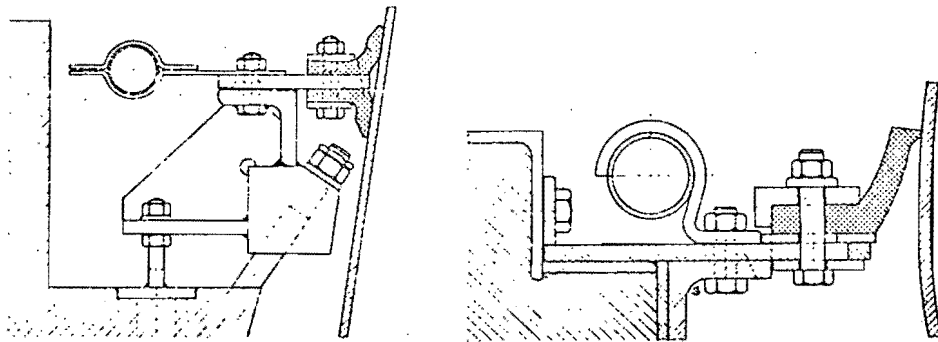
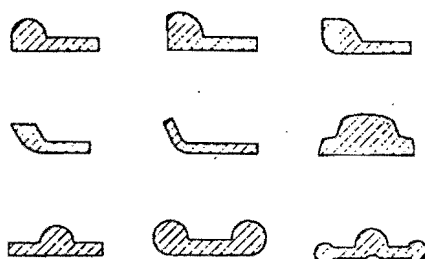


Fig 26. Sellos en compuertas de tambor

Se presentan algunos tipos y detalles de sellos de hule, mejor conocidos como sellos de nota, (fig 27 y fig 27a).



## SELLOS DE NOTA

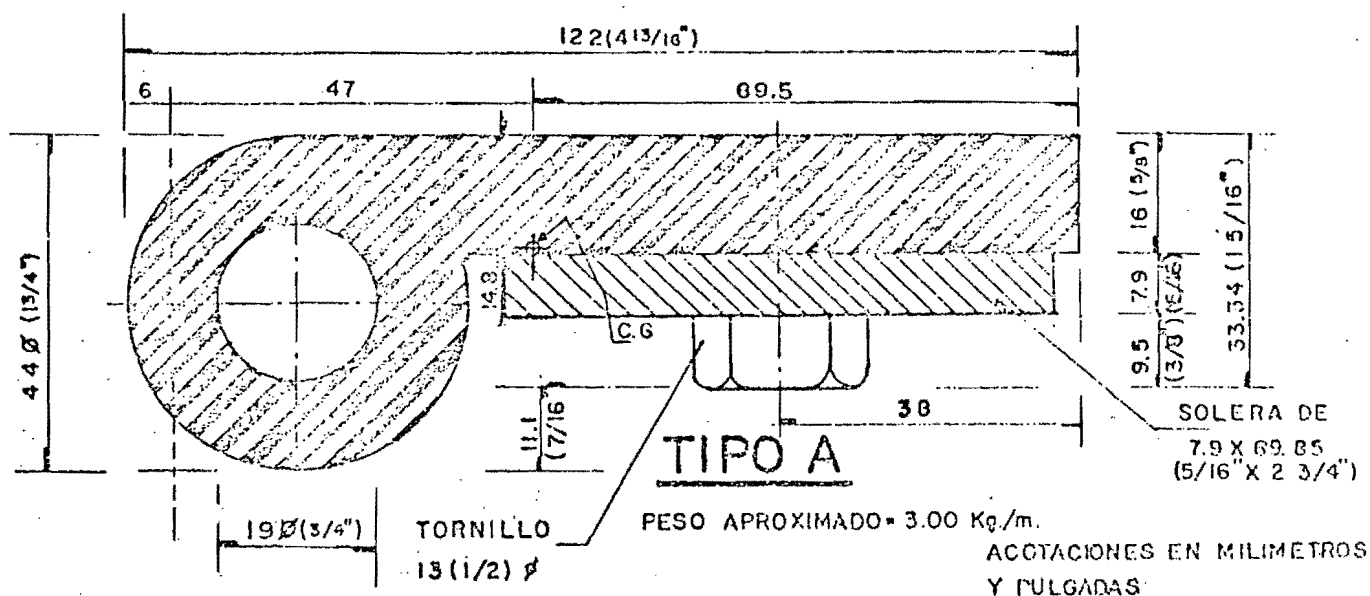


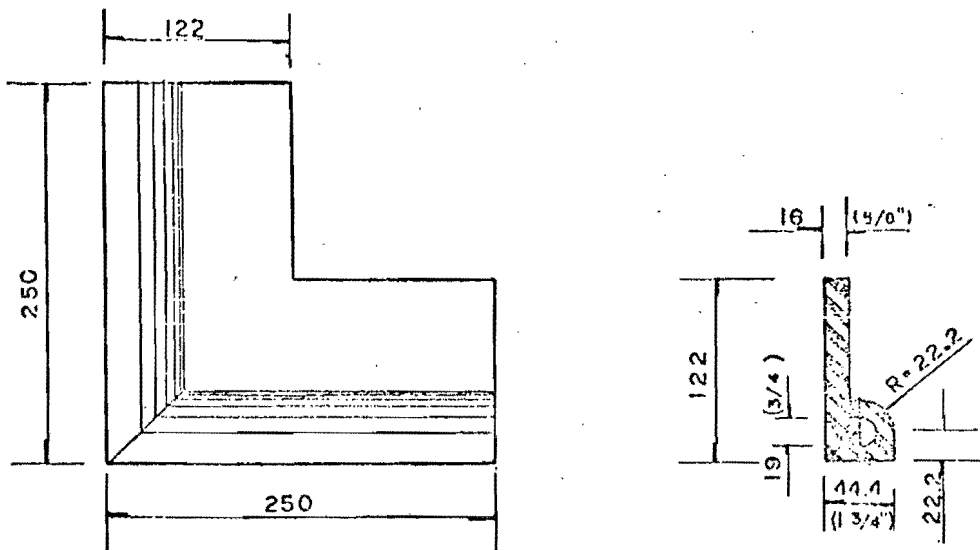
Fig 27. Sellos de nota y detalles

Ventajas e inconvenientes: Los sellos de hule son sensibles al desgarramiento y a vibración y resistentes a la cavitación.

Los sellos de metal resisten vibración; pero se dañan cuando cavitan.

Deberá hacerse una selección cuidadosa de los sellos, la cual dependerá del comportamiento particular de cada compuerta, -- así como del medio en donde se coloque la compuerta, la que --

# ESQUINEROS FRONTALES

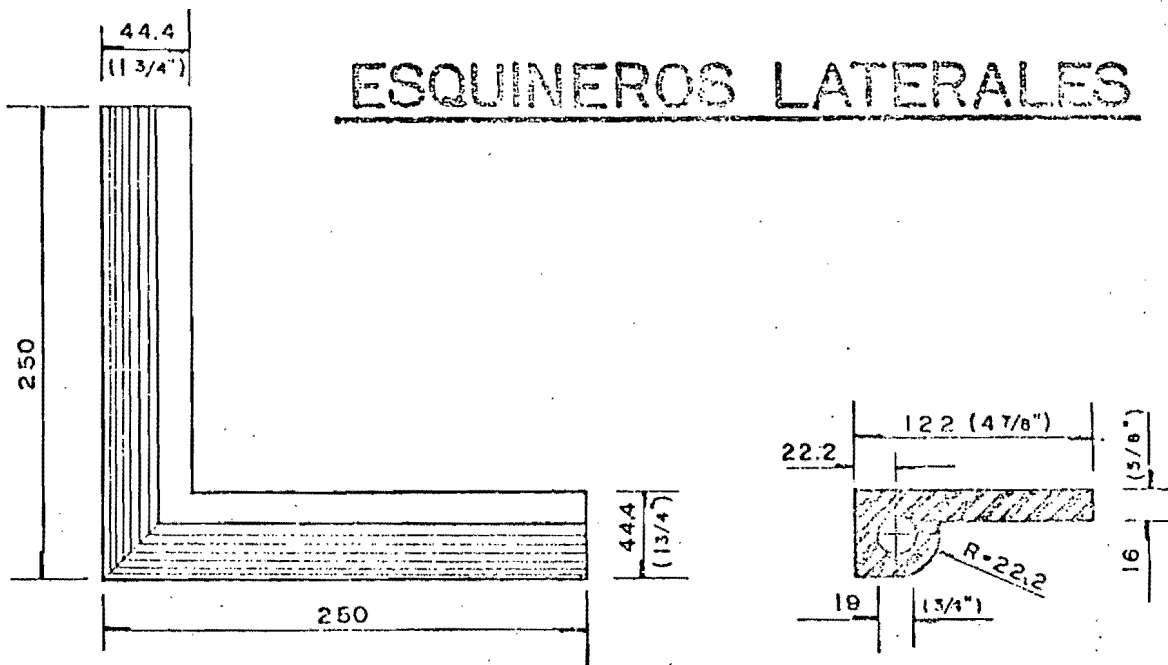


## PARA TIPO A

ACOTACIONES EN MILIMETROS

PESO APROXIMADO = 1.31 Kg. Y PULGADAS

# ESQUINEROS LATERALES



## PARA TIPO A

ACOTACIONES EN MILIMETROS

PESO APROXIMADO = 1.44 Kg. Y PULGADAS.

Fig 27a. Sellos de nota y detalles



podría estar sujeta a corrosión o desgaste. Podrán por ello, colocarse diferentes tipos de sello para la misma compuerta, por ejemplo, un sello en la parte inferior de la compuerta y otro tipo de sello en la superior. La selección del sello en material y tipo evitará el problema de las fugas, las que no deberán ser mayores a 0.1 lt/sm de sello.

Los sellos deberán cubrir especificaciones para el uso que se destinan, que son proporcionados por los fabricantes, como -- son: dureza, resistencia mínima a la tensión, alargamiento a la ruptura, envejecimiento al calor, compresión y peso específico. Además, deberán seguirse las normas acerca del uso de los pegamentos de contacto en los sitios de los sellos. Información adicional es posible con los fabricantes de sellos y una descripción más detallada se encuentra en la referencia 15.

### 3.7.1 Cálculo de la fricción de sello

La fricción del sello se calcula según la relación

$$R = \int_L \mu D(H) dL \quad \text{Kg} \quad (19)$$

donde

$\mu$  coeficiente de fricción

$L$  longitud de contacto del sello, m

$D$  presión del sello, kg/m

La fricción del sello se efectúa en contra del movimiento. Es decir, cuando se trata de un ascenso de la compuerta se tiene una carga adicional al sistema motor y cuando se trata de un movimiento de descenso una descarga a este sistema motor.

Los coeficientes de fricción  $\mu$  recomendables para sellos son los siguientes: (Ref. 15)

Materiales	$\mu$
Teflón en acero	0.05 a 0.1
Acero en bronce (no lubricado)	0.20
Remanit en acero	0.25
Acero en acero (no lubricado)	0.30
Goma en acero:	
Dureza - Shore 85°	0.70
Dureza - Shore 70°	0.80
Dureza - Shore 55°	0.90

La longitud de contacto de sello  $L$  debe abarcar todos los trayectos de sello que tienen contacto durante el movimiento de descenso o ascenso con la superficie de contrasello, fig.

28.

La presión de sello  $D$  en un metro de longitud de sello, que se calcula de una manera simplificada suponiendo que el perfil de goma gira alrededor del punto "O", como se indica en la figura y para una presión de agua  $P(\text{Kg}/\text{m}^2)$ ,

$$D(H) = \frac{P(x^2 + y^2 + ys)}{2x} ; P = P(H) = \gamma H$$

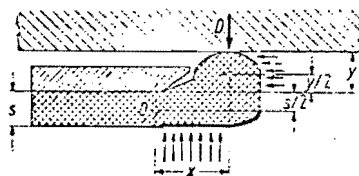


Fig 28. Presión del sello en el tipo perfil de nota

### 3.8 Pérdidas de Carga en Compuertas

La pérdida de carga en las compuertas de conductos se calcula con la fórmula:

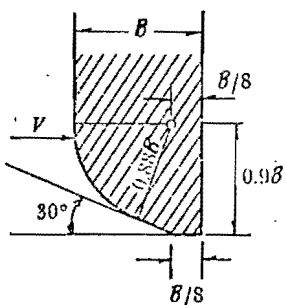
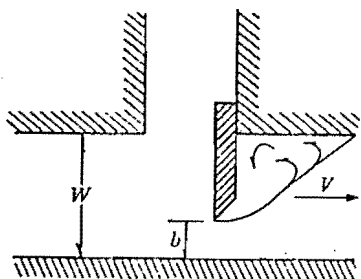
$$h_p = K \frac{v^2}{2g} \quad (20)$$

donde  $V$  es la velocidad aguas abajo de la compuerta en  $\text{m}/\text{s}$  y  $g$  es la aceleración de la gravedad ( $9.8 \text{ m}/\text{s}^2$ ),  $K$  es el coeficiente de pérdida que depende de la posición de la compuerta y del tipo de la misma; para compuertas planas, tabla 2, para

compuertas radiales, tabla 3, y para compuertas radiales invertidas, tabla 4. (Refs 1, 27, 28).

T A B L A 2

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



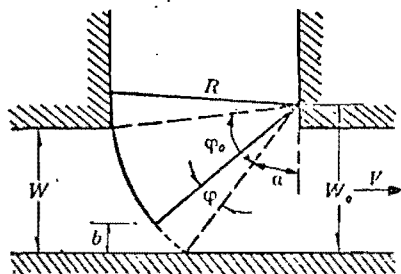
### 3.9 Mecanismos de Izaje

#### a) Cadenas y cables

En la maniobra de compuertas, comúnmente se utilizan cables - o cadenas de acero. En el caso de los cables su manejo es relativamente sencillo, ya que se enrollan en tambores que son movidos por un motor (malacate). Pero en el caso de las cade

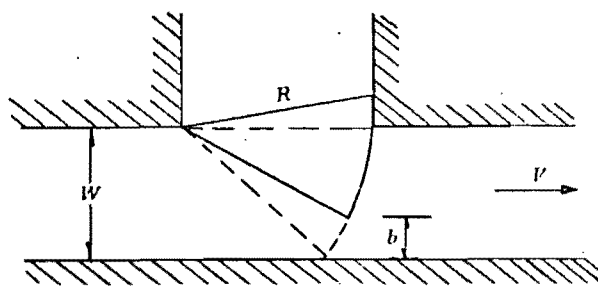
T A B L A 3

$\phi/\phi_0$	$b/w$	$K$
0.10	0.07	128
0.2	0.15	30.2
0.3	0.24	12.2
0.4	0.34	6.03
0.5	0.43	3.23
0.6	0.54	1.79
0.7	0.65	0.99
0.8	0.77	0.56
0.9	0.86	0.36
0.95	0.94	0.31
1.00	1.00	0.30



T A B L A 4

$b/w$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$K$	200	45	18	8	4	2	0.9	0.4	0.1	0.01



nas, cuando estas son demasiado grandes, se requiere de complicadas maniobras de "enrollamiento" (almacenamiento de la cadena).

Normalmente en el izaje de compuertas, las cadenas o cables, sólo son el medio para levantarlas, pero además también se necesitan de seguros que permitan sostener la compuerta sin ayuda de las cadenas o cables mientras se hacen reparaciones o cambios. Estos seguros se denominan "trinquetes" y dependerán de cada caso en particular.

#### b) Embolos

Cuando se requiere de maniobras especiales en el cierre o apertura de compuertas es útil instalar sistemas que comúnmente se denominan de émbolo (gatos hidráulicos).

Estos sistemas de émbolo consisten básicamente de lo siguiente. Un émbolo contenido en una cámara de presión mueve un vástago, que a su vez está unido a una compuerta, de tal manera que se produce su ascenso y descenso, según la entrada (de uno o de otro lado) de aceite a la cámara que contiene al émbolo. Este mecanismo se usa para el descenso cuando el peso de la compuerta no vence la fuerza de fricción debida a la presión hidrostática.

La principal ventaja de este sistema es la rapidez y precisión del movimiento de la compuerta; la principal desventaja es la complejidad y costo de todo el sistema. Este tipo de mecanismos es fundamentalmente útil en el caso de compuertas ligeras que requieren de movimientos rápidos y precisos.

Existen dos formas de maniobrar compuertas con este sistema:

- a) Cuando el sistema de izaje se encuentra sobre la compuerta
- b) Cuando el sistema de izaje se encuentra bajo la compuerta

El escoger uno u otro sistema de izaje dependerá del problema en particular que se tenga. La resistencia a la fricción causada por la presión hidrostática y el peso de la compuerta -- conjuntamente determinan el tipo maniobra, del mecanismo de elevación que se necesite.

Este sistema (Embolo) para operar compuertas se usa en las obras de toma cuando no existen válvulas antes de la turbina, ya que el sistema permite seguir políticas de cierre según las operaciones de la turbina.

### c) Malacates

Son dispositivos que permiten el izaje de los cables o cadenas que sujetan a las compuertas. Están compuestos fundamentalmente de un motor eléctrico o de gasolina, conectado a un tambor que almacena al cable o a la cadena por enrollamiento.

### d) Mantenimiento

Una de las partes más importantes para el funcionamiento de estos dispositivos es el mantenimiento. Cabe destacar la necesidad de dar protección catódica o de pintar todas las superficies oxidables en forma periódica, así como cambiar los sellos cuando se determine, independientemente de mantener en perfectas condiciones los sistemas de émbolo, malacates, motores, chumaceras, etc. Esto implica que se deben hacer revisiones periódicas de todos estos mecanismos.

Conviene aclarar que el mantenimiento no sólo corresponderá a las estructuras o dispositivos de servicio, sino también a los de emergencia.

### 3.10 Dispositivos de Seguridad

Figuran entre ellos: las rejillas, la válvula automática de-



cierre por exceso de velocidad de agua, dispositivo de entrada y salida del aire y las cámaras de oscilación. (Refs. 9, - 23).

a) Rejillas

Se colocan a la entrada de las tuberías para impedir la entrada de cuerpos flotantes y sólidos que al penetrar en la turbina podrían causar daños, especialmente en las palas del distribuidor y del rodete. Por la distancia entre barrotes se distinguen rejas gruesas y finas, según las necesidades del caso se forman con barras o soleras verticales, inclinadas u horizontales. La distancia entre barras se toma de 5 a 30 cm en rejas gruesas y de 1.5 a 2.5 cm para las finas. El diseño consiste principalmente en calcular la pérdida de energía del flujo a través de las rejillas, debido a la resistencia de las mismas, con la fórmula de pérdidas

$$h = K \frac{v^2}{2g} \quad (21)$$

y con la expresión de Kirschmer

$$K = C \left( \frac{S}{b} \right)^{4/3} \text{sen } \theta \quad (22)$$

donde  $v$  es la velocidad de entrada a la rejilla;  $C$ , es un coe

ficiente que depende de la forma de sección de las barras que forman la rejilla fig 29.

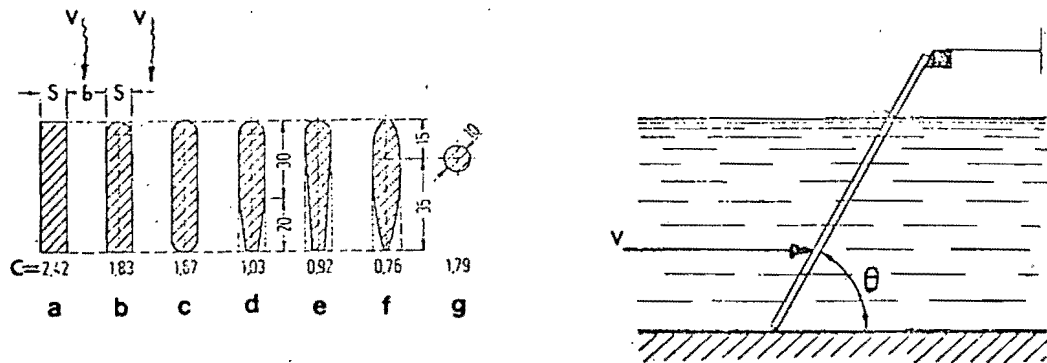


Fig 29. Coeficiente de  $C$  para la fórmula de Kirschmer

$S$ , el espesor;  $b$ , el claro entre las barras;  $\theta$ , el ángulo de inclinación de la barra con la horizontal. La fórmula anterior es válida si la corriente llega perpendicularmente al plano de rejillas.

Cuando la dirección del flujo no es normal al plano de rejillas, el coeficiente  $K$  se calcula con la fórmula de Mosonyi

$$K = K^* \beta$$

donde  $K^*$  es el mismo coeficiente de pérdida  $K$ , pero calculado para flujo normal al plano de reja y  $\beta$  es un coeficiente que se obtiene de la fig 30.

Las rejas deben limpiarse periódicamente para que no se obstruya la sección de paso del agua por la misma debido a las hojas, peces, raíces y troncos. La limpieza se efectúa a mano por medio de rastrillos, pero, en instalaciones importan--

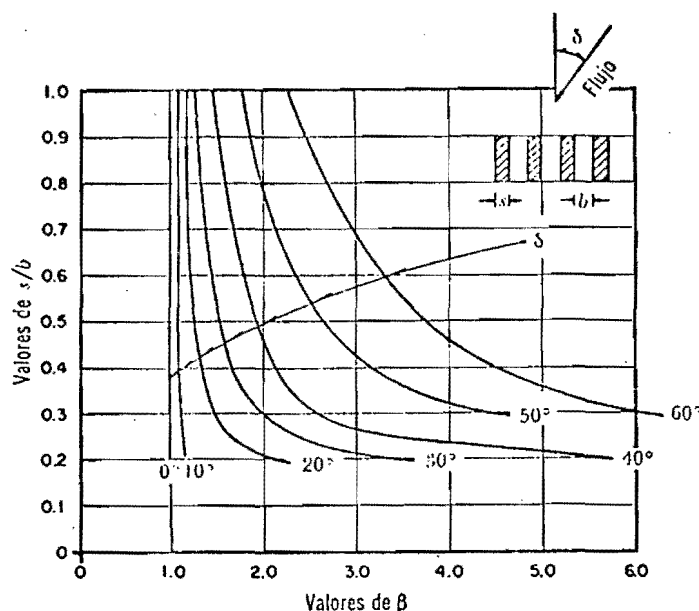


Fig 30. Coeficientes  $\beta$  para flujo inclinado. (Ref. 1)

tes y con grandes superficies de rejilla, se utilizan máquinas apropiadas con rastrillos. En la fig 31 se muestra un esquema de dichas máquinas. La sección de paso de la reja debe calcularse de modo que la máxima velocidad permisible  $v_{perm.}$  no exceda de 1.2 m/s y 0.6 m/s cuando no hay limpieza de rejas. El área neta entre rejas se calcula con

$$A_n = \frac{Q}{\mu v_{perm.}} \quad (23)$$

donde  $\mu$ , es el coeficiente de contracción que varía con la --  
 forma de las barras, y para fines prácticos puede tomarse ---  
 $\mu = 0.6$ . Para la forma *b* y *g*, el valor de  $\mu$  es 0.6 y, sin em  
 bargo, para la *f* vale 0.9 (ver fig 29) (Ref. 23).

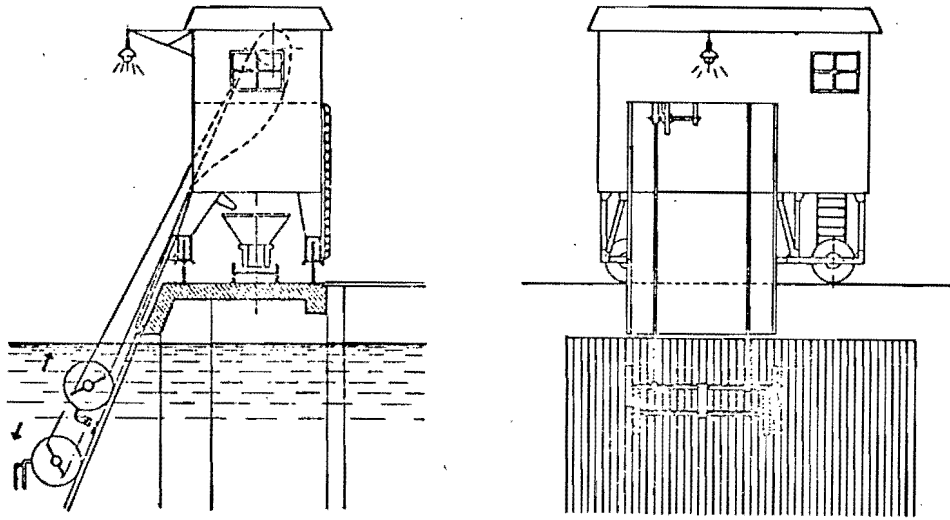


Fig 31. Esquema de una máquina con rastrillos.

Aparte de éste cálculo, que se puede considerar como prelimi-  
 nar a base de la velocidad recomendada (empírica), así como -  
 de la separación entre barras y diseño de las mismas para di-  
 ferentes cargas, es necesario verificar la estabilidad de las  
 barras en las rejillas para condiciones de flujo más rápidos.  
 Se trata del cálculo de la frecuencia de los vórtices alter-  
 nos detrás de las barras en las rejillas, de la frecuencia  $n_a$

tural de las barras, así como la resonancia entre las dos frecuencias.

a) Frecuencia de los vórtices

Se calcula por medio de la siguiente fórmula

$$f_v = \frac{S_t}{D} v \quad (23a)$$

donde

$v$  velocidad de la corriente m/s

$D$  diámetro o dimensión del obstáculo que se opone a la corriente, en m

$S_t$  número de Strouhal que depende de la forma de las barras y de la relación  $L/D$ , donde  $L$ , es la separación de las barras de eje a eje.

Los valores límites inferiores de  $S_t$  para diferentes formas de barras se pueden obtener de la fig 31.a. En la fig 31.b se muestra una gráfica de  $S_t$  en función de  $L/D$ , para una forma de barras mostrada en la misma figura.

La fórmula anterior muestra, que una vez seleccionados los parámetros de la rejilla  $S_t$  y  $D$ ,  $\left(\frac{S_t}{D}\right)$ , la frecuencia de los vórtices alternos es proporcional a la velocidad media de la co-

rriente.

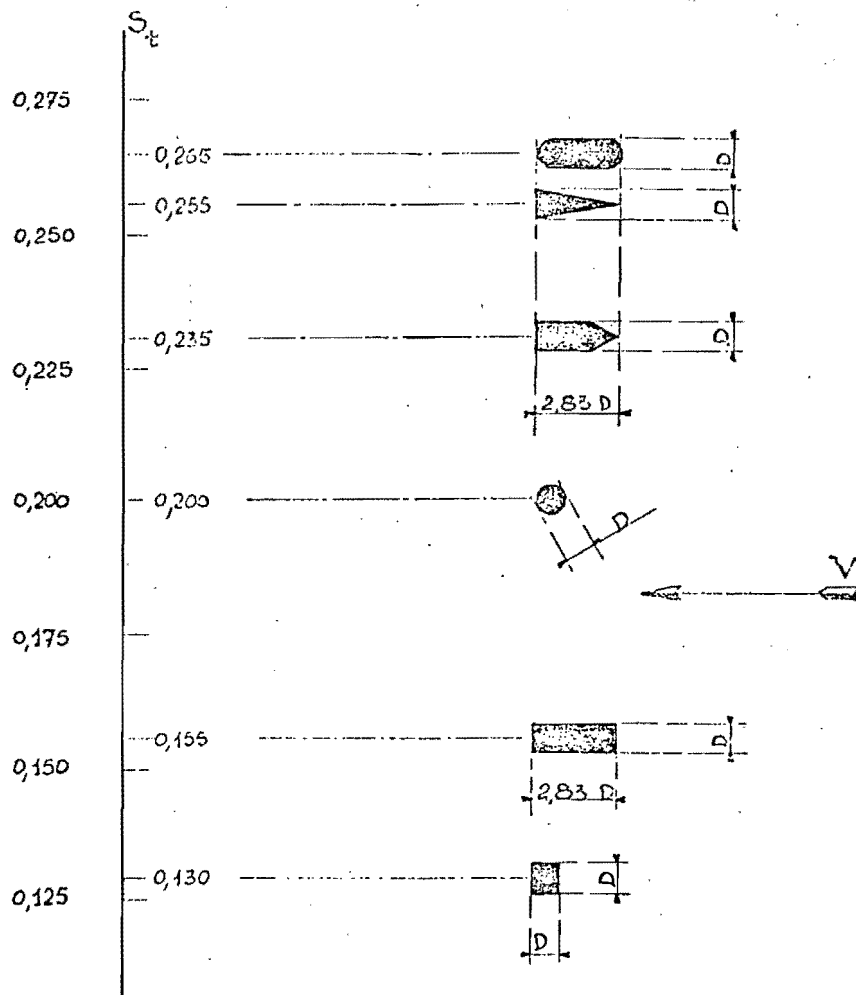


Fig 31.a. Valores límites inferiores de  $S_t$  para diferentes formas de las barras (Ref. 32).

b) Frecuencia natural de las barras de las rejillas

Se calcula con la siguiente fórmula

$$\delta = M \sqrt{\frac{g E}{\gamma}} \frac{\kappa}{H^2}$$

donde

$g$  aceleración de la gravedad,  $\text{cm/s}^2$

$\gamma$  peso específico del material de la rejilla,  $\text{Kg/cm}^3$

$E$  módulo de elasticidad del material de la rejilla,  $\text{Kg/cm}^2$

$H$  longitud de las barras,  $\text{cm}$

$\kappa$  radio de giro de la sección transversal de la barra con respecto a un eje paralelo a la velocidad de la corriente en  $\text{cm}$ . Se determina con la fórmula

$$\kappa = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$I$  momento de inercia de la sección transversal de la barra con respecto a un eje paralelo a la velocidad de la corriente,  $\text{cm}^4$

$A$  área de la sección transversal de la barra

$M$  coeficiente que depende del tipo de apoyo de las barras y puede tener los siguientes valores:

$$M = \frac{K}{2\pi}$$

para barras con extremos libres o empotrados;

$$M = \frac{\pi K'}{2}$$

para barras con extremos articulados.

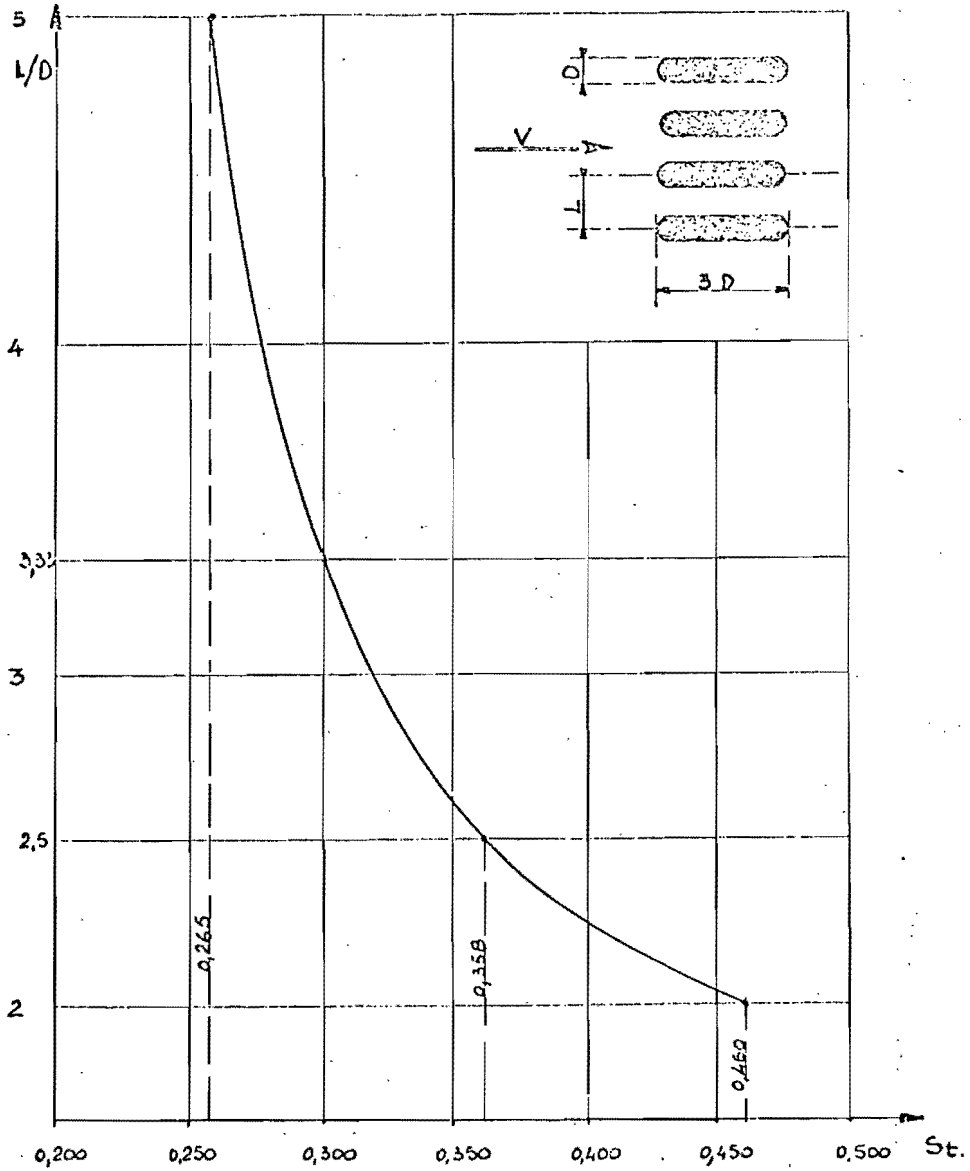


Fig 31.b Número de Strouhal  $S_t$  en función de  $L/D$  para la forma de barras mostrada (Ref. 32).



Los coeficientes  $K$  y  $K'$  tienen diferentes valores para las -- distintas armónicas del espectro de la vibración. Estos va- lores y los correspondientes valores del coeficiente  $M$  se --- muestran en la tabla 4a.

T A B L A 4a.						
Armónica	Fundamental	1	2	3	4	
$K$	22.4	61.6	121.6	200	298.5	
$K'$	1	4	9	16	25	
$M$ (Extremos empotrados)	3.56	9.8	19.3	31.8	47.5	
$M$ (Extremos articulados)	1.57	6.28	14.13	25.1	39.25	

Estas frecuencias se refieren a una vibración en el aire. De acuerdo a unos ensayos, la frecuencia natural en el agua es - igual a 67% de la frecuencia en el aire.

#### c) Condición de estabilidad de las barras

La condición de estabilidad requiere que no exista resonancia entre las frecuencias naturales de las barras y la frecuencia de los vórtices alternos.

Una vez seleccionados los parámetros de las rejillas, las frecuencias naturales de las barras quedan definidas y la frecuencia de los vórtices depende linealmente del gasto (ver la fórmula 23.a).

$$\delta_v = c Q$$

donde

$$c = \frac{S_t}{DA}$$

A área neta de la rejilla

Como el gasto  $Q$  varía entre 0 y el gasto de diseño  $Q_0$ , la frecuencia  $\delta_v$  también varía entre 0 y el valor  $\delta_{v0}$  (ver figura - 31.c).

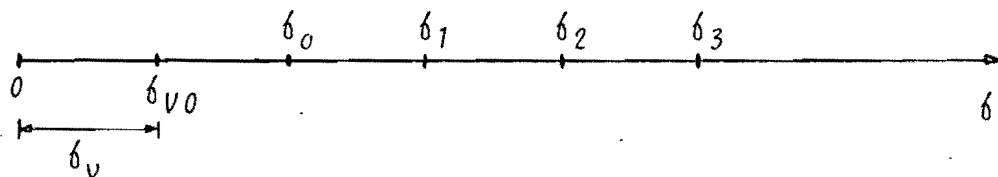


FIG 31.c.

Para que no exista resonancia entre  $\delta_v$  y las frecuencias naturales de las barras es necesario:

$$\delta_{v0} \ll \delta_0 \quad \left( \frac{\delta_{v0}}{\delta_0} \ll 1 \right)$$

La relación  $\frac{\delta_{V0}}{\delta_0}$  se debe elegir para cada caso particular dependiendo de las condiciones del problema.

b) Válvula automática de cierre por exceso de velocidad del agua

Esta válvula se coloca al principio de la tubería, y tiene -- por función interrumpir la circulación del agua si la tubería llegara a romperse. Consiste generalmente en una válvula de mariposa que se acciona por un dispositivo mecánico o hidráulico, el cual actúa cuando la velocidad del agua aumenta en un 20% sobre el valor normal. Si se trata de presiones elevadas conviene instalar, para mayor seguridad otra válvula delante de la indicada, fig 32.

El dispositivo mecánico para el movimiento de la válvula consiste en una pieza plana, circular, colocada en el interior de la tubería que va unida por un sistema de palancas al mecanismo de maniobra de la válvula y que se mantiene en equilibrio mientras no se produce el aumento de velocidad, para el que habrá sido calibrado el dispositivo. Cuando la velocidad prevista sobrepasa la presión hidrodinámica que actúa sobre la pieza plana, circular, ésta desbloquea el mecanismo de cierre de la válvula.

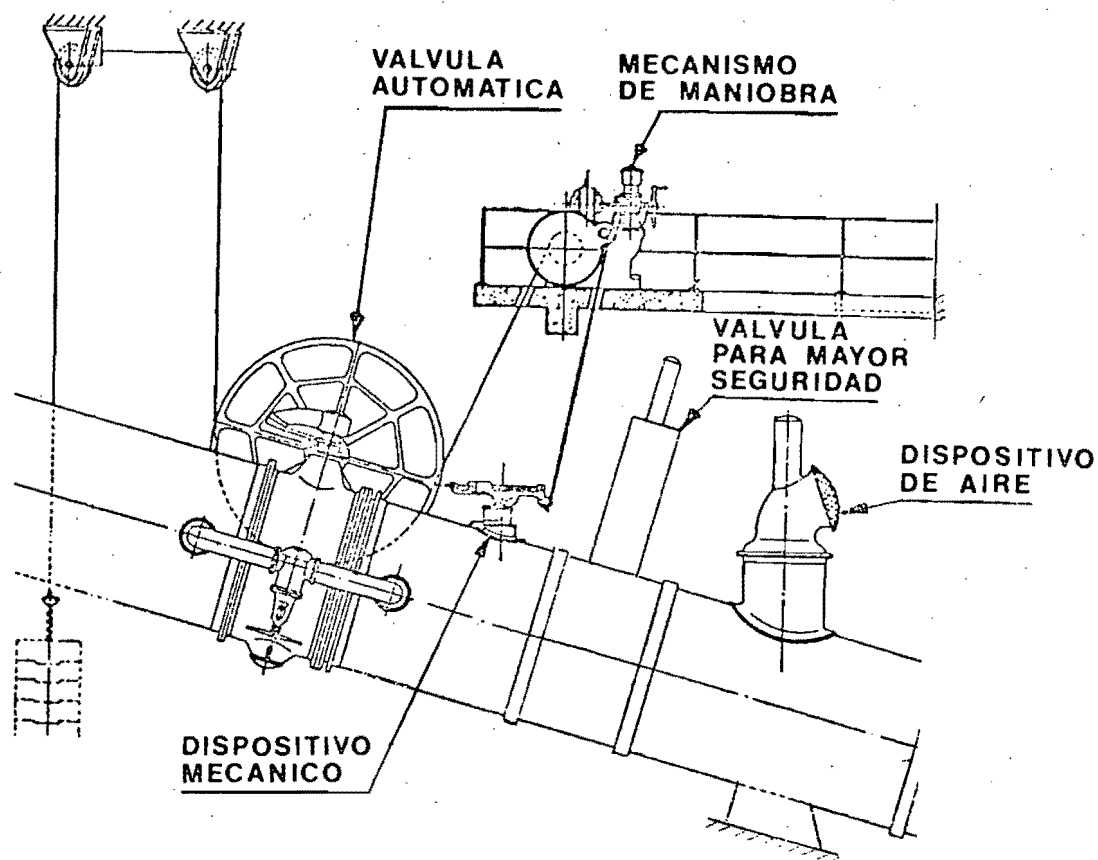


Fig 32. Válvula automática y dispositivo de entrada y salida de aire

c) Dispositivo automático de entrada y salida del aire

Está constituido por un simple tubo que aspira el aire (ver tuberías de aireación), o también por una válvula automática (fig 32) cuyo objeto, en el caso de vaciarse la tubería por cierre brusco de la válvula, es permitir la entrada del aire y evitar así el aplastamiento de la tubería. Esta válvula automática debe de ir colocada inmediatamente después de la que cierra por exceso de velocidad.

d) Cámaras de oscilación

Tiene por objeto evitar la sobrepresión, debida al golpe de ariete en las conducciones a presión, y al mismo tiempo sirve de depósito de alimentación a la tubería en caso de bruscas variaciones de carga. El propósito en este trabajo es solamente mencionar a las cámaras de oscilación como dispositivos importantes de seguridad en los sistemas hidroeléctricos, por lo que el tema no será desarrollado.

#### 4. VALVULAS

Las válvulas son dispositivos utilizados para controlar el -- flujo en tuberías u obturar la tubería mientras la turbina no funciona.

Tipos de válvulas

De acuerdo al uso:

- a) Válvulas de entrada o de admisión en el extremo inicial - de la tubería a presión
- b) Válvulas en la tubería de presión, inmediata a una turbina o inmediatamente después del tanque de oscilación
- c) Válvula de descarga

Desde el punto de vista de su construcción las más comunes --  
son:

a) Válvulas de chorro hueco o cónico o divergentes

Este tipo de válvulas están provistas de una estructura dis--  
persadora del chorro de agua, que consiste en un cono de cie--  
rre accionado mediante una compuerta cilíndrica. Una caracte--  
rística de este tipo de válvulas es dispersar el chorro de --  
agua para evitar que caiga concentrado en un cierto lugar. --  
A veces hay que evitar la dispersión del chorro para que las--  
instalaciones anexas no se oxiden.

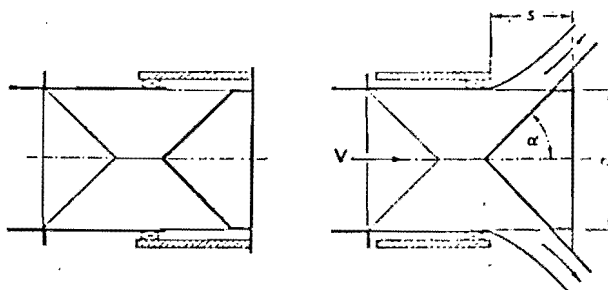


Fig 33. Válvula de chorro cónico

b) Válvulas de chorro convergente (válvulas de aguja)

Son usadas como válvulas de servicio y para control de gasto,  
en tuberías de gran diámetro en puntos intermedios o en el ex

tremo final del conducto.

Una válvula de aguja diferencial interna consta de tres cámaras llenas de agua, en las cuales se puede variar la presión-hidráulica. Las cámaras A y C van interconectadas, para que su presión sea la misma. La válvula se abre aumentando la presión en la cámara B, liberándola en las cámaras A y C, con lo que se empuja a la aguja hacia la izquierda. Para cerrar la válvula, la cámara B se vacía a la atmósfera, mientras que la presión aumenta en las cámaras A y C.

El diámetro de las válvulas de aguja más comunes varía desde 4 pulgadas hasta 105. Fig 34.

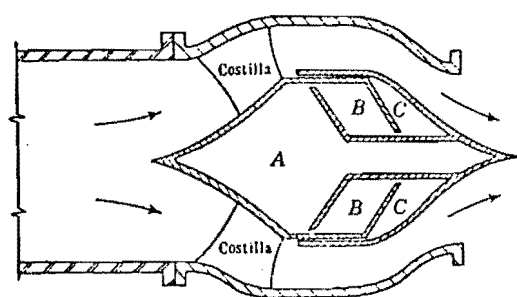


Fig 34. Válvula de aguja

#### c) Válvula de tubo

Se abren y cierran por medios mecánicos más bien que por pre-



si3n hidr3utica. Un v3stago de tornillo envuelto en un ba3o-  
de aceite es accionado por un engrane para impulsar a la v3l-  
vula de cilindro (o tubo) hacia o desde el asiento de la v3l-  
vula.

Generalmente son m3s cortas, m3s ligeras en peso y m3s econ3-  
micas de construir, que las v3lvulas de aguja. Debido a la -  
cavitaci3n, no deber3n ahogarse y operarse con escurrimientos  
abajo del 35% de su capacidad. Fig. 35.

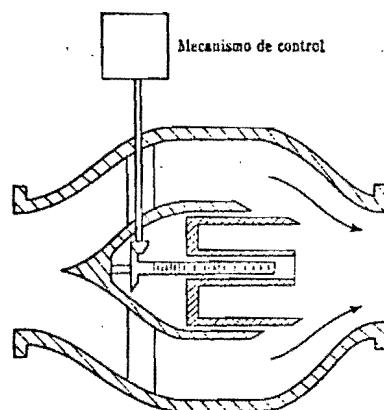


Fig 35. V3lvula de tubo

#### d) V3lvula de mariposa o lenteja

Consiste en un disco balanceado en forma de lenteja, montado-  
sobre una flecha vertical u horizontal, dispositivo que est3-  
contenido dentro de un cuerpo de forma esf3rica. El paso del  
flujo se controla girando la lenteja. Es eficiente, econ3mi-

ca y su aplicación principal es la regulación a la entrada de la turbina o como válvula de emergencia. Una dificultad es el problema de asegurar un cierre hermético.

También existen válvulas de mariposa de dimensiones pequeñas cuyo control es manual por palanca o por volante, pero las grandes exigen fuerza motriz. Fig 36.

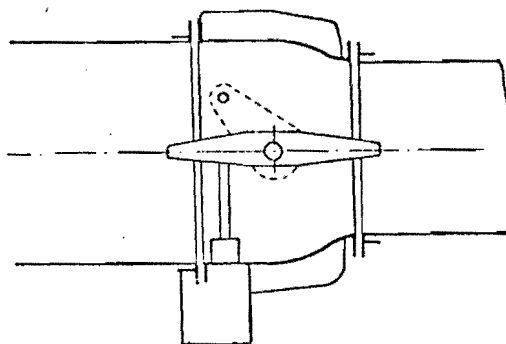


Fig 36. Válvula de mariposa

e) Válvula de compuerta o guillotina

Consta de una placa o compuerta que se desliza sobre un orificio. Se utilizan principalmente en plantas hidroeléctricas de caídas altas. Pueden ser operadas eléctrica, hidráulica o manualmente. Fig 37.

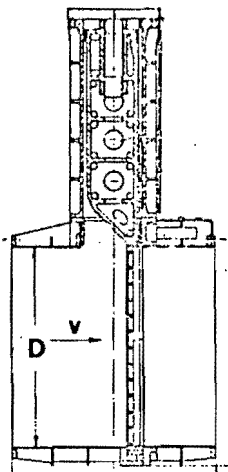


Fig 37. Válvula de compuerta

## f) Válvula esférica

Está formada por una esfera exterior hueca, la cual tiene en su interior otra esfera. Para operar las esferas se utilizan mecanismos eléctricos, mecánicos o manuales. La esfera interior tiene un hueco de forma cilíndrica y cuando éste queda alineado con la tubería, permite el paso del flujo a través de la esfera. Se utilizan para operar turbinas o donde se requieren válvulas normalmente abiertas. Fig 38.

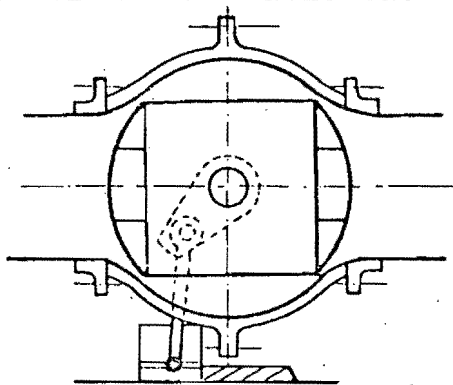


Fig 38. Válvula esférica

## g) Válvula de retención o de paso (Check)

Como su nombre lo indica la válvula solamente permite el paso

del flujo en un solo sentido, como se muestra en la figura --  
39.

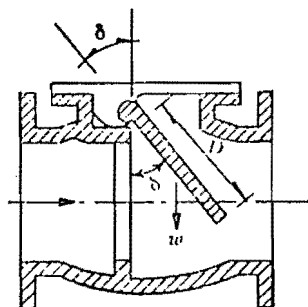


Fig 39. Válvulas de retención o de peso

#### h) Válvulas menores

Existe una gran variedad de válvulas menores, similares en --  
funcionamiento a las mencionadas anteriormente. Entre las --  
más comunes se encuentran las válvulas de compuertas, válvu--  
las "check", válvulas de pie y válvulas de ángulo. Fig 40.

Las válvulas más usadas son las de mariposa o lenteja, las de guillotina y las esféricas; estas válvulas se colocan generalmente en puntos intermedios de las tuberías. Las válvulas -- que se colocan en los extremos finales son las llamadas de -- chorro hueco (si se desea disipar la energía) en la descarga. Con frecuencia la válvula de chorro hueco se coloca en zonas confinadas, lo cual hace que el agua, al chocar contra las pa

redes laterales, produzca un estado intenso de vibración (a las paredes y a la válvula). Se aconseja al diseñador evitar este confinamiento, aunque a veces es necesario por la oxidación. Se recomienda recurrir a pruebas en el laboratorio para asegurar un buen funcionamiento (en las válvulas de chorro convergente se recomienda lo mismo).

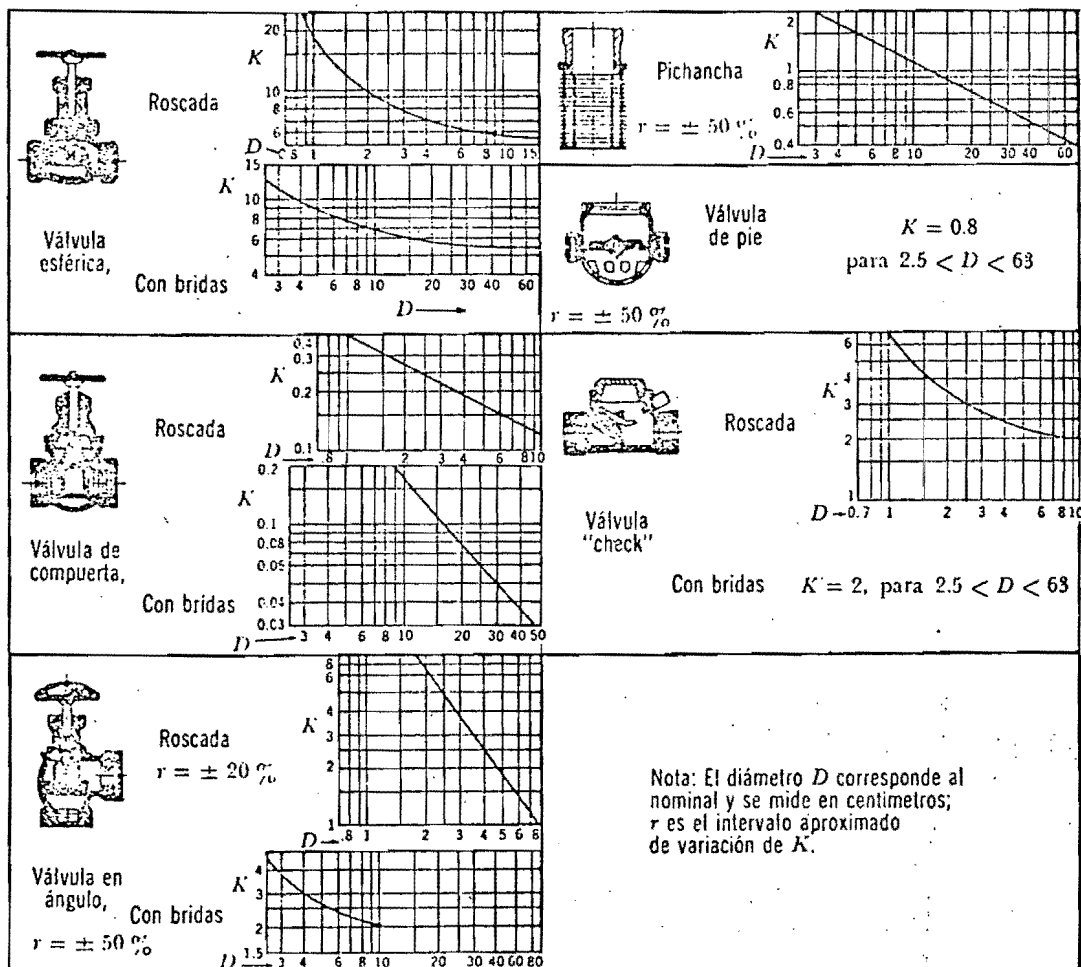
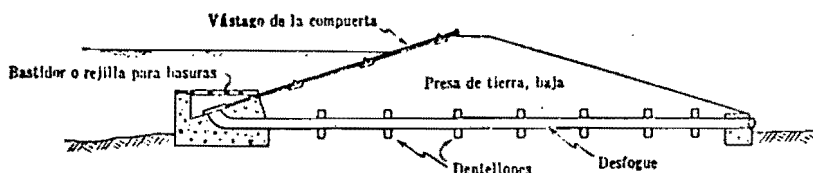


Fig 40. Coeficiente de pérdida para válvulas menores completamente abiertas. (Refs. 1, 5).

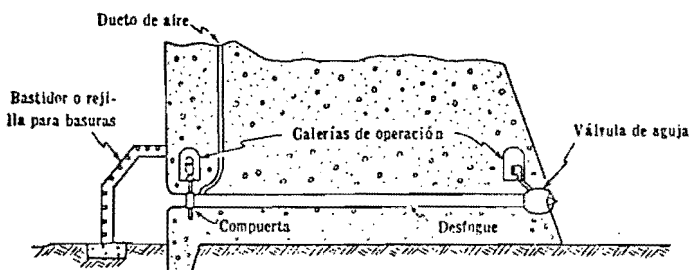
Los distintos mecanismos de control para las maniobras de --- apertura y cierre (que ya han sido descritos) así como los -- sistemas de sellado dependen del tipo y tamaño de las válvu-- las y deberán seleccionarse tomando en cuenta las recomenda-- ciones del fabricante de válvulas. Referencias 4, 11, 14 y - 15.

#### 4.1 *Algunas Instalaciones Usuales con Válvulas*

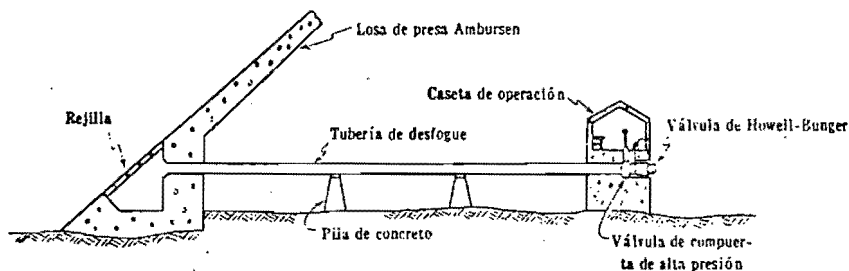
Para los conductos de descarga que pasan por las presas de -- tierra y enrocamiento, fig 41a, es una buena práctica insta-- lar una compuerta en el extremo de aguas arriba del conducto-- para que únicamente esté a presión cuando se abre la válvula. En las instalaciones de carga baja, estas compuertas pueden - actuar como reguladoras del escurrimiento, pero para proyec-- tos de carga alta se utilizan únicamente como compuertas auxi-- liares para las válvulas reguladoras colocadas en el extremo-- de aguas abajo del conducto. Es importante que la salida --- aguas abajo, se localice en forma de que el agua de las des-- cargas no dañe el parámetro de la presa. Las válvulas de re-- gulación de alta presión (de aguja, de tubo y de chorro hue-- co) siempre deben llevar compuerta auxiliar para permitir su-- inspección y reparación. Las compuertas auxiliares pueden lo-- calizarse cerca del paramento de aguas arriba de la presa fig 41b o inmediatamente aguas arriba de la válvula de regulación



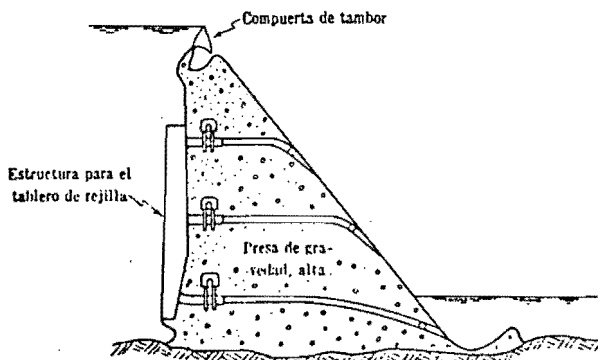
- a) Compuerta deslizante en el extremo de aguas arriba de la toma o desfogue



- b) Compuerta de emergencia en el extremo de aguas arriba del desfogue con válvula de regulación en el extremo de aguas abajo



- c) Compuerta de emergencia y válvula de regulación en el extremo de aguas abajo del desfogue



- d) Compuertas de emergencia en tándem



DEPA

Fig 41. Algunos arreglos típicos de desfogue mostrando la localización y tipo de las compuertas.

fig 41c, en cuyo caso una galería de operación simple puede servir a ambas válvulas. En los grandes proyectos, las compuertas auxiliares con frecuencia se instalan una delante de otra para proporcionar seguridad contra la circunstancia de que una de ellas queda inservible, fig 41d.

La galería de válvulas dependerá del tipo de cortina y de la posición del tubo de alimentación a las turbinas. Por ello la galería puede considerarse que sea interior si está alojada en la cortina y exterior en caso contrario. Las dimensiones de la galería de válvulas dependerán del equipo usado teniendo en cuenta, además, el espacio necesario para el personal de control y mantenimiento.

#### 4.2 Pérdidas de Carga

La pérdida de carga producida por una válvula se calcula con la fórmula:

$$h_p = k \frac{v^2}{2g} \quad (24)$$

en donde  $v$  es la velocidad aguas abajo de la válvula en m/s-- y  $g$  es la aceleración de la gravedad ( $9.8 \text{ m/s}^2$ ),  $k$  es un coeficiente que depende de la posición de la válvula y del tipo de la misma; para válvulas de guillotina se determina de las-



tablas 5 ó 6, para válvulas de mariposa de la tabla 7 y para válvulas esféricas de la tabla 8 y 8a para válvulas de retención.

En el caso de válvulas de chorro hueco, de chorro convergente, o de tubo se acostumbra calcular el gasto descargado en vez de la pérdida de carga; para las primeras se usa la fórmula:

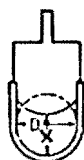
$$Q = 0.785 D^2 \mu \sqrt{2 g H} \quad (25)$$

en donde  $Q$  es el gasto descargado en  $m^3/s$ ;  $D$  es el diámetro de la válvula, en  $m$ ;  $H$  es la carga aguas arriba de la válvula en  $m$ , y  $\mu$  es un coeficiente que se determina con ayuda de la figura 42; en esta gráfica  $S$  es la "abertura" de la válvula y  $\alpha$  el ángulo de divergencia del elemento de cierre en grados.

Para las válvulas de chorro convergente se puede usar la misma fórmula y el valor de  $\mu$  cuando ésta se encuentra totalmente abierta es de aproximadamente 0.58.

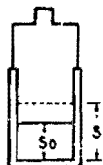
En el caso de que interese conocer la pérdida de carga producida por este último tipo de válvula, se puede usar la fórmula 24 dando a  $k$  un valor aproximado de 0.06.

TABLA 5. (Válvula de guillotina circular) (Ref. 5)



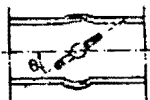
$\frac{x}{D}$	K	$\frac{x}{D}$	K	$\frac{x}{D}$	K	$\frac{x}{D}$	K
0,181	41,21	0,250	22,68	0,417	6,33	0,583	1,55
0,194	35,36	0,333	11,80	0,458	4,57	0,667	0,77
0,208	31,35	0,375	8,63	0,500	3,27	1,000	0

TABLA 6. (Válvula de guillotina rectangular) (Ref. 5)



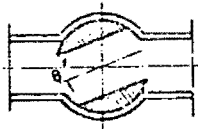
$\frac{S_0}{S}$	K	$\frac{S_0}{S}$	K	$\frac{S_0}{S}$	K	$\frac{S_0}{S}$	K
0,1	193,	0,4	8,12	0,7	0,95	0,9	0,09
0,2	44,5	0,5	4,02	0,8	0,39	1,0	0,00
0,3	17,8	0,6	2,08				

TABLA 7. (Válvula de mariposa) (Ref. 5)

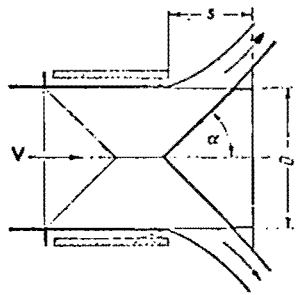


$\theta^\circ$	K	$\theta^\circ$	K	$\theta^\circ$	K	$\theta^\circ$	K
0	~0	20	1,54	40	10,8	60	118,
5	0,24	25	2,52	45	18,7	65	256,
10	0,52	30	3,91	50	32,6	70	750,
15	0,90	35	6,22	55	58,8	90	$\infty$

TABLA 8. (Válvula esférica) Para válvulas pequeñas (Ref. 5)



$\theta^\circ$	K	$\theta^\circ$	K	$\theta^\circ$	K	$\theta^\circ$	K
0	0	20	1,56	40	17,3	60	206,
5	0,05	25	3,10	45	31,2	65	486,
10	0,29	30	5,47	50	52,6	82	$\infty$
15	0,75	35	9,68	55	106,-		



$$Q_{\max} = 2.9 D^2 \sqrt{H}$$

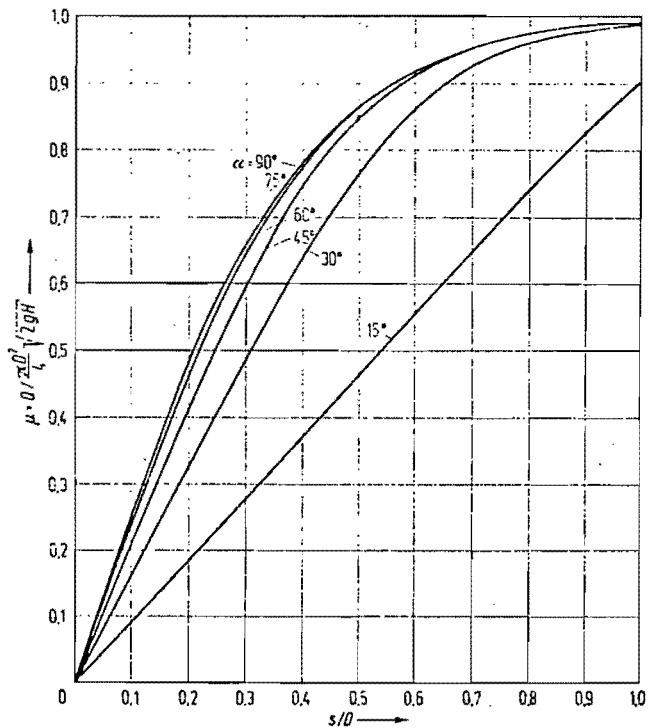


Fig 42. Válvula de chorro hueco (Ref 15)

TABLA 8a. Válvula de retención. (Ref. 1)

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

Coefficientes de pérdida para válvulas de retención completamente abiertas.

$\delta^\circ$	$K$
15	90
20	62
25	42
30	30
35	20
40	14
45	9.5
50	6.6
55	4.6
60	3.2
65	2.3
70	1.7

Coefficientes de pérdida para válvulas de retención parcialmente abiertas.

Para válvulas de guillotina circular  $\mu$  se determina de la tabla 9, para válvulas de mariposa  $C_d = 0.785 \mu \sqrt{2}$  de las tablas 10, 11 ó 12 y se emplea la fórmula 25.

Para válvulas de tubo colocadas en la porción central del conducto y tobera de 30°;  $\mu = 0.72$ ; con válvulas de tubo con descarga libre y tobera de 45°,  $\mu = 0.52$ .

Una relación interesante es la que existe entre las fórmulas de pérdida de carga y la descarga de una válvula. Sea la pérdida de carga

$$\Delta H = K \frac{v^2}{2g} \quad (25a)$$

y la descarga de una válvula

$$Q = 0.785 D^2 \mu \sqrt{2g \Delta H} = C_d D^2 \sqrt{g \Delta H} \quad (25b)$$

De reemplazar  $\Delta H$  en la fórmula (25b), resulta

$$K \frac{v^2}{2g} = \frac{Q^2}{C_d^2 D^4 g}$$

Por otra parte, de la ecuación de continuidad

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

Coeficientes de descarga (Ref. 28)

Válvulas de guillotina circular

$$Q = 0.785 D^2 \mu \sqrt{2gH}$$

T A B L A 9

$\frac{x}{D}$	$\mu$	$\frac{x}{D}$	$\mu$	$\frac{x}{D}$	$\mu$	$\frac{x}{D}$	$\mu$
0	0	0.3	0.28	0.6	0.57	0.9	0.85
0.1	0.1	0.4	0.37	0.7	0.66	1.0	0.95
0.2	0.18	0.5	0.475	0.8	0.76		

Válvula de mariposa

En el conducto:

$$Q = C_d D^2 \sqrt{g\Delta H}$$

$$C_d = 0.785 \mu \sqrt{2}$$

T A B L A 10

$\theta^\circ$	$C_d$	$\theta^\circ$	$C_d$	$\theta^\circ$	$C_d$	$\theta^\circ$	$C_d$
0	1.7	20	1.07	40	0.40	60	0.14
5	1.63	25	0.85	45	0.30	65	0.10
10	1.50	30	0.65	50	0.25	70	0.06
15	1.30	35	0.50	55	0.18	80	0.02

Coeficientes de descarga (Ref 28)

Válvulas de mariposa

En el extremo del conducto con descarga libre:

T A B L A 11

$\theta^\circ$	$C_d$	$\theta^\circ$	$C_d$	$\theta^\circ$	$C_d$	$\theta^\circ$	$C_d$
0	0.75	20	0.550	40	0.280	60	0.08
5	0.725	25	0.480	45	0.225	65	0.06
10	0.675	30	0.425	50	0.175	70	0.03
15	0.625	35	0.350	55	0.125	75	0.02

Con descarga sumergida:

T A B L A 12

$\theta^\circ$	$C_d$	$\theta^\circ$	$C_d$	$\theta^\circ$	$C_d$	$\theta^\circ$	$C_d$
0	-	20	0.630	40	0.280	60	0.08
5	-	25	0.520	45	0.225	65	0.06
10	0.850	30	0.425	50	0.175	70	0.03
15	0.740	35	0.350	55	0.125	75	0.02

que, sustituida en la ecuación anterior, da

$$C_d = \frac{\pi}{2 \sqrt{2} \sqrt{K}}$$

y de la fórmula (25b) se tiene

$$C_d = \frac{\pi}{4} \mu \sqrt{2}$$

finalmente

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{K}} \quad (26)$$

o bien

$$K = \frac{1}{\mu^2}$$

o sea que el coeficiente de descarga es inversamente proporcional a la raíz cuadrada del coeficiente de pérdidas en el caso de las válvulas.

Las pérdidas de carga en las válvulas calculadas mediante la fórmula 24 presupone que están colocadas en tramos rectos de las tuberías, de manera que cualquier cambio en la sección de las mismas, en dirección o en tamaño, será motivo de una pérdida adicional.



### 4.3 Tuberías de Aireación

Las tuberías de aireación son conductos que comunican a la parte superior de la sección de la tubería que se encuentra inmediatamente aguas abajo de una válvula o compuerta, con la atmósfera libre (ver fig 43). Tienen por objeto suministrar el aire que es demandado por la succión que ejerce el chorro de agua abajo de la válvula o compuerta, evitando así la formación de vacío que favorezca la cavitación. Las tuberías de aireamiento proyectadas con los criterios siguientes, se suponen con un número mínimo de codos convenientemente redondeados, pues una reducción brusca o un gran número de cambios de dirección o de sección, reduce considerablemente la eficiencia. Es aconsejable que en ningún caso se permitan velocidades del aire en las tuberías de aireación mayores de 80 m/seg o depresiones menores de 0.8 m de columna de agua. Una discusión más amplia de todos estos conceptos aparece en las referencias 11 y 15.

Una primera idea de la sección transversal de una tubería de aireamiento se puede tener por medio de la fig 44, en donde el área  $S_a$  de esta sección (en  $m^2$ ) depende del área de la sección transversal del conducto en donde está el elemento de control ( $Ba_0$  en  $m^2$ ) y de la carga  $H$  (en m) inmediatamente aguas arriba de dicho elemento. Un cálculo más refinado para

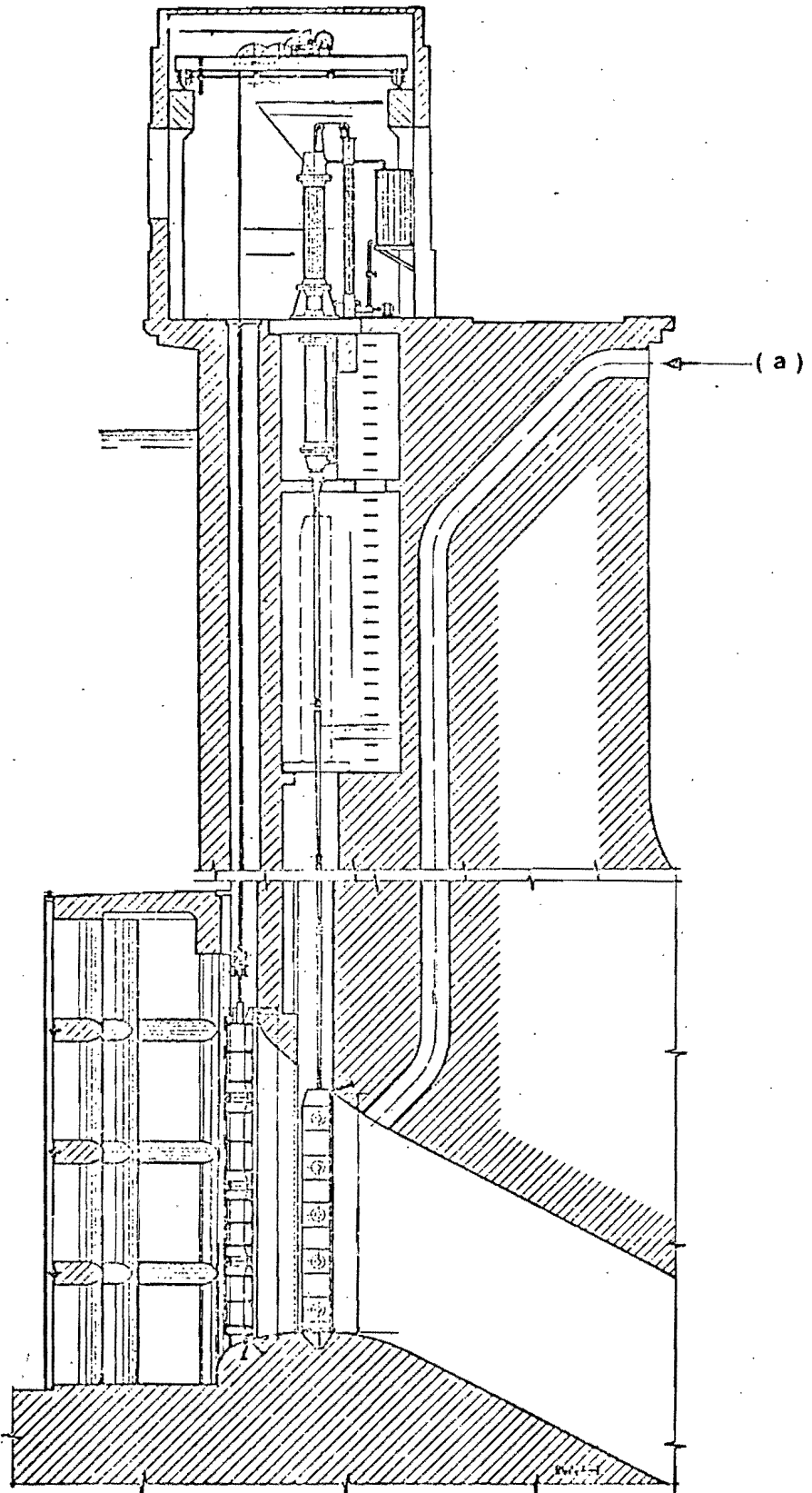


Fig 43. Tubería de aireación en una obra de toma(a)

la condición más desfavorable se puede hacer de la manera siguiente:

1. Determinar el número de Froude en la sección contracta de la vena, aguas abajo del elemento de cierre, haciendo

$$F_n = \frac{Q}{B\sqrt{g} (\mu_c a)^{3/2}} \quad (27)$$

donde  $Q$  es el gasto en el conducto, en  $m^3/s$ ;  $B$  es el ancho de la válvula en  $m$ ;  $a$  es la abertura vertical de la válvula en  $m$  y  $\mu_c$  el coeficiente de contracción con valor medio de 0.6. En compuertas con labio a  $45^\circ$  se recomienda  $\mu = 0.8$ . (Ref. 28)

2. Entrando en la fig 45 con el parámetro  $(F_n - 1)$  se calcula el coeficiente  $\beta = Q_a/Q$  (relación entre el gasto de -- aire  $Q_a$ , y el de agua  $Q$ ), a partir de esa relación determinar el gasto de aire (en  $m^3/s$ ) como

$$Q_a = \beta Q \quad (28)$$

Se aconseja calcular la demanda de aire máxima en compuertas, que ocurre cuando éstas operan al 80% de abertura.

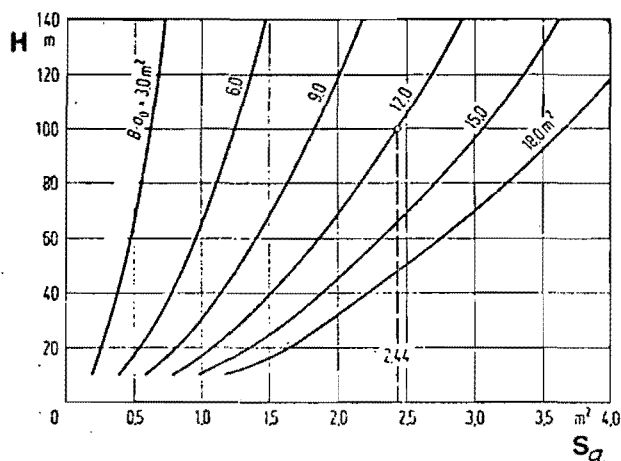


Fig 44. Sección transversal de la tubería de aireación-  
 $(S_a)$  en función de la sección transversal  $(B a_a)$   
 y de la carga  $H$  aguas arriba del elemento de  
 cierre. (Ref. 15)

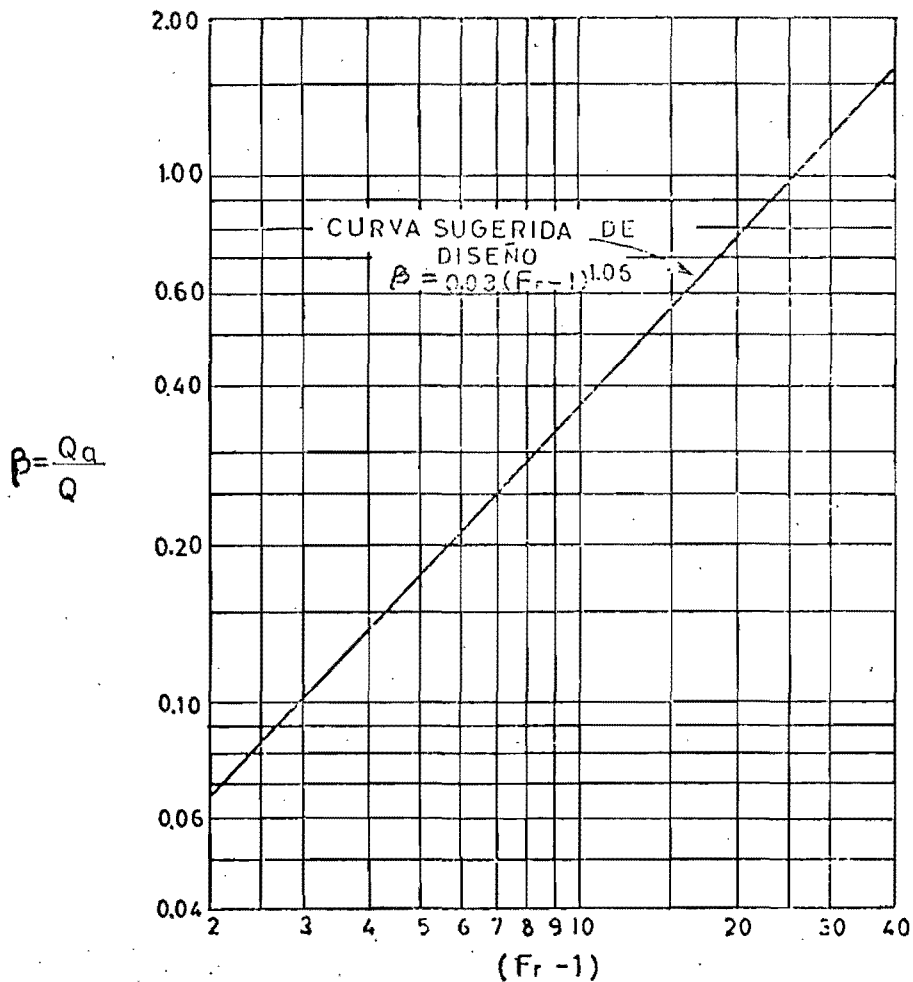


Fig 45. Coeficiente  $\beta = Q_a/Q$  en función de  $(F_r - 1)$   
 (Ref. 15).

3. Calcular el área de la sección transversal del tubo de aireación mediante la fórmula

$$S_a = \frac{Q_a}{28 M_a \sqrt{2 g h_s}}$$

donde

$$M_a = \frac{1}{\sqrt{\Sigma K + \lambda \frac{L}{D}}}$$

$\Sigma K$  suma de los coeficientes de pérdidas menores

$\lambda$  coeficiente de fricción en la tubería de aire

$L, D$  longitud y diámetro de la tubería de aire en m

$h_s$  subpresión en metros de columna de agua con

$$\gamma_a = 1.28 \text{ Kg/m}^3$$

para  $M_a = 0.7$  (valor medio) y  $h_s = 0.77 \text{ m}$  resulta

$$S_a = 0.0131 Q_a \quad (29)$$

de manera que el diámetro de la tubería de aireación (en m) resulta ser

$$D = \sqrt{\frac{S_a}{0.785}} \quad (30)$$

## 5. TURBINAS

### 5.1 *Introducción*

Elementos principales de una turbina. Los elementos principales de una turbina en el orden del paso del agua son: el caracol, el distribuidor, el rodete móvil y el tubo de desfoque. Las turbinas se denominan según el tipo de rodete, rotor o rueda y pueden ser Francis, Kaplan y Pelton. La turbina es el mecanismo fundamental de todo aprovechamiento hidroeléctrico, por ser el que transforma la energía del agua en energía mecánica. El rotor de la turbina con sus álabes, es el elemento básico de la turbina, pues en él se logra la transferencia energética (fig 45a).

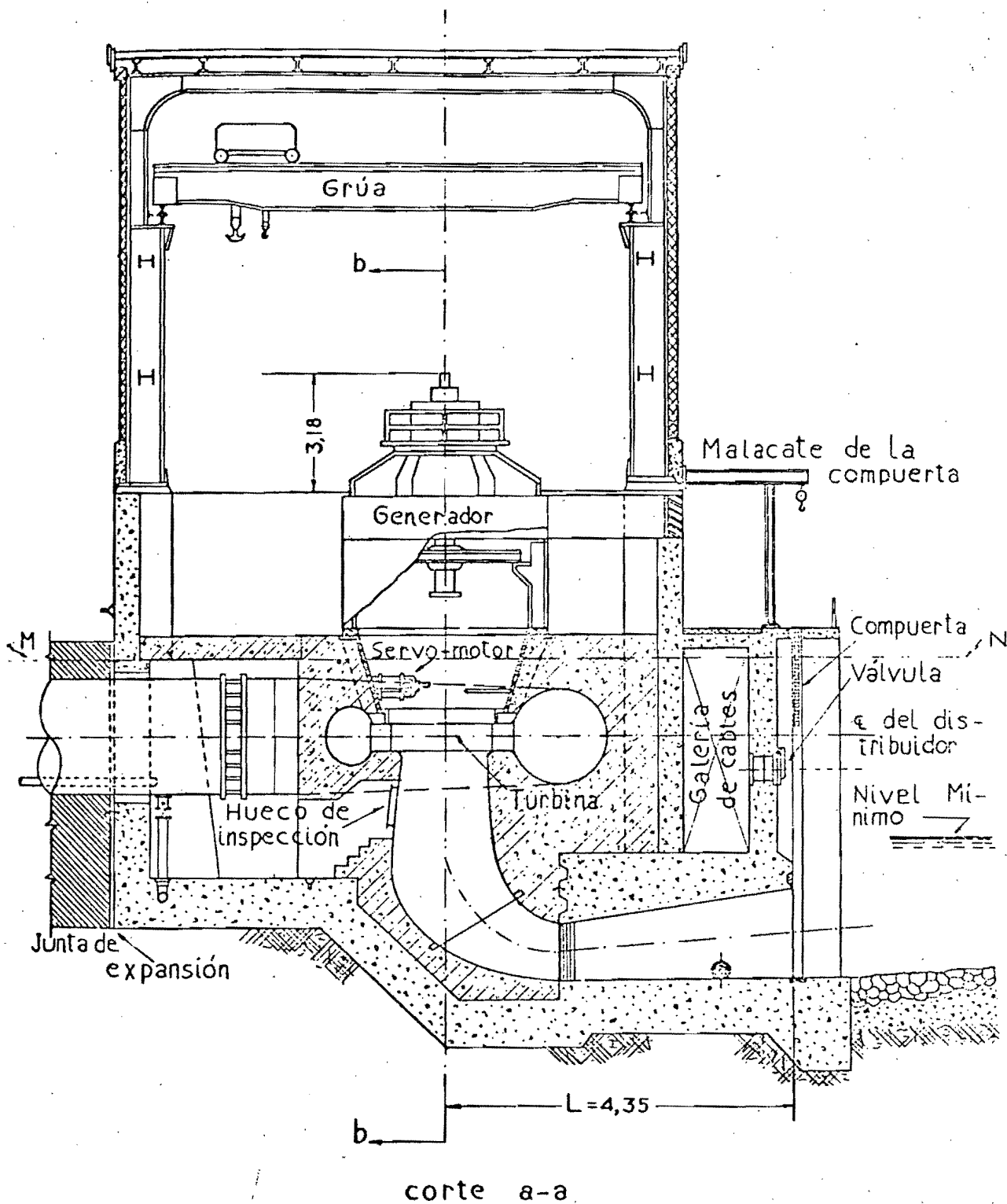


Fig 45a. Casa de máquinas. Sección transversal por el eje de la turbina.

## 5.2 Rodete o Rueda

En las turbinas Francis está conformado por los propios álabes. (Fig 45b). En las turbinas Kaplan el rotor es de forma de hélice, está constituido por un cuerpo tipo punta de balacuyo diámetro es del orden del 40% al 50% del diámetro total al extremo de los álabes en el cual van empotrados los álabes encargados de efectuar la transferencia de energía del agua al eje de la unidad. (Fig 45c). En las figuras 46 y 47 se --

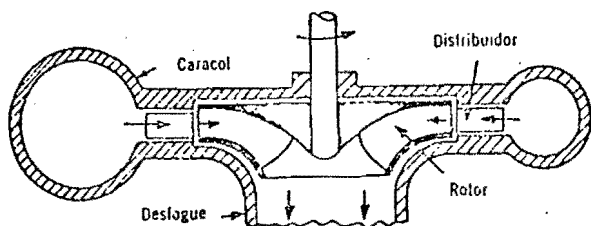


Fig 45b. Turbina Francis

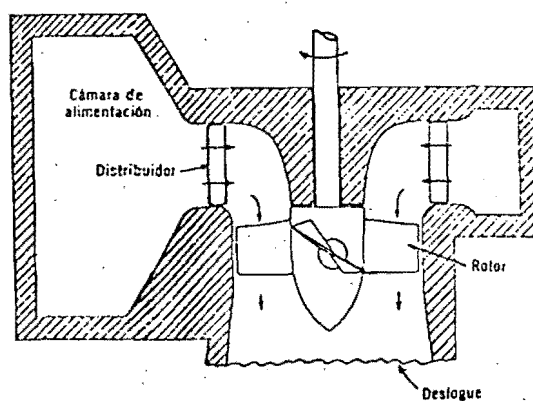


Fig 45c. Turbina Kaplan

muestran esquemáticamente las turbinas Pelton, Francis y Kaplan y los límites de aplicación de acuerdo con las relaciones de carga - gasto y carga - velocidad específica  $n_s$  (ver gráfica 47).



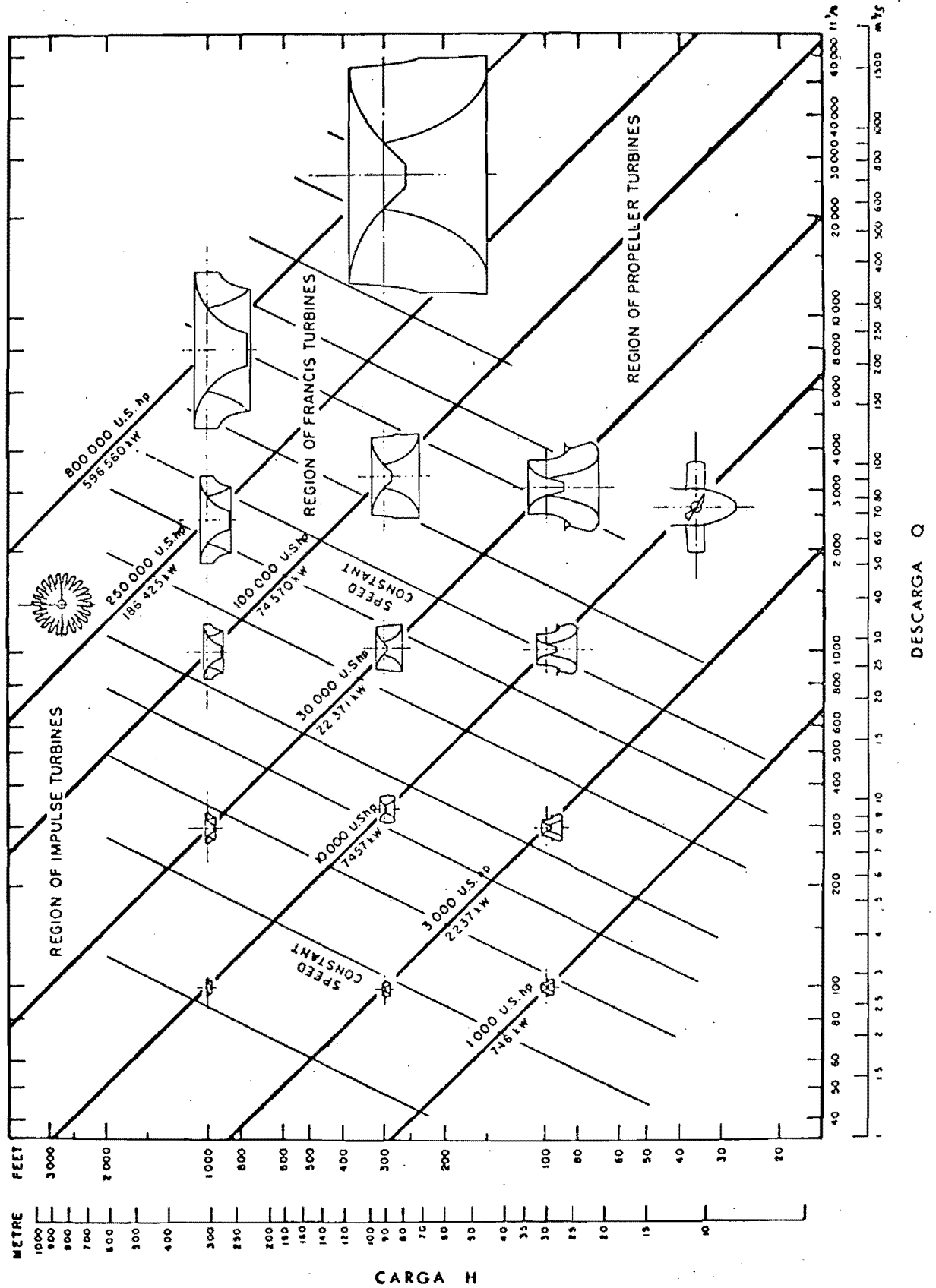
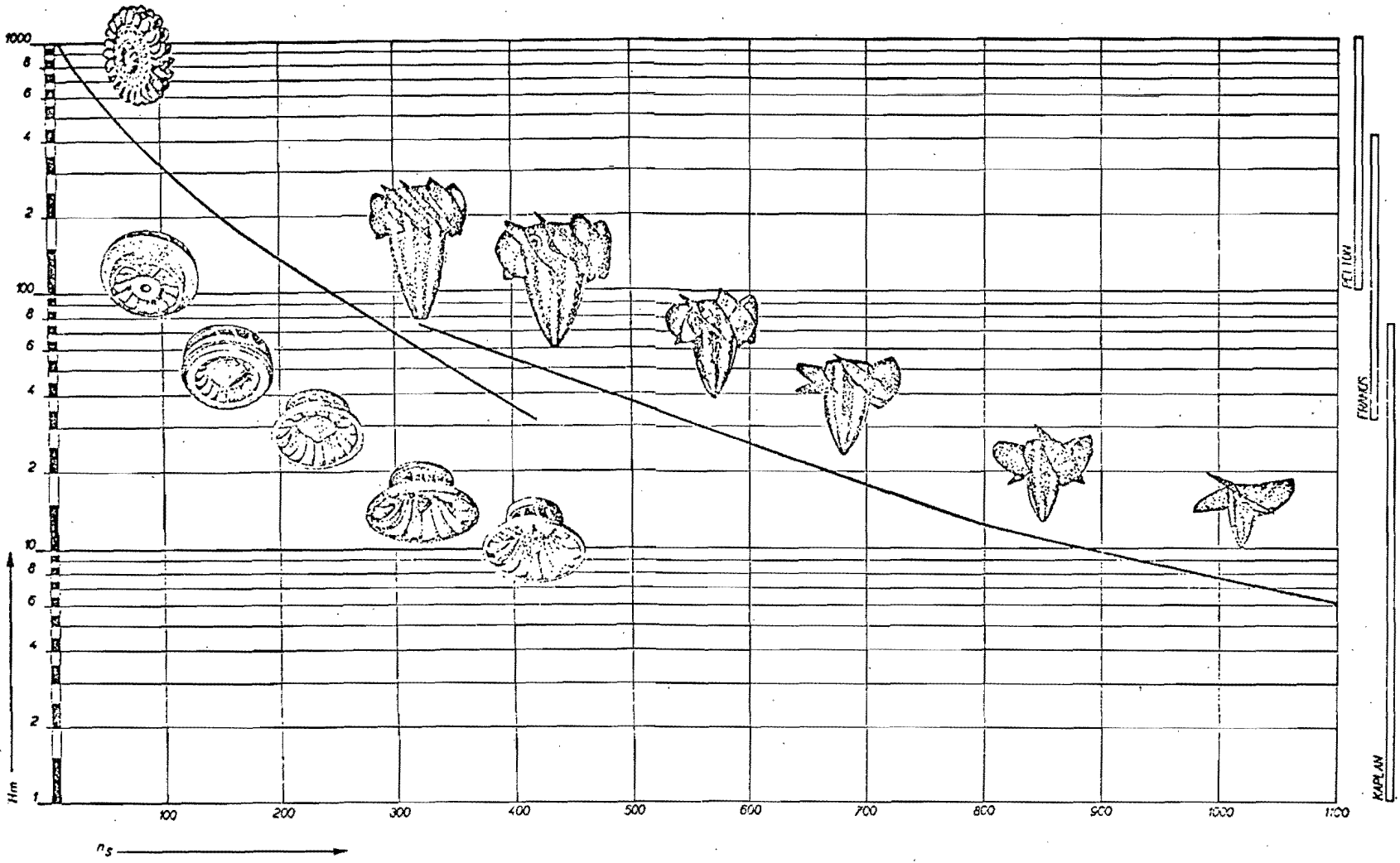


Fig 46. Diagrama de aplicación para tipos de turbinas hidráulicas.

Fig 47. Límites de aplicación de las turbinas Pelton, Francis y Kaplan.



Velocidad específica ( $n_s$ ) es el número de r.p.m. de un rodete de cualquier tipo y de tamaño tal que bajo la carga de un metro desarrolle una potencia de un C.V. Se calcula por la fórmula  $n_s = n \sqrt{P} / H \sqrt[3]{H}$

5.3 Selección de las Turbinas a Reacción (Francis y Kaplan) -  
Ref. 29

Los datos necesarios son:

Carga de diseño	$H_d$ , m
Carga máxima	$H_{max}$ , m
Carga mínima	$H_{mín}$ , m
Potencia de diseño	$P_d$ , MW
Cota de turbina	$\nabla$ (o la cota del nivel aguas abajo aproximadamente, --- m.s.n.m.)

Procedimiento:

1. Determinar el tipo de la turbina a través de la  $n_\Delta$  de las tablas 13 y 14 o por medio de figura 48 en donde se tiene como ejes  $H_d$  y  $P_d$ . (carga de diseño en metros y potencia de diseño en MW).

T A B L A 13

Tipos principales de turbinas hidráulicas

Límites prácticos de $N_\Delta$		
Tipo	H	$N_\Delta$ (métrico)
Impulsión o Pelton	100 m ó más	20 a 40
Reacción o Francis	25 a 300 m (1)	50 a 450
Propulsión o Kaplan	5 a 30 m	400 a 800

T A B L A 14

Alturas de carga y velocidades específicas límites admisibles para distintas clases de turbinas.

Clase de turbina 1	Tipo de rodete 2	Altura de carga $H$		Velocidad específica $N_s$	
		Mínima	Máxima	Máxima	Mínima
		3		4	5
Impulsión	Normal	90	>300	40	20
Francis	Lento	150	300	150	50
Francis	Normal	50	150	250	150
Francis	Rápido	10	50	450	250
Kaplan	Normal	4	30	800	600

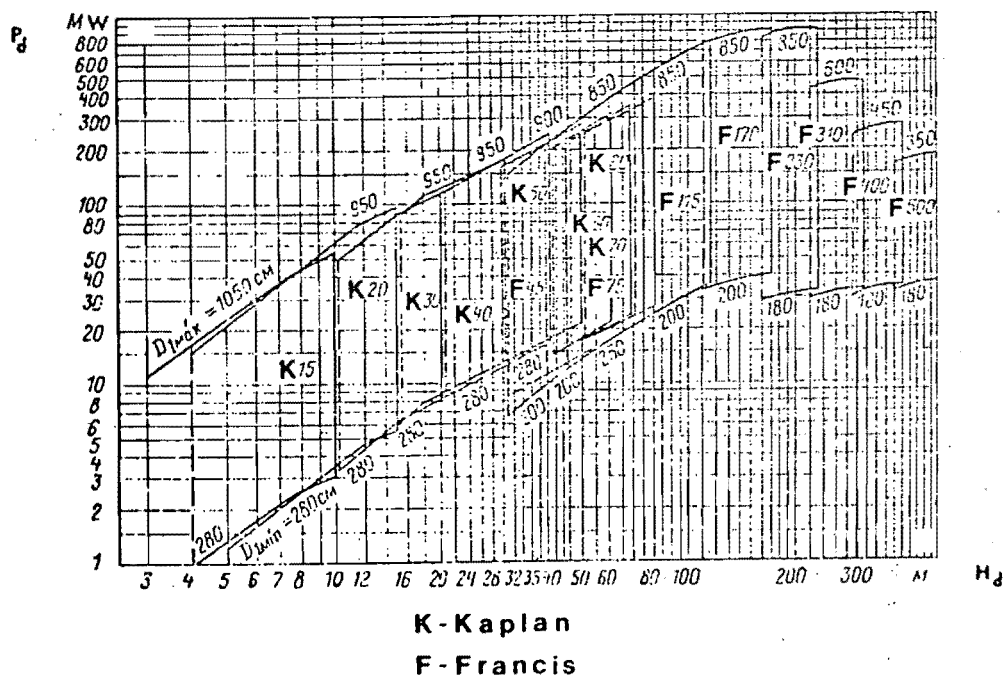


Fig 48. Nomenclatura de turbinas tipo Kaplan y Francis

2. De la gráfica anterior se puede determinar el modelo de -

la turbina dependiendo de la carga y de la potencia.

3. Se determina el gasto de diseño por medio de la fórmula - conocida.

$$Q_d = \frac{P_d}{9.81 H_d \eta} \quad \text{en m}^3/\text{s} \quad (31)$$

donde

$\eta$  eficiencia de la turbina, para turbina tipo Francis- 0.90 a 0.92 y en turbinas Kaplan 0.87 a 0.90. Si la turbina es pequeña se pueden aceptar valores un poco menores.

4. El diámetro de la turbina  $D_1$ , en m, (diámetro de la entrada del rodete - característica principal) se determina -- con la fórmula, que corresponde a una de las leyes de semejanza;

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q_d}{Q_{11} \sqrt{H_d}}} \quad (32)$$

donde

$Q_{11}$  es el gasto unitario en  $\text{m}^3/\text{s}$

$Q_{11}$  corresponde a la potencia de 95%  $P_{\text{máx}}$  y se puede tomar de las figs 49 y 50 llamados topogramas o bien de las

tablas 15 y 16 que contienen datos principales de varios tipos de turbinas. Los topogramas son diagramas construidos con parámetros unitarios; ejem: de ejes  $(Q_{11}, \eta_{11})$  para diferentes aberturas del distribuidor, que muestran -- curvas de eficiencia de la turbina  $\eta$ ; curvas de cavitación,  $\sigma$ ; aberturas del distribuidor,  $a$ ; potencia máxima,  $P_{m\acute{a}x}$  y en topogramas de turbinas Kaplan se tienen inclinaciones de los álabes,  $\phi$ . A veces para las turbinas tipo Kaplan el  $Q_{11}$  se puede elegir según un valor conveniente del coeficiente de cavitación  $\sigma$ .

Se recomienda seleccionar un diámetro un poco mayor que -- corresponda a los diámetros comerciales (ver tabla 14a).

T A B L A 14a

DIAMETROS COMERCIALES  $D_1$  EN CM

180	200	225	250	280	320	360
400	450	500	550	600	650	700
750	800	850	900	950	1000	1050

5. La velocidad angular se determina a través de la siguiente fórmula

$$n = \frac{n_{11} \sqrt{H_d}}{D_1} \quad (33)$$

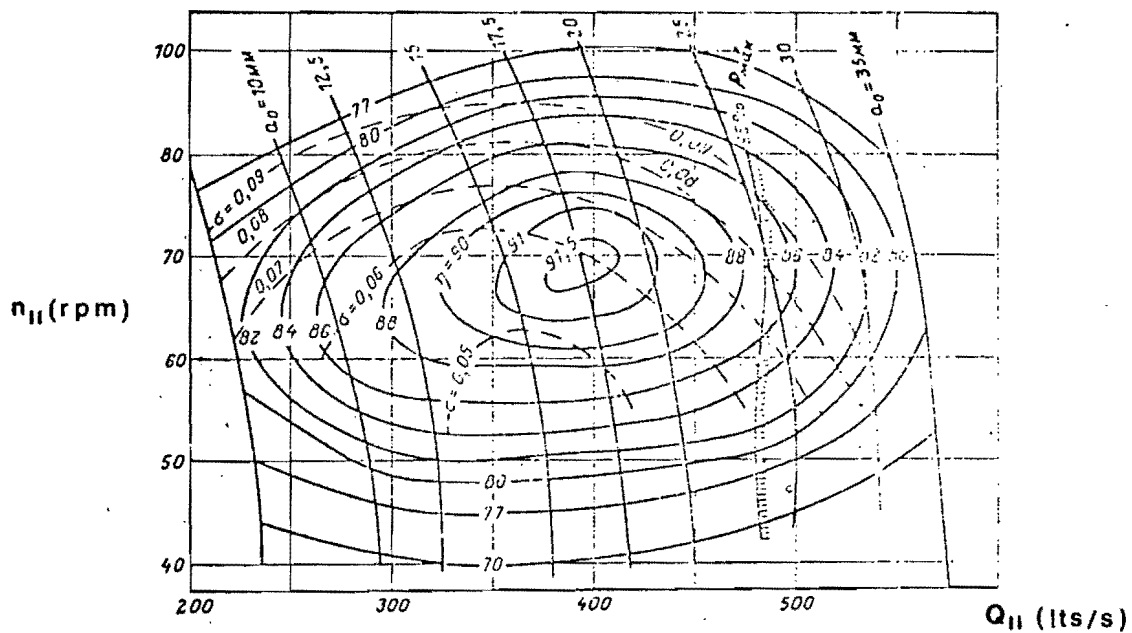


Fig 49. Topograma universal de turbina tipo Francis

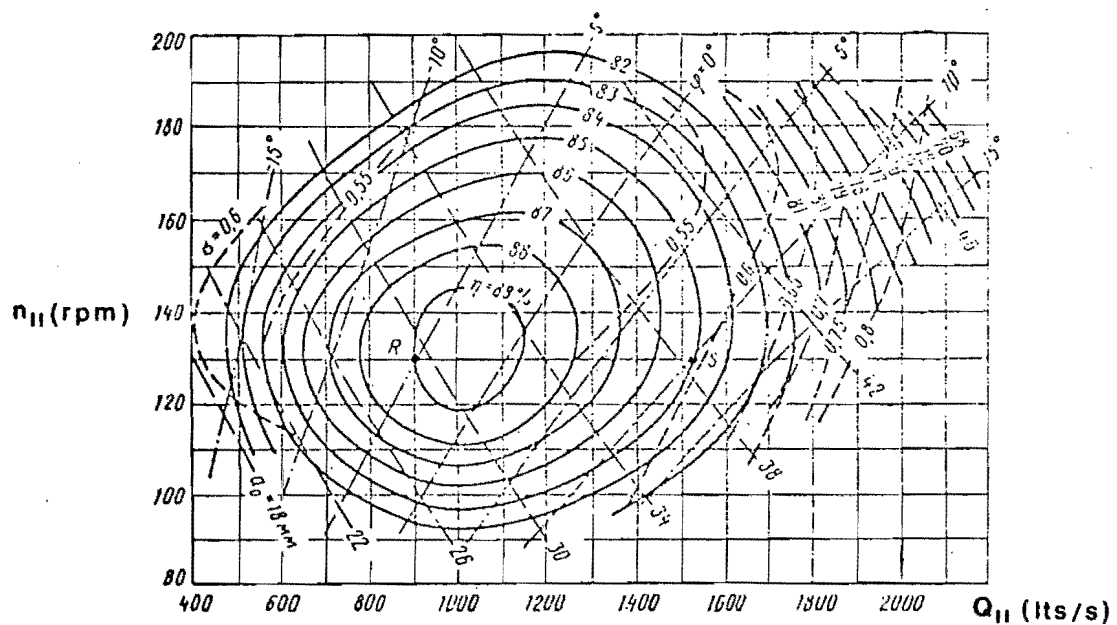


Fig 50. Topograma universal de turbina tipo Kaplan

MODELO DE LA TURBINA TIPO FRANCIS

CARACTERISTICAS	F-45	F-75	F-115	F-170	F-230	F-310	F-400	F-500	F-700
Carga máxima , m	40	75	115	170	230	310	400	500	700
Velocidad angular unitar. óptima $n_{110}$ r.p.m.	85	80	75	70	67	65	60	60	60
Gasto unitario que corresponde al 95% de la potencia máxima	1400	1250	1150	770	570	450	320	250	200-150
Coefficiente de cavitación que corresponde a $Q_{11}$	0.22	0.18	0.15	0.09	0.07	0.05	0.015	0.01	0.036-0.03
Altura relativa del distribuidor respecto a $D_1$	0.35	0.30	0.25	0.2	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07 - 0.06
Diámetro relativo de salida del rodetes respecto a $D_1$	1.15	1.1	1.0	0.95	0.9	0.78	0.7	0.65	0.6 - 0.55

DATOS BASICOS DE DISEÑO PARA TURBINAS TIPO FRANCIS

T A B L A 15



MODELO DE LA TURBINA TIPO KAPLAN

CARACTERISTICAS	K-15	K-20	K-30	K-40	K-50	K-60	K-70
Carga máxima, m	15	20	30	40	50	60	70
Velocidad angular unitaria, r.p.m.:							
Optima $n_{110}$	150	140	125	120	115	110	105
Velocidad promedio de diseño $n_{11d}$	180	160	150	140	135	130	125
Gasto unitario máximo de diseño $Q_{11d}$	2300-2900	2200-1750	2000-1500	1800-1300	1500-1200	1350-1100	1250-1000
Coefficiente de cavitación correspondiente al $Q_{11d}$	1,3-0,9	1,3-0,8	1,1-0,65	0,75-0,45	0,55-0,35	0,45-0,30	0,43-0,28
Número de los álabes del rodete	4	4	6	7	8	8	8
Altura relativa del distribuidor respecto al $D_1$	0,42	0,4	0,4	0,375	0,375	0,35	0,35
Diámetro relativo del cubo de la bala del rodete respecto a $D_1$	0,35	0,37	0,41	0,43	0,47	0,51	0,57

DATOS BASICOS DE DISEÑO PARA TURBINA TIPO KAPLAN

donde

$n$  velocidad angular real de la turbina cuando no estuviera interconectada a la red eléctrica

$n_{11}$  velocidad angular unitaria óptima que corresponde al modelo de la turbina (en r.p.m.). Se puede tomar de los topogramas buscando la zona de coeficientes de eficiencia máximos o de las tablas 15 y 16.

Se tiene que elegir una velocidad angular lo más cercana posible a la velocidad angular síncrona del generador, en r.p.m., dada por la fórmula

$$n_{s\acute{i}n} = \frac{60 f}{p} \quad [34]$$

donde

$f$  frecuencia de la corriente alterna generada en ciclos/s

$p$  número de pares de polos del generador (3.4.5, hasta 50).

T A B L A 17

	P	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$f = 50$	$n$	3000	1500	1000	750	600	500	428.6	375	333.3
$f = 60$	$n$	3600	1800	1200	900	720	600	514.3	450	400

	P	10	11	12	13	14	15
$f = 50$	$n$	300	272.7	250	230.8	214.3	200
$f = 60$	$n$	360	327.3	300	276.9	257.1	240

Normalmente en plantas hidroeléctricas se tiene de  $P = 3$ - en adelante.

Cambiando la velocidad angular obtenida de la fórmula 33- por la síncrona, cambiamos  $n_{11}$  y significa que salimos de la zona óptima. Para estar dentro de la zona óptima se realiza un tanteo entre  $D_1$  y  $n_{11}$  de modo que  $D_1$  no sea menor del valor obtenido inicialmente de la fórmula 32.

6. La altura de aspiración admisible  $H_d$ , en m, puede determinarse con la fórmula:

$$H_d = 10 - \frac{\nabla}{900} - \sigma_T H_d \quad (35)$$

$\nabla$  cota de la parte más baja del rodete de la turbina, - en m.s.n.m.

$H_d$  carga de diseño

$\sigma_T$  coeficiente de cavitación que corresponde al valor - elegido de  $Q_{11}$ , con el coeficiente de seguridad ---  $k_\sigma = 1.1$  a  $1.2$

$\sigma$  coeficiente de cavitación para el valor elegido de -  $Q_{11}$

$$\sigma_T = k_\sigma \sigma$$

Es necesario repetir el cálculo con la  $H_{máx}$  y  $\sigma_T$  que co--

responde a la  $H_{m\acute{a}x}$  elegir el valor de  $H_s$  más desfavorable (el menor en valor relativo).

7. Las dimensiones principales de la cámara espiral y las de la tubería de aspiración se pueden determinar en base al diámetro elegido del rodete  $D_1$  utilizando gráficas o tablas para los distintos modelos de turbina con una expresión del tipo

$$K_i = K'_i D_1$$

donde:

$K_i$  cualquier dimensión de la turbina

$K'_i$  la misma dimensión que corresponde al diámetro  $D_1 = 1 \text{ m}$  (dimensión unitaria)

$D_1$  diámetro elegido de la turbina

(ver el inciso correspondiente a caracoles y eyectores).

8. Una idea aproximada del peso de los rodetes se puede obtener por medio de la fig 51 si se conoce el diámetro máximo de la rueda. (Ref 12). También se puede determinar el peso del rodete y de toda la parte metálica de la turbina por medio de las siguientes fórmulas, teniendo en cuenta que la tendencia con los años es disminuir el peso por -- unidad de potencia (Kg/Kw). (Ref 29).

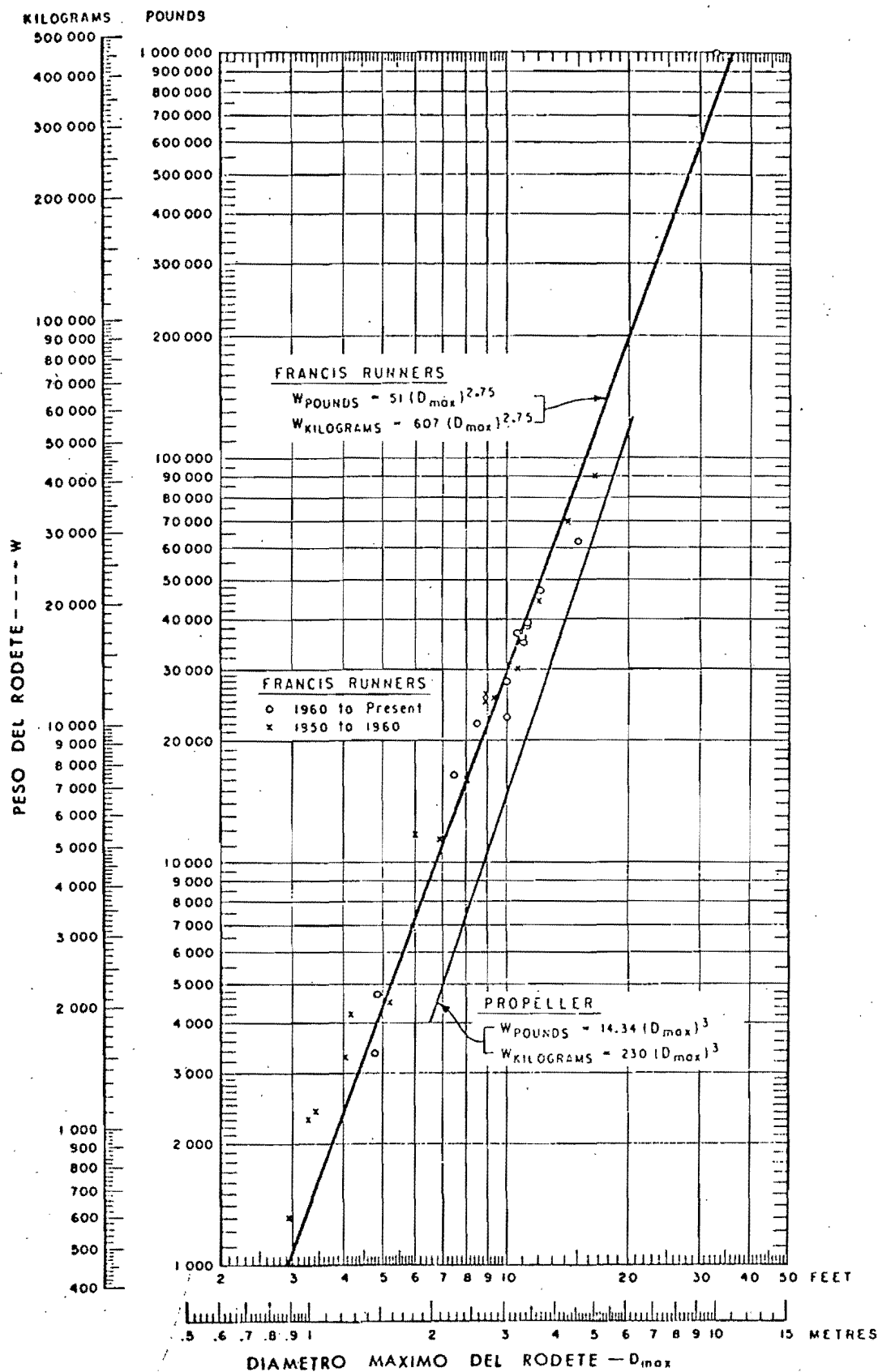


Fig 51. Pesos de rodetes de turbinas hidráulicas

a) Para turbinas Kaplan

Turbina completa

Para encontrar el peso de la turbina completa en --- Tons,  $G_T$  se usa la fórmula

$$G_T = 1.5 D_1^{2.5} H_{m\acute{a}x}^{1/3} k_{c.e} \quad (36)$$

donde

$D_1$  diámetro del rodete, en m

$H_{m\acute{a}x}$  carga máxima de diseño, en m

$k_{c.e}$  coeficiente que depende del tipo de la cámara espiral

Para espirales de concreto  $k_{c.e} = 1.0$

Para espirales metálicas  $k_{c.e} = 1.2$  a  $1.25$

Peso del rodete

$$G_R = D_1^3 H_{m\acute{a}x}^{1/3} k_R \quad (37)$$

donde:

$k_R$  depende del número de los álabes del rodete

Para 4 álabes  $k_R = 0.1$  a  $0.12$

Para 6 álabes  $k_R = 0.13$  a  $0.16$

b) Para turbinas Francis

Turbina completa

$$G_T = 3.6 D_1^{2.5} H_{m\acute{a}x}^{0.2} k_{c.e} \quad (38)$$

donde

$k_{c.e}$  depende del tipo de la cámara espiral

Para espiral metálica  $k_{c.e} = 1.0$

Para espiral de concreto  $k_{c.e} = 0.8$  a  $0.85$

Peso del rodete

$$G_R = D_1^3 k_R \quad (39)$$

donde

$$k_R = 0.55 \text{ a } 0.65$$

9. Por medio del diámetro " $D_1$ " y la velocidad angular " $n$ " y a través de las leyes de semejanza se pueden calcular todas las características de la turbina. Por ejemplo ----  $n_{11m\acute{a}x}$ ,  $n_{11m\grave{i}n}$  que determinan la zona de uso de los topogramas; se puede sacar la curva del coeficiente de eficiencia en función del gasto o de la potencia; topogramas

con ejes gasto ( $Q$ ) y carga ( $H$ ) o con ejes ( $P$ ) y ( $H$ ).

10. Otra manera de obtener dimensiones básicas del rodete es con ayuda de la fig 52 y la fórmula (40).

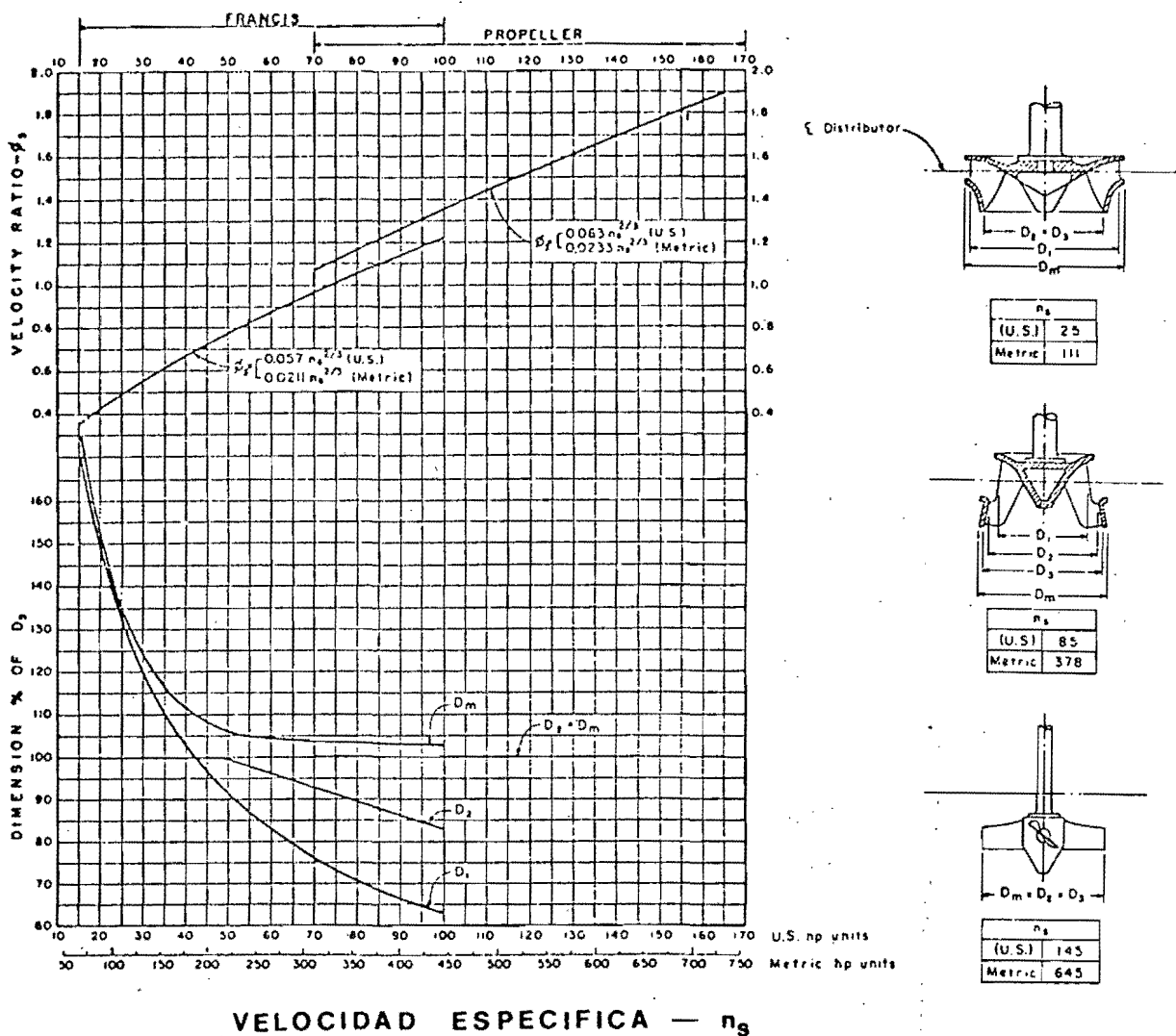


Fig 52. Dimensiones básicas del rodete



$$D_3 = \frac{84.47 \Phi_3 (h_d)^{1/2}}{n} \quad (40)$$

donde

$$\Phi_3 = 0.0211 (n_s)^{2/3} \quad (\text{Turbina Francis})$$

$$\Phi_3 = 0.0233 (n_s)^{2/3} \quad (\text{Turbina Kaplan})$$

$h_d$  = carga de diseño, en m

$n = \frac{60f}{p}$  = velocidad angular síncrona del generador en r.p.m.

$f$  = frecuencia, en ciclos /s

$p$  = número de pares de polos del generador.  
(3, 4, 5, hasta 50).

es posible determinar el diámetro de descarga ( $D_3$ ), diámetro de entrada ( $D_1$ ), diámetro mínimo ( $D_2$ ) y máximo del rodetete ( $D_m$ ). En la práctica usual los caracoles y eyectores se dimensionan con base en  $D_3$  y en la práctica Soviética es dimensionarlos en base a  $D_1$ .

### 5.3.1 Estabilidad de la planta hidroeléctrica

En una planta hidroeléctrica los regímenes de funcionamiento son: Régimen no estacionario (transitorio) y régimen estacionario.

#### Régimen no estacionario (transitorio)

- El régimen transitorio es cuando los parámetros del sistema varían en el tiempo. El punto donde normalmente - podría provocarse un cambio es en la red eléctrica (cambio de la demanda eléctrica) o un cambio directo en el gasto de la turbina a través del distribuidor (produce un golpe de ariete).
  
- Cuando se presenta una disminución del gasto se provoca un golpe de ariete positivo en la tubería de presión y negativo en la tubería de succión y viceversa en caso de aumento del gasto. Aparte del fenómeno del golpe de ariete, la variación del gasto provoca oscilaciones en el sistema embalse - galería - cámara de oscilación. Estos fenómenos normalmente se estudian en los proyectos de las plantas hidroeléctricas para la condición de rechazo total de la carga eléctrica y para condiciones de aumento parcial de la carga eléctrica.

- Los problemas anteriormente descritos son problemas serios e importantes en el diseño de las plantas hidroeléctricas y afectan a todo el sistema. Algunos de estos problemas se tienen en consideración en el diseño de las obras hidráulicas y otros en el diseño del equipo mecánico y eléctrico de la planta por los especialistas correspondientes. Estos problemas no corresponden al temario del presente trabajo, y algunos de ellos pueden ser objeto de otros temas especiales de estudio.

#### Régimen estacionario

El régimen estacionario es cuando los parámetros del sistema no varían en el tiempo (una demanda eléctrica constante) o bien un gasto constante. Los parámetros del sistema pueden sufrir algunas alteraciones pequeñas, de tal manera que sus valores promedios permanezcan constantes (de una forma precisa estas alteraciones representan un fenómeno transitorio).

Estas alteraciones pueden ser el resultado de una excitación permanente que proviene de algún punto del sistema, como son: el fenómeno de la "torcha" o vórtice en la tubería de succión de las turbinas a reacción (fuente permanente); el golpe de ariete parcial provocado por la misma "torcha" (fenómeno transitorio); las alteraciones en el sistema embalse-galería-cámara de oscilación; fenómenos debidos a excitaciones permanentes relacionados con las frecuencias de giro del rodete o fre

cuencias del paso de los álabes del rodete con respecto a los álabes del distribuidor y otros fenómenos oscilatorios de origen electromagnético. El fenómeno de vibración torsional debido a la elasticidad del eje (o pivote), es un resonador pasivo (de una frecuencia altísima) que se encuentra fuera del rango de frecuencias de los fenómenos anteriores.

Las alteraciones (oscilaciones) mencionadas, en cada parte -- del sistema tienen su propia frecuencia que depende de sus parámetros y a veces pueden surgir problemas de resonancia.

Se ha determinado que las alteraciones más importantes son -- los debidos a la "torcha" en la tubería de succión y la excitación permanente producida por la misma "torcha" cuando resuena con la tubería de alimentación de la turbina. (Ref 37).

En el diseño de las plantas hidroeléctricas se recomienda verificar la estabilidad de la planta para las alteraciones --- principales. Se trata del cálculo de la frecuencia de excitación permanente por la "torcha", de la frecuencia del recorrido por la tubería de alimentación, así como la resonancia entre las dos frecuencias.

Existen dos fenómenos importantes producidos por la torcha:

- 1) Cuando la perturbación de presión producida por la torcha (que es una excitación permanente) resuena con la tubería de presión o con el desfogue o con el sistema --

elástico-eléctrico. En este caso no existe golpe de -- ariete.

2) Cuando el giro del agua en el difusor obstruye parcialmente uno de los ductos del difusor y genera en ese punto un golpe de ariete. Este golpe de ariete no resuena con nada.

a) El fenómeno de la "torcha" y la excitación permanente provocada por la misma "torcha" en la tubería de succión, que recorre la tubería de alimentación.

El comportamiento de la "torcha" será analizado de ---- acuerdo con los resultados obtenidos por Y. Hosoi (Ref. 37).

Hosoi dice que la frecuencia de la excitación generada por la torcha es proporcional a la velocidad perimetral que posee el agua al salir del rotor de la máquina. La velocidad perimetral debe ser considerada a una distancia  $r_a$  del eje ( $r_a = 0.7$  a  $0.8 R$ ,  $R$  el radio del rotor a la salida), así

$$C_u = w r_a = 2\pi f_R r_a$$

donde

$C_u$  velocidad perimetral

$w$  velocidad angular rad/s

$f_R$  frecuencia de giro del rodete

y despejando  $f$ , resulta

$$\delta = m \frac{C_u}{2\pi r_a}$$

donde

$\delta$  frecuencia de la excitación generada por la torcha  
 $m$  coeficiente de proporcionalidad que se determina experimentalmente (según L.G. Pazi varía entre 0.56 y 0.6)

En la fig 52a, en un plano paralelo al eje de la máquina y a la distancia  $r_a$  del mismo eje, se presentan los triángulos de velocidades para diferentes gastos.

Según un plano horizontal, la velocidad perimetral  $C_u$  es la componente tangencial de la velocidad absoluta del agua ( $C_a$ ) a la salida del rotor de la máquina,

$$C_u = V_a - \omega_a \cos \gamma \quad (42)$$

La velocidad de arrastre del rotor  $V_a$ , se expresa como

$$V_a = \omega_R r_a = \frac{N_R}{60} 2\pi r_a = 2\pi r_a \delta_R$$

donde

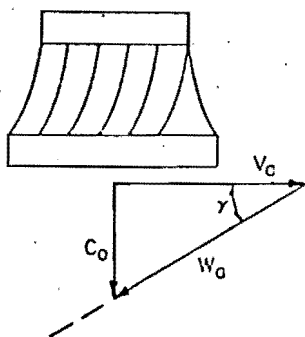
$N_R$  velocidad angular de giro del rodete r.p.m.

$\delta_R$  frecuencia de giro del rodete

$Q = Q_D$

$C_u = 0$

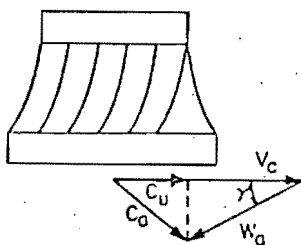
Flujo axial en la succión



$Q < Q_D$

$C_u > 0$

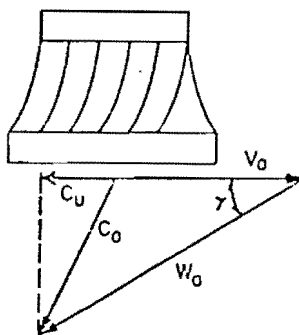
La torcha gira en el sentido de la rueda



$Q > Q_D$

$C_u < 0$

La torcha gira en sentido contrario al de la rueda



1)  $Q < Q_D$  ( $C'_a$ )

2)  $Q = Q_D$  ( $C''_a$ )

3)  $Q > Q_D$  ( $C'''_a$ )

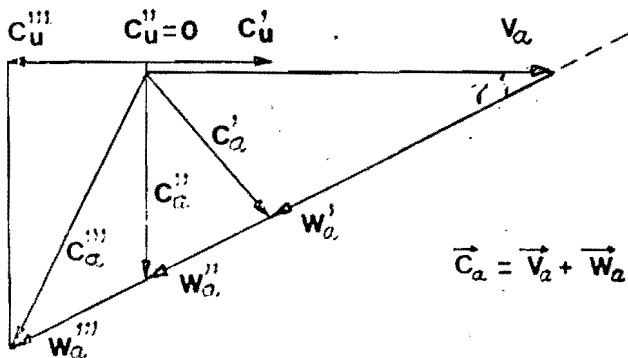


Fig 52a. Origen y comportamiento de la "torcha"

y la velocidad relativa del agua respecto al rotor  $w_a$

$$w_a = \frac{Q}{b z}$$

donde

$Q$  gasto

$b$  área libre entre álabes según un plano perpendicular al eje

$z$  número de álabes del rotor

Además, para la condición de flujo axial en la succión

$$\cos \gamma = \frac{v_a}{w_a''} = \frac{v_a}{\frac{Q_D}{b z}}$$

donde  $Q = Q_D$ ,  $Q_D$  el gasto de diseño.

Sustituyendo las expresiones anteriores en la fórmula -  
42, resulta

$$C_u = v_a \left( 1 - \frac{Q}{Q_D} \right)$$

finalmente sustituyendo  $C_u$  en la fórmula 41



$$\delta = m \frac{v_a \left(1 - \frac{Q}{Q_D}\right)}{2 \pi n_a}$$

con la expresión  $v_a = 2\pi n_a \delta_R$  se tiene

$$\delta = m \delta_R \left(1 - \frac{Q}{Q_D}\right) \quad (43)$$

o bien

$$\delta = K \delta_R$$

donde

$$K = m \left(1 - \frac{Q}{Q_D}\right)$$

En la fig 52b se representa gráficamente la fórmula 43, para una turbina con  $N_R$  fijo.

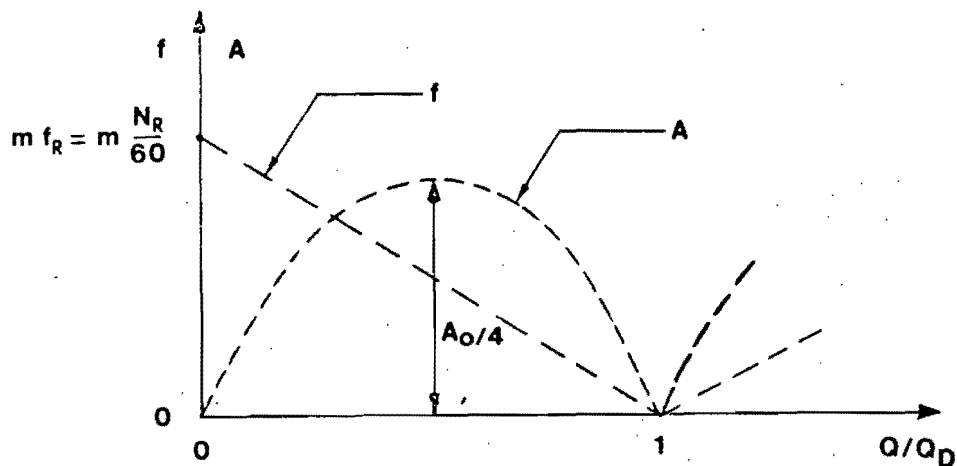


Fig 52b. Representación gráfica de las fórmulas 43 y 45

La fig 52b muestra que la frecuencia de la excitación -- producida por la torcha no es la misma para todo  $Q$ , sino que varía de forma decreciente para  $Q/Q_D < 1$  y de -- forma creciente para  $Q/Q_D > 1$ .

Respecto a las amplitudes de la excitación producida -- por la torcha, Hosoi señala que en primera y muy gruesa aproximación, dicha amplitud  $A$  es proporcional al pro-- ducto de  $C_u$  por  $Q$ .

$$A = K_o C_u Q \quad (44)$$

Sustituyendo  $C_u$  por su expresión, resulta

$$A = K_o V_a \left(1 - \frac{Q}{Q_D}\right) Q$$

$$A = A_o \frac{Q}{Q_D} \left(1 - \frac{Q}{Q_D}\right) \quad (45)$$

donde

$$A_o = K_o V_a Q_D$$

Así, para  $Q/Q_D = 1/2$  en la fórmula 45, resulta

$$A_{\text{máx}} = \frac{A_o}{4}$$

que se muestra en la fig 52b, misma que representa gráficamente la fórmula 45.

Los resultados obtenidos por Hosoi fueron confirmados - por varios investigadores. Entre los resultados confirmados se encuentran los obtenidos en el Instituto de Ingeniería de la UNAM (Ref 37).

- b) La onda de presión recorre la tubería de alimentación con un período

$$T = \frac{4L}{C}$$

donde

L longitud de la tubería de alimentación, m

C celeridad de la onda de presión, m/s

La frecuencia de la onda de presión en la tubería de alimentación es

$$\delta_a = \frac{1}{T} = \frac{C}{4L}$$

c) Condición de estabilidad de la planta hidroeléctrica.

La frecuencia de excitación permanente generada por la torcha ( $\delta$ ), puede coincidir con la frecuencia del recorrido de la perturbación de presión en la tubería de alimentación ( $\delta_a$ ) y se puede provocar un fenómeno de resonancia. Por lo tanto, la condición de estabilidad requiere que no exista resonancia entre las frecuencias mencionadas.

En el diseño de las plantas hidroeléctricas hay que cuidar que la tubería de alimentación o el desfogue no resuene en el rango de frecuencias de la excitación por torcha (con las excitaciones cuyas amplitudes están en las proximidades del máximo), ya que de ocurrir resonancia, esta sería muy peligrosa puesto que las amplitudes de la excitación son máximas.

Debe evitarse en lo posible la resonancia en el rango de frecuencias que va desde frecuencias muy bajas hasta  $\delta = m \delta_R$ . En particular, la resonancia en frecuencias bajas puede ser especialmente peligrosa pues de acuerdo con la fig 52b se da para gastos próximos al gasto de diseño. En general, se recomienda para la tubería de alimentación frecuencias próximas a  $\delta = m \delta_R$ , mismas que se presenten del orden de la excitación producida por la torcha para gastos muy pequeños (gastos poco comunes y con tiempos cortos de operación en las turbinas).

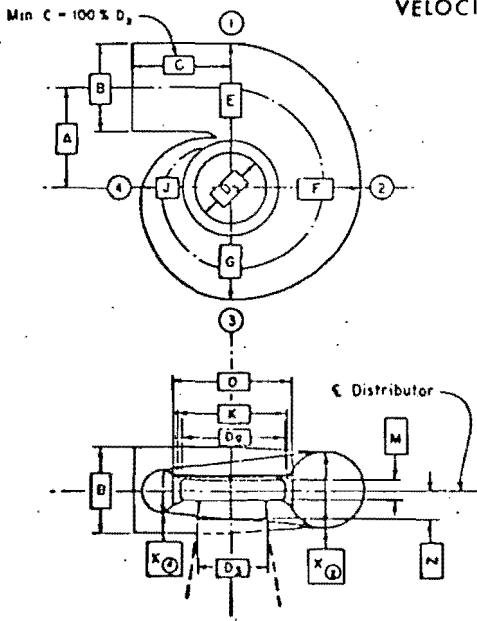
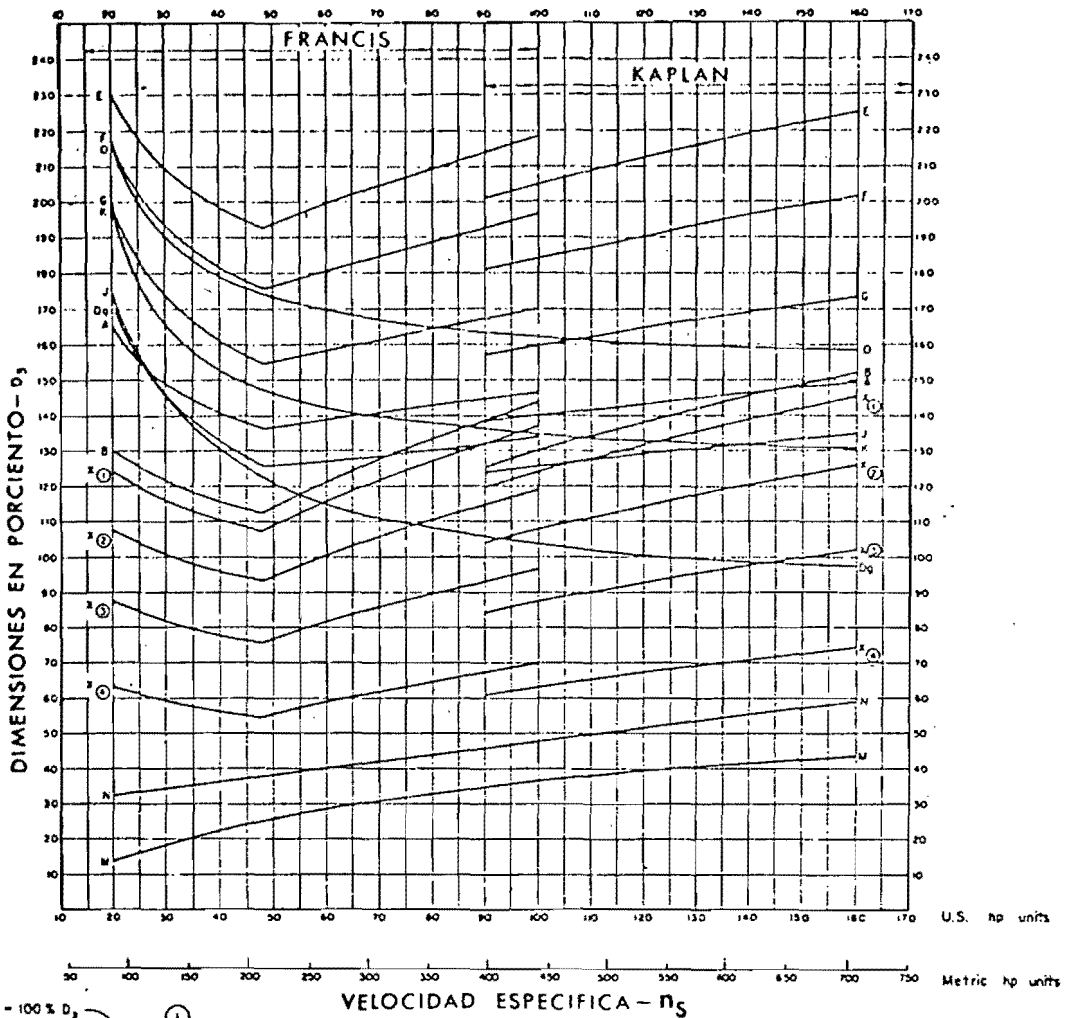
## 5.4 Caracoles

### 5.4.1 Dimensionamiento de caracoles

Aunque los dimensionamientos finales deben ser discutidos con los fabricantes de las turbinas, para ruedas con cargas mayores que 30 m un diseño aproximado puede hacerse mediante las gráficas de la fig 53. En ellas y según el tipo de rueda --- (Francis o Kaplan) de que se trate, las dimensiones se obtienen multiplicando los coeficientes  $\alpha$  obtenidos de dichas gráficas por el diámetro nominal de la rueda, teniendo en cuenta la velocidad específica nominal de la misma. En el caso de - ruedas con cargas inferiores a 30 m el dimensionamiento puede hacerse con ayuda de la fig 54, en donde se representa un caracol semiespiral y en donde las dimensiones están dadas en - términos del diámetro nominal de la rueda que se considera -- unitario, es decir para el dimensionamiento definitivo deben multiplicarse las magnitudes de cada uno de los elementos del caracol por el diámetro nominal de la rueda.

Los criterios presentados permiten al diseñador formarse una idea de las dimensiones de unos y otros y por ende de los de la casa de máquinas.

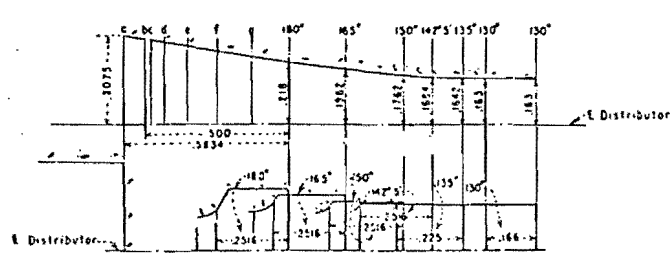
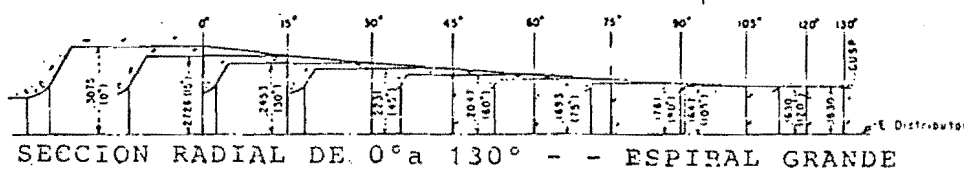
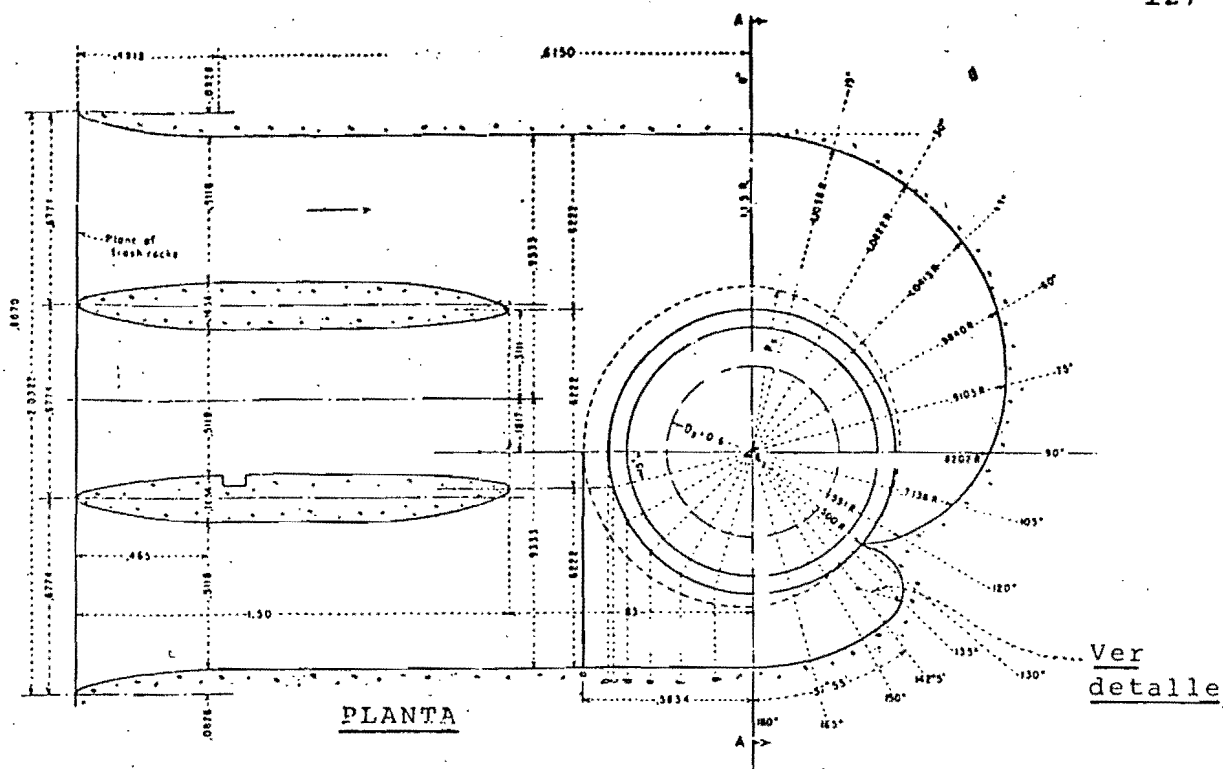
Los caracoles para ruedas con cargas inferiores a 30 m se sue



NOTAS

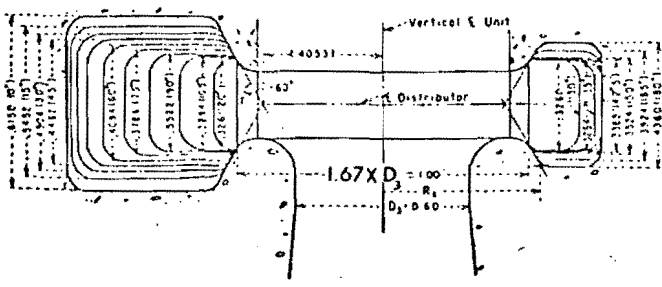
1. Las dimensiones  $D_g, K, M, N$  y  $O$  es t n basadas en experiencias de 60 turbinas aproximadamente.
2. Las dimensiones del caracol en-espiral se calculan usando  $n'_d = 2334/\sqrt{h_d}$  para cargas encima de 30 m.
3. Las dimensiones debidas a esta-gráfica son consideradas adecua-das para un proyecto preliminar y propósitos de estimación.

Fig 53. Turbinas Hidráulicas de Reacción Dimensiones aproximadas para caracol o espiral

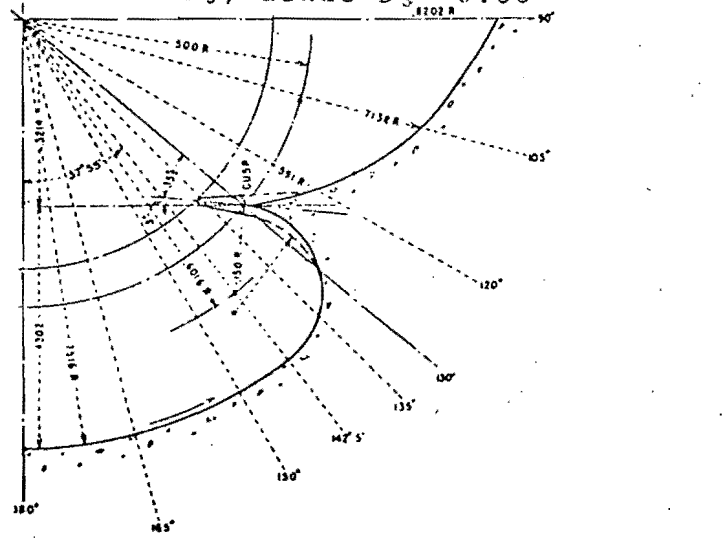


NOTA: Todas las dimensiones son proporcionales a la dimensión exterior (diámetro) de los álabes fijos, es aproximadamente = 1;  $1 = 1.67 \times D_3$ , donde  $D_3 = 0.60$

SECCIONES A 130°  
ESPIRAL PEQUEÑA



SECCION A-A



DETALLE DEL PARTIDOR (ALABE-PARTIDOR O NARIZ).

Fig 54. Semiespirales de turbinas hidráulicas  
Proporciones típicas

len hacer en concreto y para superiores, se deben revestir de acero.

Con objeto de facilitar el dimensionamiento de estos elementos, se proponen dos ejemplos en el capítulo correspondiente a estos.

### 5.5 Distribuidor

El distribuidor tiene por objeto controlar el gasto que ingresa del caracol a la turbina, está constituido por una serie de álabes directrices ideados por Fink cuya función es encauzar el agua hacia la rueda, al mismo tiempo que regular el gasto de acuerdo con su abertura, ver fig 55.

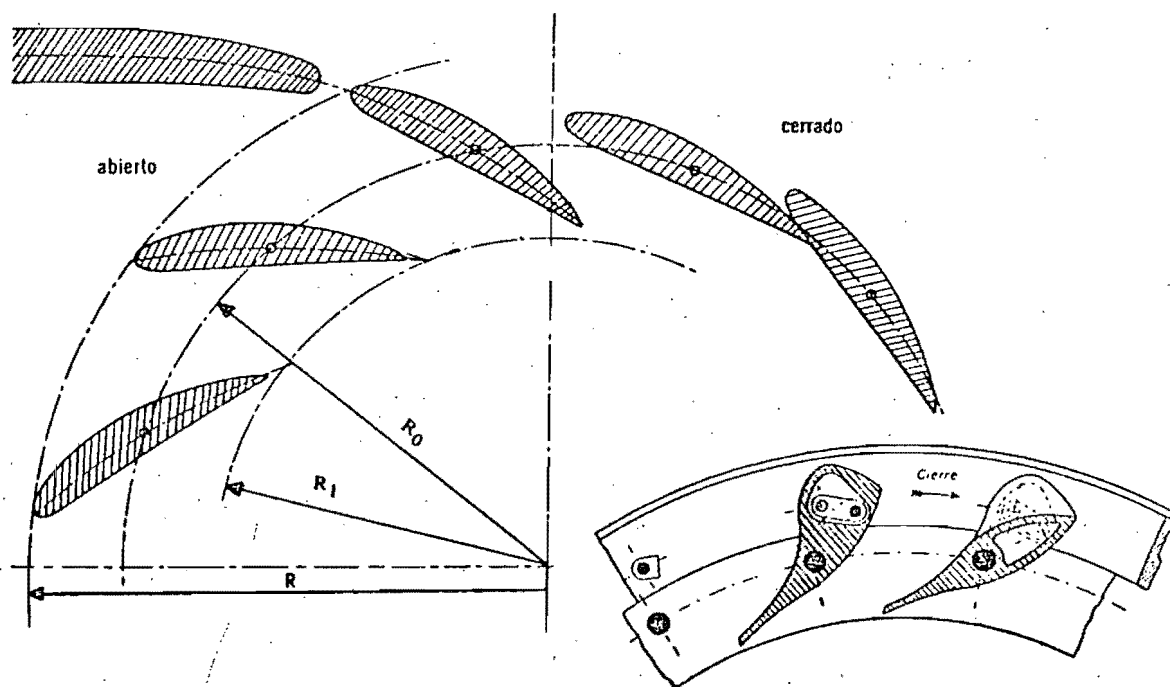


Fig 55. Distribuidor de una turbina



Los movimientos del distribuidor están regulados por el gobernador de la turbina, a efecto de lograr la producción requerida de potencia con la velocidad de rotación sincrónica con el generador. Esta regulación exige una armonía entre las características de rotación del sistema rotatorio y la conducción-hidráulica según puede verse en la ref 35 y 36.

Adicionalmente, de acuerdo con su geometría los álabes del distribuidor pueden dañarse por fenómenos vibratorios inducidos por el propio flujo; para resolver estos problemas puede requerirse de mediciones directas en el sitio y en fase de diseño verificar la estabilidad de los álabes, mediante el aislamiento de las frecuencias inducidas por el flujo y la frecuencia natural de los álabes.

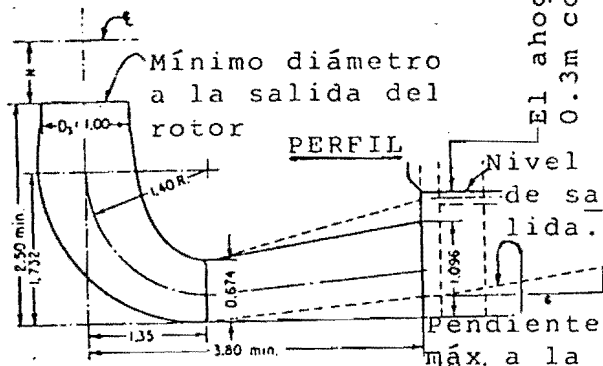
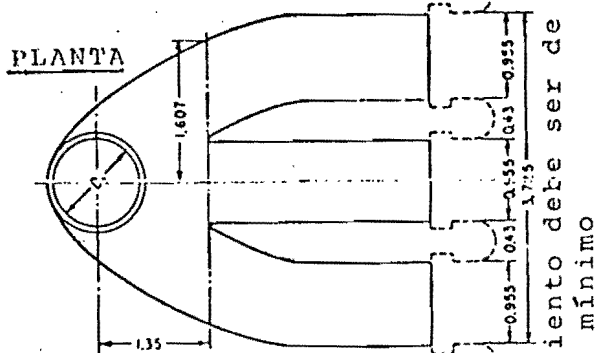
## 5.6 Eyectores

### 5.6.1 Dimensionamiento de las tuberías de eyección, desfogues o difusores

De acuerdo con la topografía del lugar en donde se va a instalar la tubería de eyección de una rueda y según el diámetro nominal de la misma, se escogerá una de las tuberías de eyección mostradas en la fig 56; el dimensionamiento de las mismas se hará multiplicando los valores dados en las gráficas -

EYECTOR CON APOYO DOBLE

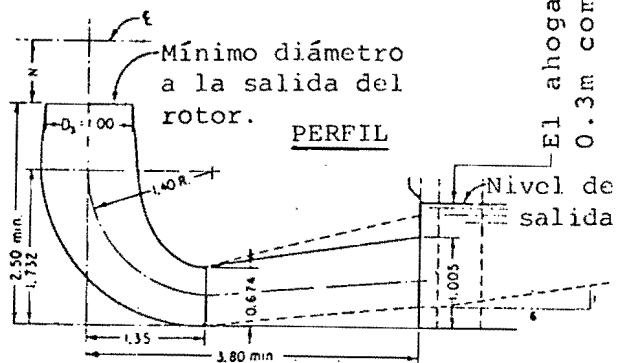
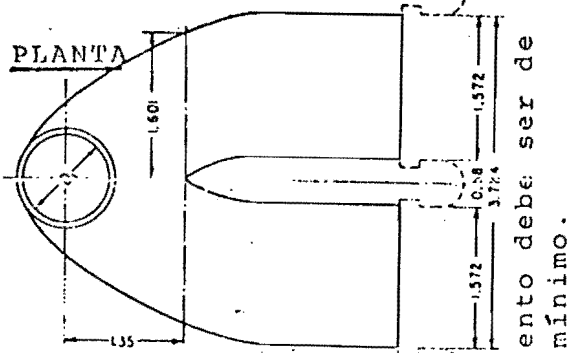
(Para  $D_3 > 2.13m$ )



Todas las dimensiones están en relación a  $D_3$

EYECTOR CON APOYO SIMPLE

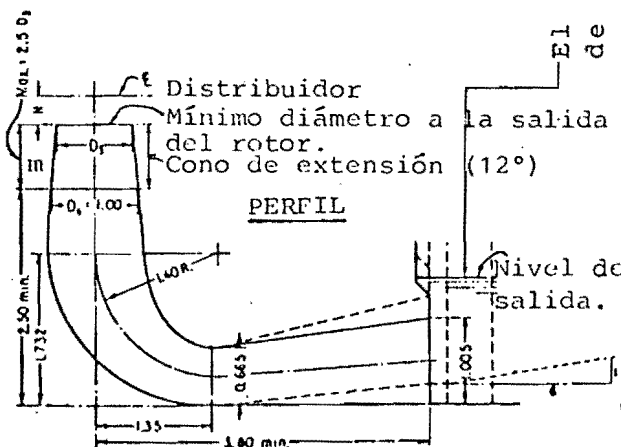
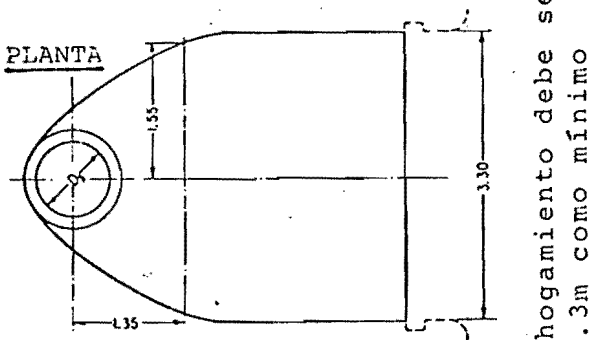
(Para  $1.22 \leq D_3 \leq 2.13m$ )



Todas las dimensiones están relacionadas a  $D_3$

EYECTOR SIN APOYOS

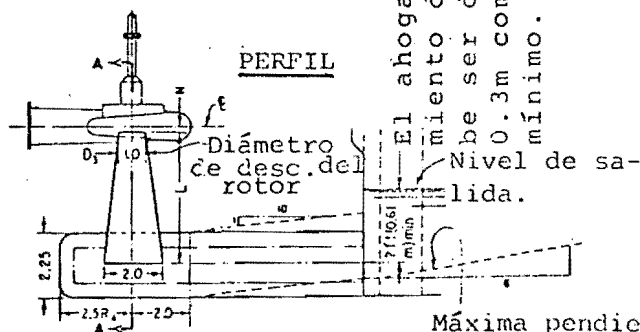
(Para  $0.61 < D_3 < 1.22m$ )



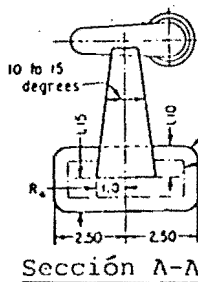
Todas las dimensiones están en relación a  $D_4$

EYECTOR CONICO

(Para  $D_3 < 0.61m$ )



Máxima pendiente a la salida



Todas las esquinas anteriores tiene radio de  $0.5D_3$

$R_4$  = Radio de descarga del tubo cónico

Todas las dimensiones están en relación a  $R_4$

Fig 56. Selección de Tubos Eyectores

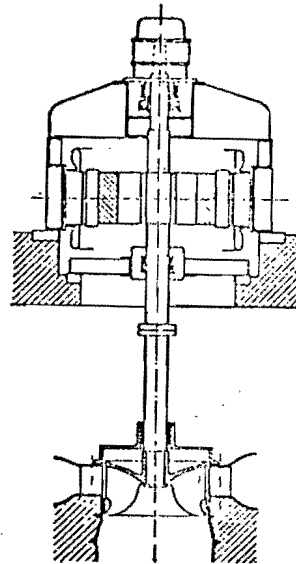
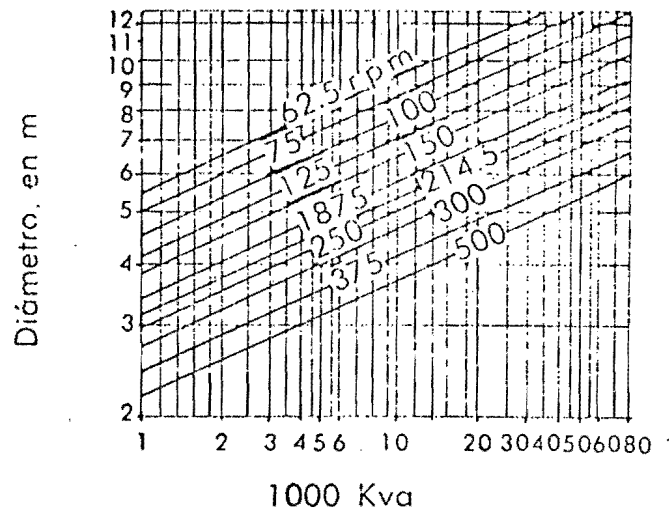
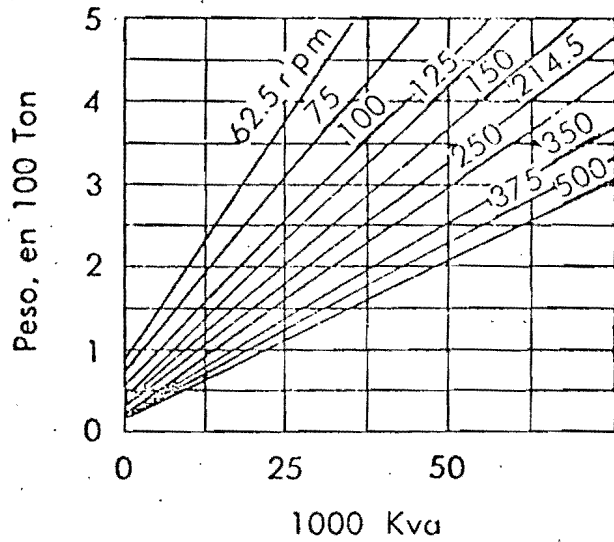


Fig 57. Pesos y diámetros de generadores

por la dimensión característica que en ellas se indica.

Los tubos de eyección se hacen de concreto y su dimensionamiento quedará también condicionado por la altura de succión de las ruedas, ref 12, 29.

Se propone un ejemplo de dimensionamiento de tuberías de eyección en el capítulo de ejemplos.

#### *5.7 Pesos y Diámetros de los Generadores*

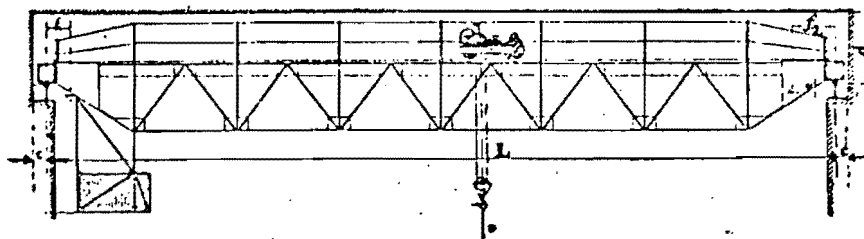
El peso de los generadores y sus diámetros se pueden obtener en forma aproximada, en función de  $n$  (r.p.m.) y la potencia generada en K.V.A., figs. 57.

#### *5.8 Transporte y Montaje de la Maquinaria de las Plantas Hidroeléctricas*

El transporte de la maquinaria de las centrales hidroeléctricas requiere, para las grandes unidades, el empleo de medios especiales y aparejos adaptados a los pesos excepcionales a fin de transportar en una sola pieza válvulas, rotores, generadores (rotor y eje, y estatores) y transformadores. Si el transporte se realiza desde la fábrica por ferrocarril o por carretera, existen límites de peso y de dimensiones que obli-

gan, para las grandes unidades, a descomponer la maquinaria - en varias partes, se debe, no obstante, evitar la subdivisión del complejo en partes cuya recomposición en la planta resulta constructivamente no recomendable. Se deberá tomar en --- cuenta el tipo de planta, ya sea que esté al exterior o en caverna y, para plantas al exterior, el remolque se colocará debajo de la grúa que existe en todas las plantas para los trabajos de montaje y reparación. Para las plantas en caverna, - se debe permitir el paso del remolque con la parte de la ma--quinaria transportada por la galería o túnel de acceso a la -planta, o bién por medio de una torre de montaje al exterior- con apropiadas grúas para bajar las piezas a la sala de máquinas y debajo del puente-grúa de la misma.

Las piezas de las máquinas se colocan en la central debajo de la grúa que las transporta desde el remolque al lugar de almacenamiento hasta su montaje. Por medio de puentes-grúa se -- consigue realizar el montaje en las mejores condiciones de rapidez y seguridad. Son del tipo empleado en los talleres de-construcción de maquinaria de gran potencia, y permiten la --elevación y transporte de carga, pues el carro se mueve en --sentido longitudinal en la sala de máquinas. El puente se --traslada en sentido longitudinal por medio de ruedas, apoya--das en carriles que van montados sobre vigas longitudinales a lo largo de ella. Le toca al proyectista decidir previamente



P Carga en toneladas	L m	d mm	c mm	f <sub>1</sub> mm	Peso en kg	
					Sin aparejo auxiliar	Con aparejo auxiliar
20	10	2150	275	1050	15 800	18 100
	12	2150	275	1050	17 100	19 800
	14	2150	275	1050	18 400	20 600
	16	2150	275	1050	19 900	22 100
	18	2150	275	1050	21 600	23 700
25	20	2150	275	1050	23 400	25 500
	10	2200	275	1100	16 300	18 600
	12	2200	275	1100	17 600	20 000
	14	2200	275	1100	18 900	21 000
	16	2200	275	1100	19 500	22 900
30	18	2200	275	1100	21 300	24 600
	20	2200	275	1100	23 800	26 300
	10	2300	300	1200	18 400	21 100
	12	2300	300	1200	19 900	22 700
	14	2300	300	1200	21 400	24 300
40	16	2300	300	1200	23 000	25 900
	18	2300	300	1200	24 700	27 500
	20	2300	300	1200	26 500	29 300
	10	2500	325	1300	20 800	23 700
	12	2500	325	1300	22 400	25 100
50	14	2500	325	1300	24 100	26 800
	16	2500	325	1300	25 800	28 600
	18	2500	325	1300	27 700	32 400
	20	2500	325	1300	31 100	33 300
	10	2600	350	1400	24 500	28 200
60	12	2600	350	1400	26 000	29 700
	14	2600	350	1400	27 700	31 400
	16	2600	350	1400	29 700	33 400
	18	2600	350	1400	31 600	35 400
	20	2600	350	1400	33 800	37 600
75	10	2800	375	1450	27 000	30 900
	12	2800	375	1450	28 800	32 500
	14	2800	375	1450	30 500	34 400
	16	2800	375	1450	32 600	36 400
	18	2800	375	1450	35 000	38 800
200	20	2800	375	1450	37 500	41 000
	10	3000	400	1500	31 100	35 400
	12	3000	400	1500	33 300	37 800
	14	3000	400	1500	35 700	39 800
	16	3000	400	1500	38 200	42 500
200	18	3000	400	1500	41 100	45 400
	20	3000	400	1500	44 100	48 500
	18	3200	450	3000	68 200	75 000

Tabla 18. Características principales de los Puentes-grúa.

sobre las dimensiones y capacidad del puente-grúa. La altura mínima del puente-grúa está dada por la altura de la mayor -- pieza o conjunto de piezas que debe levantar y por la posi--- ción más alta del gancho de izamiento. La pieza más alta es- casi siempre el eje de rotación del generador con el rotor -- del mismo. En la tabla 18 se dan las dimensiones fundamenta- les de los puentes-grúa empleados normalmente en las salas de máquinas de las plantas hidroeléctricas. Para facilitar la - operación de montaje se provee al puente-grúa de un aparejo - diferencial para 3 a 5 toneladas de carga, con lo cual se con- sigue mayor rapidez en el trabajo. En las plantas importan- tes, la grúa lleva dos aparejos auxiliares uno de los cuales- se mueve con el carro de la grúa. Lo mejor es instalar dos - grúas, una potente y otra para cargas menores.

## 6. EJEMPLOS

### Introducción

En éste capítulo, se presentan ejemplos completamente resueltos, que ayudan a comprender la aplicación de los aspectos -- tratados en capítulos anteriores y muestran aplicaciones a -- problemas particulares



## 6.1 Compuertas

EJEMPLO No. 1. Una compuerta deslizante descarga libremente a un canal. El tirante aguas arriba es  $y_1 = 2.00$  m y el ancho de la compuerta es de 2.5 m. Se desea conocer la abertura "a" que debe darse a la compuerta para descargar  $5 \text{ m}^3/\text{s}$ . También se quiere saber cuánto se reduciría el gasto si, manteniendo la carga aguas arriba y la abertura "a" de la compuerta, ésta ya no descargara libremente sino con un tirante aguas abajo  $y_3 = 1.5$  m.

SOLUCION:

El gasto descargado por una compuerta está dado por la fórmula (1)

$$Q = C_d a b \sqrt{2gy_1}$$

Como hay dos incógnitas,  $C_d$  y  $a$ , se procederá por tanteos haciendo:

$$a = \frac{Q}{(C_d) b \sqrt{2gy_1}} = \frac{5}{C_d (2.5) \sqrt{19.6 \times 2}} = \frac{0.32}{C_d}$$

1er. tanteo: si  $C_d = 0.55$ ,  $a = 0.582$  m y como entonces

$$y_1/a = \frac{2.00}{0.582} = 3.44 \quad \text{resulta que usando la Fig. 7b, para esta relación ---}$$

$$C_d = 0.57.$$

2o. tanteo: si  $C_d = 0.56$ ,  $a = \frac{0.32}{0.56} = 0.57$ . Comprobación-

para:

$$y_1/a = \frac{2.00}{0.57} = 3.51 \quad \text{usando la Fig 7b resulta -}$$

$$\text{que } C_d = 0.57$$

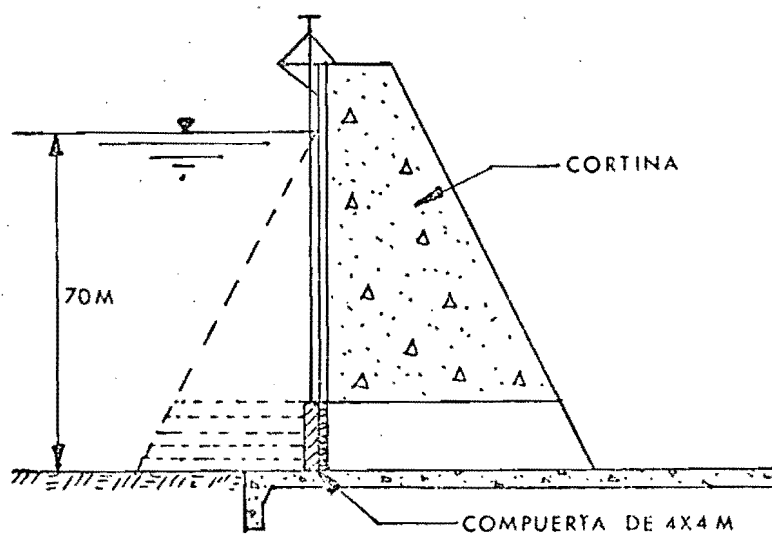
$$\therefore Q = 0.57 \times 0.57 \times 2.5 \sqrt{19.6 \times 2} = 5.0 \text{ m}^3/\text{s}$$

La descarga ahogada, para  $y_3 = 1.5$  m será: Haciendo ahora --  
 $y_1/a = 3.5$  y  $y_3/a = 2.63$  de la Fig 7b resulta que  $C_d = 0.42$  -  
 por lo que el gasto descargado será:

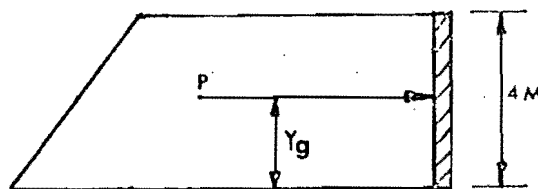
$$Q = C_d b a \sqrt{2gy_1}$$

$$Q = 0.42 \times 2.5 \times 0.57 \sqrt{19.6 \times 2} = 3.75 \text{ m}^3/\text{s}$$

EJEMPLO No. 2. Determinar la fuerza total que ejerce el agua contra la compuerta mostrada y la fuerza que se debe ejercer para subir la compuerta según las condiciones de carga que se especifican en la figura de abajo. Hacer una selección del número de rodillos necesario



1) Determinación del empuje de agua sobre la compuerta



$$P_x = \frac{(\gamma h_2 + \gamma h_1) (h_2 - h_1)}{2} b$$

$$P_x = \frac{\gamma(h_2^2 - h_1^2)}{2} b = \frac{1000 \cdot (70^2 - 66^2)}{2} (4) = 1,090 \text{ Ton.}$$

Su posición se puede obtener con

$$y_g = \frac{\gamma b}{6P_x} (h_2^3 - 3h_2h_1^2 + 2h_1^3)$$

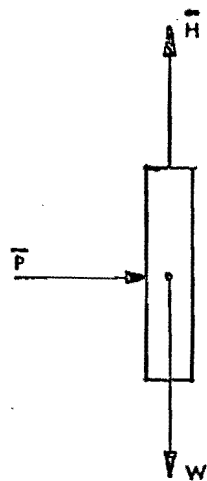
$$y_g = \frac{1000 \times 4}{6 \times 1.09 \times 10^6} \left[ (70)^3 - 3 \times 70 \times (66)^2 + 2(66)^3 \right] = 1.98 \text{ m}$$

o sea que actúa a 1.98 m desde el piso

La presión media en toda la compuerta será:

$$\bar{P}_{res.} = \frac{P}{A} = \frac{1.09 \times 10^6 \text{ Kg}}{16 \text{ m}^2} = 68 \frac{\text{Ton}}{\text{m}^2}$$

- 2) Cálculo de la Fuerza necesaria para levantar la compuerta: Si  $\bar{H}$  = fuerza para levantar la compuerta sin rodillos.



Según el criterio del U.S.B.R. para compuertas deslizantes (figs 10 y 21).

$$\bar{H} = \mu A \bar{P} + W ; \text{ se elige } \mu = 0.6$$

Como  $A = 16 \text{ m}^2$  ;  $\bar{P} = 68 \text{ Ton/m}^2$  y de la gráfica 21 para  $H = 70 \text{ m}$  y  $B = 4.0 \text{ m}$  - se obtiene  $W = 45 \text{ Ton}$

$$\text{resulta } \bar{H} = 0.6 \times 16 \times 68 + 45 = 637.8 \text{ Ton.}$$

- 3) Selección de un número de rodillos necesarios para la fuerza que levantará la compuerta cuando el sistema de izaje se encuentra aguas abajo de la compuerta con rodillos.

La carga permisible por rodillo es

$$P = 42.22 \text{ LD}$$

suponiendo rodillos con  $D = 40 \text{ cm}$  y  $L = 36 \text{ cm}$

$$P = 42.22 \times 36 \times 40 = 60,796 \text{ Kg}$$

el número de rodillos

$$\text{No. de rodillos} = \frac{1090}{60,796} = 17.93 \approx 18$$

significa colocar 9 rodillos de cada lado de la compuerta.

Si se elige un sistema de rodillos fijados a la compuerta por medio de sus ejes de rotación, la fuerza de fricción se puede calcular por medio de la fórmula 7.

$$R = (\mu + \mu' \alpha) \frac{P}{r}$$

Supongamos que  $\alpha = 5$  cm (debe calcularse anteriormente)

$$R = (0.10 + 0.15 \times 0.05) \frac{1090}{0.20} = 585.9 \text{ Ton}$$

La fuerza de izaje será:

$$H = 585.9 + 45 = 630.9 \text{ Ton}$$

Se puede notar poca diferencia de la fuerza de izaje para la compuerta deslizando y la compuerta con rodillos, pero la primera requiere normalmente mayor mantenimiento por la corrosión e incremento del coeficiente de fricción con el tiempo y es de más simple construcción; en cambio, la compuerta de rodillos requiere poco mantenimiento pero su construcción es más complicada.

EJEMPLO No. 3. Determinar la fuerza necesaria para levantar la compuerta radial, fig A, tomando en cuenta los efectos de fricción en los sellos, la chumacera y fuerza dinámica.

Suponer que todas las fuerzas pueden representarse en un plano.

1. Determinar la fuerza de izaje para la condición que se muestra en la fig A ( $a = 0$ )
2. Determinar la fuerza de izaje cuando se tiene una abertura de compuerta  $a = 1$  m.

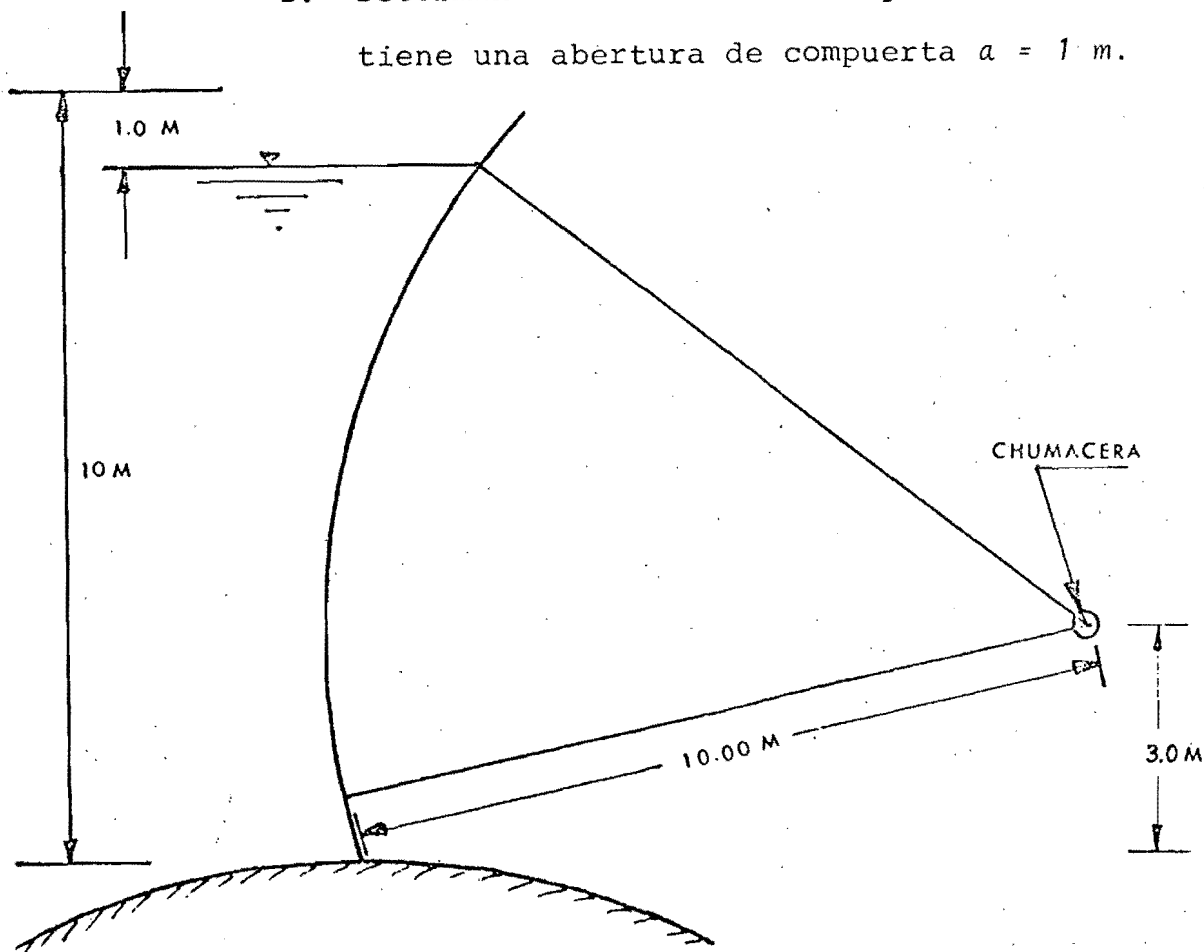


FIG A

Donde:

1. Peso específico del agua  $\gamma = 1000 \text{ Kg/m}^3$
2. Ancho de la compuerta  $b = 15 \text{ m}$
3. Radio de la chumacera  $r = 0.20 \text{ m}$
4. Dimensiones para el sello  $x = 0.050 \text{ m}$   
 $y = 0.025 \text{ m}$   
 $S = 0.020 \text{ m}$
5. Coeficiente de fricción del sello  $\mu = 0.25$

SOLUCION:

Primera parte.

- 1a) Determinación de las fuerzas estáticas ejercidas por el agua en la compuerta y su posición.

Para determinar las fuerzas se dividió la altura de la compuerta en diez franjas según se muestra en la fig B. En la tabla I se muestra un resumen de los cálculos --- efectuados.

Las fórmulas utilizadas fueron planteadas de acuerdo a lo explicado en el inciso 3.4:



T A B L A I

$Z_i$ (m)	$\Delta L$ (m)	$\Delta P_x$ (ton)	$\Delta P_x$ Acumu lado	$\Delta P_y$ (ton)	$a = 0$	$a = 1$	$y_g$ (m)	$x_g$ (m)	$\Delta P_x y_g$ (ton-m)	$\Delta P_y x_g$ (ton-m)
0	1.20	7.5	7.5	+ 5.0	+30.6	+45.5	0.667	8.5	5.0	42.5
1	1.12	22.5	30.5	+11.3			1.556	9.0	35.0	101.7
2	1.07	37.5	67.5	+14.3			2.530	9.4	95.0	134.4
3	1.04	52.5	120.0	+14.9	-30.6	-9.1	3.520	9.7	185.0	144.5
4	1.02	67.5	187.5	+13.5			4.520	9.9	305.0	133.7
5	1.00	82.5	270.0	0.0	-9.1	-9.1	5.520	10.0	455.0	0
6	1.00	97.5	367.5	0.0			6.510	10.0	635.0	0
7	1.02	112.5	480.0	-22.6			7.510	9.8	845.0	-221.5
8	1.04	127.5	607.5	-36.4			8.510	9.7	1085.0	-353.0
9										

$$\Sigma \Delta P_x = 607.5 \text{ Ton}$$

$$\Sigma \Delta P_y = 0 \text{ Ton}$$

$$\Sigma \Delta P_x y_g = 3645.0 \text{ Ton-m}$$

$$\Sigma \Delta P_y = + 36.4 \text{ Ton}$$

$$\Delta P_x = \frac{\gamma b}{2} (z_{i+1}^2 - z_i^2)$$

$$\Delta P_y = \frac{\gamma b}{2} (z_i + z_{i+1}) \sqrt{(\Delta L)^2 - (\Delta Z)^2}$$

$$y_g = \frac{\gamma b \Delta z}{3 \Delta P_x} (z_{i+1}^2 + z_{i+1} z_i + z_i^2)$$

donde:

- $z_i$  desnivel de cada franja respecto de la superficie del agua
- $\Delta L$  longitud de tramo de arco (medida en la fig - B)
- $\Delta P_x$  fuerza horizontal ejercida por el agua en cada subdivisión o franja
- $\Delta P_y$  fuerza vertical ejercida en cada subdivisión
- $y_g$  posición de la fuerza horizontal actuante (medida desde la superficie del agua)
- $\Delta P_x y_g$  momento de cada fuerza respecto al punto de intersección de el agua y la compuerta

La posición de la resultante horizontal del empuje de agua será:

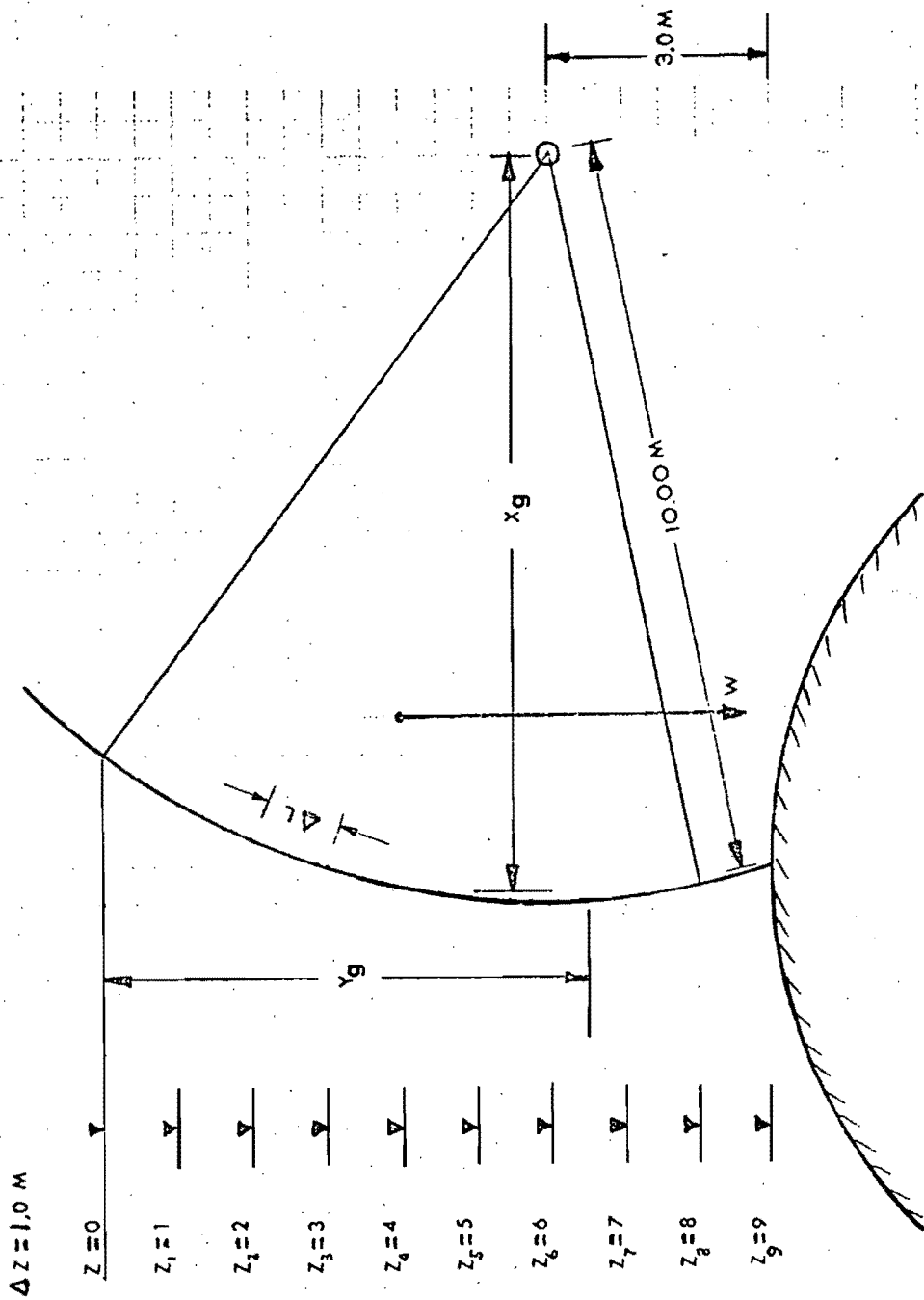


FIG B

$$y_g = \frac{\Sigma(\Delta P_x y_g)}{\Sigma \Delta P_x} = \frac{3645}{607.5} = 6.0 \text{ m}$$

La posición de la resultante vertical de manera similar medida desde la chumacera:

$$x_g = \frac{\Sigma(\Delta P_y x_g)}{\Sigma \Delta P_y}$$

solamente que en este caso ( $a = 0$ ) se tiene  $\Sigma \Delta P_y = 0$ .

La fuerza en la chumacera ( $F_{ch}$ ) o apoyo:

$$F_{ch} = \sqrt{(\Sigma \Delta P_x)^2 + (\Sigma \Delta P_y)^2} = \sqrt{607.5^2 + 0} = 607.5 \text{ Ton.}$$

Esta fuerza forma un ángulo con la horizontal de

$$\theta = \text{ang tan } \frac{\Sigma \Delta P_y}{\Sigma \Delta P_x} = 0$$

es decir, la fuerza en la chumacera es la resultante horizontal.

1b) Peso de la compuerta

Por medio del ábaco fig 21 para  $B = 15 \text{ m}$  y  $H = 10 \text{ m}$  se puede obtener el peso aproximado,

$$W = 91 \text{ Ton.}$$

- 1c) Cálculo de la fuerza para vencer la fricción en la chumacera:

$$F = \frac{\mu P r}{R}, \quad \text{para } r = 0.20 \text{ m}$$

$$F = \frac{0.6 \times 607.5 \times 0.20}{10} = 7.29 \text{ Ton}$$

- 1d) Cálculo de la fuerza para vencer la fricción de los sellos con la fórmula (19).

$$R = \int_L \mu D (H) dL = \mu \Sigma D (H) \Delta L = \mu \bar{D} L \quad (\text{cálculo aproximado})$$

para  $\mu = 0.25$ ,  $L = 20 \text{ m}$

$$\bar{D} = \frac{\bar{P} (x^2 + y^2 + y\delta)}{2x}; \quad \bar{D} \text{ y } \bar{P} \text{ son valores promedios de la fuerza por metro y presión hidrostática --}$$

respectivamente para toda la longitud del sello. (ver fig 28).

$$\bar{P} \text{ presión de agua en Kg/m}^2 = \frac{607500}{15 \times 9} = 4500 \text{ Kg/m}^2$$

$$x = 0.050 \text{ m}$$

$$y = 0.025 \text{ m}$$

$$\delta = 0.020 \text{ m}$$

$$\bar{D} = \frac{4500 (0.0025 + 0.000625 + 0.00125)}{0.1} = 197 \text{ Kg/m}$$

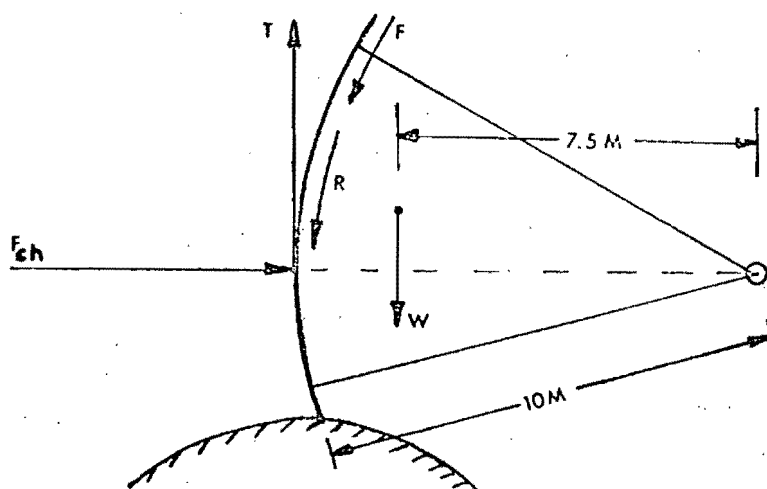
La fuerza por fricción de los sellos será

$$R = 0.25 \times 20 \times 197 = 985 \text{ Kg} \approx 1 \text{ Ton}$$

Aunque en compuertas radiales la fricción por sellos es pequeña, es importante mencionar que la fuerza de fricción por sellos para compuertas deslizantes, que normalmente tienen cargas mayores, este concepto representa un mayor significado.

1e) Cálculo de la fuerza de izaje

Tomando momentos respecto a la chumacera suponiendo que todas las fuerzas pueden representarse en un plano:



$$T \times 10 - 91 \times 7.5 - 7.29 \times 10 - 1 \times 10 = 0$$

$$T = \frac{91 \times 7.5 + 7.29 \times 10 + 1 \times 10}{10} = 76.54 \text{ Ton}$$

Segunda parte

- 2a) Determinación de las fuerzas estáticas ejercidas por el agua. De la tabla se puede obtener los datos para los cálculos siguientes:

La posición de la resultante horizontal

$$y_g = \frac{\sum \Delta P_x y_g}{\sum \Delta P_x} = \frac{2560}{480} = 5.33 \text{ m}$$

y la posición de la resultante vertical

$$x_g = \frac{\sum \Delta P_y x_g}{\sum \Delta P_y}$$

8.5, 9.0, 9.4 y 9.7 distancias a los centros de gravedad de las  $\Delta P_y$  con respecto a la chumacera.

$$x_g = \frac{5.0 \times 8.5 + 11.3 \times 9.0 + 14.3 \times 9.4 + 14.9 \times 9.7 - 9.1 \times 9.8}{36.4}$$

$$x_g = 9.2 \text{ m}$$

La fuerza en la chumacera

$$F_{ch} = \sqrt{(\sum \Delta P_x)^2 + (\sum \Delta P_y)^2} = \sqrt{480^2 + 36.4^2} = 481.38 \text{ Ton}$$

Esta fuerza forma un ángulo con la horizontal de

$$\theta = \text{ang tan } \frac{36.4}{480} = 4.34^\circ$$

2b) Peso de la compuerta

$$W = 91 \text{ Ton}$$

2c) Cálculo de la fuerza para vencer la fricción en la chumacera .

$$F = \frac{0.6 \times 481.38 \times 0.20}{10} = 5.78 \text{ Ton}$$

2d) Cálculo de la fuerza para vencer la fricción de los sellos:

$$R = \mu L \bar{D}$$

$$\bar{P} = \frac{481380}{15 \times 9} = 3566 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\bar{D} = \frac{3566 (0.0025 + 0.000625 + 0.00125)}{0.1} = 156 \text{ Kg/m}$$

$$R = 0.25 \times 20 \times 156 = 780 \text{ Kg} = 0.78 \text{ Ton}$$



2e) Cálculo de la fuerza dinámica con la fórmula (4)

$$F_D = (k_0 - k_u) B d \frac{\gamma}{g} \frac{v_s^2}{2}$$

Para  $d = 0.20$  m y  $\frac{a}{9} = \frac{1}{9} = 0.11$  de la gráfica 11- se obtiene  $k_0 = 0.99$ .  $a_{\text{máx}}$

Con un labio inferior de la compuerta horizontal,  $\frac{a}{d} = 0.11$  y  $\frac{a}{d} = 5$  se puede tomar de la gráfica 12a,  $\frac{a_{\text{máx}}}{d}$   $k_u = -0.3$  (se toma el valor menor por seguridad).

El gasto descargado con la fórmula (2) resulta

$$Q = \frac{2}{3} \sqrt{2g} CL (H_1^{3/2} - H_2^{3/2})$$

con  $\frac{d_1}{H_1} = \frac{1.0}{9} = 0.11$  en la gráfica 9 se obtiene ----

$$C = 0.71$$

$$Q = \frac{2}{3} \sqrt{2 \times 9.81} \times 0.71 \times 15 (9^{3/2} - 8^{3/2}) =$$

$$= 137.43 \text{ m}^3/\text{seg}$$

la velocidad

$$v_{\Delta} = \frac{137.43}{15 \times 1} = 9.16 \text{ m/s}$$

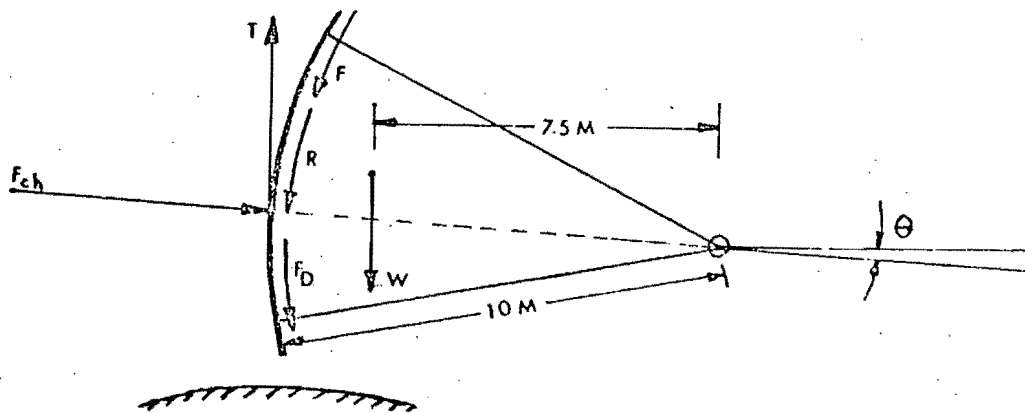
y la fuerza dinámica

$$F_D = (0.99 + 0.3) 15 \times 0.2 \times \frac{1000}{9.81} \times \frac{(9.16)^2}{2}$$

$$F_D = 16550 \text{ Kg} = 16.55 \text{ Ton}$$

2f) Cálculo de la fuerza de izaje

Tomando momentos respecto a la chumacera suponiendo que todas las fuerzas pueden representarse en un plano:



$$T \times 10 - 91 \times 7.5 - 5.78 \times 10 - 0.78 \times 10 - 16.55 \times 10 = 0$$

$$T = \frac{91 \times 7.5 + 5.78 \times 10 + 0.78 \times 10 + 16.55 \times 10}{10} = 91.36 \text{ Ton}$$

EJEMPLO No. 4. Se tiene una compuerta rectangular de 2.5 m - de ancho y 2.4 m de alto, y se sabe que para una abertura "a" de 0.57 m se descargan ---- 5 m<sup>3</sup>/s. Determinar la fuerza dinámica principal. El espesor de compuerta es  $d = 0.3$  m y el labio inferior es horizontal.

SOLUCION:

La ecuación para calcular esta fuerza es la fórmula (4)

$$F_D = (k_o - k_u) B d \frac{\gamma}{g} \frac{v_s^2}{2}$$

a) Determinación de  $k_o$

como  $\frac{a}{a_{\max}} = \frac{0.57}{2.4} = .24$  de la gráfica 11

$$k_o = 0.98$$

b) Determinación de  $k_u$  de las gráficas 12a para  $\frac{a}{d} = 1.9$ . - Como el labio inferior de la compuerta es horizontal un valor desfavorable sería  $k_u = - 0.3$ .

Debemos notar que cuando el labio inferior tiene inclinación mayor que 20°,  $k_u$  toma valores de cero o mayores

que cero y elegir  $k_u = 0$  hace estar más del lado de la seguridad.

c) Cálculo de  $v_\Delta$

Como el tirante en la sección contracta es  $y_\Delta = C_c a$  si se supone  $C_c = 0.625$  (valor práctico)

$$y_\Delta = 0.625 \times 0.57 = 0.356 \text{ m}$$

La velocidad será:

$$v_\Delta = \frac{Q}{A} = \frac{5}{2.5 \times 0.356} = 5.6 \text{ m/s}$$

d) Aplicación de la fórmula (4)

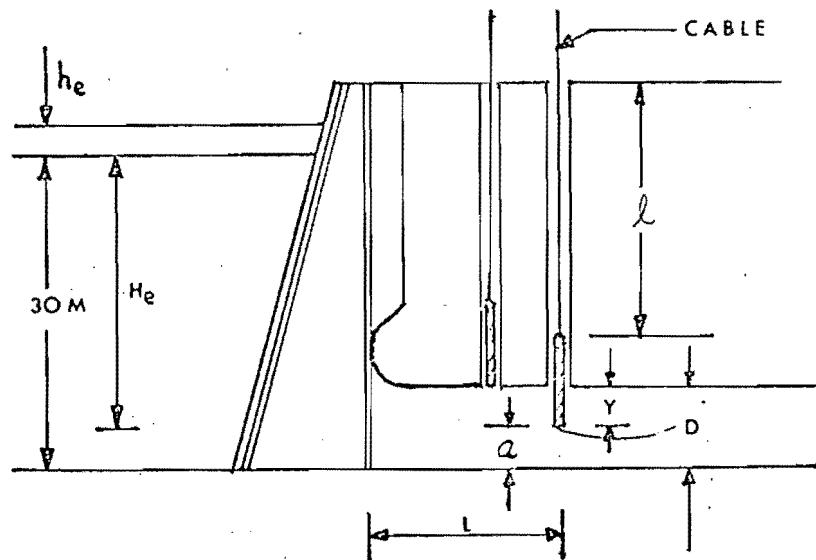
$$F_D = (0.98 - 0) (2.5) (0.3) \times \frac{1000}{9.81} \frac{(5.6)^2}{2} = 1175 \text{ Kg}$$

$$6 \quad F_D = [0.98 - (-0.3)] (2.5) (0.3) \times \frac{1000}{9.81} \frac{(5.6)^2}{2} = 1535 \text{ Kg}$$

Por lo tanto, la fuerza dinámica principal en dirección del movimiento de la compuerta es de 1.535 Ton.

EJEMPLO No. 5. En la instalación que se muestra con los datos indicados analizar:

- a) La altura crítica para asegurar que no se formen vórtices
- b) La vibración de la compuerta debido al desprendimiento de una estela de vórtices del borde inferior de la misma
- c) La vibración de la compuerta debido a las ondas de presión entre el almacenamiento y la compuerta.



DATOS:

1. Compuerta de fondo plano
2. Altura de conducto  $D = 7.0\text{ m}$
3. Ancho del conducto  $B = 5.0\text{ m}$

4. Proyección de la compuerta en el conducto  $y = D - a$
5. Abertura de la compuerta  $a$
6. Longitud del cable  $\ell = 40.0 \text{ m}$
7. Esfuerzo unitario permisible en el cable  $\sigma = 597.6 \text{ Kg/cm}^2$
8. Carga total en la compuerta  $30.0 \text{ m}$
9. Longitud del conducto aguas arriba de la compuerta  $L = 30.0 \text{ m}$
10. Celeridad de la onda de presión en un conducto de concreto  $C = 1310 \text{ m/s}$

SOLUCION:

- a) Cálculo de la altura crítica necesaria para que no se formen vórtices con la ecuación (12)

$$Q = 0.64 A \sqrt{2gH} = 0.64 \times 5 \times 7 \sqrt{2 \times 9.81 \times 30} =$$

$$= 543.0 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_0 = \frac{Q}{0.64 A} = \frac{543}{0.64 \times 35} = 24.25 \text{ m/s}$$

el diámetro equivalente

$$D = \sqrt{\frac{A}{0.785}} = \sqrt{\frac{35}{0.785}} = 6.68 \text{ m}$$

carga crítica necesaria

$$h_{cn} = 0.5 D \left( \frac{v_0}{\sqrt{gD}} \right)^{0.55} = 6.10 \text{ m}$$

Una carga de 6.10 m o mayor evita la formación de los vórtices. En el presente problema se dispone de una carga de 23.0 m por encima de la clave del conducto que proporciona seguridad sobrada.

- b) Cálculo de la vibración debida al desprendimiento de la estela de vórtices:

Para  $l = 40.0 \text{ m}$  y  $\sigma = 597.6 \text{ Kg/cm}^2$  de la fig 20 se determina la frecuencia natural

$$\delta_n = 3.8 \text{ ciclos/s}$$

La carga de energía  $H_e$  en el fondo de la compuerta es = 30.0 - a. Para la frecuencia de la estela de vórtices y características de resonancia  $\delta_f/\delta_n$  se tiene:

COMPUERTA		FRECUENCIA DE ESTELA		CARACTERISTICA
Abertura	Proyección	$H_e$	DE VORTICES	DE RESONANCIA
$a$	$y = D - a$	$30 - a$	$\delta_f$ (De gráfica) 18	$\delta_f / \delta_n$
0.9	6.1	29.1	0.27	0.07
2.7	4.3	27.3	0.40	0.11
4.5	2.5	25.5	0.60	0.16
6.3	0.7	23.7	2.30	0.61

Trazando  $\delta_f / \delta_n$  en la gráfica 17: Todos los puntos resultan sobre el cero de la línea de aislamiento. La compuerta está sujeta a la vibración en todas las aberturas y se recomienda cambiar el diseño del labio inferior de la compuerta a 45 grados para eliminar las pulsaciones del fondo.

- c) Cálculo de la vibración de una compuerta debida a las ondas de presión entre el almacenamiento y la compuerta:

Para  $L = 30.0 \text{ m}$  y  $C = 1310 \text{ m/s}$  de la fig 19 se obtiene la frecuencia de excitación de las ondas de presión,

$$\delta_f = 10.9 \text{ ciclos/s}$$



y la característica de resonancia

$$\frac{\delta_f}{\delta_n} = \frac{10.9}{3.8} = 2.87$$

Trazando  $\delta_f/\delta_n$  en la gráfica 17, la relación de transmisión R.T. = 0.15, o bien un porcentaje de aislamiento alto de 85%. La compuerta no está sujeta a vibración por las ondas de presión.

## 6.2 Válvulas

EJEMPLO No. 6. Una válvula de mariposa se encuentra instalada en un conducto, el diámetro de conducto de 1.22m y  $\theta = 35^\circ$

Determinar las pérdidas de carga y el coeficiente de descarga para una descarga de 17 m<sup>3</sup>/s.

SOLUCION:

a) La pérdida de carga en una válvula está dada por la fórmula 24

$$h_p = K \frac{v^2}{2g}$$

De la tabla 7 para  $\theta = 35^\circ$  se tiene  $K = 6.22$ , de tal manera que para una velocidad

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{17}{0.785 (1.22)^2} = 14.55 \text{ m/seg}$$

resulta una pérdida

$$h_p = 6.22 \frac{(14.55)^2}{19.62} = 67.11 \text{ m}$$

- b) El gasto descargado por una válvula se calcula con la fórmula 25

$$Q = 0.785 D^2 \mu \sqrt{2g\Delta H} = C_d D^2 \sqrt{g\Delta H}$$

y por lo tanto, el coeficiente de descarga

$$C_d = \frac{Q}{D^2 \sqrt{g\Delta H}} = \frac{17}{(1.22)^2 \sqrt{9.81 \times 67.11}} = 0.445$$

$$\text{o bien } C_d = 0.785 \mu \sqrt{2} , \quad \mu = \frac{0.445}{0.785 \times 1.414} = 0.4$$

De la tabla 10 donde  $C_d$  depende de  $\theta$ , para  $C_d = 0.445$  - se tiene  $\theta = 37^\circ$ , valor aproximado al valor supuesto de  $\theta = 35^\circ$  empleado en el cálculo.

EJEMPLO No. 7. En un conducto de diámetro 1.8 m se dispone de una carga  $\Delta H = 50$  m. Se tiene colocada -- una válvula de mariposa con  $\mu = 0.175$ , y se quiere conocer la descarga de la válvula  $Q$ , el ángulo de inclinación de la lenteja  $\theta$  y el coeficiente de pérdida para la  $\Delta H$ .

SOLUCION:

a) Cálculo de la descarga con la fórmula 25

$$Q = 0.785 D^2 \mu \sqrt{2g\Delta H}$$

$$Q = 0.785 (1.8)^2 0.175 \sqrt{19.62 \times 50} = 13.9 \text{ m}^3/\text{s}$$

donde el coeficiente  $C_d$  resulta

$$C_d = \frac{13.9}{(1.8)^2 \sqrt{9.81 \times 50}} = 0.193$$

b) La inclinación de la lenteja se obtiene de la tabla 10- para  $C_d = 0.193$ , un valor aproximado de  $\theta = 52^\circ$ .

c) Determinando el coeficiente de pérdida de carga con ---

$$v = \frac{Q}{A} \quad v = \frac{13.9}{0.785 (1.8)^2} = 5.47 \text{ m/s} \quad \Delta H = K \frac{v^2}{2g}$$

$$K = \frac{\Delta H \cdot 2g}{v^2} = \frac{50 \times 19.62}{(5.47)^2} = 32.79$$

Revisando la inclinación para el  $K = 32.79$  en la tabla-7 resulta un ángulo de  $\theta \approx 50^\circ$

Revisando el coeficiente  $\mu$  con la fórmula (26)

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{K}} = \frac{1}{\sqrt{32.79}} = 0.175$$

EJEMPLO No. 8. Determinar el coeficiente de descarga  $\mu$  y el ángulo  $\theta$  de una válvula esférica colocada en el sistema que se muestra en la figura A. Se tiene como datos:

1. El diámetro del conducto  $D = 1.5 \text{ m}$  ( $A = 1.76 \text{ m}^2$ ).
2. La descarga  $Q = 15 \text{ m}^3/\text{s}$
3. Longitud de la tubería  $L = 500 \text{ m}$
4. Tubería de acero soldado nuevo,  $\epsilon = 0.00005 \text{ m}$  (rugosidad absoluta); viscosidad cinemática del agua a  $15^\circ\text{C}$ ,  $\nu = 1.145 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$ .

SOLUCION:

a) Cálculo de la carga de velocidad.

$$\text{Para } v = \frac{Q}{A} = \frac{15}{0.785 (1.5)^2} = 8.49 \text{ m/s} \quad \text{es:}$$

$$h_v = \frac{v^2}{2g} = \frac{(8.49)^2}{19.62} = 3.67 \text{ m}$$

b) Cálculo de las pérdidas de carga:

$$\text{Por entrada: } h_e = 0.5 \frac{v^2}{2g} = 0.5 \times 3.67 = 1.8 \text{ m}$$

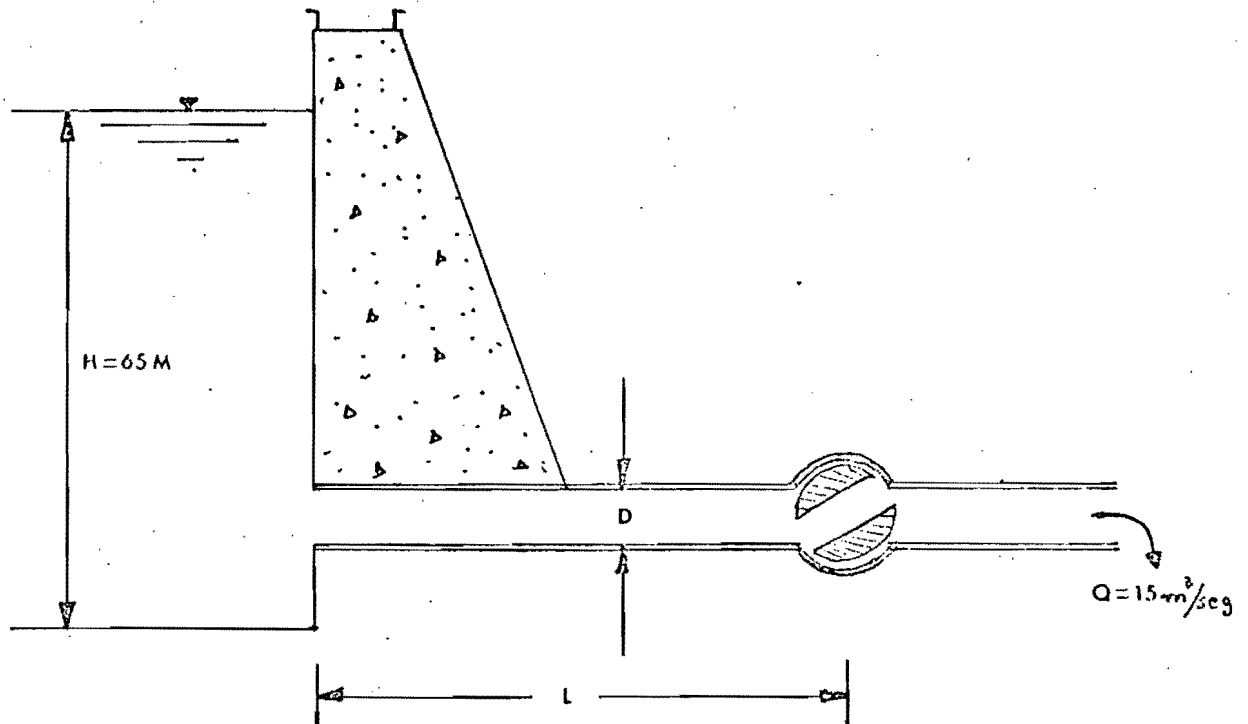


FIGURA A

Por fricción:  $h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$ , para

$$\frac{e}{D} = 0.000033, \quad R = \frac{vD}{\nu} = \frac{8.49 \times 1.5 \times 10^6}{1.145} =$$

$$= 11.12 \times 10^6$$

en el diagrama universal de Moody  $f = 0.01$ , resultan-

do

$$h_f = 0.01 \times \frac{500}{1.5} \times 3.67 = 12.25 \text{ m}$$

$$h_T = h_e + h_f = 1.8 + 12.25 = 14.05 \text{ m}$$

c) La carga disponible en la válvula

$$\Delta H = H - h_T - h_V$$

$$\Delta H = 65 - 14.05 - 3.67 = 47.28 \text{ m}$$

d) El coeficiente de pérdidas

$$K = \frac{47.28}{3.67} = 12.88$$

de la tabla 8 se tiene aproximadamente  $\theta = 37^\circ$

e) El coeficiente de descarga

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{K}} = \frac{1}{\sqrt{12.88}} = 0.28$$

o bien de la fórmula  $Q = 0.785 D^2 \mu \sqrt{2g\Delta H}$

$$\mu = \frac{15}{0.785 (1.5)^2 \sqrt{19.62 \times 47.28}} = 0.28$$

Si en lugar de colocar una válvula esférica se coloca una válvula de guillotina circular para  $K = 12.88$  en la tabla 5 se obtiene una relación  $\frac{X}{D} = 0.32$ . Para una válvula de guillotina rectangular, cambiando la sección --



del conducto a cuadrada con  $K = 12.88$  en la tabla 6 se obtiene  $\frac{S_0}{S} = 0.35$ , que con  $S = 1.33 \text{ m}$  ( $A = 1.33 \times 1.33 = 1.76 \text{ m}^2$ ) da  $S_0 = 0.35 \times 1.33 = 0.47 \text{ m}$ , significando esto proporcionar a la abertura una sección:

$$A_1 = 1.33 \times 0.47 = 0.625 \text{ m}^2$$

Suponiendo una válvula de chorro hueco con abertura ---  $S = 0.20 \text{ m}$  y  $\alpha = 45^\circ$  en la gráfica 42 para  $\frac{S}{D} = 0.13$ , se obtiene

$$\mu = 0.28$$

Suponiendo una válvula de chorro convergente en lugar de la válvula esférica (en un punto intermedio) con posición de abertura total: -----

$$Q = 0.58 \times 0.785 (1.5)^2 \sqrt{19.62 \times 47.88} = 31.2 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Como se puede ver en éste problema no es posible abertura total, dado que la descarga es de  $15 \text{ m}^3/\text{s}$ . En posición de apertura total ( $\mu = 0.58$ )  $Q = 31.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , luego entonces la válvula de chorro convergente trabaja al 50% de su capacidad con los  $15 \text{ m}^3/\text{s}$ ; es decir, la válvula funciona parcialmente cerrada para la descarga de  $15 \text{ m}^3/\text{seg}$  y el coeficiente será:

$$\mu = \frac{15}{0.785(1.5)^2 \sqrt{19.62 \times 47.28}} = 0.28$$

La válvula de chorro convergente en el extremo final del conducto,  $\mu = 0.58$  (válvula totalmente abierta) (ver inciso 4.2) en el presente problema  $\mu = 0.28$  y con un coeficiente de pérdidas de

$$K = \frac{1}{\mu^2} = 12.88$$

El coeficiente de velocidad en apertura total es -----  
 $C_v = 0.96$  a  $0.98$  y para  $K = 12.88$  se obtiene de la ex---  
 presión  $K = \frac{1}{C_v^2}$  donde

$$C_v = \sqrt{\frac{1}{K}} = \sqrt{\frac{1}{12.88}} = 0.28$$

La velocidad de salida en el chorro y suponiendo que el diámetro de la salida es

$$D_{sal.} = 0.95 D$$

y el diámetro del chorro

$$D_{ch} = 0.80 D_{sal} = 0.76 D$$

donde

$$A_{ch} = 0.58 A_D$$

La velocidad del chorro resulta

$$v_{ch} = \frac{v_D}{0.58} = \frac{8.49}{0.58} = 14.6 \text{ m/s}$$

EJEMPLO No. 9. En una conducción de agua se instalan sucesivamente una válvula esférica y una válvula de retención. Si la válvula de retención se abre en  $40^\circ$ , la tubería suministra, con la válvula esférica completamente abierta,  $2 \text{ m}^3/\text{s}$ ; si se cierra la válvula esférica en un cierto ángulo  $\delta$  y la válvula de retención se abre del todo, la tubería proporciona  $3.04 \text{ m}^3/\text{s}$ . Hallar el ángulo  $\delta$ .

SOLUCION:

Sean  $Q$ , el gasto y  $K$ , el coeficiente de pérdida de carga con la válvula esférica abierta ( $\delta$ );  $Q_1$  y  $K_1$  lo mismo con la válvula de retención abierta  $\delta = 40^\circ$

La altura útil es 
$$\frac{v_0^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} + K \frac{v^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g} + K_1 \frac{v_1^2}{2g}$$

donde

$$\frac{v^2}{2g} (1 + K) = \frac{v_1^2}{2g} (1 + K_1)$$

resulta

$$\frac{v}{v_1} = \sqrt{\frac{1 + K_1}{1 + K}}$$

Además, de la ecuación de continuidad  $Q = Av$ ;  $Q_1 = Av_1$  se ob-

tiene 
$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{v}{v_1}$$

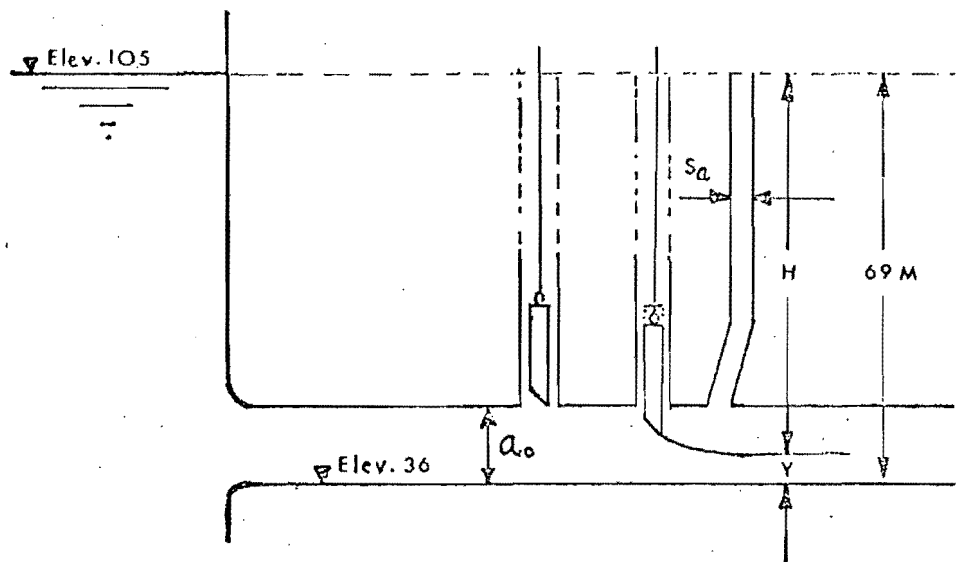
finalmente, 
$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{v}{v_1} = \sqrt{\frac{1 + K_1}{1 + K}}$$
 y sustituyendo valores. -

De la tabla 8a para  $\delta = 40^\circ$  se tiene  $K_1 = 14$ :

$$\begin{aligned} \frac{3.04}{2} &= \sqrt{\frac{1 + 14}{1 + K}}, \quad K = \left(\frac{2.0}{3.04}\right)^2 (1 + 14) - 1 = \\ &= 5.49 \end{aligned}$$

La tabla 8 para  $K = 5.47$  el ángulo es  $\delta = 30^\circ$ .

EJEMPLO No. 10. Determinar el tamaño de la sección de aireación para la instalación con compuertas mostrada en la fig



Donde:

- |    |   |  |
|----|---|--|
| 1. | Ancho de la compuerta   | $B = 1.20 \text{ m}$                   |
| 2. | Abertura total de la compuerta  | $a_0 = 2.80 \text{ m}$                 |
| 3. | Abertura de la compuerta<br>(Al 80% de operación cuando se supone la demanda de aire máxima). | $a = 2.24 \text{ m}$                   |
| 4. | Labio a 45° con coeficiente   | $C = 0.8$                              |
| 5. | El tirante en la sección contracta  | $y = 0.8 \times 2.24 = 1.79 \text{ m}$ |

1a. SOLUCION:

Para  $a_0$   $B = 2.80 \times 1.20 = 3.4 \text{ m}^2$  y carga  $H = 69 - 0.895 = 68.11 \text{ m}$  de la gráfica 44 se obtiene  $S_a = 0.6 \text{ m}^2$ , el diámetro para un tubo circular es:

$$D = \sqrt{\frac{0.6}{0.785}} = 0.9 \text{ m}$$

2a. SOLUCION:

## 1. Cálculo de la descarga

$$Q = C A v = C a B \sqrt{2gH}$$

$$Q = 0.80 \times 2.24 \times 1.20 \sqrt{2 \times 9.81 \times 68.11} = 78.6 \text{ m}^3/\text{s}$$

## 2. Cálculo del número de Froude en la sección contracta, - fórmula (27)

$$F_r = \frac{78.6}{3.13 \times 1.2 (0.8 \times 2.24)^{3/2}} = 8.72$$

3. Con  $(F_h - 1) = 7.72$  y la gráfica de la fig 45 se determina  $\beta = 0.28$  y con la fórmula (28)

$$Q_a = \beta Q = 0.28 \times 78.6 = 22.00 \text{ m}^3/\text{s}$$

4. El área y diámetro por medio de las fórmulas (29) y --- (30):

$$S_a = 0.0131 Q_a = 0.0131 \times 22.00 = 0.29 \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{S_a}{0.785}} = \sqrt{\frac{0.29}{0.785}} = 0.61 \text{ m}$$

5. Revisando la velocidad

$$V_a = \frac{Q_a}{S_a} = \frac{22.00}{0.29} = 75.86 \text{ m/s} < 80 \text{ m/s}$$



## 6.3 Turbinas

EJEMPLO No. 11. Para los siguientes datos seleccionar una -- turbina y determinar los parámetros principales:

Carga de diseño  $H_d = 280$  m

Carga máxima  $H_{m\acute{a}x} = 300$  m

Carga mínima  $H_{m\acute{i}n} = 260$  m

Potencia de diseño  $P_d = 125$  MW

La cota del nivel aguas abajo  $\nabla = 300.00$   
m.s.n.m.

SOLUCION:

1. Determinar la velocidad específica  $n_s$ .

La potencia en C.V. es

$$P_d = 1.36 \times 125,000 = 170,000 \text{ C.V.}$$

$$n_s = \frac{n \sqrt{P_d}}{H_d \sqrt[4]{H_d}} = \frac{n \sqrt{170000}}{230 \sqrt[4]{280}} = 0.360 n$$

Para esta capacidad  $n$  podría variar entre 300 r.p.m. y 450 r.p.m. aproximadamente, lo que equivale a una  $n_s$  entre 108 r.p.m. y 162 r.p.m. Esta velocidad angular es-

pecífica corresponde a una turbina tipo Francis, tablas 14, 15 y figs 46 y 47.

2. De la gráfica 48 se elige el modelo F-310 para -----  
 $P_d = 125 \text{ MW}$  y  $H_d = 280 \text{ m}$  donde 310 representa la carga máxima.

Para este modelo se pueden sacar datos principales de la tabla 15 o del topograma universal fig A. (Fig 49).

3. Determinación del gasto de diseño con la fórmula y eligiendo a  $\eta = 0.91$  como valor promedio:

$$Q_d = \frac{P_d}{9.81 H_d \eta} = \frac{125000}{9.81 \times 280 \times 0.91} = 50 \text{ m}^3/\text{s}$$

4. El diámetro del rodete se determina según la fórmula

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q_d}{Q_{11} \sqrt{H_d}}} = \sqrt{\frac{50}{0.480 \sqrt{280}}} = 2.50 \text{ m}$$

Donde

$Q_{11} = 0.480 \text{ m}^3/\text{s}$  que se selecciona del topograma universal fig A o de la tabla 15 ( $Q_{11} = 0.450 \text{ m}^3/\text{s}$ ) para el modelo F-310.

Elegimos  $Q_{11} = 0.480 \text{ m}^3/\text{s}$  del topograma universal, para que el diámetro obtenido corresponda a un diámetro comercial.

5. La velocidad angular se determina con la fórmula

$$n = \frac{n_{11} \sqrt{H_d}}{D_1} = \frac{65 \sqrt{280}}{2.50} = 435 \text{ r.p.m.}$$

$n_{11} = 65$  se elige del topograma universal fig A o de la tabla 15. De la tabla 17 elegimos una velocidad angular síncrona  $n = 450 \text{ r.p.m.}$  (más cercana a la obtenida).

Debemos verificar que para  $D_1 = 2.50 \text{ m}$  y  $n = 450 \text{ r.p.m.}$  cual es el valor de  $n_{11}$ :

$$n_{11} = \frac{n D_1}{\sqrt{H_d}} = \frac{450 \times 2.50}{\sqrt{280}} = 67 \text{ r.p.m.}$$

Para verificar si estamos en la zona óptima (cambiando la carga de  $H_{\text{mín}}$  hasta  $H_{\text{máx}}$ ) calculamos  $n_{11 \text{ máx}}$  y -----

$n_{11 \text{ mín}}$ :

$$n_{11 \text{ máx}} = \frac{n D_1}{\sqrt{H_{\text{mín}}}} = \frac{450 \times 2.50}{\sqrt{260}} = 69.8 \text{ r.p.m.}$$

$$n_{11 \text{ mín}} = \frac{n D_1}{\sqrt{H_{\text{máx}}}} = \frac{450 \times 2.50}{\sqrt{300}} = 65.0 \text{ r.p.m.}$$

Se concluye que  $n_{11}$ ,  $n_{11 \text{ máx}}$ ,  $n_{11 \text{ mín}}$  corresponden a la zona óptima del topograma universal.

#### 6. Altura de aspiración

Del topograma universal para  $n_{11} = 67 \text{ r.p.m.}$  y  $Q_{11} = 0.480 \text{ m}^3/\text{s}$  e interpolando obtenemos el coeficiente de cavitación  $\sigma = 0.076$ .

Tomando un coeficiente de seguridad  $k_\sigma = 1.1$  obtenemos

$$\sigma_T = k_\sigma \sigma = 1.1 \times 0.076 = 0.0836$$

finalmente con la fórmula (35)

$$H_\delta = 10 - \frac{v}{900} - \sigma_T H_d = 10 - \frac{300}{900} - 0.0836 \times 280 =$$

$$H_\delta = -13.74 \text{ m}$$

indica que la turbina debe estar sumergida a 13.74 m bajo el nivel del agua, aguas abajo de la casa de máquinas.

Con  $n_{11}$   $m\dot{c}n$  (que corresponde a  $H_{m\dot{a}x}$ ) y  $Q_{11} = 0.480 \text{ m}^3/s$  del topograma universal obtenemos  $\sigma = 0.0735$ .

$$\sigma_T = k_\sigma \sigma = 1.1 \times 0.0735 = 0.0809$$

$$H_\Delta = 10 - \frac{\nabla}{900} - \sigma_T H_{m\dot{a}x} = 10 - \frac{300}{900} - 0.0809 \times 300 =$$

$$H_\Delta = -14.60 \text{ m}$$

el caso más desfavorable de la altura de aspiración es calculando con la carga máxima ( $H_\Delta = -14.60 \text{ m}$ ).

7. Las dimensiones de la cámara espiral y de la tubería de eyección se pueden determinar en base al diámetro elegido del rodete con ayuda de las gráficas 52, 53, 54 y -- 56.
8. El peso de la turbina completa se calcula con la fórmula (38)

$$G_T = 3.6 D_1^{2.5} H_{m\dot{a}x}^{0.2} k_{c.e.}$$

$$G_T = 3.6 (2.5)^{2.5} (300)^{0.2} \times 1.0 = 111.3 \text{ Ton}$$

y el rodete con la fórmula (39)

$$G_R = D_1^3 k_R = (2.5)^3 \times 0.6 = 9.4 \text{ Ton}$$

9. De todas las características de la turbina seleccionada como ejemplo, se determinará la curva del coeficiente de eficiencia en función del gasto. Primero se encuentra la relación funcional entre  $\eta_M$  (del modelo) y el  $Q_{11}$  (gasto unitario):  $\eta_M = f(Q_{11})$

haciendo una sección en el topograma universal que corresponde a  $n_{11}$  (de diseño) = 67 r.p.m.

Después utilizando la ley de semejanza se puede calcular el gasto real por la fórmula

$$Q = D_1^2 Q_{11} \sqrt{H_d} = (2.5)^2 Q_{11} \sqrt{280}$$

$$Q = 104.6 Q_{11}$$

Los datos del modelo son:

$$D_M = 0.46 \text{ m}$$

$$H_M = 5 \text{ m}$$

Para calcular el rendimiento de una turbina prototipo - a partir de las características del modelo ensayado se utilizan las fórmulas llamadas de transposición. Por lo general, el constructor y el usuario determinan en cada caso la fórmula que regirá.

La fórmula que se utilizará es la de Morozov, ref. 30

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_M} = \left(\frac{D_M}{D_p}\right)^{1/5} \left(\frac{H_M}{H_p}\right)^{1/20} = \left(\frac{0.46}{2.50}\right)^{1/5} \left(\frac{5}{800}\right)^{1/20} =$$

$$= 0.583$$

$\eta_M$	0.915	0.91	0.90	0.88	0.86	0.84	0.82
$1 - \eta_M$	0.085	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
$1 - \eta_p$	0.049	0.052	0.058	0.070	0.082	0.093	0.105
$\eta_p$	0.951	0.948	0.942	0.930	0.918	0.907	0.895
$Q_{11} \text{ m}^3/\text{s}$	0.375	0.350	0.325	0.297	0.265	0.245	0.228
$Q_p \text{ m}^3/\text{s}$	39.2	36.6	34.0	31.1	27.7	25.7	23.8
$Q_{11} \text{ m}^3/\text{s}$	0.385	0.427	0.455	0.472	0.485		
$Q_p \text{ m}^3/\text{s}$	40.3	44.7	47.6	49.4	50.7		

La curva de eficiencia - gasto en la fig C.

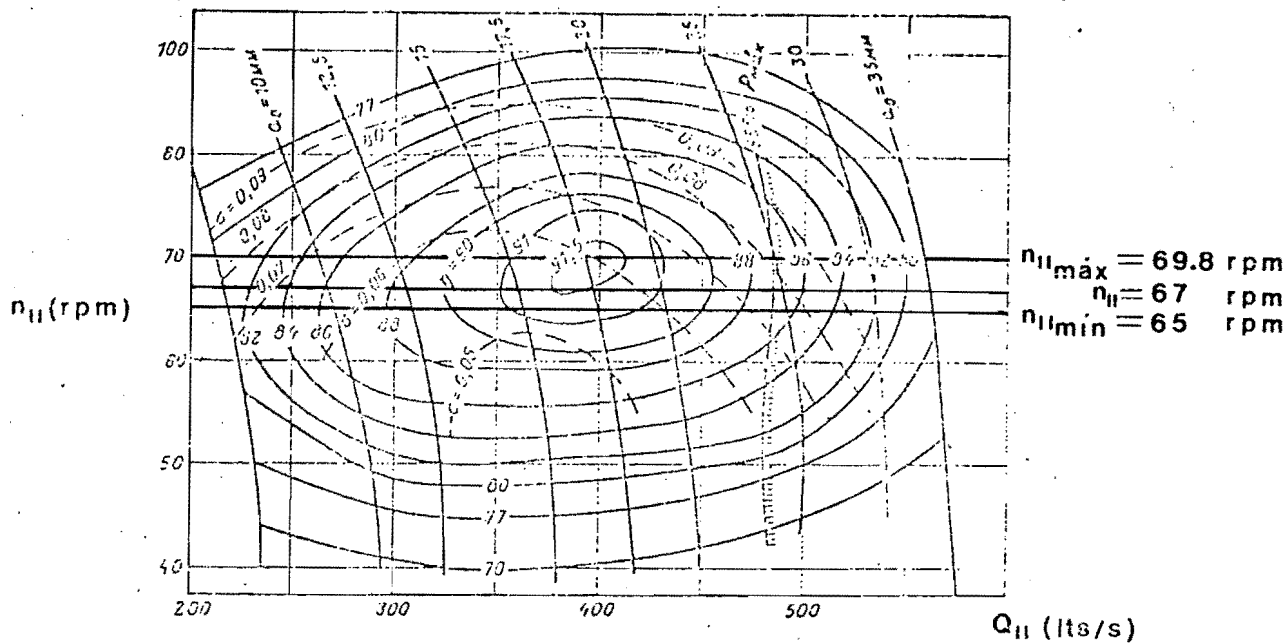


Fig A Topograma universal de turbina tipo Francis

MODELO F-310

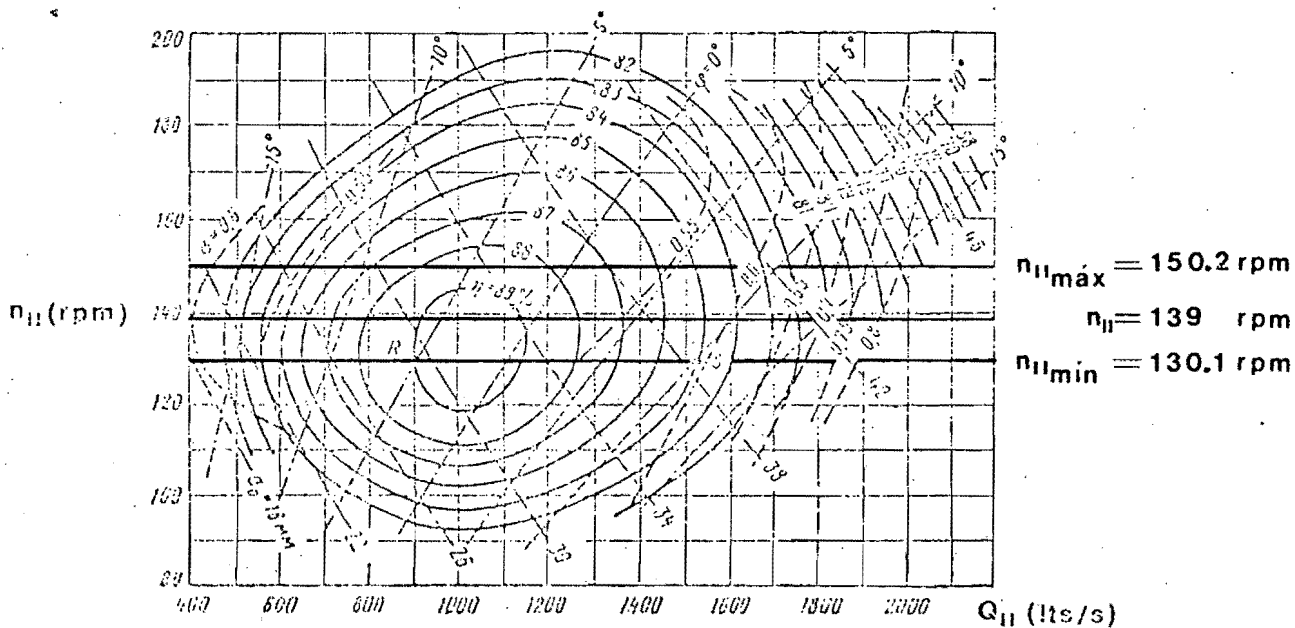


Fig B Topograma universal de turbina tipo Kaplan

MODELO K - 40



EJEMPLO No. 12. Para los siguientes datos seleccionar una --  
turbina y determinar los parámetros principa  
les:

$$\text{Carga de diseño} \quad H_d = 35 \text{ m}$$

$$\text{Carga máxima} \quad H_{m\acute{a}x} = 40 \text{ m}$$

$$\text{Carga m\u00ednima} \quad H_{m\u00edn} = 30 \text{ m}$$

$$\text{Potencia de dise\u00f1o} \quad P_d = 30 \text{ MW}$$

$$\text{La cota del nivel} \quad \nabla = 100.00 \text{ m.s.n.m.}$$

aguas abajo

SOLUCION:

1. Determinar la velocidad espec\u00edfica  $n_\delta$ .

La potencia en C.V. es

$$P_d = 1.36 \times 30,000 = 40,800 \text{ C.V.}$$

$$n_\delta = \frac{n\sqrt{P_d}}{H_d^{\frac{4}{3}}\sqrt{H_d}} = \frac{n\sqrt{40,800}}{35^{\frac{4}{3}}\sqrt{35}} = 2.373 \text{ n}$$

para esta capacidad y carga  $n$  podr\u00eda variar entre 240 --  
r.p.m. y 300 r.p.m. aproximadamente y equivale a una  $n_\delta$   
entre 570 r.p.m. y 712 r.p.m. Esta velocidad angular--  
espec\u00edfica corresponde a una turbina tipo Kaplan.

2. De la gráfica 48 se elige el modelo K - 40 para  $P_d = 30$  M.W. y  $H_d = 35$  m.

Para este modelo se pueden sacar datos principales de la tabla 16 o del topograma universal fig B. (Fig 50).

3. Determinación del gasto de diseño y eligiendo a -----  
 $\eta = 0.88$  como valor promedio:

$$Q_d = \frac{P_d}{9.81 H_d \eta} = \frac{30,000}{9.81 \times 35 \times 0.88} = 99.3 \approx 100 \text{ m}^3/\text{s}$$

4. El diámetro del rodete se determina según la fórmula

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q_d}{Q_{11} \sqrt{H_d}}} = \sqrt{\frac{100}{1.65 \sqrt{35}}} = 3.20 \text{ m}$$

donde  $Q_{11} = 1.65 \text{ m}^3/\text{s}$  que se selecciona del topograma universal, fig B, o de la tabla 16 valor que corresponde a un coeficiente de cavitación conveniente (vea inciso 6 del cálculo). El diámetro  $D_1 = 3.20 \text{ m}$  obtenido se encuentra en los diámetros comerciales.

5. La velocidad angular se determina con la fórmula

$$n = \frac{n_{11} \sqrt{H_d}}{D_1} = \frac{140 \sqrt{35}}{3.80} = 258.8 \text{ r.p.m.}$$

$n_{11} = 140$  r.p.m. se elige del topograma universal fig B.

De la tabla 17 elegimos una velocidad angular síncrona-  
 $n = 257.1$  r.p.m. (más cercana a la obtenida).

Debemos buscar para  $D_1 = 3.20$  m y  $n = 257.1$  r.p.m. cual es el valor de  $n_{11}$ .

$$n_{11} = \frac{n D_1}{\sqrt{H_d}} = \frac{257.1 \times 3.20}{\sqrt{35}} = 139 \text{ r.p.m.}$$

Para verificar si estamos en la zona óptima (cambiando la carga de  $H_{mín}$  hasta  $H_{máx}$ ) calculamos  $n_{11_{máx}}$  y ---

$n_{11_{mín}}$ :

$$n_{11_{máx}} = \frac{n D_1}{\sqrt{H_{mín}}} = \frac{257.1 \times 3.20}{\sqrt{30}} = 150.2 \text{ r.p.m.}$$

$$n_{11_{mín}} = \frac{n D_1}{\sqrt{H_{máx}}} = \frac{257.1 \times 3.20}{\sqrt{40}} = 130.1 \text{ r.p.m.}$$

se concluye que  $n_{11}$ ,  $n_{11_{máx}}$ ,  $n_{11_{mín}}$ , se encuentran en la zona óptima del topograma universal.

## 6. Altura de aspiración

Del topograma universal para  $n_{11} = 139$  r.p.m. y -----  
 $Q_{11} = 1.65 \text{ m}^3/\text{s}$  e interpolando obtenemos el coeficiente  
 de cavitación  $\sigma = 0.62$ .

Tomando un coeficiente de seguridad  $k_{\sigma} = 1.15$

$$\sigma_T = k_{\sigma} \sigma = 1.15 \times 0.62 = 0.713$$

de donde

$$H_{\Delta} = 10 - \frac{V}{900} - \sigma_T H_d = 10 - \frac{100}{900} - 0.713 \times 35$$

$$H_{\Delta} = - 15.06 \text{ m}$$

indica que la turbina debe estar sumergida a 15.06 m ba  
 jo el nivel del agua, aguas abajo de la casa de máqui--  
 nas.

Con  $n_{11_{\text{mín}}}$  (que corresponde a  $H_{\text{máx}}$ ) y  $Q_{11} = 1.65 \text{ m}^3/\text{s}$   
 del topograma universal obtenemos  $\sigma = 0.63$

$$\sigma_T = k_{\sigma} \sigma = 1.15 \times 0.63 = 0.724$$

$$H_{\Delta} = 10 - \frac{V}{900} - \sigma_T H_{\text{máx}} = 10 - \frac{100}{900} - 0.724 \times 40$$

$$H_{\Delta} = - 19.09 \text{ m}$$

El caso más desfavorable de la altura de aspiración es calculando con la carga máxima ( $H_{\Delta} = - 19.09 \text{ m}$ ).

7. Las dimensiones de la cámara espiral y de la tubería de eyección se pueden determinar en base al diámetro elegido del rodete con ayuda de las gráficas 52, 53, 54 y 56 (ver ejemplos 13, 14 y 15).
8. El peso de la turbina completa se calcula con la fórmula (36)

$$G_T = 1.5 D_1^{2.5} H_{\text{máx}}^{1.3} k_{c.e.}$$

$$G_T = 1.5 (3.20)^{2.5} (40)^{1/3} \times 1.2 = 112.8 \text{ Ton.}$$

y del rodete con la fórmula (37)

$$G_R = D_1^3 H_{\text{máx}}^{1/3} k_R = (3.2)^3 (40)^{1/3} \times 0.15 =$$

$$= 16.8 \text{ Ton.}$$

9. De todas las características de la turbina seleccionada como ejemplo, se determinará la curva del coeficiente de eficiencia en función del gasto.

Primero se encuentra la relación funcional entre  $\eta_M$  ---  
(del modelo) y el  $Q_{11}$  (gasto unitario):

$$\eta_M = 6 (Q_{11})$$

haciendo una sección en el topograma universal que co--  
rresponde a  $n_{11}$  (de diseño) = 139 r.p.m.

Después utilizando la ley de semejanza se puede calcu--  
lar el gasto real por la fórmula

$$Q = D_1^2 Q_{11} \sqrt{H_d} = (3.2)^2 Q_{11} \sqrt{35}$$

$$Q = 60.58 Q_{11}$$

Los datos del modelo son:

$$D_M = 0.46 \text{ m (en la práctica Soviética pueden ser 0.25, 0.46 ó 0.80 m aproximadamente)}$$

$$H_M = 5 \text{ m}$$

La fórmula que se utilizará es la de Morozov:

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_M} = \left(\frac{D_M}{D_p}\right)^{1/5} \left(\frac{H_M}{H_p}\right)^{1/20} = \left(\frac{0.46}{3.2}\right)^{1/5} \left(\frac{5}{35}\right)^{1/20} = 0.6155$$

$\eta_M$	0.89	0.88	0.87	0.86	0.85	0.84	0.83	0.82
$1 - \eta_M$	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18
$1 - \eta_p$	0.068	0.074	0.080	0.086	0.092	0.098	0.105	0.111
$\eta_p$	0.932	0.926	0.920	0.914	0.908	0.902	0.895	0.889
$Q_{11} \text{ m}^3/\text{s}$	0.915	0.800	0.715	0.660	0.615	0.560	0.510	0.475
$Q_p \text{ m}^3/\text{s}$	55.4	48.5	43.3	40.0	37.3	33.9	30.9	28.8
$Q_{11} \text{ m}^3/\text{s}$	1.140	1.270	1.360	1.445	1.535	1.610	1.695	1.750
$Q_p \text{ m}^3/\text{s}$	69.1	76.9	82.4	87.5	93.0	97.5	102.7	106.0

La curva de eficiencia - gasto en la Fig C

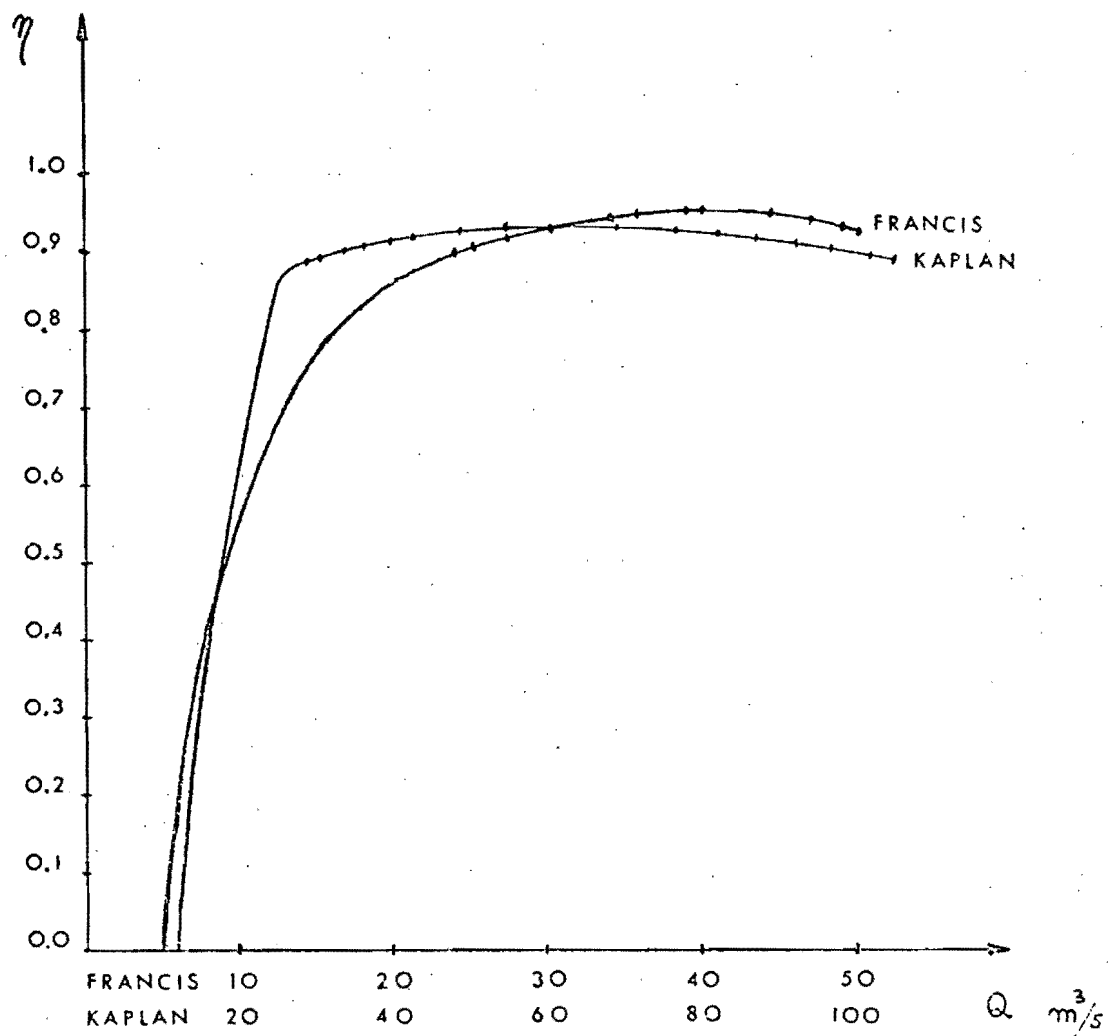


Fig C. Coeficientes de eficiencia en función del gasto para los problemas 11 y 12.



EJEMPLO No. 13. Se desea dimensionar un caracol para una turbina Francis. El diámetro de descarga del rotor es de 3 m y la carga de diseño es de 100 m.

SOLUCION:

En la figura 53 se puede observar un ábaco que relaciona la velocidad específica:  $n'_s$  con las dimensiones características del caracol. La manera de hacerlo es como sigue:

1. Se calcula la velocidad específica  $n'_s$  con la expresión:

$$n'_s = 2334/\sqrt{h_d} \quad \text{para } h_d \text{ (carga de diseño en m)} > 30 \text{ m}$$

$$n'_s = 2702/\sqrt{h_d} \quad \text{para } h_d < 30 \text{ m}$$

en este ejemplo:  $n'_s = 2334/\sqrt{100} = 233.4$

2. Con la  $n'_s$  antes calculada y utilizando la gráfica 53 se determinan las dimensiones del caracol. Notar que los valores de la gráfica son porcentajes de  $D_3$  (3 m)

o sean:

$$M = 0.27 D_3 = 0.81 \text{ m}$$

$$N = 0.39 D_3 = 1.17 \text{ m}$$

$$X_4 = 0.56 D_3 = 1.68 \text{ m}$$

$$X_3 = 0.78 D_3 = 2.34 \text{ m}$$

$$X_2 = 0.96 D_3 = 2.88 \text{ m}$$

$$X_1 = 1.11 D_3 = 3.33 \text{ m}$$

$$B = 1.16 D_3 = 3.48 \text{ m}$$

$$D_g = 1.19 D_3 = 3.57 \text{ m}$$

$$J = 1.27 D_3 = 3.81 \text{ m}$$

$$A = 1.38 D_3 = 4.14 \text{ m}$$

$$K = 1.45 D_3 = 4.35 \text{ m}$$

$$G = 1.56 D_3 = 4.68 \text{ m}$$

$$O = 1.72 D_3 = 5.16 \text{ m}$$

$$F = 1.77 D_3 = 5.31 \text{ m}$$

$$E = 1.95 D_3 = 5.85 \text{ m}$$

EJEMPLO No. 14. Se desea dimensionar un caracol semi-esprial para una rueda que tiene un diámetro de descarga del rotor de 3 m, y una carga de diseño de 25 m.

SOLUCION:

Como la carga de diseño es de 25 m, el diseño de este caracol puede hacerse con las gráficas de la fig 54. Nótese que todas las dimensiones son proporcionales al diámetro de descarga (que es igual a 1), el cual, a su vez, cumple con la relación mostrada en la Fig 54 (Sección A-A)

$$1 = 1.67 \times D_3$$

Por lo tanto, para un  $D_3 = 3.0$  m se deben multiplicar todas las dimensiones de la fig 54 por 5.01 ya que

$$1.67 \times 3.0 = 5.01 \text{ m}$$

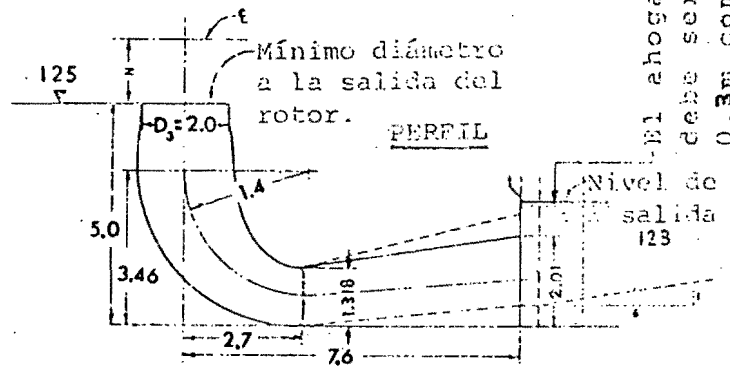
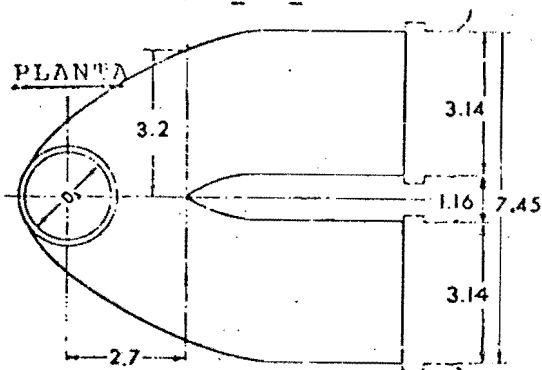
EJEMPLO No. 15. Se desea determinar cuáles son las dimensiones generales del tubo de eyección, para una turbina Francis con diámetro de descarga = 2 metros y colocada en la cota 125. Se sabe que el nivel mínimo de agua en la zona de -- descarga está en la cota 123 según el análisis hecho de la altura mínima de succión.

SOLUCION:

Como  $D_3 = 2 \text{ m}$ , se multiplican todos los valores del esquema correspondiente en la figura 56 por 2 y se tiene:

EYECTOR CON APOYO SIMPLE

(Para  $1.22 < D_3 < 2.13 \text{ m}$ )



Todas las dimensiones estan relacionadas a  $D_3$

ACOTACIONES EN METROS

El ahogamiento debe ser de 0.3m como mínimo.

## 7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

A continuación se plantean una serie de conclusiones y recomendaciones para el diseño de los equipos auxiliares requeridos en una planta hidroeléctrica, de acuerdo a lo encontrado en la realización de este trabajo:

### 7.1 Aspectos Generales

- Las obras que componen un sistema hidroeléctrico como son la cortina, el vertedor, los tanques reguladores, las conducciones, etc, tienen una relación directa con el esquema de la planta hidroeléctrica. En ella, es necesaria una colocación adecuada de sus instalaciones y equipos en relación con las otras obras del sistema, -- que permita un funcionamiento correcto desde el punto - de vista hidráulico, así como una economía aceptable.

- Para el diseño de las instalaciones y equipos de la --- planta, se deberá tener presente el esquema del sistema hidroeléctrico, para no perder de vista el aspecto general del mismo.
- La selección de los elementos de cierre, dependerá del esquema general de la planta, de su funcionamiento hi--dráulico, de las cargas a que estarán sujetos los dispo--sitivos, los tamaños de las obras, las condiciones de - funcionamiento y de la hermeticidad que se requiera.

## 7.2 Compuertas

- En nuestro medio las compuertas que se usan principal--mente son las planas o deslizantes y las radiales.
- Las compuertas deslizantes se clasifican de acuerdo con las condiciones de funcionamiento: uso en las obras, -- la carga a que están sujetas y el tamaño de las mismas. También se clasifican de acuerdo a su propósito general como es la regulación de gastos, de emergencia y de cie--rre para mantenimiento.
- Las compuertas radiales en general, se clasifican de -- acuerdo a las condiciones de funcionamiento como en el-

caso de las deslizantes, y se recomiendan cuando se requirieren compuertas anchas, más de 4 ó 6 metros, como en vertedores de presas para control, así como en obras de toma. Las ventajas que se tienen sobre las deslizantes en condiciones de funcionamiento similares son: construcción más ligera en el peso por unidad de área, fuerzas de izaje menores, se evitan las guías y el uso de rodillos.

#### 7.2.1 Cálculos hidráulicos en las compuertas

- El cálculo hidráulico que interesa principalmente es la determinación del gasto de descarga en relación con su geometría y operación.
- Las compuertas colocadas en conductos o galerías involucran pérdidas de carga importantes, por lo que en su determinación se debe tomar en cuenta las leyes de operación a que estarán sujetas.
- Para que los cálculos hidráulicos anteriores sean más precisos, se requiere considerar el tipo y forma de la compuerta.

### 7.2.2 Cálculos estáticos en las compuertas

- El cálculo principal requerido es la determinación de las fuerzas estáticas, las cuales dependen del diagrama de presiones hidrostáticas. Este cálculo es importante para el diseño constructivo.
- La fuerza de fricción en la compuerta dependerá del tipo de deslizamiento ya sea con o sin rodillos.
- La fuerza de fricción debida a los sellos de las compuertas, deberá incluirse cuando se considere importante, como es el caso de las compuertas deslizantes profundas.
- La fórmula presentada para valuar la fuerza dinámica permite solamente un cálculo aproximado. En la práctica se recomienda determinar la fuerza dinámica máxima, variando la abertura de la compuerta. Cuando se requiera un cálculo más exacto, deberá hacerse un estudio específico del caso. En general en compuertas radiales la fuerza dinámica es mayor que la fuerza de fricción, en cambio en compuertas deslizantes profundas la fuerza de fricción es mucho mayor que la fuerza dinámica.



7.2.3 Para prevenir las vibraciones en una compuerta, el criterio expuesto es aproximado. Las recomendaciones generales que se tienen de la práctica para prevenir vibraciones son las siguientes:

- Usar formas hidrodinámicas en las compuertas
- Evitar la formación de vórtices
- Distribuir en forma apropiada los pesos en la compuerta, aumentar la rigidez de los elementos y aumentar el amortiguamiento de la compuerta con cables y tensores.
- Tener cuidado de las posibles torsiones durante la construcción de la compuerta y en el izaje de ella.

7.2.4 Deberá hacerse una selección cuidadosa de los sellos, que dependerá del caso en particular de cada compuerta, debido a que los sellos sufren desgaste. Además, se deberá hacer mantenimiento periódico de los mismos.

7.2.5 La selección del sistema de izaje se determina en base al tipo de compuerta y las condiciones de uso. Así, para compuertas pequeñas con cables o cadenas es importante el enrollamiento de estos y en caso de émbolos es importante la rapidez y precisión de maniobra de la compuerta.

### 7.2.6 Aspectos constructivos recomendables en compuertas.

#### Deslizantes:

- Usar perfiles comerciales de igual tamaño y distribuidos según el diagrama de presión hidrostática a distancias variables, para cuando la carga en compuertas es pequeña.
- El sistema de vigas principales y elementos secundarios se prefiere cuando la carga es mayor.
- Cuando la compuerta está totalmente abierta se recomienda que quede por completo fuera del conducto para proporcionar mantenimiento.

#### Radiales:

- Se acostumbra distribuir la presión hidrostática entre un sistema de vigas principales (2 horizontales y varias verticales) y vigas secundarias (horizontales y verticales).
- Las fuerzas que reciben las 2 vigas horizontales se transmiten a su vez por medio de dos brazos a las chumaceras.

- En compuertas pequeñas se recomiendan perfiles comerciales y en las grandes con sistema de armadura.
- Que la chumacera quede por encima de la superficie del agua para que no se moje.

### 7.3 Válvulas

En general, las válvulas trabajan con cargas mayores y se accionan con mecanismos más automatizados que las compuertas. - Además, son de menores dimensiones que aquellas.

#### 7.3.1 Recomendaciones para el uso de las válvulas en tres casos principales:

##### Desagüe de fondo

- En este caso el diámetro de la válvula se elige igual al diámetro de la tubería del desagüe y las válvulas en este caso no requieren aberturas parciales. El funcionamiento de la válvula puede ser:

- a) De servicio. Recomendándose instalar válvula de aguja o de chorro divergente y en este caso es importante tomar precauciones para evitar daños a --

las estructuras cercanas.

- b) De emergencia. Si se instala válvula puede ser de mariposa y si es compuerta, colocar deslizante.

En tuberías para plantas hidroeléctricas.

- Al principio en tuberías largas a presión, que siguen después de un túnel a presión se colocan 2 válvulas de mariposa y en el final, antes de la turbina una o dos válvulas esféricas.
- En el principio, en tuberías cortas (plantas al pie de la presa) se coloca normalmente una compuerta deslizante y en el final una o dos de mariposa (se supone que la compuerta deslizante es hermética).

En tuberías para descargas variables (puede ser para riego):

- Para servicio, en el final se pueden utilizar las que permitan regulación del gasto como el tipo de aguja o bien de chorro divergente que es menos conveniente por la dispersión pero más económicas que las de aguja.

- Para emergencia, si se instala válvula, ella puede ser de mariposa y si es compuerta puede ser de tipo deslizante.
- 7.3.2 Los cálculos hidráulicos principales que se necesitan determinar en las válvulas, se refieren a las pérdidas de carga y las descargas de las válvulas.
- 7.3.3 De los dispositivos de seguridad se recomienda, aparte de colocar válvulas automáticas o cámaras de oscilación cuando la instalación lo requiera, hacer los siguientes cálculos:
- Valuar la pérdida de energía que provocan las rejillas en la entrada de una tubería.
  - Verificar la estabilidad de las barras en las rejillas.
  - Dimensionar las tuberías de aireación que se deberán colocar inmediatamente aguas abajo de la válvula o compuerta. El dimensionamiento se puede efectuar por medio del procedimiento aproximado que está descrito en el tema 4.3.

## 7.4 Turbinas

### 7.4.1 Recomendaciones sobre la selección de las turbinas, de sus parámetros y dimensiones principales.

- Para la selección de las turbinas se necesita principalmente disponer de nomenclatura de turbinas y de los topogramas universales de las mismas; también datos de las espirales y tubos de desfogue que aparecen en los catálogos de las empresas productoras.
  
- Si se quiere hacer una comparación con otros fabricantes se requiere disponer de lo anterior para los análisis de las características de funcionamiento, y de precios. También, la disponibilidad de datos es necesaria en virtud de existir varias prácticas de dimensionamiento, una de ellas dimensiona caracoles y eyectores con base a  $D_1$  (diámetro de la entrada del rodete) y otras dimensionan con base a  $D_3$  (diámetro de la salida del rodete) y en consecuencia para la selección de  $D_1$  o  $D_3$  se necesitan los diámetros comerciales, nomenclaturas de modelos y topogramas.

### 7.4.2 Verificar la estabilidad del sistema hidroeléctrico para los fenómenos principales, comparando las frecuen--

cias y amplitudes del fenómeno de "torcha" y de respuesta en frecuencia ante excitaciones permanentes de alimentación de las turbinas.

7.5 *Una recomendación general a los proyectistas de plantas hidroeléctricas será: Disponer de la información de -- los catálogos y equipos de manufactura como auxiliar valioso en los proyectos.*

- Es conveniente también que los ~~proyectistas~~ proyectistas profundicen más los aspectos tratados en este trabajo y otros relacionados con el mismo, para que en un futuro se pueda tener lo que podría llamarse una guía o manual en el diseño de plantas hidroeléctricas.

## BIBLIOGRAFIA

1. Sotelo A.G. "*Hidráulica General*" Vol. I. Editorial Limusa, México (1974).
2. Creager W.P., Justin, J.D. and Hinds J. "*Engineering -- for dams*" Vol. III (1950).
3. Frantisek Jermár "*JEZY stavby a Konstrukce*" Nakladatelství Československé, Akademie ved PRHA (1959).
4. Knapp F.H. "*Ausfluss Überfall and Durchfluss in Wasserbau*", Verlag G. Braun, Karlsruhe (1960).
5. Lencastre A. "*Manual d' hydraulique générale*" Eyrolles, PARIS (1969).
6. Linsley R.K. & Franzini J.B. "*Ingeniería de los recursos hidráulicos*" Editorial CECSA MEXICO (1972).
7. Murray R.I. & Simmons W.P. Jr. "*Hydraulic downpull forces on large gates*" Report No. 4, U.S.B.R. (1966).



8. S.R.H. "Presas de México" Tomos I, II, III, México, D. F. (1969).
9. Schoklitsch A. "Construcciones Hidráulicas" Tomo II, - Editorial Gustavo Gili, Barcelona (1968).
10. U.S.B.R. "Diseño de presas pequeñas" Compañía Edito---rial Continental, S.A. MEXICO (1967).
11. U.S.B.R. "Valves, Gates and steel conduits" Design ---standards No. 7 Denver, Colorado (1956).
12. U.S.B.R. "Selecting Hydraulic reaction turbines", Den---ver, E.U.A. (1976).
13. U.S.B.R. "Training course for power operating person---nel" Lesson No. II Hydraulic Turbines. Denver, Colo---rado (1975).
14. Walther Volk "Absperrorgane in Rohrleitungen" Springer Verlag, Berlin (1959).
15. Wickert G and Schmausser G. "Stahlwasserbau" Springer - Verlag, Berlin-Heidelber-New York (1971).
16. Zubicaray M.V. y Palacios P. A. "Energía hidroeléctri---ca" Editorial Limusa, S.A. (1977).
17. Kiselev P.G. "Spravochnik po Guidravlicheskim Rasche---tam" Energuia. Moskwa, Leningrad (1972).
18. Naudascher E. "Flow-induced forces and vibrations-to---ward safer design in hydraulic and wind engineering", --

Karlsruhe, Alemania (1978).

19. Haszpra Otto "Theory of Hydroelastic similitude and its experimental verification". Doctoral Dissertation. Research Inst. for water resources development; Publications in foreign languages (11), Budapest (1976).
20. Kolkman P.A. "Flow-induced gate vibrations-Prevention of self-excitation-Computation of dynamic gate behavior and the use of models"; Delft Hydraulics Laboratory, Publication No. 164, Delft, Holland (1976).
21. Levi E. "Periodicidad de estructuras vorticosas" IX -- Congreso Latinoamericano de Hidráulica (1980).
22. Hardwick J. D. "Flow-induced vibration of vertical-lift gate" Journal of the Hydraulics Division, HY5 (1974).
23. G. Zoppetti "Centrales hidroeléctricas". Estudio, montaje, regulación y ensayo, Editorial Gustavo Gili, Barcelona (1979).
24. Santo Potess E. "Centrales eléctricas", Editorial Gustavo Gili, Barcelona (1971).
25. C.F.E. "Manual de diseño de obras civiles" Sección E, México (1970).
26. Polo Encinas, M. "Turbomáquinas hidráulicas" Editorial Limusa, México (1975).
27. Mostkow M.A. "Handbuch der Hydraulik" VER Verlag Technik, Berlin (1956).

28. Corps of Engineers "Hydraulic design criteria" U.S. -- Army Engineer Waterways Experiment Station, Vicksburg, - Mississippi, U.S.A. (1959).
29. Krivchenko G.I. "Guidravlicheskie Mashini" Energuia, - Moskwa (1978).
30. Morozov A.A. "Turbinnoe Oborudovanie Guidroelectrostant zii" Energuia, Moskwa, Leningrad (1959).
31. Brown Guthrie J. "Hydro-electric engineering practice" - Vol. I, II, III, Blackie & Son, Limited, Londres ----- (1958).
32. Levin, Léon, "Étude Hydraulique des Grilles de Prise -- D'eau", Proceedings, International Association for Hy--draulic Research (Seventh General Meeting), Vol. I, Ber--trand, Lda., Lisboa, Portugal (1957).
33. De Siervo F. and De Leva F. "Modern trends in selecting and designing Francis Turbines" Water Power & Dam Cons--truction. Vol. 28-8 August (1976).
34. De Siervo F. and De Leva F. "Modern trends in selecting and designing Kaplan Turbines" Water Power & Dam Cons--truction. Vol. 30-1 January (1978).
35. Brekke H.A. "Stability problems in high pressure tunnel systems" International Conference on Pressure Surges. - Paper 63. University of Kent, Canterbury, England. BHRA Fluid Engineering (1972).

36. Rich, G.R. "*Hydraulic Transients*" Dover Publications, Inc. New York (1963).
37. G. Hiriart y R. Guarga, Informe de Diagnóstico sobre las Plantas Hidroeléctricas de "La Angostura" y "Malpaso", - Mayo 1980, Instituto de Ingeniería. Proy. 9103.
38. Mosonyi E., "*Water Power Development*", Tomos I y II, - 2a. ed. Academia de Ciencias de Hungría, Budapest ---- (1963).
39. Rouse H., "*Engineering Hydraulics*", John Wiley and --- Sons, Inc. Nueva York (1964).
40. Parmakian J. "*Water-hammer Analysis*", Dover Publica--- tions, Inc. Nueva York (1963).
41. U.S. Bureau of Reclamation, "*Diseño de Presas Pequeñas*", Ed. CECSA, México (1976).
42. Jaeger Ch, "*Engineering Fluid Mechanics*", Blackie and - Son; Ltd, Londres (1961).
43. Torres H.F. "*Obras Hidráulicas*", Ed. Limusa, México- (1980).