



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**APUNTES**

**SELECCIÓN DE TURBINAS HIDRAÚLICAS**

**ING.HÉCTOR GARCÍA G.**

I N T R O D U C C I O N

Estos apuntes se desarrollaron para cubrir el tema VI del programa de la asignatura HIDRAULICA III; referente a las turbinas hidráulicas de reacción y de impulso.

Debe entenderse como una introducción a la selección del tipo, número y características principales de las turbinas que deben instalarse en un aprovechamiento hidroeléctrico.

Esta introducción se dirige principalmente a los estudiantes de la Facultad de Ingeniería y a los estudiantes de nivel superior de otras instituciones, tratando de incitarlos a adentrarse en el estudio de la teoría de las turbinas hidráulicas, tan amplia y tan compleja. Deseando que el valor fundamental de este trabajo radique en que su lectura propicie una entusiasta exploración de tal teoría.

No se ha pretendido ni cercanamente agotar todos los aspectos teóricos que las obras de los grandes estudiosos sobre este tema nos han legado. Solamente se ha procurado exponer los primeros acercamientos a una teoría reconocidamente compleja, como lo es la producción de energía hidroeléctrica.

La finalidad principal de la presentación, que se ofrece en estas notas es la de explicar las características de las turbinas hidráulicas y puntualizar algunas particularidades de su selección y diseño preliminar. La teoría y ciertos valores prácticos que aquí se dan, permiten calcular los valores fundamentales de cualquier turbina. Solo pocos ingenieros tendrán alguna vez ocasión de proyectar detalladamente un álabe del rodete, lo cual no es el objetivo.

Si el interés del estudiante lo lleva a ampliar y profundizar en la teoría de las turbinas hidráulicas, en las últimas páginas encontrará una bibliografía, empleada para elaborar estos apuntes, que le facilitará un conocimiento más completo.

México, Cd. Universitaria, abril de 1985.

8

APUNTE  
222-A

FACULTAD DE INGENIERIA UNAM.



610282

G.- 610282

# I N D I C E

C O N T E N I D O	PAGINA
1.- ESTUDIOS PREVIOS	1
2.- POTENCIA MEDIA	1
3.- CAPACIDAD INSTALADA Y NUMERO DE UNIDADES	2
4.- SELECCION DEL TIPO DE TURBINA	3
5.- CARACTERISTICAS DE LAS UNIDADES SELECCIONADAS	4
5.1.- VELOCIDAD ESPECIFICA	4
5.2.- VELOCIDAD ESPECIFICA PARA TURBINAS FRANCIS	6
5.3.- VELOCIDAD ESPECIFICA PARA TURBINAS HELICE O KAPLAN	8
5.4.- VELOCIDAD ESPECIFICA PARA TURBINAS DE IMPULSO O PELTON	8
5.5.- VELOCIDAD DE ROTACION SINCRONA	11
5.6.- CURVAS CARACTERISTICAS	13
6.- DIMENSIONES PRINCIPALES	23
6.1.- ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LAS TURBINAS DE REACCION (TIPO FRANCIS Y KAPLAN)	23
6.2.- ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LAS TURBINAS DE IMPULSO (TIPO PELTON)	26
6.3.- DIMENSIONES DE LAS TURBINAS FRANCIS	29
6.4.- DIMENSIONES DE LAS TURBINAS KAPLAN O HELICE	34
6.5.- DIMENSIONES DE LA TURBINA PELTON (DE IMPULSO)	42
7.- CAVITACION Y CARGA DE SUCCION.	50
8.- REGULACION DE LA TURBINA	54
8.1.- ESTABILIDAD DE REGULACION DE LA FRECUENCIA	58
9.- SOBRE VELOCIDAD	63
10.- REGULACION DE TURBINAS PELTON (DE IMPULSO)	67
11.- VELOCIDAD DE DESBOQUE	67
11.1.- VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS FRANCIS.	70
11.2.- VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS KAPLAN	71
11.3.- VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS PELTON	71
12.- SOBRE PRESION	73
13.- SIMILITUD HIDRAULICA	74
13.1.- RANGO PERMISIBLE DE CARGA	79
14.- DATOS DE FABRICANTES	80
15.- EJEMPLOS NUMERICOS	88

# TURBINAS HIDRAULICAS

## CARACTERISTICAS Y DIMENSIONES PRINCIPALES.

### 1.- ESTUDIOS PREVIOS

Entre los estudios iniciales que deben realizarse, estan los tendientes a determinar las características energéticas del río o de cualquier otro aprovechamiento hidráulico; estos - deben tomar en cuenta la forma como la planta hidroeléctrica abastecerá al sistema eléctrico al cual se va a interconectar, generalmente ésto puede representarse por medio del factor - de planta.

Las simulaciones de funcionamiento de vaso es la herramienta que se emplea para determinar las características energéticas de un aprovechamiento hidroeléctrico. Entre los resultados - de mayor importancia que se obtienen son: la capacidad útil - mas conveniente, la generación media anual esperada, el nivel mas frecuente en el embalse, el volumen de agua medio anual - derramado así como el volumen medio anual evaporado, el por- ciento de volumen de agua aprovechado, etc.

La simulación de funcionamiento del vaso resuelve la ecuación de continuidad dada por:

$$\text{VOLUMEN DE APORTACION} - \text{VOLUMEN DE EXTRACCION} = \text{Incremento de Vo- lumen en el Almacenamiento.}$$

Las extracciones estan formadas; por los volúmenes de agua ne- cesarios para generación, derrame de volúmenes excedentes de agua que no deben de almacenarse en el vaso, extracciones pa- ra otros usos, los volúmenes que se pierden por evaporación - directa en el vaso y por filtración, éstos últimos generalmen- te son despreciables.

### 2.- POTENCIA MEDIA.

La potencia media de una central eléctrica es la razón de la generación media ANUAL al número de horas del año.

La generación media anual, es el promedio aritmético de las generaciones anuales producidas en la central eléctrica.

Las unidades que comunmente se emplean para expresar la generación media anual son:

(Kilowatt-hora) 1KWh/año =  $10^3$  Wh/año

(Megawatt-hora) 1MWh/año =  $10^3$  KWh/año

(Gigawatt-hora) 1GWh/año =  $10^6$  KWh/año

(Terawatt-hora) 1TWh/año =  $10^9$  KWh/año

$$P_{media} = \frac{\text{Generación media anual.}}{\text{Número de horas del año}}$$

Las unidades más usuales para expresar la potencia son:

(Kilowatt) 1 KW =  $10^3$  Watt

(Megawatt) 1 MW =  $10^3$  KW

También la potencia media se puede expresar en función de las características hidroenergéticas del aprovechamiento,

$$P_{media} = Q_a H_n e \gamma / (75 \times 1.3592) \text{ en KW en donde:}$$

$\gamma$  = peso específico del agua

$Q_a$  = gasto medio aprovechado

$H_n$  = Carga estática neta más frecuente

$e$  = eficiencia total del conjunto turbo-generador;  $e = e_t \times e_g$

$e_t$  = eficiencia de la turbina

$e_g$  = eficiencia del generador

El gasto medio aprovechado y la carga neta mas frecuente, se obtienen como un resultado de la simulación de funcionamiento del vaso.

### 3.- CAPACIDAD INSTALADA Y NUMERO DE UNIDADES.

La capacidad instalada de una central eléctrica, es la potencia total instalada en generadores, operando en condiciones normales.

Se define como factor de planta la razón que existe entre la potencia media a la potencia instalada.

En la actualidad las plantas hidroeléctricas, se diseñan para que operen como plantas de picos, es decir para que entren en operación durante las horas de mayor demanda de energía en el sistema eléctrico, por lo que, se requiere que

tengan una gran potencia instalada, ya que durante las horas de mayor demanda generalmente se requiere suministrar potencia y no energía; razón por la cual el factor de planta tiende a disminuir en este tipo de plantas, empleandose actualmente valores de 0.25 con tendencia a bajar a 0.17.

$$\text{(factor de planta)} = \frac{\text{Potencia media}}{\text{Capacidad instalada}}$$

Para seleccionar el número y tamaño de las unidades intervienen un gran número de factores, entre los mas importantes destacan el costo por KW instalado, la velocidad de rotación permisible, la profundidad de excavación y tamaño de la estructura de cimentación, la capacidad del equipo auxiliar de la central; en general la selección es en base a criterios obtenidos de la experiencia tomando en cuenta la economía de la instalación; existiendo una tendencia a tener el menor número de unidades turbo generadoras.

Como se ha mencionado antes, la política de operación de las centrales hidroeléctricas de operar como plantas de picos, proporcionando potencia en vez de generación, para satisfacer las necesidades del sistema eléctrico, por lo que es deseable instalar unidades grandes; esto ha estimulado el avance en el diseño y procesos de fabricación de unidades de gran magnitud, llegando a minimizar las dimensiones y su costo, sin sacrificar eficiencia y confiabilidad.

4.- SELECCION DEL TIPO DE TURBINA.

Una vez determinada la capacidad por instalar en un aprovechamiento hidro eléctrico y decidido el número de unidades conveniente, se requiere especificar la potencia de diseño, la carga estática neta de diseño y el gasto de diseño de las turbinas a emplear.

La potencia por turbina es:

$$P_t = \frac{\text{Capacidad instalada} \times K}{\text{No. unidades} \times e_g}$$

(K) es un factor que varía entre 0.85 y 1.30, el cual depende de las características del almacenamiento y de la operación de las unidades.

$P_t$  generalmente se expresa en KW ó MW; donde  $e_g$  es la eficiencia del generador, normalmente tiene un valor de 0.98.

Si la potencia de la turbina se expresa en KW, el gasto de di seño en  $m^3/s$  es:

$$Q_d = \frac{Pt \times 75 \times 1.3596}{1000 \times H_d \times e_t} \quad (m^3/s)$$

donde  $H_d$  es la carga neta de diseño en metros, de la turbina y puede estar comprendida entre la carga mínima y la carga máxima, es conveniente que ésta tenga un valor cercano a la carga neta correspondiente al nivel mas frecuente en el embalse (determinado con base en la simulación de funcionamiento de vaso).

En la figura 1 se muestra un diagrama que presenta las regiones recomendables para los diferentes tipos de turbinas hidráulicas, en función de los parámetros  $H_d$  y  $Q_d$ ; tomada del U.S.B.R 1/, las regiones definidas corresponden a las turbinas de impulso ó Pelton, turbinas Francis y turbinas helice ó Kaplan.

#### 5.1 CARACTERISTICAS DE LAS UNIDADES SELECCIONADAS.

Se deberan preparar las principales características, especificaciones y dimensiones generales de las turbinas seleccionadas, buscando la mejor solución desde el punto de vista de funcionamiento hidráulico del conjunto obra de toma; conducción a presión, turbina, tubo de aspiración y desfogue, sin olvidarse de la economía del proyecto; dejando el diseño mecánico y el mejoramiento de las eficiencias de la turbina a los fabricantes.

Se emplearan los criterios y monogramas propuestos por el U. S B R 1/ y las publicaciones de la revista Water Power and Dam Construction 2/, que son las normas y criterios empleados por la Comisión Federal de Electricidad para determinar las características de las unidades de los aprovechamientos hidráulicos en estudio.

#### 5.1- VELOCIDAD ESPECIFICA. -

Cada turbina está caracterizada por una constante que involucra constantes numéricas y de diseño, llamada velocidad espe



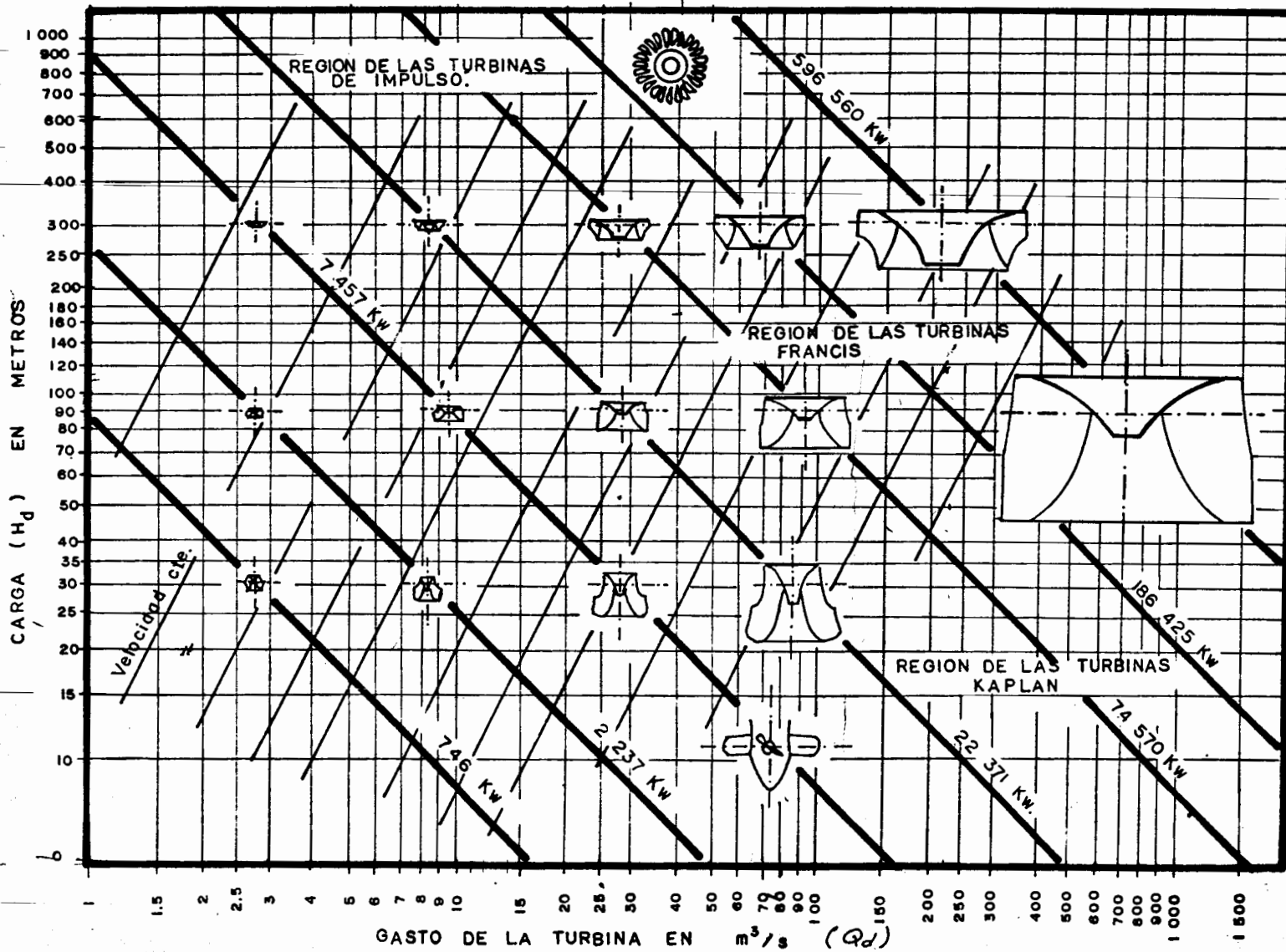


FIGURA 1.- SELECCION DEL TIPO DE TURBINA  
 TOMADO DE SELECTING HYDRAULIC REACTION TURBINES.-  
 U.S.B.R.- 1976.

cífica ( $n_s$ ), teniendo el mismo valor para las turbinas geométricamente iguales, y que operan en condiciones hidráulicas similares.

$$n_s = n P_t^{0.5} H_d^{-1.25}$$

donde:

$n$  = velocidad de rotación en r p m

$P_t$  = Potencia de diseño de la turbina en KW

$H_d$  = Carga de diseño de la turbina en m.

El valor de  $n_s$  generalmente se ha determinado en el sistema métrico decimal, expresando la potencia en C.V.; en la literatura moderna este valor involucra a la potencia en KW, se recomienda tener cuidado en las unidades empleadas por las publicaciones que se refieran a este concepto.

Así:

$$n_s, \text{ con unidades KW} = 0.8577 n_s, \text{ con unidades C.V.}$$

Si en la ecuación anterior que expresa el valor de  $n_s$ , se introduce a la potencia en función de  $H_d$ , queda  $n_s$  como una función de  $H_d$ ; La experiencia ha demostrado que esta relación entre las dos variables ( $n_s, H_d$ ) toma en cuenta también los requerimientos técnicos, económicos, problemas de fabricación y tipo de turbina, es decir:

$$n'_s = F(H_d)$$

Este tipo de función define el rango del valor de  $n'_s$ , que tendrá una turbina, para una carga de diseño dada.

### 5.2. - VELOCIDAD ESPECIFICA PARA TURBINAS FRANCIS

El rango de variación de la velocidad específica en turbinas Francis, en función de la  $H_d$  se muestra en la figura 2, tomada de [2] y representa la tendencia de la velocidad específica de las turbinas Francis de fabricación más reciente, cuya ley de correlación es:

AÑO DE FABRICACION:

ECUACION DE REGRESION:

1960 - 1964

$$n'_s = 2959 H_d^{-0.625}$$

1965 - 1969

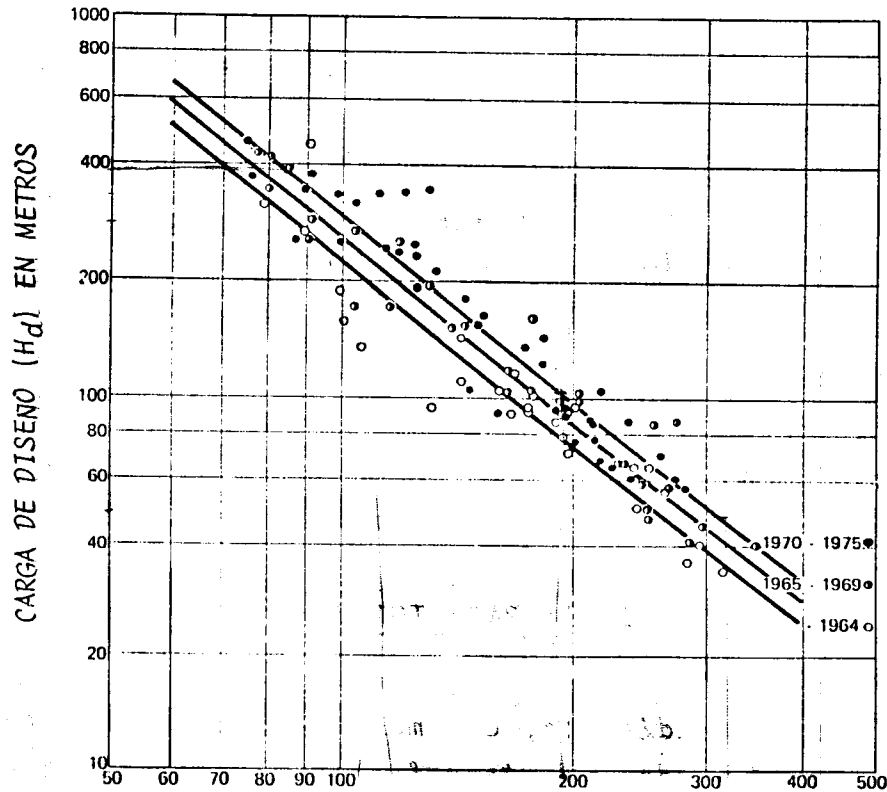
$$n'_s = 3250 H_d^{-0.625}$$

1970 - 1975

$$n'_s = 3470 H_d^{-0.625}$$

Donde la velocidad específica está expresada en sistema métrico con potencia en KW.

### TURBINAS FRANCIS



VELOCIDAD ESPECIFICA ( $n_s$ )  
FIGURA 2.- TURBINAS FRANCIS; VELOCIDAD ESPECIFICA.-  
CARGA DE DISEÑO ( $n_s$  CON POTENCIA EN KW)

- 1) Tomado de la figura 2.
- 2) Tomado de Handbook of applied hydraulics, 1969. c.C.V. Davis and Sorensen.
- 3) Tomado del USBR. Selecting hydraulic reaction turbines 1966.

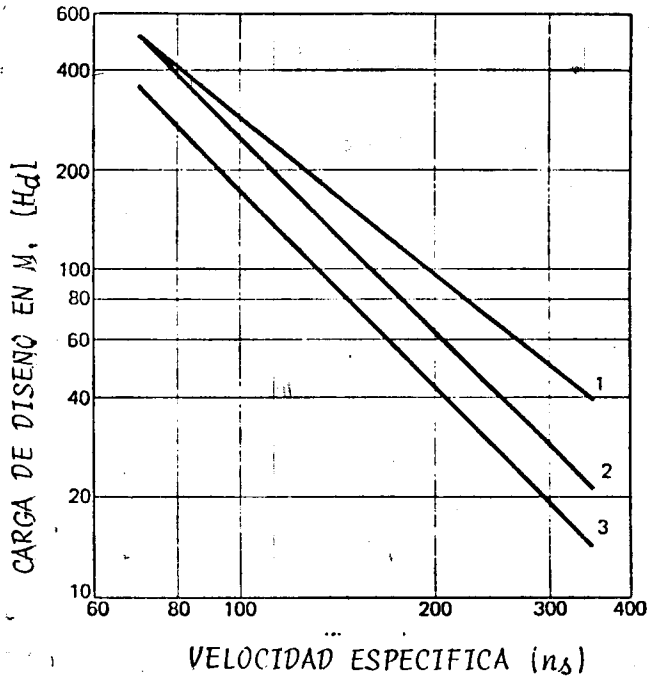


FIGURA 3.- TURBINAS FRANCIS; INCREMENTO DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA (para una carga dada) EN FUNCION DEL PERIODO DE DISEÑO; ( $n_s$ ) CON POTENCIA EN KW.

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

La figura 3 , representa el incremento de la velocidad -- específica (para una carga dada) como una función de la fecha de fabricación, mostrando la tendencia actual de incrementar la velocidad específica, para reducir el tamaño de las unidades; tomado de 2/

La figura 4 , muestra las tendencias experimentales para seleccionar el rango de la velocidad específica, según el criterio de U.S.B.R., tomada de 1/; en donde la velocidad específica esta expresada en el sistema métrico con la potencia en C.V.; así como en unidades inglesas con potencia en H.P.

### 5.3-VELOCIDAD ESPECIFICA PARA TURBINAS TIPO HELICE O KAPLAN.

Los resultados de investigaciones realizadas desde el punto de vista estadístico, con mas de 130 turbinas Kaplan construidas en el mundo, muestran las funciones de correlación entre el valor del rango de la velocidad específica y la carga de diseño, tomado de 2/, se presentan en la figura 5

<u>AÑO DE FABRICACION</u>	<u>ECUACION DE REGRESION</u>
1960 - 1964	$n'_s = 2096 H_d^{-0.489}$
1965 - 1969	$n'_s = 2195 H_d^{-0.489}$
1970 - 1976	$n'_s = 2419 H_d^{-0.489}$

La velocidad específica esta expresada en el sistema métrico decimal, con la potencia en KW.

También en la figura 4 , se muestra la tendencia para seleccionar el rango de la velocidad específica, según el criterio del U.S.B.R., en donde la velocidad específica se expresa en sistema métrico con potencia en C.V., así como en unidades inglesas con potencia en H.P.

### 5.4-VELOCIDAD ESPECIFICA PARA TURBINAS DE IMPULSO O PELTON.

La turbina de impulso Pelton difiere considerablemente de las turbinas de reacción Francis y Kaplan, la turbina Pelton tiene una admisión de flujo parcial en la cual, la energía hidráulica es transmitida a la rueda por un número discreto de chiflones, independiente uno de otro.

UNIDADES METRICAS

UNIDADES INGLESAS

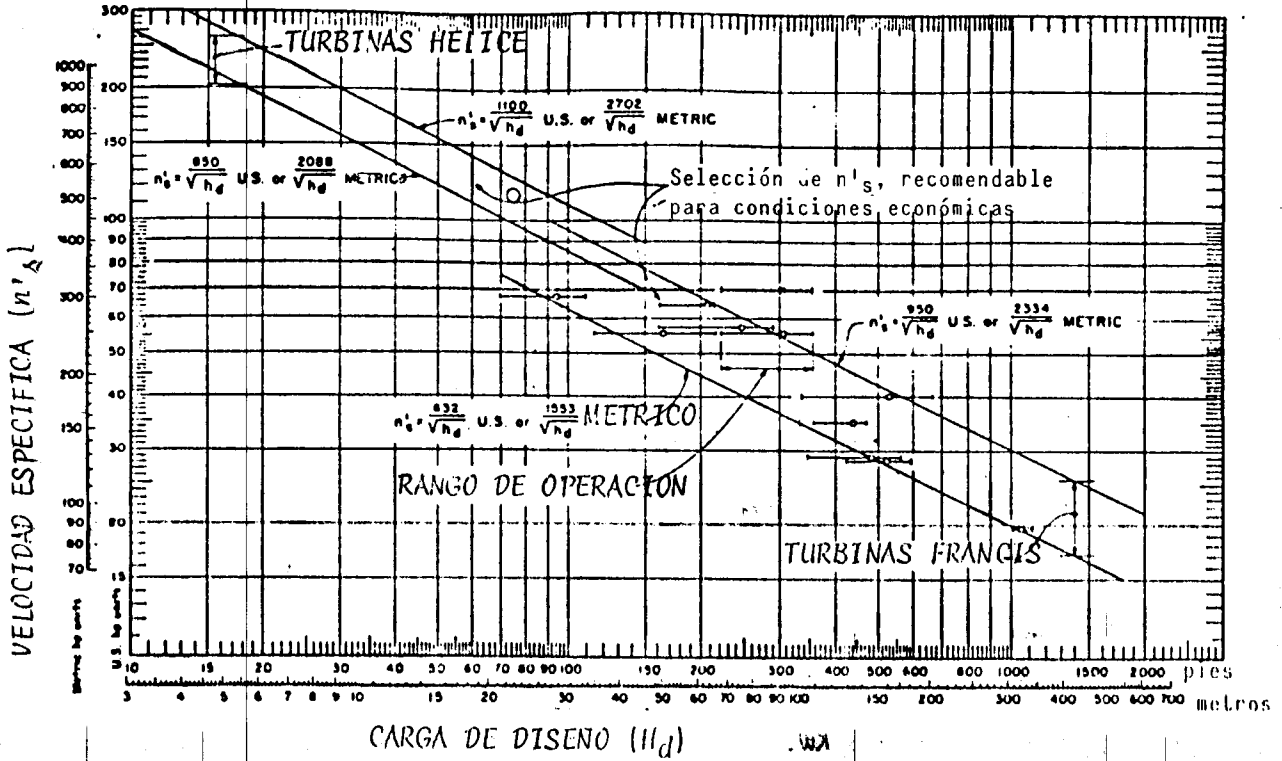


FIGURA 4.- CARGA DE DISENO - VELOCIDAD ESPECIFICA, CRITERIO U.S.B.R.

( $n_s$ ) UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

( $n_s$ ) UNIDADES INGLESAS, POTENCIA EN H.P.

TOMADO DE: SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

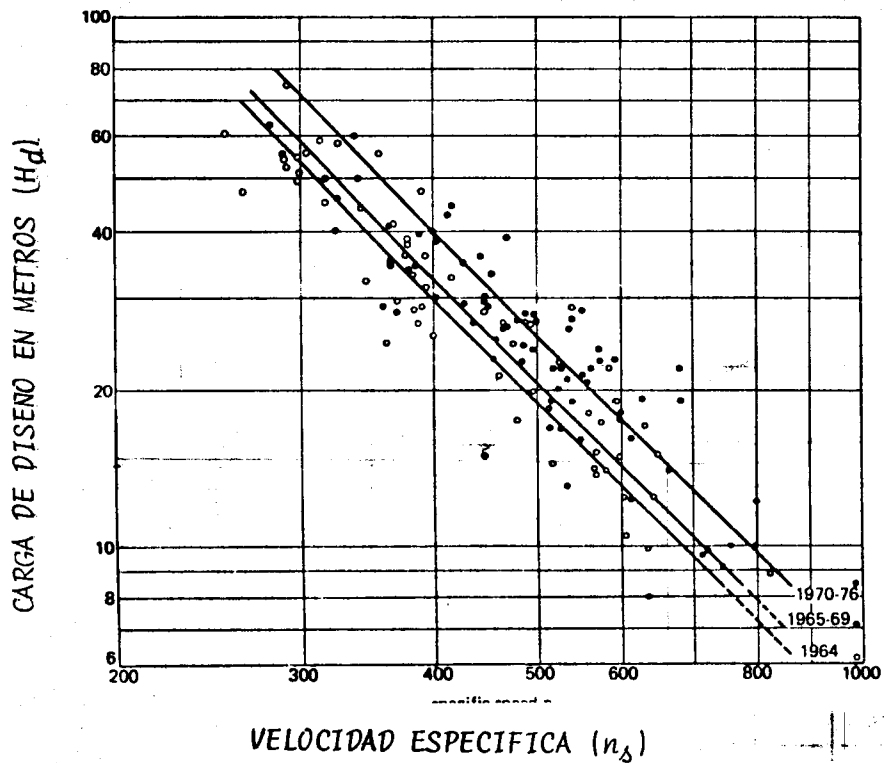


FIGURA 5.- TURBINAS KAPLAN . VELOCIDAD ESPECÍFICA (n<sub>δ</sub>)  
CARGA DE DISEÑO.- (n<sub>δ</sub>) CON POTENCIA EN UNIDADES KW.

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA,  
AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978,  
DICIEMBRE 1978.

Consecuentemente la principal característica hidrodinámica de la turbina, tiene que referirse a un solo chiflón. La velocidad específica para un chiflón es:

$$n'_{sj} = n \left[ \frac{P_t}{i} \right]^{0.5} H_d^{-1.25}$$

en donde  $i$  es el número de chiflones, los arreglos de turbinas Pelton pueden contener desde un chiflón mínimo hasta seis como máximo.

Estudios recientes de correlación, de aproximadamente 90 -- turbinas Pelton, dan las siguientes expresiones para determinar el rango de la velocidad específica ( $n'_{sj}$ ) en función de la carga de diseño.

<u>AÑO DE FABRICACION</u>	<u>ECUACION DE CORRELACION</u>
1960 - 1964	$n'_{sj} = 78.63 H_d^{-0.243}$
1965 - 1977	$n'_{sj} = 85.49 H_d^{-0.243}$

En forma de gráfica se presentan en la figura 6.

### 5.5-VELOCIDAD DE ROTACION SINCRONA.

Con las expresiones antes mencionadas, de  $n'_s$  como funciones de  $H_d$  y del tipo de turbina, se determina el rango del valor de la velocidad específica, con este valor se calcula la velocidad de rotación de la turbina:

$$n' = n'_s H_d^{1.25} P_t^{-0.5}$$

El rodete de la turbina va acoplado por medio de un eje (flecha) al rotor del generador (que es un motor eléctrico) y por consiguiente la velocidad de rotación del equipo turbogenerador deberá ajustarse para que sea sincrónica con la frecuencia de oscilación de la energía eléctrica, consecuentemente se ajusta la velocidad específica de la turbina.

En México la frecuencia de la corriente eléctrica producida es de 60 cps, en algunos países de Europa se emplea 50 cps.

La velocidad sincrónica de rotación es:

$$n = \frac{120 \times \text{frecuencia de la corriente eléctrica}}{\text{Número de polos del generador}}$$

Número de polos del generador

### TURBINAS PELTON

CARGA DE DISEÑO EN METROS ( $H_d$ )

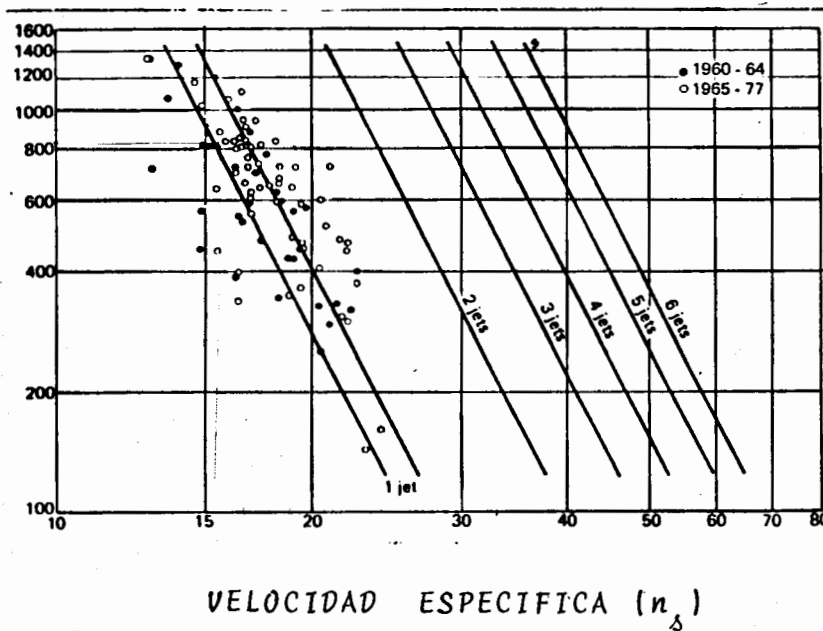


FIGURA 6 -- VELOCIDAD ESPECIFICA.- CARGA DE DISEÑO  
VELOCIDAD ESPECIFICA EN UNIDADES METRICAS  
CON POTENCIA EN K.W.

PARA 1 A 6 CHIFLONES. LAS CURVAS PARA UN  
CHIFLON CORRESPONDEN PARA DOS GRUPOS DE -  
TURBINAS DEPENDIENDO DEL AÑO DE DISEÑO

TOMADO DE WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.-  
REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978,  
DICIEMBRE 1978.



$$\text{Número de polos del generador} = \frac{120 \times \text{frecuencia de la corriente}}{n'}$$

El número de polos del generador así determinado se ajusta a un número entero; es recomendable por los fabricantes de generadores, que este número sea un múltiplo de cuatro, aunque algunos fabricantes acepten múltiplos de dos.

También se recomienda que se tome la velocidad de rotación mayor si la variación de la carga hidráulica sobre la turbina no excede del 10%, si la variación de la carga excede el 10% se sugiere tomar la velocidad de rotación mas baja.

Con la velocidad de rotación determinada con los criterios anteriores se determina el valor de la velocidad específica.

$$n_s = n \times P^{0.5} \times H_d^{-1.25}$$

Parámetro característico que se emplea para determinar las principales dimensiones de las turbinas.

#### 5.6 - CURVAS CARACTERÍSTICAS.

El flujo a través de una turbina depende de varios parámetros por ejemplo, el flujo a través de una turbina Francis depende de la carga neta, velocidad de rotación de la unidad y apertura de los álabes del distribuidor; mientras que el flujo a través de una turbina Kaplan depende de las mismas variables, así como, del ángulo de inclinación de los álabes del rodete. En una turbina de impulso (Pelton), el flujo es una función solamente de la carga y de la apertura del chiflón.

Las curvas que representan la relación entre estos parámetros se llaman curvas características de la turbina. Estas nos permiten predecir el comportamiento de una turbina, por ejemplo cuando varía la carga sobre la misma o cuando cambia el gasto de descarga.

Las curvas características de funcionamiento para una turbina Francis, se muestran en las figuras 7 a 13 y representan el promedio de varias curvas proporcionadas por los fabricantes. Para las turbinas Kaplan se muestran en las figuras 14 y 15.

CURVAS CARACTERISTICAS

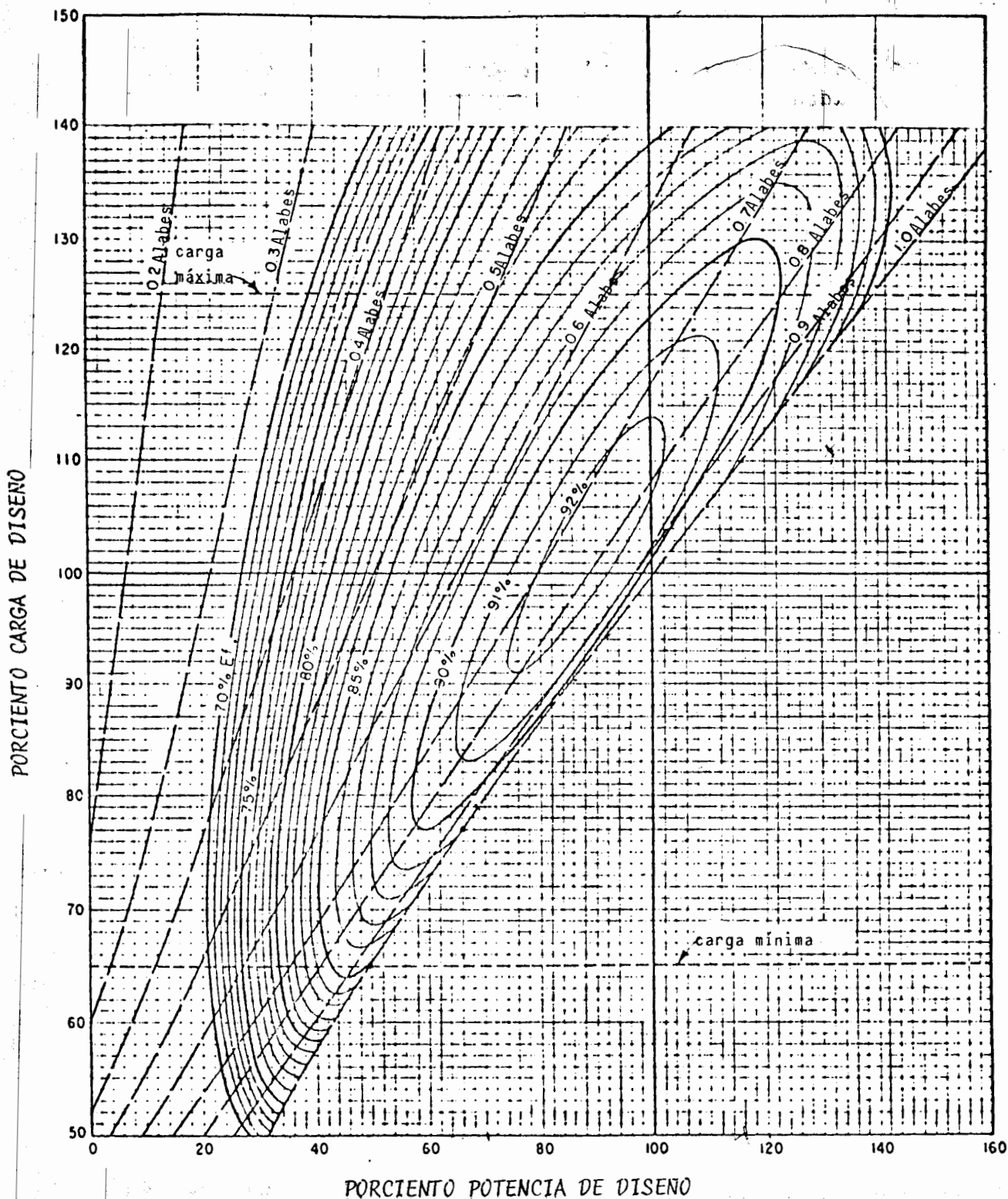


FIGURA 7.- TURBINA FRANCIS. POTENCIA DE DISEÑO - CARGA DE DISEÑO.

$n_s = 214$  a  $334$  UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_s = 184$  a  $286$  UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: SELECTING HYDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

CURVAS CARACTERISTICAS

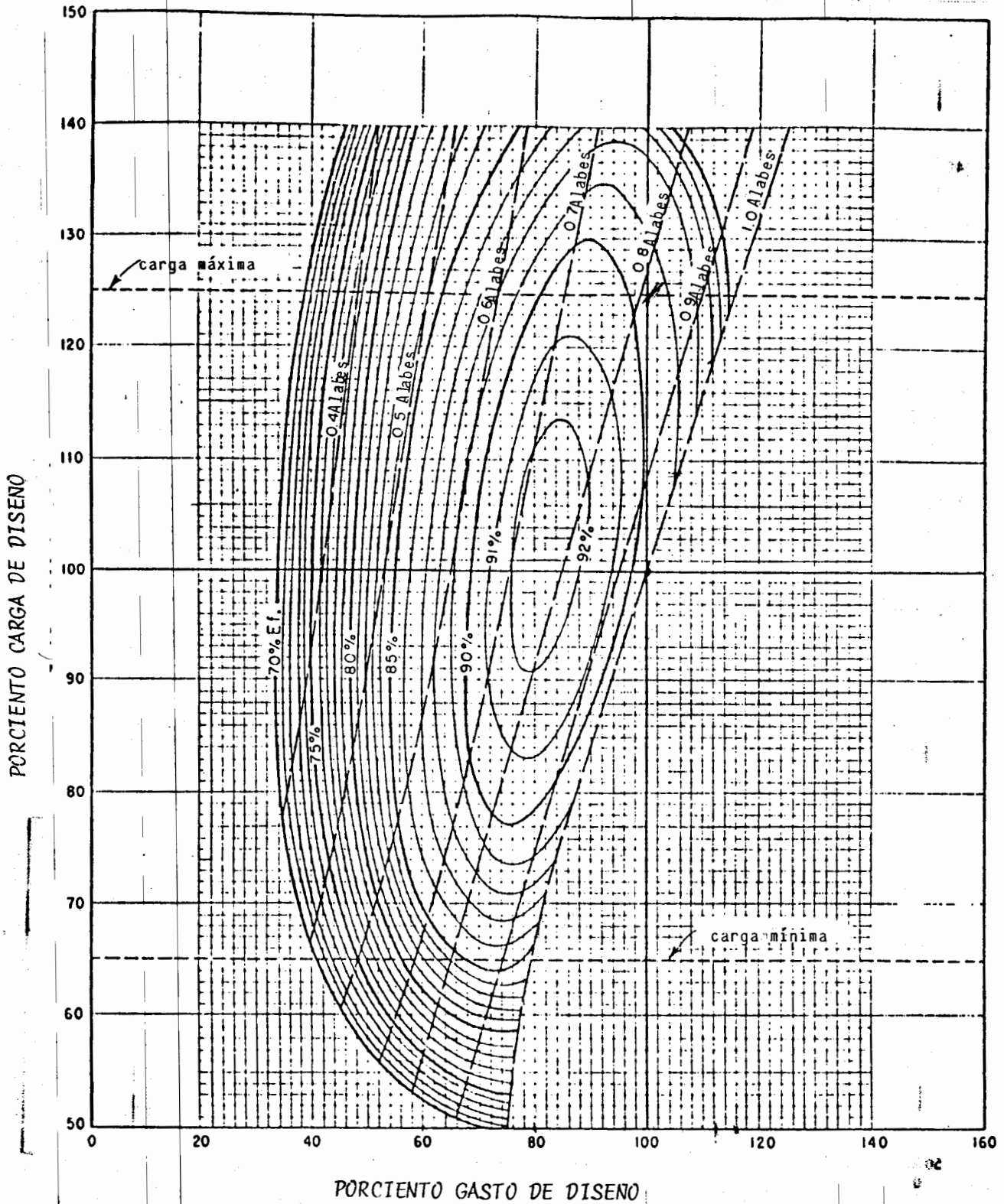


FIGURA 8.- TURBINA FRANCIS.- GASTO DE DISENO - CARGA DE DISENO  
 $n_s = 214$  a  $334$ , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.  
 $n_s = 184$  a  $286$ , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

### CURVAS CARACTERISTICAS

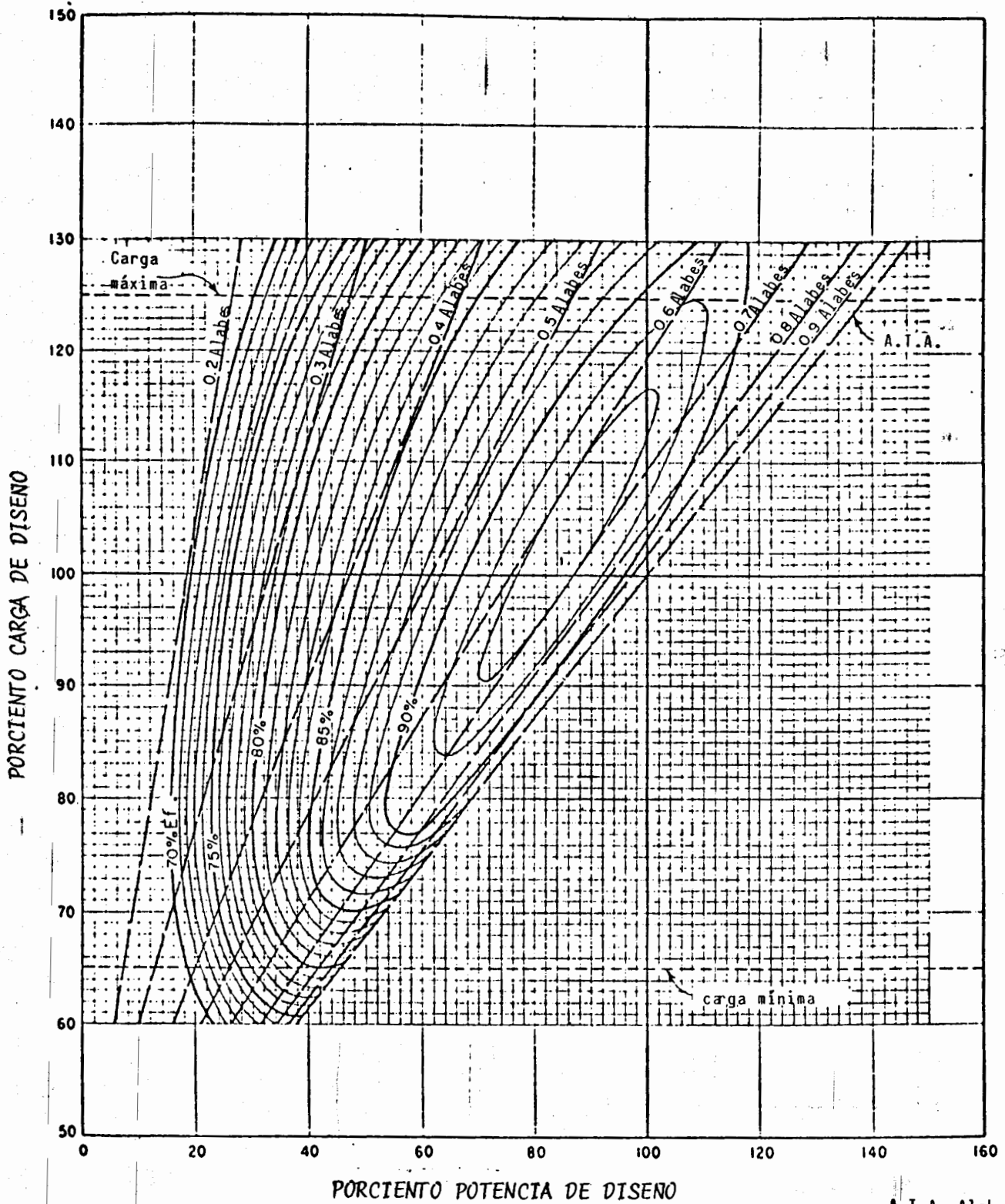


FIGURA 9.- TURBINA FRANCIS.- POTENCIA DE DISEÑO - CARGA DE DISEÑO

$n_s = 178$  a  $214$ , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_s = 153$  a  $184$ , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

A.T.A. Alabes  
totalmente  
abiertos

TOMADO DE: SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

# CURVAS CARACTERISTICAS

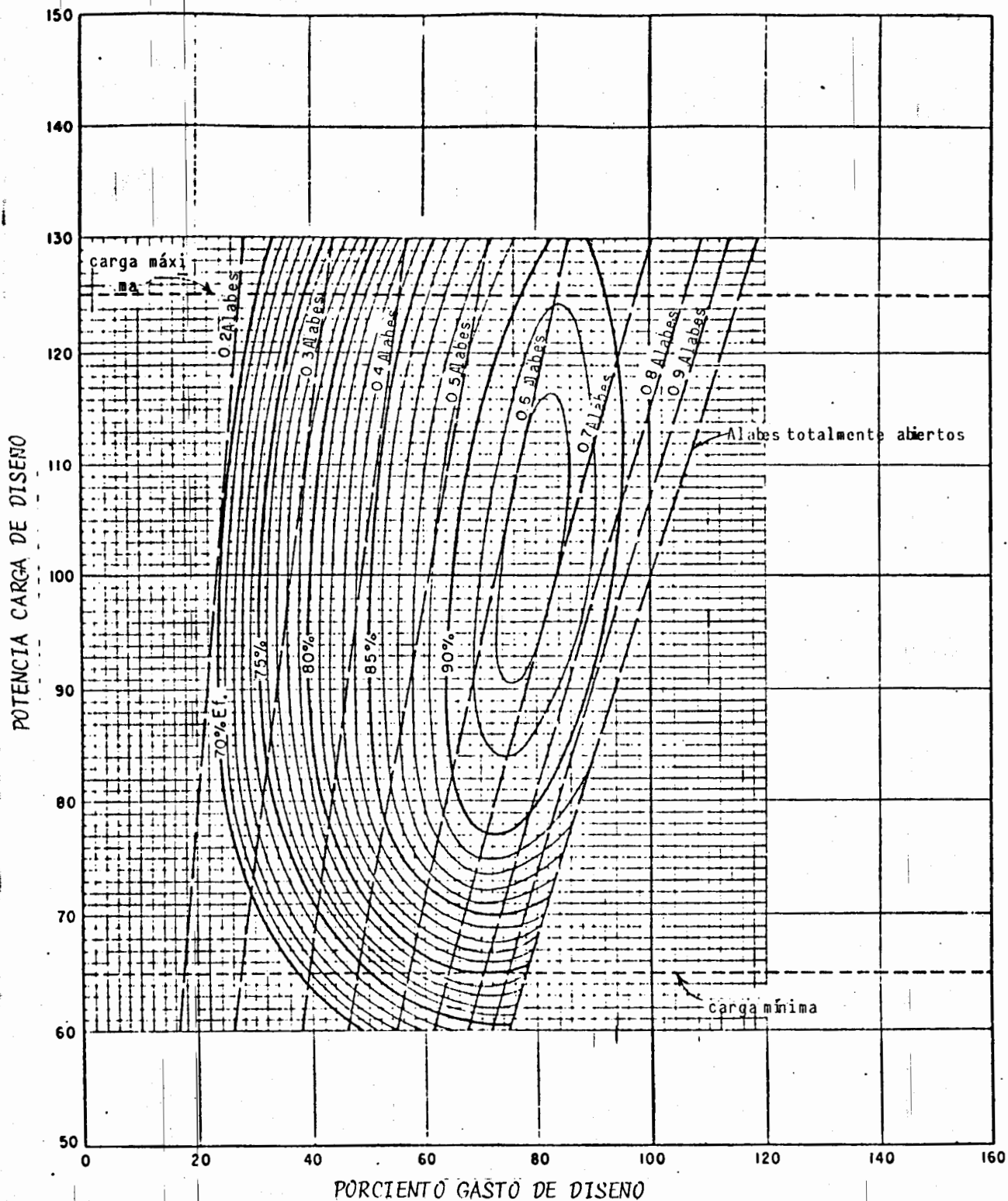


FIGURA 10.- TURBINA FRANCIS. GASTO DE DISEÑO - CARGA DE DISEÑO

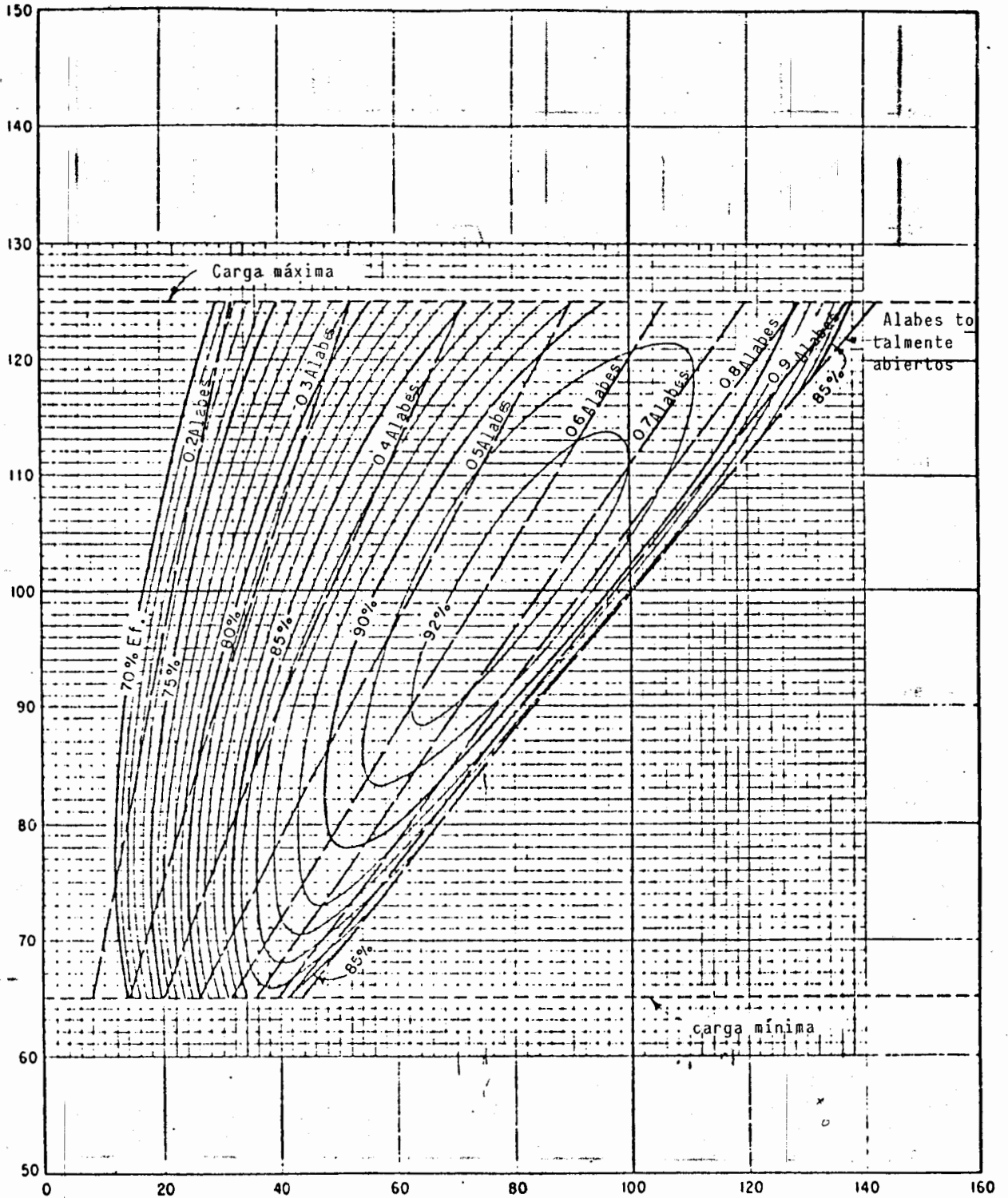
$n_d = 178$  a  $214$ , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_d = 153$  a  $184$ , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

CURVAS CARACTERISTICAS

PORCIENTO CARGA DE DISENO



PORCIENTO POTENCIA DE DISENO

FIGURA 11.- TURBINA FRANCIS . POTENCIA DE DISENO - CARGA DE DISENO.

$n_s = 111$  a  $178$  UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_s = 95$  a  $153$  UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: SELECTING HYDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

# CURVAS CARACTERISTICAS

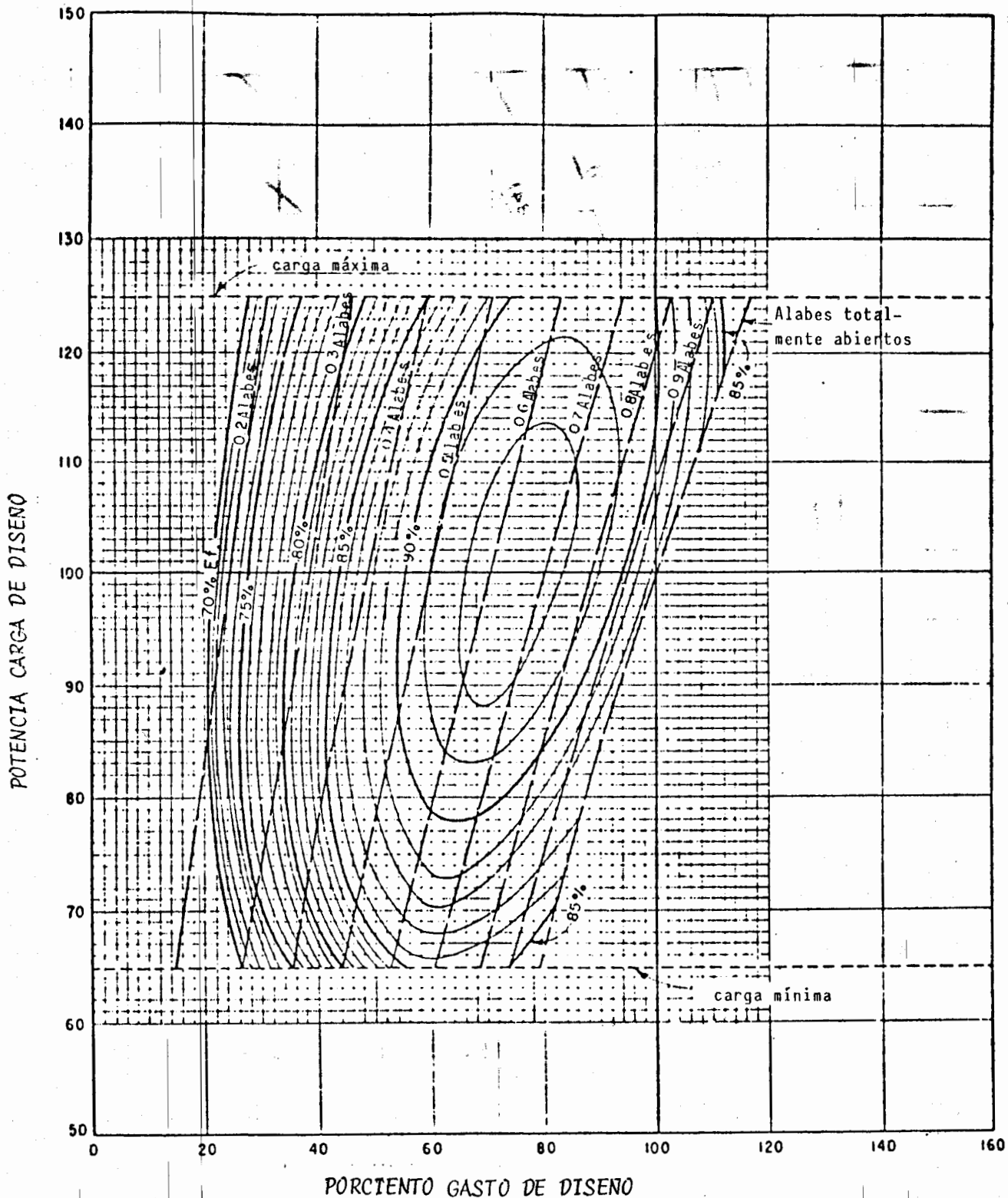


FIGURA 12.- TURBINA FRANCIS.- GASTO DE DISENO - CARGA DE DISENO

$n_d = 111$  a  $178$  UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_d = 95$  a  $153$  UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: SELECTING HYDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

CURVAS CARACTERISTICAS

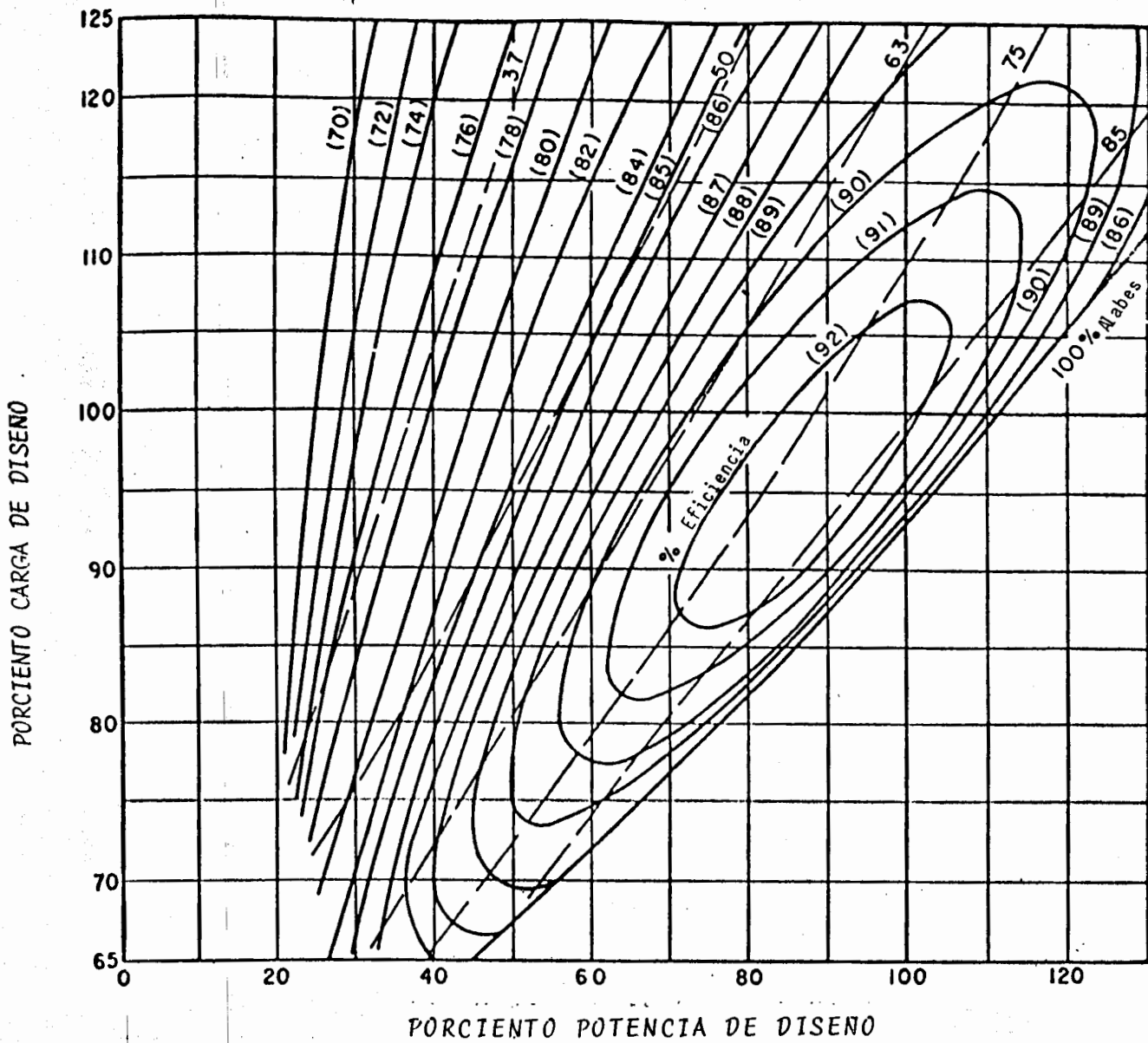


FIGURA 13.- TURBINA FRANCIS.- POTENCIA DE DISEÑO - CARGA DE DISEÑO.

$n_s = 98$  UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_s = 84$  UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.



### CURVAS CARACTERISTICAS

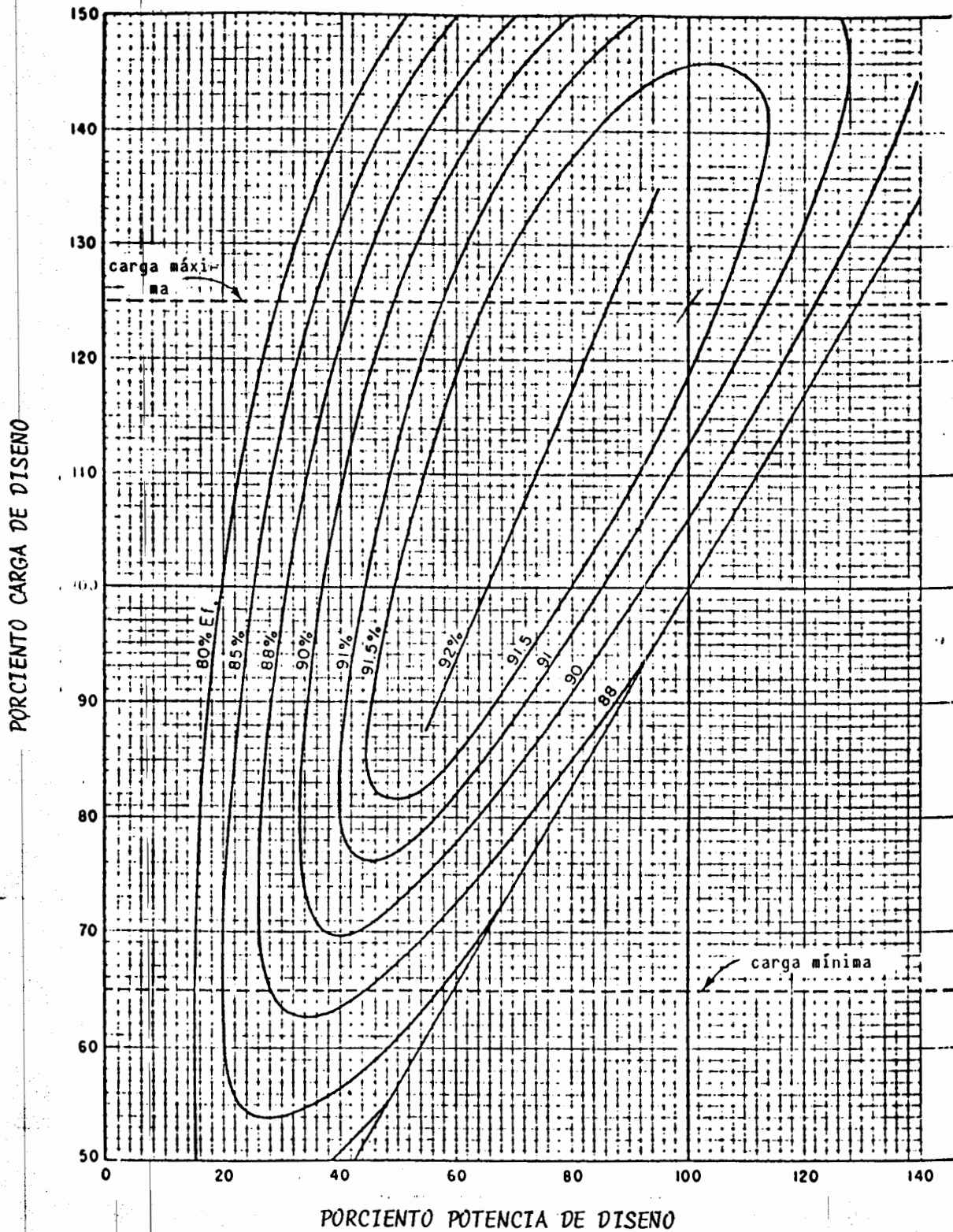


FIGURA 14.- TURBINAS KAPLAN.- POTENCIA DE DISEÑO - CARGA DE DISEÑO

$n_s = 632$ , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_s = 542$ , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: SELECTING HYDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

### CURVAS CARACTERISTICAS

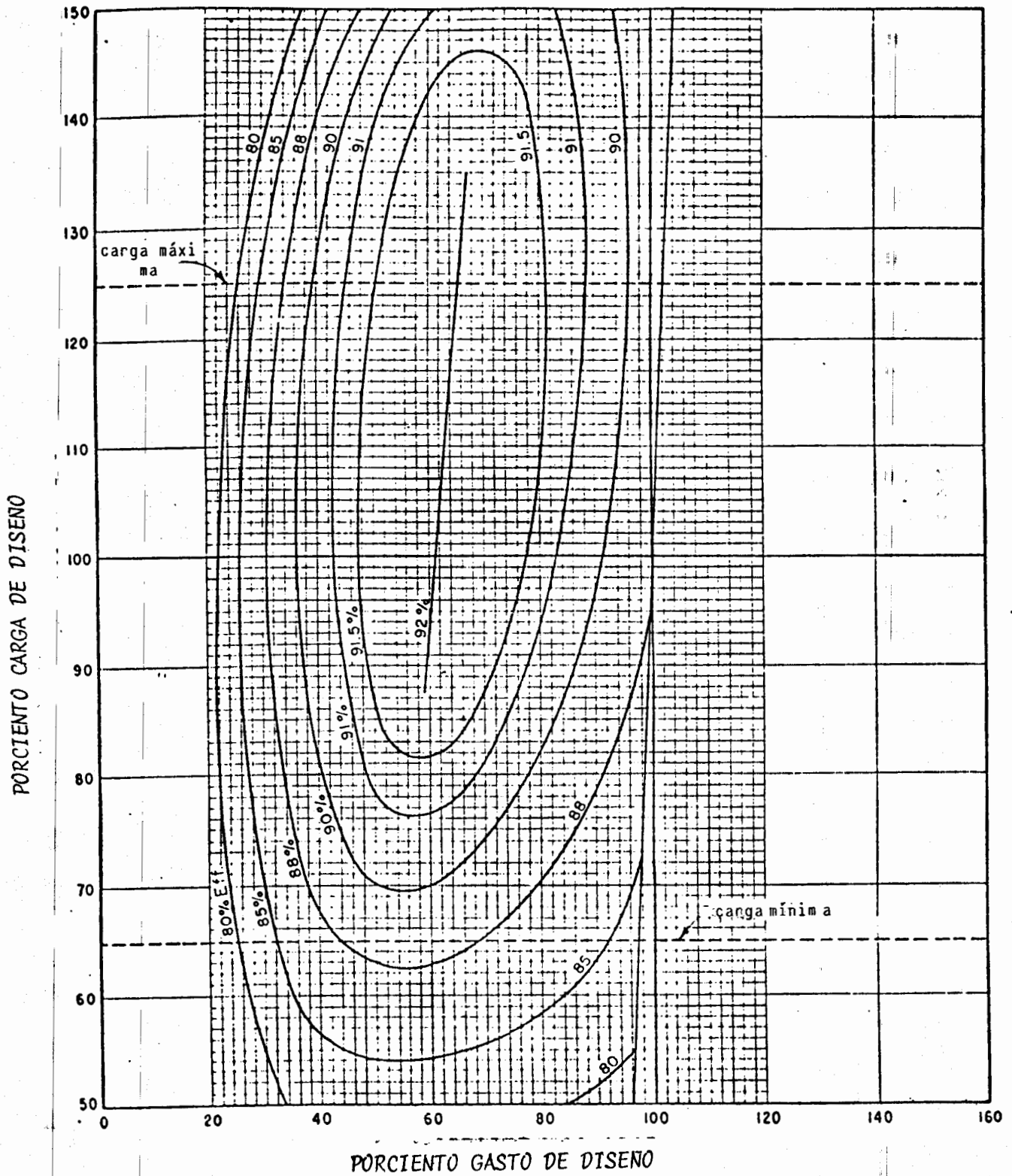


FIGURA 15.- TURBINAS KAPLAN.- ALABES AJUSTABLES - GASTO DE DISEÑO. CARGO DE DISEÑO.

$n_s = 632$ , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_s = 542$ , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: SELECTING HYDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

Con ayuda de estas curvas, se puede determinar por ejemplo - para carga neta mínima y máxima su potencia, gasto, eficiencia y % de apertura de alabes. Los generadores eventualmente desarrollan entre el 10% y 15% mas de su potencia de diseño, sufriendo un sobre calentamiento; con las curvas características se puede determinar la carga a la cual con álabes totalmente abiertos se puede dar esa potencia así como la eficiencia y gasto necesario.

## 6.- DIMENSIONES PRINCIPALES.

Para conocer la magnitud de las obras civiles que tienen que realizarse para alojar a las turbinas de una central hidroeléctrica es necesario determinar las dimensiones de los principales elementos que constituyen una turbina. Estas dimensiones se pueden determinar de un modo aproximado con ábacos obtenidos del análisis de varias turbinas construídas en el mundo.

### 6.1- ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LAS TURBINAS DE REACCION (TIPO FRANCIS Y KAPLAN).

En las figuras 16 y 17 se muestran marcados con número los elementos correspondientes a las turbinas Francis y Kaplan respectivamente.

1.- CARCAZA O CARACOL, según las dimensiones de la turbina se construyen de acero, concreto armado sólo o con camisa de acero. Su función principal es la de transformar la energía de presión en energía cinética.

2.- DISTRIBUIDOR, la carcaza y el distribuidor dirigen el agua al rodete con un mínimo de pérdidas de energía y transforman la energía de presión en energía cinética, el distribuidor actúa como un chiflón.

Los álabes del distribuidor son móviles para admitir o rechazar el gasto.

-24-

# T. FRANCIS

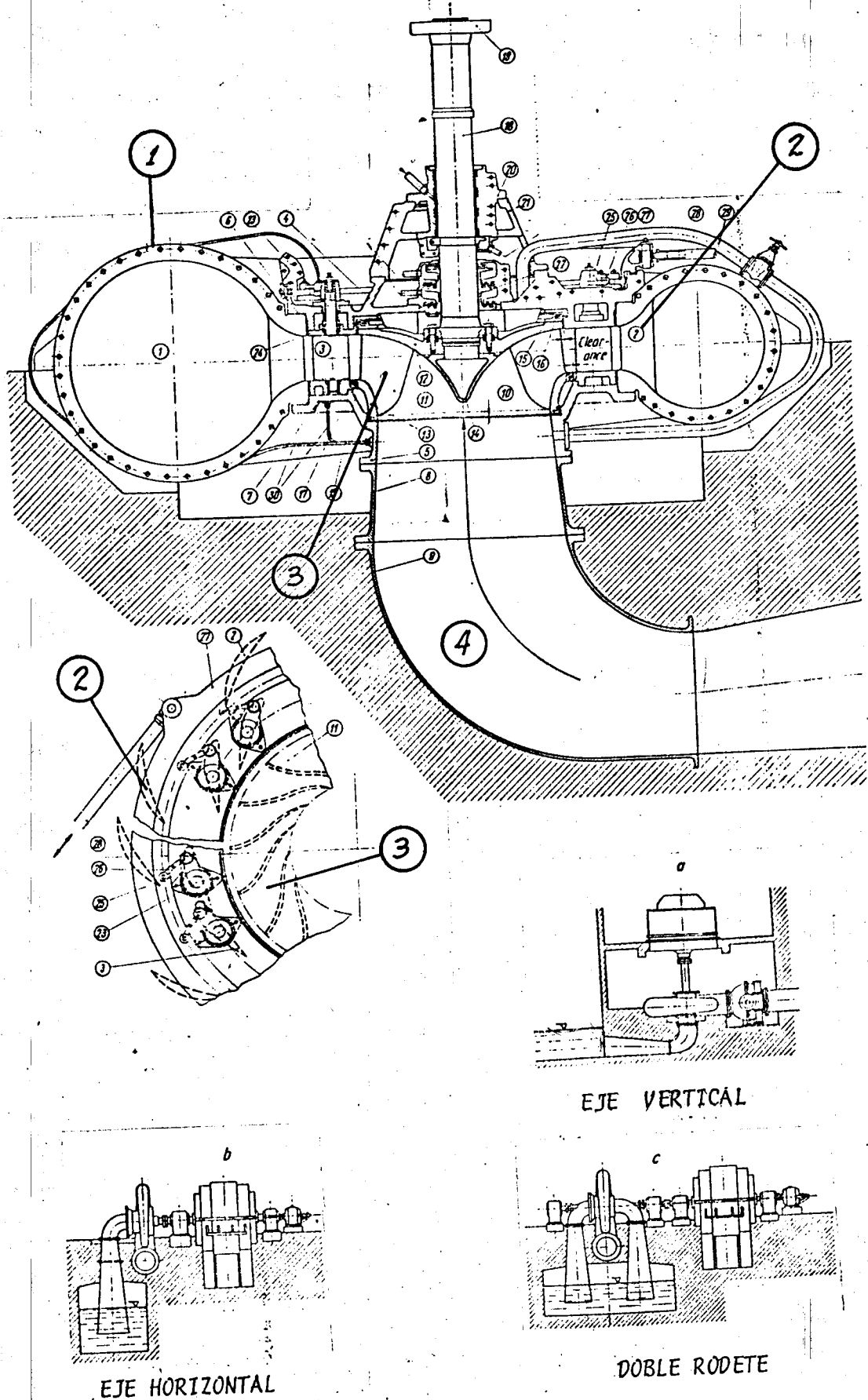


FIGURA 16  
 TOMADO DE WATER POWER DEVELOPMENT.- E. MOSONYI (TOMO 1: y 2)

# T. KAPLAN

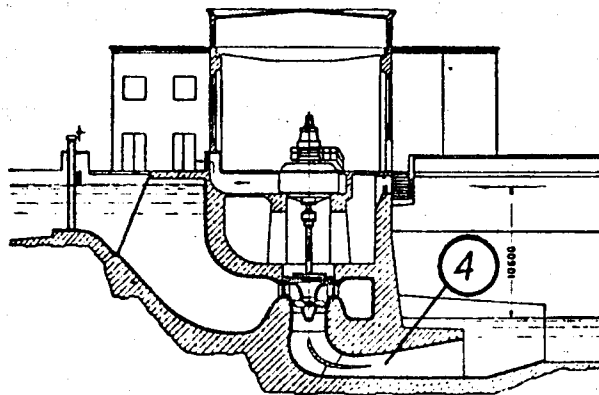
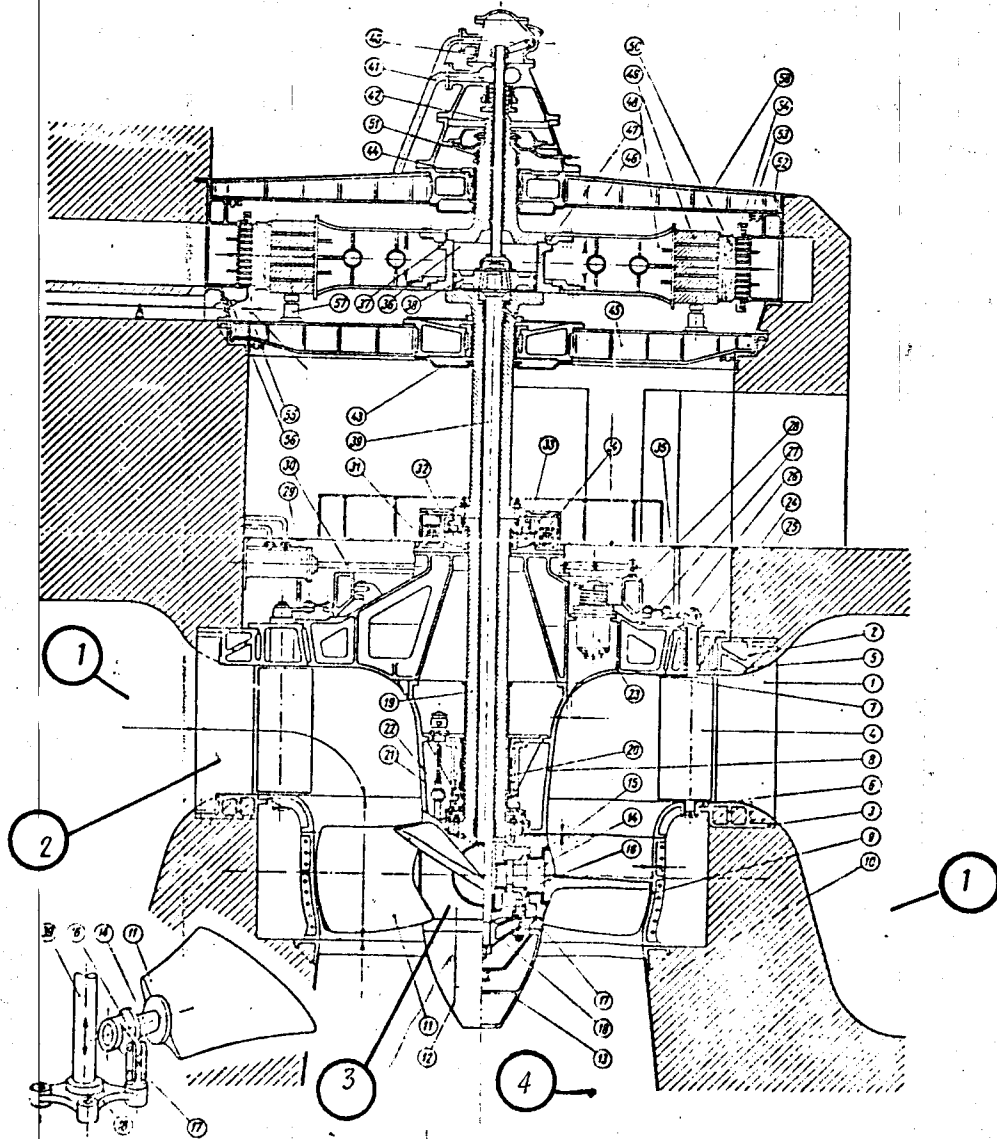


FIGURA . 17  
TOMADO DE WATER POWER DEVELOPMENT. - E. MOSONYI (TOMO 1 Y 2)

- 3.- RODETE, elemento principal de la turbina, donde se transforma la energía cinética en energía mecánica, constituyendo la parte móvil de la turbina.
- 4.- TUBO DE ASPIRACION O SUCCION, es el elemento de desagüe de la turbina, se llama tubo de aspiración porque crea una depresión a la salida del rodete, tiene dos funciones principales, la primera para recuperar la energía cinética que tiene el agua a la salida del rodete y la segunda la de recuperar la energía de posición.  
Generalmente se construyen de acero ó concreto armado con ó sin blindaje de acero.

#### 6.2.- ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LAS TURBINAS DE IMPULSO (TIPO PELTON)

En la figura (18 y 19) se muestran los elementos correspondientes a este tipo de turbinas.

- 1.- C A R C A Z A, es una cubierta de acero que protege para que el agua no salpique hacia los lados, generalmente llevan ventanas transparentes para visualizar la acción del chorro sobre la rueda.
- 2.- INVECTOR, es el distribuidor de las turbinas Pelton, donde se transforma la energía de presión del agua en energía cinética, generalmente consta de una tobera y válvula de aguja.
- 3.- T O B E R A. Elemento donde se contrae el chorro.
- 4.- VALVULA DE AGUJA, el desplazamiento de la aguja se gradúa por medio del servomotor a base de presión de aceite.
- 5.- SERVOMOTOR.- Corrige cualquier cambio en la frecuencia del Sistema.
- 6.- CHORRO, el diámetro del chorro en la descarga es importante en el diseño de las turbinas Pelton.
- 7.- RODETE, consiste en un disco circular con un número (rara vez menor de 15) de cucharones equidistantemente dispuestos en su periferia. Se montan dos ó más hasta un máximo de seis inyectores (boquillas) de modo que cada una dirija un chorro tangente a la circunferencia y dirigido hacia el centro de los cucharones.

# T. PELTON

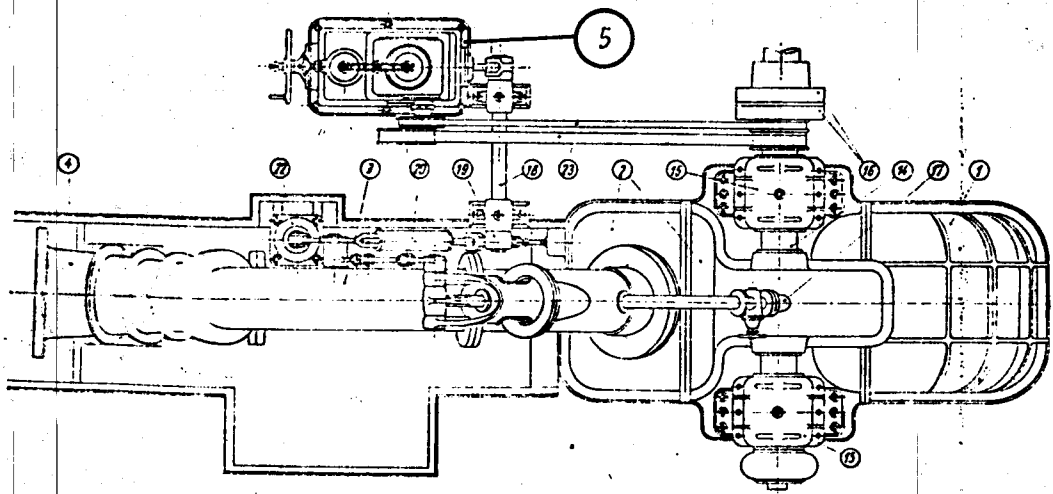
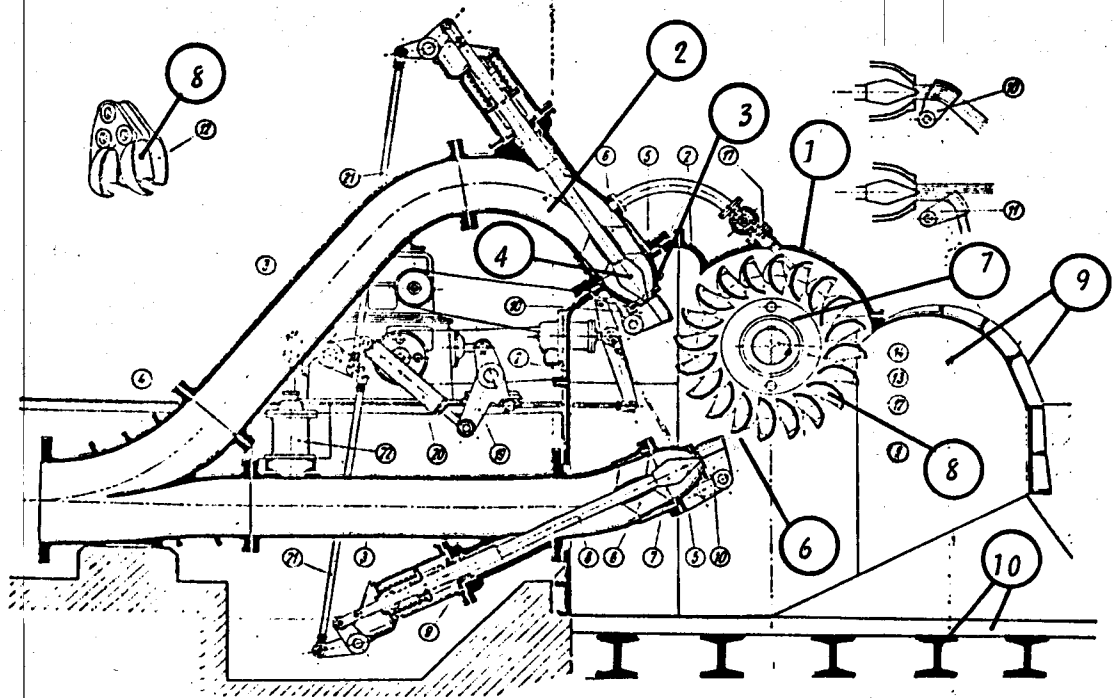
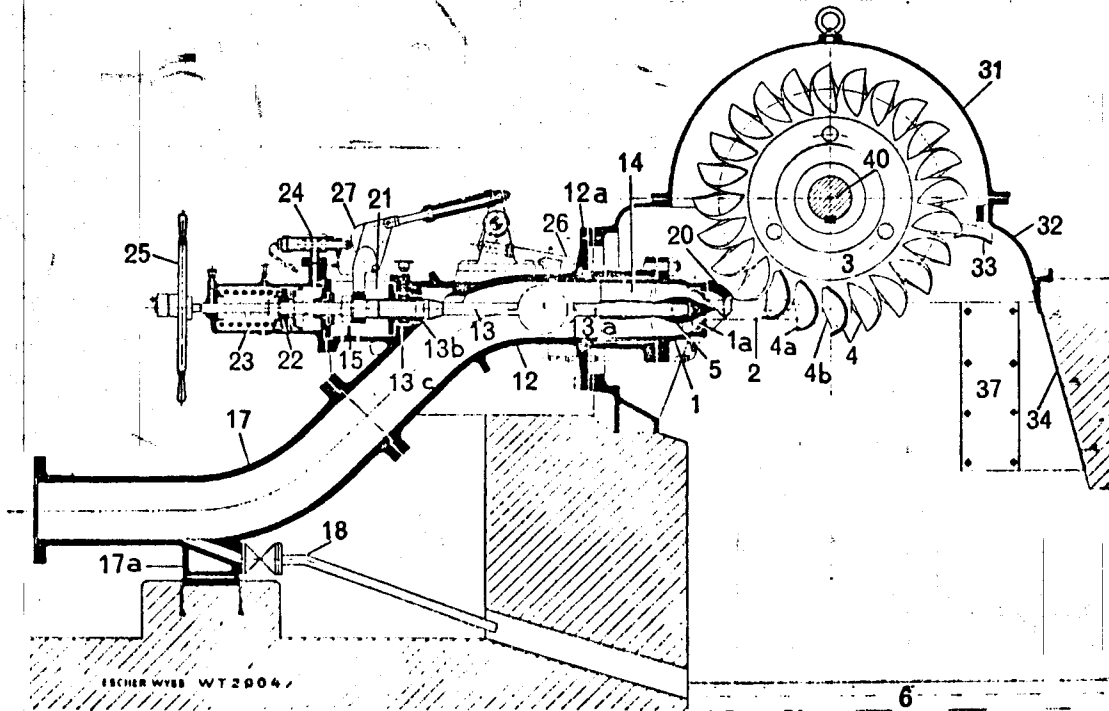


FIGURA . 18.

TOMADO DE WATER POWER DEVELOPTMENT. -  
E. MOSONYI - (TOMO 1 y 2)



**Esquema general**

1 Tobera 1a Pieza intermedia 1b Pieza de sujeción 1c Barrenados  
 1d Tapas de protección 2 Chorro del agua 3 Rodete 4 Alabes 4a Escotadura de los álabes 4b Arista divisoria 5 Cabeza de la aguja 5a Punta de la aguja 5c Tornillo calibrado 5d Cuña 5e Cuerpo de la aguja 5f 5g Agujeros cilíndricos para espigas 6 Aguas abajo D Diámetro del rodete d<sub>a</sub> Diámetro del chorro 7 Solapas 8 Corona del rodete 8a Cubo del rodete 9 Bulones de fijación con tuercas 8a y cabezas de bulones 10 Bulones tensoros 11 Cuñas radiales 12 Codo de entrada 12a Breda de sujeción 13 Vástago de la aguja 13a Camisa de bronce 13b Pistón de descarga 13c Guarnición de cuero 14 Cruzota de guía 14a Nervios de guía 14b Envolvente para los anteriores 15 Cónsola para el vástago de la aguja 16 Agujero de limpieza 17 Codo inferior 17a Sonoto del anterior 18 Tubería de escape 19 Válvula de la turbina 20 Desviador 20a Cuchilla del anterior 20b Palanca 21 Palanca de retorno 22 Pistón del servo-motor para la regulación de la aguja 23 Resorte de cierre para la aguja 24 Válvula de distribución para la aguja 25 Volante a mano para regulación de la aguja 26 Varilla del desviador 27 Rueda de levas 30 Caja 30a Orificio para el codo de entrada 30b Departamentos laterales 30c Soportes de los cojinetes fundidos en una sola pieza con la caja 31 Tapa de la caja 32 Parte inferior de la caja 32a Paredes de guía 32b Canales de escape para salpicaduras en el eje de la turbina 33 Colector de salpicaduras 34 Blindaje 36 Serpentin de refrigeración 37 Recubrimiento para el anterior 37a Orificios para el escape de agua refrigerante 40 Eje de la turbina 40a Anillo de reborde 40b Anillo centrifugo 41 Cojinete exterior de la turbina 42 Cojinete interior de la turbina 43 Acoplamiento del eje 44 Regulador de velocidad 45 Volante

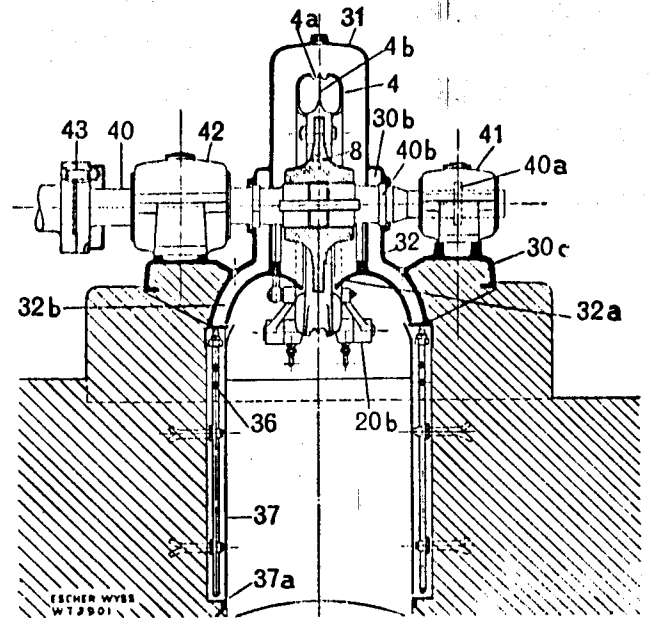


FIGURA 19

TOMADO DE : REVISTA ESCHER WYSS



- 8.- CUCHARONES, en su centro existe un reborde (divisor) que divide al chorro del fluido entrante en dos porciones iguales.
- 9.- BLINDAJE. Protege la subestructura contra el efecto destructor del Chorro desviado.
- 10.- DISIPADOR DE ENERGIA, para evitar las erosiones en la Subestructura.

En este tipo de turbinas no existe tubo de aspiración.

### 6.3.- DIMENSIONES DE LAS TURBINAS FRANCIS.

Para dimensionar en forma preliminar y general a los elementos de la turbina, se emplearan las funciones de correlación obtenidas por el procedimiento de regresión; publicado en la revista Water Power and Dam Construction, de agosto de 1976; este artículo analiza los datos de las turbinas más recientes que se han construido en el mundo.

También se hacen algunas recomendaciones dadas por el U. S. -- BUREAU RECLAMATION.

Las expresiones están dadas como función del diámetro de descarga ( $D_3$ ) expresado en metros y de la velocidad específica, ( $n_s$ ), dada en el sistema métrico con la potencia en KW.

#### A.- TAMANO DEL RODETE.

Las leyes de similitud aplicadas a turbinas hidráulicas muestran que con la misma velocidad específica, el coeficiente de velocidad periférica ( $\phi$ ) permanece constante,  $\phi$  está definido por:  $\phi = u / (2gH_d)^{0.5}$ , donde  $u$  es la velocidad tangencial.

$$\phi = D_3 n / 60 \sqrt{2g H_d}$$

donde:  $D_3$  = diámetro de descarga del rodete;  $n$  = velocidad sincrónica de rotación;  $H_d$  = carga neta de diseño.

La razón de variación de  $\phi$  con respecto a  $n_s$  se muestra en la figura 20; cuya función de interpolación es:

$$\phi = 0.31 + 2.5 \times 10^{-3} n_s$$

El valor del diámetro de descarga es:

$$D_3 = 84.5 \phi \sqrt{H_d} / n$$

Las otras dimensiones del rodete se muestran en la figura 22. Las funciones de interpolación se muestran gráficamente en la figura 21, y las expresiones se dan a continuación:

Diámetro de entrada ( $D_1$ )

$$D_1/D_3 = 0.4 + 94.5/n_s$$

$$D_2/D_3 = 1/(0.96 + 0.00038 n_s)$$

$$H_1/D_3 = 0.094 + 0.00025 n_s$$

$$H_2/D_3 = -0.05 + 42/n_s$$

Si  $150 < n_s < 110$

$$H_2/D_3 = 1/(3.16 - 0.0013n_s)$$

Si  $110 < n_s < 350$

#### B. - TAMANO DE LA CARCAZA O CARACOL.

Las principales dimensiones de la carcaza se indican en las figuras 23, 24 y 26. Estas dimensiones preliminares se comprobarán para las siguientes condiciones; la velocidad del agua a la entrada de la carcaza será:

$$V_e = 0.22 (2g H_d)^{0.5}$$

pero en ningún caso será mayor de 10.7 m/s; el diámetro de entrada será menor o igual de diámetro de la tubería a presión; la velocidad tangencial en secciones sucesivas permanece constante.

Las dimensiones se muestran en la figura 25 y las funciones para interpolación son las siguientes:

$$A/D_3 = 1.2 - 19.56/n_s \qquad C/D_3 = 1.32 + 49.25/n_s$$

$$B/D_3 = 1.1 + 54.8/n_s$$

$$D/D_3 = 1.50 + 48.8/n_s$$

$$E/D_3 = 0.98 + 63.60/n_s$$

$$F/D_3 = 1 + 131.4/n_s$$

$$G/D_3 = 0.89 + 96.5/n_s$$

$$H/D_3 = 0.79 + 81.75/n_s$$

$$I/D_3 = 0.1 + 0.00065 n_s$$

$$L/D_3 = 0.88 + 0.00049 n_s$$

$$M/D_3 = 0.60 + 0.000015 n_s$$

TURBINAS FRANCIS

FIGURA 20.- VELOCIDAD ESPECIFICA  
COEFICIENTE DE VELOCIDAD PERIFERICA  
 $n_s$  UNIDADES METRICAS CON POTENCIA  
EN KW

TOMADO DE WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976,  
DICIEMBRE 1977, ENERO 1978,  
DICIEMBRE 1978.

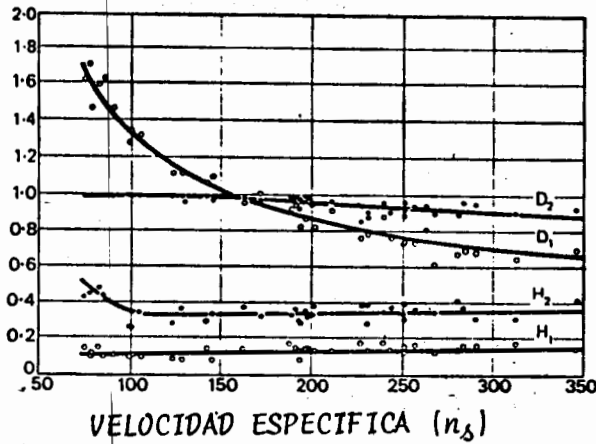
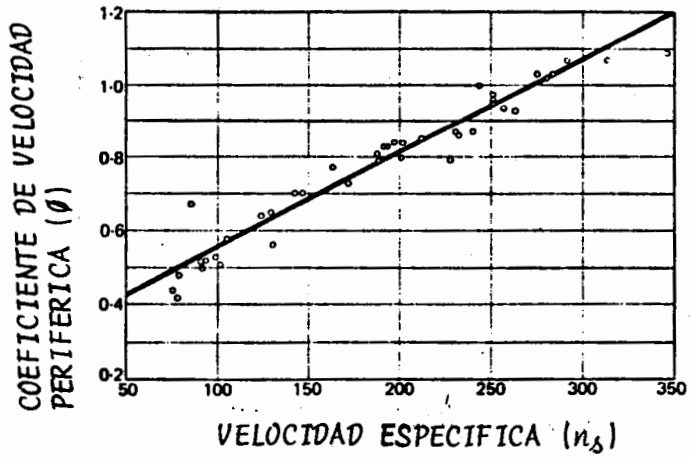
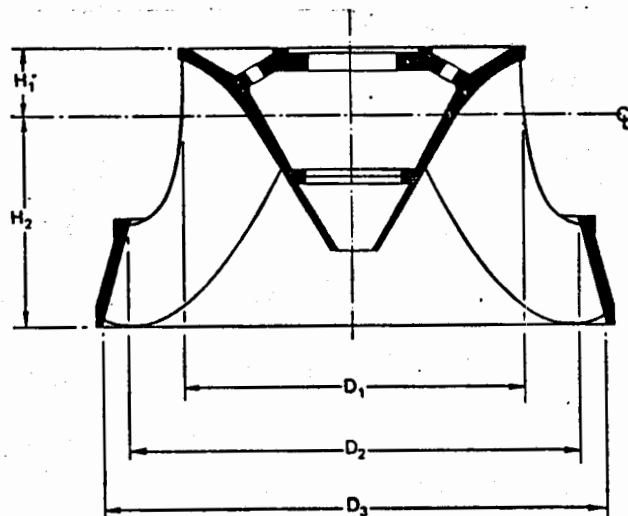


FIGURA 21.- VELOCIDAD ESPECIFICA  
DIMENSIONES DEL RODETE VELOCIDAD  
ESPECIFICA EN UNIDADES METRICAS  
CON POTENCIA EN KW.

FIGURA 22.- DIMENSIONES DEL  
RODETE.

TOMADO DE WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976,  
DICIEMBRE 1977, ENERO 1978,  
DICIEMBRE 1978.



SAC 221112 CYS

TURBINAS FRANCIS

DIMENSIONES DE LA CARCAZA

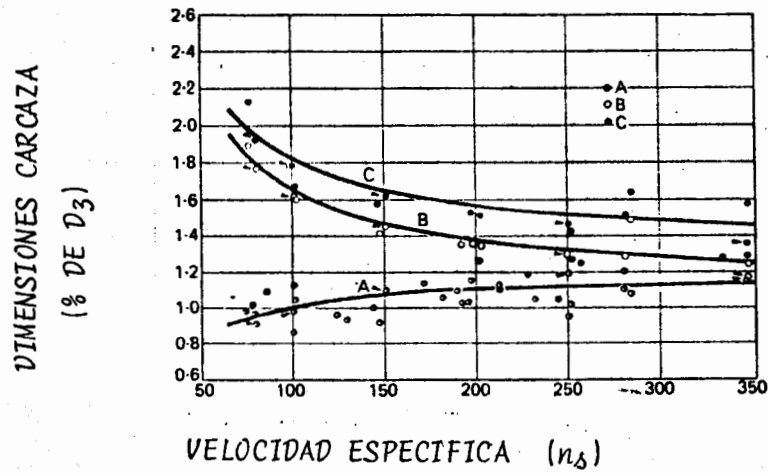


FIGURA 23.- VELOCIDAD ESPECIFICA  
DIMENSIONES CARCAZA; VELOCIDAD ESPECIFICA  
UNIDADES METRICAS CON POTENCIA EN K.W.  
TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.-  
REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE  
1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

DIMENSIONES CARCAZA  
(% DE D<sub>3</sub>)

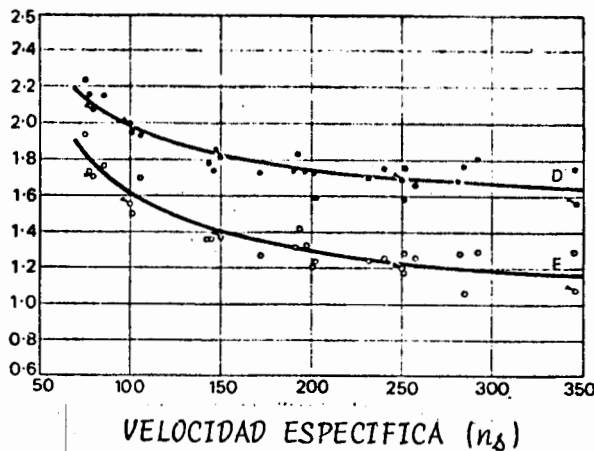
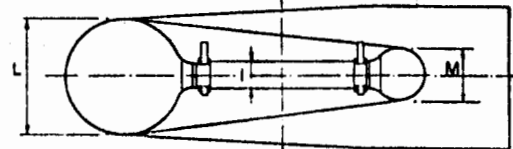


FIGURA 24.- VELOCIDAD ESPECIFICA  
DIMENSIONES DE LA CARCAZA; VELOCIDAD  
ESPECIFICA EN UNIDADES METRICAS, CON  
POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.-  
REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977,  
ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.



TAMANO S  
CA CAI

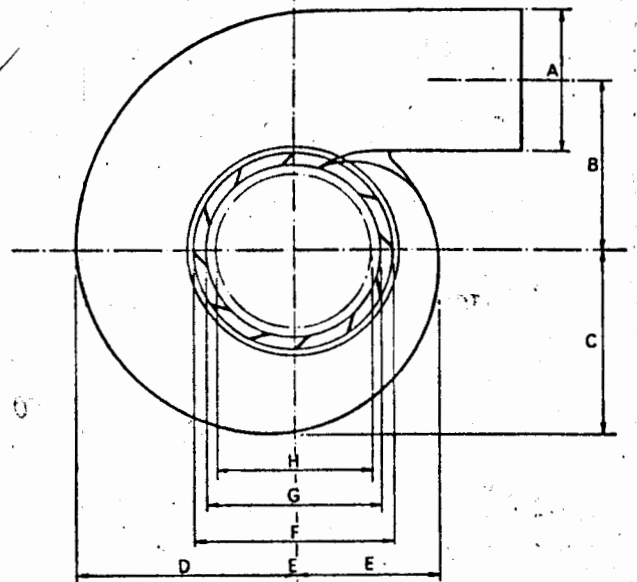


FIGURA 25.- DIMENSIONES DE LA CARCAZA  
TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.-  
REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977,  
ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

### TURBINAS FRANCIS DIMENSIONES DE LA CARCAZA

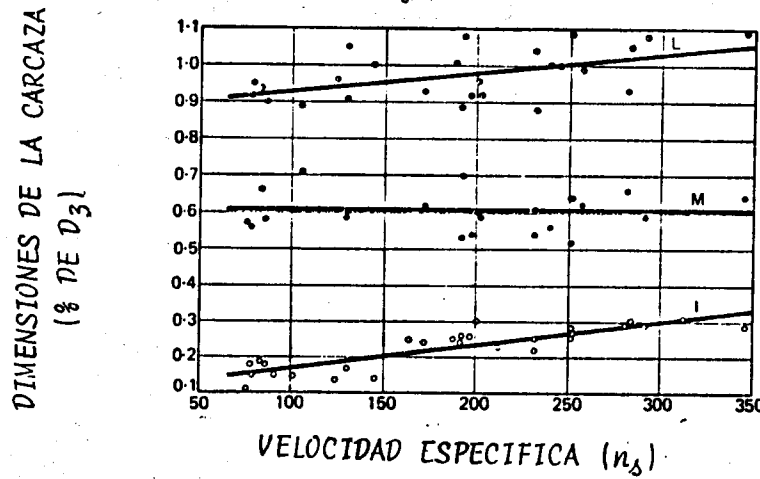
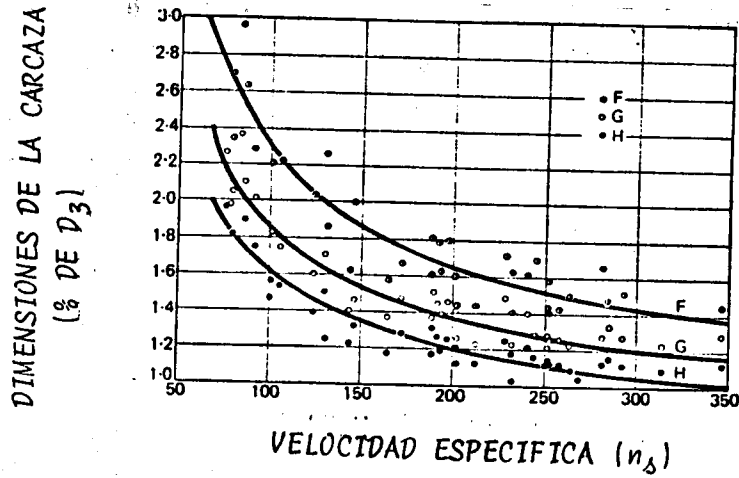


FIGURA 26. - VELOCIDAD ESPECIFICA. - DIMENSIONES DE LA CARCAZA;  
VELOCIDAD ESPECIFICA EN UNIDADES METRICAS, CON  
POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION. - REVISTA, AGOSTO 1976,  
DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

### C.- TAMANO DEL TUBO DE ASPIRACION.

El tamaño del tubo de aspiración esta directamente determinado por el tamaño del rodete, ambos tienen en común el diámetro  $D_3$  y la velocidad absoluta en su sección de entrada corresponde con la velocidad de descarga del rodete.

La figura 27, muestra las dimensiones mas importantes y en la figura 28 se muestran gráficamente las funciones, donde las funciones de interpolación son:

$$N/D_3 = 1.54 + 203.5/n_\Delta$$

$$O/D_3 = 0.83 + 140.7/n_\Delta$$

$$P/D_3 = 1.37 - 0.00056n_\Delta$$

$$Q/D_3 = 0.58 + 22.6/n_\Delta$$

$$R/D_3 = 1.6 - 0.0013/n_\Delta$$

$$S/D_3 = n_\Delta / (-9.28 + 0.25n_\Delta)$$

$$T/D_3 = 1.50 + 0.00019n_\Delta$$

$$U/D_3 = 0.51 + 0.0007n_\Delta$$

$$V/D_3 = 1.10 + 53.7/n_\Delta$$

$$Z/D_3 = 2.63 + 33.8/n_\Delta$$

### 6.4.- DIMENSIONES DE LAS TURBINAS KAPLAN O HELICE.

De igual manera se emplean los resultados del análisis de las turbinas Kaplan mas modernas que diferentes fabricantes han construido. Las expresiones de correlación obtenidas para dimensionar los diferentes elementos de estas, están en función del diámetro máximo del rodete ( $D_M$ ) expresado en metros y de la velocidad específica ( $n_\Delta$ ) dada en sistema métrico con la potencia en KW. Estos análisis fueron publicados en la revista Water Power and Dam Construction de diciembre 1977 y enero de 1978.

#### A.- TAMANO DEL RODETE.

Para determinar las dimensiones principales del rodete, el coeficiente de velocidad periférica  $\phi$  esta definido como:

TURBINAS FRANCIS  
DIMENSIONES DEL TUBO DE ASPIRACION

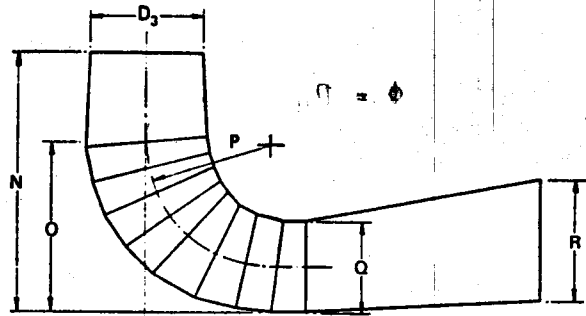


FIGURA 27. Dimensiones del tubo de aspiración.

TOMADO DE WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978

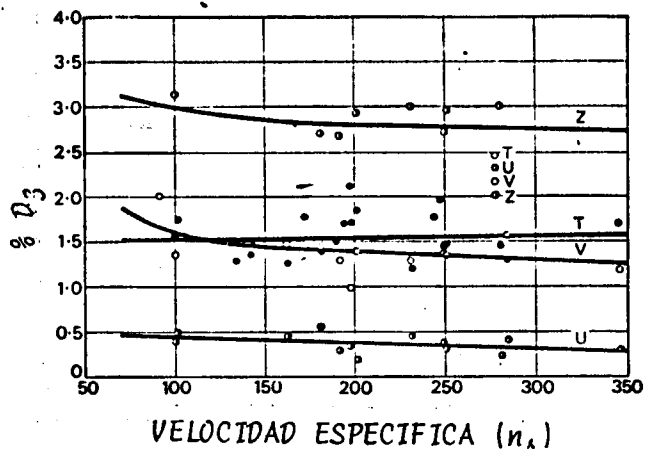
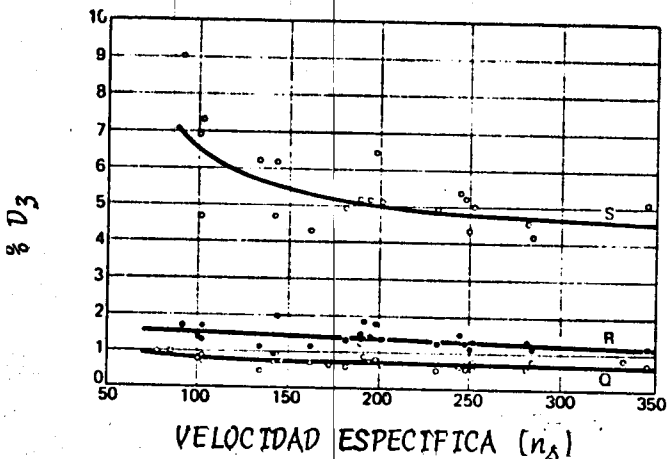
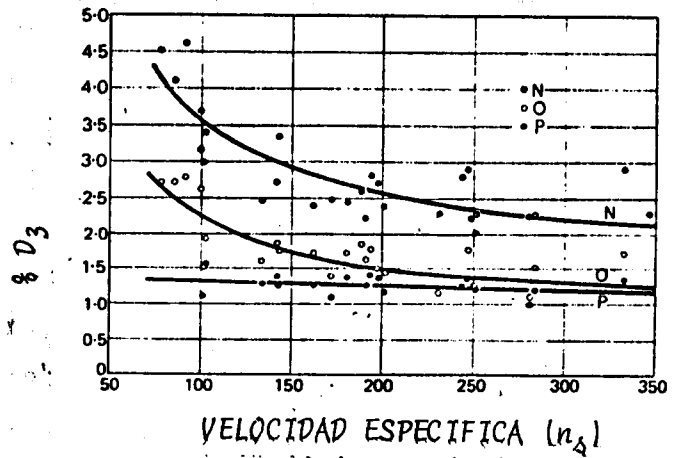
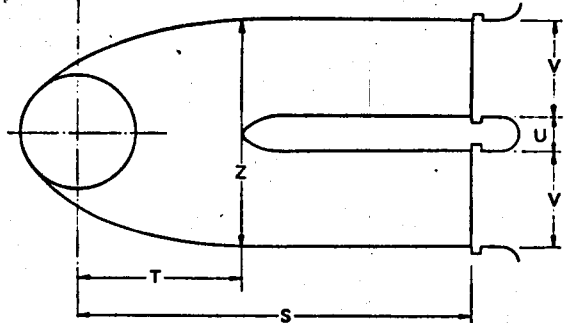


FIGURA 28.- VELOCIDAD ESPECIFICA - DIMENSIONES DEL TUBO DE ASPIRACION; VELOCIDAD ESPECIFICA EN UNIDADES METRICAS CON POTENCIA EN K.W. TOMADO DE WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

$$\phi = D_M \pi n / 60 \sqrt{2g H_d}$$

La función  $\phi = \phi(n_s)$  calculada por correlación de los datos disponibles; Figura 29.

$$\phi = 0.79 + 1.61 \cdot 10^{-3} n_s$$

Para un valor dado de la velocidad específica ( $n_s$ ) el diámetro de salida del rodete se puede calcular por:

$$D_M = 84.5 \phi \sqrt{H_d} / n$$

Las otras dimensiones del rodete  $D_m$ ,  $H_m$  y  $H_1$  se indican en la figura 30; y las funciones de interpolación de esas curvas son:

$$D_m/D_M = 0.25 + 94.64/n_s$$

$$H_m/D_M = 6.94(n_s)^{-0.403}$$

$$H_1/D_M = 0.38 + 5.17 \cdot 10^{-5} n_s$$

### B.- CARCAZA O CARACOL.

Los datos disponibles muestran el rango de velocidad específica de 400 y 600 aproximadamente, se puede adoptar la carcasa de acero o de concreto dependiendo de las características particulares de la planta hidroeléctrica. Este rango de  $n_s$  corresponde rigurosamente a un rango de cargas de diseño ( $H_d$ ) entre 35 y 15 m.

La carcasa de acero ha sido adoptada para cargas abajo de 15 metros con potencia de diseño arriba de 70 MW, mientras que la carcasa de concreto se utiliza para cargas de diseño mayores de 40 metros con capacidades entre 50 y 100 MW.

Las principales dimensiones de la carcasa se indican en la figura 31 y 32, como una función de la velocidad específica ( $n_s$ ) referidas al diámetro de descarga ( $D_M$ )

Las funciones de interpolación para las diferentes curvas son:

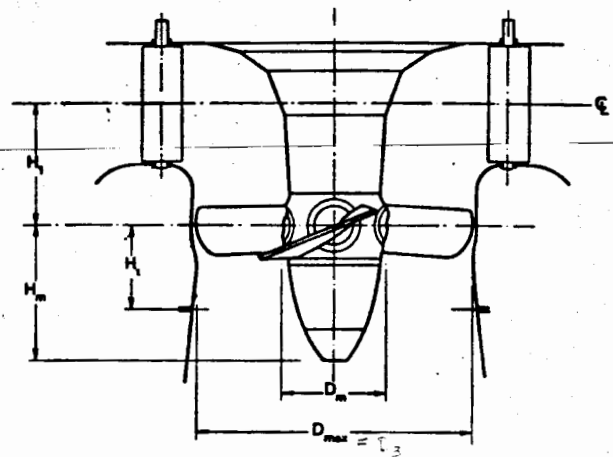
#### CARCAZA DE ACERO:

$$A_1/D_M = 0.40 n_s^{0.20}$$

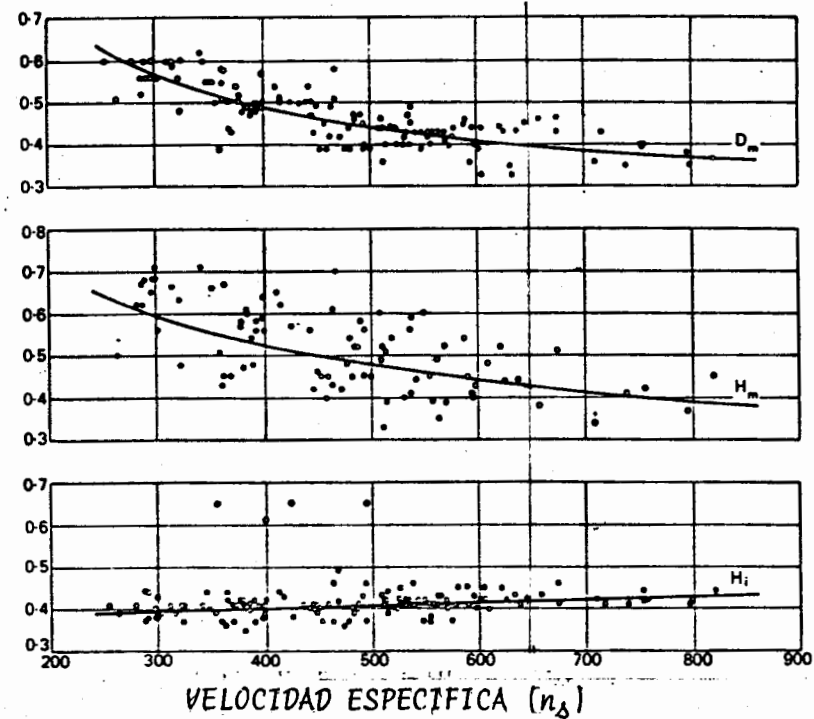
$$B_1/D_M = 1.26 + 3.79 (10)^{-4} n_s$$

$$C_1/D_M = 1.46 + 3.24 (10)^{-4} n_s$$





DIMENSIONES DEL RODETE (% DE  $D_m$ )



WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977  
ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

FIGURA 29. VELOCIDAD ESPECIFICA - COEFICIENTE DE VELOCIDAD PERIFERICA; ( $n_s$ ) EN UNIDADES METRICAS CON POTENCIA EN KW.

COEFICIENTE DE VELOCIDAD PERIFERICA ( $\phi$ )

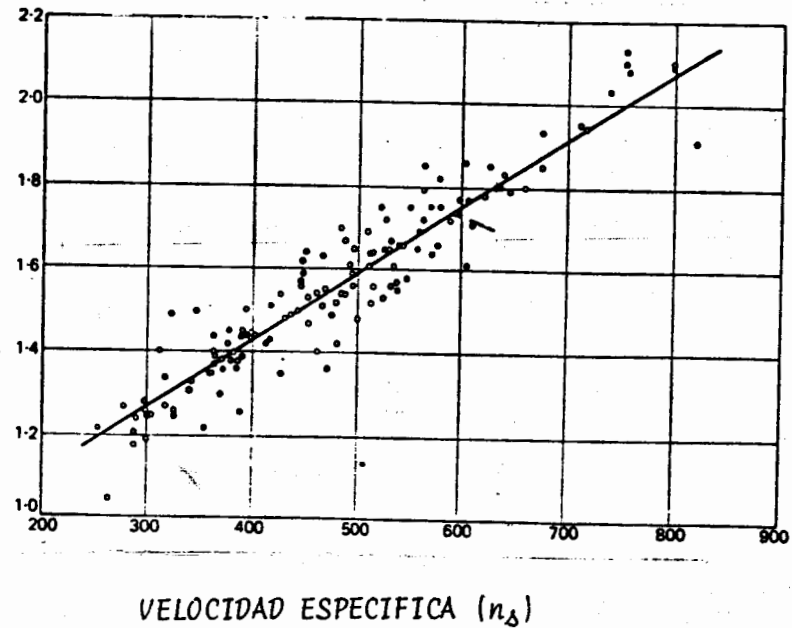


FIGURA 30. VELOCIDAD ESPECIFICA DIMENSIONES DEL RODETE; ( $n_s$ )

TURBINAS KAPLAN  
DIMENSIONES DE LA CARCAZA

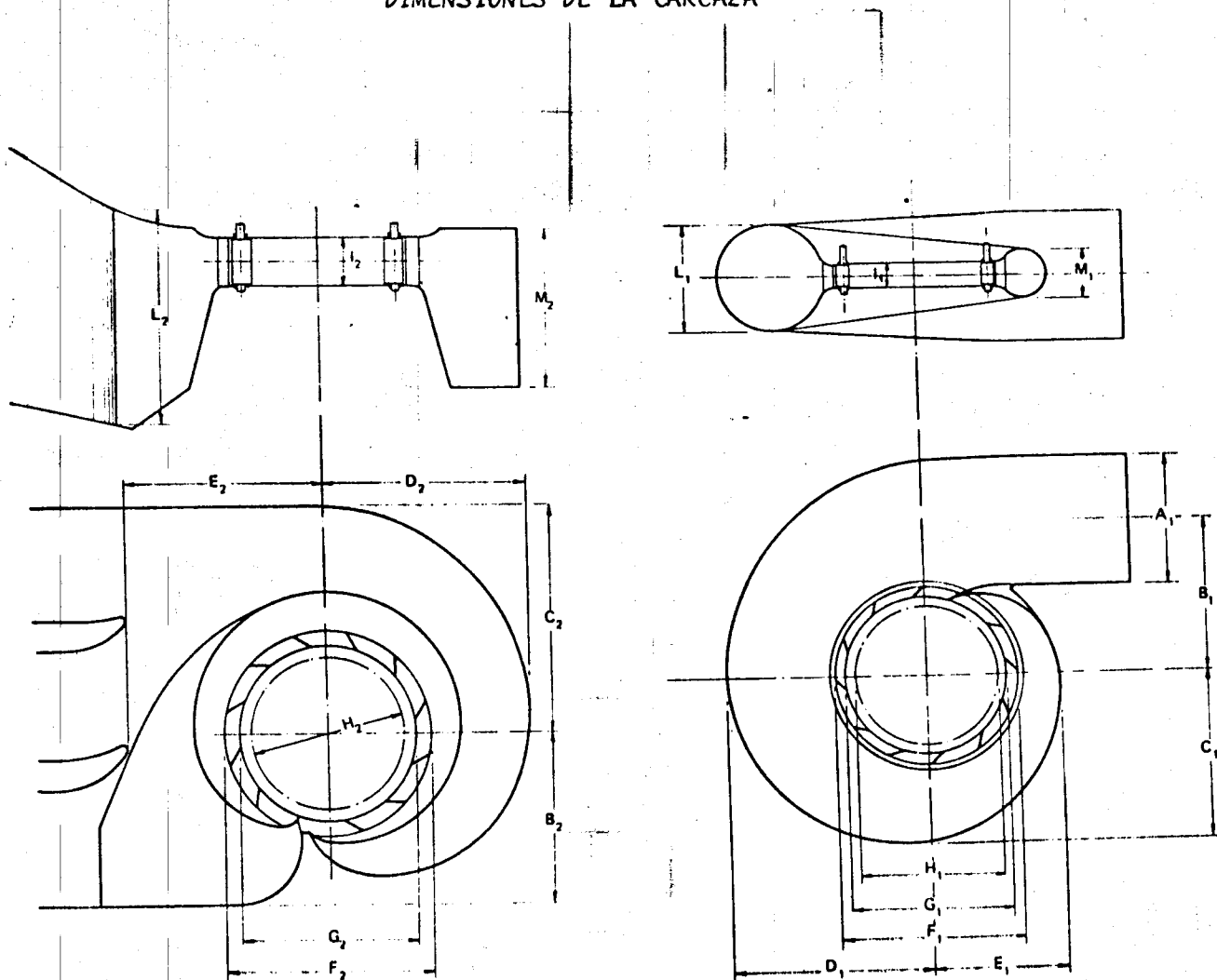


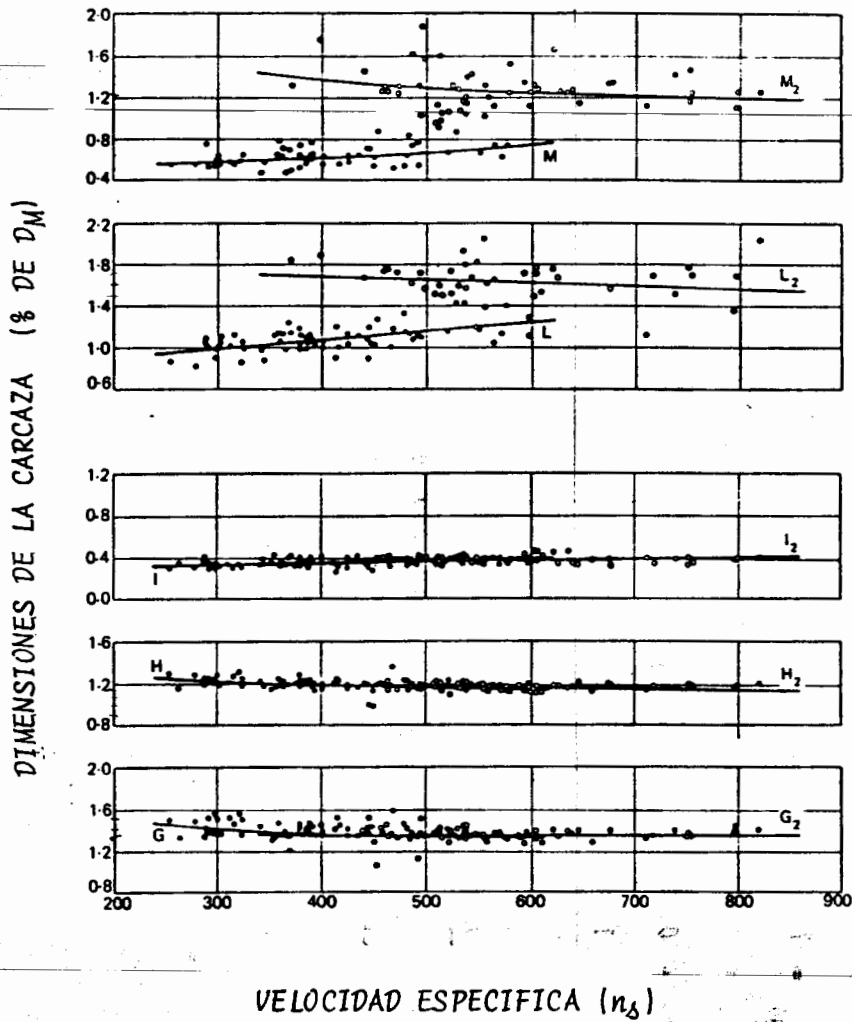
FIGURA 31.- DIMENSIONES DE LA CARCAZA

DERECHA CARCAZA DE ACERO

IZQUIERDA CARCAZA DE CONCRETO

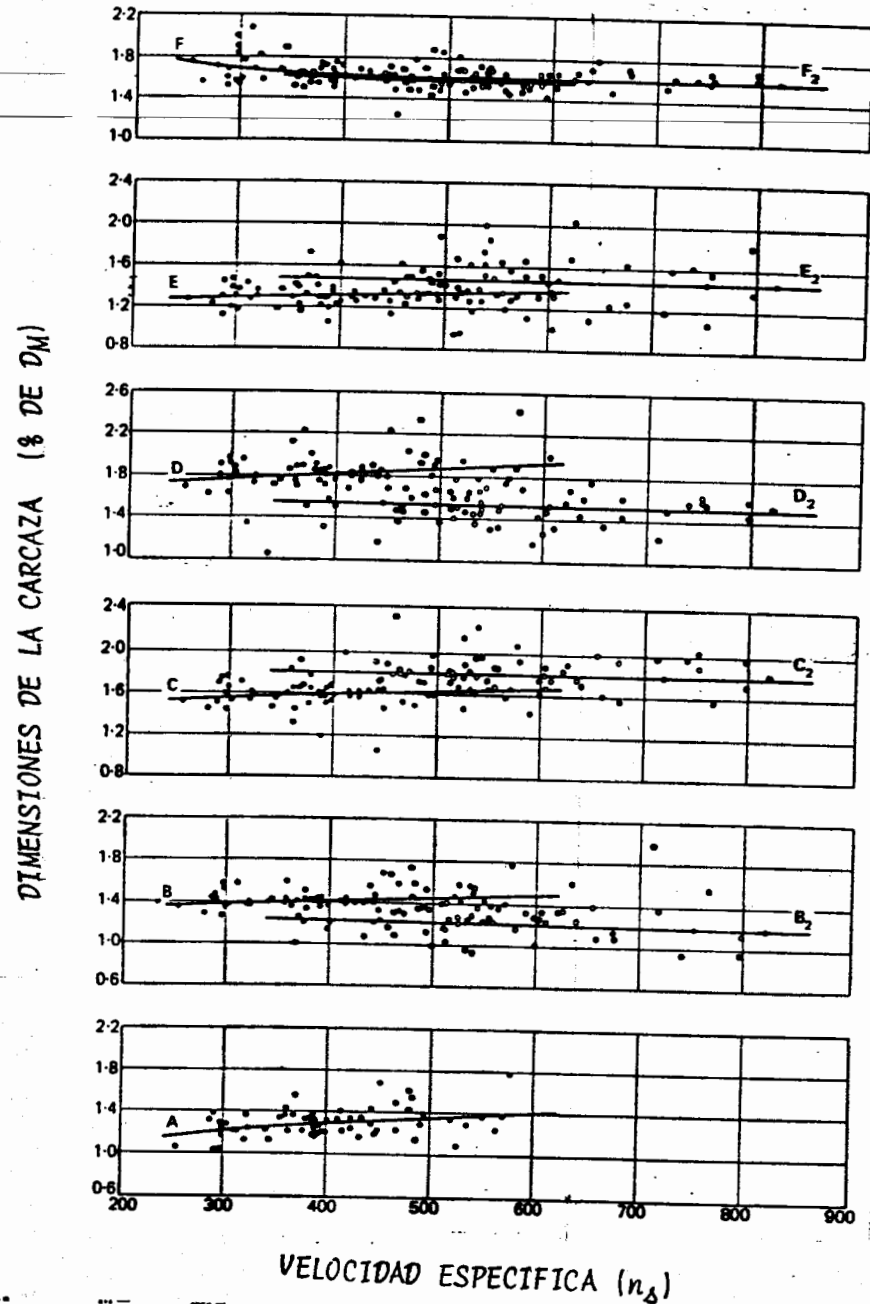
TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA,  
AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978,  
DICIEMBRE 1978.

FIGURA 32.- VELOCIDAD ESPECIFICA - DIMENSIONES DE LA CARCAZA  
 ( $n_s$ ) EN UNIDADES METRICAS CON POTENCIA EN KW; SUBINDICE  
 1 CARCAZA DE ACERO, SUBINDICE 2 CARCAZA DE CONCRETO



VELOCIDAD ESPECIFICA ( $n_s$ )

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION,  
 REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO  
 1978, DICIEMBRE 1978.



VELOCIDAD ESPECIFICA ( $n_s$ )

$$D_1/D_M = 1.59 + 5.74 (10)^{-4} n_\delta$$

$$E_1/D_M = 1.21 + 2.71 10^{-4} n_\delta$$

$$F_1/D_M = 1.45 + 72.17/n_\delta$$

$$G_1/D_M = 1.29 + 41.63/n_\delta$$

$$H_1/D_M = 1.13 + 31.86/n_\delta$$

$$I_1/D_M = 0.45 - 31.80/n_\delta$$

$$L_1/D_M = 0.74 + 8.7 10^{-4} n_\delta$$

$$M_1/D_M = 1/(2.06 - 1.20 10^{-3} n_\delta)$$

CARCAZA DE CONCRETO:

$$B_2/D_M = 1/(0.76 + 8.92 10^{-5} n_\delta)$$

$$C_2/D_M = 1/(0.55 + 1.48 10^{-5} n_\delta)$$

$$D_2/D_M = 1.58 - 9.05 10^{-5} n_\delta$$

$$E_2/D_M = 1.48 - 2.11 10^{-5} n_\delta$$

$$F_2/D_M = 1.62 - 3.18 10^{-5} n_\delta$$

$$G_2/D_M = 1.36 + 7.79/n_\delta$$

$$H_2/D_M = 1.19 + 4.69/n_\delta$$

$$I_2/D_M = 0.44 - 21.47/n_\delta$$

$$L_2/D_M = 1.44 + 105.29/n_\delta$$

$$M_2/D_M = 1.03 + 136.28/n_\delta$$

C.- TUBO DE ASPIRACION.

Las dimensiones más importantes del tubo de aspiración se indican en la figura 33 y las funciones de interpolación son:

$$H_t/D_M = 0.24 + 7.82 10^{-5} n_\delta$$

$$N/D_M = 2.00 - 2.14 10^{-6} n_\delta$$

$$O/D_M = 1.40 - 1.67 10^{-5} n_\delta$$

$$P/D_M = 1.26 - 16.35/n_\delta$$

$$Q/D_M = 0.66 - 18.40/n_\delta$$

INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICA Y CENSOS  
 DIRECCIÓN GENERAL DE ESTADÍSTICA  
 DIVISIÓN DE ESTADÍSTICA DE SERVICIOS  
 BOGOTÁ, COLOMBIA

TURBINA KAPLAN

DIMENSIONES DEL TUBO DE ASPIRACION

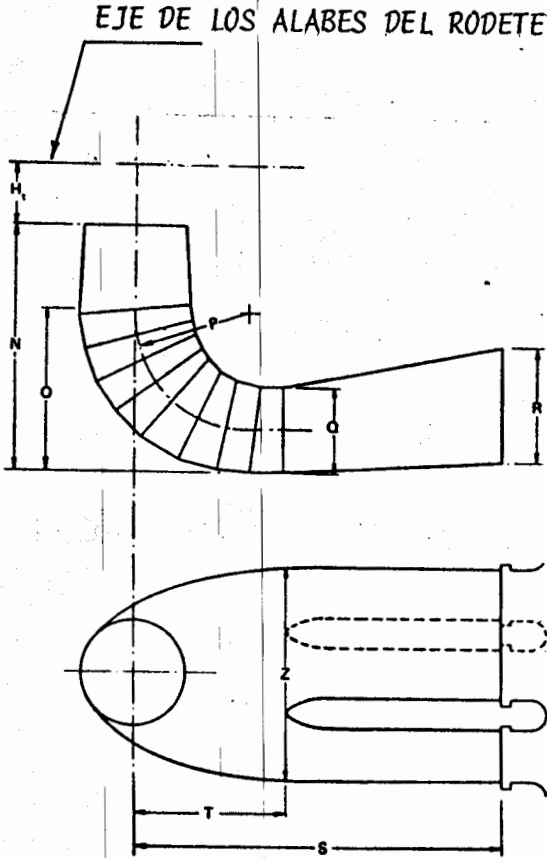
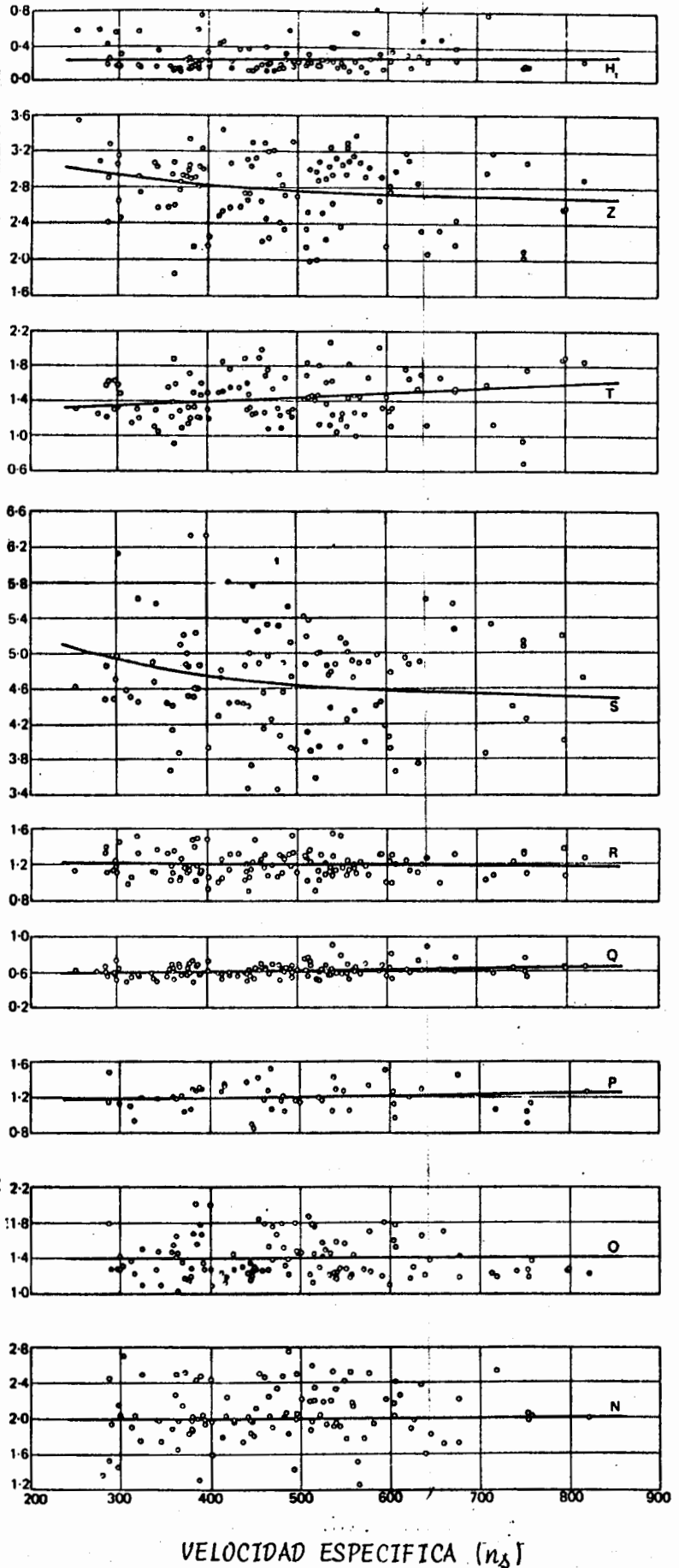


FIGURA 33.- VELOCIDAD ESPECIFICA-DIMENSIONES DEL TUBO DE ASPIRACION. ( $n_s$ ) EN UNIDADES METRICAS CON POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

34

DIMENSIONES DEL TUBO DE ASPIRACION  
% DM



$$R/D_M = 1.25 - 7.98 \cdot 10^{-5} n_{\Delta}$$

$$S/D_M = 4.26 + 201.51/n_{\Delta}$$

$$T/D_M = 1.20 + 5.12 \cdot 10^{-4} n_{\Delta}$$

$$Z/D_M = 2.58 + 102.66/n_{\Delta}$$

$$V/D_M = 2.91$$

$$U/D_M = 0.15$$

### 6.5.- DIMENSIONES DE LA TURBINA PELTON (DE IMPULSO)

Las principales dimensiones del rodete están determinadas por el coeficiente de velocidad periférica, la función de correlación calculada con los datos disponibles de varias turbinas es:

$$\phi = 0.5445 - 0.0039 n_{\Delta j}$$

$n_{\Delta j}$  está en el Sistema métrico con la potencia expresada en KW, - la correspondiente función se muestra en la figura 34

Cuando se conocen los valores del coeficiente de velocidad periférica ( $\phi$ ) y la velocidad de rotación ( $n$ ) es posible calcular el valor del diámetro de la rueda ( $D_2$ )

$$D_2 = 84.5 \phi \sqrt{H_d} / n$$

También se puede calcular empleando el parámetro  $d/D_2$ , donde  $d$  es el diámetro del chorro. La figura 35, muestra la curva  $d/D_2 = d/D_2 (n_{\Delta j})$  y la ecuación de interpolación es:

$$d/D_2 = n_{\Delta j} / (250.74 - 1.79 n_{\Delta j})$$

Otras dimensiones del rodete, indicados en la figura 36, se pueden obtener.

$$D_3/D_2 = 1.028 + 0.0137 n_{\Delta j}$$

esta función se encuentra graficada en la figura 37

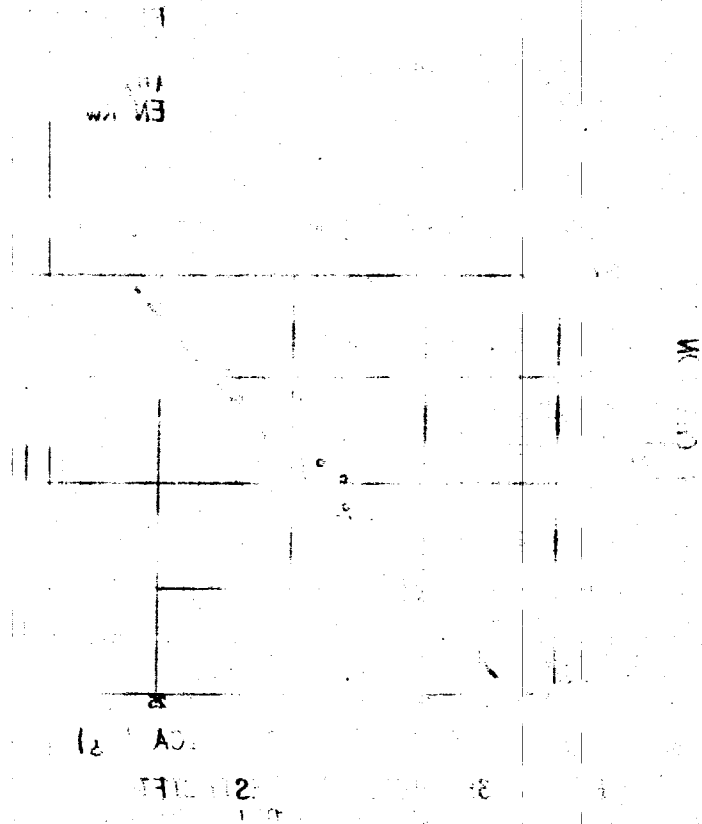
El ancho y la longitud de los cucharones se dan como una función del diámetro del chorro.

$$H_1 = 3.20 d^{0.96}$$

ver figura 38

$$H_2 = 3.23 d^{-1.02}$$

esta funcion se encuentra graficada en la figura 39



### TURBINAS PELTON DIMENSION DEL RODETE

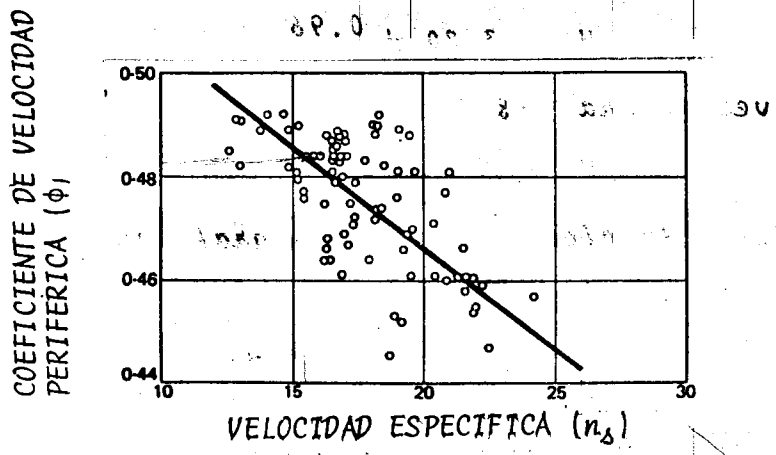


FIGURA 34.- VELOCIDAD ESPECIFICA -  
COEFICIENTE DE VELOCIDAD PERIF.  
( $n_s$ ) UNIDADES METRICAS CON POTENCIA  
EN KW

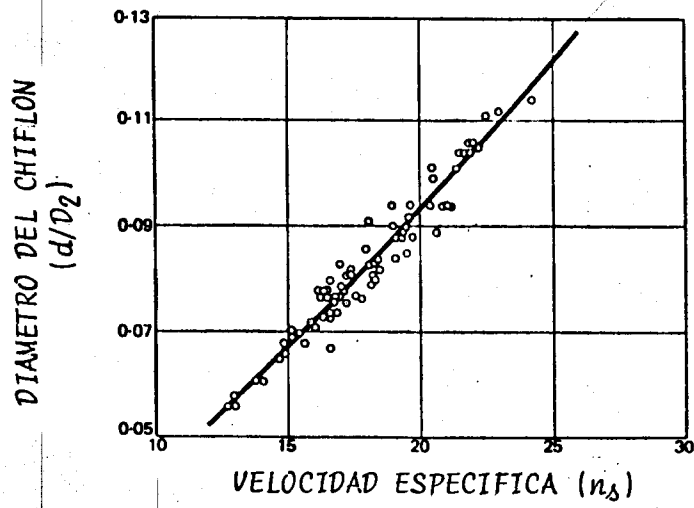


FIGURA 35.- VELOCIDAD ESPECIFICA-  
DIAMETRO DEL CHIFLON

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM  
CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO  
1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978,  
DICIEMBRE 1978.

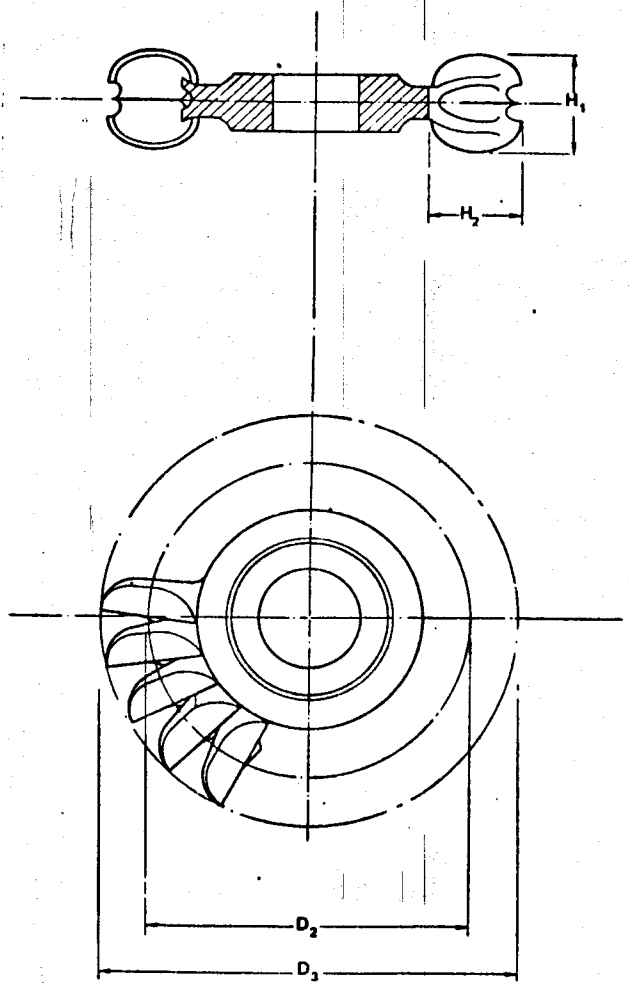
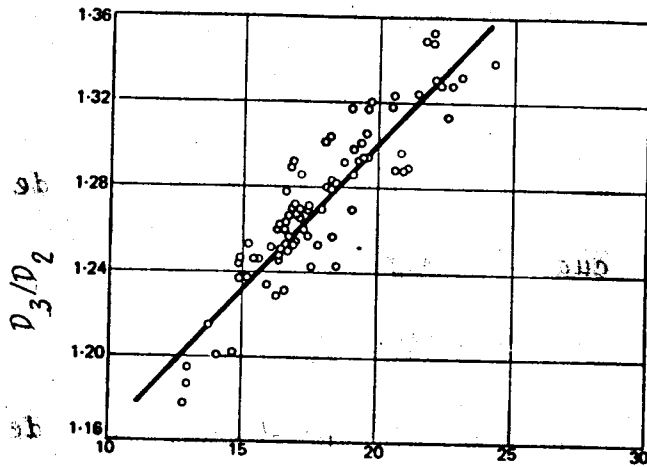


FIGURA 36.-  
DIMENSIONES DEL RODETE

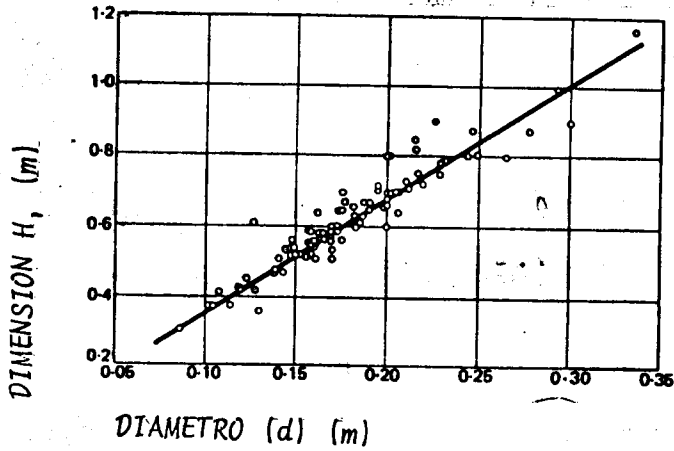


### TURBINAS PELTON



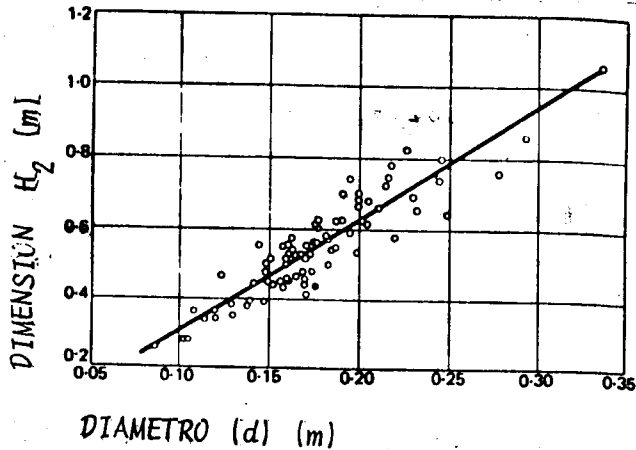
VELOCIDAD ESPECIFICA ( $n_{sj}$ )

FIGURA 37.-



DIAMETRO (d) (m)

FIGURA 38.-



DIAMETRO (d) (m)

FIGURA 39.-

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSIC  
1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

### 6.6.- DIMENSIONES DE LA CAJA.

Las principales dimensiones de la Caja de la turbina Pelton dependen esencialmente del diámetro exterior ( $D_3$ ) de la rueda.

El diámetro ( $L_p$ ) el cual da en planta el tamaño de la caja, Figura 41, cuya función de interpolación es:

$$L_p = 0.78 + 2.06 D_3$$

En la figura 40, se muestran las dimensiones de la caja: La distancia (G) entre el eje de la rueda y la parte superior de la caja, ver figura 42, cuya función de interpolación es:

$$G = 0.196 + 0.376 D_3$$

Las otras dimensiones (F), (H), (I) están expresados respectivamente por las siguientes ecuaciones: Figuras 43, 44, 45.

$$F = 1.09 + 0.71 L_p$$

$$H = 0.62 + 0.513 L_p$$

$$I = 1.28 + 0.37 L_p$$

### 6.7.- DIMENSIONES DE CARCAZA ESPIRAL.

Las principales dimensiones de la carcaza espiral se indican en la figura 46, que se refiere a una turbina Pelton de cuatro chiflones.

Así las funciones de interpolación son:

$$B = 0.595 + 0.694 L_p$$

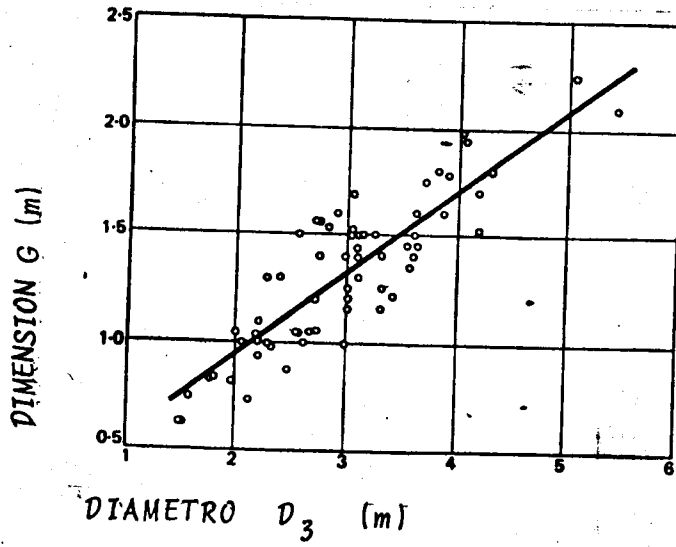
$$C = 0.362 + 0.68 L_p$$

$$D = -0.219 + 0.70 L_p$$

$$E = 0.43 + 0.70 L_p$$

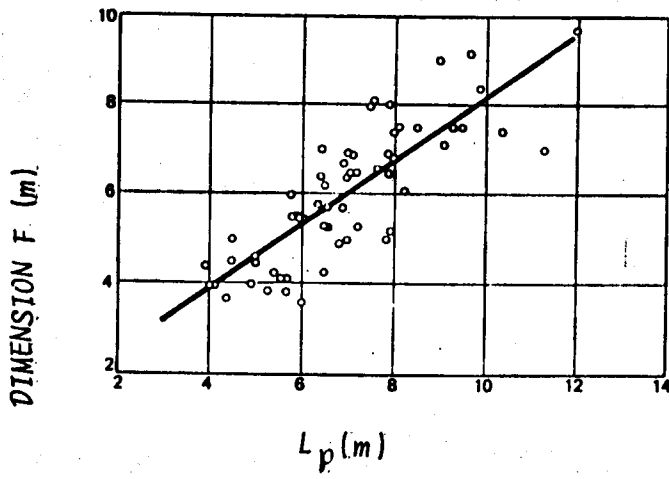
La carcaza espiral no aumenta gran cosa en tamaño si la turbina es de 4, 5, 6 6 chiflones.

TURBINA PELTON



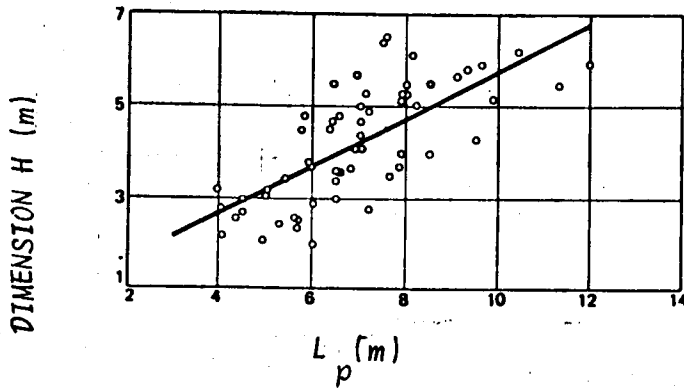
DIAMETRO  $D_3$  (m)

FIGURA 42



$L_p$  (m)

FIGURA 43



$L_p$  (m)

FIGURA 44

TURBINA PELTON

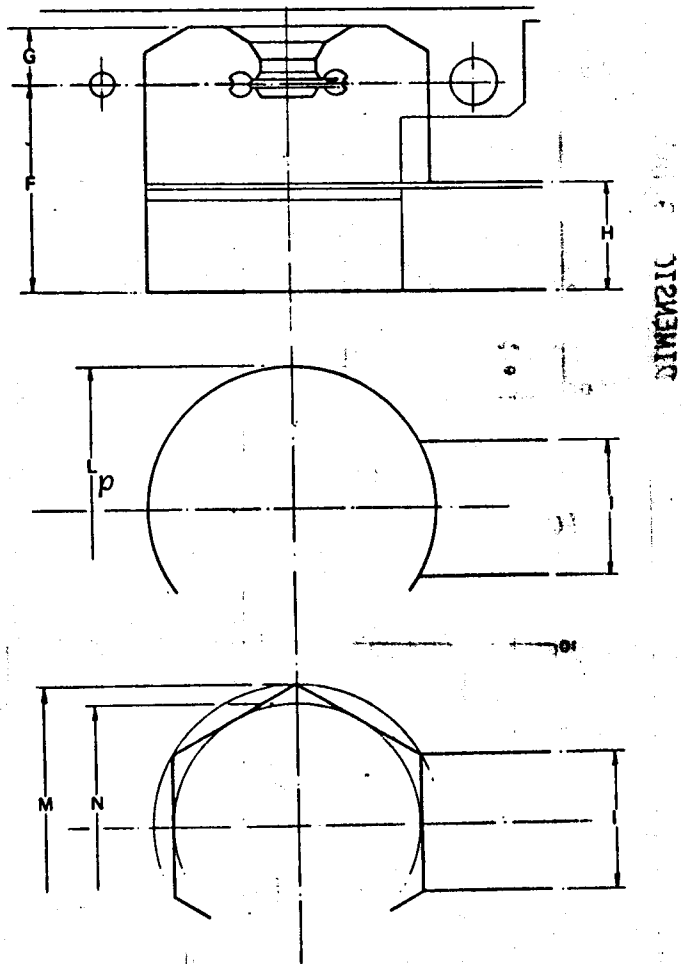


FIGURA 40 - CAJA

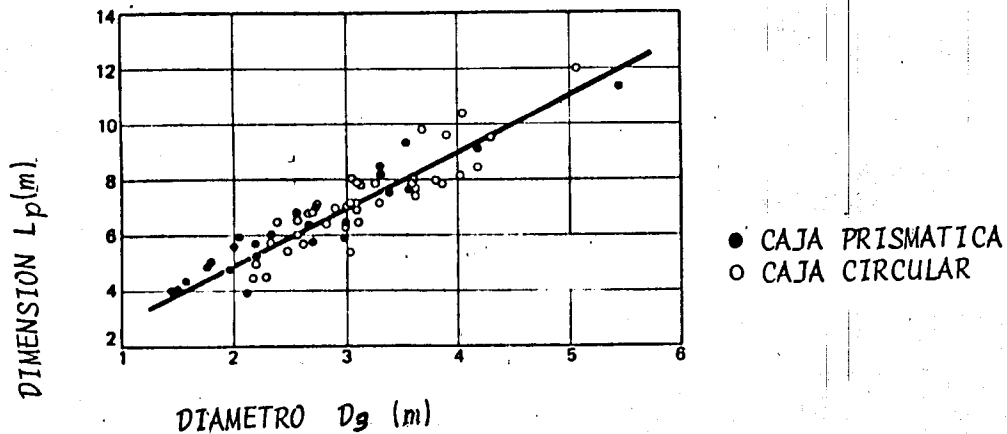
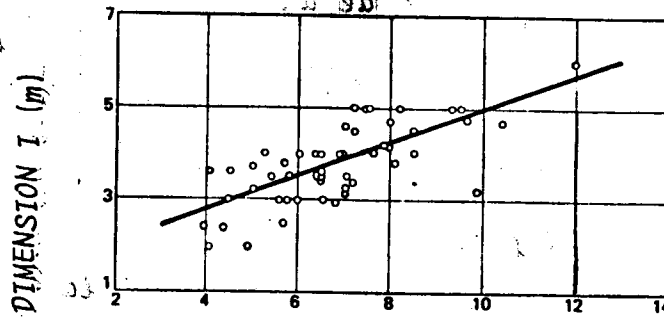


FIGURA 41 - DIMENSION  $L_p$ - $D_g$

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA,  
 AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

### TURBINAS PELTON



$L_p$  (m)  
FIGURA 45

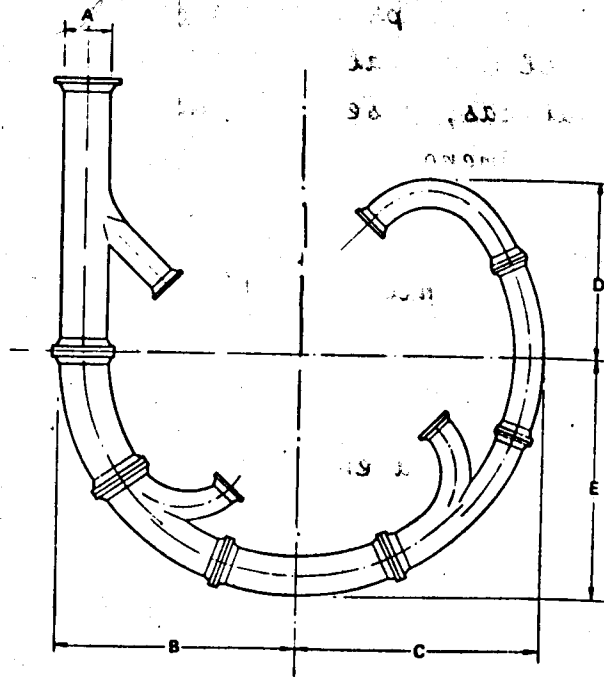


FIGURA 4 6 CARCAZA ESPIRAL.

TOMADO DE WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION  
REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977,  
ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

## 7.- CAVITACION Y CARGA DE SUCCION.

Cuando la corriente en un punto de una estructura o de una máquina alcanza una presión inferior a la presión de saturación del vapor, el agua se evapora y se originan en el interior del líquido "cavidades" de vapor, de ahí el nombre de cavitación.

La variación de la presión se debe a la alteración de la magnitud o la dirección de la velocidad del agua por acción de una superficie de guía sobre la cual pasa el fluido. La presión debe tener un valor mínimo en algún punto de la superficie y en este no solo será máxima la velocidad local sino que el flujo tenderá a separarse de la superficie, en donde se forman las cavidades de vapor. Estas burbujas de vapor son arrastradas por la corriente a zonas en donde la presión es más elevada, ahí se produce una condensación violenta del vapor, produciéndose un impacto en su contorno; estos impactos son, además periódicos, es decir, se produce un fenómeno vibratorio que aumenta la erosión del material por "fatiga". Los fabricantes de máquinas hidráulicas, poseen en sus laboratorios equipo para estudiar este fenómeno.

La cavitación se puede controlar por:

- I.- Un diseño hidrodinámico adecuado en la turbina.
- II.- Su instalación adecuada para que no se produzca el fenómeno.
- III.- Si se tolera en el diseño que para algunas condiciones de funcionamiento se presente este fenómeno, se emplean materiales resistentes a la cavitación.

El tubo de aspiración de una turbina de reacción como se expresa antes, consiste en un difusor, que tiene la finalidad de recuperar parte de la energía cinética que el agua tiene al salir del rodete, transformando ésta en energía de presión.

Habrá que estudiar la posición adecuada del tubo de aspiración con respecto al nivel del agua en el desfogue.

En la figura 47 se muestra una instalación de una turbina de reacción, refiriéndose a ésta aplicaremos la ecuación de Bernoulli entre el punto (4), localizado en el interior del tubo -

de aspiración a la misma elevación que el nivel libre del agua en el desfogue y el punto (s) de salida.

$$P_4/\gamma + z_4 + v_4^2/2g = P_s/\gamma + z_s + v_s^2/2g + h_{4-s}$$

donde:

$h_{4-s}$  = pérdidas de energía entre la sección 4 y la salida.

$$z_4 = z_s ; v_s^2/2g = 0 \text{ (aproximadamente);}$$

$$P_s/\gamma = P_b/\gamma \text{ (presión barométrica)}$$

$$P_4/\gamma = P_b/\gamma + h_{4-s} - v_4^2/2g$$

Como el valor  $h_{4-s}$  es muy pequeño, y  $v_4^2/2g$  es también muy pequeño (final del difusor).

La diferencia es aún menor, por lo tanto:

$P_4/\gamma = P_b/\gamma$  (sea la presión en la sección (4) es aproximadamente la presión atmosférica).

Escribamos ahora la ecuación de Bernoulli entre la sección (3) (salida del rodete) (o inicio del tubo de aspiración) y la sección (4)

$$P_3/\gamma + z_3 + v_3^2/2g = P_4/\gamma + z_4 + v_4^2/2g + h_{3-4}$$

$$\text{Pero } P_4/\gamma = P_b/\gamma$$

$$P_3/\gamma = P_b/\gamma - (z_3 - z_4) - \frac{v_3^2 - v_4^2}{2g} + h_{3-4}$$

llamando a:

$$H_s = z_3 - z_4 \text{ (carga estática de aspiración)}$$

$$H_D = \frac{v_3^2 - v_4^2}{2g} \text{ (carga dinámica)}$$

$h_3 = h_b - H_s - H_D + h_{3-4}$  ecuación que recibe el nombre de ecuación del tubo de aspiración.

En algún punto interior en el rodete aguas arriba del punto (3) la presión disminuirá aún más por causas diversas, y en este punto puede producirse precisamente la cavitación.

Llamando (X) a este punto y  $\Delta h$ , a la caída de presión entre la sección (3) y (X) tendremos:

$$P_x/\gamma = P_3/\gamma - \Delta h$$

$$P_x/\gamma = P_b/\gamma - H_s - H_D + h_{3-4} - \Delta h$$

La cavitación empezará cuando:

$P_x/\gamma = P_v/\gamma$ , siendo  $(P_v)$  la presión de saturación del vapor a la temperatura del agua en la planta hidroeléctrica;  $(P_v/\gamma)$  presenta el valor mínimo a que puede descender la presión en la turbina.

$P_v/\gamma = P_b/\gamma - H_s - H_D + h_{3-4} - \Delta h$  finalmente expresado en términos de columna de agua:

$$h_v = h_b - H_s - H_D - h_{3-4} - \Delta h$$

$$\Delta h = h_b - h_v - H_s - H_D - h_{3-4}$$

$\Delta h$  se halla mediante la experimentación y se define mediante el coeficiente de Thoma o coeficiente de cavitación,  $(\sigma)$

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H_d}$$

La carga estática de aspiración, despreciando la  $(H_D)$  y  $(h_{3-4})$  es:

$$H_s = h_b - h_v - \sigma H_d$$

el valor de  $H_s$  puede ser (+) o (-) ver la figura 47

(Z) determina la elevación del eje del rodete o de la carcasa, con respecto al nivel del agua en el desfogue, y recibe el nombre de carga total de aspiración.

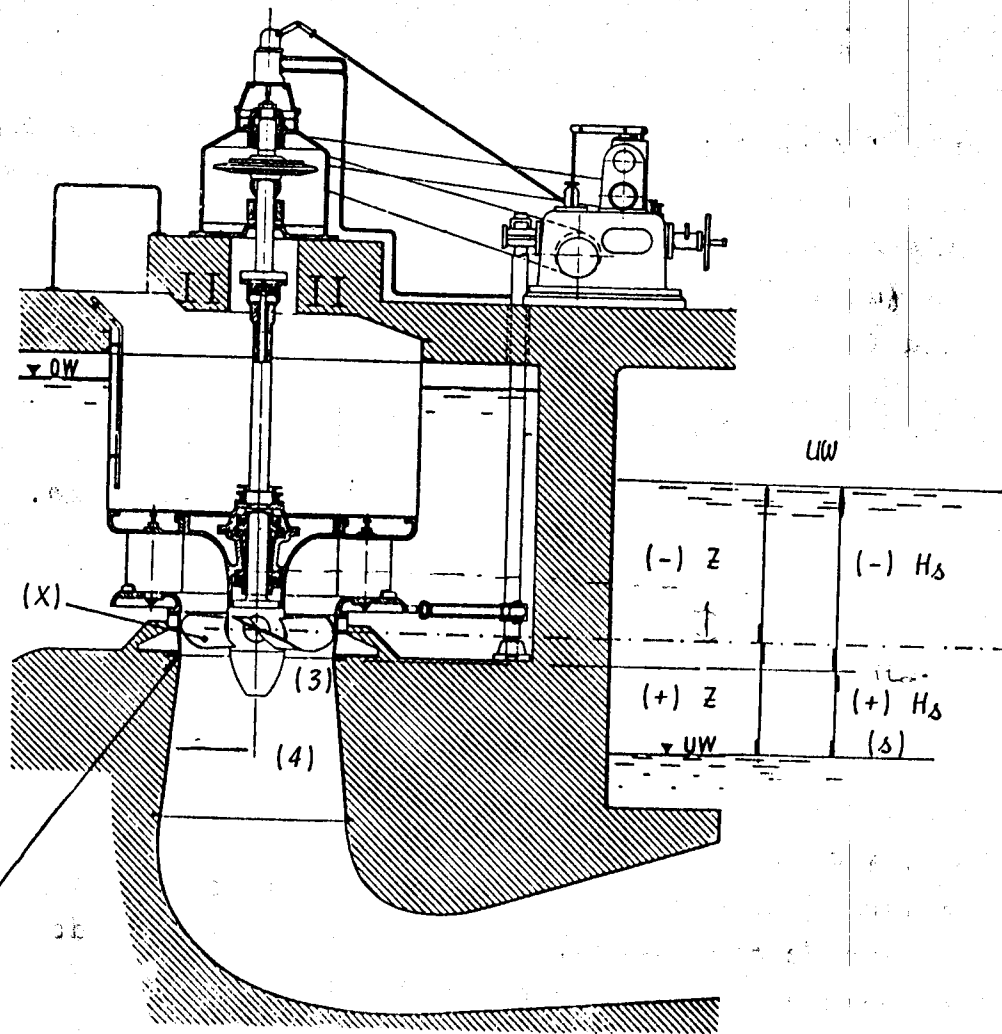
$$Z = H_s + H_2 \text{ (turbinas Francis)}$$

$$Z = H_s + H_t + H_1 \text{ (turbinas hélice o Kaplan)}$$

Para la determinación de la altura barométrica y la altura de presión de vaporización del agua se dan las siguientes tablas:

ALTITUD EN METROS	$h_b$ m de agua	$h_b$ en mm Hg
0	10.351	760.00
500	9.751	715.99
1 000	9.180	674.07
1 500	8.637	634.16
2 000	8.120	596.18
2 500	7.628	560.07
3 000	7.160	525.75
3 500	6.716	493.15
4 000	6.295	462.21





PRINCIPIA TUBO DE ASPIRACION

FIGURA 47.-

TOMADO DE LA REVISTA TURBINEN VON J. M. VOITH.

PROPIEDADES DEL AGUA.

TEMPERATURA °C	h <sub>v</sub> en m. de agua
5	0.089
10	0.125
15	0.174
20	0.239
25	0.324

Los diferentes valores del coeficiente de Thoma  $\sigma$  de cavitación están expresados en función de la velocidad específica, de acuerdo al análisis llevado a cabo sobre las últimas instalaciones de turbinas; las funciones de correlación son:

Para turbinas Francis

$$\sigma = 7.54 \times 10^{-5} n_s^{1.41} \quad (\text{Fig. 48})$$

Para turbinas Kaplan (ó hélice)

$$\sigma = 6.40 \times 10^{-5} n_s^{1.46} \quad (\text{Fig. 49})$$

recordando que  $n_s$  esta expresada en el sistema métrico; con la potencia dada en KW..

8. REGULACION DE LA TURBINA.

La figura 50, muestra un diagrama esquemático de una planta hidroeléctrica típica con turbinas de reacción. Los conductos aguas arriba llamados "tubería a presión" transportan el agua desde el almacenamiento superior, tal como una presa, lago ó tanque de regulación, a la turbina. El agua descargada por la turbina es desalojada a través de un sistema de conductos aguas abajo, llamados "desfogue". El generador eléctrico está mecánicamente acoplado a la turbina, y la energía producida por éste es transportada por las líneas de transmisión a los centros de consumo. El gobernador es capaz de corregir cualquier cambio en la frecuencia del sistema abriendo o cerrando los álabes del distribuidor de la turbina.

La facilidad de tomar cambios rápidos de demanda de energía eléctrica y su alta eficiencia de las unidades hidroeléctricas, no dependen solo del diseño adecuado de éstas, sino también, del diseño hidráulico de los conductos, desde el embalse hasta el desfogue.

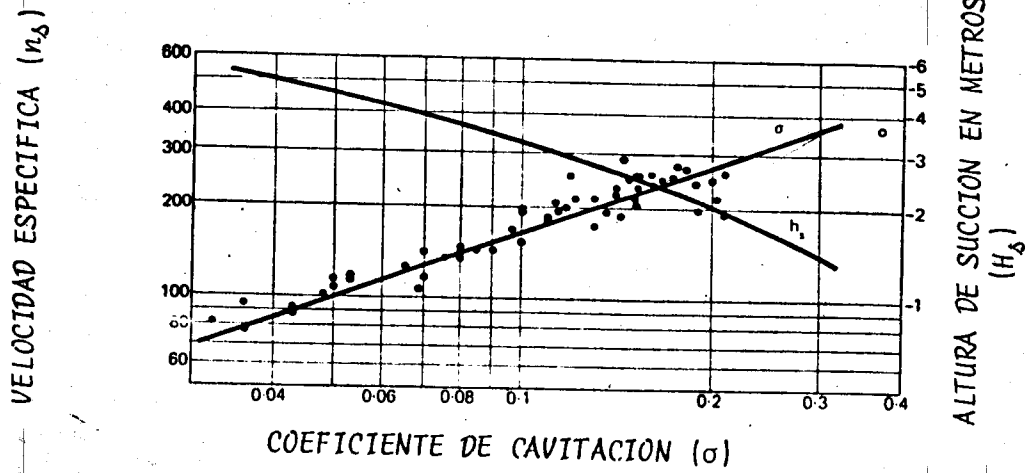


FIGURA 48.- COEFICIENTE DE CAVITACION - VELOCIDAD ESPECIFICA; TURBINAS FRANCIS, (n<sub>d</sub>) EN SISTEMA METRICO, CON POTENCIA EN KW

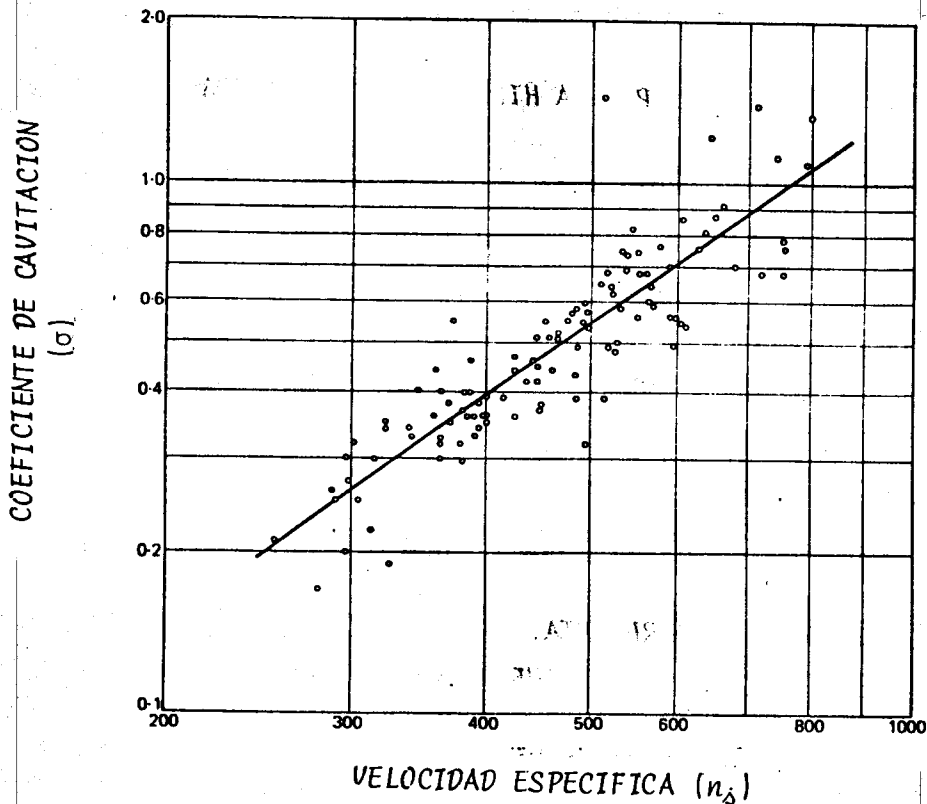


FIGURA 49.- VELOCIDAD ESPECIFICA - COEFICIENTE σ; TURBINAS KAPLAN. (n<sub>d</sub>) EN SISTEMA METRICO, CON POTENCIA K.W.

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

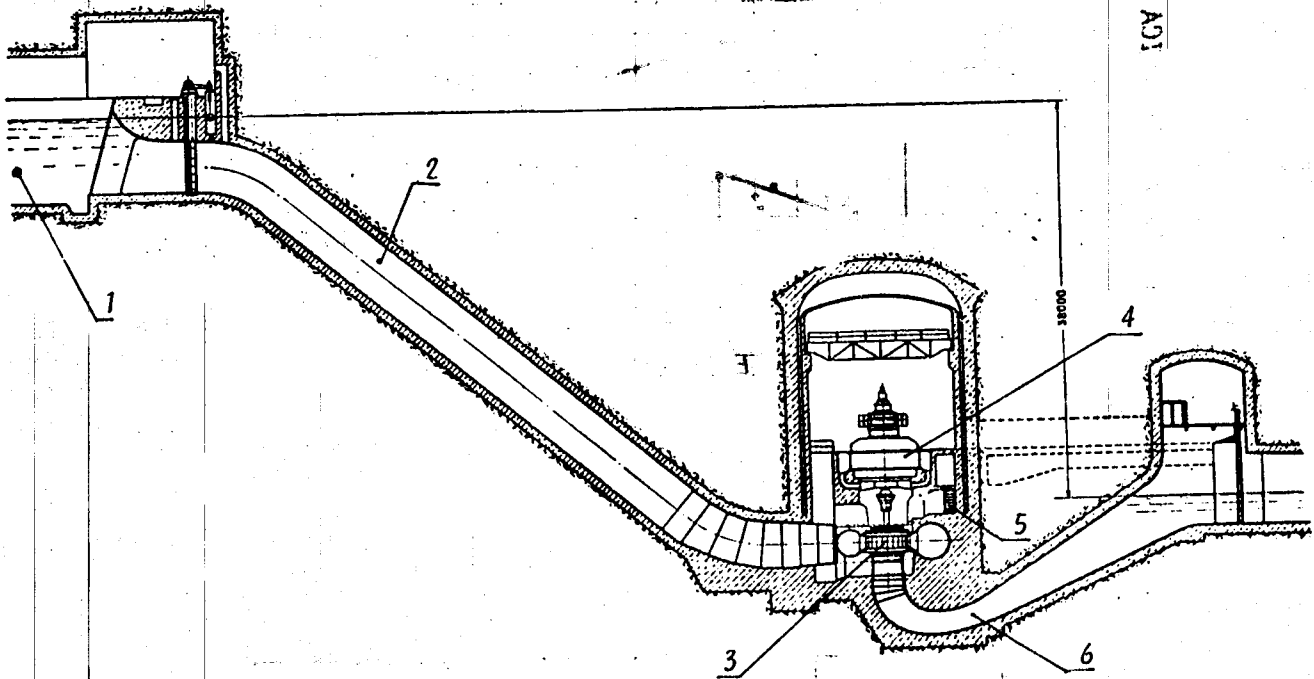


FIGURA 50.- PLANTA HIDROELECTRICA TIPICA

1. ALMACENAMIENTO O TANQUE DE REGULACION
2. TUBERIA A PRESION
3. TURBINA
4. GENERADOR
5. GOBERNADOR
6. DESFOGUE

TOMADO DE LA REVISTA,  
COSTRUZIONI MECCANICHE "RIVA" MILANO

Estos conductos deben diseñarse de tal manera que no se produzcan cambios rápidos de velocidad.

Los conductos hidráulicos desde el embalse hasta el desfogue, turbina, generador, gobernador, y línea de transmisión están relacionados y funcionan como un sistema en conjunto, de tal forma que si existe una perturbación en cualquier punto del sistema, se provocan alteraciones en el funcionamiento de las diferentes partes del sistema.

Durante el funcionamiento de una planta hidroeléctrica pueden ocurrir diferentes formas de operación de la turbina, provocando flujo transitorio o no establecido ( $\frac{\partial v}{\partial t} \neq 0$ ).

Los fenómenos hidráulicos transitorios pueden ocurrir en los siguientes casos:

- a.- Puesta en marcha (poner en movimiento las partes rodantes de la turbina y generador, hasta alcanzar la velocidad sincrónica de rotación, así como la de acelerar la masa de agua contenida en los conductos del sistema, hasta alcanzar su velocidad final).
- b.- Cambio en la demanda de energía eléctrica (aumento o disminución).
- c.- Paro normal de la unidad.
- d.- Rechazo total de la carga eléctrica.

Este flujo transitorio que se presenta en el sistema para cada uno de los casos mencionados provocan variaciones en el gasto de demanda, en la potencia desarrollada, en la velocidad de rotación y en la presión dentro de los conductos.

Las revisiones importantes que deben estudiarse en el sistema cuando se presenta flujo transitorio son:

- 1.- Estabilidad de regulación de la frecuencia.
- 2.- Sobre-velocidades de rotación producidas.
- 3.- Sobre-presiones y depresiones máximas

Para llevar a cabo dichas revisiones las diferentes partes del sistema se agrupan en:

- 1.- Conductos hidráulicos aguas arriba y aguas abajo
- 2.- Turbina y generador
- 3.- Gobernador

Sin considerar en estas notas los problemas relativos a la red de transmisión.

El sistema eléctrico (generador - línea de transmisión), tubería a presión y conducto de desfogue son resonadores pasivos, es decir que solamente oscilan en presencia de una causa perturbadora externa.

Se debe realizar un estudio para examinar los fenómenos de propagación y de reflexión de las variaciones del estado del flujo hidráulico en el sistema y de las posibles iteraciones con los equipos mecánicos que forman parte del sistema.

Estas iteraciones pueden dar origen a un fenómeno oscilatorio que alcanza una condición estacionaria que puede, en algunos casos, producir en los componentes mecánicos del sistema esfuerzos mucho mayores que los correspondientes a la operación normal, produciendo en ciertos casos graves daños al equipo.

#### 8.1.- ESTABILIDAD DE REGULACION DE LA FRECUENCIA.

La estabilidad de la regulación de la frecuencia en un sistema hidroeléctrico, consiste en tratar de mantener la velocidad de diseño de rotación y la frecuencia en el sistema eléctrico ante la presencia de las magnitudes perturbadoras.

El problema es bastante complejo, en estas notas se mencionarán criterios obtenidos por la experiencia, que de una manera sencilla se determina si una instalación de turbinas de reacción es o no estable. Donde se correlaciona el tiempo del regulador de velocidad, el momento de inercia del generador, y las características transitorias del conducto de presión.

### 8.1.1.- INERCIA DE LAS PARTES RODANTES DEL EQUIPO TURBOGENERADOR.

Para que un sistema hidroeléctrico sea estable y pueda mantener el incremento de velocidad (sobre-velocidad) de la unidad dentro de los límites permisibles después de un rechazo de carga eléctrica, es necesario tener un adecuado momento polar de inercia de las partes rodantes, del generador y turbina (rotor y rodetes respectivamente), los que tienen una influencia estabilizadora. El momento polar de inercia de la turbina es pequeño comparado con el momento de inercia del generador; cuando es necesario incrementar el momento de inercia de las partes rodantes, solamente el del generador puede ser modificado, aumentando peso al rotor.

Si se incrementa el momento de inercia del generador se incrementa el costo del proyecto, aunque el incremento en el costo del generador no es grande cuando se incrementa su momento de inercia, otros costos sufren incremento, como el de la grúa al incrementar su capacidad, el de la casa de máquinas porque se incrementan las dimensiones de la casa de máquinas.

Entre los varios factores que se consideran para seleccionar el momento polar de inercia del generador están:

a.- CONDUCTOS A PRESION.- Uno de los principales factores en la selección del momento polar de inercia del generador son; dimensiones, longitud y proyecto de los conductos hidráulicos de la planta.

Sin embargo, lo anterior es generalmente mas caro. Porque, las dimensiones de los conductos hidráulicos se seleccionan en base a relaciones de costo - beneficio, reduciendo las pérdidas de carga.

b.- LOS TIEMPOS DEL GOBERNADOR.- La disminución de los tiempos de apertura y cierre del gobernador, la estabilidad del sistema puede mejorar. Sin embargo estos no pueden reducirse arbitrariamente porque debe revisarse que el golpe de ariete producido esté dentro de los límites permisibles y que la columna de agua no se separe en las secciones mas alejadas de la tubería a presión o tubo de aspiración.

La inercia de las MASAS RODANTES (rodete y rotor) se define como el tiempo necesario para acelerar estas desde el reposo hasta alcanzar su velocidad de rotación sincrona de diseño; y se designa como  $T_m$

Por la dinámica elemental, aplicada a las partes rodantes del equipo turbogenerador se puede escribir:

Trabajo realizado = Cambio de la energía cinética.

$$\Delta E (\Delta P) / 2 = mu^2 / 2 = R^2 m \omega^2 / 2$$

$\Delta P$  = Cambio instantaneo de la potencia que da la turbina.

$\Delta E$  = Tiempo en que se realiza el cambio de potencia.

$m$  = Masa de las partes rodantes del equipo turbogenerador (rodete, rotor).

$u$  = Velocidad tangencial del rodete.

Considerando:

$$u = \omega R; \quad \omega = 2 \pi n / 60$$

$$\Delta E = T_m; \quad m = W/g$$

$n$  = Velocidad de rotación final

$n_0$  = Velocidad de rotación inicial

$\Delta P$  = Cambio de la potencia en KW

Se tiene:

$$T_m (\Delta P) 75 \times 1.3592 / 2 = W / 2g \left[ (2 \pi R n / 60)^2 - (2 \pi R n_0 / 60)^2 \right]$$

$T_m$  = Tiempo necesario para acelerar las masas rodantes desde el reposo hasta alcanzar su velocidad de rotación sincrona, (Inercia de las partes rodantes).

$\Delta P = P$  inicial -  $P$  final

$P$  inicial = 0 ;  $P$  final =  $P_t$  ;

$n_0 = 0$  con las consideraciones anteriores se tiene:

$$T_m P_t 75 \times 1.3592 / 2 = WR^2 n^2 (2 \pi)^2 / 2g(60)^2$$

$$T_m = WR^2 n^2 (2 \pi)^2 / 9.81(60)^2 \times 75 \times 1.3592 P_t$$

$$T_m = WR^2 n^2 / 91191.9 P_t ; \text{ para } P_t \text{ en KW}$$

$$T_m = WR^2 n^2 / 67092 P_t ; \text{ para } P_t \text{ en C.V.}$$

Si la potencia de la turbina se expresa en MW.

$$T_m = [WR^2 / 91.2 \times 10^6 (MW)] n^2$$



9.  $WR^2$  = momento volante de las partes rodantes (rodete, rotor); - también se acostumbra llamarlo momento de Inercia.

$$WR^2 = (WR^2)_{\text{turbina}} + (WR^2)_{\text{generador.}}$$

Los momentos de inercia se pueden determinar por formulas empíricas y curvas experimentales; así las expresiones para estimar estos valores son:

$$(WR^2)_{\text{turbina}} = 1\ 447 (P_E/n^{1.5})^{1.25}; P_E \text{ en KW}$$

$$(WR^2)_{\text{turbina}} = 1\ 002 (P_E/n^{1.5})^{1.25}; P_E \text{ en CV}$$

$$(WR^2)_{\text{generador}} = 15\ 970 (KVa/n^{1.5})^{1.25}$$

$P_E$  = potencia de la turbina, bajo las condiciones consideradas.

$n$  = velocidad de rotación síncrona

$KVa$  = capacidad del generador (Kilovolt-ampere)

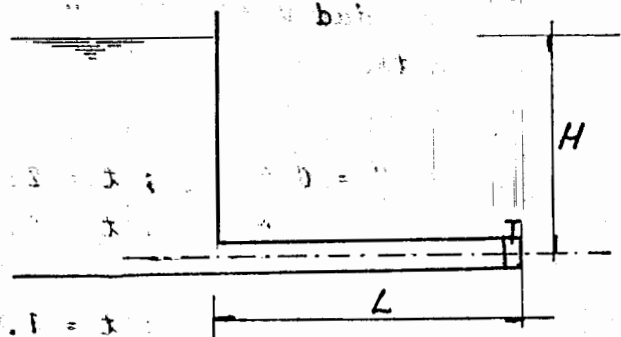
$$KVa = \frac{\text{POTENCIA GENERADOR (KW)}}{\text{factor de potencia}}$$

$\cos \phi$  = factor de potencia = 0.95

### 8.1.2.- INERCIA DE LA TUBERIA.

Convencionalmente se expresa como el tiempo necesario para poner en movimiento la columna de agua hasta alcanzar, desde el reposo su velocidad máxima; pero en realidad éste es una fracción del tiempo necesario real.

Considerando una tubería de sección transversal (A) constante y longitud (L); alimentada por un almacenamiento - y controlando su descarga en el extremo final por una válvula; el tiempo que tarda en



establecerse la corriente en la tubería cuando se abre súbitamente la válvula, puede resolverse fácilmente cuando se tiene en cuenta las pérdidas de fricción y locales.

Cuando se abre la válvula, la altura (H) se utiliza en acelerar la corriente en los primeros instantes, pero al aumentar la velocidad, la carga de aceleración se reduce por las pérdidas de energía.

Si llamamos ( $L_e$ ) la longitud equivalente de la tubería, para to mar en cuenta las pérdidas locales, la velocidad final ( $V_f$ ) se obtiene aplicando la ecuación de la energía.

$$H = f \frac{L_e}{D} \frac{V_f^2}{2g}$$

$$f \frac{L_e}{D} \frac{1}{2g} = \frac{H}{V_f^2}$$

Aplicando la ecuación dinámica:

$$\gamma A \left( H - f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g} \right) = \gamma \frac{AL}{g} \frac{dV}{dt}$$

Despejando  $dt$  y sustituyendo el valor de  $fL_e/D2g$  se tiene

$$dt = \frac{L}{g} \frac{dV}{\left( H - \frac{HV^2}{V_f^2} \right)}$$

$$\int_0^t dt = \frac{LV_f^2}{gH} \int_0^V \frac{dV}{V_f^2 - V^2}$$

Integrando resulta

$$t = \frac{LV_f}{2gH} \ln \frac{V_f + V}{V_f - V} = \frac{LV_f}{gH} \frac{1}{2} \ln \frac{V_f + V}{V_f - V}$$

La velocidad  $V$  tiende a  $V_f$  asintóticamente, matemáticamente tie ne que transcurrir un tiempo infinito para que  $V$  alcance el va- lor  $V_f$

$$V = 0.99 V_f ; t = 2.65 LV_f/gH$$

$$V = 0.98 V_f ; t = 2.30 LV_f/gH$$

$$V = 0.97 V_f ; t = 2.09 LV_f/gH$$

$$V = 0.96 V_f ; t = 1.94 LV_f/gH$$

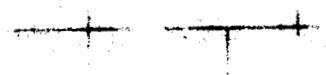
Considerando  $V = 0.97 V_f$

$t = 2 LV_f/gH$  tiempo necesario para establecer la co- rriente dentro de la tubería.

Cuando las unidades de una planta hidroeléctrica tengan un tiem

po ( $\pm$ ) se dice que la unidad tiene una buena regulación.

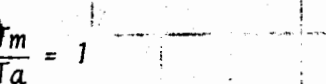
La literatura sobre este tema designa al tiempo ( $T_a$ ) inercia de la tubería como:

$$T_a = \frac{\sum LV}{gH} ; T_a = \frac{Q}{gH} \sum \frac{L}{A}$$


$H$  = Carga sobre la turbina para las condiciones consideradas.

$Q$  = Gasto máximo, para la carga considerada.

Donde se generaliza cuando la tubería tiene tramos con diferente diámetro, - El valor de ( $\sum LV$ ) debe de calcularse desde el almacenamiento ó tanque de regulación hasta el desfogue, el área transversal de la carcaza se toma la - del extremo aguas arriba y su longitud se toma a la mitad.

$$2T_a = \pm ; y ; \frac{T_m}{T} \geq 1 \quad \frac{T_m}{2T_a} = 1$$


El U.S.B.R. 1/ indica que la planta tiene buena regulación

Si  $T_m/T_a = 2$  como se ha demostrado.

Las curvas experimentales propuestas por el "Tennessee Valley Authority" relaciones del tamaño de la unidad a las del sistema. El autor es Gordon y toma en consideración el efecto de los tiempos del gobernador como aparece graficado en la fig. 5-1, Estas gráficas se usan para conocer si las unidades - están dentro de los rangos de estabilidad.

### 9.- SOBRE-VELOCIDAD.

La sobre-velocidad es el incremento de velocidad por arriba de la velocidad sincrona de rotación del generador. Se presenta cuando en el Sistema eléctrico a la cual esta conectada la unidad hay un rechazo de energía eléctrica; y el generador es rápida y completamente desconectado de la red mientras la - turbina opera bajo control del gobernador.

La turbina y el generador están diseñados para soportar la velocidad de desboque, pero a velocidades excesivas se desarrollan algunas veces graves vibraciones, las cuales provocan esfuerzos cortantes en los pernos de los mecanismos de los álabes. Para minimizar las vibraciones, la sobre-velocidad no debe de exceder del 60 por ciento en unidades interconectadas a un gran sistema; en unidades que operan aisladamente; se permite entre el 35 a 45 por ciento - para tener una regulación satisfactoria.

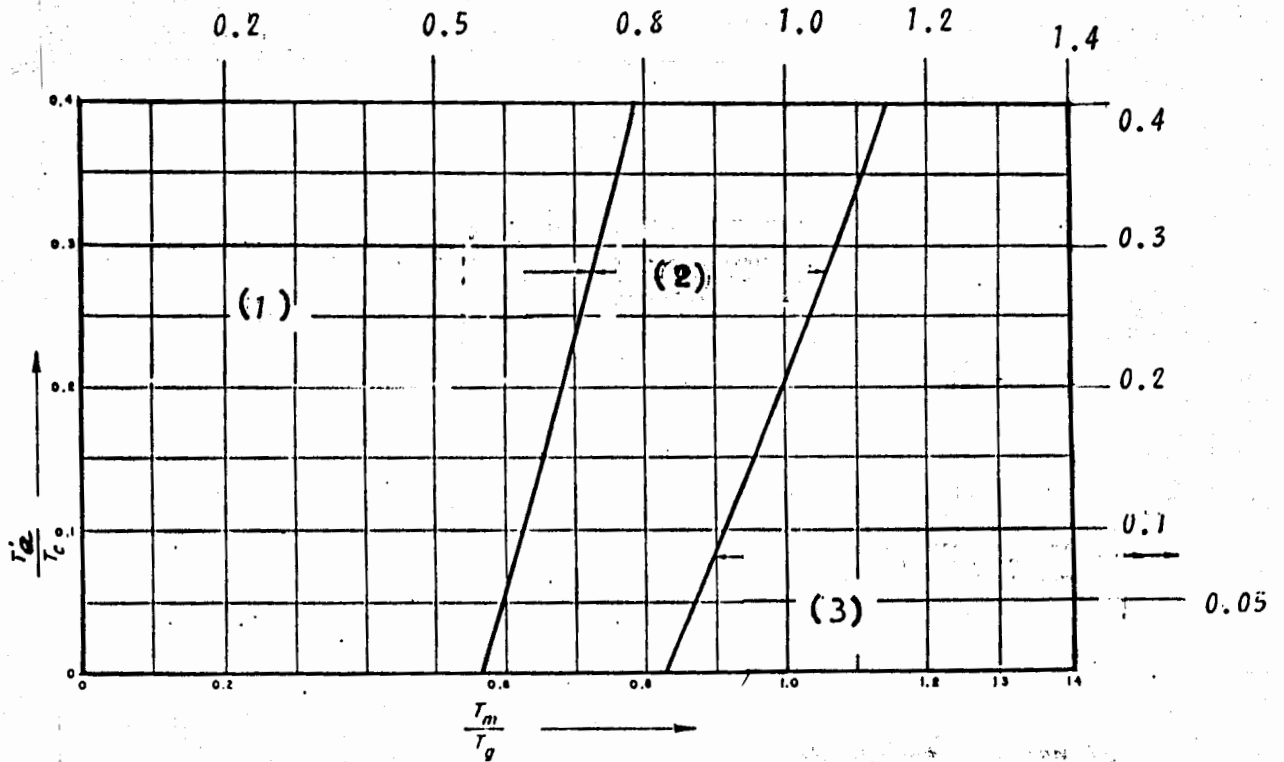


FIG. 51.- CURVAS DE ESTABILIDAD PROPUESTAS POR GORDON (TENESSE VALLEY AUTHORITY) TOMADO DE APPLIED HYDRAULIC TRANSIENTS.- M.H. CHAUDRY PhD.- 1979

- 1.- La unidad en este rango no puede suministrar cualquier regulación de frecuencia, a menos que se ajuste con válvulas de alivio, tanto para rechazo y demanda de carga.
- 2.- La unidad en este rango puede suministrar regulación de la frecuencia, solamente cuando está interconectada a un gran sistema.
- 3.- La unidad en este rango suministrará buena regulación cuando opera aisladamente o interconectada a un gran sistema.

$T_g$  = TIEMPO DE APERTURA DE LOS ALABES  
EN SEGUNDOS

$$T_g = T_c + 1$$

$T_c$  = TIEMPO EFECTIVO DE CIERRE DE LOS ALABES  
DEL DISTRIBUIDOR.

$T_a$  = TIEMPO PARA PONER EN MOVIMIENTO LA MASA DE AGUA, SIN  
CONSIDERAR LOS CONDUCTOS DEL DESFOQUE.  
(INERCIA DE LA TUBERIA)

$T_m$  = TIEMPO PARA PONER EN MOVIMIENTO LAS MASAS RODANTES  
(INERCIA DE LAS PARTES RODANTES)

La sobre-velocidad se puede calcular tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

En un rechazo total de carga eléctrica el generador se desconecta de la red del sistema, por lo tanto se puede suponer que la energía producida por el golpe de ariete, la energía cinética de la columna de agua que se mueve en la tubería y la propia energía de rotación del rodete de la turbina y rotor del generador, se sumarán para dar a las masas rodantes una nueva energía de rotación, la cual solo se explica si se incrementa su velocidad de rotación.

$$E_M = E_G + E_a + E_m$$

Donde:

$E_M$  = Energía de rotación de las masas rodantes después del rechazo total carga eléctrica.

$E_G$  = Energía producida por el golpe de ariete.

$E_a$  = Energía cinética de la columna de agua contenida en la tubería.

$E_m$  = Energía de rotación de las masas rodantes (rodete y rotor), con velocidad sincrónica de rotación.

La energía de rotación final será:

$$E_M = m u^2 / 2$$

$$E_M = WR^2 w^2 / 2g$$

$WR^2$  = momento polar de inercia de las partes rodantes.

$w$  = Velocidad angular de rotación final

La energía producida por el golpe de ariete, en el tiempo  $T_c$  (tiempo de cierre) se puede calcular de la siguiente manera, haciendo las siguientes consideraciones:

El gasto  $Q_0$  pasa a ser cero en el tiempo de cierre ( $T_c$ )

$\Delta H$  es el incremento de la sobrepresión producida por el golpe de ariete, así;

$$E_G = \frac{[\gamma Q_0 H_0 + \gamma Q (H_0 + \Delta H)] T_c}{2}$$

$$E_G = \frac{\gamma Q_o H}{2} T_c$$

ya que  $Q = 0$ , al finalizar ( $T_c$ )

El producto  $\gamma Q_o H$  es la potencia disponible de la columna de agua, y se puede representar por la letra ( $P$ )

$$E_G = PT_c/2$$

La energía cinética de la columna de agua dentro de la tubería será:

$$E_a = mV_o^2/2$$

$$E_a = \gamma A L V_o^2 / 2g$$

multiplicando y dividiendo por  $\gamma$  entre  $H$  ;

$$E_a = (\gamma A V_o H) (V_o L) / 2gH$$

$$E_a = (\gamma Q_o H / 2) (V_o L / gH)$$

El producto  $V_o L / g H = T_a$

$$E_a = PT_a/2$$

La energía de rotación de la rueda en condiciones normales de operación es:

$$E_m = WR^2 \omega_o^2 / 2g = PT_m/2$$

$$E_m = PT_m/2$$

Se puede escribir entonces:

$$WR^2 \omega^2 / 2g = PT_c/2 + PT_a/2 + PT_m/2$$

Como  $PT_m/2 = WR^2 \omega_o^2 / 2g$ ; dividiendo entre esta cantidad ambos miembros de la igualdad anterior:

$$\omega^2 / \omega_o^2 = (T_c + T_a + T_m) / T_m$$

pero

$$\omega = \omega_o + \Delta\omega$$

$$(\omega_o + \Delta\omega)^2 / \omega_o^2 = (T_c + T_a + T_m) / T_m$$

$$(\omega_o + \Delta\omega) / \omega_o = [(T_c + T_a + T_m) / T_m]^{0.5}$$

$$\Delta\omega / \omega_o = [(T_c + T_a + T_m) / T_m]^{0.5} - 1$$

$\Delta\omega / \omega_o$  es la sobrevelocidad expresada en porciento de  $\omega_o$ , y con la expresión anterior se puede determinar el incremento de la velocidad.

10.- REGULACION DE TURBINAS PELTON (IMPULSO)

Las turbinas Pelton generalmente tienen doble regulación de la velocidad; mediante un deflector que desvía el chorro cuando se presentan variaciones en la descarga, el cual es accionado por un regulador y las agujas que cierran paulatinamente disminuyendo el gasto de descarga y evitando que se produzca un efecto del golpe de ariete excesivo en la conducción a presión.

El regulador de velocidad mantiene constante la velocidad de la unidad bajo la misma carga, volviéndola a la velocidad normal cuando ha sufrido cambios de carga.

Cuando la turbina sufre pérdidas bruscas de carga, el aumento de la velocidad de rotación es menor cuanto mas pequeño sea el tiempo de cierre de la aguja del chiflon y cuanto mayor sea la masa rodante.

El cierre de la aguja puede retardarse a voluntad, adaptandose al aumento de presión admisible; mientras que para los cálculos de aumento de velocidad y masa rodante adecuada, únicamente es decisivo el tiempo que el deflector necesita para entrar en función.

11.- VELOCIDAD DE DESBOQUE.

Es la velocidad que logra una turbina con álabes totalmente abiertos cuando el generador esta desconectado del sistema y el gobernador no opera.

La velocidad de desboque, define el tamaño y diseño de los generadores; entre los fabricantes difiere porque depende del diseño de las turbinas.

En la figura 52 se muestran los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete. Las pérdidas de energía en una turbina de reacción pueden describirse muy simplemente como pérdidas de "choque" en la entrada del rodete si la velocidad relativa del agua que sale de los álabes del distribuidor es modificada bruscamente en dirección y magnitud al entrar al rodete; fricción del agua en la carcasa, en el paso a través de los álabes del distribuidor; energía cinética debida a la

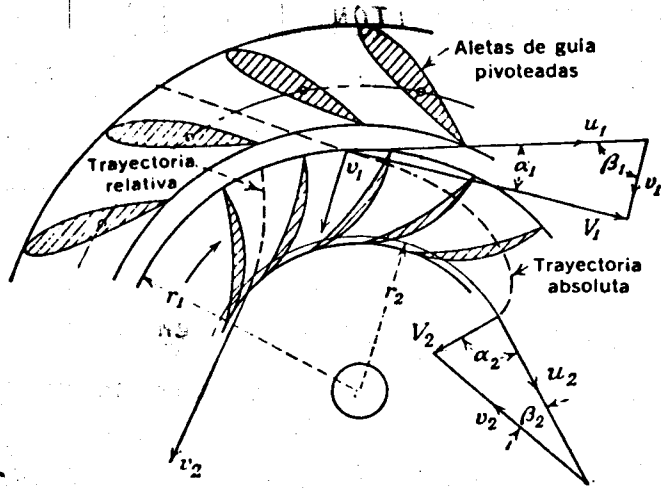


FIGURA 52.  
TOMADO DE: FLUID MECHANICS.- R. L. DAUGHERTY AND A.C. INGERSOLL. 1954.

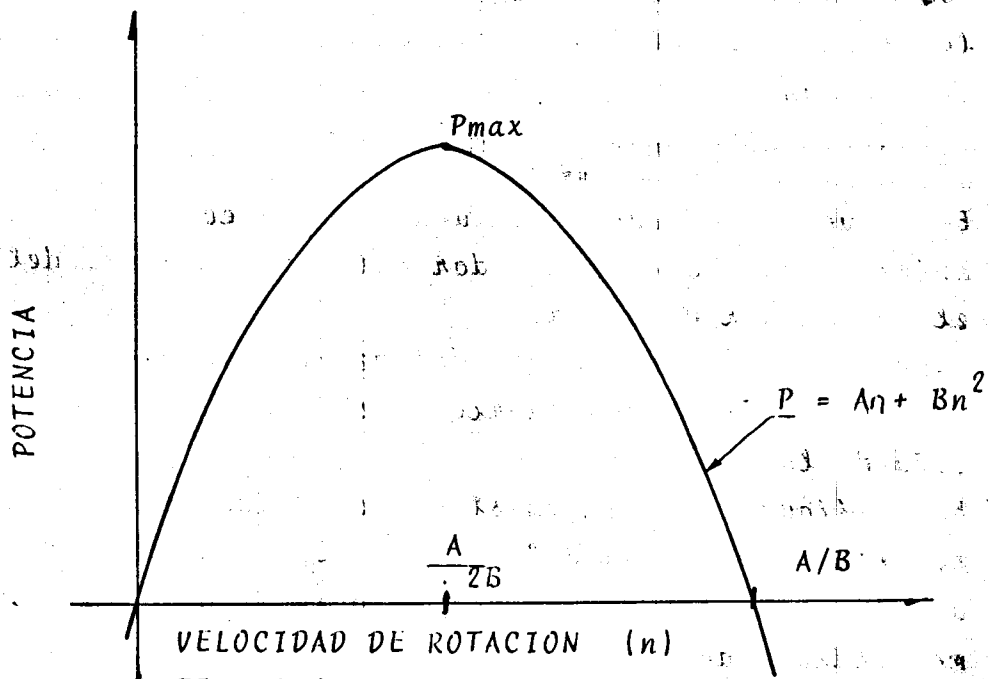


FIGURA 53



velocidad absoluta del agua en la descarga del rodete, de la cual puede recuperarse alrededor del 80 por ciento con el tubo de aspiración; y de fricciones mecánicas. La eficiencia de la turbina será máxima cuando sea mínima la suma de todas las pérdidas de energía.

Con el objeto de evitar la pérdida de choque a la entrada del rodete es necesario que el ángulo  $\beta'$  de los álabes del rodete sea igual al ángulo  $\beta$  determinado por el triángulo de velocidades, este último depende de las condiciones de funcionamiento.

Se ha comprobado que los valores del ángulo  $\beta'$  mayores que  $90^\circ$  producen cavitación en la entrada y dan lugar a eficiencias bajas, por esta razón el ángulo se hace igual al  $90^\circ$ .

La pérdida que varía más rápidamente con la velocidad es la energía cinética del agua en la descarga del rodete. El valor de  $V_2$  y, por lo tanto, el de esta pérdida de energía, será prácticamente mínima cuando  $\alpha_2 = 90^\circ$ ; se ha comprobado que la pérdida mínima total se obtiene con una velocidad algo mayor que aquella para la cual  $\alpha_2 = 90^\circ$ , así el ángulo con que la velocidad absoluta deja el rodete para la velocidad de mayor eficiencia es de  $85^\circ$  a  $75^\circ$  o menor aún.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores y la ecuación del par motor que el agua transmite a la turbina se puede escribir:

$$T = \gamma Q / g [R_1 V_1 \cos \alpha_1 - R_2 V_2 \cos \alpha_2]$$

Del triángulo de velocidades a la entrada del rodete (rectángulo)

$$\cot \alpha_1 = V_1 \cos \alpha_1 / v_1$$

$$V_1 \cos \alpha_1 = v_1 \cot \alpha_1$$

Del triángulo de velocidades a la salida del rodete.

$$V_2 \cos \alpha_2 = u_2 - v_2 \cos (180^\circ - \beta_2)$$

Haciendo las sustituciones correspondientes en la ecuación del par motor

$$T = \gamma Q / g [R_1 v_1 \cot \alpha_1 - R_2 (u_2 - v_2 \cos (180^\circ - \beta_2))]$$

$$T = 8Q/g \left[ R_1 v_1 \cot \alpha_1 + R_2 v_2 \cos (180^\circ - \beta_2) - u_2 \right]$$

Como el valor de  $v_1$  y  $v_2$  depende únicamente de la variación del gasto ( $Q$ ) y si éste se mantiene constante; cualquier cambio del par motor sería explicable solo en términos de un incremento en  $u_2$ , ya que  $\beta_2$  cambiaría relativamente poco; la velocidad ( $u_2$ ) se puede expresar en términos de ( $n$ ), con lo cual la fórmula para  $T$  resulta de la forma:

$$T = A - Bn$$

donde  $A$  y  $B$  son constantes que involucran a  $8, Q, g, v_1, \cot \alpha_1, R_1, R_2, v_2, \cos (180^\circ - \beta_2)$ .

Recordando que la potencia del rodete es igual a  $Tn$ , se puede escribir

$$P = An - Bn^2$$

En la figura 53 se indica la variación de la potencia con la velocidad de rotación, en caso de que el gasto permaneciera -- constante.

La potencia máxima se alcanza para  $n=A/2B$ , más allá de este valor la potencia empieza a disminuir hasta alcanzar el valor cero para  $n=A/B$ , para valores de ( $n$ ) mayores que  $A/B$  la turbina se comportará como una bomba ya que la potencia sería negativa. En realidad antes de que tal cosa sucediera, la máquina se vería sujeta a un estado vibratorio tan intenso que resultaría seriamente dañada. La velocidad de rotación para la cual ocurre tal cosa se llama velocidad de desboque, se debe evitar que la turbina trabaje con velocidades proximas a ella.

### 11.1.- VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS FRANCIS.

En la figura 54 se muestra la relación entre la frecuencia de rotación ( $n_f$ ) (velocidad de desboque) y la velocidad nominal de rotación, como una función de la velocidad específica ( $n_s$ )

Los datos disponibles marcan una dispersión, debido a que la relación entre la carga máxima y la nominal de la unidad varía -- dependiendo de la planta hidroeléctrica.

La carga nominal ( $h_n$ ) de la turbina se define como aquella a la cual la turbina con álabes totalmente abiertos da la potencia nominal del generador (puede ser igual a la carga de diseño).

La función de interpolación se ha determinado considerando únicamente datos de plantas hidroeléctricas para las cuales la carga máxima no difiere en más del diez por ciento de la carga nominal (hr).

$$n_f/n = 1.52 + 1.52 \times 10^3 n_s$$

Para plantas con variación considerable en sus cargas, una aproximación del valor de  $(n_f)$  se puede obtener incrementando el valor dado por la función de interpolación en proporción de la raíz cuadrada de la relación de cargas máxima a nominal. La relación  $n_f/n$  varía aproximadamente entre el 160 a 200 por ciento en este tipo de turbinas.

### 11.2.- VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS KAPLAN.

La relación entre la frecuencia de rotación de desboque  $(n_f)$  y la frecuencia de rotación nominal  $(n)$  expresada como una función de la velocidad específica  $(n_s)$  se da en la figura 55, y la función de interpolación es:

$$n_f/n = 2.44 + 2.04 \times 10^4 n_s$$

El rango de variación de la frecuencia de rotación de desboque es ligeramente de 250 a 260 % de la de frecuencia de rotación nominal.

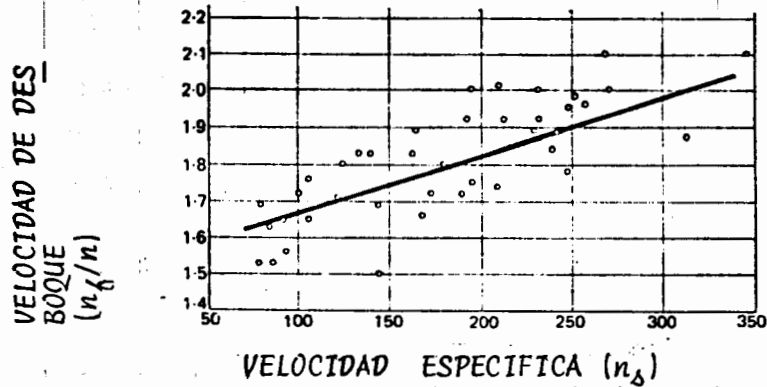
El rango de variación tan pequeño de  $(n_f)$  se debe a el ajuste de los álabes del rodete de la turbina.

### 11.3.- VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS PELTON.

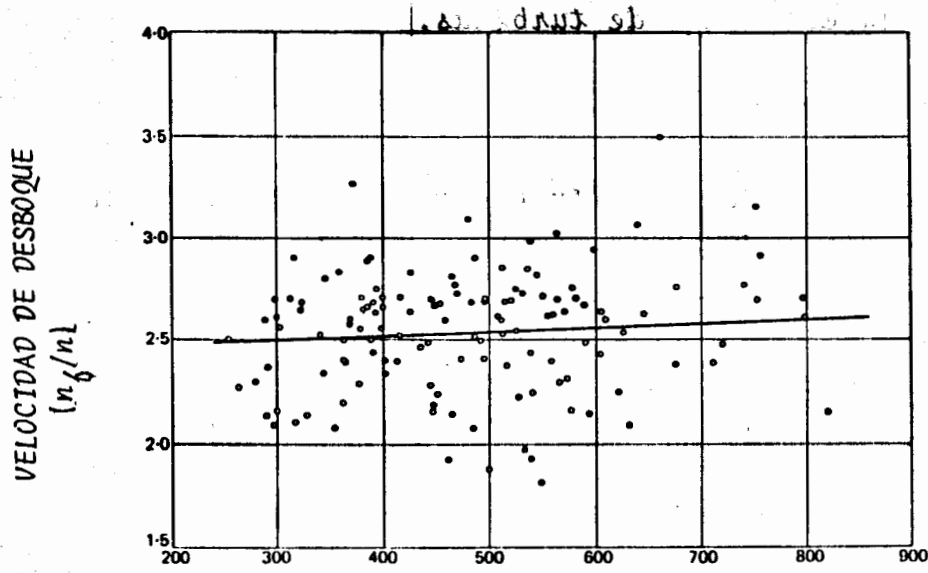
El coeficiente  $n_f/n$ , (relación entre la velocidad de desboque y la nominal) necesario para definir el diseño del generador, se expresa como una función de la velocidad específica  $(n_s)$  en la figura 56. No se da una función de interpolación por la alta dispersión de los datos disponibles.

El origen más probable de esta dispersión puede atribuirse a la considerable variación de la frecuencia de rotación de desboque con el número de chiflones en operación. Las variaciones de carga y efectos de ventilación amplifican la dispersión, la figura 56, muestra que el 50 por ciento de los datos examinados

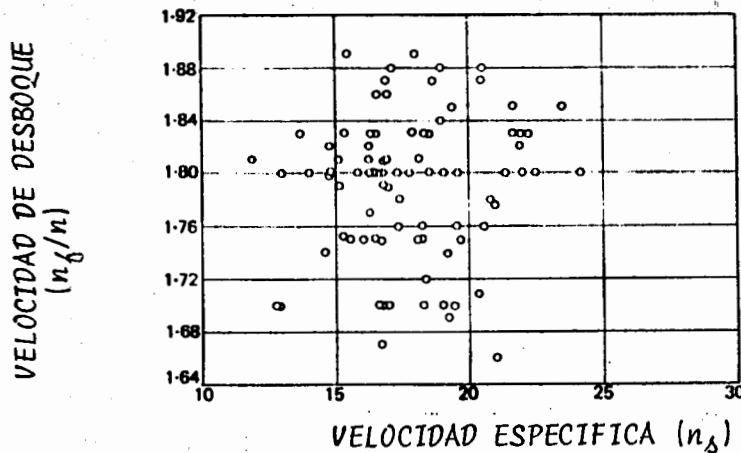
VELOCIDAD DE DESBOQUE



VELOCIDAD ESPECIFICA ( $n_s$ )  
FIG. 54. TURBINAS FRANCIS ( $n_s$ ) EN UNIDADES METRICAS CON POTENCIA EN K.W.



VELOCIDAD ESPECIFICA ( $n_s$ )  
FIGURA 55. TURBINAS KAPLAN



VELOCIDAD ESPECIFICA ( $n_s$ )  
FIGURA 56. TURBINAS PELTON

están confinados dentro del rango de 176 a 184 por ciento, que se pueden considerar satisfactorios para estimaciones preliminares.

## 12.- SOBRE-PRESION.

Debe revisarse en las turbinas de reacción la sobre-presión máxima alcanzada en la carcasa, debido a un rechazo de energía en el sistema. La teoría de la hidráulica transitoria, se analiza con detalle en el Tema VIII (Golpe de ariete y pozo de oscilación), del programa de la asignatura Hidráulica III.

Es importante determinar la sobre-velocidad y la sobre-presión en la turbina para diferentes tiempos de cierre de los álabes del distribuidor, con el fin de seleccionar el tiempo de cierre mas adecuado.

La sobre-presión puede determinarse de una manera rápida y sencilla utilizando las cartas de Lorenzo Allievi. Se utilizan para estudios preliminares. Estas cartas han sido construídas suponiendo que el área efectiva de la descarga varía uniformemente con el tiempo, a consecuencia de esto no necesariamente proporcionan una estimación exácta de la máxima presión cuando el mecanismo de descarga es una turbo-máquina o cuando la operación de cierre de una válvula no es uniforme.

Las cartas de Allievi toman en cuenta las pérdidas de carga en el conducto, el cual puede ser un factor de importancia en algunos casos.

Los ejes coordenados rectangulares de las cartas de Allievi corresponden a dos parámetros llamados:

Constante de la tubería ;  $aV_0/2g H_0 = \rho$

y la constante de tiempo ;  $aTc/2L = \theta$

Donde :

$a$  = velocidad de propagación de la onda de presión.

$V_0$  = velocidad inicial antes del cierre o velocidad final en una apertura

$H_0$  = Carga estática inicial, para un cierre, esta se toma como la carga neta; en una apertura es la carga estática sin descontar las pérdidas de carga en la conducción.

$T_c$  = tiempo de cierre ó de operación de los mecanismos de descarga.

$L$  = longitud efectiva del conducto.

Las figuras 57, 58 y 59, muestran las cartas de Lorenzo Allievi para rechazo y demanda respectivamente.

Las sobre presiones permisibles obtenidas por la experiencia para plantas hidroeléctricas interconectadas a un sistema eléctrico es de 30% a 35%.

### 13.- SIMILITUD HIDRAULICA.

Las máquinas hidráulicas se consideran homólogas cuando la relación de las dimensiones en todas las direcciones es la misma, ó cuando los ángulos característicos correspondientes son los mismos.

Las máquinas hidráulicas homólogas también tienen similitud hidráulica.

Si el gasto de descarga, potencia, velocidad y eficiencia de un rodete de una turbina de diámetro dado son conocidos para una carga dada, el gasto de descarga, potencia y velocidad de un rodete homólogo de otro diámetro bajo una carga también diferente para la misma eficiencia, se pueden calcular con las expresiones de similitud siguientes:

Para diámetro constante

$$Q_2/Q_1 = (H_2/H_1)^{0.5}$$

$$P_2/P_1 = (H_2/H_1)^{1.5}$$

$$n_2/n_1 = (H_2/H_1)^{0.5}$$

Para carga constante

$$Q_2/Q_1 = (D_2/D_1)^2$$

$$P_2/P_1 = (D_2/D_1)^2$$

$$n_2/n_1 = D_1/D_2$$

Donde, para diferentes condiciones

$Q_1$  y  $Q_2$  = gasto de descarga de la turbina

$P_1$  y  $P_2$  = potencia de la turbina

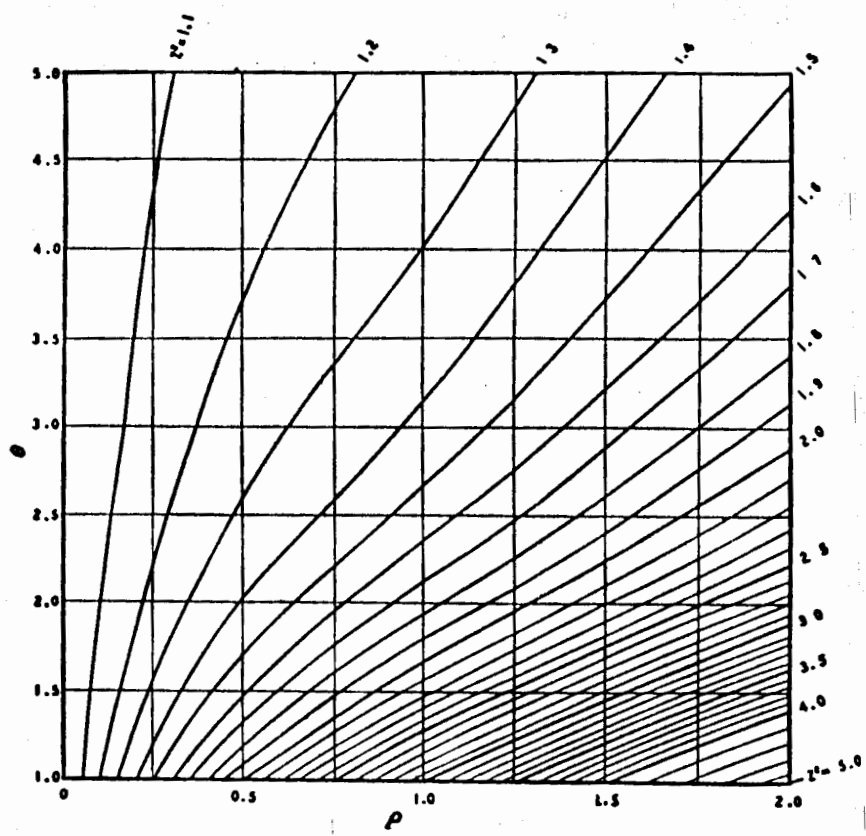
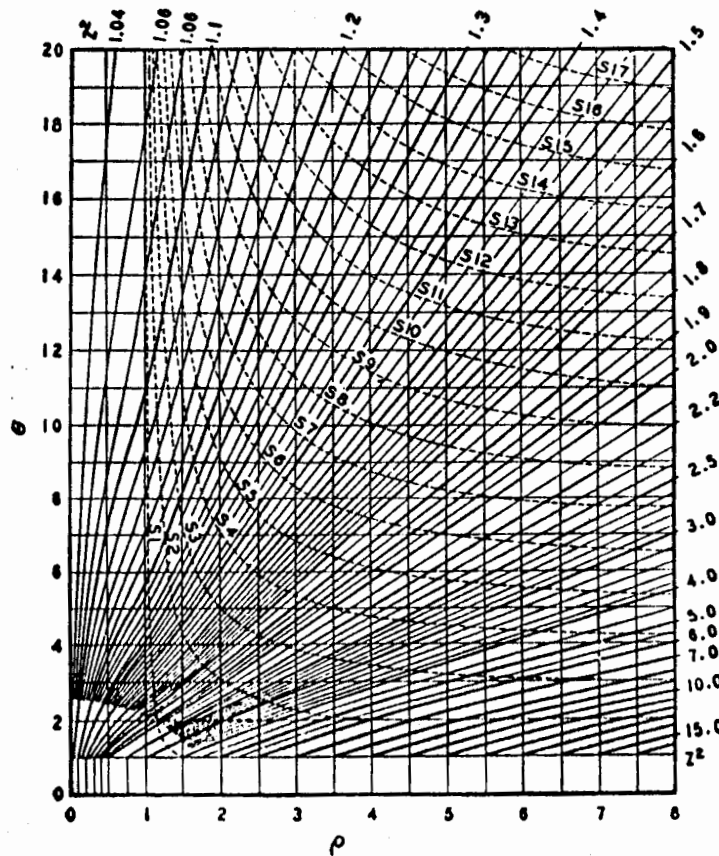


FIGURA 57. CARTAS DE ALLIEVI.- AUMENTO DE PRESION.

TOMADO DE: HIDRAULIC TRANSIENTS.- GEORGE R. RICH.

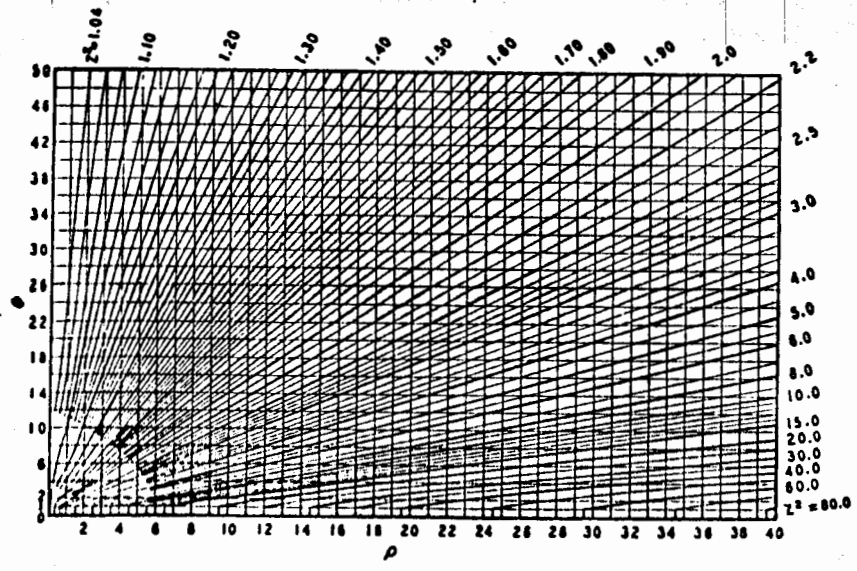


FIGURA 58. CARTAS DE ALLIEVI.- AUMENTO DE PRESION

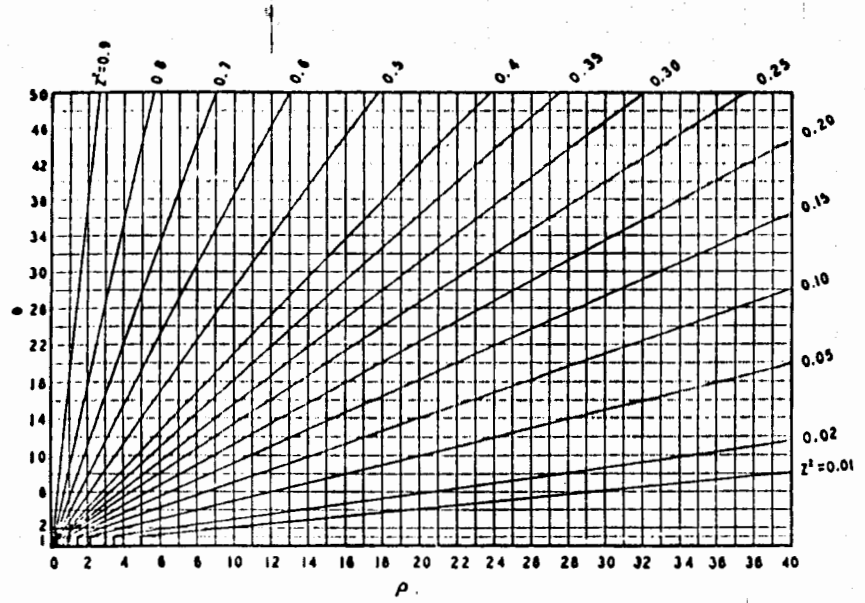


FIGURA 59. CARTAS DE ALLIEVI.- CAIDA DE PRESION.

TOMADO DE: HIDRAULIC TRANSIENTS.- GEORGE R. RICH.



$n_1$  y  $n_2$  = velocidad de rotación

$D_1$  y  $D_2$  = diámetro del rodete de la turbina

$H_1$  y  $H_2$  = carga

Las ecuaciones anteriores son exactas para la mayoría de los propósitos, sin embargo, la suposición de que la eficiencia sea la misma para diferentes tamaños de máquinas hidráulicas no es correcta. Las diferencias en las pérdidas de fricción debida a la rugosidad de la superficie y la longitud de los conductos y ligeras variaciones en la similitud geométrica, requieren ajustar la eficiencia entre las máquinas hidráulicas aparentemente homólogas.

Las máquinas grandes tienen alta eficiencia.

La tendencia de la variación de la eficiencia máxima como función de la velocidad específica se ilustra en la figura 60. Estos son valores óptimos aplicables a las grandes turbinas. En pequeñas turbinas, por bueno que sea su proyecto, no deben esperarse cifras de eficiencia tan elevadas como las mostradas en figura.

Una razón que justifica esta diferencia entre las turbinas grandes y chicas es la que se refiere a las fugas relativas de gasto. En las turbinas grandes, las pérdidas por fuga son muy pequeñas, del orden del uno por ciento. En los rodetes pequeños, las holguras no pueden disminuirse en la misma proporción que las demás dimensiones.

El efecto del tamaño sobre la eficiencia de una turbina es importante al transferir a los prototipos los resultados de los ensayos efectuados sobre modelos pequeños.

Para las turbinas Francis y tipo Kaplan de álabes ajustables, la transferencia puede hacerse aplicando la fórmula de Moody.

$$(1 - e_1)/(1 - e) = (D/D_1)^{0.2}$$

Esta fórmula es aplicable sólo a las máquinas homólogas, como es natural. Tiene cierta base teórica y da resultados satisfactorios en la práctica.

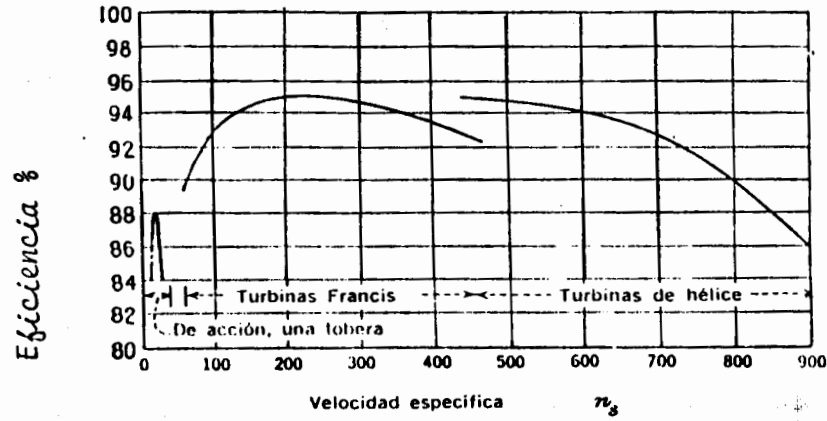


FIG. 60 -  $n_s$  en sistema métrico con potencia en C.V.

TOMADO DE: FLUID MECHANICS.- R.L. DAUGHERTY AND A.C. INGERSOLL. 1954.

La fórmula anterior no es aplicable a la turbina Pelton y se supone que la eficiencia de ésta es prácticamente independiente de su tamaño, dado que no puede hablarse en este caso de pérdidas por fugas.

13.1.- RANGO PERMISIBLE DE CARGA.

La velocidad periférica a la entrada del rodete de una turbina en relación a la velocidad del agua en la carcaza afecta las características de la eficiencia y de la cavitación.

La amplitud permisible con respecto a la carga de diseño, a la cual su relación es óptima, ha sido encontrada a través de la experiencia como sigue, en porciento de la carga de diseño:

TIPO DE TURBINA.	CARGA MAXIMA (POR CIENTO)	CARGA MINIMA (POR CIENTO)
FRANCIS O DE REACCION	125	65
KAPLAN ALABES FIJOS	110	90
KAPLAN ALABES AJUSTABLES	125	65

Carga máxima se define como; la carga bruta que resulta de la diferencia de elevaciones entre el máximo nivel en el embalse (NAMO, nivel de aguas máximo de operación) y el nivel en el desfogue, con una unidad operando al vacío (El gasto de descarga aproximadamente 5 por ciento del gasto máximo de descarga) en este caso las pérdidas de carga son despreciables.

Carga mínima, es la carga neta resultante de la diferencia en elevación entre el mínimo nivel del embalse (NAMINO, nivel de aguas mínimo de operación) y el nivel en el desfogue, menos las pérdidas de carga operando todas las turbinas con álabes totalmente abiertos.



FACULTAD DE INGENIERIA

G-610282

14.- DATOS DE FABRICANTES.

Como referència de las turbinas hidráulicas construidas más recientemente en el mundo, se da una lista que abarca cerca de - 150 turbinas Francis, 170 turbinas Kaplan. y 140 turbinas Peltón mostrando carga de diseño, potencia de diseño y velocidad de rotación, nombre de la planta donde estan instaladas asi como el nombre del fabricante.

Con estos datos se construyó una gráfica mostrada en la figura - 61 , que muestra los limites de Potencia y carga para cada tipo de turbina.

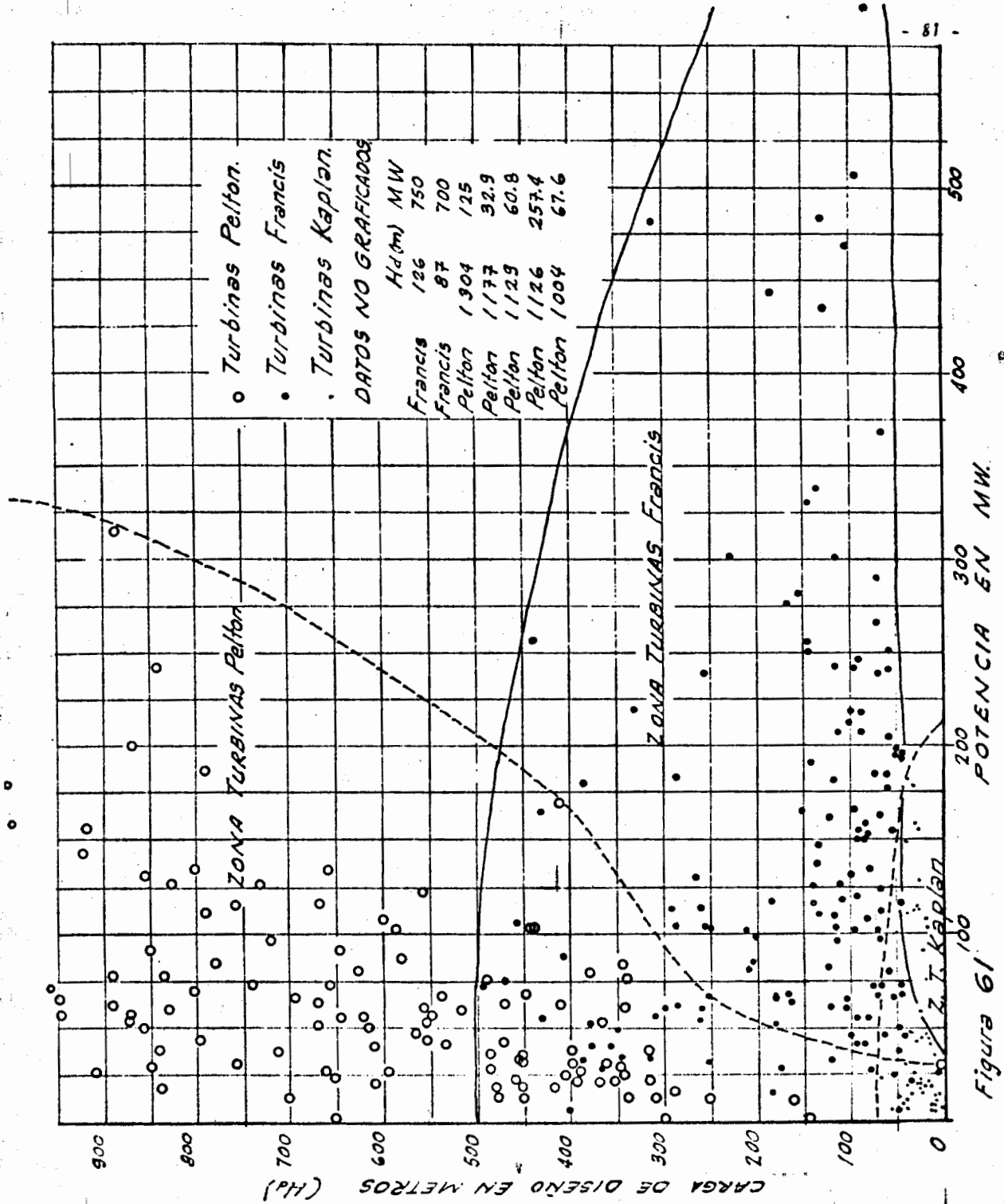


Figura 61

T U R B I N A S FRANCIS -

Fecha	Planta	No.	Tipo	Potencia KW	Carga	Velocidad r.p.m.	C l i e n t e
1965	Alcántara ..... España	4	V	242.650	97	115.4	Hidroeléctrica Española
	Outardes 4 (7) ..... Canadá	4	V	161.030	121	163.6	Hydro-Québec
	Manicouagan 5 (7) ..... Canadá	8	V	165.445	151	180	Hydro-Québec
1968	Churchill Falls (8) ..... Canadá	6	V	483.090	313	200	Churchill Falls (Labrador) Co
1969	Bronnat II (9) ..... Francia	1	V	239.710	255	250	Electricité de France
	IIha Solteira (10) ..... Brasil	12	V	197.060	50	85.7	Centrais Eletricas de Sao Paulo S.A.
	Cabora Bassa (6) ..... Mozambique	5	V	485.300	127	107	Gouvernement portugais Ministère des Provinces d'Outre-Mer
1970	Karun (11) ..... Irán	4	V	277.945	165	166.7	Khuzestan Water and Power Authority
	La Saussaz ..... Francia	2	V	81.620	207	333	Electricité de France
	Polyphyton (11) ..... Grecia	3	V	137.870	135	214	Public Power Corporation
1971	Sisteron (22) ..... Francia	2	V	126.500	113	187.5	Electricité de France
1972	Marimondo (12) ..... Brasil	8	V	185.300	62	100	Furnas-Centrais Eletricas S.A. Brasil
1973	Sao Simao (13) ..... Brasil	6	V	290.920	72	94.7	Centrais Eletricas de Minas Ger
1974	Agua Vermelha (14) ..... Brasil	6	V	250.000	57	94.7	Centrais Eletricas de Sao Paulo
	IIha Solteira Extension (15) Brasil	4	V	197.060	50	85.7	Centrais Eletricas de Sao Paulo
	Inga 2 bis (11) ..... Zaire	4	V	177.940	60	107	Société Nationale d'Electricité Zaire
	Outardes 2 (7) ..... Canadá	3	V	156.030	83	128.5	Hydro-Québec
1975	La Grande 2 (16) ..... Canadá	8	V	338.465	137.15	133	Société d'Energie de la Baie J
1977	L'Aigle ..... Francia	1	V	133.000	79.5	143	Electricité de France
1978	Tucuruí (17) ..... Brasil	8	V	369.000	67.6	80.8	Electronorte
	Itaipu (6) (36) ..... Brasil-Paraguay	18	V	750.000	126		Itaipu Binacional
	Le Pouget ..... Francia	1	V	257.000	440	333	Electricité de France
	La Grande 4 (7) ..... Canadá	9	V	300.000	117	128.6	Société d'Energie de la Baie J
1980	Manicouagan 5 P.A. (Extension) (7) ..... Canadá	4	V	250.000	146	180	Hydro-Québec
1981	Corumba ..... Brasil	1	V	130.000	98	171.4	Centrais Eletricas de Goias

ha	Planta	No.	Tipo	Potencia KW	Carga	Velocidad r.p.m.	Cliente
09	Ventavon ..... Francia	6	HD	5.000	50	300	Energie Electrique du Litoral Méditerranéen
28	Brommat (6) ..... Francia	3	V	31.250	256	500	Société des Forces Motrices de la Truyère
	Sarrans (6) ..... Francia	2	V	40.440	95	214	Société des Forces Motrices de la Truyère
39	Cordéac ..... Francia	1	V	41.180	87	214	Société Hydro-Electrique du Dauphiné
	Génissiat (2) ..... Francia	2	V	72.060	68	150	Compagnie Nationale du Rhône
46	Chastang (2) ..... Francia	3	V	98.530	71	150	Electricité de France
51	Sariyar ..... Turquía	2	V	55.075	93	187	Etibank Ankara
52	Tingambato ..... México	3	V	52.940	380	600	Comisión Federal de Electricidad
	Maithon ..... India	3	H	20.735	34	176	Damodar Valley Corporation
53	Ambuklao ..... Filipinas	3	H	29.485	174	360	National Power Corporation
	Le Marinel ..... República Dominicana de Zaire	4	V	65.810	179	333	Unión Minière du Haut-Katanga
55	Prada ..... España	2	V	35.515	316	600	Hidroeléctrica Española
	Picote ..... Portugal	3	V	66.620	70	166	Hidroelectrica do Douro
56	Bersimis I ..... Canadá	4	V	130.880	267	277	Shawinigan Co
	Cornatel ..... Francia	2	V	61.765	122	250	Empresa Nacional de Electricidad
	San Agustín ..... España	2	V	33.460	388	750	Hidroelectrica Moncabril
57	Monteynard ..... Francia	4	V	82.905	125	214	Electricité de France
	Aldeadavilla ..... España	6	V	125.000	139	187	Iberduero
	Vianden ..... Luxemburgo	2	H	104.410	288	428	Société Electrique de l'Our
	St-Estève-Janson ..... Francia	3	V	47.060	64	188	Electricité de France
58	Mequinenza ..... España	4	V	80.150	62	136.5	E.N.H.E.R.
50	Pied-de-Borne ..... France	2	V	61.985	300	428	Electricité de France
51	Dubrovnik ..... Yugoeslavia	2	V	113.970	290	300	Energ Invest
51	Infiernillo ..... México	4	V	205.150	110	163.8	Comisión Federal de Electricidad
70							

TURBINAS K A P L A N -

Fecha	Planta	No.	Tipo	Potencia KW	carga	Velocidad r. p. m.	Cliente
1932	Jonage (2) ..... Francia	6	K	4.120	13,0	214	Société Lyonnaise des Forces Motrices du Rhône
1936	Beaumont-Montoux ..... Francia	6	D	4.965	11,3	107	Energie Electrique de la Basse-I
	Beaumont-Montoux (2) ..... Francia	1	K	5.515	11,3	107	Energie Electrique de la Basse-I
1947	Seyssel (19) ..... Francia	3	K	14.855	9,5	75	Compagnie Nationale du Rhône
	Pannesièrre ..... Francia	1	K	6.295	47,0	375	Société d'Electricite Loire et Ni
1949	Jonage ..... Francia	1	K	5.255	13,0	214	Société Lyonnaise des Forces Motrices du Rhône
	La Brillanne ..... Francia	2	K	14.855	25,5	187	Electricité de France
1950	Monsin ..... Bélgica	3	K	6.690	6,0	65	Société Coopérative Liégeoise d'Electricité
1951	Bort-Rhue ..... Francia	1	K	23.530	70,0	375	Electricité de France
1953	Montefurado ..... España	2	K	13.790	35,1	300	Salto del Sil
	Châteauneuf-du-Rhône Centrale Henri-Pincaré .... Francia	2	K	45.920	19,3	94	Compagnie Nationale du Rhône
1954	Salto Grande ..... Brasil	4	K	18.310	16,0	128	Usinas Electricas do Paranapanema
1955	Cachoeira-Dourada ..... Brasil	2	K	26.095	33,0	150	Centrais Electricas de Goias
	Limoeiro ..... Brasil	2	K	16.400	26,1	180	D.A.E.E. do Estado de Sao Paulo
	Saint-Hilaire-du-Rosier ... Francia	3	K	13.235	11,5	107	Electricité de France
	Vogelgrun (2) ..... Francia	4	K	35.000	13,5	83	Electricité de France
1956	Palaminy ..... Francia	2	K	16.030	27,5	187	Electricité de France
	Ponte Corvo ..... Italia	1	K	22.210	26,0	167	Societa Idroelettrica Alto Liri
	Guadalen ..... España	1	K	5.345	43,6	428	Cia Sevillana de Electricidad
	Guadalmellato ..... España	1	K	5.110	53,4	428	Cia Sevillana de Electricidad



TURBINAS K A P L A N -

cha	Planta	No.	Tipo	Potencia KW	carga m	Velocidad r.p.m.	Cliente
57	Marckolsheim (2) ..... Francia	4	K	40.810	15,4	75	Electricité de France
58	Bhadra River Bed Station India	2	K	12,685	49,5	250	Government of Mysore
59	Beauvoir ..... Francia	3	K	10.810	11,1	107	Electricité de France
60	Vranqfoss ..... Noruega	2	K	17.650	23,0	200	Norsk Hydro
	Castrejón ..... España	4	K	19.930	32,3	214	Unión Electrica Madrileña
	Rhinau (2) ..... Francia	4	K	40.810	14,2	75	Electricité de France
62	Manosquell (2) ..... Francia	1	K	48.970	35,8	150	Electricité de France
	Sainte-Tulle II (2) ..... Francia	1	K	48.970	35,8	150	Electricité de France
	Zujar I ..... España	1	K	18.900	42,0	250	Salto del Guadiana
	Zujar II ..... España	1	K	10.370	42,0	333	Salto del Guadiana
65	Beaumont-sur-Durance (2). Francia	2	K	19.850	18,6	125	Electricité de France
66	San Clodio ..... España	1	K	17.795	16	136	Salto del Sil S.A.
70	Fratel (20) ..... Portugal	3	K	45.590	22	150	Companha Portuguesa de Electricidade
71	La Ishopo III ..... Zaire	1	D	6.730	16	250	Société des Forces Hydro Electriques de l'Est
72	Salignac (21) ..... Francia	2	K	43.600	28	150	Electricité de France
	Tchi Li Long (22) ..... China	2	K	75.000	22	71,5	Techimport
76	Buyo ..... Côte d'Ivoire	3	K	44.000	27	167	Energie Electrique de la Côte d'Ivoire
77	Palmar (13) ..... Uruguay	3	K	112.000	32	88,2	Mendes Junior
80	Villerest ..... Francia	2	K	30.000	44,3	230,7	Electricité de France
	Porto Primavera (36) ... Brasil	18	K	103.000	18	75	Centrais Electricas de Sao Paulo
81	Balbina (36) ..... Brasil	5	K	58.000	25	105	Eletronorte

## TURBINAS PELTON -

Fecha	Planta	No.	Tipo de Eje	número		Potencia KW	carga ■	Velo- cidad r. p. m.	C l i e n t e
				rueda	chi- flón				
1932	Bissorte ..... Francia	3	H	1	1	25.515	1.130	600	Société Hydroelectrique de Savoie
1939	Aussois ..... Francia	3	H	1	2	30.150	850	600	Société Hydroelectrique de Savoie
1947	Darguinah (Ahrzéroftis) Algérie	2	V	1	4	34.030	361	375	Electricité et Gaz d'Algér
1948	Modane-Avrieux S1..... Francia	2	H	1	2	43.015	840	250	O.N.E.R.A.
	Passy-sur-Arve ..... Francia	4	H	2	2	23.160	355	428	Electricité de France
	Pragnères ..... Francia	2	H	2	1	80.150	1.224	428	Electricité de France
	Malgovert ..... Francia	4	H	2	2	77.210	740	428	Electricité de France
1950	Arties ..... España	2	H	2	1	33.090	756	600	Sociedad Productora de Fuerzas Motrices
1952	Kemano Kitimatt (I) ... Canada	3	V	1	4	116.180	757	327	Aluminium Company of Canad
	Cubatao II (I) ..... Brasil	4	V	1	4	67.210	694	450	Brazilian Traction
	Norel ..... Noruega	1	H	2	2	29.410	346	300	Norge Vassdragvesenet
1954	Jueu ..... España	1	V	1	4	19.045	480	600	Sociedad Productora de Fuerzas Motrices
	Miègebat ..... Francia	1	V	1	5	23.530	391	428	S.N.C.F.
1955	Modane-Avrieux S2 ..... Francia	1	H	4	2	44.850	796	950	O.N.E.R.A.
	Valpelline ..... Italia	1	H	2	1	72.800	962	428	Consortio Elettrico Duthie
1956	Roselend ..... Francia	6	V	1	2	82.610	1.201	428	Electricité de France
	Lung Chien ..... Taiwan	1	H	2	1	50.000	855	514	Taiwan Power Company
1956 1970	Koyna ..... India	4	V	1	4	76.840	490	300	Etat de Bombay
1957	Bridge River ..... Canadá	2	V	1	6	61.180	342	300	British Columbia Electric
	Guadalupe III ..... Colombia	2	V	1	4	44.855	553	450	Empresas Públicas de Medellín
	Mazatepec ..... México	4	V	1	6	60.660	516	375	Comisión Federal de Electricidad
1958	Tavropos	3	H	2	2	41.180	534	500	Entrepise Publique d'Electricité

H: Axe horizontal - Horizontal Shaft

V: Axe vertical - Vertical shaft

TURBINAS PELTON

ha	Planta	No.	Tipo de Eje	número		Pot. KW	Carga m	Velocidad r.p.m.	C l i e n t e
				rue- da	chi- flón				
9	Sharavathi I ..... India	2	V	1	6	92.650	443	300	Government of Mysore
	Awali ..... Libano	2	V	1	5	37.720	399	428	Office National du Litani
	Lyse..... Noruega	3	H	2	2	41.180	610	500	Lyse Krafwerke
0	Tabuaco ..... Portugal	2	V	1	6	35.735	451	500	Hidroelectrica Portuguesa
1	Montahut ..... Francia	2	V	1	5	51.470	617	500	Electricité de France
2	Lassoula ..... Francia	1	V	1	5	22.500	460	600	Electricité de France
	Sharavathi II ..... India	6	V	1	6	104.410	440	300	Government of Mysore
	San Colombano ..... Italia	1	V	1	5	19.080	420	600	Azienda Generale dei Servizi Municipalizzati di Verone
3	Villarodin-Mont-Cenis (2) Francia	2	V	1	6	200.000	869	375	Electricité de France
	Tabescan Sup..... España	2	V	1	4	54.780	875	600	Fuerzas Eléctricas de Cataluña
4	Ibon de Ip ..... España	3	V	1	4	26.985	912	1.000	Electricas Reunidas de Zaragoza
	Aliyar ..... India	1	V	1	6	68.090	446	333	Madras State Electricity Board
7	Le Chatelard (2) ..... Francia	3	V	1	5	70.590	803	600	Electricité de France
8	Lotru ..... Rumania	3	V	1	6	187.500	788	375	Industrial Export
8	Miégebat ..... Francia	2	V	1	6	27.575	391	500	S.N.C.F.
9	Sharavathi III (3) ..... India	2	V	1	6	104.410	440	300	Government of Mysore
9	Idikki (4) ..... India	3	V	1	6	134.410	660	375	Kerala Electricity Board
9	Les Bois ..... Francia	1	V	1	6	38.383	318	375	Electricité de France
1	Maskeliva Ova ..... Ceilán	2	V	1	4	56.765	548	428	Ceylon Electricity Board
2	Combe d'Averieux ..... Francia	1	V	1	6	131.250	857	500	Electricité de France
3	Awali III ..... Libano	1	V	1	5	37.720	399	428	Office National du Litani
4	Pucara (5) ..... Ecuador	2	V	1	6	37.795	456	514	Instituto Ecuatoriano de Electrificación
7	Pragnères ..... Francia	1	H	1	2	34.000	1.247	750	Electricité de France
9	Charcani 5 ..... Perú	3	V	1	5	51.000	670	600	Electroperú
0	Grand Maison ..... Francia	4	V	1	5	157.000	918	428	Electricité de France
	Machu Picchu ..... Perú	3	V	1	5	25.500	345	450	Electroperú
1	Bissorie 3 ..... Francia	1	V	1	5	156.000	1186	500	Electricité de France

15.- EJEMPLOS NUMERICOS.

DISEÑO DE UNA TURBINA FRANCIS

1.- Datos hidroenergéticos del aprovechamiento.

Principales elevaciones y niveles.

Elevación corona de la cortina	230.00 msnm.
Elevación NAME	227.00 msnm.
Elevación NAMO	217.00 msnm.
Elevación NAMINO	196.00 msnm.
Nivel medio en el desfogue (Qa)	68.30 msnm.
Nivel en el desfogue trabajando todas las unidades $Q=900 \text{ m}^3/\text{s}$	72.00 msnm.
Nivel más frecuente en el embalse	204.60 msnm.

Principales capacidades del almacenamiento

Capacidad al NAME	$6\ 500 \times 10^6 \text{ m}^3$
Capacidad al NAMO	$5\ 600 \times 10^6 \text{ m}^3$
Capacidad al NAMINO	$3\ 600 \times 10^6 \text{ m}^3$
Capacidad útil	$2\ 000 \times 10^6 \text{ m}^3$
Capacidad para regulación de avenidas	$900 \times 10^6 \text{ m}^3$
Capacidad muerta	$3\ 600 \times 10^6 \text{ m}^3$

Otras características.

Escurrimiento medio anual	$7\ 363 \times 10^6 \text{ m}^3$
Escurrimiento medio anual aprovechado	$7\ 069 \times 10^6 \text{ m}^3$
Gasto medio anual aprovechado	$224.76 \text{ m}^3/\text{s}$
% de aprovechamiento de los escurrimientos	96
Derrame medio anual	$256 \times 10^6 \text{ m}^3$
Evaporación media anual	$38 \times 10^6 \text{ m}^3$
Generación media anual	2 254 GWh
Factor de planta	0.25
Potencia total instalada	1 030 MW
Carga bruta media	136.32 m.
Pérdidas de carga en la conducción	2.0 m.

2.- Potencia Media, Potencia Instalada, Número de Unidades y Potencia por Turbina.

La potencia media disponible en los bornes de los transformadores es:

$$\text{Potencia media} = \frac{\text{Generación media anual}}{\text{Número de horas del año}}$$

$$\text{Potencia media} = \frac{2\ 254}{8\ 760} = 257.3 \text{ MW}$$

La potencia instalada en la planta, es la potencia nominal total en generadores.

$$\text{Potencia instalada} = \frac{\text{Potencia media}}{\text{Factor de planta}}$$

$$\text{Potencia instalada} = \frac{257.3}{0.25} = 1\ 030 \text{ MW}$$

Se dice que en la planta hidroeléctrica se instalarán 1 030 MW.

Como la planta hidroeléctrica se diseñará para que opere como planta de pico, en la que se requiere entregue al sistema potencia en lugar de generación; se consideran cuatro unidades turbogeneradoras, cada una con su obra de toma y conducción a presión.

La potencia de cada turbina considerando la eficiencia del generador de 0.98 es; con  $K = 1$ ;

$$P_{\text{turbina}} = \frac{1\ 030}{4 \times 0.98} = 262.76 \text{ MW}$$

$$P_{\text{turbina}} = 263 \text{ MW}$$

La diferencia de elevaciones entre el nivel medio y el nivel en el desfogue es:

$$204.6 - 68.3 = 136.3 \text{ m.}$$

tomando en cuenta las pérdidas de energía en la conducción. (2 metros); la carga neta de diseño será:

$$H_d = 136.3 - 2 = 134.3 \text{ m.}$$

Se considera que  $H_d = 134$  m. considerando una eficiencia de la turbina de 89%, el gasto de diseño es:

$$Q_d = \frac{236\ 000 \times 75 \times 1.3592}{1000 \times 134 \times 0.89} = 225 \text{ m}^3/\text{s}$$

### 3.- Tipo de turbina

Los parámetros para definir el tipo de turbina son la carga de diseño y el gasto de diseño;

$H_d = 134$  m y  $Q_d = 225 \text{ m}^3/\text{s}$  entrando con estos valores en la gráfica o figura 1, se observa que el tipo de turbina es Francis; de igual manera con los parámetros  $P_d$  y  $H_d$  en la figura 61 se observa que cae dentro del rango de turbinas Francis.

### 4.- Características de las Unidades Seleccionadas.

Velocidad específica.

El rango de la velocidad específica ( $n's$ ) de nuestro problema es:

$$n's = 3\ 470 \times H_d^{-0.625}$$

$$n's = 3\ 470 \times 134$$

$$n's = 162.51$$

Para este rango de velocidad específica corresponde un valor de la velocidad de rotación de:

$$n' = n_s H_d^{1.25} \quad (\text{KW})^{-0.5}$$

$$n' = 162.51 \times 134^{1.25} (263\ 000)^{-0.5}$$

$$n' = 144.47 \text{ rpm}$$

Velocidad sincrónica de rotación

$$n = \frac{120 \times \text{frecuencia}}{\text{número de polos del generador}}$$

$$\text{No. polos} = \frac{120 \times 60}{144.47} = 49.8$$

Para decidir el número de polos adecuados éste debe ser múltiplo de cuatro, en este caso puede ser 48 ó 52, aquí se debe hacer una revisión de la variación de carga hidráulica.

Revisión de la variación de carga hidráulica sobre la turbina.

$$H \text{ mín} = 196 - 72 - 2 = 122 \text{ m.}$$

En donde:

Nivel mínimo de operación = 196.00 msnm.

Nivel de desfogue descargando todas las unidades ( $Q = 846 \text{ m}^3/\text{s}$ )  
= 72 msnm.

Pérdidas de energía = 2 m.

$$\frac{H \text{ mín}}{H_d} = \frac{122}{134} = 0.91; \quad H \text{ mín} = 91\% H_d.$$

Carga máxima sobre la turbina

Nivel máximo de operación = 217.00 msnm.

Nivel desfogue trabajando una unidad ( $Q \approx 1.06 Q_d = 238.0 \text{ m}^3/\text{s}$ ) =  
69.00 m

(1.06) tomado aprox. de las curvas características

$$\frac{H \text{ máx}}{H_d} = \frac{146}{134} = 1.09; \quad H \text{ máx} = 109\% H_d$$

Como la variación de las cargas sobre la turbina excede el 10% se tomará la velocidad de rotación más baja. (Número de polos del generador es de 52).

$$= \frac{7 \ 200}{52} = 138.46 \text{ rpm.}$$

y la velocidad específica de la turbina es:

$$n_s = 138.46 (263 \ 000)^{0.5} \times 134^{-1.25}$$

$$n_s = 155.75 \quad \text{unidades (KW)}$$

$$n_s = 181.00 \quad \text{unidades (C.V.)}$$

#### 5.- Funcionamiento de la Turbina.

Para carga mínima;  $H \text{ mín} = 0.91 H_d$ , ver las figuras 9 y 10 para  $n_s = 155.75$

$$Pot. \text{ mín} = 0.86 P_d \quad (\text{Con álabes totalmente abiertos})$$

$$Q_{\text{mín}} = 0.94 Q_d$$

$$e_t = 0.894$$

$$H_{\text{mín}} = 0.91 \times 134 = 121.9 \text{ m} = 122 \text{ m.}$$

$$Pot_{\text{mín}} = 0.86 \times 263 = 226.2 \text{ MW}$$

$$Q_{\text{mín}} = 0.94 \times 225 = 211.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Pot.m\grave{a}n. = \frac{1000 \times 211.5 \times 122 \times 0.894}{75 \times 1.3596 \times 1000} = 226.2 \text{ MW}$$

Para carga m\grave{a}xima .

$$Hm\grave{a}x = 1.09 Hd$$

$$Hm\grave{a}x = 1.09 \times 134 = 146.0 \text{ m.}$$

De las mismas figuras:

$$Pot.m\grave{a}x. = 1.14 Pd$$

$$Pot.m\grave{a}x. = 299.8 \text{ MW}$$

$$Qm\grave{a}x. = 1.058 Qd$$

$$Qm\grave{a}x. = 238 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$e_t = 0.877$$

$$Pot.m\grave{a}x. = \frac{1000 \times 146 \times 238 \times 0.877}{75 \times 1.3596 \times 1000} = 298.8 \text{ MW}$$

### RESUMEN DEL FUNCIONAMIENTO

Carga neta (m)	Capacidad (MW)	Gasto (m <sup>3</sup> /s)	Efi. (%)	Apertura \u00e1labes (%)	H/ Hd. (%)
Hd = 134	263	225	89	100	100
Hm\grave{a}x=146	298.8	238	87.7	100	109
Hm\grave{a}n=122	226.2	211.5	89.4	100	91

### 6.- PRINCIPALES DIMENSIONES. (en metros) Tama\u00f1o del Rodete:

El coeficiente de velocidad perif\u00e9rica.

$$\phi = 0.31 + 2.5 \times 10^{-3} n_d$$

$$n_d = 155.75$$

$$\phi = 0.6994$$

Di\u00e1metro de descarga (D<sub>3</sub>)

$$D_3 = 84.5 \phi \sqrt{Hd} / n$$

$$D_3 = 84.5 \times 0.6994 \sqrt{134} / 138.46 ; D_3 = 4.95 \text{ m}$$

Otras dimensiones:

$$D_2/D_3 = 1/(0.96 + 0.00038 \times 155.75) = 0.9812 \quad D_2 = 4.85$$

$$D_1/D_3 = 0.4 + 94.5/155.75 = 1.0067 \quad D_1 = 5.00$$

$$H_1/D_3 = 0.094 + 0.00025 \times 155.75 = .1329 \quad M = 0.65$$

$$H_2/D_3 = 1/(3.16 - 0.0013 \times 155.75) = 0.3381 \quad H_2 = 1.70$$



Tamaño de la carcasa.

$A/D_3 = 1.2 - 19.56/155.75 = 1.0744$        $A = 5.30$

$B/D_3 = 1.1 + 54.8/155.75 = 1.4519$        $B = 7.20$

$C/D_3 = 1.32 + 49.25/155.75 = 1.6362$        $C = 8.10$

$D/D_3 = 1.50 + 48.8/155.75 = 1.8133$        $D = 9.00$

$E/D_3 = 0.98 + 63.6/155.75 = 1.3883$        $E = 6.90$

$F/D_3 = 1 + 131.4/155.75 = 1.8437$        $F = 9.15$

$G/D_3 = 0.89 + 96.5/155.75 = 1.5096$        $G = 7.50$

$H/D_3 = 0.79 + 81.75/155.75 = 1.3149$        $H = 6.50$

$I/D_3 = 0.1 + 0.00065 \times 155.75 = 0.2012$        $I = 1.00$

$L/D_3 = 0.88 + 0.00049 \times 155.75 = 0.9563$        $L = 4.70$

$M/D_3 = 0.6 + 0.00015 \times 155.75 = 0.6023$        $M = 3.00$

Tamaño del tubo de aspiración.

$N/D_3 = 1.54 + 203.5/155.75 = 2.8466$        $N = 14.10$

$O/D_3 = 0.83 + 140.7/155.75 = 1.7334$        $Q = 8.60$

$P/D_3 = 1.37 - 0.00056 \times 155.75 = 1.2829$        $P = 6.35$

$Q/D_3 = 0.58 + 22.6/155.75 = 0.7251$        $Q = 3.60$

$R/D_3 = 1.6 - 0.0013/155.75 = 1.60$        $R = 7.90$

$S/D_3 = 155.75 / (-9.28 + 0.25 \times 155.75) = 5.2516$ ;       $S = 26.00$

$T/D_3 = 1.50 + 0.00019 \times 155.75 = 1.5296$        $T = 7.60$

$U/D_3 = 0.51 + 0.0007 \times 155.75 = 0.6190$        $U = 3.05$

$V/D_3 = 1.10 + 53.7/155.75 = 1.4448$        $V = 7.15$

$Z/D_3 = 2.63 + 33.8/155.75 = 2.8470$        $Z = 14.10$

7.- Altura de aspiración.

$Z = H_s + H_2$

$H_s = h_b - h_v - \sigma H$

La altitud en el desfogue = 68 msnm.

$h_b = 10.27m$  (altura barométrica)

La temperatura del agua se considera 22°C y por lo tanto

$h_v = 0.273 m.$

(Indicador de altura)  $H = H$

Indicador de altura  $H = H$

Cálculo del coeficiente de cavitación de Thoma.

$$\sigma = 7.54 \times 10^{-5} \times (155.75)^{1.41} = 0.0930$$

Revisión de la altura de succión para Hd (en este caso Hd=Hr)

$$H_s = 10.269 - 0.273 - 0.093 \times 134 = -2.47 \text{ m.}$$

$$Z = -2.47 + 1.60 = -0.87$$

$$\text{Elev. eje distribuidor} = \text{Elev } 68.3 - 0.87 = 67.43 \text{ msnm.}$$

Revisión de la altura de succión para Hmáx.

$$H_s = 10.269 - 0.273 - 0.093 \times 146 = -3.58 \text{ m.}$$

$$\text{Elev. eje distribuidor} = \text{Elev. } 69.0 - 3.58 + 1.60 = 67.02 \text{ msnm}$$

Se considera la elevación del eje del distribuidor a la elevación 67.00 msnm.

#### 8.- Regulación de la Turbina

Revisión para potencia de diseño en este caso es igual a la potencia nominal.

a.- Inercia de las masas rodantes (Tiempo de arranque mecánico).

##### GENERADOR

Potencia nominal: 257.5 MW

Capacidad: 271.1 KVa.

Factor de potencia: 0.95

$$WR^2 \text{ generador} = 15\ 970 \left( \frac{271\ 053}{(138.46)^{1.5}} \right)^{1.25}$$

$$WR^2 \text{ generador} = 9\ 542\ 004 \text{ Kg-m}^2$$

$$WR^2 \text{ turbina} = 1\ 446 \left( \frac{263\ 000}{(138.46)^{1.5}} \right)^{1.25}$$

$$WR^2 \text{ turbina} = 832\ 013 \text{ Kg-m}^2$$

$$WR^2 \text{ total} = 10\ 374\ 017 \text{ Kg-m}^2$$

La inercia de las masas rodantes es:

$$T_m = 10\ 374\ 017 \times (138.46)^2 / 90.4 \times 10^6 \times 263$$

$$T_m = 8.37 \text{ seg.}$$

Inercia de la tubería (Tiempo necesario para poner en movimiento la masa de agua contenida en los conductos.

$$T_a = \sum l_i V_i / g H$$

$$H = H_d \text{ (para la revisión)}$$

De la geometría de la conducción

L (m)	V (m/s)	A (m <sup>2</sup> )	LV	LA
14.6	6.9	36.98	100.74	539.91
99.96	5.07	50.27	506.80	5 024.99
8.0	5.75	44.37	46.00	354.96
63.6	6.63	38.48	421.66	2 447.33
<u>186.16</u>			<u>1 075.2</u>	<u>8 367.19</u>
Desfogue.				
80	2.97	85.8	237.6	6 846.0
<u>266.16</u>			<u>1 312.8</u>	<u>15 231.19</u>

- L = Longitud del tramo considerado.
- A = Area transversal de la sección.
- V = Velocidad media para Q considerado.
- Ta =  $1\ 312.8 / 9.81 \times 134 = 0.9987$  seg.
- Ta = 1 seg.

La razón  $T_m/T_a = 8.37 > 2$ , se establece que existe buena regulación de la unidad.

Utilizando las curvas de límite de estabilidad propuesta por Gordon,

$T'a = 1\ 075.2 / 9.81 \times 134 = 0.82$  seg.  
 $T_g = T_c + 1$  (Tiempo de apertura de álabes)

Tc	Tg	Tm/Tg	T'a/Tc.
4	5	1.68	0.21
6	7	1.20	0.14
8	9	0.93	0.10
10	11	0.76	0.08
12	13	0.65	0.07

Los valores  $(T_m/T_g)$  y  $(T'a/T_c)$  se grafican sobre las curvas de estabilidad de Gordon.

Revisión de la sobrevelocidad para diferentes tiempos de cierre.

$$\frac{\Delta n}{n} = \left( \frac{T_c + T_m + T_a}{T_m} \right)^{0.5} - 1$$

Tc	$\Delta n/n$	$\Delta n\%$
4	0.263	26.3
6	0.354	35.4
8	0.439	43.9
10	0.520	52.0
12	0.596	59.6

Revisión de la sobre presión producida por el golpe de ariete para diferentes tiempos de cierre, utilizando las cartas de Lorenzo Allievi

$$\theta = aT_c / L$$

$$\rho = aV_0 / 2 g H_0$$

$$a = 1400 \text{ m/s.}$$

$$V_0 = \left( \frac{Q L_i V_i}{L_i A_i} \right)^{0.5} \text{ (Vel. equivalente)}$$

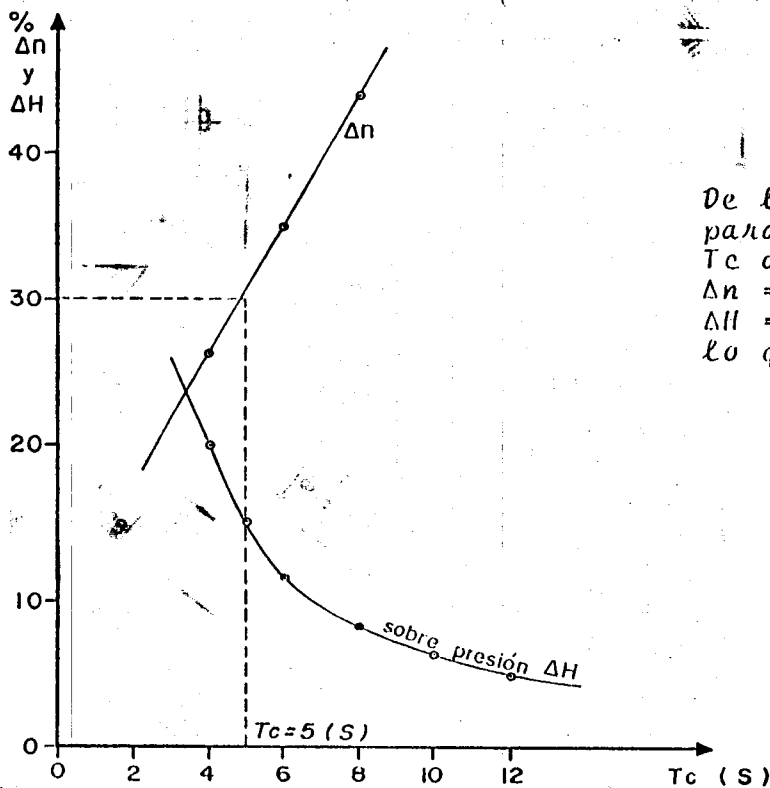
$$V_0 = (225 \times 1075.2 / 8367.19)^{0.5} = 5.38 \text{ m/s.}$$

$$\rho = 1400 \times 5.38 / 19.62 \times 148 = 2.59$$

Esta revisión se realiza para la condición más desfavorable, es decir para  $H_{m\acute{a}x}$  sobre la turbina.

$$H_0 = \text{Elev } 127.00 - 2 - 67 = 148 \text{ m.}$$

Tc	$\theta$	$Z^2_{m\acute{a}x.}$	AH%
4	15.0	1.20	20
5	18.8	1.15	15
6	22.7	1.12	12
8	30.1	1.09	9
10	37.6	1.07	7
12	45.1	1.05	5

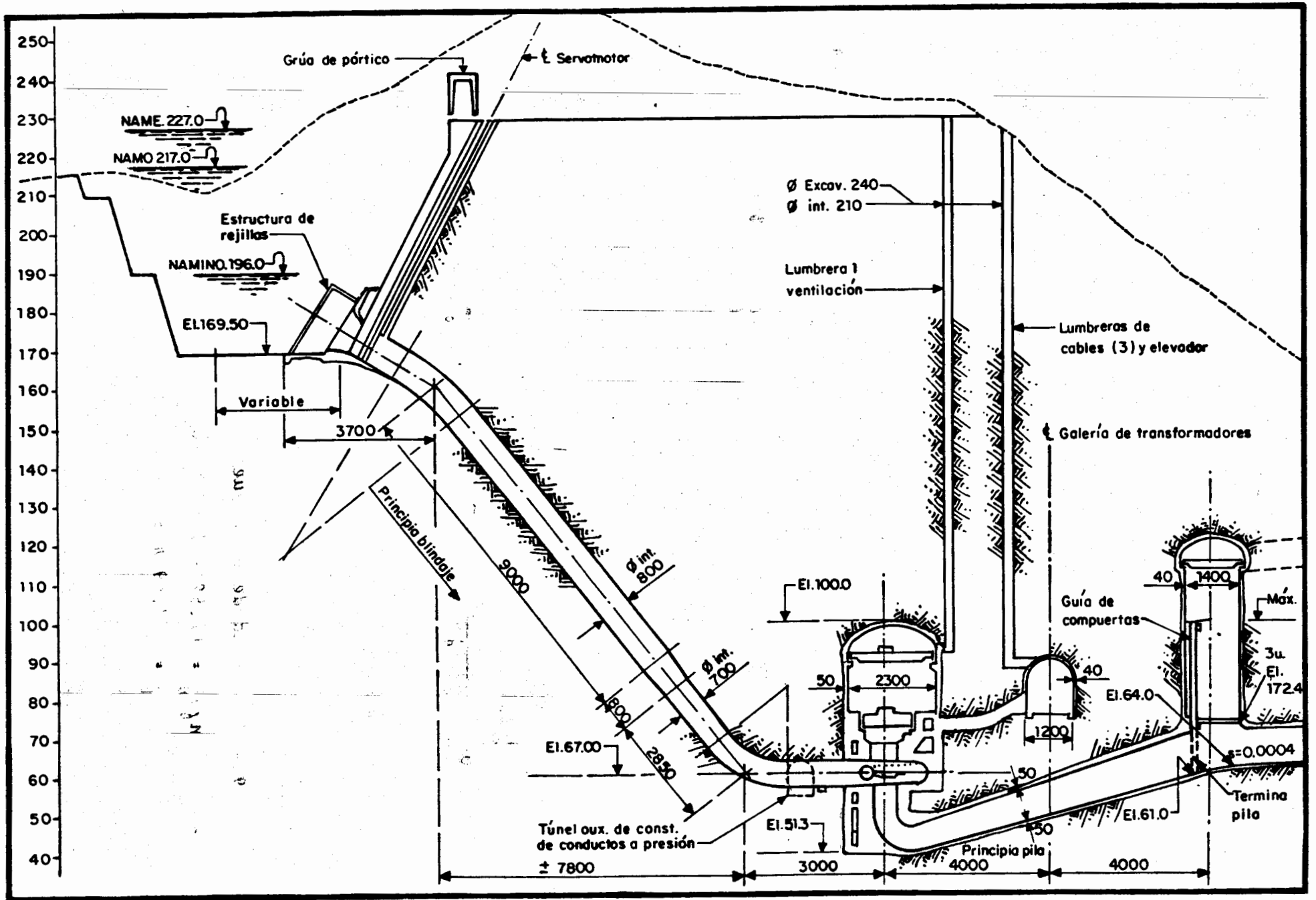


De la figura se observa que para un tiempo de cierre Tc de 5 seg. se tiene una Δn = 30% n y ΔH = 15% Hmáx lo que es aceptable.

9.- Velocidad de desboque.

$$n_f/n = (1.52 + 1.52 \times 10^{-3} \times 155.75) = 243.69$$

$$n_f = 243.69 \text{ rpm.}$$



### CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CARGA EN LA CONDUCCION

1.- Por rejillas.

$$A_h = 220 \text{ m}^2 \quad A_c = 0.7854 \times 8^2 = 50.2656$$

$$V_h = (50.2656 / 220) V$$

$V$  = velocidad en el conducto de 8 m de diámetro

$$K_h = 1.45 - 0.45 (0.75) - (0.75)^2 = 0.55$$

$$h_h = 0.55 (0.2285)^2 V^2 / 2g = 0.0015 V^2$$

2.- Por entrada.

$$h_e = 0.10 V^2 / 2g = 0.0051 V^2$$

3.- Por ranuras para compuertas (2 ranuras)

$$h_{ra} = 0.15 \times 2 V^2 / 2g = 0.0153 V^2$$

4.- Por cambio de dirección

$$h_c = 0.25 (21.8 / 90)^{0.5} V^2 / 2g = 0.0063 V^2$$

Cambio de dirección con cambio de sección

$$h_c = 0.25 (52.75 / 90)^{0.5} (50.2656 / 36.98)^2 V^2 / 2g$$

$$h_c = 0.0180 V^2$$

5.- Por transición de rectangular a circular

$$h_t = 0.10 V^2 / 2g = 0.0051 V^2$$

6.- Por cambio de área, de 8 m de diámetro a 7 m, en una longitud de 8 m.

$$\tan (\theta / 2) = 0.5 / 8 = 0.0625$$

$$\theta = 3.57^\circ ; \quad K = 0.06 ; \quad A_7 = 38.48 \text{ m}^2$$

$$V_7 = 50.2656 / 38.48) V$$

$$h_s = 0.06 (50.2656 / 38.48)^2 V^2 / 2g = 0.0052 V^2$$

7.- Por fricción en el conducto rectangular de 8.6x8.6 m.

$$n = 0.012 ; \quad L = 14.6 \text{ m}$$

$$A = 4.3 \times 8.6 = 36.98 \text{ m}^2 ; \quad P = 25.80 \text{ m}$$

$$n^{2/3} = 1.2713$$

$$V_f = (50.2656 / 36.98 \times 2) V = 0.6796 V$$

$$h_f = (0.012 \times 0.6796 V / 1.2713)^2 14.60 = 0.0006 V^2$$

8.- Por fricción en el conducto de 8 m de diámetro

$$L = 90 + LC - ST$$

$$L = 90 + 20.17 - 10.21 = 99.96 \text{ m}$$

$$\text{Angulo} = 21^\circ 48'$$

$$h_f = (0.012 / 1.5874)^2 99.96 V^2 = 0.0057 V^2$$

9.- Por fricción en la reducción

$$K_7 = 1.75 ; L = 8 \text{ m}$$

$$h_f = (0.012 \times 50.2656 / 1.5198 \times 38.4846)^2 8 V^2$$

$$h_f = 0.0009 V^2$$

10.- Por fricción en el conducto de 7 m de diámetro

$$L = 63.6 \text{ m}$$

$$h_f = (0.012 \times 50.2656 / 1.4522 \times 38.4846)^2 63.6 V^2$$

$$h_f = 0.0074 V^2$$

11.- Por fricción en el tubo de succión

$$L = 72.1 \text{ m}$$

$$A_1 = 4.6 \times 5.5 = 25.3 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 11 \times 5.5 = 60.5$$

$$A_m = 42.90 \text{ m}^2$$

$$R_m^{2/3} = 1.3299$$

$$h_f = (0.012 \times 50.2656 / 1.3299 \times 2 \times 42.9)^2 72.1 V^2$$

$$h_f = -0.0020 V^2$$

$$h_{p\acute{e}rdidas} = 0.0731 V^2$$



### EJEMPLO DE DISEÑO DE UNA TURBINA PELTON

a.- Niveles principales:

Nivel máximo de operación	1 465 msnm.
Nivel mínimo de operación	1 460 msnm.
Nivel medio en el desfogue	928 msnm.
Nivel de aguas máximas en el desfogue	936.5 msnm.

b.- Datos energéticos.

Generación media anual	747.16 GWh
Factor de planta	0.30
Frecuencia de la corriente	60 cps
Gasto medio aprovechado	20.16 m <sup>3</sup> /s

Se instalarán tres turbinas, con seis chiflones cada una, tomas independientes.

c.- Potencia media instalada

$$P_m = 747.16 \times 10^6 / 8760 = 85292 \text{ Kw}$$

$$P_{\text{instalada}} = 85292 / 0.30 = 284306.7 \text{ KW}$$

c.- Potencia por unidad.

$$P_{\text{generador}} = 284306.7 / 3 = 94768.9 \text{ KW}$$

Considerando  $K=1$ , la potencia de la turbina es;

$$P_{\text{turbina}} = 94768.9 / 0.98 = 96702.7$$

$$P_t = 96703 \text{ KW}$$

La carga neta aproximada sobre la turbina es;

$$H_d = \text{Elev. } 1465 - \text{Elev. } 936.5 - H_s - \text{pérdidas de carga}$$

$$H_s = 4 \text{ m (distancia entre el eje de la rueda y el nivel máximo en el desfogue)}$$

$$h_p = 6.75 \text{ m (supuesto)}$$

$$H_d = 517.75 \text{ m}$$

El gasto de diseño de la turbina es:

$$Q = 96703 \times 75 \times 1.3595 / 517.75 \times 0.85 \times 1000 = 22.4 \text{ m}^3/\text{s}$$

e.- Características principales de las unidades.

Velocidad específica de tanteo;

$$n'_{sj} = 85.49 \times 517.75^{-0.243}$$

$$n'_{sj} = 18.72$$

Velocidad de rotación aproximada.

$$n = 18.72(517.75)^{1.25} / (96\ 703/6)^{0.5} = 364.18 \text{ rpm}$$

$$\text{Núm. polos del generador} = 120 \times 60 / 364.18 = 19.77$$

Si Núm. de polos gen. = 20 (múltiplo de 4) la velocidad de rotación es;

$$n = 7\ 200 / 20 = 360 \text{ rpm.}$$

y la velocidad específica para diseño de la turbina es;

$$n'_{sj} = 360 \left( \frac{96.703}{6} \right)^{0.5} (517.75)^{-1.25} = 18.50$$

h.- Dimensiones principales.

Coefficiente de velocidad periférica;

$$\phi = 0.5445 - 0.0039 \times 18.50 = 0.4724$$

Diámetro de la rueda  $D_2 =$

$$D_2 = 84.5 \times 0.4724 (517.75)^{0.5} / 360 = 2.52 \quad D_2 = 2.50 \text{ m}$$

Diámetro del chorro

$$d/D_2 = 18.50 / (250.74 - 1.79 \times 18.5) = 0.0850$$

$$d = 0.20 \text{ m.}; \quad D_2/d = 12.5$$

Diámetro  $D_3$

$$D_3/D_2 = 1.028 + 0.0137 \times 18.50 = 1.2815; \quad D_3 = 3.20 \text{ m}$$

Dimensiones  $H_1$  y  $H_2$  de los cucharones;

$$H_1 = 3.20 (0.2)^{0.96} = 0.70 \text{ m}$$

$$H_2 = 3.23 (0.2)^{1.02} = 0.60 \text{ m}$$

Dimensiones de la caja

$$L = 0.78 + 2.06 \times 3.20 = 7.40 \text{ m}$$

$$G = 0.196 + 0.376 \times 3.20 = 1.40 \text{ m}$$

$$F = 1.09 + 0.71 \times 7.40 = 6.35 \text{ m}$$

$$H = 0.62 + 0.513 \times 7.40 = 4.40 \text{ m}$$

$$I = 1.28 + 0.37 \times 7.40 = 4.00 \text{ m}$$

Dimensiones del distribuidor (carcaza)

$$\begin{aligned} B &= 0.595 + 0.694 \times 7.40 = 5.70 \text{ m} \\ C &= 0.362 + 0.68 \times 7.40 = 5.40 \text{ m} \\ D &= -0.219 + 0.70 \times 7.40 = 5.00 \text{ m} \\ E &= 0.43 + 0.70 \times 7.40 = 5.60 \text{ m} \end{aligned}$$

f.- Revisión de las pérdidas de carga en la tubería.

1.- Por rejillas ( $h_r$ )

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

$$A_n / A_b = 0.75$$

$$K = 0.55 ; \quad V_r = 1.00 \text{ m/s}$$

$$h_r = 0.55 (1)^2 / 19.62 = 0.03 \text{ m}$$

2.- Por entrada ( $h_e$ )

$$A_c = 4.52 \text{ m}^2 ; \quad V_c = 22.4 / 4.52 = 4.95 \text{ m/s} ; \quad V_c^2 / 2g = 1.2489 \text{ m}$$

$$K_e = 0.10$$

$$h_e = 0.10 \times 1.2489 = 0.12 \text{ m}$$

3.- Por fricción ( $h_f$ )

$$h_f = 0.011 \times 4.95 / (0.7114)^2 \times 930 = 5.45 \text{ m}$$

4.- Por deflexión vertical ( $h_d$ )

$$h_{d1} = 0.25 (45 / 90)^{0.5} \times 1.2489 = 0.22 \text{ m}$$

$$h_{d2} = 0.22 \text{ m}$$

5.- Por válvula ( $h_v$ )

$$h_v = 0.08 \times 1.2489 = 0.10 \text{ m}$$

6.- Por el distribuidor (seis ramas) ( $h_{rep}$ )

$$h_{rep} = 0.50 \times 1.2489 = 0.63$$

$$h_{p\acute{e}rdidas} = 6.77 \text{ m} ; \quad H_d = 517.73 \text{ aproximadamente igual a la supuesta.}$$

g.- Regulación de la turbina.

La inercia de la tubería es:

$$T_a = 930 \times 4.95 / 9.81 \times 517.75 = 0.91 \text{ s}$$

El tiempo de arranque de las partes móviles de la turbina y el generador, deberá ser mayor de 1.8 s.

$T_m$ s	$WR^2$ requerido
1.80	122 489
2	136 096
4	276 192
5	340 240
6	408 289
8	544 384

El momento volante del generador es:

$$WR^2 = 15\,970\,196\,700 / 360^{1.5} \cdot 1.25 = 438\,552$$

despreciando el  $WR^2$  de la turbina, se puede adoptar un  $T_m = 6$  segundos.

## B I B L I O G R A F I A

- 1.- SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.-  
U.S.B.R.- 1976
- 2.- WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.-  
REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977,  
ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.
- 3.- APPLIED HYDRAULIC TRANSIENTS.- M.H.  
CHAUDRRY PhD.- 1979
- 4.- HYDRAULIC TRANSIENTS.- GEORGE R. RICH.
- 5.- FLUID MECHANICS.- R.L. DAUGHERTY AND A.C.  
INGERSOLL. 1954
- 6.- WATER POWER DEVELOPMENT.-  
E. MOSONYI - (TOMO 1 y 2)
- 7.- DIVERSA DOCUMENTACION PROPORCIONADA POR LOS  
FABRICANTES DE TURBINAS. HIDRAULICAS Y GENERA  
DORES.

**Esta obra se terminó de imprimir  
en abril de 1994  
en el taller de imprenta del  
Departamento de Publicaciones  
de la Facultad de Ingeniería,  
Ciudad Universitaria, México, D.F.,  
C.P. 04510**

**Secretaría de Servicios Académicos**

**El tiraje consta de 400 ejemplares  
más sobrantes de reposición.**