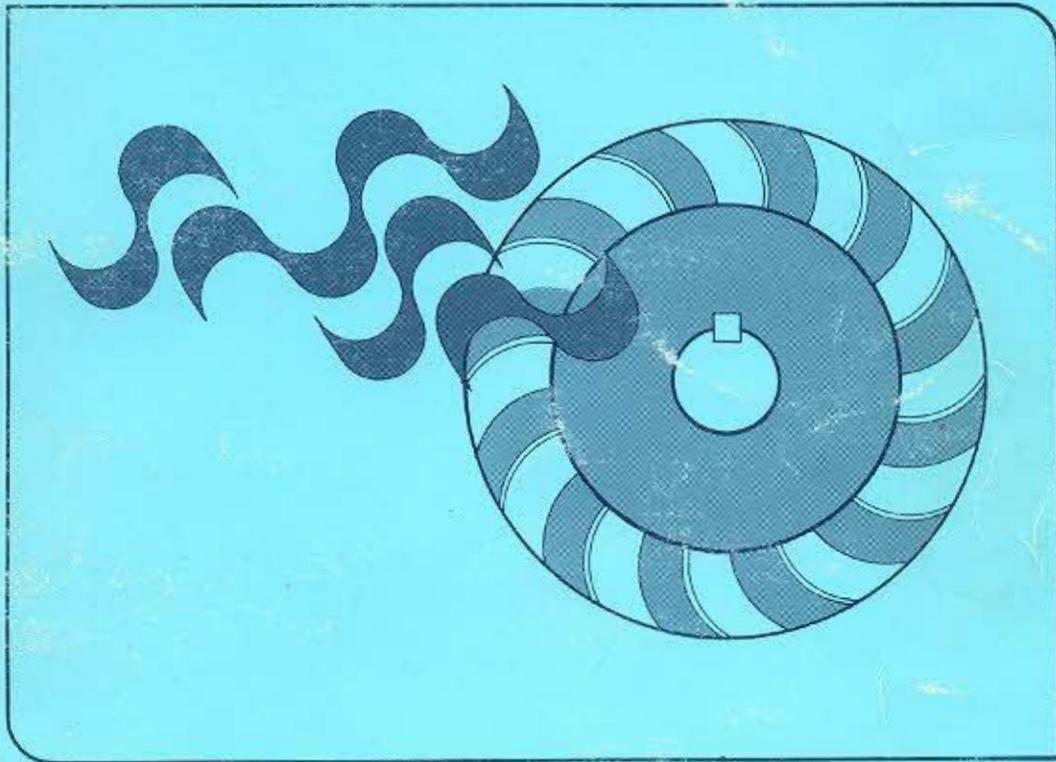




ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA



apuntes para un  
manual de diseño,  
estandarización y  
fabricación de equipos  
para pequeñas  
centrales hidroeléctricas

**APUNTES PARA UN  
MANUAL TECNICO  
DE  
DISEÑO, ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE  
EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS**

**VOLUMEN III**

**TURBINAS AXIALES (TUBULARES)**

ELABORADO POR:

**ING. ROBERTO BAHAMONDE**

REVISADO POR:

**ING. RAFAEL PARDO GOMEZ**

1988



## CONTENIDO

	Página
CAPITULO I - Introducción	5
1.1. Breve historia	5
1.2. Características generales	6
1.3. Campo de aplicación	7
1.4. Ventajas y desventajas	10
CAPITULO II - Diseño hidráulico	12
2.1. Consideraciones generales	12
2.2. Ecuación general	12
2.3. Diagramas de velocidad	14
2.3.1. Dimensiones básicas del rodete	17
2.3.2. Perfil de los álabes del rodete	17
2.3.3. Perfil de los álabes del distribuidor	22
2.4. Potencia y eficiencia	25
2.5. Dimensionamiento de la carcasa y del rodete	26
CAPITULO III - Diseño mecánico	28
3.1. Aspectos generales	28
3.2. Cálculo del espesor de la pared de la carcasa	28
3.3. Cálculo de los esfuerzos en los álabes directrices	30
3.4. Cálculo de los esfuerzos en los álabes del rotor	35
3.4.1. Determinación de las fuerzas	35
3.4.2. Determinación de los esfuerzos	39
3.5. Diseño del eje de la turbina	40
3.6. Selección de los rodamientos	42
3.7. Momento de inercia de la turbina	44

CAPITULO IV -	Normalización y selección	45
4.1.	Consideraciones generales	45
4.2.	Fundamento de la normalización	45
4.3.	Determinación de series normalizadas	46
4.4.	Elaboración de gráficos para seleccionar turbinas tubulares	48
4.5.	Relación de partes de turbinas tubulares normalizadas	52
CAPITULO - V	Tecnología de fabricación	53
5.1.	Generalidades	53
5.2.	Materiales empleados	53
5.3.	Procesos de fabricación de cada pieza	54
5.3.1.	Fabricación de la carcasa	54
5.3.2.	Fabricación del cubo	55
5.3.3.	Fabricación del rodete	56
5.3.4.	Fabricación de los álabes directrices	57
5.3.5.	Fabricación del eje de la turbina	57
5.3.6.	Fabricación del anillo de regulación	58
5.3.7.	Fabricación del tubo de desfogue	58
5.4.	Infraestructura necesaria	59
5.5.	Recomendaciones para la producción de turbinas	59
ANEXO 1	Ejemplo práctico	61
ANEXO 2	Planos de cada pieza y de conjunto	79

## PRESENTACION

La mayor fuente energética disponible en América Latina es la Hidroenergía, con un potencial superior a los 800.000 Mw, de los cuales apenas el 13% se aprovecha actualmente.

La región en su conjunto está en capacidad de plantearse un desarrollo intensivo de la hidroenergía, si consideramos que la tecnología requerida es ampliamente conocida y que, en los diferentes países latinoamericanos, existen experiencias, capacidad de ingeniería de proyectos, empresas de construcción y, en muchos de ellos, la infraestructura necesaria para la fabricación de equipamiento para centrales hidroeléctricas de cualquier tamaño.

En materia de pequeñas centrales hidroeléctricas (P.C.H), que desempeñarán un papel muy importante en América Latina, OLADE cuenta con un programa integral que incluye desde la evaluación de las cuencas hidrológicas, para aprovechamiento en pequeña escala, hasta el desarrollo, adaptación y transferencia de tecnología de diseño para equipos y plantas. Todo ello, orientado a promover en este campo la creación y consolidación del mercado latinoamericano de tecnología y suministros de esta materia.

La disponibilidad de conocimientos amplios, así como la experiencia acumulada sobre el particular, han permitido desarrollar en América Latina una tecnología adecuada para la fabricación de equipos para las P.C.H.

OLADE y la Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (ONUDI) han celebrado, en marzo de 1985, un Contrato para el desarrollo de un Manual conformado por siete volúmenes, denominado MANUAL TECNICO PARA DISEÑO, FABRICACION Y ESTANDARIZACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS.

La preparación del presente volumen por parte de OLADE responde a la necesidad de proporcionar y difundir las bases tecnológicas requeridas para iniciar la producción de Turbinas Axiales tipo Tubulares, y que contiene criterios técnicos necesarios para diseñar, establecer series estandarizadas y fabricar este tipo de turbinas. Es importante dejar claramente establecido que las hipótesis asumidas y métodos de cálculo expuestos en el presente volumen, si bien han sido cuidadosamente analizadas, por razones financieras no han sido comprobadas en prototipos ni en condiciones reales de trabajo, por lo que las turbinas que se construyen según las mismas, deberán ser sometidas a un proceso inicial de ajuste y calibración.

## CAPITULO I

### INTRODUCCION

#### 1.1. Breve Historia

Las turbinas hidráulicas de flujo axial son turbinas de reacción y de admisión total. En la actualidad hay una variedad de turbinas de esta clase, siendo los principales tipos las de hélice y las Kaplan que, para grandes instalaciones hidroeléctricas son preferentemente de eje vertical.

La turbina de hélice fue la primera en ser desarrollada allá por los primeros veinticinco años de este siglo y se caracteriza por tener un rodete de álabes fijos. La turbina Kaplan fue concebida por el Prof. Víctor Kaplan de la Universidad de Brno (Checoslovaquia), quien en 1920 tuvo la idea de corregir automáticamente el paso de los álabes de las turbinas de hélice de acuerdo con las fluctuaciones de la carga. La turbina Kaplan se caracteriza por mantener un buen rendimiento cuando trabaja a cargas parciales, lo cual no sucede con la turbina de hélice que alcanza un buen rendimiento únicamente cuando funciona a plena carga. En todo caso, estos dos tipos de turbinas, junto con las Pelton y las Francis, han sido contemplados dentro del marco del desarrollo de las turbinas hidráulicas convencionales.

El aprovechamiento de la energía del agua se ha llevado a cabo empleando turbinas cada vez más potentes con el criterio de obtener una economía de escala. Consecuentemente los proyectistas siempre han tratado de aprovechar únicamente los saltos de mediana y gran altura, menospreciando los micro saltos que van de 2 a 25 m por resultar costosos tales aprovechamientos con turbinas de hélice, Kaplan o Francis. Pero en todo el mundo ha sobrevenido una crisis energética no detectada antes que ha obligado a explotar toda fuente de energía, todo recurso hidráulico. Así se da el hecho de que Escher Wyss presente en 1936, en colaboración con Arno Fischer, la primera turbina tipo bulbo. En igual forma han sido desarrollados otros tipos de turbina de flujo axial, como las tubulares y las de pozo, que permiten aprovechar las pequeñas caídas reduciendo el volumen de excavaciones y las dimensiones de la obra civil y simplificando el esquema general de la planta. Actualmente, estas turbinas han rebasado la fase de experimentación y, consecuentemente, son ampliamente comercializadas por los fabricantes de los países desarrollados, como son, Escher Wyss y Voest - Alpine en Suiza, Neypric en Francia, Tampella en Finlandia, Lipostrop en Yugoslavia, Allis - Chalmers y Axel Johnson en EE.UU., y últimamente, Hite en España.

## 1.2. Características Generales

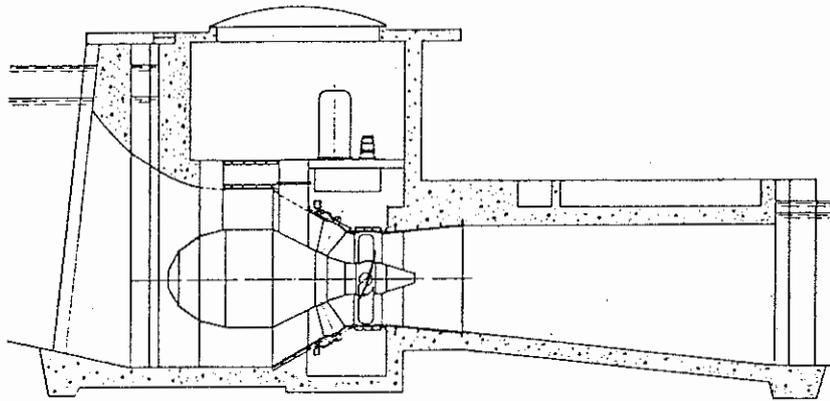
La característica fundamental de estos tres tipos de turbinas es que no requieren de caracol, siendo la conducción directa desde el embalse mediante un tubo recto tal que la admisión es completa, conduciendo el agua sobre el rotor de la turbina a través de un anillo de paletas directoras. El rotor, del tipo hélice, tiene su eje, de preferencia horizontal o inclinado, en la misma dirección del tubo, agilizando el paso de grandes caudales. La descarga se realiza en forma similar al desfogue de una turbina convencional de reacción, mediante una extensión del mismo ducto.

En la turbina bulbo el generador va dispuesto dentro de un compartimiento aislado que generalmente precede al rotor, dando al conjunto una apariencia de pera o bulbo, de donde la turbina toma el nombre. Un ducto comunicado con el exterior permite llegar hasta el generador y el equipo auxiliar, Fig. 1-a.

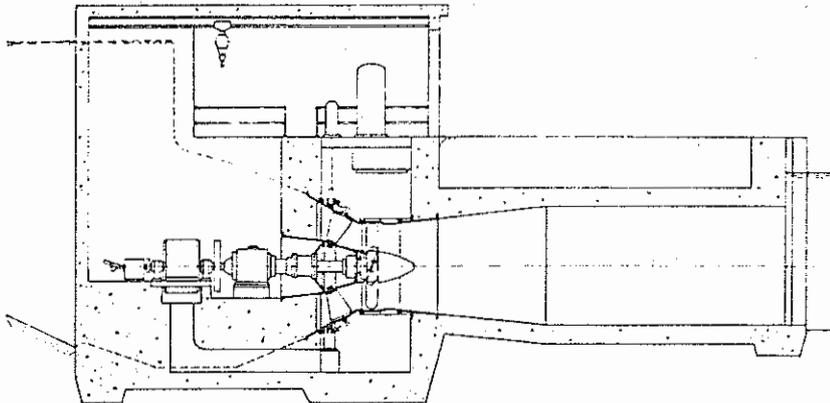
En la turbina del tipo pozo el generador va separado de la turbina mediante muros de hormigón, manteniéndose el generador en el mismo eje de la turbina. Cuando hay desplazamiento transversal entre generador y turbina se hace necesaria la presencia de un multiplicador de velocidad para emplear generadores más económicos, Fig. 1-b.

En la turbina tubular el generador va instalado en el exterior y fuera del ducto de agua, mediante el empleo de un eje pasado que atraviesa el ducto. Esto obliga a dar un cambio en la dirección del desfogue de la turbina, Fig. 1-c.

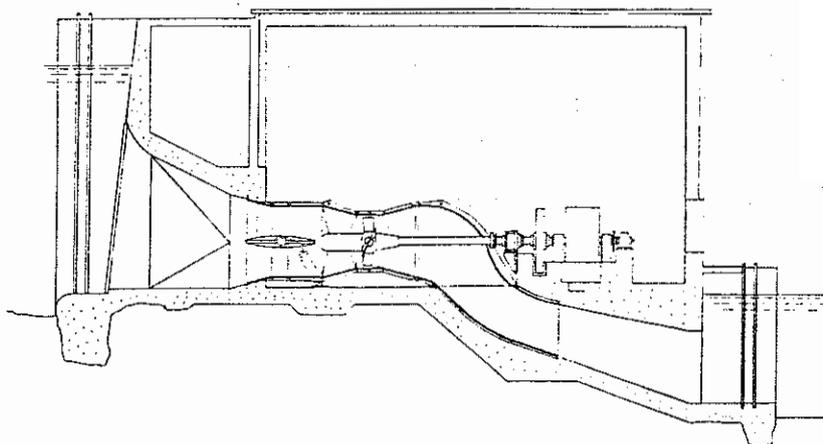
Por lo demás, el distribuidor o anillo de distribución va dispuesto, en los tres tipos, entre la toma y el rodete, regulando el gasto e imprimiendo al agua el giro necesario para atacar a los álabes en medio de una transferencia eficaz de energía. El rotor de la turbina está constituido por un cubo cuyo diámetro es el 40% o el 50% del diámetro externo de los álabes, en el cual van empotrados dichos álabes que son los encargados de transferir la energía del agua al eje de la turbina. En el interior del cubo va instalado, además, el mecanismo de regulación del paso de los álabes del rotor. Los álabes del rotor tienen perfil aerodinámico y su desarrollo es helicoidal. El perfil de ala permite obtener una acción útil del agua sobre el álabe y la forma alabeada se justifica en virtud de que la velocidad relativa del flujo varía en dirección y magnitud con la distancia al eje de giro.



a).Tipo Bulbo



b). Tipo Pozo



c).Tipo Tubular S

Fig. 1. Tipos de Turbinas de Flujo Axial

### 1.3. Campo de Aplicación

El campo de aplicación de las turbinas hidráulicas se establece, en primera aproximación, de acuerdo a la altura neta. en 6 grandes rangos como se ilustra a continuación:

<u>Tipo de Salto</u>	<u>Rango de Altura Neta (m)</u>	<u>Tipo de Turbina</u>
Microsalto	2 - 25 m	Tubular, Bulbo
Minisalto	2 - 50	Kaplan, Hélice
Pequeño salto	5 - 100	Banki, Francis lenta
Mediano salto	100 - 300	Francis Normal
Maxi salto	300 - 600	Francis Rápida, Pelton
Macro salto	sobre 600 m	Pelton

Como se puede apreciar aquí, varios tipos de turbinas pueden intervenir para satisfacer la condición de la altura neta. Frente a esta circunstancia es indispensable considerar un segundo criterio, en este caso un criterio que debe conducir a la selección del tipo de turbina más aceptable. Este criterio es un parámetro de origen estadístico llamado velocidad específica y viene expresado así para el caso de las turbinas:

$$\begin{aligned} \text{Veloc. Espec.} &= (\text{Veloc. Rotación}) (\text{Potencia})^{1/2} / (\text{Alt. neta})^{5/4} \\ &= (N) (P_t)^{1/2} / (H)^{5/4} \end{aligned} \quad (1)$$

De acuerdo a las dimensiones empleadas, esta fórmula puede adoptar varias expresiones:

$$n_s = (\text{R.P.M.}) (KW)^{0,5} / (m)^{1,25} \quad (2)$$

$$n'_s = (\text{R.P.M.}) (C.V.)^{0,5} / (m)^{1,25} \quad (3)$$

$$N_s = (\text{R.P.M.}) (H.P.)^{0,5} / (\text{pies})^{1,25} \quad (4)$$

$$n'_s = 4.44 N_s, \quad n_s = 3,812 N_s \quad (5)$$

Estas expresiones son de carácter comercial, es decir, han sido consagradas por los diferentes fabricantes, dejando de lado la llamada Velocidad Específica Absoluta que es de forma adimensional. A continuación se expone un cuadro general de selección y/o clasificación de las turbinas hidráulicas según la Velocidad Específica:

<u>Ns</u>	<u>n's</u>	<u>ns</u>	<u>TÍPO DE TURBINA</u>
3 - 6	13 - 26	11 - 23	Pelton Monochorro
6 - 15	26 - 67	23 - 57	Pelton Multichorro
16 - 52	70 - 230	60 - 200	Banki
16 - 100	70 - 450	60 - 390	Francis
120 - 200	520 - 870	450 - 750	Tubular
80 - 260	350 - 1160	300 - 1000	Kaplan, Hélice
160 - 310	700 - 1400	600 - 1200	Bulbo

La velocidad específica es estimada a partir de la altura neta en metros, mediante una fórmula empírica que, para el caso de las turbinas tubulares es la siguiente:

$$n_s = 1107,3 / H^{0,2998} \quad (6)$$

La altura neta es la diferencia entre la altura bruta y las pérdidas. En efecto,

$$H = H_g - K \cdot Q^2 \quad (7)$$

en donde, H es la altura neta en m  
 H<sub>g</sub> es la altura bruta en m  
 K es un coeficiente calculado de pérdidas en m<sup>-5</sup> seg<sup>2</sup>  
 Q es el caudal del recurso hidráulico en m<sup>3</sup> /seg.

El caudal nominal Q corresponde en la mayor parte de los casos de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas al caudal mínimo anual obtenido a partir de datos hidrológicos. Una vez conocidos el caudal y la altura neta nominales del proyecto, es posible calcular la potencia al freno de la turbina:

$$P_t = 9,807 \quad Q \cdot H \cdot n_t \quad (8)$$

en donde, P<sub>t</sub> es la potencia al freno de la turbina en Kw  
 Q es el caudal nominal en m<sup>3</sup> /seg.  
 H es la altura neta nominal en m  
 n<sub>t</sub> es la eficiencia de la turbina

La potencia entregada por el generador al sistema eléctrico de potencia está dada por

$$P_g = P_t / n_{tr} \cdot n_g \cdot n_{tf} \quad (9)$$

en donde n<sub>tr</sub> es la eficiencia del sistema de transmisión mecánica,

$n_g$  es la eficiencia del generador  
 $n_{tt}$  es la eficiencia del transformador

Esta es la potencia que se puede obtener de una Pequeña Central Hidráulica de acuerdo al recurso hidráulico con el que se cuenta, de manera que no se trata, como en el caso de las grandes centrales hidroeléctricas, de una potencia requerida conforme a una demanda prevista. El valor de las eficiencias suele ser estimado o proporcionado por los fabricantes. La velocidad de rotación puede ser calculada reemplazando los valores de la velocidad específica. El valor así obtenido de la velocidad de rotación puede ser verificado con otros proyectos similares y reajustados a continuación según el criterio del proyectista.

En resumen, de todos los parámetros mencionados cuales son  $H$ ,  $Q$ ,  $P_t$ ,  $N_s$ ,  $N$ , tan solo el caudal y la altura neta representan los parámetros fundamentales del Proyecto. Si una vez que se conoce el valor que se puede obtener para  $P_t$ , se trata de alcanzar valores redondos o niveles normalizados de potencia, entonces el valor de  $Q$  debe ser calculado de la fórmula general expuesta anteriormente, cual es la (8). Tal valor de  $Q$  debería ser en todo caso un caudal garantizado y dentro de pronóstico.

Con este criterio ha sido preparado el gráfico de Fig. 2, en el cual las coordenadas son  $H$  en m y  $Q$  en  $m^3/s$  y la potencia aparece como un parámetro en MW. En este gráfico se ha resumido el campo de aplicación de las turbinas pequeñas de flujos axial, mixto y tangencial. Para aprovechar óptimamente un campo de aplicación lo más grande posible fue necesario establecer el criterio de la normalización de las pequeñas turbinas. Así fueron diseñadas varias alternativas A, S, y Split para tubulares.

Las turbinas tubulares A, Fig. 3, se caracterizan por disponer de la instalación de un engranaje cónico en bloque que permite el accionamiento de un generador externo de alta velocidad. El sector económico del empleo de tipo A comprende un intervalo de  $H$  entre 1 m y 6 m y potencias de 50 Kw a 1000 Kw.

Las turbinas tubulares S, Fig. 1-c, se caracterizan por tener el conducto de agua en forma de S invertida, el cual permite que el generador y la turbina se conecten fuera del conducto, mediante un eje pasado. Este tipo es utilizado con caídas de 2 m hasta 15 m y con potencias de hasta 5000 Kw.

Las turbinas tubulares "Split", Fig. 4, se caracterizan porque el conducto del flujo entre la bocatoma y el rodete está dividido en dos tramos de tubos que transcurren separados entre sí. De ello resulta un espacio libre en el que se puede disponer los mandos para la regulación y el eje

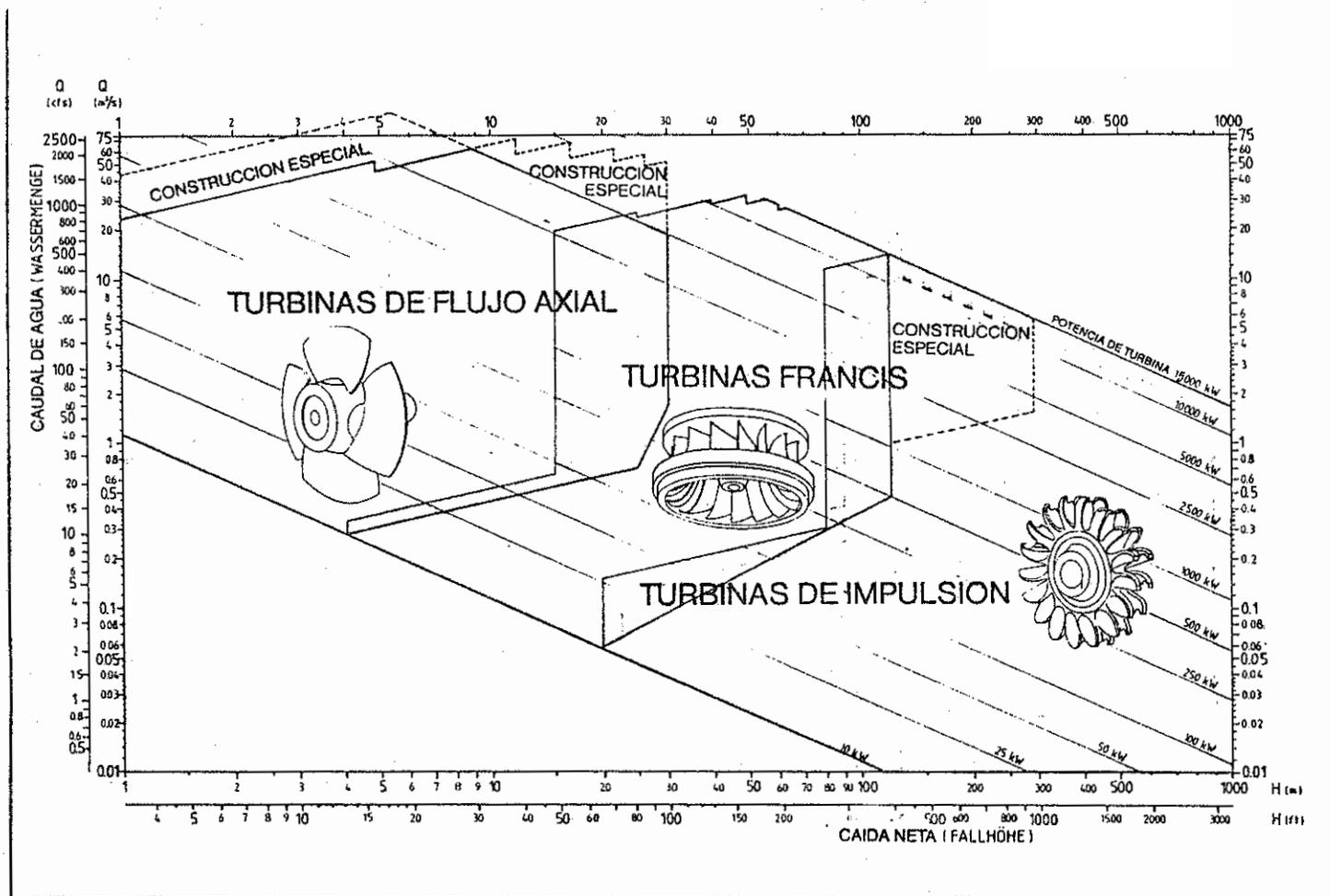


Fig. 2. Campo de Aplicación de las Turbinas Hidráulicas Pequeñas.

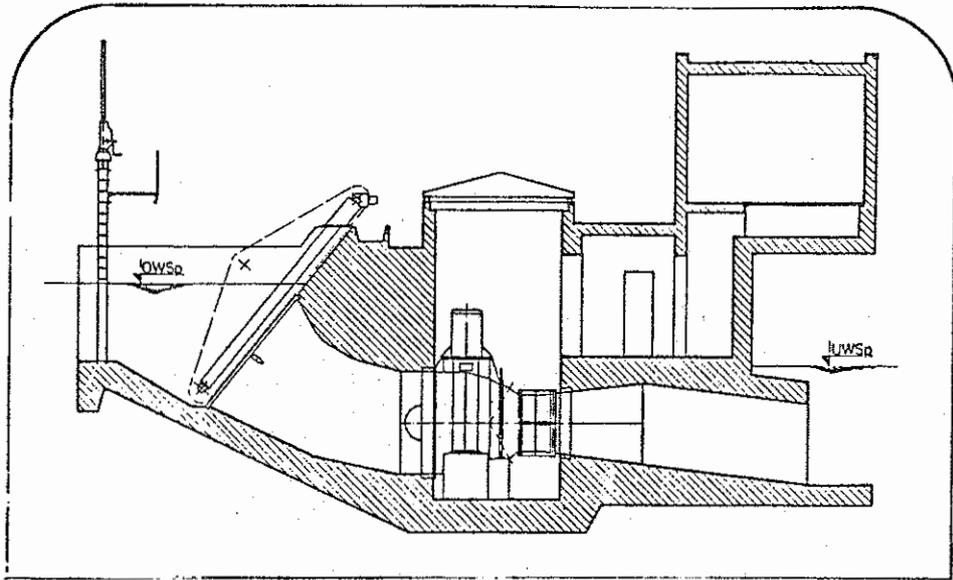


Fig. 3. Esquema de Turbina Tubular A

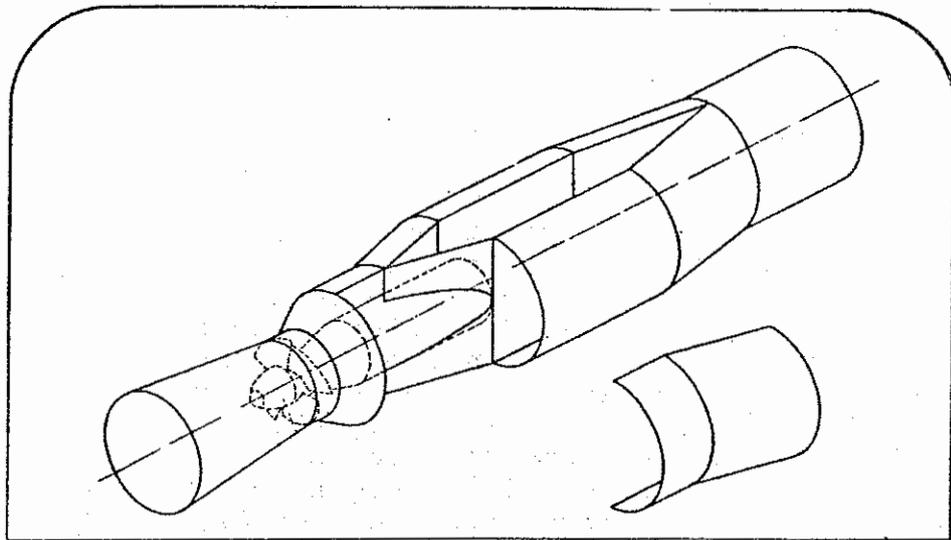


Fig. 4. Esquema de Turbina Tubular Split

de salida. Este tipo se adapta a potencias medias, sobre todo por su buena accesibilidad y se aplica para caídas hasta 25 m. Para diámetros de rodete superiores a los 3 m y caídas hasta de 25 m la turbina tipo bulbo presenta una solución más económica.

Como se puede apreciar en la Fig. 2 el rango de alturas de 2 a 15 m, el de caudales de 2,6 a 38 m<sup>3</sup>/s y el de potencias de 0,1 a 2,0 MW están dentro del campo de aplicación de las turbinas tubulares tipo S, que son las más representativas de este grupo de turbinas axiales destinadas a los microsaltos.

#### 1.4. Ventajas y Desventajas

Varias ventajas de las turbinas axiales para microsaltos han sido ya mencionadas anteriormente. Como habíamos indicado, una característica fundamental de este tipo de turbinas es la de no necesitar de cámaras espiral. Otra particularidad es que la disposición horizontal o casi horizontal del eje reduce las dimensiones en sentido vertical y por tanto las excavaciones. Además, el ducto rectilíneo de alimentación y de desfogue reduce al mínimo las pérdidas de energía en el flujo. Finalmente, el rendimiento de los tres tipos de turbinas tubular, bulbo y de pozo, es tan satisfactorio como el de una Kaplan, sobre todo en aquellos casos en los que se disponen álabes directores ajustables también. Así la curva de rendimiento se mantiene casi plana, a un nivel aproximado al 90%, para diferentes valores de caudal, como se puede apreciar en la Fig. 5. Por lo demás, una vez identificado el diámetro  $D_1$  del rodete es posible realizar un dimensionamiento preliminar de la misma planta referido a dicho diámetro, lo cual reduce el tiempo invertido en el diseño y permite evaluar rápidamente el costo del proyecto.

Por otro lado, a pesar de la apariencia de sencillez de una central que emplee este tipo de turbinas, el diseño y la construcción de las turbinas mismas demandan una gran capacidad ingenieril y una alta tecnología de materiales. Una de las desventajas de emplear este tipo de turbinas son las bajas velocidades a las que funcionan, siendo necesario introducir un multiplicador de velocidad para poder emplear generadores normalizados. Igualmente el sistema de regulación es bastante complicado, hablándose de doble, simple o ninguna regulación, según rodete sean regulados ambos tipos de álabes (directores y de rodete), sólo un tipo de álabes o ninguno, respectivamente. Evidentemente, mientras mayor es el nivel de regulación mayor es el costo de la unidad. Adicionalmente, cada tipo de turbina tiene propias dificultades. Así en el caso de las tubulares se presentan problemas relativos al sellado del eje, a las vibraciones por la longitud axial y al desfogue. Las turbinas tipo bulbo, por su lado, son más costosas por el empleo de generadores de diseño especial. Las turbinas de tipo pozo

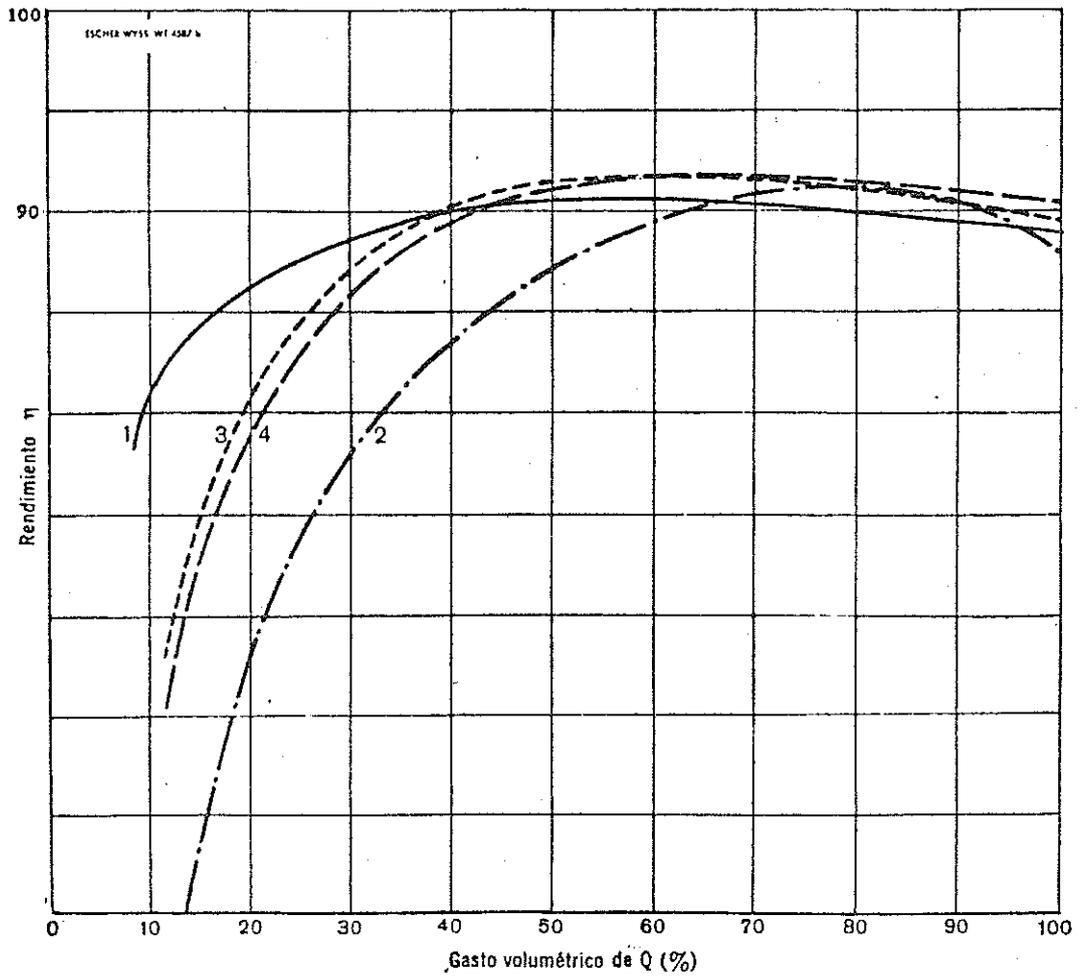
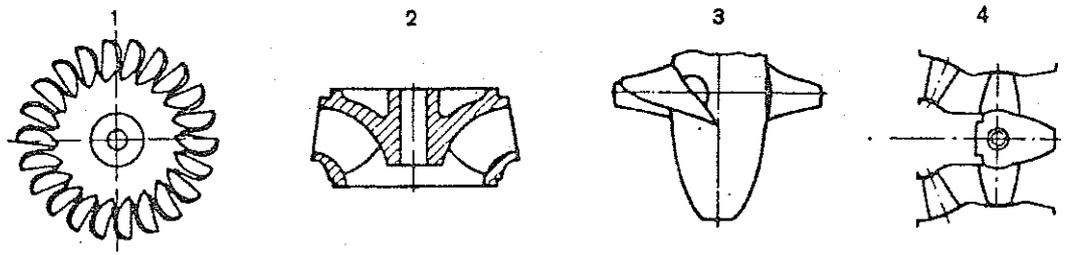


Fig. 5 Curvas del rendimiento en función del gasto de las cuatro turbinas típicas: 1) Pelton, 2) Francis, 3) Kaplan y 4) Tubular. (Cortesía Escher Wyss.)

demandan una obra de fábrica bastante complicada y, por tanto, su aplicación es más bien limitada.

De todas formas, en cuanto se refiere a las turbinas tubulares, éstas sirven muy bien en su campo, inclusive para reemplazar instalaciones de turbinas Francis viejas, ya que en la mayoría de los casos, tan sólo unas pequeñas modificaciones de la casa de máquinas permiten un aumento considerable de la potencia.

## CAPITULO SEGUNDO

### DISEÑO HIDRAULICO

#### 2.1. Consideraciones Generales

La tendencia actual de aprovechar el recurso hidráulico mediante la implantación de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas crea la necesidad de elaborar proyectos de contornos sencillos que puedan ser utilizados por países en vías de desarrollo. Esta circunstancia obliga a su vez a introducir simplificaciones en la turbina y en el sistema de regulación del grupo electrógeno.

De acuerdo con tal concepto se presentan diversas variantes más o menos interesantes del diseño de las turbinas axiales. Este capítulo consignará la metodología concerniente al diseño hidráulico de las turbinas axiales del tipo tubular S. El criterio básico es de desarrollar una turbina hidráulica del tipo mencionado que sea capaz de trabajar constantemente a plena carga prácticamente y con la más alta eficiencia. El tipo de turbina que responde a tal requerimiento es el tipo de hélice horizontal de álabes fijos con un distribuidor de álabes regulables dispuesto antes del rodete. La disposición de una válvula de paso antes de la turbina cae fuera del propósito de este trabajo.

#### 2.2. Ecuación General

La altura neta para las turbinas de reacción puede ser representada como consta en la Fig. 6.

$$H = H_g - H_1 - \frac{V_3^2}{2g} \quad \dots(10)$$

en donde,

$H_g$ , es la diferencia de nivel entre la superficie de agua en el reservorio y la superficie del agua en el canal de descarga.

$H_1$ , es la altura de pérdidas en la tubería y en la toma  
( $V_3^2 / 2g$ ), es la energía cinética residual del agua en la descarga.

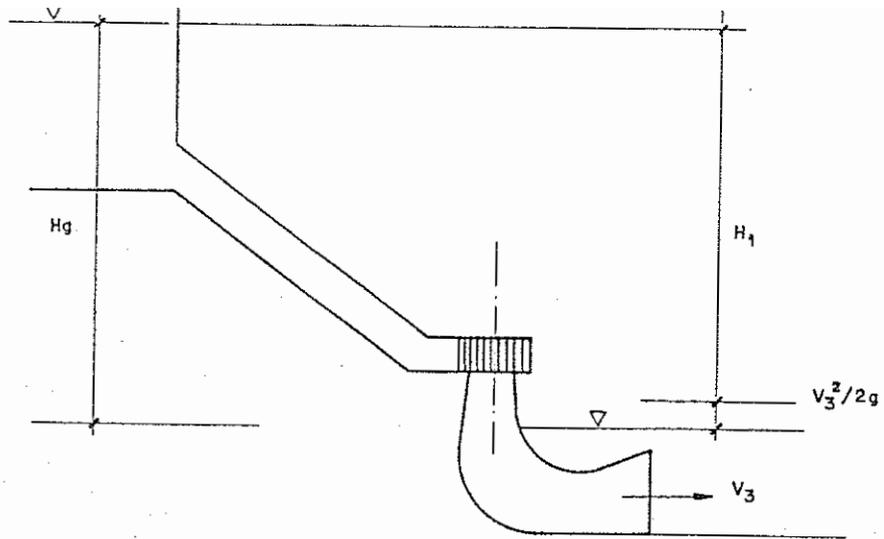


FIG. 6. ALTURAS CONSIDERADAS EN UNA CENTRAL HIDROELECTRICA CON TURBINA DE REACCION.

Desde el punto de vista del desempeño del rodete la altura neta se fragmenta en dos componentes:

$$H = H_e + H_i \quad \dots(11)$$

en donde,

$H_e$  , es la altura efectiva o de Euler

$H_i$  , es la altura de pérdidas internas en el rodete, en los álabes guías y en la carcasa.

La altura de Euler está dada por la ecuación general de Euler y, por otro lado, está relacionada con la eficiencia hidráulica.

$$H_e = \frac{1}{g} ( u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u} ) \quad \dots(12)$$

$$H_e = n_h \cdot H \quad \dots(13)$$

en donde,

$u_1$  ,  $u_2$  , son las velocidades periféricas del rodete a la entrada y salida, respectivamente  $v_{1u}$  ,  $v_{2u}$  , son los componentes tangenciales de la velocidad del agua a la entrada y a la salida , respectivamente.

$n_h$  es la eficiencia hidráulica.

Considerando que en las turbinas axiales, en general, se cumple que  $u_1 = u_2 = u$ , se tiene entonces otra expresión para la altura de Euler.

$$H_e = \left( \frac{u}{g} \right) (v_{1u} - v_{2u}) \quad \dots(14)$$

Esta expresión puede ser analizada estudiando los respectivos diagramas de velocidad a la entrada y salida del rodete.

### 2.3. Diagramas de Velocidades

El método más simple de abordar el estudio de las turbinas de flujo axial es suponer que las condiciones del flujo correspondiente al radio medio, representan a cabalidad el flujo de cualquier otro radio. El análisis bidimensional realizado sobre la línea de paso media puede proporcionar una aproximación aceptable al flujo real. En tal sentido, el flujo se desarrolla en un conducto anular en el que no existe componente radial de velocidad, cuyas líneas de corriente se sitúan en superficies cilíndricas, observando simetría respecto del eje. El esquema de una turbina axial, Fig. 7., contempla un distribuidor de paletas guías móviles y un rotor de álabes fijos. El agua entra al distribuidor con velocidad absoluta  $V_0$  completamente axial y sale del mismo con velocidad absoluta  $V_1$  y ángulo  $\alpha_1$  respecto del plano de rotación. El flujo relativo se acelera dentro del rodete hasta la velocidad  $W_2$  con ángulo  $\beta_2$ . Por otro lado, en la teoría bidimensional de las turbomáquinas se supone normalmente que la velocidad permanece constante, es decir,

$$V_{01} = V_{02} = V_0 \quad \dots(15)$$

De acuerdo a esto, las componentes periféricas de la velocidad pueden expresarse así:

$$V_u = u - V_0 \cdot \cot \beta = V_0 \cdot \cot \alpha \quad \dots(16)$$

Introduciendo tales expresiones en la ecuación (14) tendremos:

$$H_e = \left( \frac{u^2}{g} \right) \left( \left( \frac{V_0}{u} \right) (\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) - 1 \right) \dots(17)$$

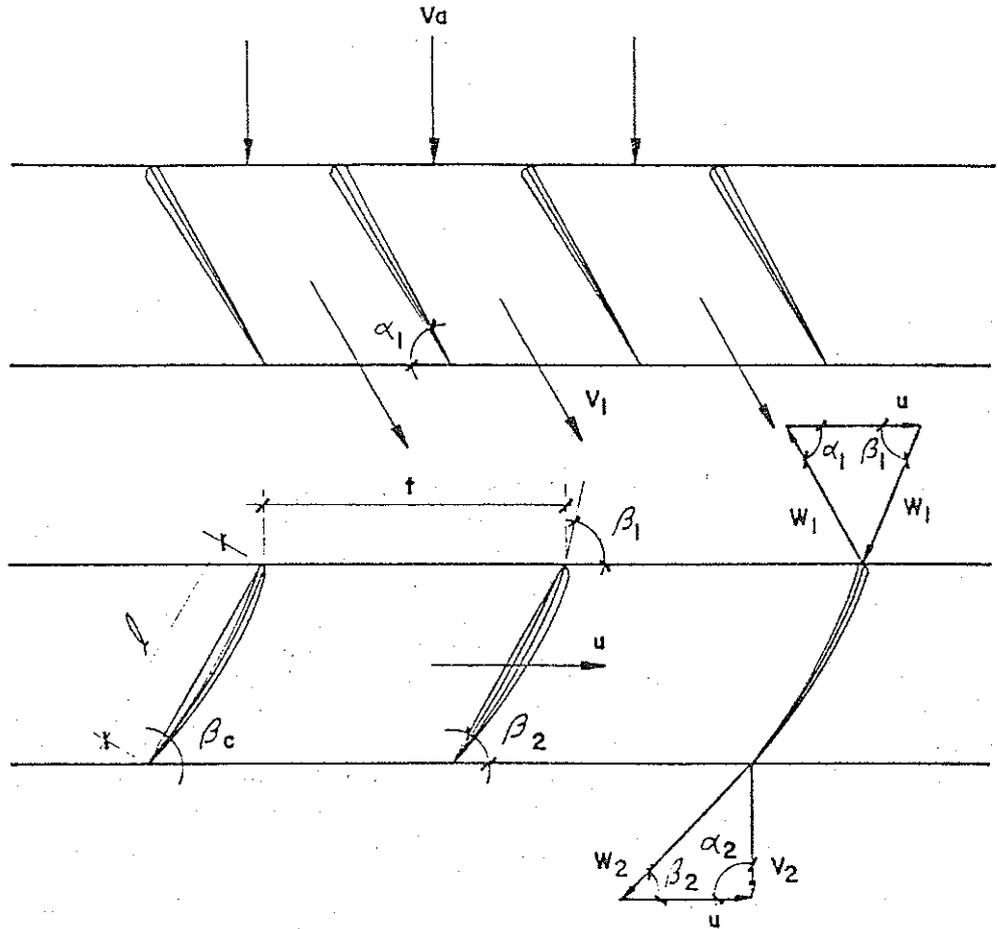


Fig. 7. Esquemà de Desarrollo Cilindrico en una Turbina de Flujo Axial

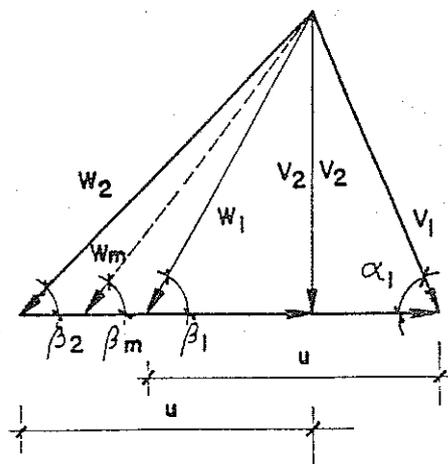


Fig. 8. Diagrama de Velocidades

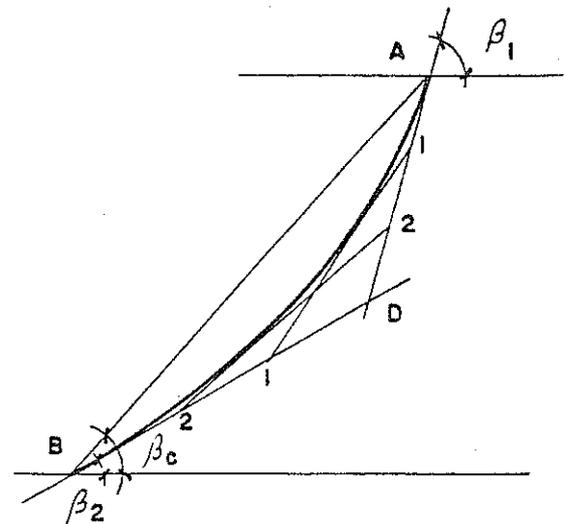


Fig. 9. Línea media de t Parabólico

Esta es la expresión general de la altura efectiva aprovechada por una turbina axial. Desde el punto de vista de la eficiencia hidráulica, es muy importante que, para determinado valor de H, el valor de  $H_e$  sea máximo. Este efecto se consigue cuando el agua abandona axialmente el rodete, es decir, cuando  $\alpha_2 = 90^\circ$ , lo cual se traduce en una máxima eficiencia hidráulica. entonces, si en el diagrama de salida del rodete, Fig. 7., se introduce la condición  $\alpha_2 = 90^\circ$ , se tendrá

$$H_e = u \cdot V_{1u} / g = (u \cdot V_a \cdot \cot \alpha_1) / g \dots (18)$$

y, a continuación, el valor de la máxima eficiencia hidráulica

$$n_h = 2 \cdot K_u \cdot K_a \cdot \cot \alpha_1 \dots (19)$$

siendo,

$$u = K_u (2gH)^{1/2} \dots (20)$$

$$V_a = K_a (2gH)^{1/2} \dots (21)$$

El valor de u varía de acuerdo al radio y, por tanto, el valor de  $K_u$  también. En este trabajo consideramos tres diámetros: el diámetro interno de los álabes  $D_o$ , el diámetro intermedio  $D$  y el diámetro exterior de los álabes  $D_i$ . Cuando se trata del diámetro  $D_i$  el valor de  $K_u$  está dado por la fórmula (22):

$$K_{u_i} = 0,79 + 1,61 \times 10^{-3} n_s \dots (22)$$

El valor de  $V_a$  permanece constante y el coeficiente  $K_a$  oscila entre 0,35 y 0,75. La velocidad  $V_a$  suele ser determinada a partir del caudal nominal  $Q$  y del área anular comprendida entre la carcasa y el cubo del rodete.

El valor del ángulo  $\alpha_1$ , permanece constante y puede ser calculado aplicando la ecuación (19) para el diámetro medio  $D$ , asumiendo un valor razonable para  $n_h$  (91%). Una vez conocidos los valores de  $V_a$  y del ángulo  $\alpha_1$ , es posible calcular el valor de la velocidad absoluta  $V_1$  del agua a la entrada al rodete, con lo cual se está en condiciones de contemplar los diagramas de velocidad a la salida del distribuidor y a la entrada del rodete. Para las otras secciones se debe considerar constantes  $n_h$ ,  $\alpha_1$  y  $V_1$  y se deben emplear la ecuación (14) para la determinación de  $V_{2u}$ . En la Fig. 8 se tiene un modelo representativo de un diagrama unificado de velocidades.

### 2.3.1. Dimensiones Básicas del Rodete

El diámetro  $D_1$  y la relación de diámetro  $(D_0/D_1)$  pueden ser calculados mediante las expresiones (23) y (24), respectivamente:

$$D_1 = (60 \cdot Ku_1 / \pi \cdot N) (2gH)^{1/2} \dots (23)$$

$$(D_0 / D_1) = 0,25 + (94,64/n_s) \dots (24)$$

Los valores de  $V_a$  y del coeficiente  $K_a$  pueden ser establecidos empleando la ecuación del caudal del diseño que representa el 90% del máximo recurso hidráulico.

$$Q = (\pi/4) (D_1^2 - D_0^2) V_a = (\pi D_1^2 / 4) (1 - (D_0 / D_1)^2) V_a \dots (25)$$

El valor de  $(D_0/D_1)$  y el número de álabes han sido integrados en la tabla siguiente de acuerdo a la altura neta en m.

TABLA NO. 1

#### VALORES CARACTERISTICOS DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS AXIALES

Carga H, m	5	20	40	50	60	70
No. de Alabes	3	4	5	6	8	10
$(D_0 / D_1)$	0,3	0,4	0,5	0,55	0,6	0,7
$n_s$ aprox.	860	700	500	350	300	250

Las demás dimensiones del rodete no son susceptibles de análisis y están sujetas al efecto de fórmulas empíricas y a demandas impuestas por otros elementos de la máquina, como el eje y sus cojinetes.

### 2.3.2. Perfil de los Alabes del Rodete

La conformación de los álabes del rodete depende del ángulo de entrada  $\alpha_1$  y del ángulo de salida  $\beta_2$ . Según la ecuación (19) el ángulo  $\alpha_1$  varía con el radio, ya que el valor de  $(\cot \alpha_1)$  depende únicamente de  $K_u$  si consideramos constantes los valores de  $n_h$  y de  $K_a$ , y a su vez el valor de  $K_u$  varía con la velocidad  $u$ . Por tanto, se puede observar que el ángulo  $\alpha_1$  es más grande en el extremo de los álabes que en la raíz de los mismos. Esto obliga a que los álabes tanto del rotor como del distribuidor se presenten torcidos. Sin embargo, esta condición introduce en el distribuidor un problema de tipo tecnológico consistente en conseguir un sellado hermético de los álabes en la posición

de cerrado. Por tal consideración es preferible la alternativa de construir distribuidores de álabes rectos, a pesar de que esto significa una ligera disminución de la eficiencia, puesto que tratándose de unidades distribuidas a las P.C.H. la obtención de potencia es más importante que una razonable pérdida en la eficiencia hidráulica de las turbinas. Entonces, una vez que se ha decidido que los álabes del distribuidor sean rectos, la longitud del álabe, de la raíz al extremo, y, en consecuencia, la velocidad absoluta  $V_1$  también permanece constante en toda la sección. El valor de  $\alpha_1$  para los puntos que no son de diámetro medio debe ser calculado a partir de las ecuaciones (14) y/o (17). Así se consigue fijar las características del flujo a la entrada y a la salida del rodete, debiendo enfocarse a continuación el problema del efecto del agua sobre los álabes del rodete sobre la base de emplear un mismo tipo de perfil para todas las secciones del álabe.

Por tanto, la primera medida que es conveniente tomar para el dimensionamiento de los álabes, es la división del flujo que pasa por el anillo cilíndrico conformado por el cubo y la carcasa, en varios flujos parciales conducidos por secciones cilíndricas de determinado diámetro. Básicamente se hará el estudio del álabe en 3 diámetros diferentes, que son:  $D_0$ ,  $D$  y  $D_1$ . Este enfoque del problema permite establecer la disposición de los álabes en tres desarrollos cilíndricos de características similares a las del esquema generalizado de la Fig. 7. Cada uno de estos desarrollos cilíndricos contiene una serie de álabes dispuestos en forma de rejilla o de cascada. Así es posible definir el perfil de los álabes correspondientes a cada diámetro y, además, es factible observar la configuración total del álabe desde la raíz hasta el extremo.

Para proceder a trazar el perfil de los álabes es necesario determinar previamente dos parámetros fundamentales: El espaciado entre álabes  $t$  y la longitud de la cuerda  $l$ . El espaciado  $t$  está dado por el perímetro respectivo y por el número de álabes  $Z$ . La longitud  $l$  está ligada a la relación  $\sigma = (l/t)$ , definida como solidez de la cascada o grado de recubrimiento. Cuando el valor de  $n_s$  está entre 300 y 800 los valores de  $\sigma$  están dados a continuación:

$$\sigma_{\text{cubo}} = 1,10 - 0,80 \quad \dots(26 \text{ a})$$

$$\sigma_{\text{carc.}} = 0,90 - 0,60 \quad \dots(26 \text{ b})$$

La cuerda AB es trazada con un ángulo  $\beta_0$  de valor arbitrario en un principio y, por tanto, sujeto a corrección. A continuación está trazado de la línea media del perfil sobre la cual se basa la distribución de los espesores del álabe. Dicha línea media es del tipo parabólico para las turbinas hidráulicas. Como consta en la Fig. 9., el trazo de la línea media depende de los ángulos  $\beta_1$  y  $\beta_2$ , los cuales son

dibujados en los extremos A y B, respectivamente. Sobre los lados AD y BD son localizados 2 puntos equidistantes de sí y de los extremos. Los segmentos 1-1 y 2-2 ayudan a trazar en forma de tangente la línea media buscada.

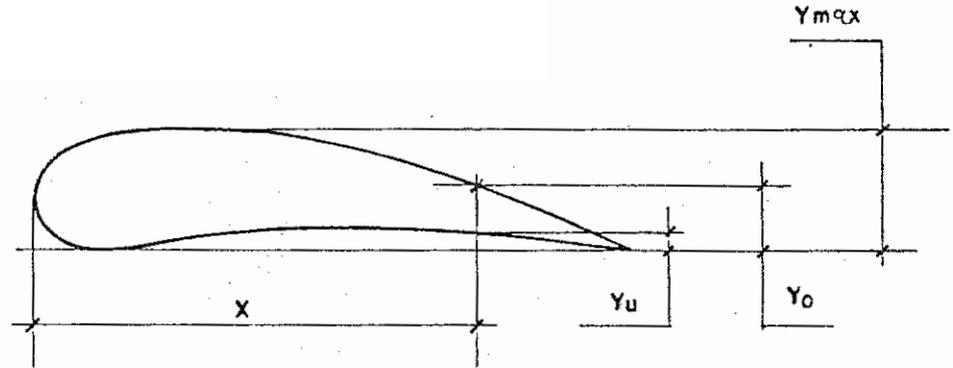


Fig. 12. Símbolos empleados en el diseño de un perfil.

A continuación se debe considerar el diagrama unificado de velocidades Fig. 8, en el cual interviene la velocidad  $W_m$ , que representa geoméricamente la mediana del triángulo formado por las velocidades relativas  $W_1$  y  $W_2$ , y cuya línea de acción forma un ángulo  $\beta_m$  con la línea de referencia. Las características de los gráficos de las figuras No. 7 y No. 8 deben cumplir con la ecuación general de la cascada:

$$C_L \sigma = (2/K_L) (\psi / \phi) (\text{sen } \beta_m) / (1 - \epsilon \cot \beta_m) \dots (27)$$

en donde,

- $C_L$  es el coeficiente de empuje para los álabes aislados
- $\sigma$  es la solidez de la cascada
- $\psi$  es el coeficiente de altura,  $\psi = (gHe/u^2)$  ... (28)
- $\phi$  es la relación de velocidades  $V_a$  y  $u$ ,  $\phi = (V_a/u)$  ... (29)
- $K_L$  es un coeficiente de efectos de cascada, Fig. 11
- $\lambda$  es el ángulo formado por las fuerzas  $P$  y  $A$ , Fig. 10,  
 $\lambda = \text{arc tan } (\epsilon)$  ... (30)

Paralelamente se deben cumplir las siguientes condiciones

$$\cot \beta_m = (\cot \beta_1 + \cot \beta_2) / 2 \dots (31)$$

$$(\psi / \phi) = \cot \beta_2 - \cot \beta_1 \dots (32)$$

$$(1 / \phi) = \cot \alpha_1 + \cot \beta_1 \dots (33)$$

$$\psi = \phi (\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) - 1 \dots (34)$$

El valor de  $K_L$  está dado en la Fig. 11 para valores estimados de  $(1/\delta)$  y del ángulo  $\beta_0$  de empuje ascensional nulo ( $A=0$ ).

En la Fig. 10 se puede observar que  $\alpha$  es el ángulo comprendido entre la línea de acción de  $W_m$  y la línea de acción de empuje nulo y que  $\delta$  es el ángulo comprendido entre la línea de acción de  $W_m$  y la cuerda de longitud  $l$ .

$$\alpha = \beta_m - \beta_0 \quad \dots(35)$$

$$\delta = \beta_m - \beta_c \quad \dots(36)$$

El ángulo de posición  $\alpha$  interviene en la estimación del ángulo de ataque  $\delta$  mediante un proceso de tanteo. El valor del ángulo  $\delta$  en grados interviene a su vez en el cálculo del valor del coeficiente de empuje  $C_L$ .

En general, el valor de  $C_L$  y el de  $\lambda$  dependen del tipo de perfil empleado para el álabe. El coeficiente  $C_L$  suele ser 0,092 hasta 0,1 veces el valor de  $\alpha$  dado en grados y el ángulo  $\lambda$  suele tener un valor de más o menos  $1^\circ$ . En este sentido se debe decidir qué tipo de perfil es el más conveniente tratándose de obtener el menor valor de  $\epsilon = \tan \lambda$ . Sin embargo, considerando que no estamos en condiciones de optimizar el diseño sino más bien de establecer una metodología práctica, emplearemos un perfil arbitrario adaptado a una línea media de tipo parabólico. Esto nos permite fijar la dirección del empuje ascensional nulo que justamente tiende a pasar por el punto C de la línea media, Fig. 10., lo cual equivale a determinar el valor de  $\beta_0$ . Entre los perfiles recomendados para las turbinas hidráulicas están los siguientes: Gottingen No. S 428 y 436, N.A.C.A. sección 16, Clark section Y. De estos tomaremos el primero para ilustrar el método empleado en la verificación de  $\delta$ . Las características de este perfil están dadas a continuación en donde, las abscisas y las ordenadas son porcientos de la longitud de la cuerda según la Fig. 12.

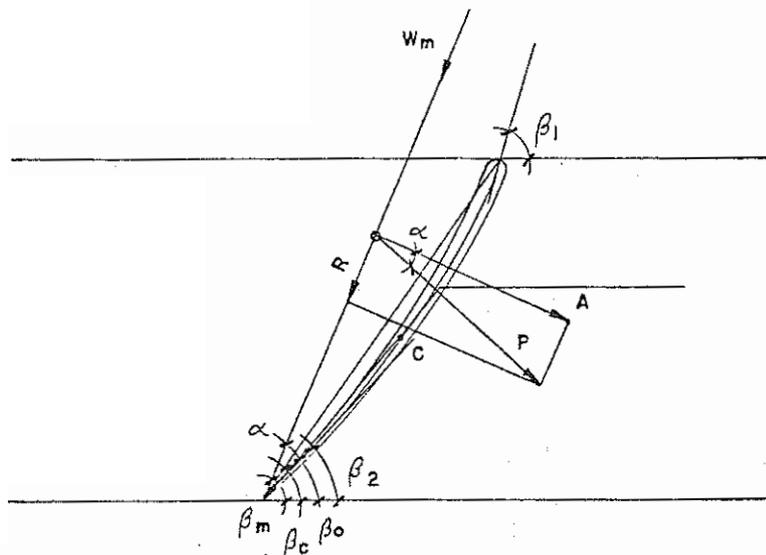


Fig. 10. Angulos considerados en los álabes de una turbina axial.

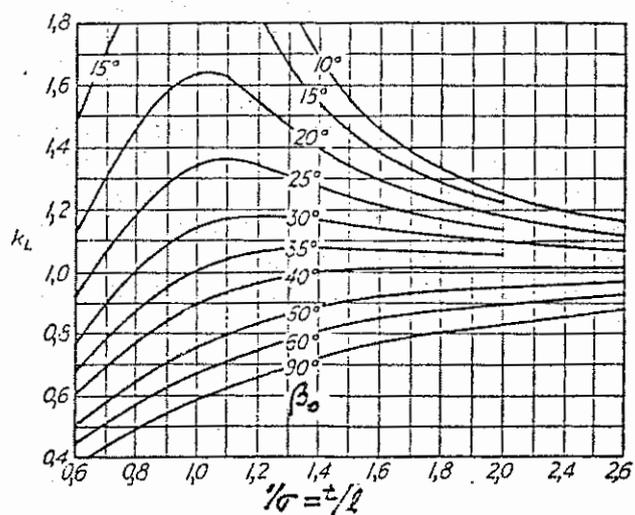


Fig. 11. Coeficiente de cascada  $K_L$

TABLA NO. 2

CARACTERISTICAS DEL PERFIL GOTTIGEN No. 428

X	0	5	10	15	20	30	50	70	90	100
Y <sub>o</sub>	1,25	4,80	6,50	7,55	8,20	8,55	7,80	5,50	2,15	0,00
Yu	1,25	0,10	0,00	0,05	0,15	0,30	0,40	0,25	0,05	0,00

A continuación, el valor de  $\delta$  empleado para el diseño, de acuerdo a los valores de  $l$  y  $t$  definidos en un principio, debe ser verificado según la siguiente expresión:

$$\delta = 4 C_t / ((2-C_t) (m.K_L \cdot \text{sen } \beta_o) (1-\epsilon \cot \beta_m)) \dots (37)$$

en donde,

$$C_t = (\cot \beta_2 - \cot \beta_1) / (\cot \beta_o - \cot \beta_1) \dots (38)$$

$$m = C_L / \text{sen } \alpha \dots (39)$$

Por último, el valor de  $\Psi$  dado por las fórmulas (28) y (34) debe ser verificado también mediante la ecuación (40):

$$\Psi = C_t (\delta (\cot \alpha_1 + \cot \alpha_o) - 1) \dots (40)$$

Una vez verificados los valores de  $\delta$  y  $\Psi$  en cada sección se debe relizar el respectivo desarrollo cilíndrico de los álabes, tomando en cuenta que los centros de gravedad deben ser colineales. Igualmente se debe elaborar una proyección transversal y otra longitudinal que permitan disponer de una imagen tridimensional de los álabes.

2.3.3. Perfil de los Alabes del Distribuidor

Para las turbinas axiales existen tres tipos de distribuidores: el cilíndrico, el cónico y el axial. De estos, el último es el que presenta más facilidades para su diseño y para su construcción en vista de sus dimensiones y de su peso más pequeño que en otros casos. La disposición de los álabes es radial, Fig. 13., y su perfil laminar aporta sus ventajas: facilidad de diseño y construcción y factibilidad de cierre hermético. La corona de álabes directores actúa como un abanico y va dispuesta delante del rodete a una distancia más o menos igual al radio exterior de los álabes del rodete.

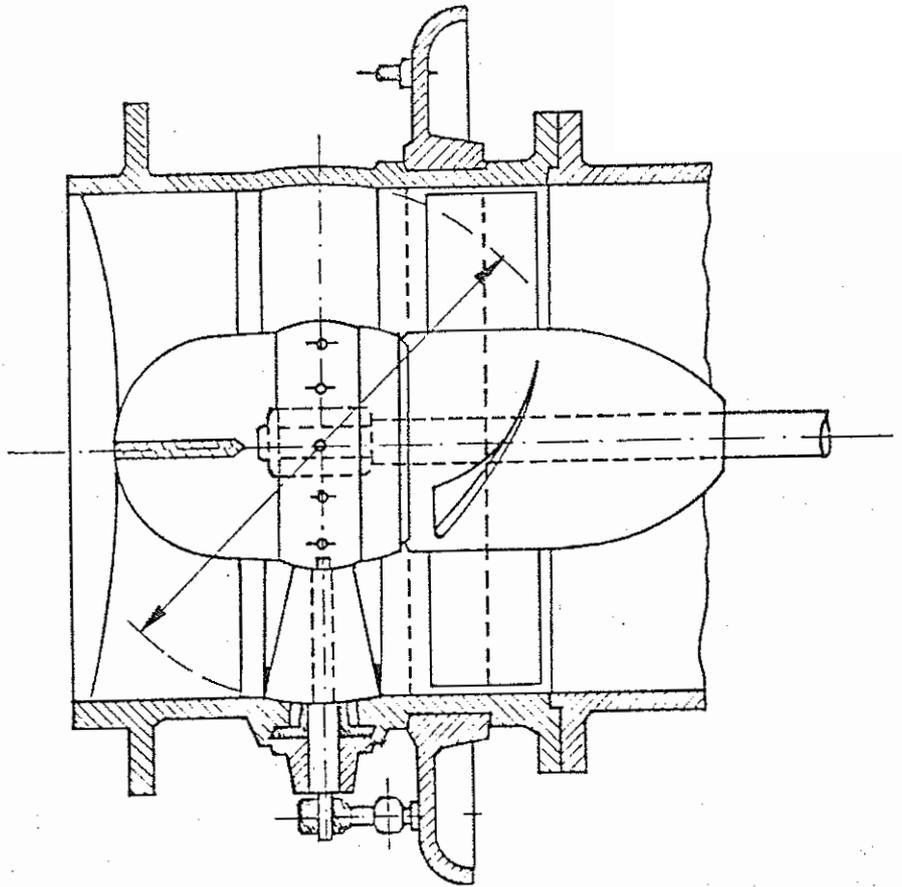


Fig. 13. Esquema del Distribuidor del Rodete de una Turbina de Flujo Axial

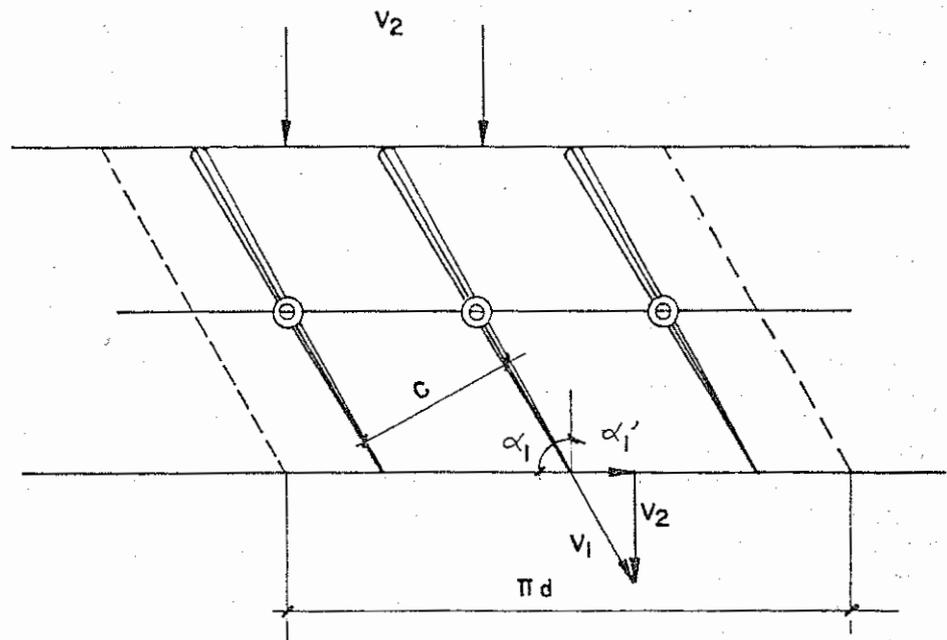


Fig. 14. Esquema de la sección media del distribuidor

El diámetro interno de los álabes directores está dado prácticamente por el mismo cubo del rodete y el diámetro externo depende del diámetro interno de la carcasa. Para que las paletas directrices puedan girar tienen que estar delimitadas por dos superficies semiesféricas: la base dispuesta en el cubo y la sección envolvente de la carcasa. El movimiento de estas paletas se efectúa con anillo de regulación, bielas y manubrios sobre los respectivos muñones. La disposición del distribuidor, similar a la del rodete, permite realizar el estudio en tres secciones cilíndricas concéntricas de diámetros  $d_0$ , exterior  $d_1$  y de diámetro medio  $d$ . Estos diámetros son prácticamente iguales a los diámetros  $D_0$ ,  $D_1$  y  $D$  del rodete, respectivamente, como se puede apreciar en la Fig. 13. Un esquema representativo de cascada fija para la sección media del distribuidor consta en la Fig. 14. El agua ingresa al distribuidor con una velocidad completamente axial  $V$  y en el interior de la cascada es acelerada hasta salir del distribuidor con una velocidad completamente axial  $V_0$  y en el interior de la cascada es acelerada hasta salir del distribuidor con una velocidad  $V_1$  y un ángulo  $\alpha_1$ . .. Tanto el valor de  $V_1$  como el de  $\alpha_1$  son requisitos del diseño hidráulico del rodete. El agua conserva constante el valor de la velocidad  $V_0$  a lo largo de su recorrido atravesando el distribuidor y el rodete. La dimensión  $c$  de la Fig. 14 a la salida del distribuidor está dada por la expresión siguiente:

$$c = (\pi \cdot d / Z_d) \cos \alpha_1' \quad \dots(43)$$

En donde,  $Z_d$  es el número de álabes del distribuidor que debe ser primero respecto de  $Z$  que es el número de álabes del rodete. La Tabla No. 3 consigna los valores de  $Z_d$  para diferentes diámetros  $D_1$  del rodete.

TABLA NO. 3

	<u>NUMERO DE ALABES DIRECTORES</u>					
$D_1$ (mm)	250	500	700	1200	2200	4000
$Z_d$	8	12	14	16	20	24

El caudal nominal a la salida del distribuidor podrá ser verificado según:

$$Q = (\pi/4) (d_1^2 - d_0^2) (V_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad \dots(44)$$

Este caudal deberá ser el 90% del máximo caudal que pueda atravesar el distribuidor cuando éste se halle abierto al 100% de su apertura, es decir, cuando los álabes distribuidores sean completamente paralelos al flujo axial.

El perfil de los álabes teóricamente puede ser arbitrario.

En la práctica, sin embargo, hay que procurar que las pérdidas se reduzcan al mínimo. Los perfiles simétricos cumplen con este objetivo y son fáciles de ser construídos. El álabe director suele ser construído de acero fundido de una sola pieza con un eje localizado más o menos en la mitad de cada lateral del álabe. Los dos ejes son del mismo diámetro, y también pueden ser soldados al cuerpo del álabe. De todas formas, por el vástago inferior está anclado al cubo, mientras que por ser vástago superior está articulado con el sistema de regulación. La tabla No. 4 da una orientación en relación con las dimensiones de un perfil simétrico para álabes directores. Estas dimensiones están dadas en porcentos de la longitud del álabe.

TABLA NO. 4

CARACTERISTICAS DE UN PERFIL SIMETRICO

Distancia	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90
Semiespesor	3,08	4,02	4,55	4,83	5	4,89	4,57	4,05	3,37	2,54	1,60

2.4. Potencia y Eficiencia

La eficiencia del rodete puede ser determinada por el empleo de cualquiera de las expresiones siguientes:

$$n_r \cong 1 - \frac{\tan \lambda}{\text{sen } \beta_m} \dots(45)$$

$$n_r = (1 + (W_m / u) (\text{sen } \lambda / \text{sen } (\beta_m - \lambda)))^{-1} \dots(46)$$

Este rendimiento es ligeramente mayor que el rendimiento hidráulico de la turbina, el cual puede ser calculado empleando un valor estimativo de la eficiencia del tubo de desfogue  $n_d$  (85%):

$$n_h = n_r (1 - (1 - n_d) K_a^2) \dots(47)$$

en donde,  $K_a$  es el coeficiente de velocidad axial, fórmula No. 21. La potencia de la unidad puede ser calculada a partir de la fórmula No.48. :

$$P = (K_a \cdot \gamma \cdot \eta_h \cdot \pi / 4) (D_1^2 - D_0^2) (2gH^3)^{1/2} \dots(48)$$

La eficiencia hidráulica en el punto de diseño puede ser asumida como del orden del 91% y para el punto de máxima potencia con el máximo caudal del 85%.

## 2.5. Dimensionamiento de la Carcasa y del Rodete

Las principales dimensiones de la carcasa suelen ser determinadas mediante fórmulas empíricas. Se seguirá la pauta delineada por los fabricantes de este tipo de turbinas. Como se puede apreciar en la Fig. 15., las dimensiones físicas de la carcasa se refieren a un mismo parámetro del rodete:  $D_1$ .

Según esta figura la tubería de admisión tiene un diámetro de  $(1,40 D_1)$  para distribuidores cónicos. Como en este caso se tiene distribuidor axial, dicho diámetro puede ser prácticamente igual al del rodete más unos 5 mm. La longitud de la tubería de admisión puede ser tomada como  $(2,0 D_1)$ .

La carcasa propiamente dicha consta de dos secciones: aguas arriba del eje del rodete de la carcasa debe tener una longitud del orden del  $(1,70 D_1)$  y aguas abajo de dicho eje de longitud debe ser de  $(0,60 D_1)$ .

El tubo de desfogue en S consta de varias secciones de transición que conectan el escape de la turbina con el cuerpo inferior del tubo. La sección del tubo junto al canal de descarga debe tener un diámetro de 2 veces  $D_1$ . La longitud del tubo de desfogue es 4,80 a 5,40 veces  $D_1$ , contada desde el eje del rodete hasta la sección de paso al canal de descarga. El fondo del tubo de desfogue debe encontrarse a una profundidad de 2,60 a 3,00 veces  $D_1$ , contada desde el eje de la unidad, procurando que exista una altura de succión  $H_s$  positiva sobre el nivel del agua en el canal de descarga.

La altura de succión  $H_s$  está dada por la expresión siguiente:

$$H_s \leq B - \delta_c \cdot H \quad \dots(49)$$

en donde,

B representa la presión barométrica en metros de columna de agua.

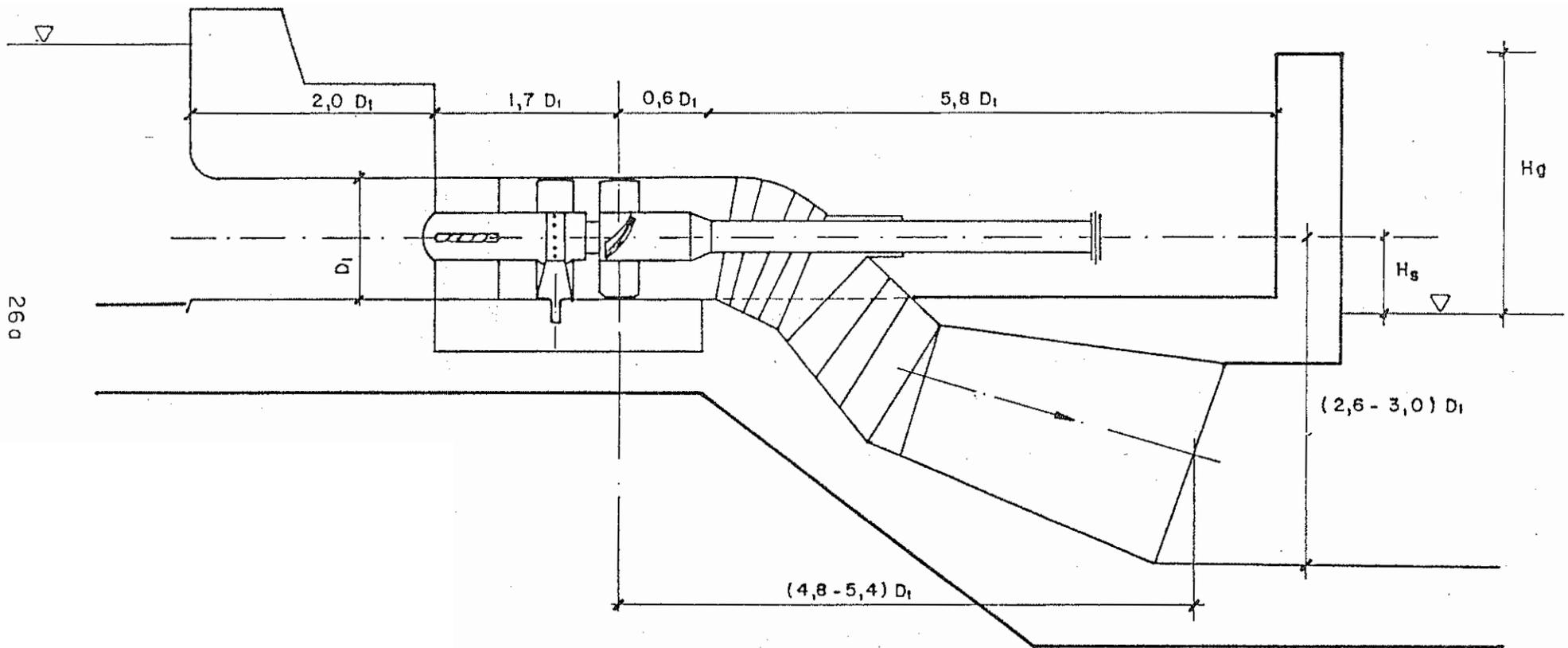
H es la altura neta considerada en m.

$\delta_c$  es el coeficiente de cavitación cuyos valores aproximados constan en la Tabla No. 5.

TABLA NO. 5

### VALORES CRITICOS DEL COEFICIENTE DE CAVITACION

$n_s =$	430	510	600	690	860
$\delta_c \cong$	0,60	0,75	1,00	1,30	2,00



260

Fig. 15. Dimensiones Básicas de la Carcasa y del Tubo de Desfogue

El dimensionamiento del rodete ya fue esbozado anteriormente. Entonces, el cuerpo del rodete debe estar soportado por cuatro nervios soldados a la superficie interior de la carcasa. El borde de ataque del rodete puede ser una superficie esférica y en su interior debe estar instalado el cojinete del extremo del eje.

## CAPITULO TERCERO

### DISEÑO MECANICO

#### 3.1. Aspectos Generales

El diseño mecánico contempla el cálculo de los esfuerzos desarrollados en cada una de las piezas que conforman la turbina hidráulica. Esta segunda fase suele ser utilizada a continuación del diseño hidráulico y tiene por objeto definir las dimensiones, incluidos los espesores, de los diferentes elementos, tomando en cuenta tanto la resistencia y característica del material empleado como la geometría recomendada en el diseño hidráulico.

En este sentido, el presente capítulo tiene el propósito de proporcionar criterios generales para calcular los esfuerzos en los álabes del rotor y en los álabes directores, los espesores de la carcasa y del cubo, el diámetro del eje y las características de sus rodamientos. También se presentará, por otro lado, un esbozo del mecanismo de regulación y una forma de estimar el momento de inercia de la turbina. En su fase definitiva el diseño mecánico debe considerar, además, diversos aspectos técnicos como los detalles del montaje y los accesorios de estanqueidad dispuestos sobre el eje dentro del cubo y sobre el tubo de desfogue.

#### 3.2. Cálculo del espesor de la pared de la Carcasa

La carcasa de las turbinas tubulares suele ser una construcción soldada de acero con nervios exteriores de refuerzo longitudinales y transversales. Consta de varias secciones unidas entre sí mediante bridas empernadas: boca-toma, corona directriz, envolvente del rodete y tubo de aspiración. El tubo de aspiración es diseñado más bien desde el punto de vista hidráulico y aunque no es precisamente parte de la carcasa, el espesor de la plancha de la cual está fabricado puede ser a lo más igual que el espesor considerado para las otras secciones. La sección de la boca-toma va empotrada al hormigón y aloja en su interior a los soportes de apoyo de la turbina. Esta sección, de acuerdo a las condiciones del proyecto, puede ser de forma cilíndrica o cónica, siendo la más fácil de realizar la primera. Como consta en la Fig. 15 la boca-toma propiamente dicha es una construcción civil no revestida de acero cuya longitud es de  $(2 D_1)$ . En cambio, la longitud total de la carcasa, desde el borde de entrada hasta el extremo del rodete, es  $(2,3 D_1)$ . La envolvente del rodete también es cilíndrica, no así la sección intermedia que debe ser semiesférica para permitir el movimiento de los álabes directrices. El espesor de la corona directriz debe ser bastante mayor que en las otras secciones por las

perforaciones de los vástagos de los álabes directores. De acuerdo con esta descripción se puede afirmar con suficiente aproximación que la carcasa se comporta como un cilindro de paredes delgadas sometido a presión interna en sentido radial.

Por tanto, el espesor de la pared de una carcasa puede ser determinado a partir de la siguiente expresión:

$$t = \frac{p \cdot D_2}{2 \cdot S_a \cdot \eta_j} \quad \dots(50)$$

en donde,

t es el espesor mínimo de la pared, en mm

D<sub>2</sub> es el diámetro interno de la pared de la carcasa, en mm

S<sub>a</sub> es el esfuerzo admisible del material en Kgf/cm<sup>2</sup>

p es la presión del diseño, en Kgf/cm<sup>2</sup>

η<sub>j</sub> es la eficiencia de las juntas soldadas

El diámetro interno D<sub>2</sub> es mayor que el diámetro D<sub>1</sub> en 3 a 5 mm. El esfuerzo S<sub>a</sub> es el esfuerzo circunferencial admisible que depende del material empleado en la carcasa. En tal sentido dicho esfuerzo no debe exceder el 75% del esfuerzo correspondiente al límite de fluencia del material. Si se trata de acero soldado S<sub>a</sub> será de 700 Kgf/cm<sup>2</sup>. La presión de diseño puede ser considerada como el 150% de la caída neta nominal, con el propósito de cubrir eventuales aumentos de presión por cierre rápido de los álabes directores, en cuyo caso:

$$p = 0,15 H \quad \dots(51)$$

en donde,

p está expresado en Kgf/cm<sup>2</sup>

H está expresado en mm

La eficiencia de las juntas soldadas es estimada en 70 al 75%.

El espesor de la pared de la corona directriz y de las bridas perforadas debe ser más o menos el triple de lo calculado. La corona directriz es un cilindro de acero soldado o fundido y la envolvente del rodete, Fig. 16, es un cilindro partido que presenta una unión longitudinal

- ① Soportes de Entrada
- ② Alabes del Distribuidor
- ③ Corona Directriz
- ④ Alabes del Rodete
- ⑤ Anillo de Regulación
- ⑥ Envolverte del Rodete
- ⑦ Tubo de Desfogue
- ⑧ Cubo del Rodete
- ⑨ Contrapeso
- ⑩ Actuador Hidráulico

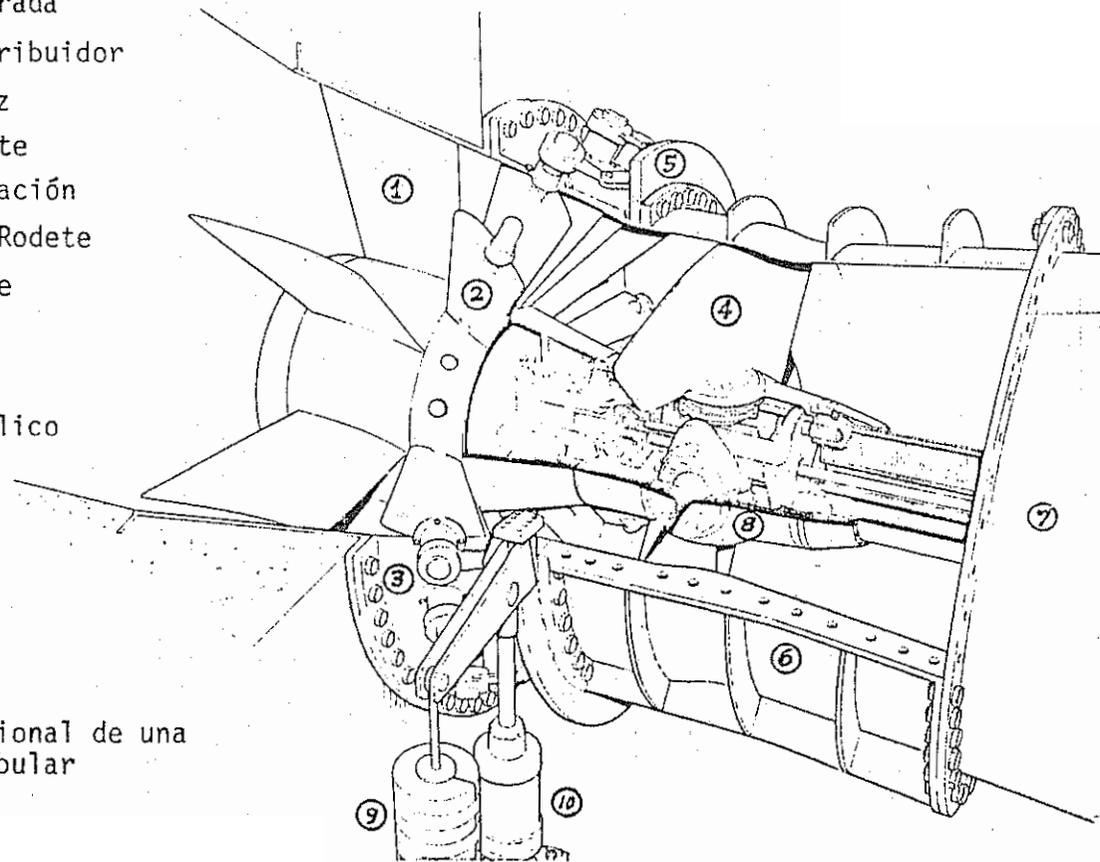


FIG. 16. Vista seccional de una Turbina Tubular

perforada en cada flanco y una brida perforada en cada extremo. Las dimensiones de los pernos serán establecidas mediante normas generales de diseño y los nervios tendrán un espesor prácticamente igual al espesor calculado para la carcasa en general.

Por otro lado, al valor de  $t$  obtenido en esta forma habrá que añadir una capa de desgaste por corrosión, envejecimiento, etc., de más o menos 2 - 3 mm.

### 3.3. Cálculo de los esfuerzos en los álabes directrices

Los álabes son construídos de una sola pieza de acero fundido inoxidable y su contorno general es establecido en el diseño hidráulico de la turbina. Cada uno de los álabes está compuesto, según la Fig. 17, por el álabe propiamente dicho de perfil fluidodinámico y por dos segmentos de eje: el interior y más corto que se apoya en el cubo y el exterior y más largo que se conecta con el anillo de regulación.

Otra alternativa es construir la hoja del álabe por separado con un orificio longitudinal, para alojar un pasador chaveteado en toda la longitud.

El prisma de presiones que actúa sobre el álabe inferior en condiciones críticas de cierre total está representado en la Fig. 17 B. El cálculo de esfuerzos se hará para las secciones 0-0 y 2-2 de la Fig.17., siendo  $p = (p_1 + p_2) / 2$ .

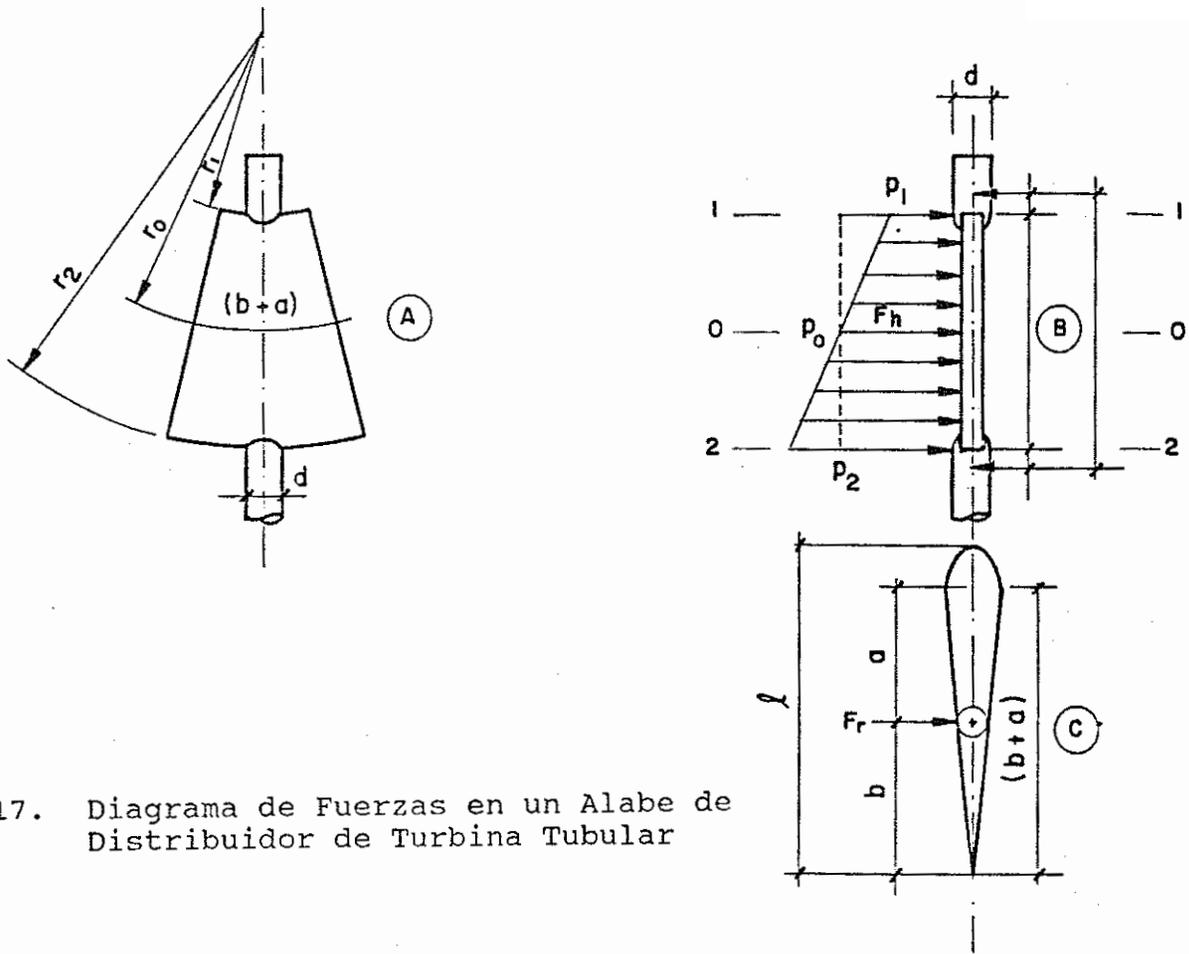


FIG. 17. Diagrama de Fuerzas en un Alabe de Distribuidor de Turbina Tubular

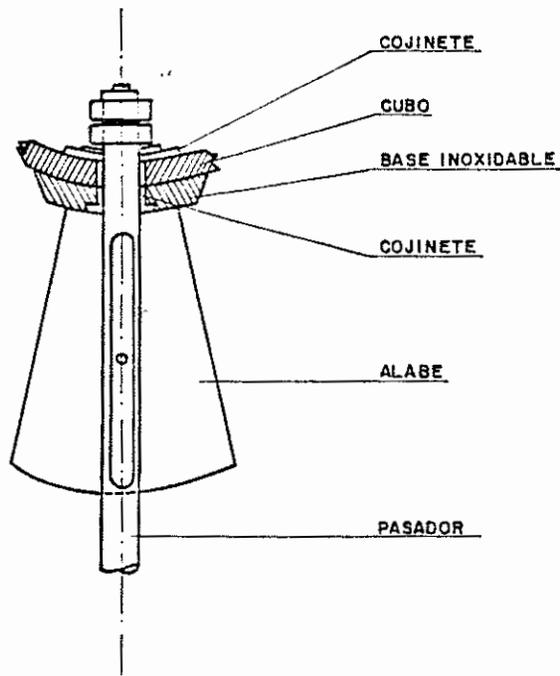


FIG. 18. Esquema de Alabe y Pasador de Distribuidor de Turbina Tubular

- Distancia entre líneas de contacto:  $(b+a) = (2\pi r_o) / Z_d$  .. (52)
- Distancia b :  $b = 0.550 (b+a)$  .. (53)
- Distancia c :  $c = 0.168 b$  .. (54)
- Distancia e :  $e = 0.195 b$  .. (55)
- Distancia f :  $f = 0.244 b$  .. (56)

- Diámetro mínimo del pivote (s) :  $d_p = 2c$  .. (57)

- Carga hidráulica:  $F_h = (b+a) (q \cdot p_o)$  .. (58)

- Torque Hidráulico Parcial:  $T_h = 0,5 (b^2 - a^2) (q \cdot p_o)$  .. (59)

- Torque Hidráulico Total:  $T_{hn} = \frac{(\pi \cdot d_1^2) (q \cdot p_o)}{c = b / (b-a) (2n(2c-1))}$  .. (60)

- Torque de Fricción:  $T_f = (F_h / 2) (0,3d)$  .. (61)

- Torque total:  $T = T_h + T_f$  .. (62)

- Torque de ruptura de los muñones:  $T_r = 1,5 T$  .. (63)

- Carga de ruptura de los muñones:  $Fr = (2T_r) / (b+a)$  .. (64)

- Momento resistente de la sección O-O:  $W_o = \frac{1}{6} bc^2 + \frac{1}{12} (a/c) (c+e)^3 + (\pi/8) (f/e) e^3$  .. (65)

- Momento resistente de la sección 2-2:  $W_2 = (\pi/32)d^3$  .. (70)

- Area de la sección O-O:  $A_o = bc + a(c+2) + (\pi/2)ef$  .. (71)

- Area de la sección 2-2:  $A_2 = (\pi/4)d^2$  .. (72)

- Esfuerzos de Flexión en la sección O-O:

Debido a la carga hidráulica,  $S_{bh} = F_h (q/8) W_o$  .. (73)

Debido a la carga de ruptura,  $S_{br} = Fr (m/4) / W_o$  .. (74)

Esfuerzo total de Flexión  $S_b = S_{bh} + S_{br}$  .. (75)

Esfuerzos de Corte en la sección O-O:

Debido a la carga total  $S_{sc} = 0,5 Fr / A_o$  .. (76)

Debido al torque de ruptura  $S_{st} = T_r / (0,8 1c^2)$  .. (77)

Esfuerzo total de Corte  $S_s = S_s c + S_s t$  .. (78)

- Esfuerzo combinado en la sección 0-0:  

$$S_c = 0,5 (S_s + (S_b^2 + 4S_s^2)^{0,5}) \quad \dots (79)$$

- Esfuerzos de Flexión en la sección 2-2:

Debido a la carga total  $S_{bc} = 0,5 (F_h + F_r) (0,3d)/W_2 \dots (80)$

Esfuerzo total de Flexión  $S_b = S_{bc} \quad \dots (81)$

- Esfuerzos de corte en la sección 2-2:

Debido a la carga  $S_{sc} = 0,5 (F_h + F_r) A/2 \quad \dots (82)$

Esfuerzo total de corte  $S_s = S_{sc} \quad \dots (83)$

- Esfuerzo combinado en la sección 2-2:

$$S_c = 0,5 (S_s + (S_b^2 + 4S_s^2)^{0,5}) \quad \dots (84)$$

$$S_c \leq 0,67 S_y \quad \dots (85)$$

El valor del límite de fluencia  $S_y$  puede ser tomado de la Tabla No. 6 según el material empleado en la construcción de turbinas hidráulicas. Es evidente que si no se cumple la expresión (85) será necesario incrementar las dimensiones del álabe o cambiar el material.

TABLA NO. 6.

PROPIEDADES MECANICAS DE MATERIALES EMPLEADOS  
EN TURBINAS HIDRAULICAS

<u>MATERIAL</u>	<u>LIMITE DE FLUENCIA</u>	<u>LIMITE DE TENSION</u>	<u>LIMITE DE FATIGA</u>
Acero al 13% Cr	45 Kgf/mm <sup>2</sup>	65-75 Kgf/mm <sup>2</sup>	30 Kgf/mm <sup>2</sup>
Acero al 2% Ni	35 "	55-65 "	22 "
Acero al 15% Mn	34 "	50-60 "	18 "
Bronce al Aluminio	30 "	60-70 "	15 "

Con los álabes solidarios la sección del cubo que aloja los muñones de apoyo debe ser desmontable por dentro para permitir la instalación de álabes. Esta es una dificultad técnica que puede ser evitada empleando la alternativa del álabe del pasador, Fig. 18. Este tipo de pasador atraviesa la pared del cubo y es fijado axialmente mediante arandelas y doble tuerca. Cada extremo debe tener un cojinete y un prensaestopa debe ir instalado en el extremo que se conecta con el exterior de la carcasa. El álabe irá montado sobre

- Esfuerzo combinado en la sección 0-0:  

$$S_c = 0,5 (S_s + (S_b^2 + 4S_s^2)^{0,5}) \quad \dots(79)$$

- Esfuerzos de Flexión en la sección 2-2:

Debido a la carga total  $S_{bc} = 0,5 (F_h + F_r) (0,3d)/W_2 \dots(80)$

Esfuerzo total de Flexión  $S_b = S_{bc} \quad \dots(81)$

- Esfuerzos de corte en la sección 2-2:

Debido a la carga  $S_{sc} = 0,5 (F_h + F_r) A/2 \quad \dots(82)$

Esfuerzo total de corte  $S_s = S_{sc} \quad \dots(83)$

- Esfuerzo combinado en la sección 2-2:

$$S_c = 0,5 (S_s + (S_b^2 + 4S_s^2)^{0,5}) \quad \dots(84)$$

$$S_c \leq 0,67 S_y \quad \dots(85)$$

El valor del límite de fluencia  $S_y$  puede ser tomado de la Tabla No. 6 según el material empleado en la construcción de turbinas hidráulicas. Es evidente que si no se cumple la expresión (85) será necesario incrementar las dimensiones del álabe o cambiar el material.

TABLA NO. 6.

PROPIEDADES MECANICAS DE MATERIALES EMPLEADOS

EN TURBINAS HIDRAULICAS

<u>MATERIAL</u>	<u>LIMITE DE FLUENCIA</u>		<u>LIMITE DE TENSION</u>		<u>LIMITE DE FATIGA</u>	
Acero al 13% Cr	45	Kgf/mm <sup>2</sup>	65-75	Kgf/mm <sup>2</sup>	30	Kgf/mm <sup>2</sup>
Acero al 2% Ni	35	"	55-65	"	22	"
Acero al 15% Mn	34	"	50-60	"	18	"
Bronce al Aluminio	30	"	60-70	"	15	"

Con los álabes solidarios la sección del cubo que aloja los muñones de apoyo debe ser desmontable por dentro para permitir la instalación de álabes. Esta es una dificultad técnica que puede ser evitada empleando la alternativa del álabe del pasador, Fig. 18. Este tipo de pasador atraviesa la pared del cubo y es fijado axialmente mediante arandelas y doble tuerca. Cada extremo debe tener un cojinete y un prensaestopa debe ir instalado en el extremo que se conecta con el exterior de la carcasa. El álabe irá montado sobre

una base de acero inoxidable con superficie de contacto semiesférica soldada a la plancha del cubo.

El cubo puede ser una construcción de chapa de acero soldada sobre una estructura de nervios circulares. El espesor de la chapa en primera aproximación debe ser más o menos igual que el de la carcasa en consideración a las presiones relativamente bajas con las que trabajan las turbinas tubulares. El diámetro inferior del cubo está determinado por  $D_0$  y por el espesor del mismo. El frente de ataque del cubo debe ser una tapa esférica desmontable para mantener estancado el compartimento del cojinete del eje de la turbina, el cual debe disponer de un estopero por el lado que queda junto al rodete.

La envolvente del distribuidor tendrá una superficie interna semiesférica e irá acoplada mediante pernos a las otras secciones de la carcasa. Por otro lado, el segmento de eje que atraviesa la envolvente se acoplará al mecanismo de regulación mediante barras y otros accesorios, como consta en el esquema de la Fig. 16.

Este mecanismo de regulación consiste de palancas y barras de acople, de un anillo segmentado que se desliza sobre una de las bridas de acople de la envolvente y de un brazo de regulación dotado de un contrapeso que mantiene el distribuidor abierto y de un actuador hidráulico que interviene para el cierre del mismo distribuidor. La capacidad de tal actuador puede ser estimada así:

$$G_0 = 10 (P_t / H^{0.5}) \quad \dots (86)$$

en donde,

$G_0$  es la capacidad del actuador hidráulico en Kgf - m  
 $P_t$  es la potencia nominal de la turbina en Kw  
 $H$  es la altura neta nominal en m

El anillo de regulación debe tener aproximadamente un ancho equivalente al doble del ancho de las bridas de acoplamiento de la carcasa y un espesor igual al de dichas bridas. El espesor de las bridas, como ya se dijo anteriormente, debe ser alrededor del triple del espesor mínimo calculado para la carcasa en general.

En el contorno interno del anillo de regulación se debe trabajar un canal de deslizamientos que debe ser ensamblado al borde practicado sobre la brida de la envolvente, tal como indica la Fig. 16. El material del cual serán hechos el anillo, las barras, el contrapeso y demás accesorios del mecanismo de regulación puede ser acero comercial.

De acuerdo a esta disposición de actuador y contrapeso las barras trabajarán sujetas a esfuerzos de compresión,

tensión, torsión, por lo cual se deberá realizar en el taller y en el sitio las pruebas necesarias que garanticen un movimiento de las barras libre de impedimentos. La disposición de las barras también está representada en la Fig. 16.

Un esquema de la palanca de acople se presenta en la Fig. 19. Los esfuerzos desarrollados en este elemento pueden ser calculados para las secciones I-I y II-II:

$$\text{- Momento Flector: } M_1 = P_1 \cdot l_1 ; M_2 = P_1 \cdot l_2 \quad \text{..(87)}$$

$$\text{- Módulo Resistente: } W = (B H^3 - b h^3) / 6 H \quad \text{..(88)}$$

$$\text{- Esfuerzo Flector : } S_{b1} = M_1 / W ; S_{b2} = M_2 / W \quad \text{..(89)}$$

$$\text{- Momento Torsor: } M_t = P_1 \cdot l \quad \text{..(90)}$$

$$\text{- Esfuerzo Torsor: } S_{t2} = 3d \cdot M_t / 1,15 \Sigma (d^3 b) \quad \text{..(91)}$$

$$\Sigma (d^3 b) = 2 d_1^3 B + d^3 \max h \quad \text{..(92)}$$

$$\text{- Esfuerzo Combinado: } S_c = 0,5 (S_{b2}^2 + (S_{b2}^2 + 4 S_{t2}^2)^{0,5}) \quad \text{..(93)}$$

$$\text{- Esfuerzo en el Pasador: } S_b = P_1 \cdot l_0 / (0,1 d_0^3) \quad \text{..(94)}$$

### 3.4. Cálculo de los Esfuerzos en los álabes del rotor

#### 3.4.1. Determinación de las Fuerzas

En general, el rodete puede ser construido de acero fundido o de bronce fundido al níquel-aluminio. Las proyecciones axial y circular de un rodete axial son esbozadas en la Fig. 20. El cubo del rodete está sometido exteriormente al efecto de la presión hidráulica. Considerando que los valores de esta presión son pequeños es posible, en primera aproximación, igualar el espesor del cubo al espesor de las paredes de la carcasa. Por otro lado, se puede apreciar que el cubo dispone de dos orificios axialmente dispuestos para el alojamiento del eje, el cual va sujeto al rodete mediante chavetas.

Las fuerzas que actúan sobre los álabes del rodete deben ser conocidas antes de que puedan ser hechos los cálculos de los esfuerzos a los que están sometidos. El diagrama de fuerzas respectivo se presenta en la Fig. 21. en la cual F es la fuerza del empuje, Fc es la fuerza centrífuga y G es el peso del álabe. La fuerza F, descompuesta en las fuerzas Fa y Ft, es aplicada en el centro de presión de radio R y a una distancia h desde el centro del rodete. La fuerza periférica Ft produce el torque transmitido a través del eje principal de la turbina, mientras que Fa es una fuerza debida a la presión axial. La fuerza Fc y el peso de G

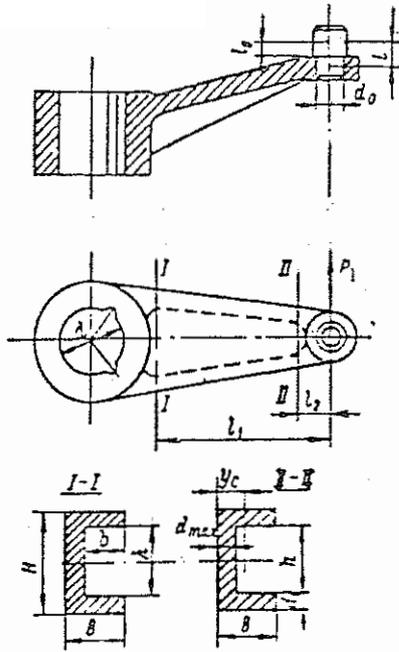


FIG. 19. Esquema de Palanca de Regulación de Turbina Tubular

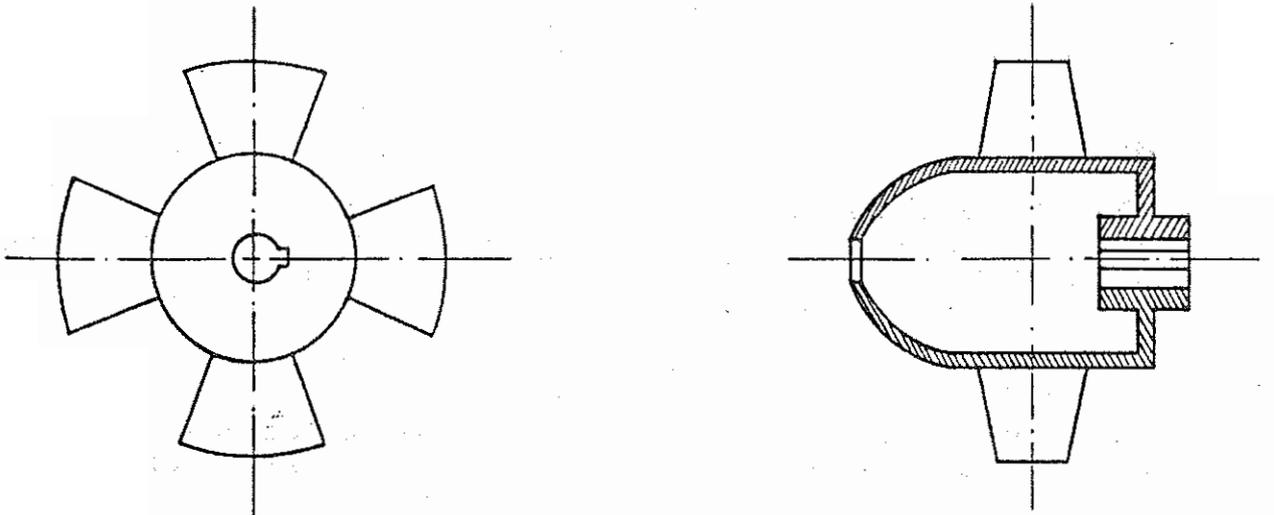


FIG.20. Proyecciones Circular y Axial de un Rodete de Turbina Tubular

actúan sobre la raíz del álabe y tienen el mismo sentido en los álaves inferiores.

La fuerza axial total puede ser calculada en la siguiente forma:

$$Fat = Kn (\pi/4) (D_1^2 - D_0^2) (\gamma \cdot H_{max.}) \quad \dots(95)$$

en donde,

Kn es un coeficiente debido al número de álaves según la tabla No. 7.

TABLA NO. 7.

VALORES DEL COEFICIENTE DE LA FUERZA AXIAL

<u>Número de Alabes Z</u>	<u>Valores de Kn</u>
4	0,85
5	0,87
6	0,90
7	0,93

La fuerza axial Fa se obtiene dividiendo el valor de Fat por el número de álaves:

$$Fa = Fat / Z \quad \dots(96)$$

La fuerza Ft puede ser determinada a partir de la potencia transmitida por el álabe y de la velocidad de rotación.

$$Ft = \frac{Pt}{Z \cdot \omega \cdot R} \quad \dots(97)$$

en donde,

Pt es la potencia generada por la turbina  
 Z es el número de álaves del rodete  
 ω es la velocidad de rotación,  $\omega = \pi N/30$   
 R es el radio de acción de F

$$R = \left( (R_1^2 + R_0^2) / 2 \right)^{1/2} \quad \dots(98)$$

La fuerza hidráulica total F puede ser calculada una vez determinados los valores de sus componentes Fa y Ft:

$$F = (Fa^2 + Ft^2)^{1/2} \quad \dots(99)$$

El peso G del álabe tiene que ser estimado a partir de un contorno esquematizado del álabe, el cual puede ser dividido en segmentos para facilitar el trabajo de cálculo. El radio del centro de gravedad del álabe es aproximadamente:

$$R_{cg} = (0,30 \text{ a } 0,35) D_1 \quad \dots(100)$$

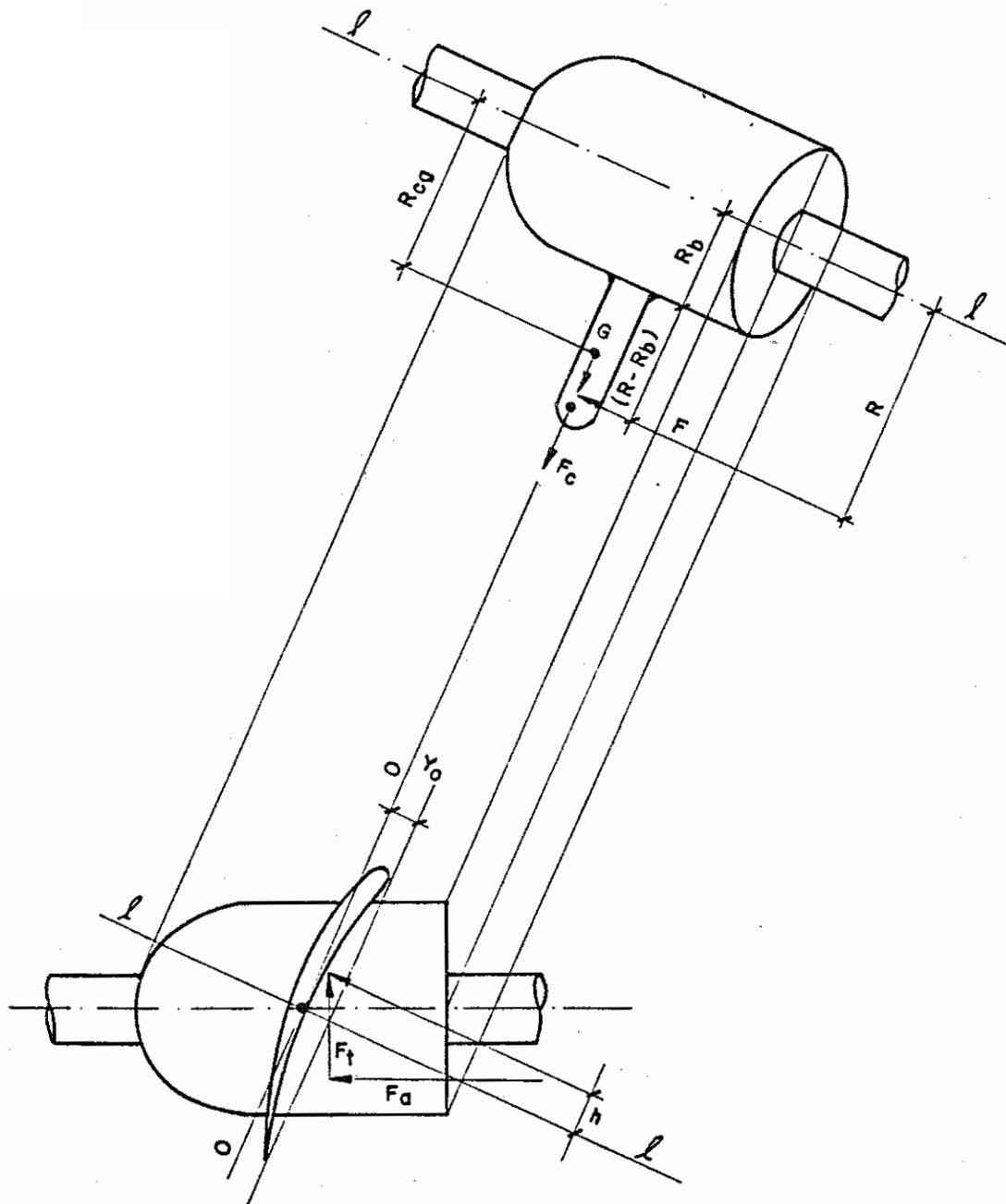


FIG. 21. Diagrama de fuerzas en el Alabe Inferior de un Rodete de Turbina Tubular

La fuerza centrífuga que actúa sobre el rodete es

$$F_c = (G/g) (\pi N/30)^2 (R_{cg}) \quad \dots(101)$$

Las fuerzas  $F$ ,  $F_c$  y  $G$  aparecen en el diagrama de cuerpo libre de la Fig. 21, en donde se ha hecho un doblez oblicuo 1-1, paralelo a la cuerda del perfil, lo cual permite observar la disposición de las fuerzas en relación con la posición inferior del álabe. Se puede apreciar que la fuerza  $F$  es perpendicular al peso  $G$  y a la fuerza  $F_c$  en un rodete que trabaja en posición horizontal. Estas fuerzas actúan sobre la base del álabe desarrollando esfuerzos de flexión y tracción que pueden ser calculados aproximadamente. Los esfuerzos que se presentan cerca del borde de fuga pueden ser calculados también pero los valores máximos son establecidos experimentalmente. Los mayores esfuerzos de corte suelen ser considerados en los puntos de tangencia del máximo círculo inscrito dentro del perfil del álabe en su raíz.

Para la determinación del momento de inercia de la sección base del álabe la dirección del eje neutro 0-0 deberá ser paralela a la cuerda del perfil del álabe, como consta en la Fig. 21.

#### 3.4.2. Determinación de los Esfuerzos

- Area de la Sección  $A_b = 0,736 (e.1) \quad \dots(102)$

- Momento de Inercia  $I_0 = (0,0445 + 0,0400 (f/e)^2) (e^3, 1) \quad \dots(103)$

- Momento Polar de Inercia  $I_p = 0,0418 (e, 1^3) \quad \dots(104)$

- Coordenadas del Centroide  $(X_c / l) = 0,516 \quad \dots(105)$

$$(Y_c/e) = 0,5 - 0,228 (f/e) \quad \dots(106)$$

- Momento Torsional  $M_t = M_h \quad \dots(107)$

- Momento Hidráulico Máximo  $M_h = F.h \quad \dots(108)$

- Brazo de Acción hidráulica -  $10 \text{ mm} < h < 10 \text{ mm}$  (aprox.)  $\dots(109)$

siendo  $e$ : espesor máximo;  $l$ : longitud de la cuerda;  $f$ : flecha máxima

#### -Momento Flector

El álabe trabaja como una viga en voladizo en diferentes posiciones, de las cuales la posición inferior resulta ser la más comprometida porque se suman los efectos de las fuerzas  $G$  y  $F_c$ . En tal caso, el momento flector es:

$$M_b = F (R_{cp} - R_b) \quad \dots(110)$$

-Esfuerzo de Tensión

Debido a la fuerza F  $S_b = M_b/W \quad \dots(111)$

Debido a las fuerzas G y Fc  $S_t = (G+Fc)/A_b \quad \dots(112)$

Esfuerzo total de Tensión  $S = S_t + S_c \quad \dots(113)$

-Esfuerzo de Corte

Debido al Momento Hidráulico  $S_s = (M_h \cdot C_r) I_p \quad \dots(114)$

Distancia radial equivalente

$$C_r = D_i \left( 1 + 0,15 \frac{(\pi D_i^4 - D_i)}{16 A_b^2 \cdot 2r} \right) / \left( 1 + \frac{\pi D_i^4}{16 A_b^2} \right) \quad \dots(115)$$

Diámetro del máximo círculo inscrito  $D_i$

Radio de curvatura del perfil  $r$

-Esfuerzo Combinado

$$S_c = 0,5 (S + (S^2 + 4 S_s^2)^{0,5}) \quad \dots(116)$$

Este es el esfuerzo máximo principal que no debe ser mayor que el esfuerzo correspondiente al límite de fluencia del material. Cuando se trata de acero fundido el límite de fluencia oscila alrededor de 4500 Kgf/cm<sup>2</sup>. En la actualidad la tendencia en la fabricación de álabes pequeños es emplear fundición de bronce al níquel-aluminio cuyo límite elástico está alrededor de 3000 Kgf/cm<sup>2</sup>.

### 3.5 Diseño del Eje de la Turbina

El eje de pequeñas unidades horizontales está sujeto, en primer lugar, al efecto de flexión causado por su propio peso y por el del rodete. En segundo lugar, está sometido al efecto de torsión debido al torque transmitido al generador y, finalmente, debe soportar el empuje axial provocado por el flujo del agua. El eje suele ser forjado de acero con más o menos 40% C y montado sobre dos cojinetes dispuestos en el interior del cubo y en el dorso del tubo de desfogue. La longitud del eje depende de la geometría del conjunto, pudiendo ser aproximadamente:

$$l_{\text{eje}} = 3,0 D_i \quad \dots(117)$$

La determinación del diámetro del eje en primera aproximación se basa en el empleo de un valor relativamente bajo del esfuerzo de torsión (120 Kgf/cm<sup>2</sup>) a través de la siguiente ecuación:

$$d_e = 14 (P_t / N)^{0,33} \quad \dots(118)$$

en donde,

$d_e$  es el diámetro del eje, cm.

$P_t$  es la potencia transmitida, CV

$N$  es la velocidad de rotación, r.p.m.

Si llegan a tener importancia los cambios de sección y la proximidad de una velocidad crítica será necesario afinar el cálculo. Las turbinas tubulares trabajan más bien a bajas velocidades de rotación y, prácticamente el eje es de sección única. Por tal razón el valor obtenido mediante la fórmula No.118 es suficiente. En todo caso, el valor del diámetro puede ser verificado mediante la fórmula:

$$d_e^3 = (16 / \pi S_d) ((1,5 M_b + (F_a/8))^2 + M_t^2)^{1/2} \quad \dots(119)$$

en donde,

$d_e$  es el diámetro del eje, en cm.

$S_d$  es el esfuerzo de diseño, estimado en 420 Kgf/cm<sup>2</sup> para ejes construidos de acero comercial con canal chavetero.

$M_b$  Momento flector máximo que se presente en el eje, en Kgf-cm.

$M_t$  Momento torsor máximo que se presenta en el eje, en Kgf-cm.

$F_a$  Es el empuje axial del agua, en Kgf.

El valor  $M_b$  será determinado a partir del diagrama de fuerzas de la Fig. 22, en el cual consta además el peso de la brida del acoplamiento.

El valor de  $M_t$  está dado por:

$$M_t = 9,74 (P_t / N), \quad \text{Kgf} - \text{m} \quad \dots(120)$$

en donde,

- $M_t$  es el momento torsor, en Kgf - m  
 $P_t$  es la potencia transmitida, en Kw  
 $N$  es la velocidad de rotación en r.p.m.

### 3.6. Selección de los Rodamientos

Una vez determinado el diámetro del eje es posible realizar la selección de rodamientos. El eje está soportado por un rodamiento instalado dentro del cubo del distribuidor y por otro rodamiento localizado en el dorso del tubo de desfogue.

La capacidad de carga dinámica de los rodamientos está dada por:

$$C = X.F_r + Y.F_a \quad \dots(121)$$

en donde,

$C$  es la capacidad de carga dinámica mínima del rodamiento, en Kgf.

$F_r$  es la carga radial resultante de la Fig. 22.

$F_a$  es la carga axial, en Kgf.

$X, Y$  coeficientes que dependen de la razón  $(F_a/F_r)$ , dados por catálogos.

Como consta en la Tabla No.8 proporcionada por FAG.

TABLA NO. 8.

#### COEFICIENTES X, Y PARA RODAMIENTOS FAG SERIE 72B

##### -Carga Estática Equivalente

$$\begin{aligned}
 C_0 &= F_r & \text{si } (F_a/F_r) &\leq 1,9 \\
 C_0 &= 0,5 F_r + 0,26 F_a & \text{si } (F_a/F_r) &> 1,9
 \end{aligned}$$

##### -Carga Dinámica Equivalente

$$\begin{aligned}
 C &= F_r & \text{si } (F_a/F_r) &\leq 1,4 \\
 C &= 0,5 F_r + 0,57 F_a & \text{si } (F_a/F_r) &> 1,4
 \end{aligned}$$

Conocidos la capacidad de carga dinámica, el diámetro del eje y la velocidad de rotación en r.p.m. es posible seleccionar los rodamientos utilizando los catálogos comerciales. Una vez seleccionados los rodamientos se debe seleccionar las chumaceras y definir los detalles de diseño de los soportes, Fig. 23:

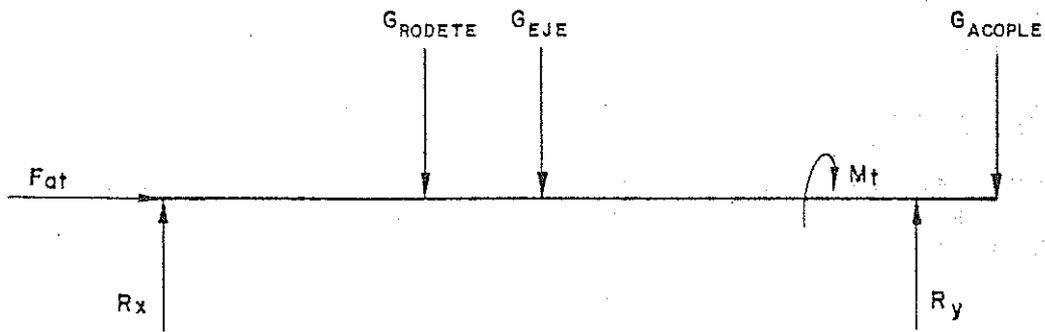


FIG. 22. Diagrama de Fuerzas en el Eje de una Turbina Tubular

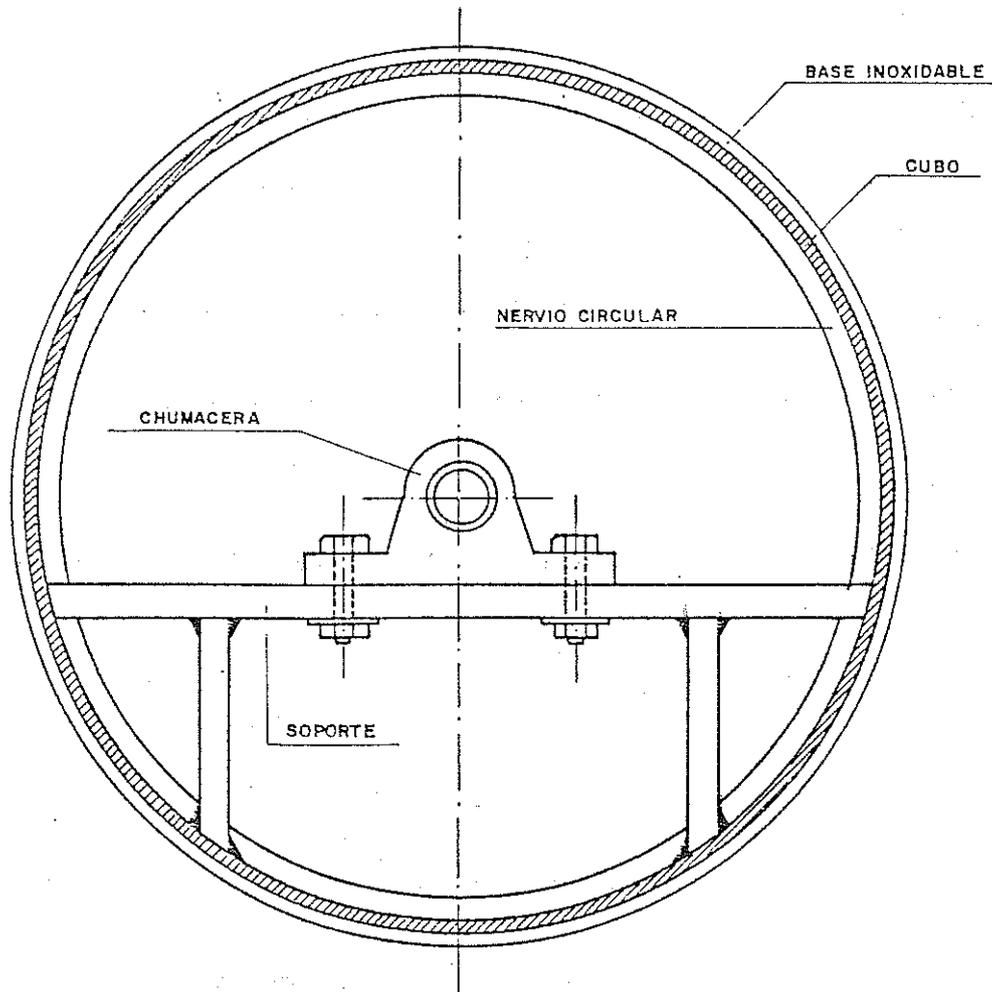


FIG. 23. Soporte de Rodamiento instalado en el interior del Cubo de una Turbina Tubular.

### 3.7. Momento de Inercia de la Turbina

El momento de inercia del eje y del rodete se suman para dar el momento de inercia de la turbina. Debido a las características geométricas del rodete el verdadero valor del momento de inercia sólo puede ser determinado por métodos experimentales. Un valor aproximado es proporcionado por el siguiente procedimiento:

$$J_0 = \frac{WR^2}{g} \quad \dots(122)$$

en donde,

$J_0$  es el momento de inercia de las masas rotantes en Kgf-m - seg<sup>2</sup>

$WR^2$  es el producto de inercia, en Kgf - m<sup>2</sup>

$g$  es la aceleración de la gravedad en m/seg<sup>2</sup>

El producto de inercia es obtenido mediante el empleo de la siguiente fórmula de origen estadístico:

$$WR^2 = 1460 \left( P_t / N^{1.50} \right)^{1.25} \quad \dots(123)$$

en donde,

$WR^2$  está expresado en Kgf - m<sup>2</sup>

$P_t$  es la potencia transmitida, en Kw

$N$  es la velocidad de rotación, en r.p.m.

## CAPITULO CUARTO

### NORMALIZACION Y SELECCION

#### 4.1. Consideraciones Generales

El grado de viabilidad económica de una pequeña central hidroeléctrica queda básicamente determinada por varios factores, entre los que podemos anotar los siguientes en relación con las turbinas: construcción sencilla y probada, buen dimensionamiento y adaptación a las condiciones existentes, aceptable nivel de rendimiento y mínimo costo de mantenimiento.

El desarrollo de las grandes centrales hidroeléctricas demanda la construcción del equipo a la medida de las necesidades existentes, razón por la cual hay que realizar intensas actividades de prospección, investigación y simulación en los laboratorios hidráulicos. En el caso de las minicentrales hidráulicas resulta demasiado costoso el proceso de pruebas planificadas sobre modelos reducidos de turbinas pequeñas. Por otro lado, no es posible llevar a cabo varios proyectos pequeños de similar capacidad con características técnicas propias para cada proyecto. Tal circunstancia obligó a que los fabricantes de turbinas hidráulicas pongan al servicio de la producción en serie de pequeñas turbinas la experiencia ganada en la producción discreta empleada en satisfacer las necesidades de las grandes centrales de todo el mundo. Dicho proceso de transferencia de tecnología se ha efectuado dentro de un marco de dimensiones básicas normalizadas.

#### 4.2. Fundamento de la Normalización

La variedad de posibles combinaciones entre la caída y el caudal de agua requiere diferentes tipos de construcciones de turbinas que, por lo general, presentan sectores de coincidencia de sus campos de aplicación. Por tanto, en cada caso de aprovechamiento de recursos hidráulicos es indispensable implantar un proceso de análisis del comportamiento de las máquinas y de las posibilidades económicas con miras a seleccionar la mejor solución. En este sentido, se debe contar con un volumen de especificaciones técnicas normalizadas. En general, la normalización de turbinas tiene por objeto diseñar un número adecuado de turbinas hidráulicas de un mismo tipo, de modo que se complementen para cubrir todo el campo de turbinas, se dice entonces que las turbinas hidráulicas con rodetes y distribuidores geoméricamente semejantes pertenecen a la misma serie o familia o tipo. En este capítulo se tratará de desarrollar una serie normalizada de turbinas axiales tubulares capaces de generar de 100 a 5000 Kw. de potencia y

que funcionan con caudales de a 3 a 67 m<sup>3</sup> /s. dentro de un rango de alturas netas que va de los 2 a 15 m., con una eficiencia más o menos uniforme del 85%, lo cual es aproximado.

#### 4.3. Determinación de Series Normalizadas

En las series normalizadas de turbinas las variables que intervienen en el dimensionamiento fundamental de la turbina son agrupadas en dos parámetros característicos de cada serie. El primero de estos parámetros, que se denomina Velocidad Específica, está dada la fórmula No. 2 y representa un Criterio de Selección:

$$n_s = N (P_t)^{1/2} / H^{5/4} \quad \dots(2)$$

El segundo parámetro es un Criterio de Diseño, se denomina Diámetro Específico y está dado por la siguiente fórmula:

$$D_s = D_1 (H.g)^{1/4} / Q^{1/2} \quad \dots(124)$$

Con la Velocidad Específica se realiza la selección del tipo de turbina que conviene a determinadas condiciones de proyecto y con el Diámetro Específico se establece el diámetro del rodete. El Diámetro Específico en el caso de las turbinas hidráulicas tubulares puede ser expresado en función de la Velocidad Específica:

$$D_s = (341,54/n_s) + 0,70 \quad \dots(125)$$

Esto indica que para establecer una serie de turbinas será necesario, en primer lugar, fijar el intervalo de valores de  $n_s$  que definen a este tipo de turbinas. En efecto, como se había indicado en el Capítulo Primero dicho intervalo está fijado, en primera instancia, entre 450 y 750 unidades de  $n_s$ . Considerando que estos límites no son rígidos se tratará de acotar este intervalo a partir de la altura neta. Según esto, al emplear la ecuación (6) se observa lo siguiente:

$$n_s = 1107,3/H^{0,2998} \quad \dots(6)$$

$$H = (1107,3/n_s)^{3,3356}$$

$$\text{Si } n_s = 450 \text{ se tiene } H = 20,15 \text{ m}$$

$$\text{Si } n_s = 750 \text{ se tiene } H = 3,67 \text{ m}$$

Sin embargo, casi todos los fabricantes de turbinas con capacidad de 100 a 5000 Kw. establecen el intervalo de alturas netas entre 2 y 15 m. De manera que el correspondiente intervalo de  $n_s$  queda entre 899,53 y

491,67, respectivamente. Es decir,

$$2 \leq H \leq 15 \quad \dots(126)$$

$$899,53 \geq n_s \geq 491,67 \quad \dots(127)$$

En este punto el intervalo de  $n_s$  será dividido en 8 segmentos de 50,98 unidades de  $n_s$  cada uno. Con el valor inferior de cada subintervalo se deberá calcular el valor correspondiente de  $D_s$  según la ecuación (125).

A continuación interviene un tercer parámetro que sirve como Criterio de Comparación y que se denomina Caudal Unitario:

$$Q_1 = Q / (H)^{1/2} \quad \dots(128)$$

Este parámetro está involucrado en las fórmulas de la Velocidad y del Diámetro Específico en la siguiente forma:

$$n_s = N (9,807 \cdot \eta \cdot Q_1 / H)^{1/2} \quad \dots(129)$$

$$D_s = D_1 (g)^{1/4} / (Q_1)^{1/2} \quad \dots(130)$$

El valor de  $Q_1$ , debe ser establecido de acuerdo a la Velocidad Específica alcanzada y a la potencia requerida. Por tanto considerando una eficiencia constante de 85% se tendrá:

$$Q_1 = (7,0377 \times 10^{-17}) (P_t \cdot n_s^{5,0033}) \quad \dots(131)$$

Si la potencia se mantiene fija, entonces el valor de  $Q_1$  puede ser calculado para todo el intervalo de  $n_s$ . Se ha podido observar que la potencia que más se presta para ser cubierta por todo el campo de velocidades específicas es la de 700 Kw dentro del rango de los 100 a los 5000 Kw.

Así ha sido preparada la Tabla No. 8 empleando la ecuación (131) en la cual se ha rememplazado  $P_t = 700$  Kw. Esta tabla contiene los valores límites para cada subintervalo de  $n_s$ .

$$Q_1 = (4,9264 \times 10^{-14}) n_s^{5,0033} \quad \dots(132)$$

A continuación se elabora la tabla de Diámetros Específicos y Diámetros Normalizados sobre la base de 8 subintervalos de  $n_s$ . Los Diámetros  $D_s$  son calculados con la fórmula (125) y los Diámetros  $D_j$  con la ecuación (130). Para cada subintervalo hay un diámetro  $D_1$  promedio que deriva del diámetro normalizado  $D_1$  de la penúltima columna de la Tabla No. 9.

TABLA NO. 8.

VALORES LIMITES DE-Q<sub>1</sub>

<u>n<sub>s</sub></u>	<u>Q<sub>1</sub></u>	<u>H(m)</u>	<u>Q(m<sup>3</sup>/s)</u>	<u>P<sub>t</sub> (Kw)</u>
491,67	1,444	15,0000	5,5953	699,85
542,65	2,3667	10,7938	7,7755	699,83
593,63	3,7090	8,0002	10,4977	700,30
644,62	5,6017	6,0775	13,8096	699,83
695,60	8,1980	4,7149	17,8010	699,85
746,58	11,6786	3,7240	22,5370	699,83
797,57	16,2535	2,9875	28,0932	699,84
848,55	22,1605	2,4297	34,5427	699,84
899,53	29,6725	2,0000	41,9633	699,82

Como consecuencia de la normalización de los diámetros los valores de D<sub>s</sub> variarán ligeramente, mientras que los de Q<sub>1</sub> deberán permanecer constantes.

4.4. Elaboración de Gráficos para Seleccionar Turbinas Tubulares

Los gráficos elaborados con tal propósito pueden ser representados en escala logarítmica con la altura H en las abscisas y el caudal Q en las ordenadas. Para elaborar un gráfico que sirva en la selección de turbinas tubulares será necesario, en primer lugar, delimitar el campo de aplicación de este tipo de turbinas, es decir, el gráfico debe estar contenido entre las abscisas 2 y 15 m y sobre la ordenada 3 m<sup>3</sup>/s.

En segundo lugar, la potencia entregada por la turbina se presentará en este gráfico en forma de parámetro, a partir de la expresión (8) cuya representación en un plano de escala logarítmica resulta ser una familia de rectas con valores de P<sub>t</sub> comprendidos entre 0,1 y 5 MW. Se empieza representando la ecuación (8) cuando P<sub>t</sub> es igual a 700 Kw, tomando los valores de H y Q de la Tabla No. 8. Para otras potencias es suficiente con trazar paralelas por puntos que correspondan a la potencia deseada.

TABLA NO. 9.

DIAMETROS NORMALIZADOS DE TURBINAS TUBULARES

<u>n<sub>s</sub></u>	<u>D<sub>s</sub></u>	<u>Q<sub>1</sub></u>	<u>D<sub>1</sub>(m)</u>	<u>D<sub>1</sub>(prom)</u>	<u>D<sub>1</sub>(mm)</u>	<u>G<sup>do</sup>Adm.</u>
491,67	1,3947	1,4447	0,9472			61,0%
542,65	1,3294	2,3667	1,1556	1,0514	1000	63,8%
593,63	1,2753	3,7090	1,3878	1,2717	1250	66,2%
644,62	1,2298	5,6017	1,6447	1,5163	1500	63,3%
695,60	1,1910	8,1980	1,9269	1,7858	1700	70,2%
746,58	1,1575	11,6786	2,2351	2,0810	2000	71,9%
797,57	1,1282	16,2535	2,5700	2,4026	2400	73,3%
848,55	1,1025	22,1605	3,3232	2,7513	2800	74,7%
899,53	1,0797	29,6725	3,3232	3,1279	3200	

En tercer lugar, el campo de aplicación de cada diámetro será determinado mediante la representación gráfica de una familia cuya función general es:

$$H = (Q/Q_1)^2 \quad \dots(125)$$

en donde los valores de Q<sub>1</sub> son tomados de la Tabla No. 8.

Se debe indicar al respecto, que el valor mínimo de Q<sub>1</sub> para cada diámetro está dado por el valor límite superior del diámetro próximo inferior y que, la relación entre Q<sub>1</sub> mínimo y Q<sub>1</sub> máximo da el Grado de Admisión con que puede trabajar la turbina y que consta en la misma Tabla No. 9.

Por otro lado, siendo la Altura de succión otro limitante, se calculará el caudal Q<sub>s</sub> necesario para que dicha altura H<sub>s</sub> sea nula, entendiéndose que dicho valor debe ser verificado experimentalmente y que un caudal menor producirá un H<sub>s</sub> positivo y un caudal mayor producirá un H<sub>s</sub> negativo.

Entonces, si en (49) se introduce la condición de que H<sub>s</sub> sea nulo, se tendrá

$$0 = B - \sigma_c \cdot H \quad \dots(49)$$

en donde, si B = 9,80 m (considerando 0,5 m de presión de vapor), y

si  $\delta_c = 0,64 \times 10^{-4} \times n_s^{1,46}$  (para turbinas tubulares)

Se puede comprobar que el valor buscado de  $Q$  está dado por:

$$Q_s = 47 (D_1 \cdot n_s^{0,64} / (66,8 + 0,136 n_s))^2 \quad \dots(128)$$

El valor de  $Q_s$  para cada turbina se presenta en la Tabla No. 10 junto con  $D_1$  y  $n_s$ .

TABLA NO. 10

VALORES DE  $Q_s$  PARA  $H_s$  NULO

<u>D (m)</u>	<u><math>n_s</math></u>	<u><math>Q_s</math> (<math>m^3</math> /s)</u>
1,00	542,65	7,52
1,25	593,63	11,97
1,50	644,62	17,48
1,75	695,60	24,02
2,00	746,58	31,58
2,40	797,57	45,64
2,80	848,55	62,23
3,20	899,53	81,28

El valor dado por esta tabla corresponde a los valores máximos de  $n_s$  y, consecuentemente, comienza a declinar cuando  $n_s$  cae por debajo del valor tabulado, como resultado del aumento de  $H$ , lo que puede presentarse aproximadamente de los 10 m de caída en adelante.

Con todos estos elementos tomados en cuenta el gráfico elaborado al respecto, Fig. 24, sirve para representar el campo de aplicación de una serie normalizada de turbinas tubulares. Este gráfico permite realizar una Selección acertada ya que no sólo es posible determinar el diámetro del rodete sino también conocer el comportamiento de la máquina y la potencia desarrollada de acuerdo a las condiciones de proyecto.

Finalmente, la velocidad de rotación de cualquiera de las turbinas normalizadas puede ser determinada a partir de los datos de altura (m) y caudal ( $m^3$  /s):

$$N = 383,46 (H^{0,45} / Q^{0,50}) \text{ r.p.m.} \quad \dots(129)$$

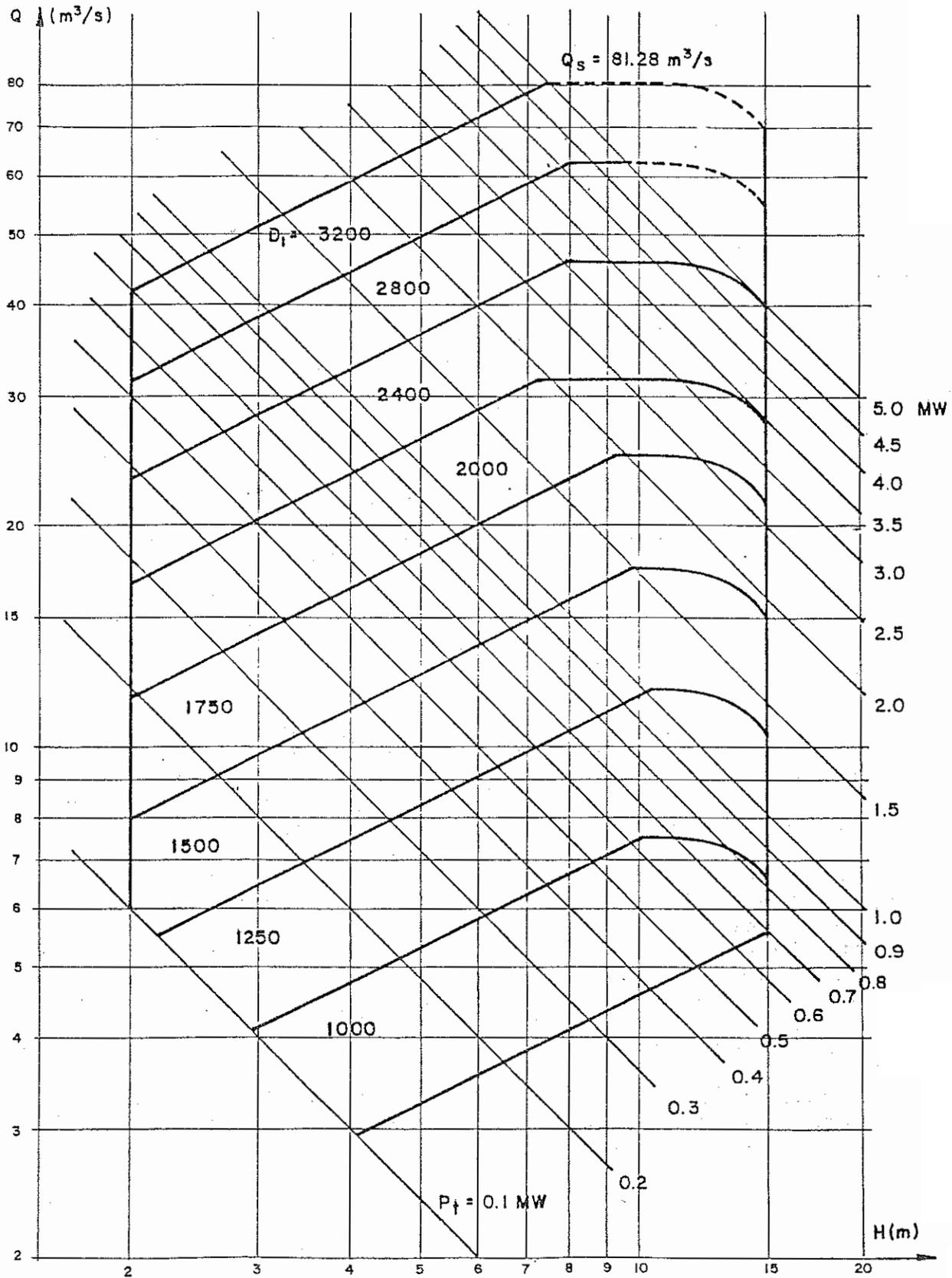


FIG. 24. Diagrama de Selección de Turbinas Tubulares

#### 4.5. Relación de Partes de Turbinas Tubulares Normalizadas

Los contornos generales de las turbinas están definidas en relación con el diámetro del rodete, tal como consta en la Fig. 15. De acuerdo a esto la Tabla No. 11 consigna los valores de las dimensiones básicas en mm para los diferentes tamaños.

TABLA NO. 11.

#### DIMENSIONES BASICAS DE LAS TURBINAS NORMALIZADAS

CONCEPTO \ D <sub>1</sub> (mm)	1000	1250	1500	1750	2000	2400	2800	3200
Diám. Bocat.	1000	1250	1500	1750	2000	2400	2800	3200
Largo Bocat.	2000	2500	3000	3500	4000	4800	5600	6400
Largo Dist.	1700	2130	2550	2980	3400	4080	4760	5440
Largo Rodete	600	750	900	1050	1200	1440	1680	1920
Largo Desfogue	5000	6250	7000	8750	10000	12000	14000	16000
Fondo Desfogue	3000	3750	4500	5200	6000	7200	8400	9400
Longitud Eje	3000	3750	4500	5250	6000	7200	8400	9400
Largo C. Máq.	5800	7250	8700	10150	11600	13920	16240	18560

TECNOLOGIA DE FABRICACION5.1. Generalidades

El presente capítulo trata de la tecnología empleada en la fabricación de las turbinas axiales del tipo tubular. Esta tecnología contempla el conocimiento de los materiales requeridos, los procesos de fabricación de cada pieza, la infraestructura necesaria para llevar a cabo las labores pertinentes y las recomendaciones generales para la producción de este tipo de turbinas. También se imparte en este capítulo instrucciones de montaje de las diversas piezas que componen cada turbina. Sin embargo, antes de entrar a hablar de cada punto mencionado anteriormente, es indispensable anotar varios aspectos concernientes a la fabricación local. En efecto, el sector de las Pequeñas Centrales Hidroeléctricas es un campo propicio para la fabricación local. Pero, de acuerdo a la experiencia de los fabricantes en los últimos años no es nada fácil arrancar con este tipo de fabricación dentro de un marco financiero aceptable. Aún cuando existan las máquinas necesarias, es difícil y a veces imposible explotar este campo si no existe el conocimiento técnico apropiado.

En este sentido, la construcción de turbinas de flujo axial debe realizarse de tenor de los siguientes criterios:

- Se debe usar materiales inoxidables para los elementos principales como son el rodete y la carcasa.
- Se debe emplear construcciones soldadas con la mínima mecanización.
- Se debe proveer sistemas de buena accesibilidad y facilidad de recambio para piezas de desgaste.

Sólo con la implantación de medidas de este tipo será posible la realización de los objetivos propuestos dentro del programa de desarrollo de P.C.H.

Por lo demás, las turbinas deben ser construídas de modo que garanticen una alta seguridad en la operación y una larga duración de servicio. Es por tanto indispensable que el fabricante acredite experiencia previa en la construcción y/o reconstrucción de maquinaria hidráulica en general.

## 5.2. Materiales Empleados

En los capítulos anteriores ya se ha mencionado el material a ser empleado para la fabricación de cada pieza componente de las turbinas axiales del tipo tubular. En este numeral se hará un resumen de tales materiales:

Acero Inoxidable	Base de Alabes Directrices Pasador, tuercas y accesorios
Acero Fundido	Alabes Directrices Carcasa del Distribuidor Anillo de Regulación
Planchas de Acero Soldadas	Carcasa del rodete y de la entrada Tubo de desfogue Cubo del Distribuidor Bulbo de entrada y soportes Plataforma de Cojinetes
Platinas y Varillas de Acero Estructural	Nervios de Carcasa Refuerzos internos del Cubo y del Bulbo Elementos de Regulación
Acero Forjado	Eje Principal y Brida
Fundición de Bronce y Aluminio	Rodete
Material No Metálico	Empaques - Estopas

En general es recomendable el uso de aceros inoxidable y soldables, debido a su resistencia a la corrosión y a la cavitación, lo cual por otra parte ofrece ventajas en el mantenimiento de las centrales hidroeléctricas. De acuerdo a la experiencia del fabricante también es posible emplear con éxito materiales sintéticos que presentan características de engrase automático y no requieren una rutina de mantenimiento.

## 5.3. Procesos de Fabricación de cada Pieza

### 5.3.1. Fabricación de la Carcasa

El rasgo característico de una construcción moderna de este tipo es el uso de estructuras soldadas. El elevado nivel de la técnica de soldar permite una fabricación muy segura y posibilita -contrariamente a lo que sucede con la técnica de la fundición- una reducción de los gastos de fabricación y transporte.

Toda la carcasa puede ser producida sobre la base de planchas de acero curvadas y soldadas. Las secciones de entrada del rodete, las cuales son de forma cilíndrica, deben estar conformadas por dos mitades aseguradas longitudinal y transversalmente mediante bridas y pernos. La sección del distribuidor debe tener una curvatura semiesférica y debe estar acoplada transversalmente a las otras secciones mediante bridas y pernos. Las dos mitades de esta sección deben estar soldadas longitudinalmente para evitar que las posibles bridas interfirieran con los elementos de regulación. Las secciones de entrada del rodete, construidas de placa más delgada que la del distribuidor, deben disponer de nervios o refuerzos dorsales soldados longitudinal y transversalmente.

Las bridas transversales son de forma circunferencial y deben ser de acero fundido y deben ir unidas a la sección respectiva mediante soldadura. En la periferia de la brida de aguas abajo de la carcasa del distribuidor se dejará un resalte de sección cuadrada para el desplazamiento del anillo de regulación montado sobre esa brida. Las bridas longitudinales deben ser hechas de platina de acero estructural y deben estar soldadas al flanco de la sección de entrada y de la sección del rodete. Se debe poner especial cuidado en la perforación de los orificios y en el acabado superficial de las bridas.

#### 5.3.2. Fabricación del Cubo

El cubo está compuesto por el bulbo de entrada y por el tambor del distribuidor. Todo el conjunto debe ser construido de chapa de acero doblado sobre una armadura de acero estructural soldado. Esta armadura consistirá de anillos de platina de acero curvado y soldado dispuestos transversalmente y espaciados mediante refuerzos longitudinales.

El bulbo de entrada alojará en su interior al rodamiento de entrada. El compartimento del rodamiento permanecerá estanco mediante dos placas circunferenciales, una a cada lado del soporte. La placa del frente de ataque deberá ser desmontable y deberá estar cubierta con una tapa de forma esferoidal también desmontable. En la placa trasera estará apoyado un prensaestopas para evitar el ingreso del agua al rodamiento.

Sobre la chapa del tambor del distribuidor se soldará un cordón grueso de acero inoxidable que será la base sobre la cual girarán los álabes directrices. Esta base deberá tener quince orificios espaciales según el plano respectivo y el acabado de su superficie será tal que siempre se podrá mover el álabe en todo su recorrido desde la posición de apertura hasta el cierre. Esta base deberá tener por tanto un contorno de características semiesféricas. El tambor no

tendrá tapas laterales y por el lado del rodete se podrá impartir mantenimiento al pasador de los álabes y a sus accesorios.

El tambor irá sólidamente soldado al bulbo de entrada a través de un cuerpo cónico de transmisión en cuyo interior irá alojado el prensaestopas, el cual tendrá su base soldada a la placa posterior del rodamiento de entrada. La armadura del cuerpo cónico consistirá en un grupo de escuadras con su cateto corto apoyado en la misma placa posterior y con su cateto largo extendido por debajo de la chapa del tambor. La armadura del tambor se completará con refuerzos circunferenciales espaciados adecuadamente. Las escuadras serán afianzadas a la placa mediante guías practicadas en ésta y mediante una placa anular sobrepuesta y soldada a la principal.

### 5.3.3. Fabricación del Rodete

El cubo del rodete consistirá de un cuerpo cilíndrico hueco que servirá de base a los cuatro álabes, de una placa que sostendrá la manzana de sujeción al eje dispuesta en el frente de ataque y de un cuerpo cónico alargado con un orificio axial en el lado de fuga.

El proceso de fabricación más recomendable para rodetes en forma de hélice es el de la fundición a la cera perdida, en donde los álabes serán fundidos integralmente con el cubo del rodete.

En este proceso se sigue los siguientes pasos:

- Preparación de la cera al 80% parafina y 20% ácido esteárico.
- Elaboración de un álabe patrón, mediante cuchillas y plantillas, a partir de una masa de cera solidificada de dimensiones similares a las del álabe.
- Elaboración de una matriz de reproducción con yeso dental.
- Reproducción del resto de álabes.
- Elaboración del cubo en cera, obteniendo por separado la parte cilíndrica y la parte cónica y soldándolas después con cera líquida.
- Unión de los álabes y del cubo mediante cera líquida, identificando bien la orientación de los álabes sobre el cubo.
- Elaboración del molde con arena sílice y un aglomerante que puede ser la resina LINO-CURE.

- Evacuación de la cera del modelo de cera utilizando un horno de mufla en un rango de temperaturas entre 150 °C y 170 °C.
- Fusión, colado y desmoldado del rodete empleando aleación de bronce fosfórico al aluminio.
- Proceso final de maquinado, que comprende rectificación y balanceo, verificando que gire dentro de la carcasa con la menor holgura posible. En la manzana de sujeción se debe trabajar el orificio y el chavetero para el eje y el orificio para el tornillo prisionero de fijación. en el orificio posterior se debe trabajar un canal para colocar un anillo de material de estopa.

#### 5.3.4. Fabricación de los Alabes Directrices

Los álabes directrices serán construídos de acero fundido al cromo siguiendo un proceso similar al del rodete. En este caso no será necesaria la elaboración de una matriz de reproducción, pero probablemente se requiere construir varios moldes.

Una vez fundido cada álabe será sometido al proceso de maquinado para practicar el orificio del pasador con chaveta solitaria. El chavetero será dispuesto fuera del eje de simetría de la sección para tener opción a colocar un prisionero que mantenga al pasador en su sitio. Todas las superficies del álabe deben ser pulidas para evitar pérdidas y turbulencias. Las caras superior e inferior deberán ser verificadas hasta obtener perfecta movilidad y cierre hemético dentro de la carcasa para lo cual se debe practicar un canal a lo largo de la línea de contacto para alojar ahí una banda de caucho. Tratamiento anticorrosivo localizado debe recibir todo el álabe, en especial el borde de ataque.

El pasador de los álabes directrices será construído de acero inoxidable, lo mismo que las tuercas y los arandelas. Estas últimas serán del tipo cónico y estarán capacitadas para trabajar como cojinetes con lubricación de agua. El montaje del pasador se realizará una vez que la carcasa y el álabe respectivo ocupen sus puestos y procediendo a introducir el pasador por el orificio de la carcasa.

#### 5.3.5. Fabricación del Eje de la Turbina

El eje de la turbina deberá ser construído de acero forjado Siemens-Martin y/o también de placas de acero curvadas y soldadas longitudinalmente. En cualquiera de los casos el eje deberá ser hueco con diámetros exterior e interior uniformes y con extremo soldado a la brida de acoplamiento. El acoplamiento deberá ser del tipo elástico previsto para

las turbinas horizontales de pequeña potencia. Para evitar la corrosión del eje es conveniente recubrirlo con una camisa reemplazable de bronce o de acero inoxidable.

El estopero instalado dentro del cubo está compuesto por la base soldada a la placa y por la tapa sujeta mediante pernos a la base. El material de estopa estará hecho con trenza de algodón y sebo y trenza grafitada de algodón. El mantenimiento del estopero puede realizarse introduciendo un brazo o una herramienta larga por el interior del tambor del distribuidor, una vez retirado el rodete.

Los rodamientos y los soportes o chumaceras serán seleccionados de acuerdo a las especificaciones del diseño e instalados según las instrucciones del catálogo del fabricante respectivo. Las plataformas del soporte serán construidas de platina de acero y soldadas a la pared del bulbo en un caso, y a las paredes del tubo de desfogue en el otro caso.

#### 5.3.6. Fabricación del Anillo de Regulación

El anillo de regulación está compuesto por dos medias lunas fabricadas de acero fundido y unidas entre sí mediante pernos. En el flanco de aguas arriba del anillo irán soldadas quince orejas de arrastre de pequeñas dimensiones hechas de acero estructural. En la superficie interior del anillo se practicará un canal que servirá de guía para el desplazamiento del anillo sobre la brida de aguas abajo de la carcasa del distribuidor. Un brazo de acero estructural será colocado en un flanco del anillo para soportar el contrapeso y el vástago del activador hidráulico. Los demás elementos de regulación, como la palanca, las barras intermedias y los pasadores pueden ser construidos de acero estructural. Todo el conjunto debe ser previamente montado en fábrica para verificar un perfecto desempeño de cada parte en todas las posiciones del anillo.

#### 5.3.7. Fabricación del Tubo de Desfogue

El tubo de desfogue está compuesto de chapas de acero soldadas. Será construido con refuerzos dorsales longitudinales y transversales hechos de platina de acero y soldados al cuerpo del tubo.

Generalmente va empotrado o embebido en hormigón. En caso contrario, será necesario dotarlo de un pedestal de soporte colocado a la entrada del tubo y en la parte inferior del mismo.

La entrada del tubo estará acoplada al escape de la turbina, carcasa del rodete a través de una brida empernada fabricada de acuerdo a las instrucciones formuladas anteriormente.

Alrededor del orificio del eje se fabricará un estopero de las mismas características del que está colocado junto al bulbo de entrada, con la base soldada a la pared del tubo de desfogue. A continuación del estopero se dispondrá la plataforma del soporte de rodamiento de salida. También esta plataforma deberá ser soldada al cuerpo del tubo.

#### 5.4. Infraestructura Necesaria

Para fabricar las turbinas axiales del tipo tubular el fabricante deberá disponer de cuatro grandes talleres: taller de fundición, taller de máquinas-herramientas, taller de soldadura y taller de montaje y pruebas de fábrica. Cada uno de estos talleres debe ser atendido por personal calificado.

El taller de fundición dispondrá de un horno de mufla y de un horno de inducción, además de equipo accesorio para llevar a cabo tratamientos térmicos y de alivio de tensiones. Este taller dispondrá, además, de un área de modelaje en donde el personal especializado elabora modelos de cera y/o de madera. El taller de máquinas-herramientas estará equipado con tornos de mediana capacidad de volteo, fresas, prensas, taladros, cepillos, sierras, dobladoras, rectificadoras, etc.

El taller de soldadura, además del equipo convencional para soldar acero estructural, incluirá equipo para soldar acero inoxidable y bronce al aluminio.

El taller de montaje y pruebas hidráulicas en fábrica tiene por objeto realizar un montaje previo en la fábrica en la medida de lo posible para reducir el tiempo de montaje en el lugar de la planta. Para esto será indispensable disponer de puente-grúa, gatos hidráulicos, instrumentos de medida, teodolitos, niveles, etc. En este mismo taller deberá existir un área de pintura y de elaboración de placas de marca.

Por lo demás, el fabricante deberá organizar la bodega de materiales y la bodega de productos acabados.

#### 5.5. Recomendaciones para la Producción de Turbinas

El fabricante de turbinas hidráulicas axiales debe disponer, además de la infraestructura física necesaria descrita en el punto anterior, de un departamento de diseño que se encargue de elaborar datos normalizados para los trabajos de diseño. Esto le permitiría al fabricante poder contestar sin demora a las demandas de los clientes en caso de oferta.

En tal sentido el fabricante debe elaborar diagramas de dimensionamiento para calcular el tamaño de la turbina así

como los correspondientes datos principales de la misma. Por otra parte, debe elaborar también curvas de peso para los diversos componentes de los diferentes tipos de turbinas, en vista de que los componentes de construcción están relacionados con el precio de las turbinas.

Combinando los pesos de los componentes individuales se obtienen curvas de peso total de los diferentes tipos de turbinas. Las curvas de peso total sirven para averiguar de forma rápida y segura los costos de fabricación.

Por lo demás, concierne tomar en cuenta las siguientes recomendaciones para mejorar la actividad de los fabricantes en el campo de las turbinas axiales:

1. Tratar que los fabricantes se incluyan lo más pronto posible en el proceso de planificación y de que sus máquinas figuren en los proyectos.
2. Tratar que los fabricantes conserven toda la libertad para emplear y mejorar el diseño y la construcción de las series normalizadas de turbinas.
3. Tratar que los fabricantes dispongan de la suficiente y oportuna asistencia técnica para la fabricación, montaje y pruebas de los equipos fabricados.
4. Tratar que el campo tecnológico sea sustentado por las instituciones públicas, universidades y fabricantes.
5. Tratar que los proyectos de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas sean desarrolladas mediante la coordinación de las actividades de los entes mencionados en el punto anterior.

EJEMPLO PRACTICO1. INTRODUCCION

El presente anexo tiene por objeto ilustrar, mediante un símbolo, el proceso de diseño de una turbina tubular tipo S y la forma de calcular y definir las características fundamentales de tal tipo de turbina hidráulica.

Con este propósito se ha tomado como modelo de ilustración el caso de la turbina más pequeña de la Serie Normalizada, cual es la del diámetro nominal igual a 1000 mm.

Según la Fig. 24. esta turbina debe ser capaz de desarrollar desde 0,1 hasta 0,8 MW en condiciones extremas, siempre que el caudal unitario se mantenga entre los límites 1,44 y 2,37. De acuerdo a la Tabla No. 10. el máximo caudal con el que puede trabajar la turbina es de 7,5 m<sup>3</sup> /s. el caudal de diseño se ha fijado en 6 m<sup>3</sup> /s que representa el 80% del máximo considerado.

La potencia nominal desarrollada será de 700 KW para lo cual la altura neta deberá ser de 14 m y la eficiencia total alrededor del 85%.

La mayor parte de las fórmulas empleadas tanto en el diseño hidráulico como en el mecánico constan en el texto. Las fórmulas adicionales que se ha incluido en el ejemplo obligan a señalar que los resultados obtenidos son apenas una orientación y están sujetos a cambio de acuerdo con el criterio del diseñador.

2. DISEÑO HIDRAULICO2.1. Condiciones Iniciales

Potencia Nominal a Plena Carga:  $P_t = 700 \text{ KW}$

Caudal Máximo:  $Q_m = 7,5 \text{ m}^3 /s$

Caudal del Diseño:  $Q = 6 \text{ m}^3 /s$

Altura Neta Nominal:  $H = 14 \text{ m}$

Eficiencia Total de la Turbina =  $\eta = 85\%$

Diámetro Nominal del Rodete:  $D_1 = 1000 \text{ mm}$

Caudal Unitario:  $Q_1 = 6/14^{1/2} = 1,60$

## 2.2. Cálculos Preliminares

Velocidad Específica:  $n_s = 1107,3/14^{0,2998} = 501,94 \quad (6)$

Velocidad de Rotación:  $N = 501,94(14)^{1,25} / (700)^{1/2} =$   
 $513,76 \text{ r.p.m.} \quad (2)$

$514 \text{ r.p.m.} \quad (129)$

Velocidad en Vacío:  $2N = 1028 \text{ r.p.m.}$

Diámetro del Cubo del Rodete:  $D_0 = ((94,64/501,64) +$   
 $0,25)1000 = 438,55 \text{ mm} \quad (24)$   
 $= 440 \text{ mm}$

Diámetro Interno de la Carcasa del Rodete:  $D_2 = D_1 + 4 =$   
 $1004 \text{ mm}$

Diámetro de la Sección Media:  $D = (1000 + 440)/2 = 720 \text{ mm}$

Sección de Paso del Rodete:  $A = (\pi/4)(1,00^2 - 0,44^2) =$   
 $0,6333 \text{ m}^2$

Velocidad Axial:  $V_a = 6/0,6333 = 9,474 \text{ m/s}$

Coefficiente de  $V_a$ :  $K_a = 9,474(2 \times 9,81 \times 14)^{1/2} = 0,572 \quad (21)$

Eficiencia Hidráulica:  $\eta_h = 88\%$

Altura de Euler:  $H_e = 0,88 \times 14 = 12,32 \text{ m} \quad (13)$

2.3. Cálculo de las Velocidades en el Rodete (Plano No. TT-00-01)

Diámetro	$D_0 = 440 \text{ mm}$	$D = 720 \text{ mm}$	$D_1 = 1000 \text{ mm}$
$u = (\pi DN/60), \text{ m/s}$	11,8360	19,3680	26,9000
$K_u = u/(2gH)^{1/2}$	0,7141	1,1686	1,6230
$\alpha_1 = \text{arc tan } (2.K_u.K_a/\eta_h)$	$56,65^\circ$	$56,65^\circ$	$56,65^\circ$
$V_1 = Va/\text{sen } \alpha_1, \text{ m/s}$	11,3437	11,3437	11,3437
$V_1 u = Va/\text{tan } \alpha_1, \text{ m/s}$	6,2350	6,2350	6,2350
$V_2 u = V_1 u - (g.H_e/u), \text{ m/s}$	3,9761	0,0051	1,7420
$V_2 = (Va^2 + V_2 u)^{1/2}$	10,2745	9,474	9,6328
$W_1 u = u - V_1 u$	5,6010	13,1330	20,6650
$\beta_1 = \text{arc tan } (Va/W_1 u)$	$59,41^\circ$	$35,80^\circ$	$24,63^\circ$
$W_1 = Va/\text{sen } \beta_1, \text{ m/s}$	11,0056	16,1960	22,7327
$W_2 u = u - V_2 u$	15,8121	19,3629	25,1580
$\beta_2 = \text{arc tan } (Va/W_2 u)$	$30,93^\circ$	$26,07^\circ$	$20,64^\circ$
$W_2 = Va/\text{sen } \beta_2, \text{ m/s}$	18,4322	21,5578	26,8770
$\text{cot } \beta_m = (\text{cot } \beta_1 + \text{cot } \beta_2)/2$	1,1340	1,7152	2,4180
$\beta_m =$	$41,50^\circ$	$30,24^\circ$	$22,47^\circ$
$W_m = Va/\text{sen } \beta_m, \text{ m/s}$	14,2978	18,8117	24,7880
$\Psi = g.H_e/u^2$	0,8627	0,3222	0,1670
$\phi = Va/u$	0,8004	0,4891	0,3522
$\Psi/\phi$	1,0778	0,6587	0,4742

2.4. Selección del Perfil de los Alabes del Rodete

(Plano No. TT-00-01)

El número de álabes de acuerdo a la Tabla No. 1 debe estar entre 3 y 4. Se ha elegido 4 álabes porque la turbina deberá trabajar con una caída nominal de 14 m. Para álabes fundidos es conveniente el perfil de la serie Gottingen No. 622, 623, 624 y 625. Se selecciona al No. 624 de mediano espesor, cuyas características son las siguientes:

$$y_{\text{máx}} = 16\% L \quad \varepsilon = 0,012 + 0,052 (y_{\text{máx}}/L) \quad (42)$$

Valor inicial de  $C_L = 2\pi \text{sen}(\alpha + \delta')$ , en donde  $\delta' = \beta_c - \beta_o$ .

Para la selección media y la periferia el perfil ha sido adelgazado en un 60% y en un 80% del espesor del perfil del cubo.

Dimensiones del perfil Gittingen 624 (% L)

X	0	5	10	15	20	30	40	50	60	80	95	100
$Y_o$	4,00	10,40	12,85	14,35	15,30	16,00	15,40	14,05	12,00	6,60	2,00	0,5
$Y_u$	4,00	0,95	0,40	0,15	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,0
$\bar{Y}$	4,00	5,68	6,63	7,25	7,68	8,00	7,70	7,03	6,00	3,30	1,00	0,2

Los valores de  $\bar{Y}$  representan las ordenadas de la línea media del perfil. Uniendo los puntos inicial y final de la línea media se traza la cuerda del perfil que forma un ángulo  $\theta$  con el eje de las abscisas. Igualmente uniendo el punto medio y el punto final de la línea media se forma el ángulo  $\theta$  entre el eje y la probable dirección del eje nulo. Finalmente, el ángulo  $\alpha'$  comprendido entre la tangente de salida y el eje de las abscisas puede ser calculado empleando la ordenada del punto localizado en el 95% L.

De manera que:

$$\theta = \beta_e - \beta_c = \text{arc tan } (4.00/100) = 2,29^\circ$$

$$\theta' = \beta_e - \beta_o = \text{arc tan } (7.03/50) = 8,00^\circ$$

$$\alpha' = \beta_e - \beta_z = \text{arc tan } (1/5) = 11,31^\circ$$

Una vez conocidos los ángulos  $\alpha$  y  $\delta'$  es posible determinar el valor de la salida Z en cada sección del rodete, para lo cual se debe observar el siguiente proceso:

- Estimación preliminar del valor de  $C_L$
- Evaluación del coeficiente  $\epsilon$  sobre la base de reemplazar ( $y_{\text{máx}}/L$ ).
- Evaluación del factor  $K_\lambda$  a partir de los valores de  $\epsilon$  y de  $\beta_m$ .
- Cálculo del producto ( $\delta \cdot K_L$ ) a partir de la fórmula No. 27
- Evaluación de los factores del producto ( $\delta \cdot K_L$ ) dado por el gráfico No. 11 para cada valor de  $\beta_o$ .
- Obtención del valor final de  $C_L$  con el valor de ( $\delta \cdot K_L$ ) reemplazado en la fórmula No. 27.
- Cálculo del valor del coeficiente  $C_t$  con la fórmula No.38
- Verificación del valor de  $\delta$  con la fórmula No. 37
- Verificación del valor de  $\psi$  con la fórmula No. 40
- Verificación de la eficiencia del rodete con la fórmula

No. 45

- Verificación de la eficiencia hidráulica de la turbina, con la fórmula No. 47 cuando  $\eta_d = 80\%$
- Determinación del paso  $t$  y de la longitud de la cuerda  $L$ .

## 2.5. Determinación de la Solidez en el Rodete (Plano No.TT-01-01)

Diámetro de la sección, mm	400	720	1000
Angulo de salida, $\beta_2$	30,93°	26,07°	20,64°
Angulo de $W_m$ , $\beta_m$	41,50°	30,24°	22,47°
Ordenada Máxima al 30% L, $y_{m\acute{a}x}$	16% L	6,4% L	3,2% L
Ordenada al origen de la Línea Media	4% L	1,6% L	0,8% L
Ordenada de la Línea Media al 50% L	7,025% L	2,8% L	1,4% L
Ordenada de la Línea Media al 95% L	1% L	0,4% L	0,2% L
Angulo $\theta = \beta_e - \beta_c$	2,29°	0,92°	0,46°
Angulo $\theta' = \beta_e - \beta_o$	8,00°	3,20°	1,60°
Angulo $\alpha' = \beta_e - \beta_2$	11,31°	4,57°	2,29°
Angulo del Eje X, $\beta_e = \beta_2 + \alpha'$	42,24°	30,63°	22,93°
Angulo de la cuerda, $\beta_c = \beta_e - \theta$	39,95°	29,72°	22,47°
Angulo del empuje Nulo, $\beta_o = \beta_e - \theta'$	34,24°	27,44°	21,33°
Angulo $\delta' = \beta_c - \beta_o$	5,71°	2,28°	1,14°
Angulo de Posición, $\alpha = \beta_m - \beta_o$	7,26°	2,80°	1,14°
Valor Inicial de $C_L$ , $C_L = 2\pi \text{ sen}(\alpha + \delta')$	1,4102	0,5564	0,2500
$\epsilon = 0,012 + 0,052 (y_{m\acute{a}x}/L)$	0,0203	0,0153	0,0137
$K_\lambda = 1 - \epsilon/\tan \beta_m$	0,9770	0,9737	0,9670
$\delta \cdot K_L = (2/K_\lambda \cdot C_L) (\Psi/\phi) \text{ sen} \beta_m$	1,0367	1,2246	1,4994
$\delta \cdot K_L$ a $\beta_o$ (Fig. No.11)	(1,10) (0,98)	(0,95) (1,27)	(0,80) (1,45)
Valor final de $C_L$ , $C_L = m \cdot \text{sen} \alpha$	1,3562	0,5647	0,3231
$C_t = (\Psi/\phi) / (\cot \beta_o - \cot \beta_1)$	1,2274	1,2212	1,2488
$\delta = 4 C_t / (2 - C_t) (m \cdot K_\lambda \cdot K_L \cdot \text{sen} \beta_o)$	1,0990	0,9521	0,8028
$\Psi = C_t (\phi (\cot \beta_1 + \cot \beta_o) - 1)$	0,8626	0,3222	0,1670
$m = C_L / \text{sen} \alpha$	10,7318	11,5599	16,2399
$\eta_r = 1 - \epsilon / \text{sen} \beta_m$	0,9693	0,9695	0,9669
$\eta_h = \eta_r (1 - 0,20 \times 0,572^2)$	0,9059	0,9060	0,9036
$t = \pi D/4$ , mm	346	545	785
$L = \delta \cdot t$ , mm	380	537	628

## 2.6. Características del Perfil de los Alabes del Distribuidor

(Plano No. TT-02-01)

Angulo del agua:  $\alpha_1 = 56,65^\circ$   
 Número de álabes:  $Z_d = 15$  (Tabla No. 3)  
 Angulo de separación:  $\theta = 24^\circ$   
 Diámetro del Cubo:  $D_o = 440$  mm

Diámetro Interno de los álabes:  $d_o = 1,10 D_o = 4,84 \text{ mm}$

Diámetro Externo de los álabes:  $d_i = 1,03 (d_o^2 + \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_a})^{1/2}$   
 $= 1050 \text{ mm}$

Altura Radial de los álabes:  $(d_i - d_o)/2 = 283 \text{ mm}$

Diámetro Medio de los álabes:  $d = 767 \text{ mm}$

Distancia media entre contactos:  $(a + b) = \pi d / 15 = 160,64 \text{ mm} \quad (52)$

Distancia Interna entre contactos:  $(a + b)_o = \pi d_o / 15 = 101,37 \text{ mm}$

Distancia externa entre contactos:  $(a + b)_i = \pi d_i / 15 = 219,91 \text{ mm}$

El perfil es del tipo simétrico con espesor máximo adelantado. La longitud de cada sección varía de acuerdo al radio, pero el espesor relativo a cada distancia estará dado por la longitud de la sección media de acuerdo a la siguiente distribución porcentual de espesores:

Distancia	0	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100	% l
Semiespesor	0	6,50	8,70	10,00	10,43	10,90	10,43	8,30	6,60	4,95	3,30	1,65	0,00	% l

Las longitudes de la sección media están dadas por:

Distancia b,  $b = 0,55 (a+b) = 0,55 \times 160,64 = 88,35 \text{ mm} \quad (53)$

Distancia a,  $a = 0,820 b = 0,820 \times 88,35 = 72,45 \text{ mm}$

Distancia c,  $c = 0,168 b = 0,168 \times 88,35 = 14,84 \text{ mm} \quad (54)$

Distancia e,  $e = 0,195 b = 0,195 \times 88,35 = 17,23 \text{ mm} \quad (55)$

Distancia f,  $f = 0,244 b = 0,244 \times 88,35 = 21,56 \text{ mm} \quad (56)$

Longitud de la sección l,  $l = 2,062 b = 2,062 \times 88,35 = 182,20 \text{ mm}$

Dimensiones	(a + b)	b	a	c	e	f	g	l
Sección Interna	101,37	55,75	45,72	14,84	17,23	13,60	19,86	114,96
Sección Media	160,64	88,35	72,45	14,84	17,23	21,56	19,86	182,20
Sección Externa	219,91	120,95	99,18	14,84	17,23	29,51	19,86	249,40

2.7. Dimensiones Principales de la Carcasa del Distribuidor  
(Plano No. TT 02-01)

Diámetro del Eje Pasador:  $d_p = 2c \cong 2 \times 14,84 \text{ mm}$ ,  $d_p = 30 \text{ mm}$   
 Angulo del borde de ataque:  $\theta_1 = 360^\circ (b/\pi d) = 360^\circ (120,95/\pi \times 1050) = 13,20^\circ$   
 Angulo del borde de fuga:  $\theta_2 = 360^\circ ((a+f)/\pi d)_1 = 360^\circ (128,69/\pi \times 1050)_1 = 14,04^\circ$   
 Angulo total entre bordes:  $\theta_d = 360^\circ (1/\pi d)_1 = 360^\circ (249,40/\pi \times 1050) = 27,24^\circ$   
 Angulo de cobertura de la Carcasa:  $\theta_e \cong 2 \times 17^\circ = 34^\circ$   
 Diámetro de la pista interior de la Envolvente:  $d_{en} = d_1 = 1050 \text{ mm}$   
 Longitud Axial de la Carcasa:  $L_{aed} = 2 \times 525 \text{ sen } 17^\circ = 307 \text{ mm}$   
 Diámetro Interno de las Bridas:  $d_f = 2 \times 525 \text{ cos } 17^\circ = 1004 \text{ mm}$

2.8. Sección de Entrada (Plano No. TT-03-01)

Diámetro Interno de la Bocatoma:  $D_b = 1,4 D_1 = 1400 \text{ mm}$   
 Diámetro del bulbo de entrada:  $d_b = 1,4 D_0 = 616 \text{ mm}$ ,  
 $d_b = 620 \text{ mm}$   
 Número de soportes: 4 de  $(0,1)(1,4 - 0,62)/2 = 0,1 \times 0,40 \text{ m}^2 = 0,040 \text{ m}^2$   
 Area de Entrada:  $A_e = (\pi(1,4^2 - 0,62^2)/4) - 4 \times 0,040 \text{ m}^2 = 1,082 \text{ m}^2$   
 Long. Axial de Entrada del Rodete:  $L_{aer} = 0,2 D_1 = 200 \text{ mm}$   
 Longitud Axial de la Envolvente del distribuidor:  $L_{aed} = 307 \text{ mm} = 0,307 D_1$   
 Longitud Axial del Cambio de Sección:  $L_{acs} = 0,2 D_1 = 200 \text{ mm}$   
 Longitud Axial del bulbo de entrada:  $L_{abe} = 0,5 D_1 = 500 \text{ mm}$   
 Longitud Axial de los soportes:  $L_{as} = 0,3 D_1 = 300 \text{ mm}$   
 Velocidad de Entrada:  $Ve = 9,474/1,082 = 8,760 \text{ m/s}$

2.9. Tubo de Desfogue (Plano No. TT-04-01)

Diámetro de la Entrada:  $D_2 = 1004 \text{ mm}$   
 Diámetro de la Descarga:  $1.4 D_1 = 1400 \text{ mm}$   
 Longitud Axial del Tubo en S:  $L_{ats} = 3,2 D_1 = 3200 \text{ mm}$   
 Distancia entre el eje y el fondo del tubo:  $h = 2,6 D_1 = 2600 \text{ mm}$   
 Número de Secciones del tubo en S: 8 secciones  
 Distancia entre el rodete y la pared de la Casa de Máquinas:  $x_{rp} = 6,4 D_1 = 6400 \text{ mm}$   
 Presión Barométrica:  $B = 9,80 \text{ m}$  (considerando 0,5 m de presión de vapor)  
 Velocidad Especifica:  $n_s = 501,94$

$$\begin{aligned} \text{Coeficiente Crítico de Cavitación: } \sigma_c &= 0,64 \times 10^{-4} \times n_s^{1,46} \\ &= 0,64 \times 10^{-4} \times 501,94^{1,46} = 0,56 \end{aligned}$$

(turbinas tubulares)

Altura Neta:  $H = 14 \text{ m}$

$$\begin{aligned} \text{Altura Máxima de Succión: } H_s &= 9,80 - 0,56 \times 14 = 1,96 \text{ m (49)} \\ &= 2,00 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Angulo de Planeo en la Sección Media del Rodete: } \lambda &= \text{arc tan} \\ &= (0,012 + 0,052 \times 0,064) = 0,88^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Angulo de } W_m \text{ en la sección media del rodete: } \beta_m &= 30,24^\circ \\ \text{Eficiencia del Rodete: } \eta_r &= \frac{1 - \tan 0,88^\circ / \sin 30,24^\circ}{0,9695} = \quad \quad \quad (45) \end{aligned}$$

Eficiencia Estimada del tubo de desfogue:  $\eta_d = 0,80$

Coeficiente de velocidad Axial:  $K_a = 0,572$

$$\begin{aligned} \text{Eficiencia Hidráulica Estimada: } \eta_h &= 0,9695(1 - (1 - 0,80)0,572^2) \\ &= 0,9060 \quad \quad \quad (47) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia Hidráulica: } P_h &= (0,572 \times 10^3 \times 0,9060) \left( \frac{\pi}{4} \right) \\ &= (1,00^2 - 0,44^2) (2 \times 9,81 \times 14^3)^{1/2} / 75 \\ &= 1015,42 \text{ CV} = 747,18 \text{ KW} \quad \quad \quad (48) \end{aligned}$$

### 3. DISEÑO MECANICO

#### 3.1 Espesor de la pared de la Carcasa del Rodete

(Plano No. TT-01-01)

$$\text{Presión de trabajo, } p = 0,15 \times 15 = 2,25 \text{ Kgf/cm}^2 \quad (51)$$

$$\text{Diámetro Interno, } D_2 = D_1 + 4 \text{ mm} = 1004 \text{ mm}$$

Esfuerzo Admisible,  $S_a = 700 \text{ Kgf/cm}^2$  (acero comercial soldado)

Eficiencia de soldadura,  $\eta_s = 75\%$

$$\begin{aligned} \text{Espesor Mínimo, } t_{or} &= 2,25 \times 1004 / 2 \times 700 \times 0,75 = 2,15 \text{ mm,} \\ t_{or} &= 2 \text{ mm} \quad \quad \quad (50) \end{aligned}$$

Espesor Nominal,  $t_r = (2 + 1) = 3 \text{ mm}$  (1 mm añadido por la corrosión)

Espesor del Cubo del Rodete,  $t_c = 0,1 D_0 = 44 \text{ mm}$  (pieza fundida)

#### 3.2 Espesor de la pared de la Carcasa de la Bocatoma

(Plano No. TT-03-01)

$$\text{Presión de trabajo, } p = 0,15 \times 15 = 2,25 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\text{Diámetro Interno, } D_b = 1400 \text{ mm}$$

Esfuerzo Admisible,  $S_a = 700 \text{ Kgf/cm}^2$  (acero soldado)  
 Eficiencia de la soldadura,  $\eta_s = 75\%$   
 Espesor Mínimo,  $t_{ob} = 2,25 \times 1400/2 \times 700 \times 0,75 = 300 \text{ mm}$ ,  
 $t_{ob} = 3 \text{ mm}$ .

Espesor Nominal,  $t_b = (3 + 1) \text{ mm} = 4 \text{ mm}$  (por efecto de la corrosión)

Espesor del bulbo de entrada,  $t_{be} = 5 \text{ mm}$  (plancha de acero soldado)

Espesor de la pared de la Carcasa del distribuidor:  $t_{ed} \cong 3 t_{or}$   
 $= 6 \text{ mm}$

### 3.3 Esfuerzos desarrollados en los álabes directrices en la

#### Sección Media

Distancia Media entre Contactos:  $(a + b) = 160,64 \text{ mm}$   
 Altura radial de los álabes:  $q = (d_i - d_o) = 283 \text{ mm}$   
 Presión media:  $p_o = (15 + (0,73/2)) \text{ m} = 15,37 \text{ m} = 10^3 \times 15,37 \text{ Kgf/m}^2$

Carga Hidráulica:  $F_h = (160,64 \times 10^{-3} \text{ m}) (283 \times 10^{-3} \text{ m}) (10^3 \times 15,37 \text{ Kgf/m}^2) = 700 \text{ Kgf}$ ,  $(q \cdot p_o) = 4349,91 \text{ Kgf/m}$  (58)

Torque Hidráulico Parcial:  $T_n = 0,5(88,35^2 - 72,45^2) 10^{-6} \times 4349,71 = 5,56 \text{ Kgf} - \text{m}$  (59)

Torque Hidráulico Total:  $C = b(b - a) = 88,35/(88,35 - 77,45) = 5,5566$   
 $T_{hn} = (\pi \times 1050^2 \times 10^{-6}) (4349,71) / (2 \times 15) (2 \times 5,5566 - 1) = 49,66 \text{ Kgf} - \text{m}$  (60)

Torque de Fricción:  $T_f = (700/2) (0,3 \times 30 \times 10^{-3}) = 3,15 \text{ Kgf} - \text{m}$  (61)

Torque total por álabe:  $T = 5,56 + 3,15 = 8,71 \text{ Kgf} - \text{m}$  (62)

Torque de giro de los muñones:  $T_r = 1,51 \times 8,71 = 13,07 \text{ Kgf} - \text{m}$  (63)

Carga de giro de los muñones:  $F_r = 2 \times 13,07/160,64 \times 10^{-3} = 162,66 \text{ Kgf}$  (64)

Area de Sección 0-0:  $A_{oo} = (\pi/2)(e \cdot f) + a(c+e+g)/3 + bc - (\pi/4)d_e^2$  (71)

$A_{oo} = (\pi/2)(17,23 \times 21,56 - 0,5 \times 30^2) + 72,45 (14,84 + 17,23 + 19,86)/3 + 88,35 \times 14,84$

$$= 2441,88 \text{ mm}^2 = 2441,88 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\text{Momen. Resist. de la Sección 0-0: } W_{00} = (\pi/8)(f.e^2 - 0,25 d^3) + 2((a/3)((c+e+g)/3)^2 + b.c^2 / 6 \quad (65)$$

$$W_{00} = (\pi/8)(21,56 \times 17,23^2 - 0,25 \times 30^3) + 2(72,45/3)(17,31^2) + 88,35 \times 14,84^2 / 6 = 6723,71 \text{ mm}^3 = 6723,71 \times 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$\text{Esfuerzo de Flexión debido a } F_h : S_{bh} = 700(283/8)6/6723,71 = 3,68 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (73)$$

$$\text{Esfuerzo de Flexión debido a } F_r : S_{br} = 162,66((283 + 2 \times 0,3 \times 30)/4)/6723,71 = 1,82 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (64)$$

$$\text{Esfuerzo Total de Flexión: } S_b = 3,68 + 1,82 = 5,50 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (75)$$

$$\text{Esfuerzo de Corte debido a } F_h : S_{sc} = 0,5 \times 700/2441,88 = 0,14 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (76)$$

$$\text{Esfuerzo de Corte debido a } F_r : S_{sr} = 13,07 \times 10^3 / 0,8 \times 182,20 \times 14,84^2 = 0,41 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (77)$$

$$\text{Esfuerzo Total del Corte: } S_s = 0,14 + 0,41 = 0,55 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (78)$$

$$\text{Esfuerzo Combinado an la Sección 0-0: } S_c = 0,5(0,55 + (5,50^2 + 4 \times 0,55^2)^{1/2}) = 3,08 \text{ Kgf/mm}^2 < 0,67 \times 35 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (79)$$

$$\text{Esfuerzo de Fluencia del Acero fundido: } S_y = 35 \text{ Kgf/mm}^2$$

### 3.4 Esfuerzos Desarrollados en el Pasador de los Alabes

#### Directrices (Plano No. TT-02-01)

$$\text{Momento de la Sección 0-0: } W_{00} = (\pi/32)30^3 = 2650,7 \text{ mm}^3 \quad (81)$$

$$\text{Esfuerzo Flector por la Carga Total: } S_b = 0,5 \times 862,66((283 + 2 \times 0,3 \times 30)/2)/2650,7 = 24,48 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\text{Esfuerzo de Corte por la Carga Total: } S_s = 0,5 \times 862,66 / (\pi/4)30^2 = 0,61 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\text{Esfuerzo Combinado en la Sección 0-0: } S_c = 0,5(0,61 + (24,48^2 + 4 \times 0,61^2)^{1/2}) = 12,56 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (79)$$

$$S_c = 12,56 \text{ Kgf/mm}^2 < 0,67 \times 35 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (85)$$

$$\text{Esfuerzo de Fluencia del Acero fundido: } S_y = 35 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\text{Longitud del vástago de regulación: } l_{vr} \cong 3 dp = 90 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud del vástago de apoyo: } l_{va} \cong \text{esfuerzo de la base}$$

$$\begin{aligned}
 &+ \text{ espesor del cubo} \\
 &+ \text{ longitud roscada} \\
 \cong &22 + 5 \text{ mm} + 2 \text{ dp} = 87 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Longitud total del pasador:  $l_p = 283 + 87 + 90 = 460 \text{ mm}$

Longitud de la chaveta solidaria al pasador  $l_{sp} = 280 \text{ mm}$

Dimensiones de la chaveta: Torque Total desarrollado

$$T = 8,71 \text{ Kgf-m} = 871 \text{ Kgf-cm}$$

$$\text{Ancho} = 8 \text{ mm, altura} = 11 \text{ mm}$$

$$\text{Altura integrada al pasador} = 8,2 \text{ mm}$$

$$\text{Altura sobresalida del eje} = 2,9 \text{ mm}$$

$$\text{Torque Admitido: desde } 843 \text{ hasta } 1149 \text{ Kgf-cm}$$

Chaveta del vástago de regulación: longitud = 25 mm, ancho = 8 mm, alto = 11 mm.

Chavetero del pasador: longitud = 25 mm, ancho = 8 mm, profundidad = 8,2 mm

Chavetero de la palanca de regulación: longitud = 25 mm, ancho = 8 mm, profundidad = 2,9 mm

El vástago de regulación será sostenido en su sitio mediante un soporte tubular anclado mediante tornillos al cuerpo de la carcasa del distribuidor. En este dispositivo se dispondrá de un sello de agua para lo cual habrá que disminuir el diámetro del pasador en unos 2 milímetros.

### 3.5 Esfuerzos Desarrollados en los Alabes del Rodete

$$\begin{aligned}
 \text{Fuerza Axial Total: } F_{at} &= 0,85 (\pi/4) (1,00^2 - 0,44^2) (10^3 \times 15,37) \\
 &= 8274 \text{ Kgf} \quad (95)
 \end{aligned}$$

$$\text{Fuerza Axial Parcial: } F_o = 8274/4 = 2070 \text{ Kgf} \quad (96)$$

$$\begin{aligned}
 \text{Radio de Acción del F: } R &= ((0,22^2 + 0,50^2)/2)^{1/2} = \\
 &0,386 \text{ m} \quad (98)
 \end{aligned}$$

$$\text{Potencia Transmit.: } P_t = 700 \times 1,359 \times 75 = 71331,52 \text{ Kgf-m/seg}$$

$$\text{Velocidad de Rotación: } \omega = \pi \times 514/30 = 53,82 \text{ rad/seg}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Fuerza Tangencial: } F_t &= 71331,52/4 \times 53,82 \times 0,386 \\
 &= 858 \text{ Kgf} \quad (97)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Radio del C.G. del Alabe: } R_{cg} &= 0,33 \times 1000 = 330 \text{ mm} \\
 &= 0,330 \text{ mm} \quad (100)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Longitud del álabe: } L_o &= 1,1 \times \pi \times 0,44/4 = 3,800 \text{ m} \\
 L &= 0,95 \times \pi \times 0,92/4 = 0,5372 \text{ m} \\
 L_i &= 0,80 \times \pi \times 1,00/4 = 0,6283 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\text{Espesor Máximo en la base: } e_0 = 0,16 \times L_0 = 0,16 \times 0,3800 = 0,608 \text{ m}$$

$$\text{Espesor Máximo en la secci3n Media} = 0,064 \times L = 0,064 \times 0,5372 = 0,0344 \text{ m}$$

$$\text{Espesor Máximo de la periferia: } e_1 = 0,032 \times L_1 = 0,032 \times 0,6283 = 0,0201 \text{ m}$$

$$\text{Peso Estimado del Alabe: } G \approx \gamma((L_i + L_0)(D_i - D_0)/4) \text{ (espesor en la secci3n media)}$$

$$\begin{aligned} \text{Peso Específico del Bronce al Aluminio} &= 7700 \text{ Kg/m}^3 \\ G &= 7700(0,3800 + 0,6283)(0,14)(0,0344) = 37,40 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$$\text{Fuerza Centrífuga: } F_c = (37,40/9,81)(53,82)^2(0,330) = 3644 \text{ Kg} \quad (101)$$

$$\begin{aligned} \text{Area de la secci3n base: } A_{or} &= 0,736 \times e_0 \times L_0 = 0,736 \times 0,6008 \times 0,3800 = 0,0170 \text{ m}^2 \quad (102) \end{aligned}$$

$$\text{Flecha Máxima de la Línea Media en la base: } f_0 = 5\% L_0 = 0,05 \times 0,38 = 0,019 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{Ordenadas del Centroide: } x_{c_0} &= 0,516 L_0 = 0,516 \times 0,38 = 0,1960 \text{ m} \quad (105) \\ y_{c_0} &= 0,5 e_0 - 0,228 f_0 = 0,5 \times 0,0608 - 0,228 \times 0,019 = 0,0260 \quad (106) \end{aligned}$$

$$\text{Diámetro del Máximo Círculo Inscrito: } D_i = 0,16 L_0 = 0,16 \times 0,38 = 0,0608 \text{ m (dimensi3n medida)}$$

$$\text{Radio de curvatura del perfil: } r = L_0 = 0,3800 \text{ m (dimensi3n medida)}$$

$$\begin{aligned} \text{Distancia Radial Equivalente: } C_r &= \frac{0,0608(1 + 0,15)}{\pi \times 0,0608^4} - \frac{0,0608}{2,038} \Big/ \left( 1 + \frac{0,0608^4}{16 \times 0,017^2} \right) \end{aligned}$$

$$\text{Momento de Inercia: } I_0 = (0,0445 + 0,0400(0,19/0,0608)^2)(0,0608^3 \times 0,38) = 4,13 \times 10^{-6} \text{ m}^4 \quad (103)$$

$$\text{Momento Polar de Inercia: } I_p = 0,0418(0,0608 \times 0,38^3) = 1,39 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

$$\text{Fuerza Resultante } F : F = (2070^2 + 858^2)^{1/2} = 2240,8 \text{ Kg}$$

$$\text{Momento Torsor: } M_t = M_h = F \cdot h = 2240,8 \text{ Kg} \times 0,01 \text{ m} = 22,41 \text{ Kg} \cdot \text{m} \quad (108)$$

$$\text{Momento Flector: } M_b = 1218 (0,33 - 0,22) = 134 \text{ Kgf} \cdot \text{m} \quad (110)$$

$$\begin{aligned} \text{Ordenada del Centroide de la sección: } y_{c_0} &= 0,0260 \text{ m} \quad (106) \\ \text{Momento Resistente de la Sección: } W_0 &= I_0 / y_{c_0} = 4,13 \times \\ &10^{-6} / 0,026 = 1,59 \times \\ &10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo de Flexión debido a F: } S_b &= 134 / 1,59 \times 10^{-4} = \\ &8428 \times 10^4 \text{ Kgf/m}^2 = 0,84 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (111) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo de Tensión debido a F y } F_c : S_t &= (37,40 + 36,44) \\ &/ 0,017 = 21,66 \times 10^4 \text{ Kgf/m} = 0,22 \\ &\text{Kgf/mm}^2 \quad (112) \end{aligned}$$

$$\text{Esfuerzo Total de Tensión: } S = 84,28 + 21,66 = 105,94 \text{ Kgf/cm}^2 = 1,06 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo de Corte debido a } M_t : S_s &= 22,41 \times 0,0596 / 1,39 \times \\ &10^{-3} = 0,96 \times \\ &10^{-3} \text{ Kgf/m}^2 = 9,6 \times 10^{-4} \\ &\text{Kgf/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo Combinado: } S_c &= 0,5(1,06 + (1,06^2 + 4(9,6 \times 10^{-4})^2)^{1/2}) \\ &= 1,06 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (116) \\ &= 1,06 \text{ Kgf/mm}^2 < 0,67 \times 30 \text{ Kgf/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Esfuerzo de Fluencia del Bronce al Aluminio: } S_y = 30 \text{ Kgf/mm}^2$$

### 3.6. Diseño del Eje de la Turbina (Plano No. TT-05-01)

$$\begin{aligned} \text{Diámetro del Eje: } d_e &= 14(700 \times 1,359/514)^{0,33} = 17,15 \text{ cm,} \\ &d_e = 170 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Diámetro Interior del Eje: } d_i &= 0,5 \times d_e = 85 \text{ mm} \\ \text{Longitud del Eje: } l_e &= 3 D_1 = 3000 \text{ mm} \quad (117) \\ \text{Peso Total del Eje de Acero: } P_e &= (7860 \text{ Kgf/m}^3 (\pi/4) \\ &(0,170^2 - 0,085^2) \text{ m}^2 \times 3 \text{ m} \\ &= 400 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

$$\text{Peso del Eje en Voladizo: } P_v = 400 \times \frac{400}{3000} = 53,33 \text{ Kgf}$$

$$\text{Peso de los álabes: } P_b = 4 \times G = 4 \times 37,40 = 150 \text{ Kgf}$$

$$\begin{aligned} \text{Peso Estimado del Cubo: } P_c &\cong (7700 \text{ Kgf/m}^3) (\pi/4) (0,44^2 - \\ &0,32^2) \text{ m}^2 (0,8 \text{ m}) \times 1,05 \\ &= 463 \text{ Kgf (incluida la pared} \\ &\text{lateral del cubo)} \end{aligned}$$

Peso Total del Rodete:  $P_r = 150 + 463 = 613 \text{ Kgf}$

Peso de la brida de acople:  $P_f = (7860) (\pi/4) (0,27^2 - 0,17^2) (0,08) = 21,73 \text{ Kgf}$

Peso de la brida y del extremo del eje:  $P_{fe} = 21,73 + 53,33 = 75,06, \quad G_{be} = 75 \text{ Kgf}$

Distancia entre extremo y cojinete de entrada = 100 mm

Distancia entre extremo y centro de gravedad del rodete = 1250 mm

Distancia entre brida y cojinete de salida = 400 mm

Distancia entre brida y el centro de gravedad del extremo del eje = 150 mm

Distancia entre cojinete de entrada y centro de gravedad del eje = 1250 mm

Distancia entre apoyos =  $3000 - (100 + 400) = 2500 \text{ mm}$

Peso Total actuando sobre el eje:  $P_{te} = 400 + 613 + 21,7 = 1034,7 \text{ Kgf}$

Reacción del Apoyo de Entrada:  $R_e = (613 \times 1350 + 346,7 \times 1250 - 75 \times 250) / 2.500 = 496,9 \text{ Kgf}$

Reacción del Apoyo de Salida :  $R_s = (613 \times 1150 + 346,7 \times 1250 + 75 \times 2750) / 2500 = 537,8 \text{ Kgf}$   
Carga Total = 1034,7 Kgf

Momento Flector Máximo:  $M_b = 496,9 \times 1,15 = 571,44 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$

Momento Torsor:  $M_t = 974(700/514) = 1326,46 \text{ Kgf} \cdot \text{m} \quad (120)$

Radio de Giro:  $k = (I/A)^{1/2} = ((0,17^2 + 0,085^2)/16)^{1/2} = 0,0475 \text{ m} = 47,5 \text{ mm}$

Relación (L/K) :  $(L/K) = 3000/47,5 = 63,139 < 115$  (Código ASME)

Factor de efecto de columna:  $\alpha = (1 - 0,0044 \times 63,136)^{-1} = 1,385$

Factor de Momento Flector:  $K_b = 1,5$  para cargas aplicadas gradualmente en ejes giratorios

Factor de Momento Torsor:  $K_t = 1,0$  para cargas aplicadas gradualmente en ejes giratorios

Carga Axial Total:  $F_{at} = 8274 \text{ Kgf}$

Relación de Diámetros:  $K = d_i / d_e = 0,085/0,17 = 0,5$

Esfuerzo de Diseño en ejes huecos (Código ASME)

$$S_d = \frac{16}{\pi \times d_e^3 (1-k^4)} \left( (K_b \cdot M_b) + \alpha (1+K^2) (F_{at} \cdot d_e / 8) \right)^2 + (K_t \cdot M_t)^2 \quad (119)$$
$$= \frac{16}{\pi \times 0,17^3 (1-0,5^4)} \left( (1,5 \times 571,44 + 1,385 \times 1,25 \times 8274 \times 0,17 / 8)^2 + (1,0 \times 13,26 \times 4600)^2 \right)^{1/2}$$
$$= 1,950 \times 10^6 \text{ Kgf/m}^2 = 195 \text{ Kgf/cm}^2$$

Este esfuerzo desarrollado es unas 2 veces menor que el esfuerzo admisible de  $420 \text{ Kg/cm}^2$  para ejes de acero con chavetero. De ahí que se pueda rebajar un poco el diámetro del eje. En efecto, se puede comprobar que con un diámetro exterior de 140 mm e interior de 70 mm el esfuerzo de trabajo desarrollado alcanza a  $336 \text{ Kg/mm}^2$ , lo cual representa un factor de seguridad de 1,25.

Para este caso se obtiene los siguientes resultados:

Reacción en el apoyo de entrada:  $R_e = 453,69 \text{ Kg}$

Reacción en el apoyo de salida:  $R_s = 440,69 \text{ Kg}$

Carga Total :  $P_t = 894,38 \text{ Kg}$

Distancia desde el apoyo de entrada al centro del rodete  
= 1150 mm

Distancia desde cualquier apoyo al centro del eje = 2500 mm

Distancia desde el apoyo de salida al centro de brida y eje voladizo = 263 mm

Máximo eje flector:  $M_b = 521,74 \text{ Kg} \cdot \text{m}$

Momento Torsor:  $M_t = 1326,46 \text{ Kg} \cdot \text{m}$

Radio de Giro:  $k = 39,1 \text{ mm}$

Relación (L/K) = 86,73

Factor de efecto de columna:  $\alpha = 1,51$

### 3.7. Selección de Soportes y Rodamientos (Plano No. TT-06-01)

Para realizar esta selección es indispensable en primer lugar tener en cuenta las dimensiones internas del bulbo de entrada en donde estará alojado el apoyo de entrada. El diámetro interno del bulbo es de unos 610 mm. La longitud de la plataforma deberá ser como de 500 mm y la base del soporte deberá tener una longitud de 450 mm, aproximadamente. Para estas estimaciones es necesario emplear soportes que alojen rodamientos con agujero cónico y manguito de montaje. Según el Catálogo FAG el soporte S3032 K cumple con estos requerimientos de espacio. En efecto, el diámetro del eje es de 140 mm, la base del soporte es de 470 mm de longitud por 130 mm de ancho y la altura máxima es de 288 mm. El rodamiento especificado para este tipo de soporte es el S3032 HLK + H3032 de FAG, cuyas capacidades de carga son: 46500 Kg para carga dinámica y 5000 Kg para carga estática. El número límite de revoluciones es 1100 r.p.m. para lubricación con grasa. De acuerdo a la disposición de los rodamientos sobre el eje y al sentido de la fuerza axial y el rodamiento de salida una carga axial nula, razón por la cual el manguito de montaje permite impartir un buen mantenimiento sobre el rodamiento de entrada principalmente.

Sin embargo, es posible considerar que cada rodamiento está

en capacidad de asimilar toda la carga axial por sí solo. En este caso, las capacidades de carga estática y dinámica para cada rodamiento 230 32 HLK están dadas por la siguiente tabla (del tipo de la tabla No. 8):

Cap. Carga Din. C(kg)	Parámetro e	$(Fa/Fr) \leq e$		$(Fa/Fr) > e$		Cap. Carga Est. C <sub>0</sub> (Kg)	Coefic. Y <sub>0</sub>
		X	Y	X	Y		
34500	0,24	1	2,8	0,67	4,2	36000	2,8
39000	0,23	1	2,9	0,67	4,4	40500	2,9
46500	0,25	1	2,7	0,67	4,0	50000	2,6
55000	0,25	1	2,7	0,67	4,0	60000	2,6
67000	0,26	1	2,6	0,67	3,9	73500	2,5
69500	0,26	1	2,6	0,67	3,9	78000	2,5

	<u>Rodamiento de</u> <u>Entrada</u>	<u>Rodamiento de</u> <u>Salida</u>
Carga Radial, Fr	453,69 Kgf	440,69 Kgf
Carga Axial, Fa	8274 Kgf	8274 Kgf
Factor de Carga Axial, Y <sub>0</sub>	2,6	2,6
C.E.E., P = Fr + Y <sub>0</sub> Fa	21966 Kgf	21953 Kgf
Capacidad de Carga Estática, C <sub>0</sub>	5000 Kgf	50000 Kgf
Relación (Fa/Fr)	18,24 > 0,25	18,78 > 0,25
Factor de Carga Radial, X	0,67	0,67
Factor de Carga Axial, Y	4,00	4,00
C.D.E., P = X.Fr + Y.Fa	33400 Kgf	33391 Kgf
Capacidad de Carga Dinámica, C	46500 Kgf	46500 Kgf

El soporte de entrada deberá tener una tapa de cierre de denominación DK 166.

Los anillos de fijación para cada rodamiento será el tipo FR240/10, las tiras de filtro (según DIN 5419) serán de designación 14 x 11 - 250 y los pernos de fijación M24 o de 1 pulgada.

La distancia vertical entre la plataforma de soporte y el centro del eje deberá ser de 150 mm, la distancia entre pernos será de 390 mm y el ancho máximo de la chumacera será de 190 mm. La plataforma deberá ser construida de platina de acero de 15 mm de espesor, con una longitud de 531,13 mm y con un ancho de 250 mm. Las patas de la mesa deberán estar colocadas a 177 mm desde los extremos y tendrán una altura de 126,88 mm. La mesa se apoyará lateralmente en los refuerzos longitudinales del bulbo y tendrá bordes

chaflanados interiormente para que coincida con el contorno interior del bulbo.

### 3.8. Dimensiones de los accesorios de regulación (Plano No. TT-05-01)

Las bridas de la carcasa o envoltente del distribuidor tendrán un ancho de 15 mm por un ancho de 30 mm a partir del dorso de la pared. Para sujetar las bridas será necesario considerar el diámetro de los centros de orificios.

$$\text{Diámetro de Centros de orificios} \cong \frac{1}{2} (1062 + 1122) = 1092 \text{ mm}$$

$$\text{Circunferencia de orificios} = \pi \times 1092 \text{ mm} = 3430 \text{ mm}$$

$$\text{Número de pernos de } 1/2'' \text{ de diámetro} = 100$$

$$\text{Separación entre centros} = 34,3 \text{ mm}$$

El anillo de regulación tendrá un espesor de 15 mm por un ancho de 60 mm, lo cual significará que su diámetro interior de 1070 mm y su diámetro exterior de 1190 mm. La brida que sirve de base al anillo de regulación tendrá un resalte circunferencial de 5 mm x 5 mm. Estas mismas dimensiones tendrá el caudal practicado en el contorno del anillo de regulación.

Al flanco del anillo que se encuentra junto a la carcasa del distribuidor se anexarán mediante soldadura las orejas de arrastre de las barras intermedias.

Para la disposición de estas orejas se deberá coordinar la localización de los pasadores con la posición del anillo. El distribuidor deberá ir dispuesto de tal manera que un pasador atraviese la carcasa por el punto más bajo de la circunferencia. Las orejas deberán estar dispuestas en tal forma que la posición recogida de las barras y de la palanca corresponda a la situación de apertura de los álabes y la posición desplegada a la situación de cierre del distribuidor. Las orejas en cuestión ocupan aproximadamente el espacio comprendido entre vástago y vástago de pasador de álabes. Las dimensiones de las orejas son fijadas en proporción a las demás dimensiones del conjunto.

La carcasa del distribuidor tendrá 15 orificios de 30 mm de diámetro dispuestos simétricamente con 24° de separación entre cada par de orificios. Cada vástago de regulación será sostenido en su sitio mediante el empleo de un soporte tubular anclado con tornillos (4) al cuerpo de la carcasa del distribuidor.

Este dispositivo tendrá un diámetro interior de 30 mm, un diámetro exterior de 40 mm, un orificio de 28 mm, una altura

de 30 mm y un patín de 50 mm de diámetro por 3 mm de espesor.

La palanca de regulación está constituida por una abrazadera enteriza y por un pequeño brazo que conecta con las barras intermedias. La abrazadera deberá tener un diámetro de 50 mm por una altura de 30 mm. El brazo solidario a la abrazadera tendrá un radio exterior de 80 mm, un orificio de 5 mm, un espesor de 10 mm, una base circunferencial de 50 mm y un ancho de 15 mm alrededor del orificio. La oreja de arrastre tendrá una longitud de 40 mm, un ancho en la base de 30 mm y un ancho de 15 mm alrededor de un orificio de 5 mm situado en el extremo. La palanca de regulación estará conectada con la oreja de arrastre a través de un par de barras planas y de un par de pasadores colocados en los orificios mencionados. Todos los elementos se encontrarán al mismo nivel cuando el distribuidor esté abierto, para lo cual el diámetro de las orejas de arrastre será de 1160 mm, aproximadamente. El anillo de regulación estará compuesto por dos segmentos cuyos terminales planos permiten asegurar las partes mediante pernos. En uno de los flancos del anillo debe ir instalado el brazo del contrapeso y del actuador hidráulico. El contrapeso debe tener una masa que puede ser determinada experimentalmente. La capacidad del actuador hidráulico está dada por:

$$G_0 = 10(700/14^{0.5}) = 1870 \text{ Kgf} - \text{m} \quad (86)$$

### 3.9. Detalles Constructivos (Plano No. TT-06-01)

Varios aspectos no han sido contemplados dentro de este estudio que, como dijimos anteriormente, tiene el propósito de orientar la actividad del diseñador.

Estos aspectos, entre los que se hallan el apoyo de salida sobre el dorso del tubo de desfogue, los detalles internos de cada sección del cubo, la fijación del rodete al eje, la conformación de los estoperos, el trazado del tubo de desfogue, los detalles de estanqueidad y de lubricación del pasador de los álabes directrices, los nervios de refuerzo colocados en el dorso de toda la carcasa, etc., serán completados en cada uno de los planos, en donde justamente las dimensiones mencionadas, sobre todo en el párrafo anterior, pueden presentarse con ligeras variaciones debido a la conformación de los elementos. En el plano No. TT-06-01 es presentada una vista general de conjunto en la cual se puede apreciar algunos detalles de los que se hacen mención arriba.

Como punto final cabe indicar que el producto de inercia de la unidad puede ser estimado mediante la fórmula No. 123:

$$\begin{aligned} WR^2 &= 1460 (700/514^{1.50})^{1.25} \\ &= 43,42 \text{ Kgf} - \text{m}^2 \end{aligned}$$

A N E X O    N O .    2

PLANOS DE CADA PIEZA Y DE CONJUNTO

Este anexo tiene por objeto presentar los planos de cada pieza que integra la turbina tubular, tomada como ejemplo de cálculo. Se incluye además un plano de conjunto que muestra un corte longitudinal de toda la instalación de la turbina.

Es necesario señalar que, en general, las dimensiones incluidas en los planos corresponden al ejemplo de cálculo desarrollado en el Anexo No. 1 y que algunas han sido modificadas de acuerdo a los requerimientos del conjunto. En este sentido cabe indicar que no teniendo carácter universal dichas dimensiones podrían ser modificadas en base a las experiencias particulares de los fabricantes.

Por lo demás, estos planos tienen que ser completados con los planos de fabricación que deberán incluir detalles, tolerancias, acabados, etc., todo lo que se hace necesario para que cada pieza sea construída debidamente y para que el conjunto acredite garantía técnica.

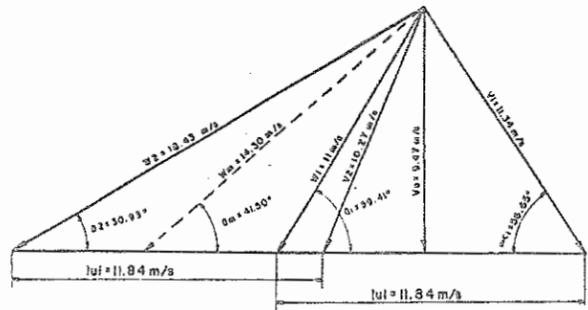
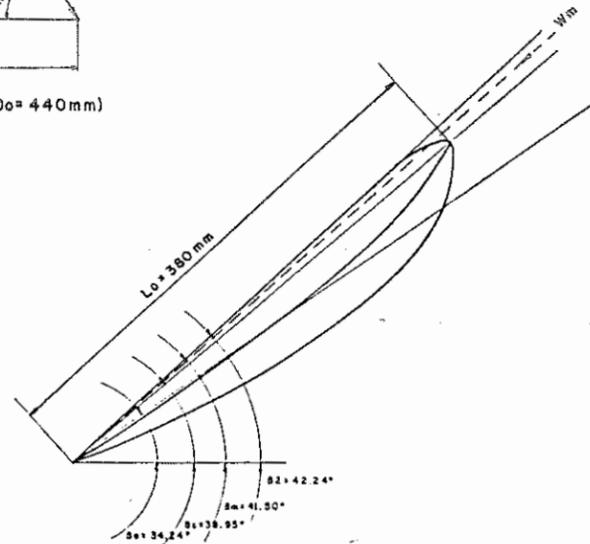


DIAGRAMA DE VELOCIDADES EN LA SECCION DEL CUBO (Do = 440 mm)



PERFIL DEL ALABE EN LA SECCION DEL CUBO (Do = 440 mm)

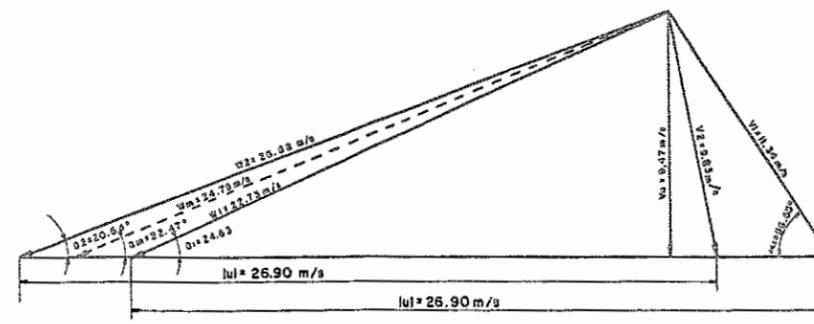
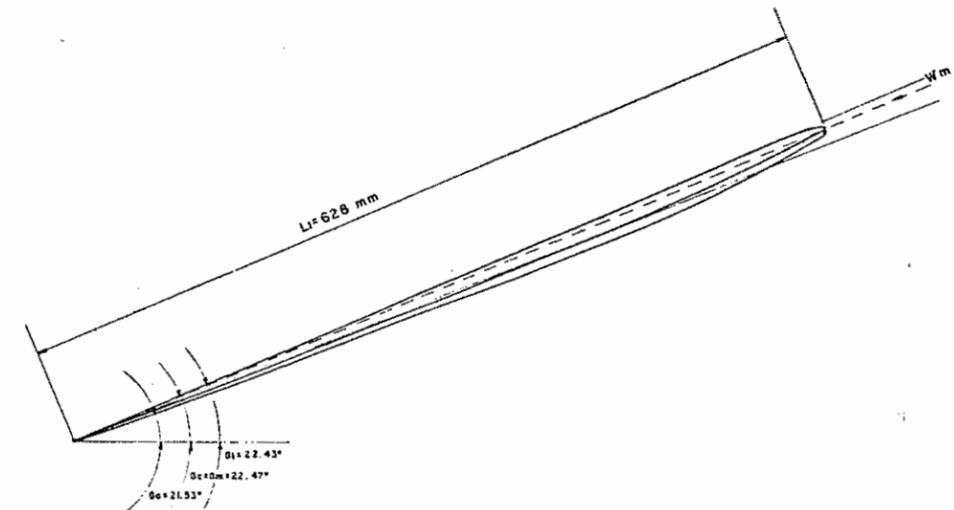


DIAGRAMA DE VELOCIDADES EN LA SECCION EXTERNA (Di = 1000 mm)



PERFIL DEL ALABE EN LA SECCION EXTERNA (Di = 1000 mm)

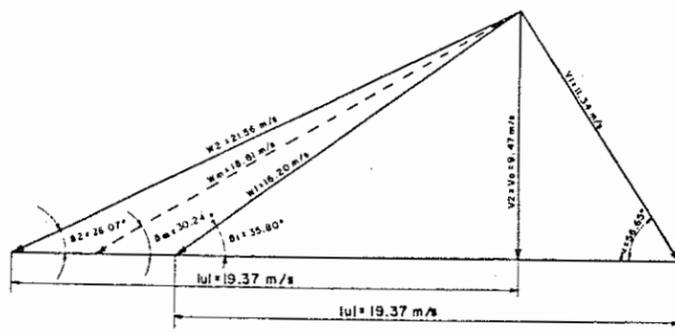
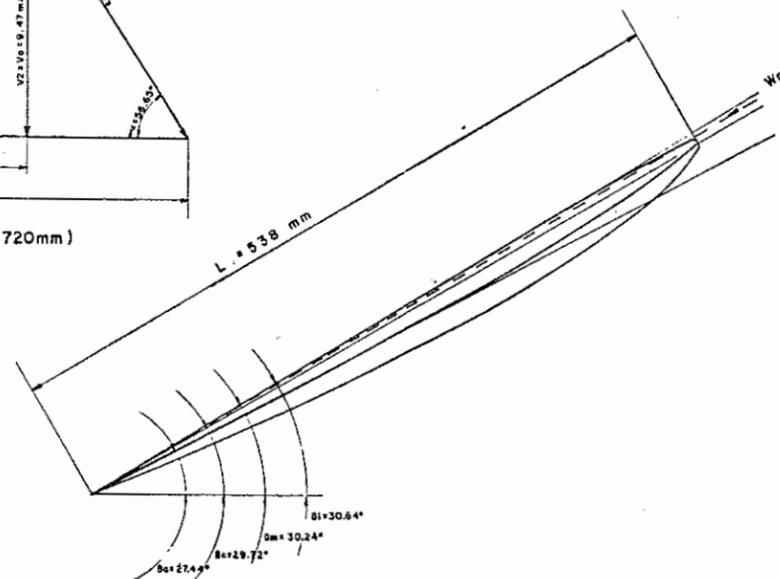


DIAGRAMA DE VELOCIDADES EN LA SECCION MEDIA (D = 720 mm)



PERFIL DEL ALABE EN LA SECCION MEDIA (D = 720 mm)

				ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA QUITO _____ EQUADOR	
FECHA	MODIFICACION Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION	PLANO DE: DIAGRAMA DE VELOCIDADES Y PERFILES DE ALABES	
SECRETARIA PERMANENTE				DISEÑO:	APROBADO:
DEPARTAMENTO TECNICO				ING. R. SARABORDE	ING. A. PORTILLA
PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO				PROYECTO MECANICO:	FECHA: DICIEMBRE/88
				TOMAR AJALES TUELBARES	PLANO Nº
				ESCALA:	APROBADO:
					TT-00-01

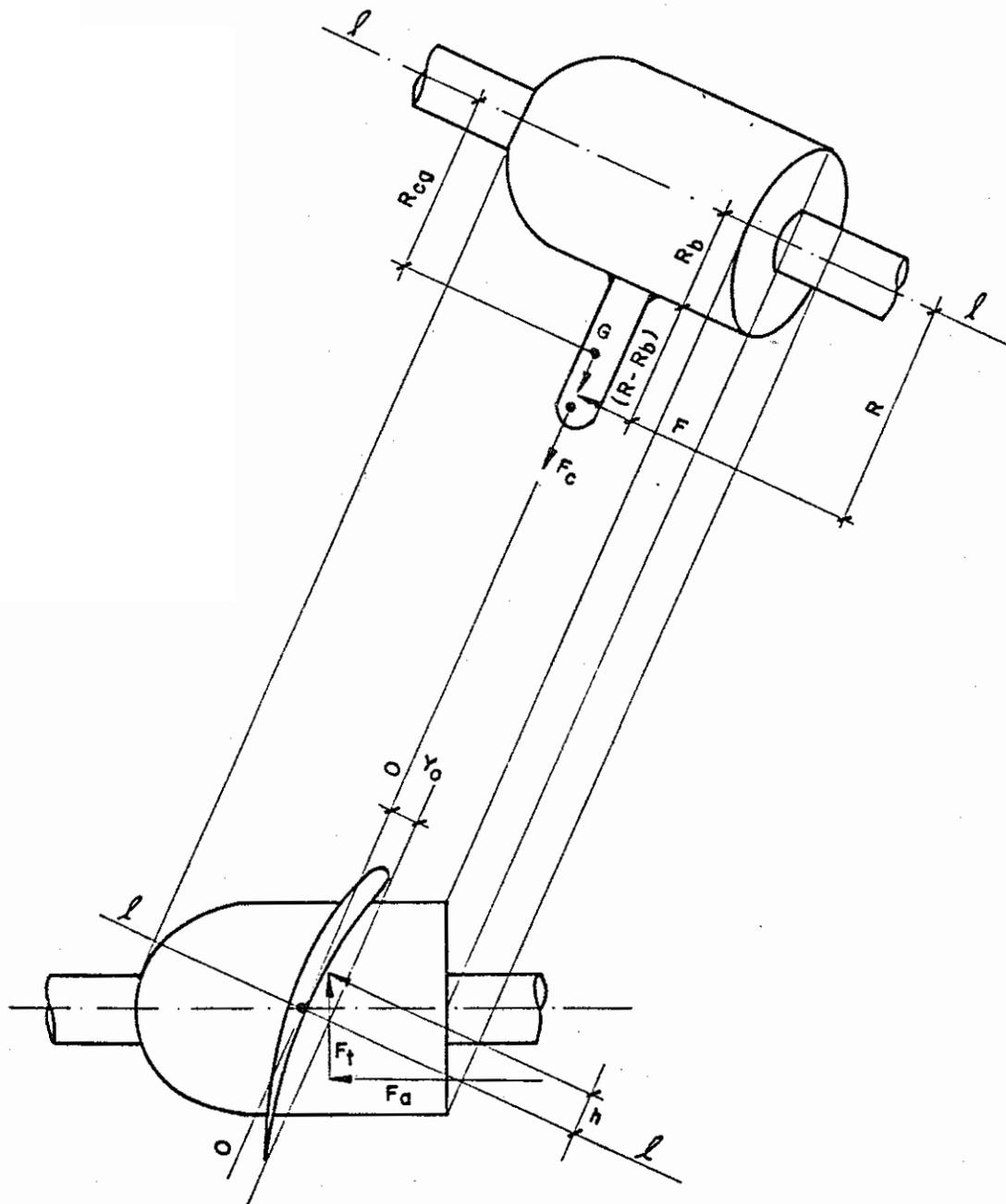
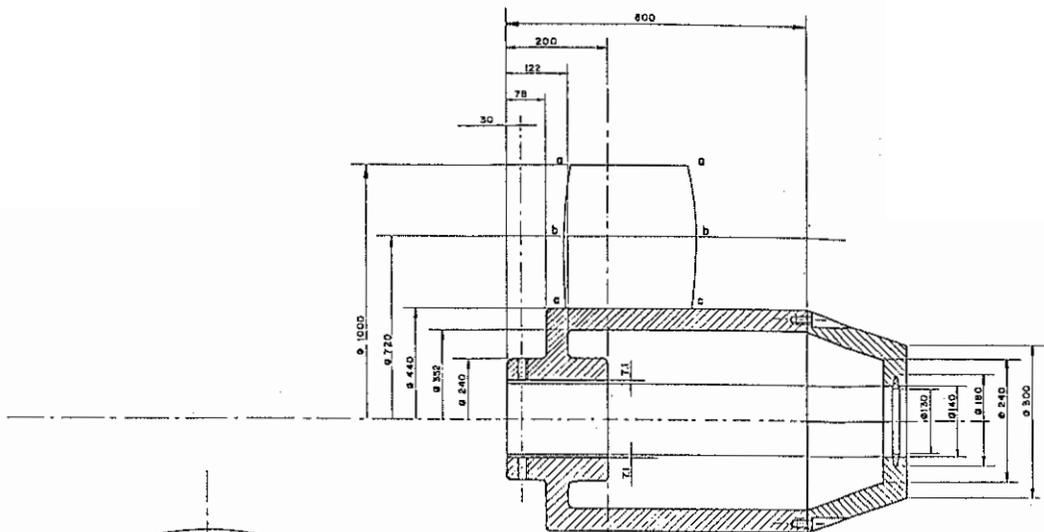
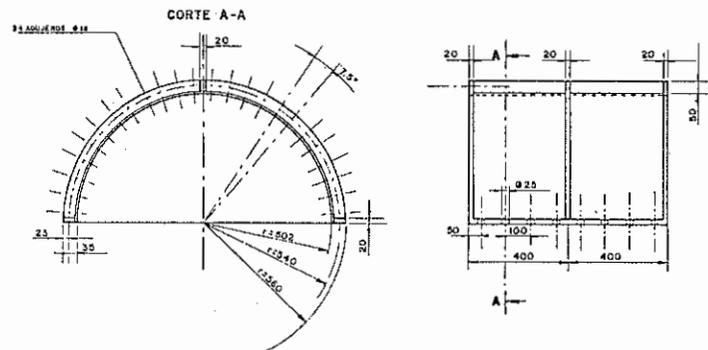


FIG. 21. Diagrama de fuerzas en el Alabe Inferior de un Rodete de Turbina Tubular

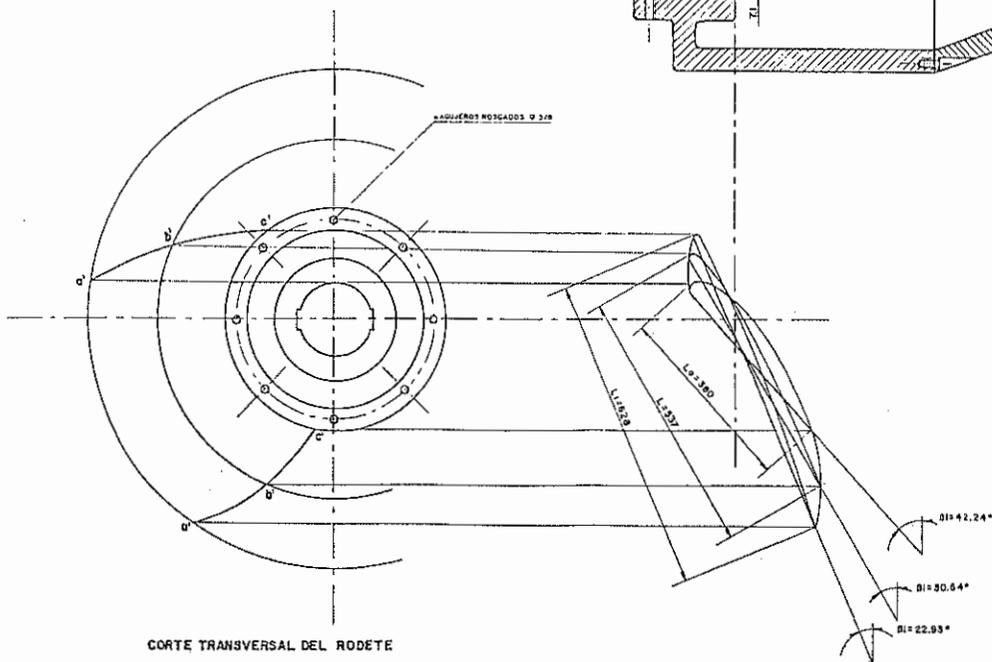
CORTE AXIAL DEL RODETE



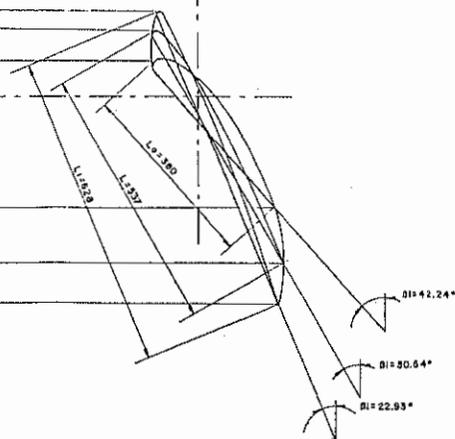
CARCASA DEL RODETE



CORTE TRANSVERSAL DEL RODETE



DESARROLLO CILINDRICO DEL ALABE

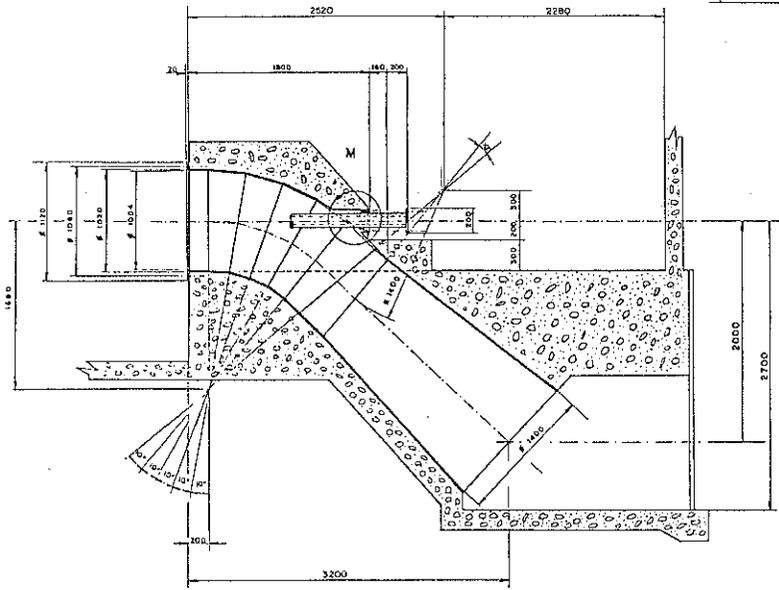
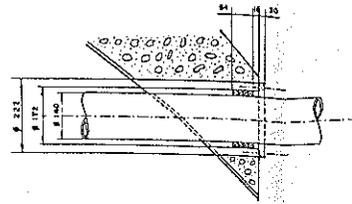


				ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA	
				<b>Olaide</b> QUITO EQUADOR	
FECHA	MODIFICACION V.O. CORRECCION	REVISION	APROBACION	PLANO DE: RODETE Y CARCASA DE RODETE	
SECRETARIA PERMANENTE DEPARTAMENTO TECNICO				DISEÑO	APROBADO
PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO				PROYECTO MECANICO: TUBERIAS ESTADOS UNIDOS	REVISADO: ING. E. BARRONERO
				DIBUJADO ING. A. PASTILLA	FECHA: 08/09/2007 / 14
				ESCALA:	PLANO N°
				APROBADO:	TT-01-01



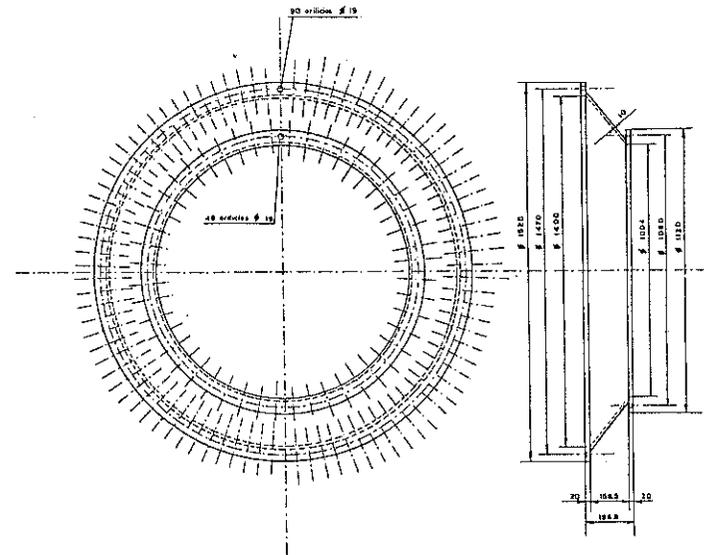


DETALLE M



TUBO DE DESFOQUE

CARCASA DE TRANSICION



				ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA	
				QUITO - ECUADOR	
FECHA	MODIFICACION Y/O CORRECCION	REVISION	APROBACION	PLANO DE TUBO DE DESFOQUE Y CARCASA DE TRANSICION	
SECRETARIA PERMANENTE DEPARTAMENTO TECNICO				DISEÑO: ING. R. BARRAHONA	DIBUJÓ: ING. A. PEREIRA
PROYECTO EJECUTIVO DETALLADO				PROYECTO MECANICO: INGENIERO SOLERES TORREALBA	REVISADO: ING. R. BARRAHONA
				ESCALA:	APROBADO:
				FECHA REVISIONES PLANO N°	
				TT-04-01	



