

**MANUAL DE DISEÑO
ESTANDARIZACION Y
FABRICACION DE EQUIPOS PARA
PEQUEÑAS CENTRALES
HIDROELECTRICAS**

VOLUMEN I

**DISEÑO, ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE TURBINAS
MICHELL - BANKI**

INDICE

	Pág.
INTRODUCCION	7
1. DESCRIPCION GENERAL Y PARAMETROS DE DISEÑO	9
2. DISEÑO Y CALCULOS HIDRALICOS	15
2.1. Diagramas de Velocidad	15
2.2. Geometría del Inyector	18
2.3. Geometría del Rodete	19
3. DISEÑO DE DETALLE Y CALCULOS MECANICOS	30
3.1. Diseño y Cálculo del Inyector	30
3.2. Diseño y Cálculos del Rodete	34
3.3. Cálculo y Diseño del Eje	38
3.4. Diseño del Soporte de Rodamiento	39
3.5. Diseño del Mecanismo de Regulación	41
3.6. Diseño de la Carcasa	44
4. ESTANDARIZACION Y SELECCION	45
4.1. Estandarización	45
4.2. Selección y Reubicación	47
5. RECOMENDACIONES PARA LA FABRICACION	53
5.1. Fabricación del Inyector	53
5.2. Fabricación del Rodete	54
5.3. Fabricación del Eje Principal	55
5.4. Fabricación de los Soportes de Rodamiento	55
5.5. Fabricación del Mecanismo de Regulación	56
5.6. Fabricación de la Carcasa	56
ANEXO N° 1	57
ANEXO N° 2	66
BIBLIOGRAFIA	117

PRESENTACION

Considerando que las Fuentes Nuevas y Renovables de Energía pueden jugar un papel importante en el panorama energético de América Latina, en el marco del Programa Latinoamericano de Cooperación Energética (PLACE) aprobado en la XII Reunión de Ministros de OLADE, se establecieron lineamientos para promover su explotación en los países de la región y en particular en aquellos de menor desarrollo relativo.

La hidroenergía se presenta como la alternativa energética más importante y fácilmente accesible para los países de la región, en consecuencia, ha merecido la asignación de la más alta prioridad en el PLACE para que OLADE realice acciones tendientes a acelerar su desarrollo.

Es en el contexto antes señalado donde se ubican las actividades de OLADE en el campo de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH), cuya importancia está dada tanto para el desarrollo hidroenergético como para la promoción de la utilización de las diversas fuentes nuevas y renovables de energía.

El Programa Regional de PCH de OLADE comprende la realización de diversas actividades tendientes a facilitar la explotación hidroenergética en pequeña escala, en aspectos relacionados a la evaluación de recursos, planificación del desarrollo, diseño e ingeniería para la construcción de plantas, definición de esquemas institucionales, orientación con respecto a la operación y mantenimiento de PCH; y particularmente, apoyar a los países en la obtención de tecnologías de diseño y fabricación de equipos.

La disponibilidad de tecnologías adecuadas a la realidad regional así como la experiencia acumulada sobre el particular en varios países latinoamericanos permitirán el desarrollo de tecnología para la fabricación de equipos en los países de la región. En este sentido, como parte de las actividades del PLACE, la Secretaría Permanente de OLADE está elaborando un manual en nueve volúmenes denominado "Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas" cuyo primer volumen, correspondiente a Turbinas Michell-Banki es materia del presente documento.

La preparación de este Volumen por parte de OLADE responde a la necesidad de proporcionar y difundir las bases tecnológicas requeridas para producir turbinas de flujo transversal, más conocidas con el nombre de "Michell-Banki", y contiene los criterios técnicos necesarios para diseñar, establecer series estandarizadas, y fabricar este tipo de turbinas.

La metodología de diseño y los diseños de la serie estandarizada de turbinas que se incluyen en este documento, se destinan para el libre uso de los países y sus instituciones, requiriéndose solamente que cuando se utilice la información contenida en este volumen en cualquier otro documento, se haga expresa referencia al Manual de OLADE. Igualmente, cuando se empleen los diseños incluidos en este documento para fines de fabricación de turbinas, se deberá señalar visiblemente la frase "Tecnología OLADE".

INTRODUCCION

La turbina Michell—Banki es una turbina de acción de flujo transversal y de admisión parcial, que se utiliza generalmente en aquellos proyectos de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas donde se aprovecha un salto y un caudal medio para satisfacer la demanda de un sistema eléctrico, cuyo diagrama de carga diaria posee un factor de carga inferior a 0.5. Su rango de aplicación está comprendido dentro del rango de aplicación de la turbina Francis, a la cual la supera en eficiencia cuando la turbina opera la mayor parte del tiempo a carga parcial, lo cual ocurre en proyectos de pequeñas Centrales Hidroeléctricas donde la turbina absorbe la variación de carga diaria de la demanda. Otra ventaja de la turbina Michell—Banki con respecto a la turbina Francis lo constituye su reducido costo de fabricación.

El origen de la turbina Michell—Banki se remonta a principios de siglo cuando el ingeniero A. G. Michell desarrolló, en 1903, la turbina de flujo transversal de doble paso, la cual fue estudiada en la Universidad de Budapest por D. Banki entre los años 1917 y 1919. En 1933 el ingeniero Alemán Fritz Ossberger desarrolló la turbina que denominó Cross—Flow, que era una turbina de flujo transversal con un mejor diseño que la desarrollada por Michell y estudiada por Banki. Posteriormente, en 1938 se introdujo en el diseño del inyector de esta turbina, una pala giratoria como dispositivo director. En 1948 por primera vez se diseña esta turbina con la posición del inyector en forma horizontal. En los años siguientes y hasta la fecha, se conocen diversos estudios respecto a esta turbina, a la cual se la ha denominado de muchas formas, tales como: Turbina Michell—Banki, Turbina Michell, Turbina Banki, Turbina de flujo transversal o Cross Flow y en el caso de la fábrica Alemana Ossberger turbina Michell—Ossberger. Todas estas turbinas tienen el mismo principio de funcionamiento que fue desarrollado por Michell y estudiado por Banki, pero diferenciándose en sus diseños de detalle.

Con el objeto de proporcionar un documento de consulta sobre el cálculo y diseño de turbinas Michell—Banki, se elaboró el presente manual, el cual está dirigido a ingenieros y técnicos interesados en el desarrollo y adaptación de tecnología de turbinas hidráulicas y que requieren elaborar diseños hasta nivel de detalle.

El manual está desarrollado en cinco capítulos y tres anexos, contiene el diseño integral de un tipo de turbina de flujo transversal que la denominamos Michell—Banki. Esta turbina se caracteriza por tener un inyector con un álabe directriz que regula y orienta un chorro de agua hacia los álabes del rodete.

El primer capítulo del manual contiene una descripción de la turbina, indica su rango de aplicación comparándola con otras turbinas, muestra sus ventajas con respecto a la turbina Francis y la forma de obtener sus parámetros de diseño, cabe decir: Potencia, caudal máximo y número de revoluciones.

El segundo capítulo abarca aspectos relativos al diseño y cálculos hidráulicos y se presenta el análisis de los diagramas de velocidad, el cual se realiza en forma adimensional con el objeto de dar una flexibilidad, al ingeniero o técnico, para variar algunos parámetros de diseño en un proceso de investigación particular. También se muestra la forma de determinar la geometría del inyector, el rodete y la carcasa, indicándose las fórmulas para el cálculo de dimensiones con una expresión general y con una expresión práctica.

El tercer capítulo describe el diseño de detalle de la turbina Michell—Banki desarrollada en el presente manual y muestra los cálculos mecánicos que se deben realizar en cada pieza que conforma la turbina como máquina. También se hace

referencia a los planos del anexo 2, los que se han elaborado con el objeto de describir cada pieza de la turbina.

En el cuarto capítulo se dan algunos criterios para determinar series estandarizadas de turbinas Michell—Banki, presentándose un caso particular de estandarización. También se dan algunas recomendaciones con respecto a la selección de turbinas, determinación del número de unidades, las especificaciones técnicas que se deben solicitar a los fabricantes y la reubicación de turbinas.

En el capítulo quinto se dan a conocer algunas alternativas y recomendaciones para la producción de cada pieza de la turbina y se indican las características de los materiales que se recomienda utilizar para cada una de ellas.

Entre los anexos se debe destacar el que muestra un ejemplo práctico de cálculo y diseño de una turbina Michell—Banki, para el cual se tomaron datos de un proyecto de una Pequeña Central Hidroeléctrica de 400 kW.

Cabe señalar que en el mundo existen otras experiencias respecto al diseño de la turbina Michell—Banki, alguna de ellas en actividades de investigación, desarrollo y adaptación de tecnología, tal es el caso de la Universidad de Santander en Colombia, la Universidad Técnica Federico Santa María en Chile, el INECEL y la Escuela Politécnica Nacional en Ecuador, el Instituto Nicaraguense de Energía en Nicaragua, la Universidad Nacional de Ingeniería y el ITINTEC en Perú, la Comisión de Política Energética en República Dominicana, la SKAT en Suiza, la Universidad Oregon State College—Estados Unidos, la Universidad Simón Bolívar en Venezuela y otras más. Entre las fábricas que producen estas turbinas se encuentran: Ossberger—Turbinenfabrik en Alemania, IMEG Técnica en Argentina, Nikki Corporation en Japón y Balaju Yantra Shala Ltd. en Nepal.

La ejecución del presente manual fue parte de las actividades del Programa Regional de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas de la Organización Latinoamericana de Energía OLADE, que está bajo la coordinación del ingeniero Enrique Indacochea R. de S. y fue elaborado por el ingeniero Carlos Alberto Hernández Bazo, experto del citado programa.

1. DESCRIPCION GENERAL Y PARAMETROS DE DISEÑO

La turbina Michell—Banki es una turbina de acción, de flujo transversal, de admisión parcial y de doble efecto, que posee como elementos principales un inyector o tobera que regula y orienta el flujo de agua que ingresa a la turbina y un rodete que genera potencia al eje de la turbina al recibir doble impulso del flujo de agua que circula por la misma.

La turbina Michell—Banki es una de las turbinas que presenta mejores perspectivas de utilización en Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, por su simplicidad de diseño y fabricación, su buena eficiencia cuando opera a cargas parciales y su reducido costo de fabricación y mantenimiento.

Su rango de aplicación lo definen los números específicos de revoluciones N_q y N_s , los cuales se obtienen con las fórmulas:

$$N_q = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad \text{y} \quad N_s = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

donde:

P es la potencia al freno de la turbina en C.V.

Q es el caudal máximo que fluye por la turbina en m^3 /seg

H es el salto neto de la central en metros

N es la velocidad de giro de la turbina en RPM

En el cuadro siguiente se puede observar el rango de aplicación de la turbina Michell—Banki en comparación con los rangos de aplicación de los otros tipos de turbinas. Cabe señalar que el rango que se indica para la turbina Michell—Banki se ha definido en base a las limitaciones de su diseño mecánico en el límite superior y la eficiencia en su rango inferior. Estos rangos pueden variar de acuerdo a las experiencias particulares que se presenten.

TABLA No. 1
RANGO DE APLICACION DE TURBINAS HIDRAULICAS

TIPO DE TURBINA	N_q	N_s
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta 9	Hasta 30
Turbina Pelton de 2 toberas	4—13	14—42
Turbina Pelton de 3 toberas o más	5—22	17—73
Turbina Michell—Banki	18—60	60—200
Turbina Francis Lenta	18—38	69—125
Turbina Francis Normal	38—68	125—225
Turbina Francis Rápida	68—135	225—450
Turbinas axiales	105—300	350—1000

De acuerdo a las experiencias obtenidas con la turbina Michell—Banki se deduce que puede operar con saltos máximos comprendidos entre 100 y 200 metros, con eficiencias máximas comprendidas entre 80 o/o y 85 o/o y puede generar potencia máxima comprendidas entre 750 y 1000 kW.

De la tabla anterior se observa que el rango de aplicación de la turbina Michell—Banki se traslapa con el rango de aplicación de las turbinas Francis Lentas y normales. Esto mismo se puede observar en la Figura No. 1 donde se muestra un gráfico para seleccionar tipos de turbinas.

La turbina Michell—Banki se puede utilizar en todos los proyectos de centrales hidroeléctricas donde el diagrama de carga diario posea un factor de carga inferior a 0.5 y donde los parámetros de diseño; potencia y salto, estén comprendidos en el

área de aplicación de esta turbina. Esto se puede demostrar observando la Fig. No. 2, en donde se ha graficado la variación de eficiencias de turbinas Michell—Banki y Francis en función de la variación del porcentaje de carga parcial con que operan durante el día, para satisfacer la demanda de un sistema eléctrico con factor de carga 0.4, mostrado en la Fig. No. 3. Se puede observar que pese a que la turbina Francis posee una mayor eficiencia máxima que la turbina Michell—Banki, esta última posee una mejor eficiencia media diaria, por superar en eficiencia a la turbina Francis cuando opera con cargas parciales inferiores al 42 o/o, observar la Figura No. 4.

En la figura No. 3 también se puede observar que generalmente cuando se instala la central, la potencia máxima diaria es un porcentaje de la potencia máxima diaria con que se proyecta la central, lo cual implica que la turbina opera el 80 o/o o 90 o/o del tiempo con cargas parciales inferiores al 42 o/o de su capacidad.

Para diseñar una turbina Michell—Banki se requieren determinar los datos del salto neto aprovechable y el caudal máximo que fluirá por ella. En algunos proyectos este caudal corresponde al caudal mínimo anual que se dispone, obtenido del estudio hidrológico, y en otros proyectos se deduce de la potencia al freno que la turbina deberá entregar al generador para que este entregue al sistema eléctrico una potencia determinada.

La potencia al freno de la turbina se obtiene con la fórmula:

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g \eta_{tr}}$$

en donde:

P_g es la potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico
 η_g es la eficiencia del generador
 η_{tr} es la eficiencia de la transmisión mecánica utilizada entre la turbina y el generador.

Con la potencia al freno de la turbina, el caudal de diseño se obtiene con la fórmula:

$$Q = \frac{P_T}{9.807 H \eta_T}$$

en donde:

Q es el caudal máximo de diseño, en m^3 /seg, que fluirá por la turbina
 P_T es la potencia al freno de la turbina en kW
 H es el salto neto aprovechable, en metros
 η_T es la eficiencia de la turbina cuando opera a plena carga

Otro parámetro necesario para el diseño de la turbina lo constituye el número óptimo de revoluciones con que deberá operar la turbina, que se deduce de la fórmula.

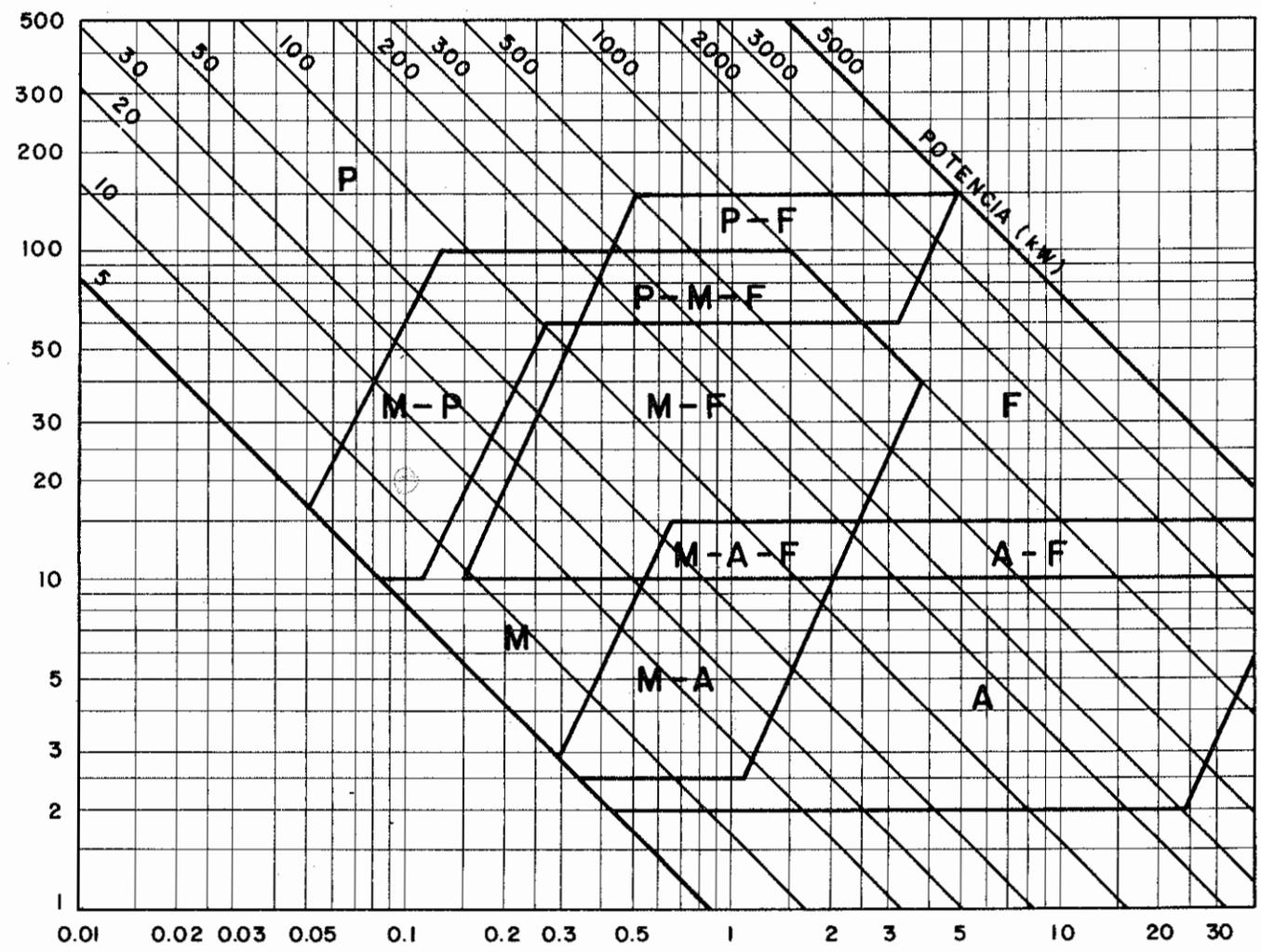
$$N = \frac{39.85 H^{1/2}}{D_e}$$

En donde:

N es el número de revoluciones óptimas en RPM
 D_e es el diámetro exterior del rodete, en metros
 H es el salto neto aprovechable, en metros

Cuando se diseña la turbina para que gire a una velocidad síncrona, el diámetro exterior del rodete se determina despejándolo de la fórmula anterior. Cuando la transmisión entre la turbina y el generador es a través de un sistema de bandas o engranajes se asume el diámetro del rodete y se aplica la fórmula anterior.

SALTO
H
(m)



SELECCION DEL TIPO DE TURBINA

FIGURA N° 1

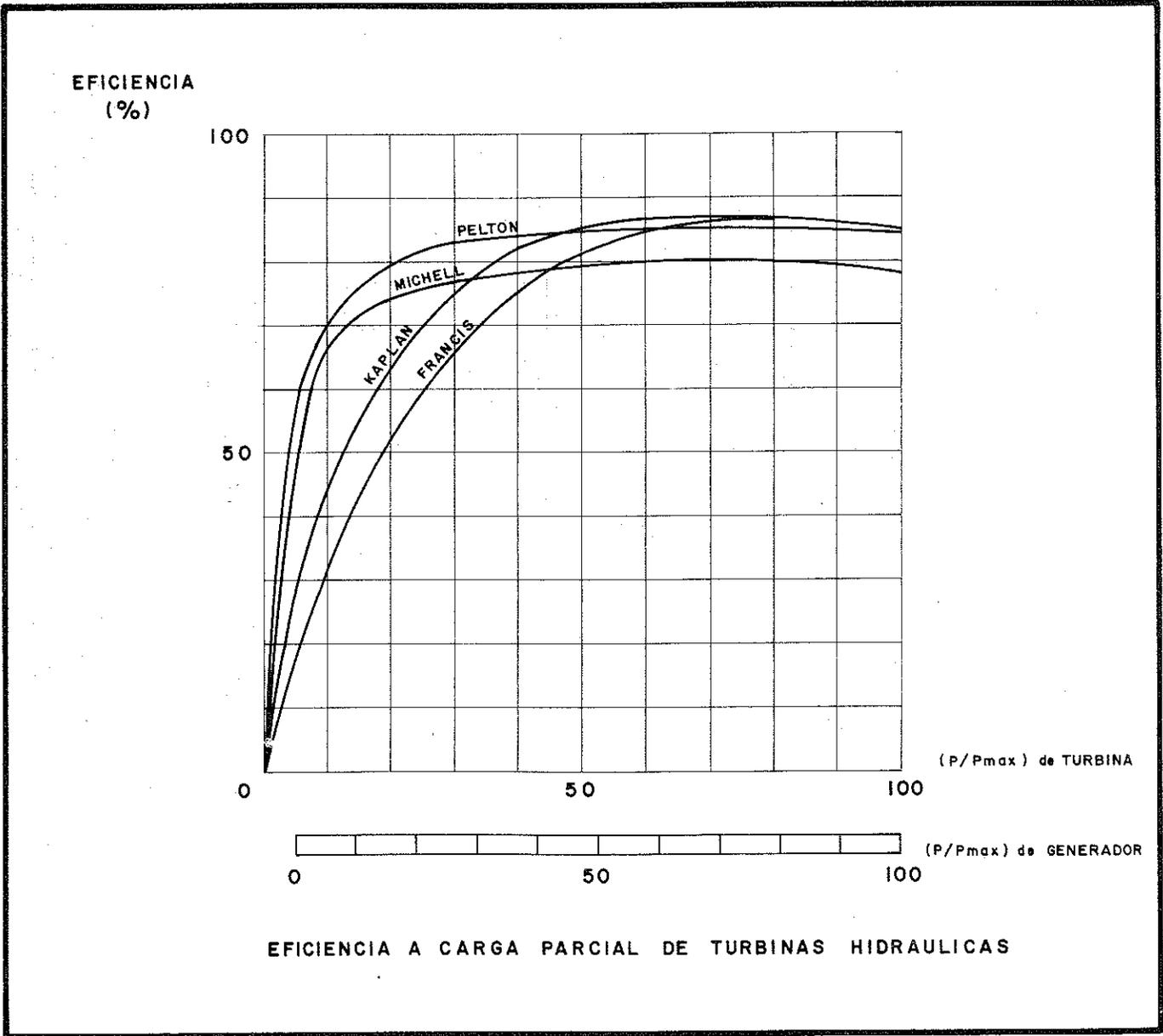
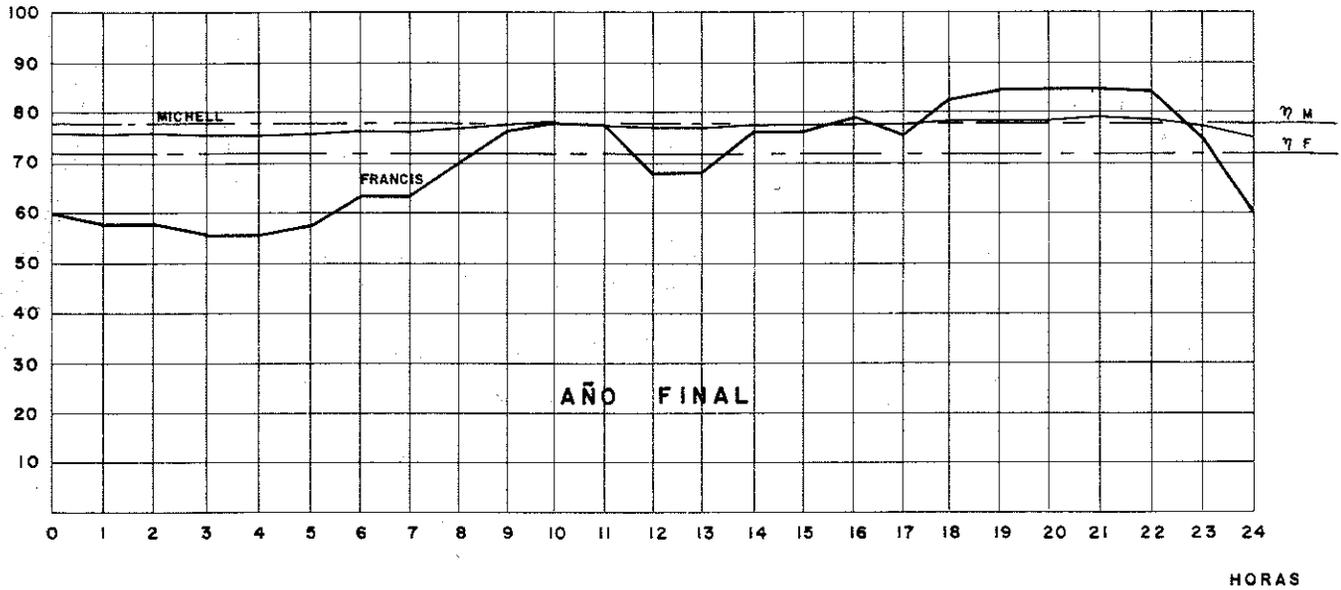
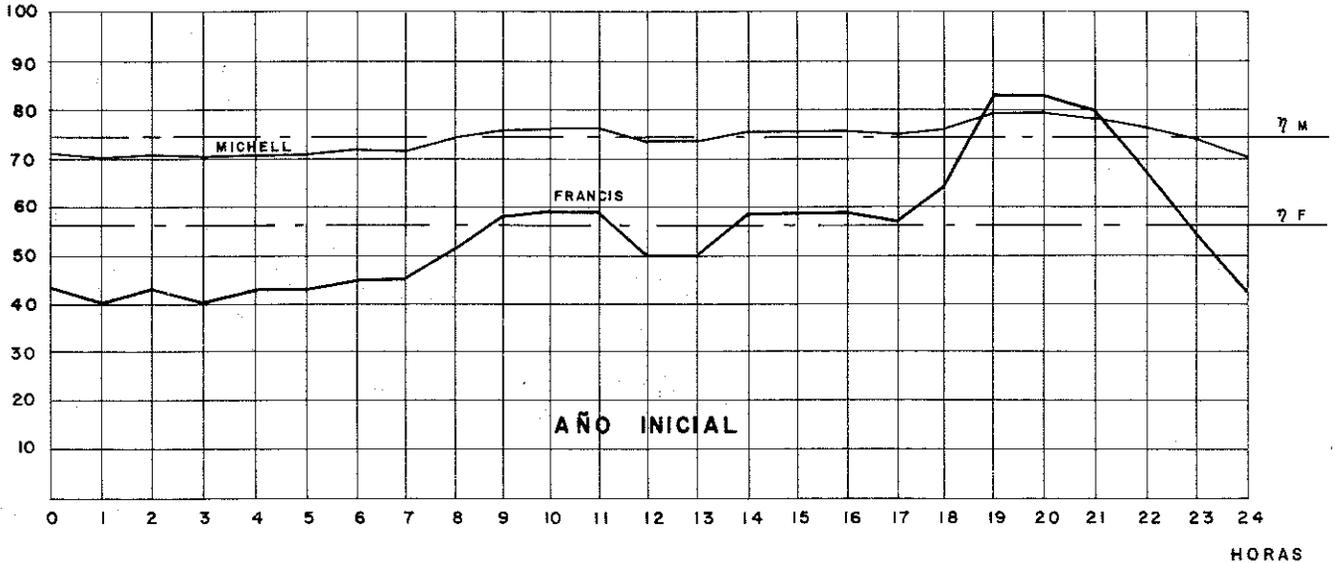


FIGURA Nº 2

EFICIENCIA
ELECTRICA
BINA
? %



EFICIENCIA
ELECTRICA
BINA
? %



EFICIENCIA PROMEDIO DIARIA DE ACUERDO A LA VARIACION
DE CARGA DE SISTEMA ELECTRICO CON $f_c = 0.40$

FIGURA N° 4

2. DISEÑO Y CÁLCULOS HIDRAULICOS

Los cálculos hidráulicos de una turbina se realizan para determinar las dimensiones de sus elementos principales, en base al diseño que caracteriza a cada tipo de turbina.

El diseño de la turbina Michell–Banki se basa en que el inyector acelera y regula el flujo de agua que ingresa a la turbina y orienta el chorro de sección rectangular hacia los álabes del rodete, dándole un primer impulso, para que luego de atravesar el interior del rodete, dar un segundo impulso a los álabes, antes de salir hacia la descarga de la turbina.

2.1 Diagramas de Velocidad

Los perfiles de los álabes del rodete de una turbina, se determinan en base a los diagramas de velocidades en cada punto del rodete. Para determinar estos diagramas, es necesario definir la velocidad de salida del agua del inyector, la que se determina en base a la Ecuación de Bernoulli aplicada entre la superficie del reservorio, donde la velocidad del agua es aproximadamente cero, y a la salida del inyector.

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{C_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i$$

En donde:

- C_o y C_i , representan la velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente.
- P_o y P_i , representan las presiones en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente. En este caso ambas presiones se pueden considerar iguales a la atmósfera cuando la descarga de la turbina se realiza sin tubo de succión.
- Z_o y Z_i , representan los niveles topográficos, en la superficie del reservorio y la posición del inyector respectivamente, y su diferencia es igual al salto bruto.
- γ y g , representan el peso específico del agua y la aceleración de la gravedad respectivamente.
- ΔH_t , es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería de presión.
- ΔH_i , es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector.

Con todas estas consideraciones se determina que la velocidad de salida del agua del inyector es:

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \sqrt{2 g H}$$

en donde: H , es el salto efectivo o neto de la central, obtenido de la diferencia entre el salto bruto y las pérdidas de presión en la tubería. Asimismo, se define K_c , como el coeficiente de velocidad del inyector representado por:

$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}}$$

con lo cual la velocidad de salida del agua del inyector queda expresada por:

$$C_i = K_c \sqrt{2gH}$$

En forma práctica K_c posee valores comprendidos entre 0.97 y 0.98.

La velocidad del agua a la salida del inyector es igual a la velocidad de ingreso del agua al rodete. Este chorro de agua a su vez se orienta hacia el rodete con un ángulo promedio denominado α_2 , el cual posee valores prácticos que se encuentran alrededor de los 16 grados.

También es conocido que en las turbinas de acción, la velocidad se expresa por:

$$U_2 = K_u C_2 \cos \alpha_2$$

siendo K_u el coeficiente de velocidad tangencial que en el caso de las turbinas de acción poseen un valor aproximado a 0.5.

Con estas velocidades se determina la velocidad relativa.

$$W_2 = C_2 \sqrt{1 - K_u (2 - K_u) \cos^2 \alpha_2}$$

y con el ángulo β_2 se concluye la construcción del diagrama de velocidades, mostrado en la figura No. 5, en la entrada del rodete.

En el interior del rodete, se cumple que los triángulos de velocidades son iguales, debido a que:

$$\begin{aligned} U_1 &= U'_1 \\ C_1 &= C'_1 \\ \alpha_1 &= \alpha'_1 \\ \beta'_1 &= 180 - \beta_1 \end{aligned}$$

por lo tanto se llega a la conclusión de que:

$$\beta'_1 = \beta_1 = 90^\circ$$

A la salida del agua del rodete, se forma un diagrama de velocidades en el que:

$$\begin{aligned} U'_2 &= U_2 = K_u C_2 \cos \alpha_2 \\ \beta_2 &= 180 - \beta'_2 \\ \beta'_2 &= \text{arc Sen} \left[\frac{\text{Sen } \alpha_2}{(1 - K_u (2 - K_u) \cos^2 \alpha_2)^{1/2}} \right] \end{aligned}$$

La velocidad relativa estaría expresada por:

$$W'_2 = K_f W_2$$

donde K_f es el coeficiente de velocidad relativa que expresa la pérdida por fricción del agua con los álabes del rodete, y su valor puede aproximarse a 0.98.

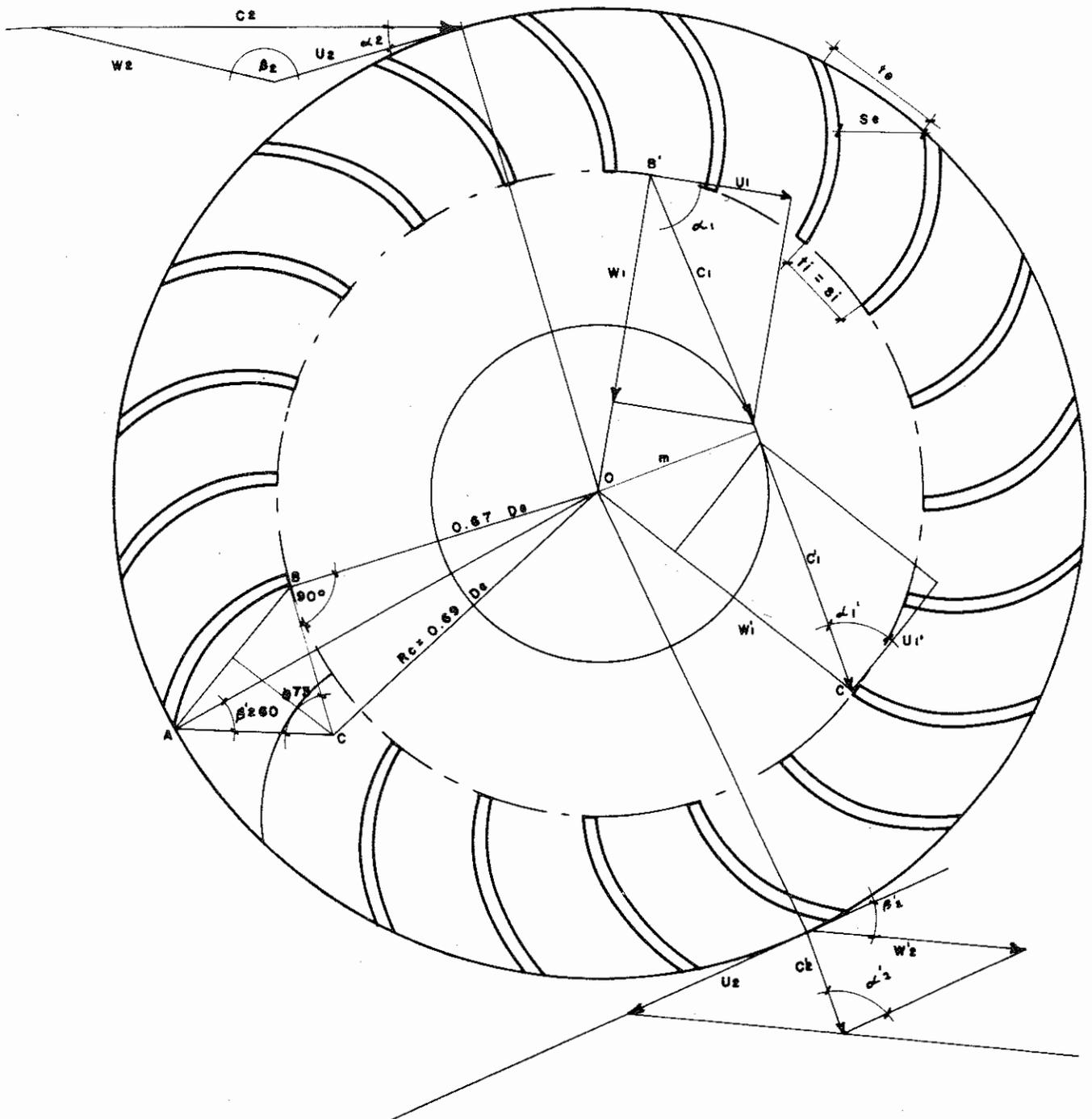


Diagrama de velocidad en el rodete Michell Banki

FIGURA N° 5

Con estas velocidades se obtiene la velocidad absoluta del agua a la salida del rodete, expresada por:

$$C'_2 = C_2 \sqrt{K_f^2 (1 - K_U (2 - K_U) \cos^2 a_2) + K_U^2 \cos^2 a_2 - 2 K_f \cos^2 a_2 (1 - K_U) K_U}$$

El ángulo de salida con respecto a la tangente del rodete se obtiene con la siguiente expresión:

$$a'_2 = \text{arc Sen} \left| \frac{K_f \text{ Sen } \beta'_2 \sqrt{1 - K_U (2 - K_U) \cos^2 a_2}}{\sqrt{K_f^2 + K_U \cos^2 a_2 (K_U - K_f^2 (2 - K_U) - K_f)}} \right|$$

Todas estas velocidades se pueden expresar en forma práctica cuando se definen las constantes. Por ejemplo, si asumimos un ángulo promedio a_2 igual a 16° , un coeficiente de velocidad K_c igual a 0.98, un coeficiente de velocidad tangencial K_U igual a 0.5 y un coeficiente de velocidad relativa K_f igual a 0.98, obtenemos las siguientes expresiones prácticas.

$$\begin{aligned} C_2 &= 4.34 \sqrt{H} \\ U_2 &= 2.09 \sqrt{H} \\ W_2 &= 2.40 \sqrt{H} \\ W'_2 &= 2.35 \sqrt{H} \\ C'_2 &= 1.20 \sqrt{H} \\ \beta'_2 &= 29.83^\circ \approx 30^\circ \\ \beta_1 &= 90^\circ \end{aligned}$$

Como se puede observar los diagramas de velocidades sólo dependen del salto y los ángulos son independientes de las condiciones de salto y caudal.

Para determinar la eficiencia hidráulica de la turbina se aplica la ecuación general de las turbinas:

$$\eta_h g H = U_2 C_2 \cos a_2 - U'_2 C'_2 \cos a'_2$$

y se obtiene que:

$$\eta_h = 2 K_c^2 \cos^2 a_2 K_U (1 - K_U) (1 + K_f)$$

Además de la eficiencia hidráulica, para determinar la eficiencia total de la turbina se requiere también; considerar las pérdidas volumétricas, las pérdidas por choques y las pérdidas mecánicas. En el caso de la turbina Michell—Banki su eficiencia puede alcanzar el 82 o/o cuando se obtienen buenos acabados en su fabricación.

2.2 Geometría del Inyector

Se conocen diferentes geometrías de inyector para turbinas Michell—Banki, varias de ellas se muestran en la figura No. 6. Se puede observar que algunas poseen un álabe de compuerta, otras un álabe directriz con diferentes geometrías y en algunos casos se diseña el inyector sin álabe de regulación. También se diseñan inyectores con uno o dos compartimentos con el objeto de mejorar la eficiencia de la turbina cuando opera a cargas parciales. En las figuras No. 7-a, 7-b y 7c se puede observar la variación de la eficiencia de la turbina de acuerdo al número de compartimentos y las proporciones de sus dimensiones.

Para definir la geometría del inyector es necesario considerar en el diseño una buena conducción y aceleración del flujo de agua, así como también una adecuada orientación y regulación de este flujo hacia los álaves del rodete.

Cuando se define una geometría de inyector con álabe directriz, se requiere definir el perfil del mismo, considerando un balance de pérdidas de presión en los flujos de agua en que se divide el caudal por efecto del álabe. De tal forma que al tener igualadas ambas pérdidas, se obtenga la misma velocidad de salida en ambos conductos.

En este manual se da a conocer la geometría de un inyector con álabe directriz, el cual se ha calculado en base a la metodología descrita en el párrafo anterior y considerando un álabe cuya geometría aerodinámica reduzca el torque de accionamiento para la regulación del flujo de agua. Se ha demostrado, con ayuda del computador, que el perfil que se muestra en la figura No. 8a es función del diámetro del rodete (figura 8b) y no sufre variación cuando se le diseña para diferentes saltos y caudales. La única dimensión que varía en función del salto y caudal con que se diseña la turbina es el ancho del inyector, el cual se calcula con la fórmula:

$$B = \frac{Q}{p (\pi De - eZ) K_o K_c \sqrt{2 gH} \text{Sen } \alpha_2}$$

En donde:

- El ancho interno del inyector B, está expresado en metros
- Q es el caudal máximo que fluirá por la turbina, en m³/seg.
- p es un factor de arco de admisión que para el caso del inyector que se desarrolla en el manual, tiene un valor de 1.
- De es el diámetro exterior del rodete, expresado en metros
- e es el espesor de los álabes del rodete, expresado en metros
- Z es el número de álabes del rodete
- K_o es el porcentaje de la circunferencia exterior del rodete por donde ingresa el agua.

Una fórmula práctica para determinar el ancho del inyector cuya geometría se indica en la figura 8, se expresa por:

$$B = \frac{0.96 Q}{De \sqrt{H}}$$

Para el caso de inyectores con geometría diferente, se puede obtener una fórmula práctica en base a la expresión siguiente:

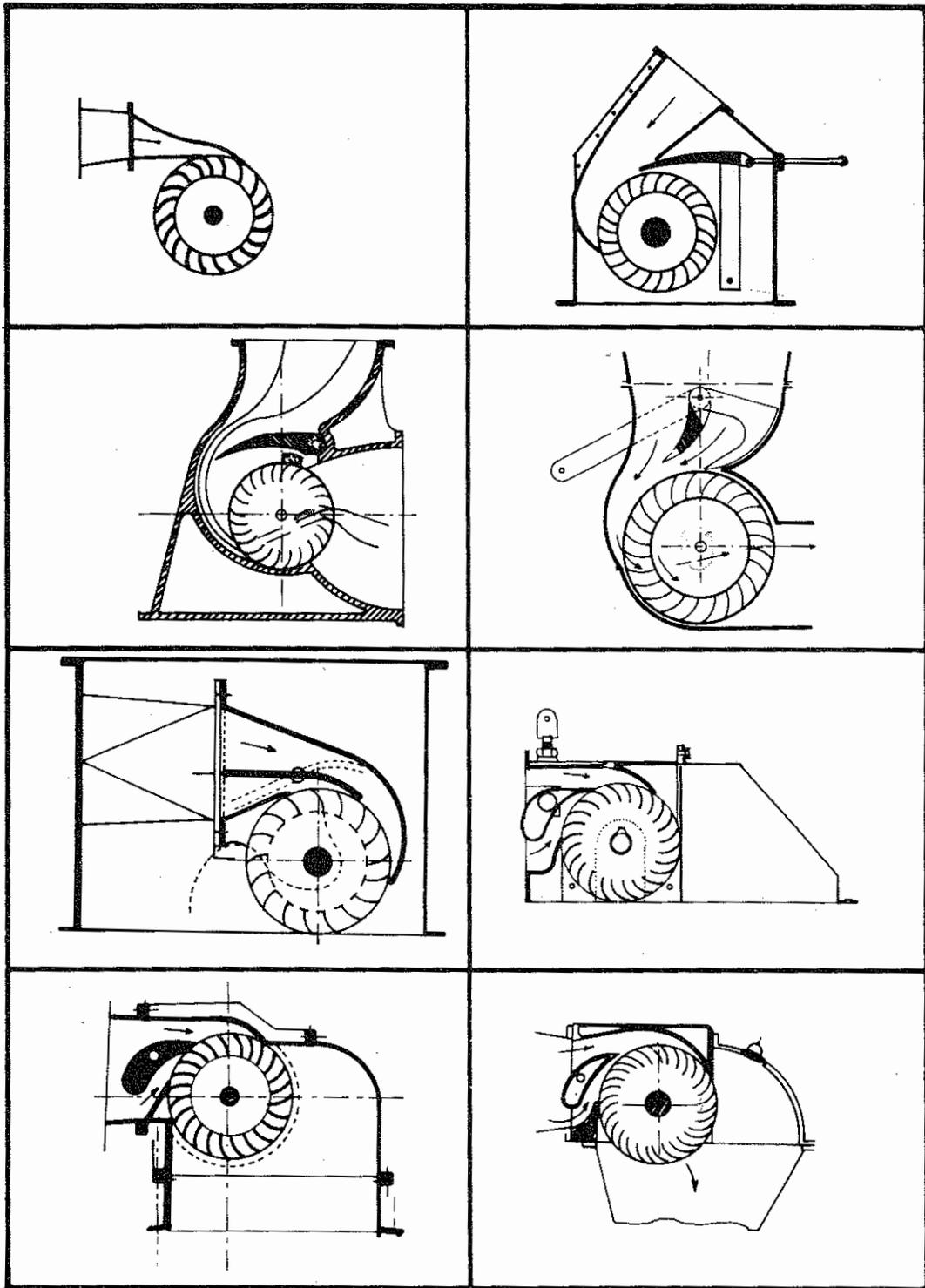
$$B = \frac{\text{constante } Q}{De \sqrt{H}}$$

En este caso, utilizando la expresión general para el cálculo del ancho del inyector, se deberá encontrar la constante para cada geometría.

Las dimensiones del perfil del inyector para diferentes diámetros de rodete, se muestra en la tabla No. 2. En el caso de utilizar diámetros de rodete diferentes a los indicados, se pueden determinar las dimensiones utilizando el método de interpolación lineal.

2.3 Geometría del Rodete

La geometría del rodete se determina en base a los ángulos obtenidos de los diagramas determinados en el punto 2.1, así tenemos que la relación del diámetro interno D_i, con respecto al diámetro externo D_e, se expresa por:



PERFILES DE INYECTORES PARA
TURBINAS MICHELL BANKI

FIGURA N° 6

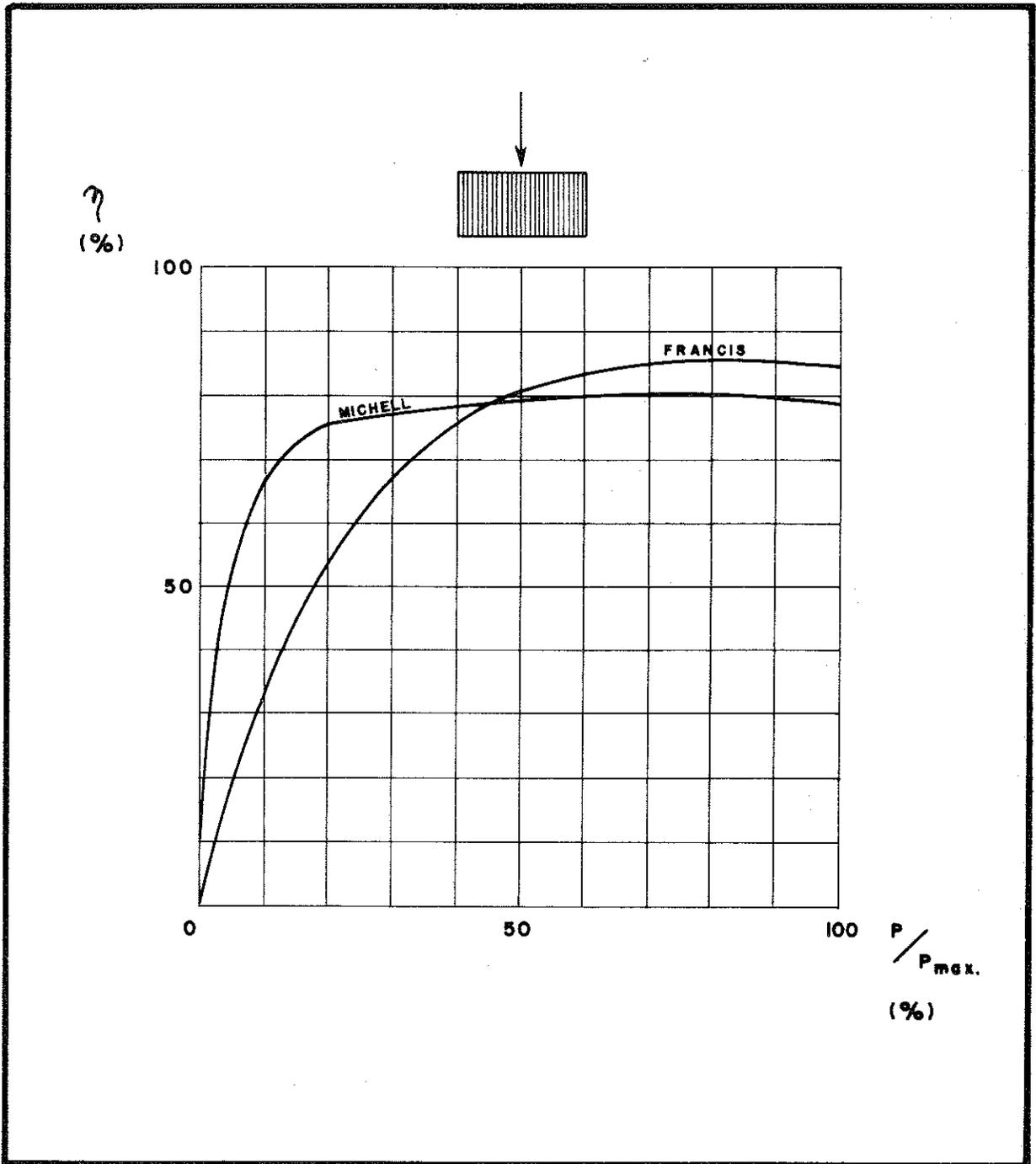


FIGURA Nº 7A

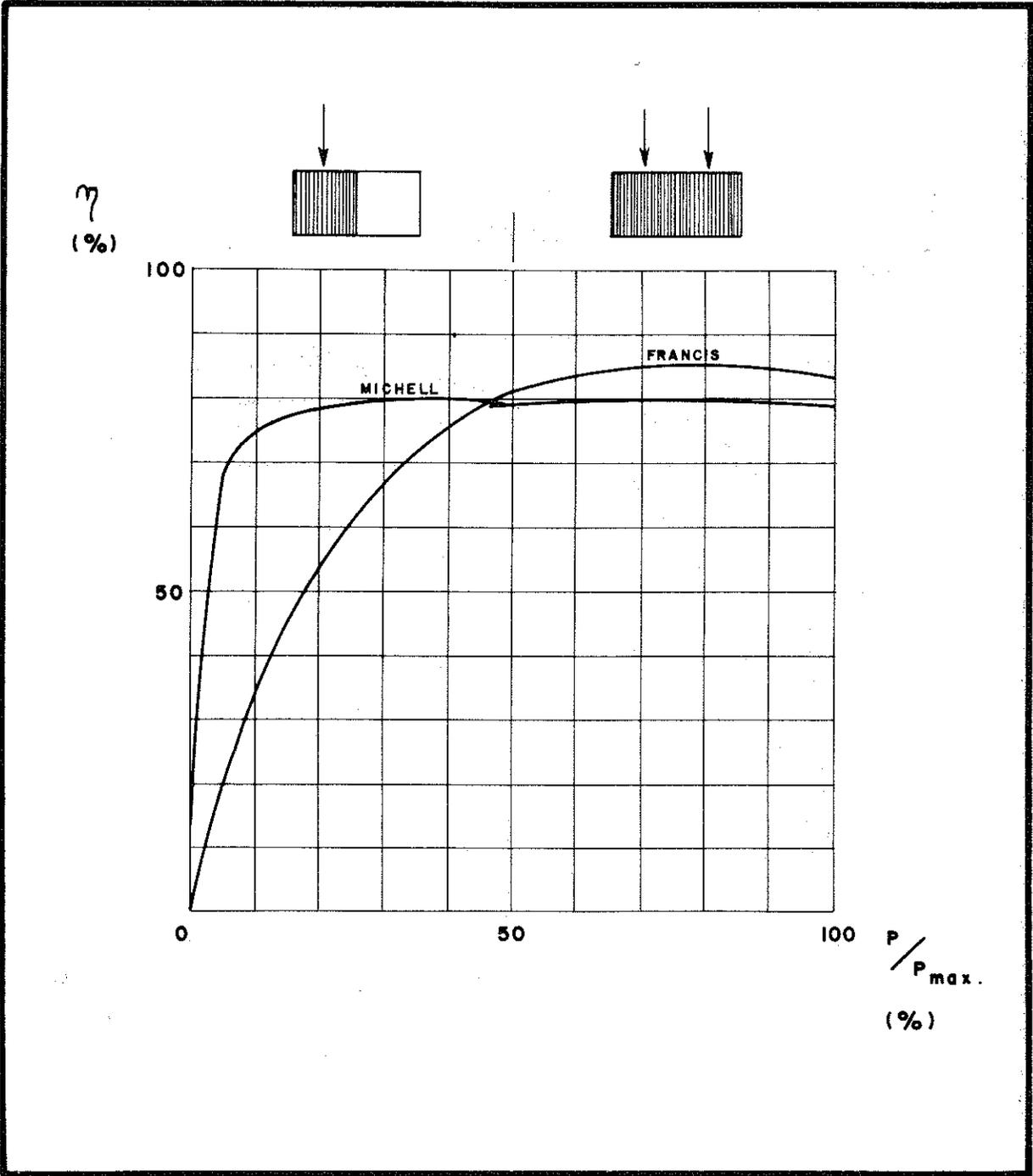


FIGURA Nº 7B

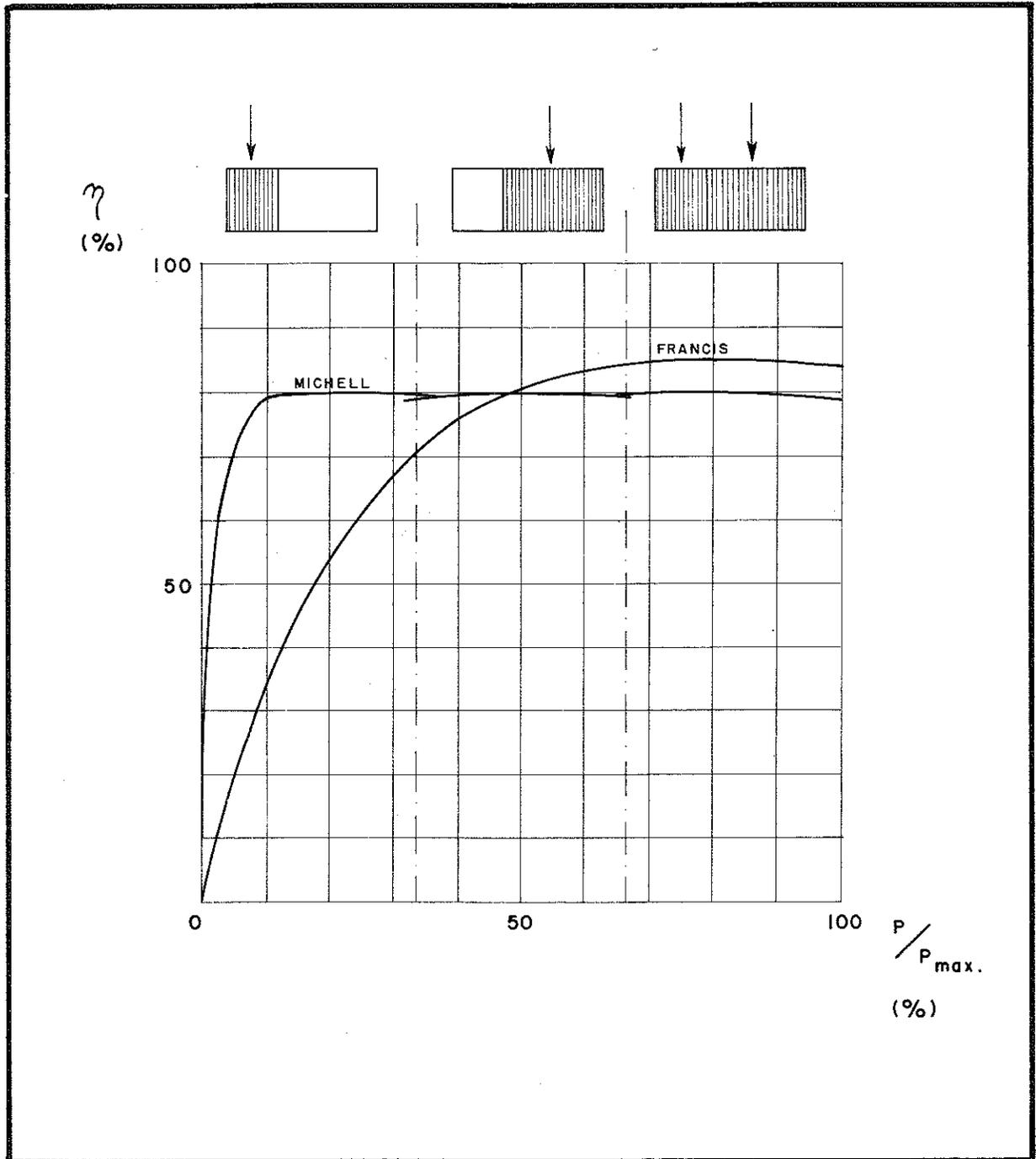


FIGURA N^o 7C

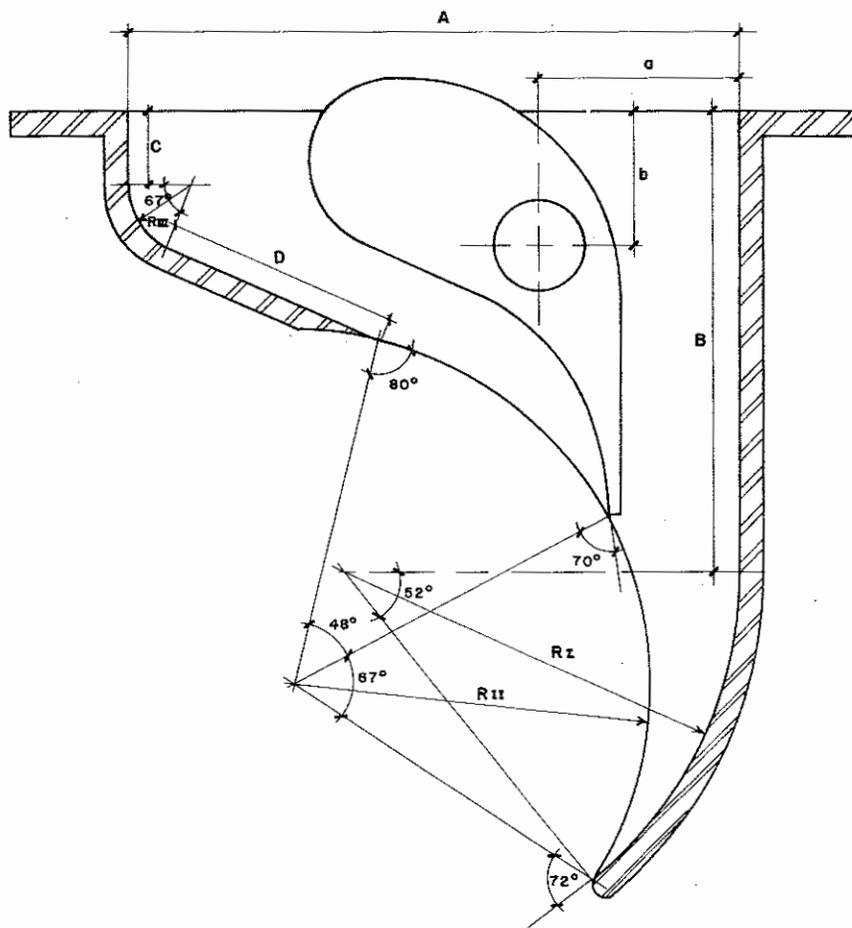
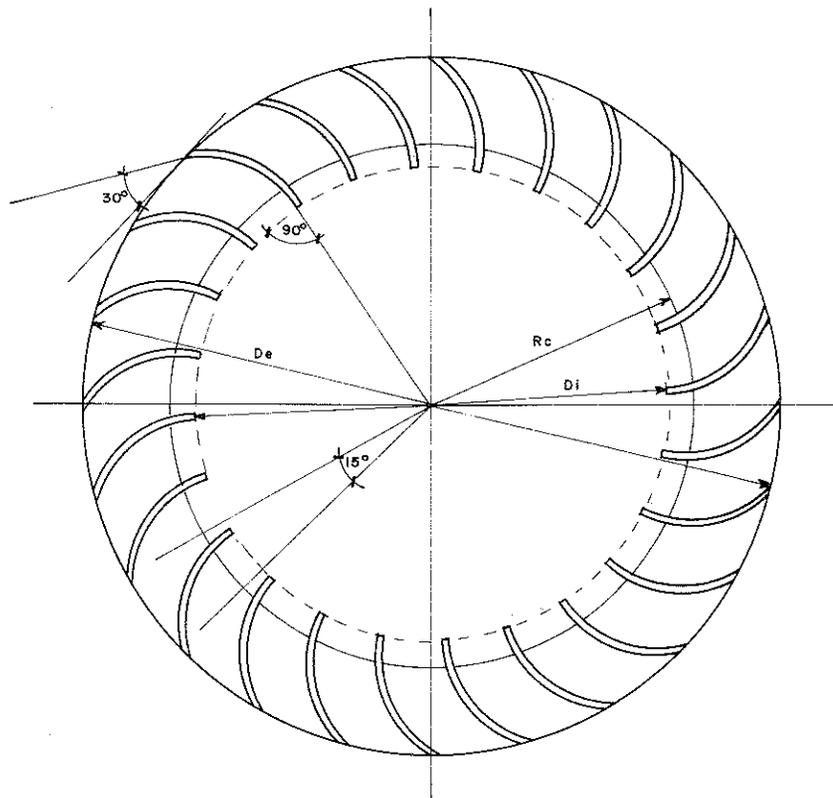


FIGURA Nº 8



PERFIL DEL RODETE

DIMENSIONES DEL PERFIL DEL RODETE

C O T A (m m)	DIAMETRO DE RODETE - De (mm)			
	300	400	500	600
Di	100	133	167	200
Rc	110	147	183	220
r	49	65	82	98

DIMENSIONES DEL PERFIL DEL INYECTOR

C O T A (m m)	DIAMETRO DE RODETE - De (mm)			
	300	400	500	600
A	261	348	435	522
B	195	260	325	390
C	31	41	52	62
D	102	136	170	204
a	85	113	142	170
b	55	73	92	110
R _I	168	224	280	336
R _{II}	151	201	252	302
R _{III}	28	37	47	56
R ₁	94	125	157	188
R ₂	39	52	65	78
R ₃	31	41	52	62
R ₄	60	80	100	120
R ₅	100	133	167	200
R ₆	70	93	117	140
R ₇	133	177	222	266
x	35	47	58	70
y	116	155	193	232
ℓ ₁	51	68	85	102
ℓ ₂	98	131	163	196
ℓ ₃	20	27	33	40

TABLA Nº 2

$$\frac{D_i}{D_e} = \sqrt{\frac{(2 K_u \cos^2 a_2 - 1) + \sqrt{1 - 4 \cos^2 a_2 (1 - K_u) K_u}}{2 K_u^2 \cos^2 a_2}}$$

Considerando a_2 igual a 16° y K_u igual a 0.5, se obtiene el diámetro interno de la siguiente forma:

$$D_i = 0.66 D_e$$

El radio de curvatura de los álabes del rodete se expresa también en función del diámetro del rodete y del ángulo del álabe β'_2 , así tenemos:

$$r = \frac{D_e}{4 \cos \beta'_2} \left| 1 - \left| \frac{D_i}{D_e} \right|^2 \right|$$

Sustituyendo los valores conocidos, se puede expresar en forma práctica por:

$$r = 0.163 D_e$$

El ángulo de la curvatura de los álabes del rodete se obtienen con la fórmula:

$$\phi = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left| \frac{\cos \beta'_2}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| + \operatorname{Sen} \beta'_2} \right|$$

Cuando el ángulo a_2 es igual a 16° éste ángulo tiene un valor de 73°

Con estas dimensiones se tendría definido el perfil del rodete para un diámetro exterior asumido o calculado con la fórmula de la velocidad óptima de giro mostrada en el capítulo 1. Como se ha podido observar, al igual que en el inyector, conociendo el diámetro de rodete se puede encontrar automáticamente todas sus dimensiones.

El ancho interno del rodete se obtiene luego de realizar el diseño de detalle del inyector y debe considerarse el espacio requerido para la soldadura de los álabes al disco. Una forma práctica de estimar el ancho del rodete es considerándolo como un 50 o/o mayor que el ancho del inyector.

En el diseño de turbinas Michell-Banki también se debe considerar que desde el punto de vista teórico existe una limitante en cuanto al arco de admisión, expresado por:

$$\sphericalangle \text{BOC} = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left| \frac{\sqrt{1 - K_u (2 - K_u) \cos^2 a_2}}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| K_u \cos a_2} \right|$$

El máximo porcentaje de arco de admisión, se obtiene con la expresión:

$$K_o = \frac{\sphericalangle \text{BOC}}{360^\circ}$$

Para los valores de a_2 igual a 16° y K_u igual a 0.5 se obtiene un valor de K_o igual a 0.334.

El porcentaje de admisión para el inyector mostrado en este capítulo es de 0.30.

Si consideramos que la trayectoria de una partícula de agua en el interior del ro-

debe ser rectilínea, se obtiene que el diámetro máximo del eje que atraviesa el rodete debe ser:

$$d = D_i \cos \left| \frac{\angle \text{BOC}}{2} \right|$$

en forma práctica se obtiene:

$$d = 0.328 D_e$$

2.4 Geometría de la Carcasa

La geometría de la carcasa de una turbina Michell–Banki se diseña considerando el arco de salida del flujo de agua en el rodete y su trayectoria.

El arco total del rodete se obtiene, (figura No. 9) con la fórmula:

$$\theta_t = \theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \angle \text{BOC}$$

donde:

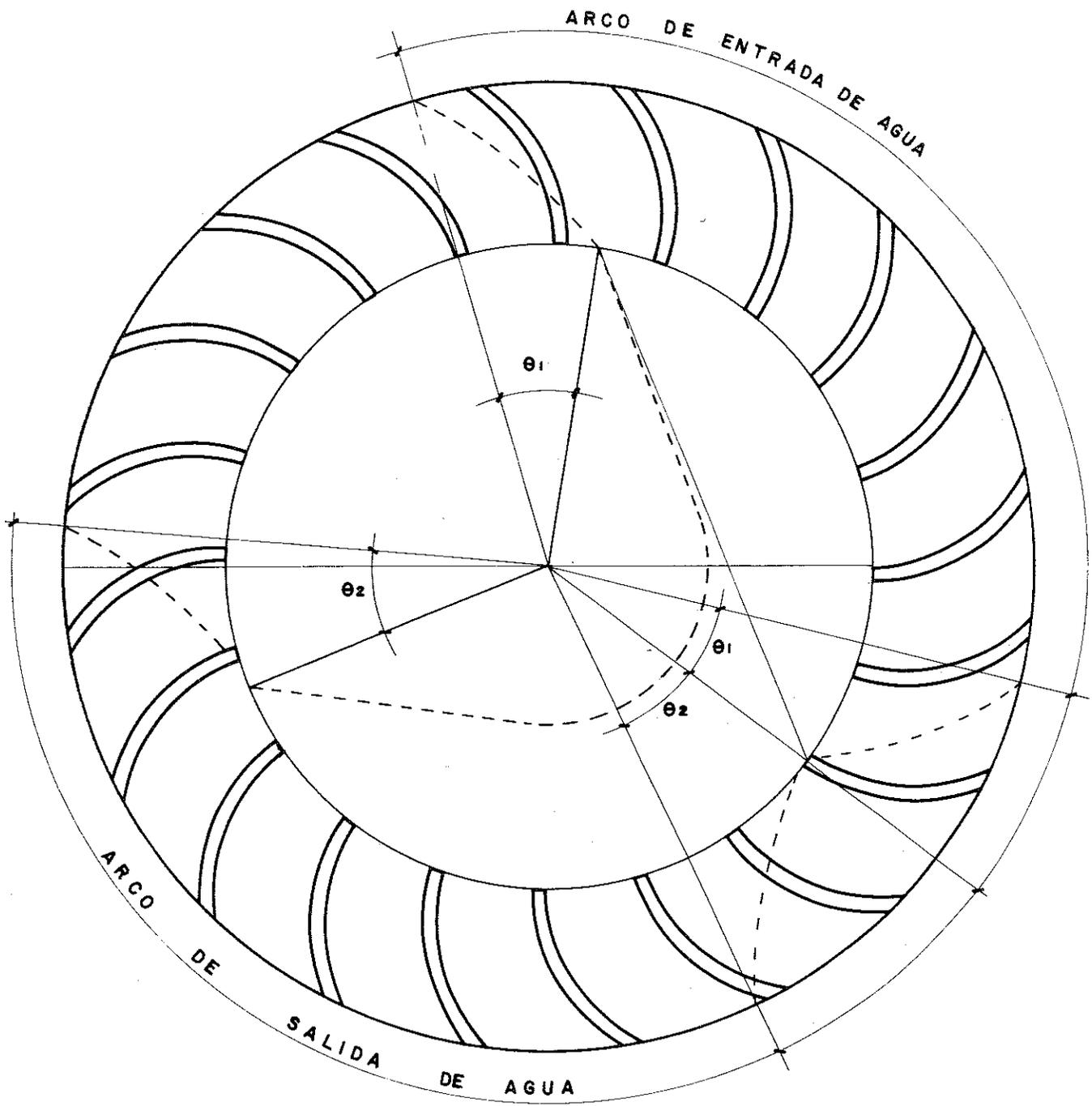
$$\theta_0 = K_o \times 360^\circ$$

$$\theta_1 = \frac{r \phi}{W_2} \frac{360}{60} \text{ N} \quad \phi \text{ en radianes}$$

$$\theta_2 = \frac{\theta_1}{K_f}$$

En forma práctica esta relación se expresa por:

$$\theta_t = \theta_0 + 163^\circ$$



Arco de trabajo de un rodete Michell Banki con arco de admisión de 1/3

FIGURA N° 9

3. DISEÑO DE DETALLE Y CALCULOS MECANICOS

El diseño de una turbina se realiza para definir las dimensiones de cada una de sus piezas, que ensambladas conforman la turbina como máquina. Este diseño debe considerar sistemas adecuados de montaje, así como aspectos de hermeticidad y lubricación.

Los cálculos mecánicos se realizan para verificar si el material utilizado para cada pieza está en condiciones de soportar los esfuerzos que se presentan en ella. Estos cálculos son un complemento del diseño de detalle y con ellos se obtienen dimensiones adicionales a las definidas en el mismo.

El diseño de detalle de la turbina Michell—Banki está plasmado en los planos que se incluyen en el anexo del manual y a continuación se dan a conocer los criterios a considerarse y los principales cálculos mecánicos que se recomiendan realizar:

En el plano TM-01-01 se puede apreciar el montaje general de la turbina, notándose el inyector en líneas punteadas y que sus estructuras permite alojar el soporte de rodamientos en sus paredes laterales, resultando el inyector y rodete montado en una sola pieza, para garantizar una buena alineación entre ambos. También se puede observar el mecanismo de regulación que permite programar a través de dos levas la apertura y cierre de cada compartimento del inyector, permitiendo con ello que la turbina mantenga una buena eficiencia cuando opera con un bajo porcentaje de carga. La carcasa está diseñada para que el flujo de agua a la salida del rodete se oriente hacia la descarga.

El plano TM-01-02 nos muestra un corte transversal del inyector, rodete y carcasa, donde se puede observar la geometría del inyector y rodete, destacándose el álabe del inyector que será el encargado de regular y orientar el flujo de agua hacia los álabes del rodete. También se puede apreciar que al ingreso y salida de la turbina se encuentran unas bridas con agujeros roscados, donde se instalan el tubo de entrada y la carcasa. Esta última posee agujeros alargados con el fin de garantizar un buen ajuste hermético en el montaje.

Cabe señalar que cuando el salto es pequeño se puede utilizar en la descarga de la turbina un tubo de succión con el objeto de aumentar el salto neto aprovechable.

En algunos casos no se contempla en el diseño de la turbina el tubo de la succión, debido a que la turbina opera la mayor parte del tiempo con bajo porcentaje de carga parcial y que la altura que ganaría no sería apreciable.

El plano TM-01-03 nos muestra una vista del corte señalado en el plano TM-01-01, donde se puede observar el detalle de montaje de todas las piezas del inyector, así como el montaje del rodete, el eje y los soportes de los rodamientos. En este plano también se puede apreciar la forma en que se deberán montar los rodamientos, uno fijo y el otro libre, y el sistema de prensa—estopa en el soporte del álabe del inyector.

3.1 Diseño y Cálculo del Inyector

La serie de planos TM-02 corresponde a los planos de detalle del inyector, así tenemos que en el plano TM-02-01 se puede observar las dimensiones del inyector con el álabe directriz desmontado, también se muestra un corte transversal donde se indican dimensiones complementarias. En este plano se puede observar el detalle de la pared lateral, la cual recibirá el soporte de rodamiento, que garantiza un montaje correcto entre el inyector y el rodete.

En el plano TM-02-02 se muestra una vista del inyector al ingreso de la turbina, donde se detalla la ubicación de los agujeros roscados y se indican dimensiones que complementan las mostradas en el plano anterior. También se observa el detalle de la ubicación de los dos compartimentos del inyector, separados por el alojamiento del soporte de cojinete de los álabes directrices. En los casos de inyectores de un compartimento éste último soporte sería innecesario.

El plano TM-02-03 nos muestra la vista superior del inyector, completando su diseño.

El cálculo mecánico de las paredes se realiza considerando a cada una de ellas como una placa plana empotrada en sus extremos y cargada uniformemente. También se asume un espesor adicional con el fin de preveer su desgaste por la abrasión del agua.

El plano TM-02-04 nos indica las dimensiones de los perfiles de los álabes directrices para cada compartimento del inyector. Esta pieza se puede producir en fundición y se recomienda utilizar como material bronce al aluminio, cuyas características químicas y mecánicas se puede obtener de la tabla No. 3. Tampoco se descarta la utilización de aceros inoxidable para turbinas, mostrados en la misma tabla.

El diámetro del eje del álabe directriz se calcula en base al torque máximo requerido para la regulación, el cual está dado por la fórmula:

$$T = 31 De Q\sqrt{H} \quad \text{en kg - m}$$

y su variación en función del porcentaje de apertura está representada en la figura No. 10. Esta fórmula se aplica para cada compartimento del inyector y el caudal Q de la misma es igual al máximo caudal que fluye en el compartimento.

El diámetro del eje se obtiene con la fórmula:

$$d_i^3 = \frac{16 T}{\pi S_d}$$

donde:

S_d es el esfuerzo de diseño del material utilizado en el álabe directriz considerando que éste y el eje constituyen una sola pieza.

Como es conocido el esfuerzo de diseño de un eje con un canal chavetero posee un valor igual a:

$$S_d = 0.20 S_y$$

siendo S_y , el esfuerzo de fluencia del material del eje.

Por limitaciones de espacio, el diámetro máximo permitido en el eje del álabe directriz para cada diámetro de rodete se muestra en la tabla siguiente:

De (m.m.)	di (m.m.)
300	38
400	50
500	63
600	76

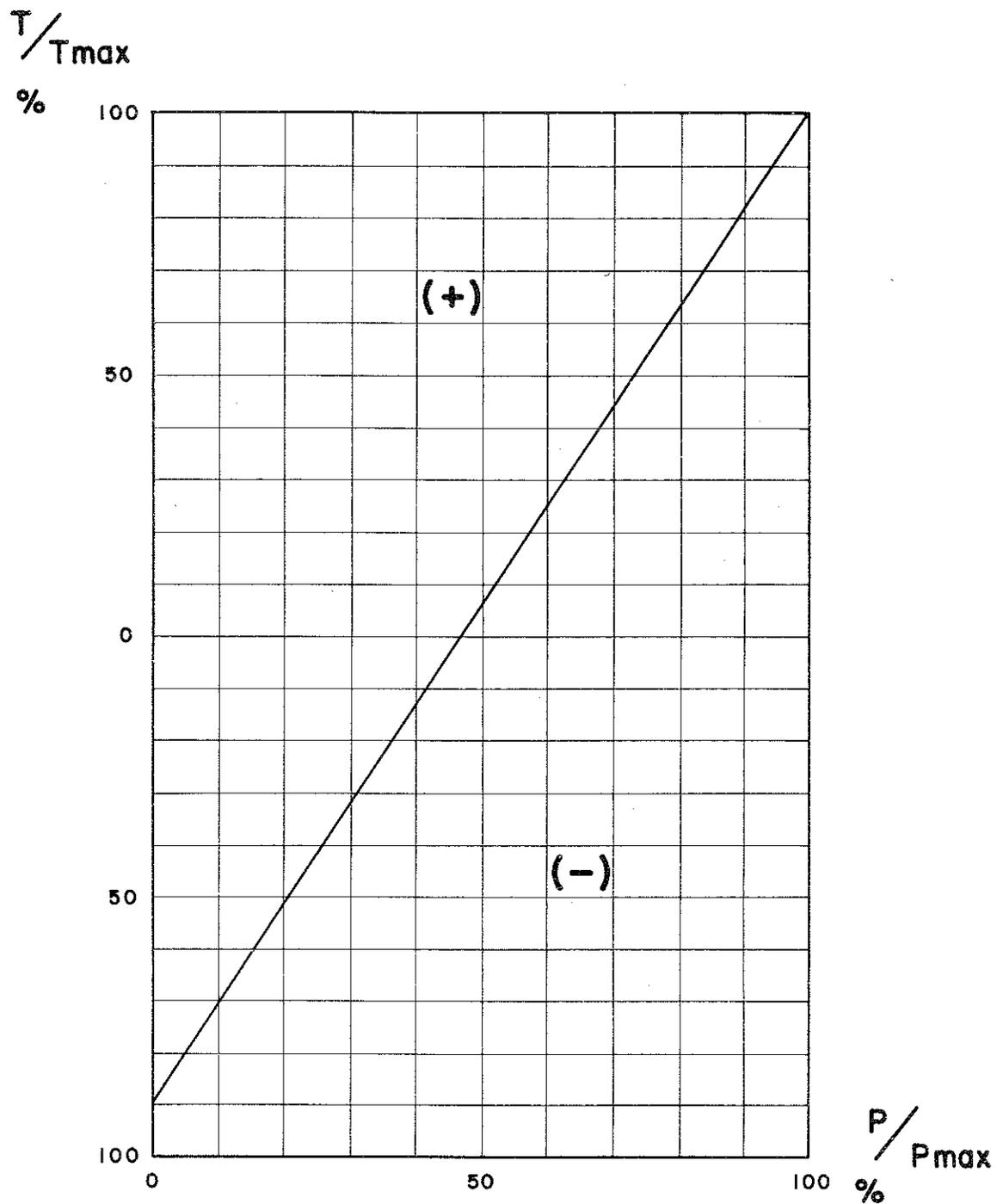
**COMPOSICION DE LAS ALEACIONES USADAS CORRIENTEMENTE
EN TURBINAS HIDRAULICAS**

MATERIAL	C %	Mn %	Si %	Cr %	Ni %
ACERO AL 13% Cr	0.10	0.5	0.4	12.5	0.9
ACERO AL 18% Cr, 8% Ni	0.07	0.5	1.0	18.0	9.0
ACERO AL 2% Ni	0.24	0.7	0.3	0.2	0.2
ACERO AL 1.5% Mn	0.24	1.6	0.3	0.2	0.4
BRONCE AL ALUMINIO	Al 10.0	Fe 8.0	Mn 5.0	Ni 2.0	Cu DIFERENCIA

**PROPIEDADES MECANICAS DE LAS ALEACIONES USADAS
EN TURBINAS HIDRAULICAS**

MATERIAL	ESFUERZO DE FLUENCIAS kg/mm ²	ESFUERZO DE TENSION kg/mm ²	MINIMA ELONGACION L = 5 d %	MINIMA RESISTENCIA DE IMPACTO kg/cm ²	DUREZA BRINELL kg/mm ²	LIMITE DE FATIGA kg/mm ²
ACERO AL 13% Cr.	45	65-75	15	4	190-30	30
ACERO AL 18% Cr, 8% Ni	15	40-50	30	18	130-170	13
ACERO AL 2% Ni	35	55-65	18	6	155-195	22
ACERO AL 1.5% Mn	34	50-60	22	6	140-180	18
BRONCE AL ALUMINIO	30	60-70	7	1	190-230	15

T A B L A N º 3



VARIACION PORCENTUAL DEL MOMENTO TORSOR EN EL EJE DEL ALABE DIRECTRIZ DE INYECTOR, SEGUN LA VARIACION DE CARGA DE LA TURBINA MICHELL BANKI

FIGURA N° 10

Finalmente el plano TM-02-05 nos detalla el diseño de cada pieza del inyector. Estas son: El soporte lateral y central de los cojinetes, los que se montarán en la pared lateral del inyector, los cojinetes de deslizamiento, la prensa—estopa y el divisor de flujo para aquellos inyectores de dos compartimentos.

3.2 Diseño y Cálculos del Rodete

Los planos TM-03-01 y TM-03-02 nos detallan el diseño del rodete, el primero de ellos nos muestra las dimensiones del mismo y el segundo nos muestra el despiece de sus elementos. Para el rodete se puede considerar una fabricación en base a plancha de acero inoxidable con cubos de eje de acero estructural, evitando su contacto con el agua para disminuir los efectos de la corrosión.

Existen varias alternativas para fijar las álabes al disco, una de ellas es la que se propone en los planos antes indicados y consiste en fresar en el disco el perfil del álabe, para luego montarlo y efectuar una soldadura exterior, dándole un mejor acabado al rodete. Cabe señalar que no se descarta la producción de rodetes fundidos en una sola pieza.

El espesor de los álabes generalmente se asume y posteriormente se realiza un chequeo de esfuerzo, considerándolo como una viga empotrada en sus extremos, por efecto de la soldadura, y cargada uniformemente. La fuerza que actúa sobre cada uno de ellos, considerando el caso desfavorable, que se presenta cuando el rodete por algún motivo es frenado y la turbina se encuentra con apertura total, se expresa por:

$$F = \frac{\gamma Q C_2 \cos \theta'}{g_0 K_0 Z}$$

Donde de acuerdo a la figura No. 11.

F es la componente y, de la fuerza del agua sobre cada álabe, en kg.
 Q es el caudal máximo que fluye por el inyector, en m³/seg.
 C₂ es la velocidad del agua a la salida del inyector, en m³/seg.

Z número de álabes del rodete
 g₀ constante igual a $9.81 \frac{\text{kgm} - \text{m}}{\text{kgf} - \text{seg}^2}$
 K₀ es el porcentaje de arco de admisión.
 θ' es un ángulo determinado por:

$$\theta' = \alpha_2 + \theta^\circ$$

$$\theta^\circ = \arccos \left| \frac{re^2 + r_3^2 - ri^2}{2 re_2 r_3} \right|$$

siendo:

$$\begin{aligned} r_3 &= 2r \text{ Sen } (\phi / 2) \\ re &= De/2 \\ ri &= Di/2 \end{aligned}$$

El esfuerzo máximo al que será sometido el álabe del rodete por acción de la fuerza del agua a lo largo del mismo, se obtiene con la fórmula siguiente:

$$\sigma_{\max} = \frac{F B r c}{12 I_{gx}}$$

Donde:

B r es el ancho del rodete que se determina con el diseño de detalle, expresado en metros.

c se determina con:

$$c = (r + e) - C_g$$

siendo C_g , el centro de gravedad del álabe que se determina con la fórmula:

$$C_g = \frac{120[(r+e)^3 - r^3] (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\phi \pi ((r+e)^2 - r^2)}$$

donde:

e es el espesor del álabe en metros

r es el radio de curvatura del álabe en metros

$$\theta_1 = \frac{180 - \phi}{2}$$

donde:

$$\theta_2 = \phi + \theta_1$$

ϕ es el ángulo de curvatura del álabe

I_{gx} es el momento de inercia del álabe determinado por:

$$I_{gx} = \frac{(r+e)^4 - r^4}{8} \left| \phi - \frac{\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1}{2} \right|$$

en este caso ϕ , se expresa en radianes.

En este chequeo de esfuerzos se debe cumplir que el esfuerzo máximo resultante en el álabe debe poseer un valor inferior al 66 o/o del esfuerzo de fluencia, S_y , del material seleccionado para el álabe.

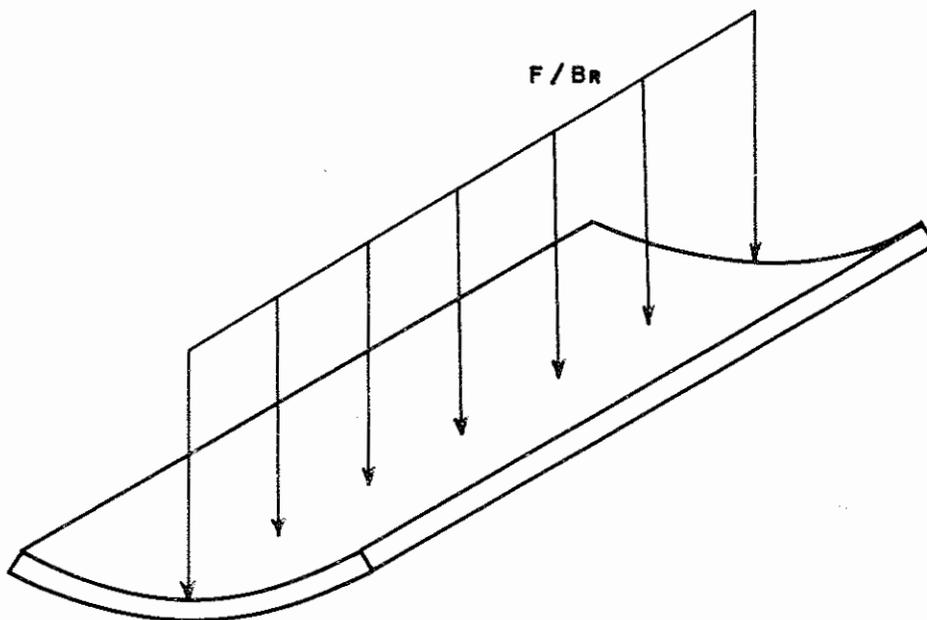
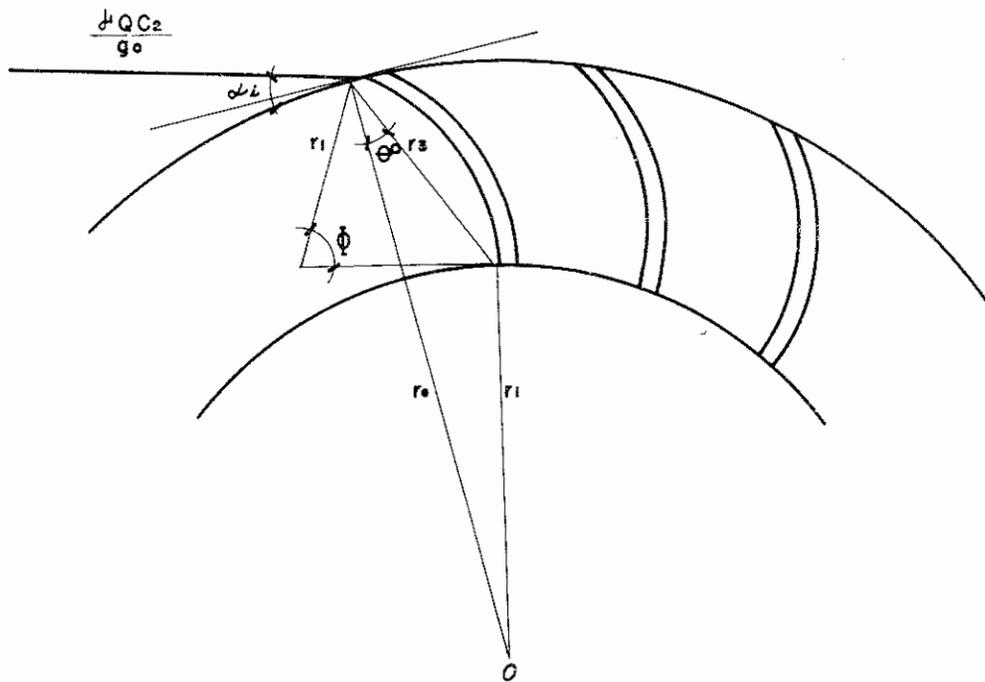
Para fines prácticos y en los casos donde el rodete posea una geometría igual a la desarrollada en este manual, se puede considerar:

$$F = 46.5 Q \sqrt{H}$$

y los valores de C_g , I_{gx} y c , se pueden obtener de la tabla No. 4, donde se han calculado estos valores para diferentes diámetros y espesores de álaves de los mismos.

El espesor del disco se asume con el criterio de evitar su deformación por los efectos de calor en el proceso de soldadura al unirse con los álaves.

El cubo del rodete se diseña en base al diámetro del eje, recomendándose un diámetro exterior igual a dos veces el diámetro del eje. Los canales chaveteros que se tallan en él, se deben dimensionar considerando chavetas estandar, cuyo ancho



FUERZAS ACTUANDO SOBRE EL ALABE DEL RODETE

FIGURA Nº II

**CENTRO DE GRAVEDAD Y MOMENTO DE INERCIA
DEL ALABE DEL RODETE**

DIAMETRO DEL RODETE De (mm)	ESPEJOR DEL ALABE e (mm)	AREA DE ESFUERZO A (cm ²)	CENTRO DE GRAVEDAD Cg (cm)	MOMENTO DE INERCIA Igx (cm ⁴)	RADIO DE GIRO C (cm)
300	2	1.27	4.66	0.1134	0.43
300	3	1.93	4.70	0.1822	0.48
300	4	2.59	4.75	0.2633	0.53
300	6	3.96	4.85	0.4751	0.64
400	2	1.68	6.18	0.2610	0.54
400	3	2.55	6.22	0.4098	0.59
400	4	3.42	6.27	0.5760	0.64
400	6	5.21	6.37	0.9779	0.75
500	2	2.10	7.70	0.5018	0.65
500	3	3.17	7.75	0.7780	0.70
500	4	4.25	7.79	1.0778	0.75
500	6	6.46	7.89	1.7686	0.86
600	2	2.52	9.23	0.8587	0.75
600	3	3.79	9.27	1.3215	0.81
600	4	5.08	9.32	1.8146	0.86
600	6	7.70	9.41	2.9159	0.97

NOTA: Estos valores son validos para álabes de rodetes con $\alpha_i = 16^\circ$

TABLA N° 4

sea aproximadamente la cuarta parte del diámetro del eje, y que su longitud tenga un valor de 1.2 a 1.3 veces el diámetro del eje.

Para facilitar el montaje del rodete en el eje se debe diseñar el diámetro interior de uno de los cubos ligeramente mayor que el otro, lo cual hace necesario diseñar el eje con diámetros escalonados.

3.3 Cálculo y Diseño del Eje

El plano TM-04-01 nos muestra el diseño de detalle del eje, que ha tenido como base el plano TM-01-03, donde se muestra el detalle de su ensamble con los rodamientos y el rodete.

El diseño del eje de la turbina se realiza considerando que la turbina transmitirá su potencia al generador por intermedio de un acoplamiento o un sistema de transmisión por bandas o engranajes. Con este criterio se obtiene un diagrama típico de fuerzas y momentos, que se muestra en la figura No. 12.

El cálculo mecánico del eje se realiza utilizando la fórmula de la ASME, con la cual se determina el diámetro mínimo del eje. Esta fórmula es:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_d} \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T_{\max})^2}$$

donde:

M_{\max} es el momento flector máximo que se presenta en el eje en kg-m y que se obtiene con la fórmula:

$$M_{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

siendo:

$$M_x = \frac{F_r \cdot a}{2}$$

$$M_y = \frac{P_r \cdot a}{2}$$

P_r es el peso del rodete en kg.

F_r es la fuerza tangencial del rodete en kg., obtenido de:

$$F_r = \frac{1948 P_T}{N D_e}$$

P_T es la potencia de la turbina en kW.

N es el número de revoluciones de giro de la turbina, en RPM.

D_e es el diámetro exterior del rodete, en metros.

T_{\max} es el momento torsor máximo que se presenta en el eje, en kg-m y se obtiene con la fórmula:

$$T = \frac{974 P_T}{N}$$

- Km es el factor de momento flector para carga estable estimado con un valor de 1.5.
- Kt es el factor de momento flector para carga estable estimado con un valor de 1.0.
- Sd es el esfuerzo de diseño, en kg/m², del material utilizado para el eje, que se estima como un 20 o/o del valor de esfuerzo de fluencia cuando se utiliza canal chavetero.

Para definir el escalonamiento de los diámetros en el eje se debe considerar las dimensiones de los rodamientos, las de los retenes estándares que se encuentran en el mercado y que en el interior del rodete, por razones de funcionamiento de la turbina, el diámetro máximo permitido está dado por:

$$d = 0.328 D_e$$

Determinado el diámetro del eje, sería recomendable realizar un chequeo del mismo considerando la velocidad crítica del eje, la cual debe ser superior a la velocidad de embalamiento, que para el caso de la turbina Michell—Banki tiene un valor igual a 1.8 veces la velocidad nominal de la turbina.

La primera velocidad crítica de la turbina, en RPM, para el diagrama de fuerzas de la figura No. 12, estaría dada por:

$$N_{crit} = \frac{29.88}{y^{1/2}}$$

donde:

- N_{crit} esta expresada en RPM.
- y es la flecha resultante producida en el eje por la acción del peso y la fuerza del rodete, siendo y, para el diagrama de la figura No. 11 igual a:

$$y = \frac{W a^2}{6EI} (3 l_0 - 4a) \quad \text{en metros}$$

siendo:

$$W = \sqrt{P_r^2 + F_r^2}$$

$$E = 2.1 \times 10^{10} \text{ kg/m}^2$$

I es el momento de inercia de la sección del eje, en m⁴

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Se recomienda que la velocidad crítica sea un 40 o/o, superior a la velocidad de embalamiento de la turbina.

3.4 Diseño del Soporte de Rodamiento

Para el diseño del soporte de rodamiento se requiere realizar previamente una selección del rodamiento. Esta selección se realiza determinando la capacidad de base dinámica requerida:

$$C = (X F_r + Y F_a) \left| \frac{60 N L_h}{10^6} \right| P$$

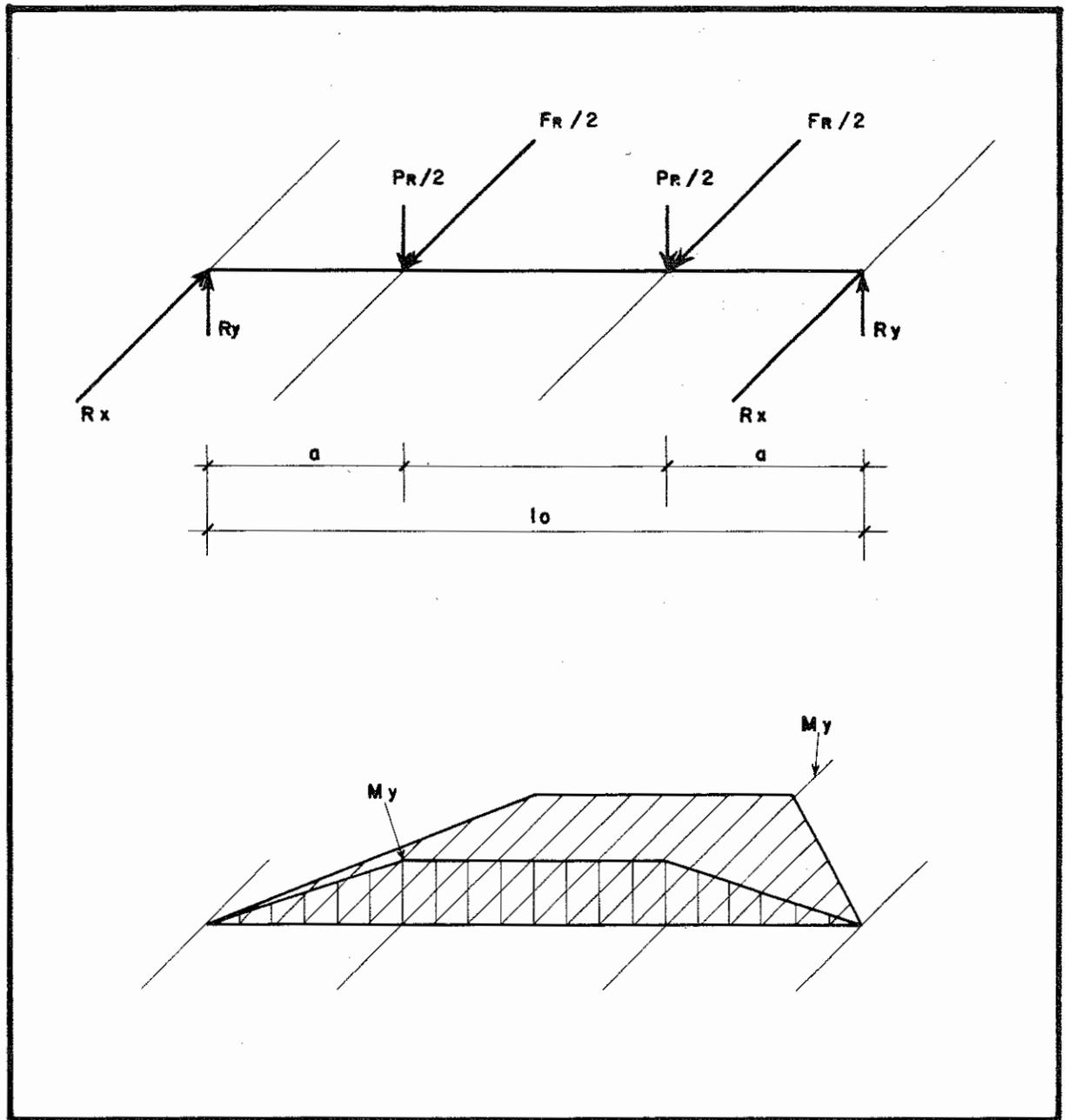


DIAGRAMA DE FUERZAS Y MOMENTOS EN
EL EJE DE LA TURBINA

FIGURA N° 12

donde:

- C es la capacidad de base dinámica mínima requerida para el rodamiento, expresada en kg.
X es el coeficiente radial del rodamiento considerado como 1.
Y es el coeficiente axial del rodamiento que para el caso de la turbina no se utiliza por no existir carga axial F_a .
N es el número de revoluciones por minuto a los que gira la turbina.
 L_h es la duración nominal en horas de funcionamiento.
p es 1/3 para rodamientos de bolas y 3/10 para rodamiento de rodillos.
 F_r es la carga radial sobre el rodamiento, determinada del diagrama de Fuerzas y Momentos de la figura No. 12.

$$F_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

Con la capacidad de base dinámica, el diámetro del eje obtenido y el número máximo de revoluciones a los que girará la turbina se realiza la selección de rodamiento en los catálogos comerciales.

Con las dimensiones del rodamiento encontradas en el catálogo, se diseña el soporte de rodamiento, considerando un sistema de montaje simple y que permita evitar la entrada de agua a los rodamientos. En el plano TM-05-01 se presenta el diseño de un soporte de rodamiento, donde se puede observar que se ha previsto el alojamiento de dos retenes o sellos, uno para agua y otro para grasa, entre ellos se ha diseñado una trampa de agua que impide la entrada de agua a los rodamientos.

3.5 Diseño del Mecanismo de Regulación

Como se mencionó en los capítulos anteriores, el inyector de la turbina Michell—Banki se puede diseñar con uno o dos compartimentos. En los casos en que el inyector se diseña con un compartimento el mecanismo de regulación consiste en sólo una palanca instalada en el eje del álabe directriz que se acopla directamente al regulador de velocidad. Cuando el inyector se diseña con dos compartimentos es necesario diseñar un mecanismo de regulación que combine los procesos de apertura y cierre de ambos compartimentos, a fin de obtener buenas eficiencias cuando la turbina opera a carga parcial.

En los planos de la serie TM-06 se puede observar el diseño de detalle de las piezas que ensambladas conforman el mecanismo de regulación. Estas piezas son: Soporte de levas, levas, y brazos de palanca.

En los planos TM-06-03 y TM-06-04 se puede observar las dimensiones de las levas de regulación, utilizadas en aquellas turbinas con inyectores de dos compartimentos, donde uno de ellos posee una dimensión de ancho igual a la mitad del otro. El canal de estas levas están diseñadas para que el proceso de apertura se realice en tres etapas.

—En la primera etapa el inyector mantiene el compartimento más grande completamente cerrado, mientras el compartimento pequeño inicia su apertura total.

—En la segunda etapa el inyector opera cerrando el compartimento pequeño y simultáneamente el compartimento grande inicia su proceso de apertura.

—En la tercera etapa el inyector mantiene el compartimento más grande completa-

mente abierto, mientras el compartimento pequeño inicia nuevamente el proceso de apertura, quedando al final ambos compartimentos completamente abiertos.

El plano TM-06-03 corresponde a la leva que regula el compartimento más grande y el plano TM-06-04 corresponde a la leva que regula el compartimento pequeño.

En los planos TM-06-07 y TM-06-08 se muestran las levas de regulación para aquellos inyectores que poseen dos compartimentos iguales. En este caso la regulación se realiza en dos etapas:

—En la primera etapa el inyector mantiene uno de los compartimentos cerrado, mientras el otro realiza el proceso de apertura.

—En la segunda etapa el inyector mantiene uno de los compartimentos abierto, mientras el otro realiza el proceso de apertura, quedando finalmente ambos compartimentos completamente abiertos.

El proceso de cierre al igual que en el caso anterior se realiza en forma inversa a lo indicado.

En el plano TM-01-01 se puede observar que al girar la leva de regulación, ésta hace rodar al rodamiento ubicado en el extremo del brazo principal, produciéndose el giro de éste, con lo cual se acciona la palanca del álabe directriz en el inyector, lo mismo ocurre en el lado posterior donde se ubica la palanca del álabe directriz del otro compartimento.

Para seleccionar el rodamiento que se desplaza por el canal de las levas se requiere determinar la fuerza radial que actúa sobre él. Esta fuerza se puede determinar en base al análisis de los brazos de palanca partiendo de la fórmula del torque máximo requerido para girar el álabe directriz. Determinada la fuerza radial sobre el rodamiento se procederá a seleccionarlo en la misma forma en que se seleccionan los rodamientos de la turbina.

El diseño de detalle de los brazos de palanca se pueden observar en el plano TM-06-06. El sistema de barra roscada y tuerca, ubicados en la palanca de regulación del inyector y en el brazo secundario, se ha realizado con el fin de afinar la dimensión en el momento del ensamble. Las dimensiones de la sección de los brazos de palanca se pueden calcular considerando barras sometidas a tracción y flexión.

El plano TM-06-01 nos muestra el ensamble de la estructura que soporta las levas de regulación, la misma que está diseñada para alojar los cojinetes de deslizamiento de bronce fosforoso en un tubo mecánico y en donde se ubica el pivote del brazo principal.

En el plano TM-06-02 se puede observar las dimensiones de las estructuras base, que se podrán fabricar con plancha de acero estructural.

El eje que soporta las levas del mecanismo de regulación y que se acoplará al regulador de velocidad se diseña considerando el diagrama de fuerzas de la figura mostrada en la figura No. 13, y aplicando la fórmula de la ASME.

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_d} \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T_{\max})^2}$$

$$M_{\max} = aF$$

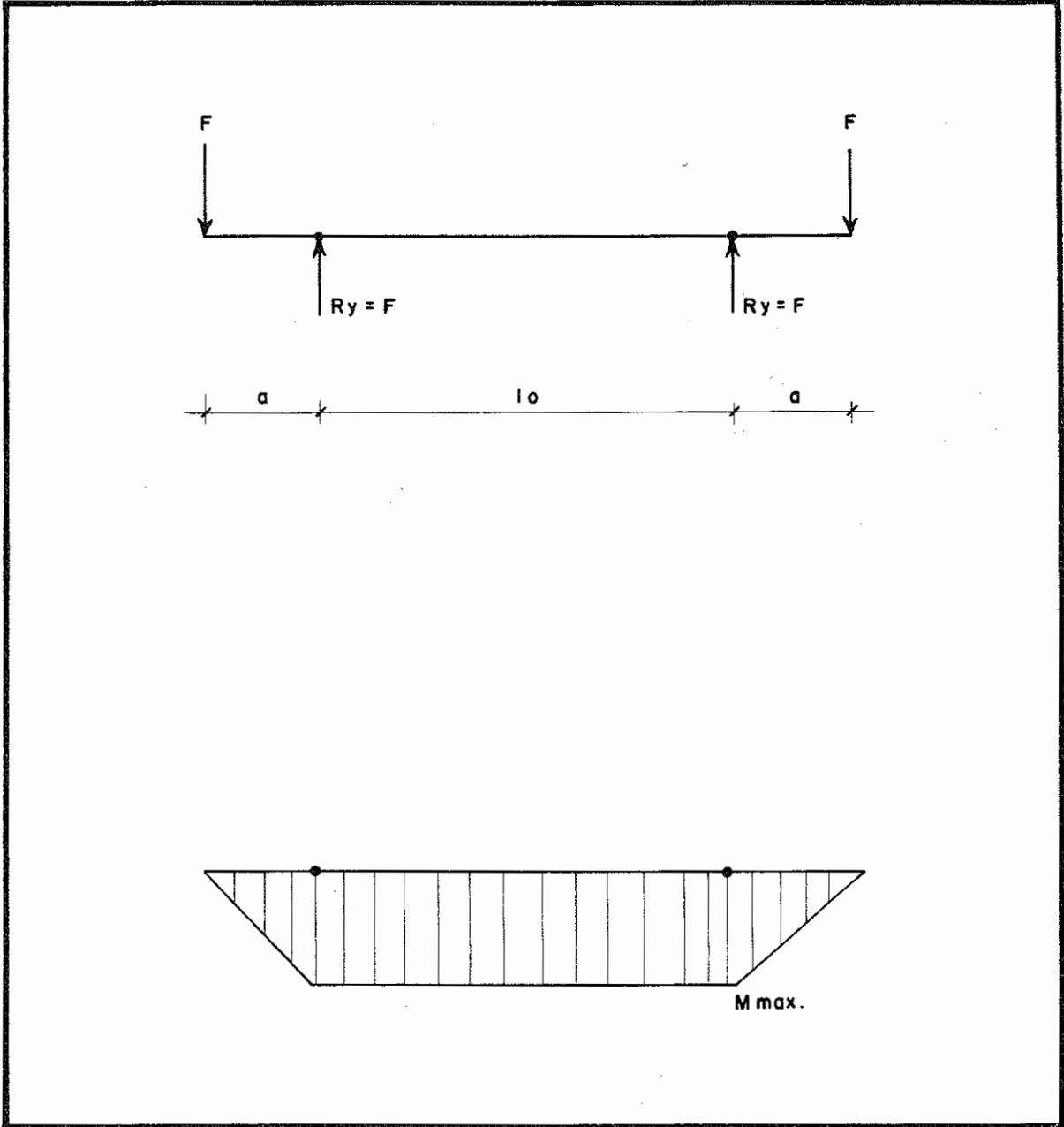


DIAGRAMA DE FUERZAS Y MOMENTOS DEL
EJE DE LEVAS DE REGULACION

FIGURA N° 13

donde:

- F es la fuerza radial ejercida en el rodamiento que se desplaza por el canal de la leva de regulación, encontrada del análisis de fuerzas en los brazos de palanca del mecanismo de regulación.
- El torque – Tmax, se puede considerar despreciable
- El factor – Km, se considera igual a 1, con lo cual:

$$d^3 = \frac{16aF}{\pi Sd}$$

El escalonamiento en este eje se realiza considerando su ensamble con los cojinetes de deslizamiento y las levas de regulación.

Los cojinetes de deslizamiento se diseñan considerando la fuerza F, como carga radial, no existiendo carga axial.

El diseño del mecanismo de regulación se concluye al determinar las dimensiones de los pasadores comerciales que se utilizan en las uniones de los brazos de palanca.

3.6 Diseño de la Carcasa

En el plano TM-07-01 y TM-07-02 se muestran las alternativas de diseño de detalle de la carcasa. En ellos se puede observar que los agujeros de las bridas se han diseñado en forma alargada, con el objeto de obtener un ajuste hermético en el ensamble con las demás piezas de la turbina.

4. ESTANDARIZACION Y SELECCION

Una vez conocido el diseño de la turbina Michell—Banki se pueden establecer criterios para definir una serie estandarizada de este tipo de turbinas, para seleccionarla y en algunos casos para reubicarla, en un proyecto específico.

En la actualidad muchos fabricantes de turbinas han optado por definir series estandarizadas, que les dan la ventaja de optimizar los diseños, pudiendo con ello reducir los costos de ingeniería y fabricación. La estandarización posibilita al ingeniero proyectista realizar una adecuada selección de la turbina y con conocimientos básicos de su diseño está también en capacidad de reubicar esta turbina en otros proyectos.

4.1 Estandarización

La estandarización de turbinas Michell—Banki consiste en diseñar un número adecuado de turbinas, de tal modo que se complementen en su campo de aplicación y que en su conjunto cubran el rango de aplicación de este tipo de turbina.

Para establecer series de turbinas estandarizadas, se puede utilizar la fórmula del número específico de revoluciones expresado en función del caudal Q;

$$Nq = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

En donde remplazamos el valor del número óptimo de revoluciones de la turbina;

$$N = \frac{39.85\sqrt{H}}{De}$$

donde:

De es el diámetro del rodete expresado en metros, al igual que el salto neto H.

Con estas dos expresiones obtenemos el número específico de revoluciones Nq, expresado en función del diámetro del rodete.

$$Nq = \frac{39.85 Q^{1/2}}{De H^{1/4}}$$

De esta expresión deducimos que cuando se diseña una turbina Michell—Banki para una determinada condición de salto y caudal, al asumir el diámetro de rodete, estamos definiendo un número específico de revoluciones que corresponden a las dimensiones de la turbina. Por tal motivo, desde el punto de vista hidráulico, la turbina podría operar en todas las combinaciones de salto y caudal que cumplan con la siguiente expresión:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left| \frac{De Nq}{K} \right|^2 = \text{constante}$$

Si la misma turbina la operamos a carga parcial, se podría satisfacer mayores combinaciones de salto y caudal, tal como se puede apreciar en la figura No. 14.

De esta forma se pueden diseñar otras turbinas que se complementen en su aplicación y con ello se conseguiría cubrir el rango de aplicación de la turbina Michell—

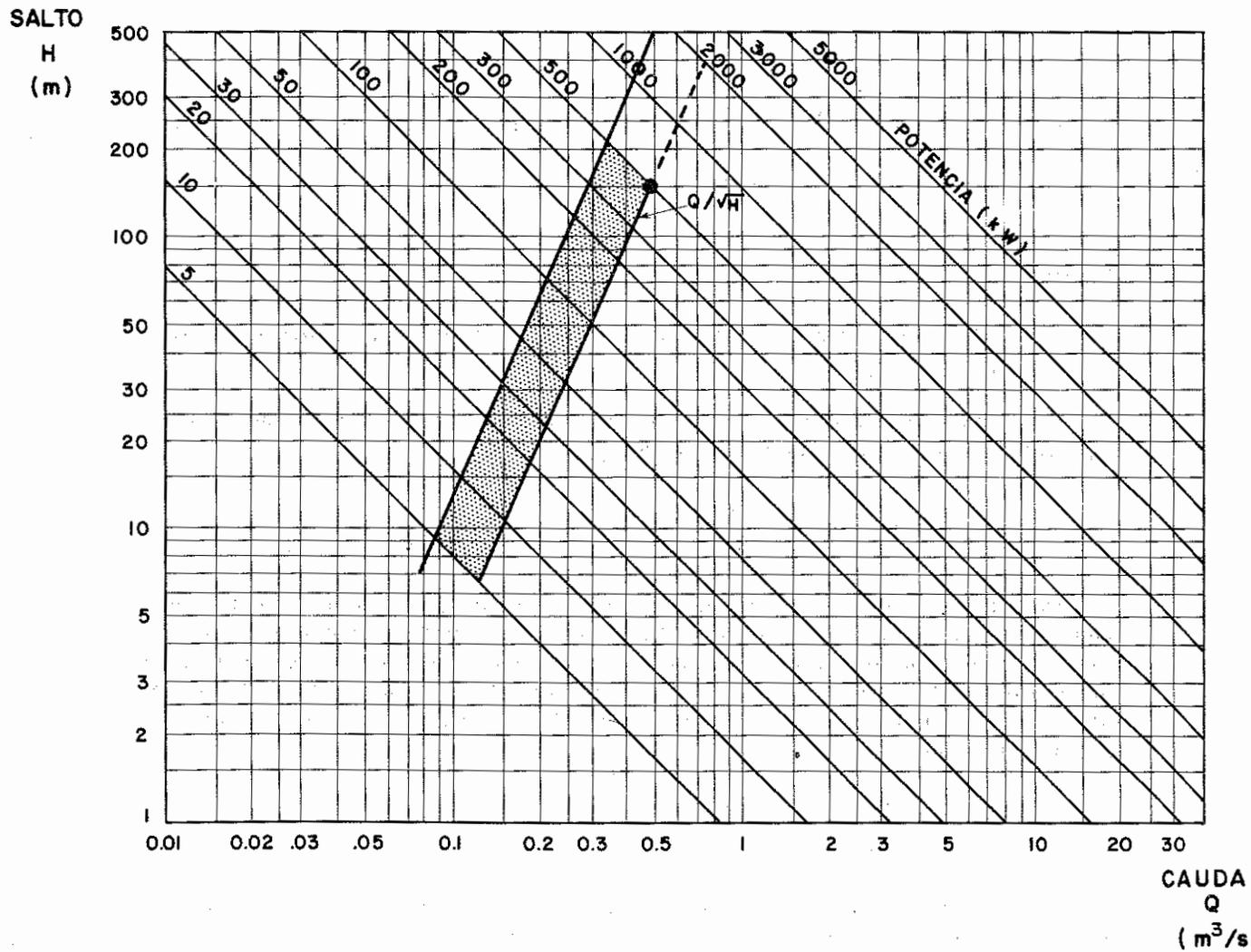


FIGURA Nº 14

Banki. En la figura No. 15, se puede observar que cada área corresponde al campo de aplicación de una turbina estandar.

En este caso se considera una transmisión entre la turbina y el generador a través de bandas o engranajes. Cuando se desee utilizar una transmisión con acoplamiento directo, será necesario subdividir el campo de aplicación utilizando diferentes diámetros de rodete, de acuerdo a las velocidades síncronas del generador.

Para definir el número total de áreas de aplicación de turbinas estandarizadas, es necesario definir el límite inferior del porcentaje de carga parcial, con que se recomienda operar la turbina cuando satisfaga la máxima demanda de diseño que le corresponde en la central. Este porcentaje se puede deducir de la curva característica de la eficiencia de la turbina a carga parcial y considerando que la máxima demanda se presentará después de 15 o 20 años de instalada la turbina según la proyección de demanda realizada para el proyecto.

En el caso de la turbina Michell—Banki, la estandarización debe considerar que por razones mecánicas y geométricas existe un límite máximo del diámetro del eje del álabe directriz del inyector que a su vez define un ancho máximo de inyector para cada diámetro de rodete asumido.

También es necesario resaltar que la estandarización de turbinas Michell—Banki presenta la ventaja de poder establecer, para cada diámetro de rodete estandar, varios anchos de inyector, que a su vez definen los tamaños de cada turbina estandar. Es así que a manera de ejemplo se ha realizado una estandarización de turbinas Michell—Banki, donde se definen ocho tamaños de turbinas, cuyo rango de aplicación se puede observar en la figura No. 15. Las dimensiones principales de estas turbinas estandar se han incluido en los planos y tablas del anexo del manual.

Esta estandarización ha considerado como límite superior un salto máximo de 100 metros y las unidades no desarrollan más de 1000 kW de potencia que entrega el generador al sistema eléctrico.

Cabe señalar que la estandarización realizada, ha contemplado una transmisión por bandas o engranajes entre la turbina y el generador, y a su vez de acuerdo al salto con que opera cada turbina, esta giraría a diferentes números de revoluciones. También se indica que las dimensiones indicadas en las tablas del anexo corresponden a las obtenidas del cálculo mecánico considerando las condiciones más desfavorables del producto $Q\sqrt{H}$ que, como se puede observar en el capítulo anterior, es la que define los esfuerzos mecánicos en cada componente de la turbina. Esto nos indica que se pueden obtener varios diámetros del eje, para la misma geometría de la turbina, en función del salto con que se le instale.

4.2 Selección y Reubicación

Cuando se dispone de catálogos con gráficos similares al indicado en la figura No. 15, la selección de la turbina Michell—Banki se realiza intersectando los datos de salto y caudal del proyecto.

Para determinar el número de unidades que se instalarán en una central, es necesario considerar el estudio de evaluación de demanda del proyecto, porque en él se determinará el porcentaje de carga parcial con que operará la turbina cuando alcance la máxima demanda diaria el año inicial y si éste porcentaje de carga parcial es superior a 30 o/o se recomienda utilizar una sola unidad, en caso de ser superior al 15 o/o se puede utilizar dos unidades y en casos excepcionales cuando esta relación es de 7.5 o/o se podría utilizar tres unidades. Estas recomendaciones se basan en el análisis

sis de las curvas características de la eficiencia de la turbina a carga parcial y las variaciones de carga que se observan en los diagramas de cargas típicas para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

Cuando no se dispone de catálogos que incluyen gráficos como el indicado, se recomienda solicitar la turbina al proveedor de equipos, dándole los siguientes datos:

- a) Potencia al freno de la turbina
- b) Salto neto de la central
- c) Número de unidades requeridas
- d) Sistema de regulación de velocidad requerido y,
- e) Características físicas y químicas del agua (cantidad de sólidos, grado de acidés, etc.).

Asimismo se solicitará a los fabricantes, que en la cotización se incluyan los siguientes datos técnicos:

- Potencia al freno de la turbina
- Salto neto que aprovecha
- Caudal máximo requerido para su operación a plena carga
- Velocidad óptima de giro
- Eficiencia
- Curvas de funcionamiento a carga parcial
- Inercia $G D^2$
- Peso y dimensiones generales
- Materiales de sus componentes, tales como: el rodete, tobera o álabe directriz, eje, carcasa, etc.
- Facilidades y disponibilidades de repuestos
- Instrumentación requerida para su operación
- Tipo de herramientas requeridas para su mantenimiento

Finalmente la selección definitiva de la turbina resultaría de una evaluación técnica—económica que tomará en cuenta los siguientes criterios:

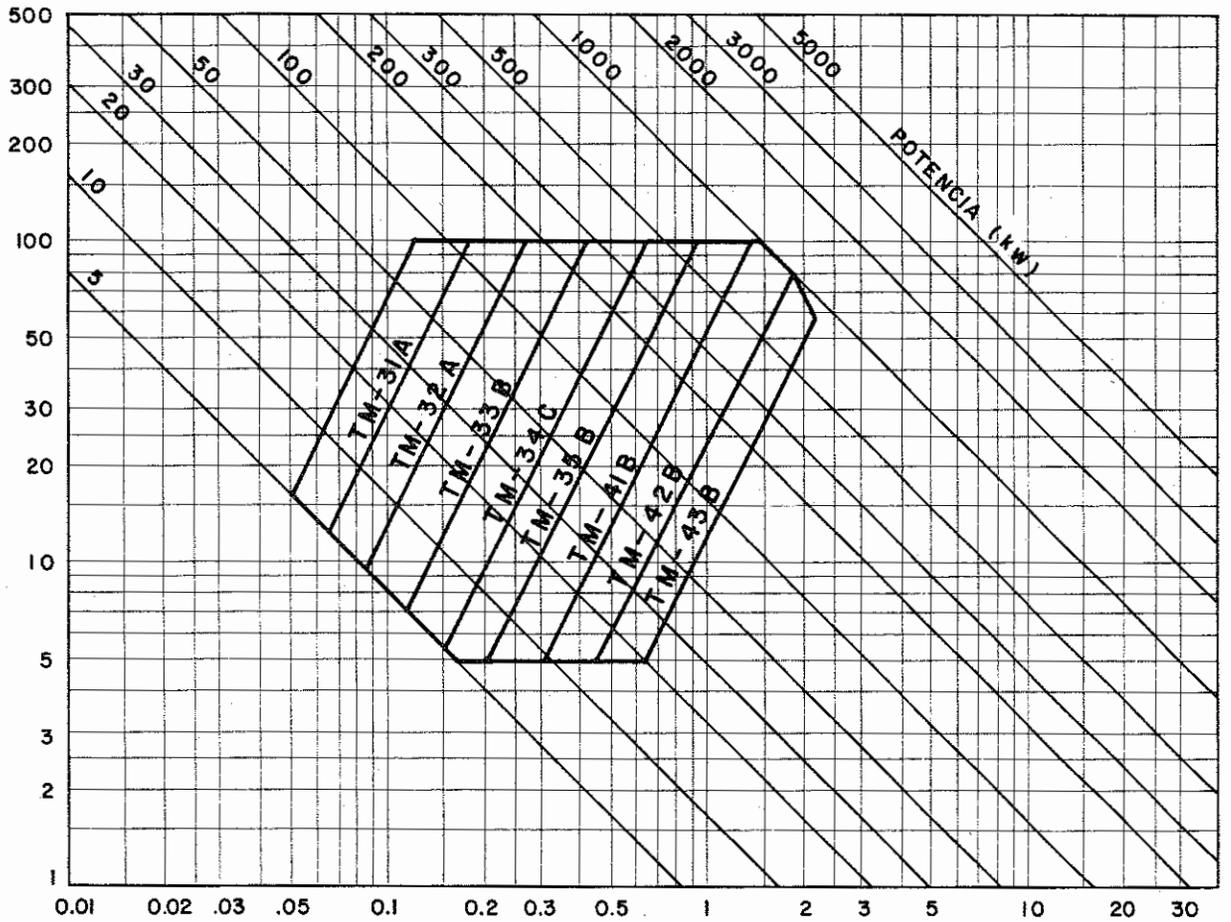
- Costos de inversión y facilidades de pago
- Plazo de entrega
- Costo de los repuestos
- Eficiencia
- Posibilidades de obtener o fabricar localmente los repuestos
- Antecedente de vida útil de otras turbinas producidas por el fabricante
- Infraestructura requerida para su mantenimiento
- Complejidad de su operación

Un caso particular de selección de turbinas ocurre cuando ésta no se adquiere de un fabricante o proveedor, sino se selecciona de un grupo de turbinas que estando en buenas condiciones, están fuera de servicio porque la central hidroeléctrica donde operaban, fue ampliada o sustituida por una subestación de un sistema eléctrico. En estos casos la turbina se le reubicará e instalará en un nuevo proyecto.

A diferencia de los generadores eléctricos, para reubicar una turbina además del dato de potencia al freno, es indispensable conocer también las condiciones de salto o caudal máximo con que operó inicialmente. Esto se puede comprobar si observamos la figura No. 16, en donde se muestra el gráfico caudal—salto donde se incluyen las curvas de potencia y de operación a máxima carga que puede realizar una turbina geoméricamente determinada.

Para conocer si una turbina está en condiciones de reubicarse en un proyecto

SALTO
H
(m)



CAUDAL
Q
(m³/s)

DIAGRAMA PARA SELECCIONAR TURBINAS
MICHELL-BANKI ESTANDARIZADAS

FIGURA Nº 15

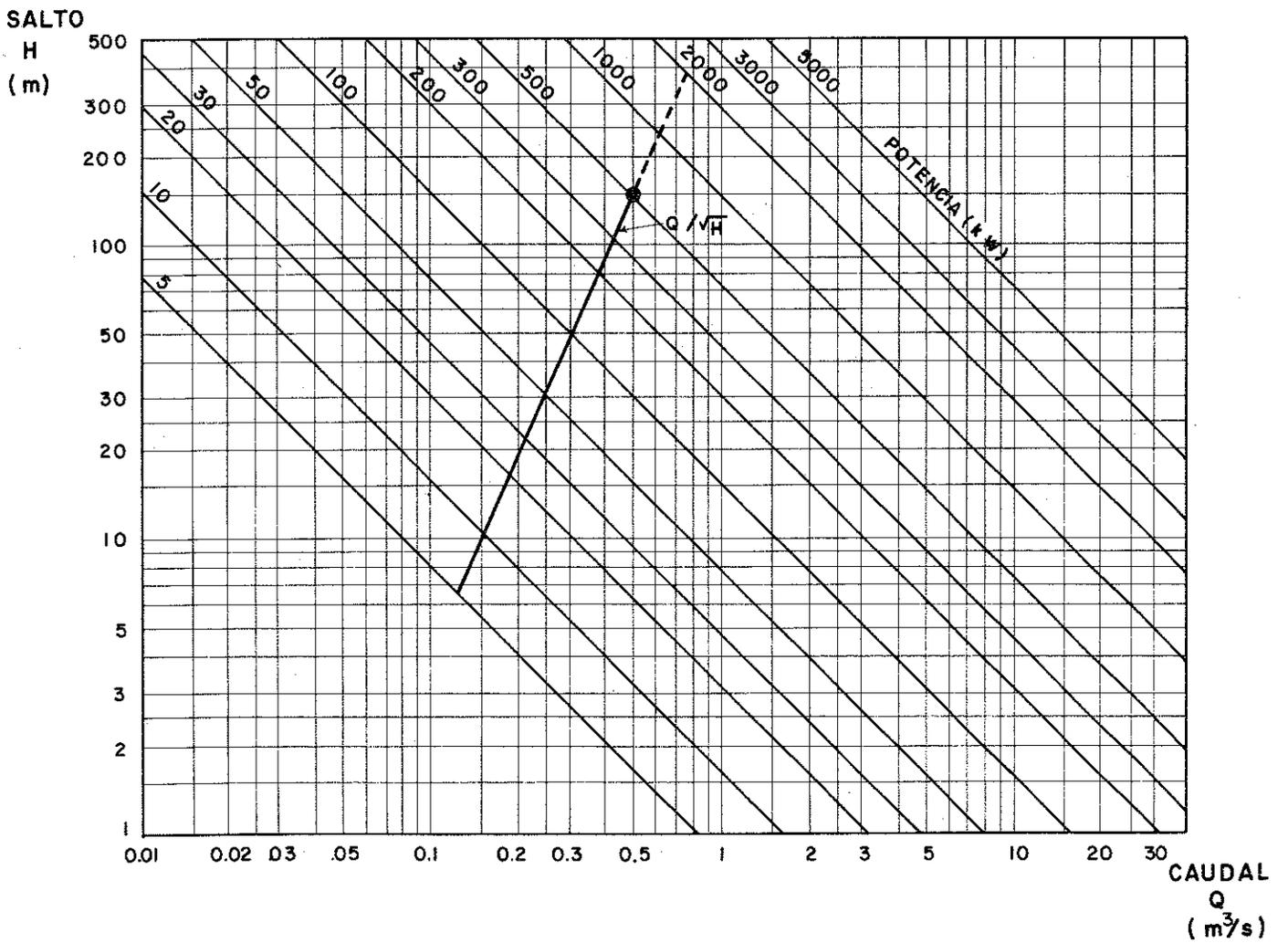
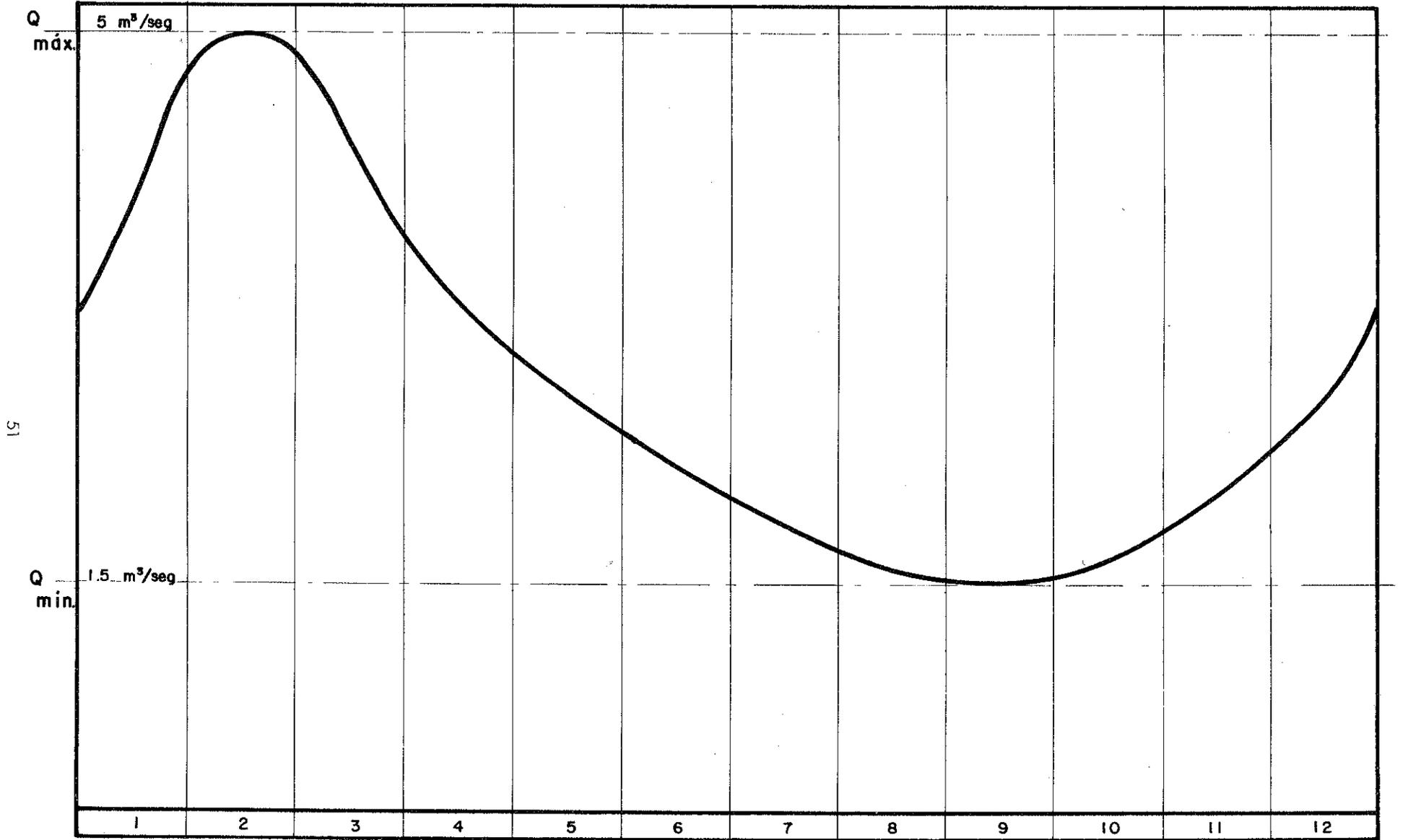


FIGURA Nº 16

CAUDAL



MES

FIGURA Nº 1A

hidroeléctrico, se requiere realizar dos comprobaciones: una de tipo hidráulico, por medio de la cual se determina si la geometría de la turbina permite satisfacer las condiciones de salto y caudal del proyecto, y la otra de tipo mecánico que nos permite determinar si los materiales utilizados en la turbina poseen la resistencia suficiente para soportar las nuevas condiciones de operación.

La comprobación de tipo hidráulico se puede realizar con el siguiente procedimiento:

—Cuando se conocen los datos de salto y potencia o caudal con que operó la turbina, se determina la característica Q/\sqrt{H} de la misma. En el caso de desconocer estos datos, será necesario determinarlos en base a la geometría del rodete, para lo cual se procederá a un rediseño de la turbina.

—Con los datos de salto y caudal del proyecto donde se reubicará la turbina, se determina la característica Q/\sqrt{H} del proyecto, para luego compararla con la característica obtenida para la turbina.

—La turbina podrá ser de utilidad en el proyecto si el porcentaje obtenido de la relación:

$$\text{o/o} = \left| \frac{Q/\sqrt{H} \text{ del proyecto}}{Q/\sqrt{H} \text{ de la turbina}} \right| \quad 100$$

es menor que el 100 o/o. Este porcentaje representa el porcentaje de carga parcial con que operará la turbina cuando se satisfaga la potencia de diseño del proyecto.

—Para seleccionar la turbina se requerirá determinar, con ayuda de las curvas de funcionamiento a carga parcial de las turbinas, si el porcentaje de carga máxima al que llegará la turbina cuando desarrolle la potencia de diseño del proyecto, nos garantiza una buena eficiencia de operación.

La comprobación del tipo mecánico consiste en realizar el rediseño mecánico de la turbina y sólo será necesario cuando la potencia de diseño del proyecto sea mayor que la potencia máxima que desarrolló la turbina en su instalación inicial. El rediseño mecánico considerará principalmente el cálculo del eje por velocidad crítica, teniendo presente que la turbina operará con otro salto y por consiguiente tendrá una nueva velocidad óptima de giro.

Cuando se reubica la turbina también se deberá diseñar el sistema de transmisión para acoplarla al generador, de tal forma que se garantice la operación de la turbina en su velocidad óptima.

5. RECOMENDACIONES PARA LA FABRICACION

La última etapa de diseño de una turbina consiste en la elaboración de los planos de fabricación, los cuales transmiten al fabricante todas las indicaciones y especificaciones necesarias para producir cada pieza que conforma la turbina. Estas especificaciones son: El material con que se producirá cada pieza, las especificaciones de tolerancias y acabados de las mismas y el proceso productivo que se deberá seguir para obtener cada pieza.

Para fabricar turbinas del tipo Michell—Banki se requiere un taller metal mecánico que cuente con máquinas—herramientas tales como: Torno, Fresa, Prensa, Taladro y Cepillo. También se requiere que el personal de soldadura tenga experiencia en trabajos con acero inoxidable. Como se detallarán más adelante, existen algunas piezas que se pueden producir mediante un proceso de fundición, por lo tanto el taller metal mecánico deberá contar con la infraestructura necesaria para este proceso o deberá subcontratar la producción de estas piezas con un taller especializado.

A continuación se dan una serie de recomendaciones y alternativas para la producción industrial de cada una de las piezas que conforman la turbina Michell—Banki.

5.1 Fabricación del Inyector

Para fabricar el inyector de la turbina Michell—Banki se recomienda utilizar materiales similares a los indicados en la tabla No. 3.

La estructura del inyector se puede producir en base a planchas curvadas y soldadas o mediante un proceso de fundición dándole un acabado final a mano. En el caso de producirse en base a planchas curvadas y soldadas, puede utilizarse acero estructural para las bridas y paredes laterales donde se alojan los soportes de rodamientos, el resto de la estructura se fabricaría con acero inoxidable.

Para producir el álabe directriz del inyector se recomienda utilizar el proceso de fundición, posteriormente se le dará un acabado superficial para obtener una superficie lisa que evite puntos cavitantes. No se recomienda fabricarlo en base a planchas curvadas y soldadas porque por ser un elemento pequeño su fabricación se complica.

Los soportes de cojinetes laterales y centrales, son piezas que se deberán producir mediante un proceso de fundición, las dimensiones finales se obtendrán con un proceso de maquinado en máquinas—herramientas. El material que se utilizará para producirlos será el mismo utilizado para la estructura del inyector.

La prensa—estopa es una pieza sencilla que se recomienda producir por fundición, utilizando hierro como material.

Los cojinetes son anillos de bronce fosforoso que van montados en el soporte y su fabricación no es compleja, sólo requieren un buen acabado superficial con tolerancias adecuadas.

Cuando se diseñan inyectores de dos compartimentos se utiliza el divisor de flujo, el cual puede fabricarse en base a planchas soldadas y curvadas, utilizando como material acero inoxidable.

Definidas las alternativas de producción de las diferentes piezas que conforman el inyector de la turbina Michell—Banki se pueden elaborar los planos de fabricación, que deberán tener las siguientes características:

—Deberá presentarse un plano de montaje general del inyector donde se hará referencia a los planos donde se detallan las especificaciones, tolerancias y acabados de cada pieza del inyector. En este plano se deberá incluir un listado de elementos de máquinas que intervienen en el montaje, cabe decir: Pernos, arandelas, empaquetaduras, etc. También se deberán incluir detalles de montaje y se deberán especificar las tolerancias requeridas.

—El plano de la pieza denominada estructura del inyector deberá indicar los niveles de acabados y las especificaciones de tolerancias en cada dimensión. En el caso de fabricarse mediante planchas curvadas y soldadas se deberán indicar detalles y especificaciones de las uniones con soldadura, así como el electrodo que se recomienda utilizar al momento de soldar. Cuando se fabrique con un proceso de fundición, se deberán incluir las dimensiones finales de la pieza y se deberá adicionar planos del modelo que se utilizará en este proceso. En el listado de materiales se deberá indicar las especificaciones del material que se utilizará en la fabricación de la pieza.

—El plano del álabe directriz deberá indicar los niveles de acabado y tolerancias que deberán tener las dimensiones finales de esta pieza, estas tolerancias deberán compatibilizarse con las tolerancias de los agujeros de las piezas donde va ensamblado el álabe. En el listado de materiales se deberá indicar las especificaciones de material con que se fabricará esta pieza. También será necesario incluir otro plano del modelo que se utilizará para su producción mediante el proceso de fundición.

—El plano de fabricación de los soportes de cojinetes deberá indicar claramente los niveles de acabados y las tolerancias que se requieren para su ensamble con las demás piezas. En el listado de materiales se indicará la especificación del material con que se deberá producir estas piezas.

—El plano de la pieza denominada prensa—estopa deberá poseer las mismas características del plano anterior, lo mismo sucede con los planos de los cojinetes y el divisor de flujo.

5.2 Fabricación del Rodete

Como se indicó en el diseño de detalle los elementos que conforman el rodete son: Los álabes, los discos y los cubos; para los dos primeros se podrá utilizar un material igual o similar a los indicados en la tabla 3.3 y para el último se puede utilizar acero estructural en los casos en que el rodete se fabrique en base a planchas soldadas.

La fundición es una alternativa de fabricación del rodete Michell—Banki pero presenta la desventaja de que por ser una pieza muy pequeña su acabado final es muy complicado y costoso, es por ello que se recomienda el proceso de fabricación basado en planchas de acero inoxidable soldadas.

Cuando se fabrica el rodete con un proceso de soldadura se recomienda fresar en el disco los perfiles de los álabes para luego de ensamblados, efectuar una soldadura exterior en el rodete para fijarlos al disco. Luego se montará el cubo del rodete en el disco, realizando previamente un maquinado que garantice el centrado del cubo en el disco, para finalmente realizar un maquinado final en la parte exterior del rodete que nos permita garantizar su dimensión final.

En algunos casos el rodete se diseña con disco intermedio a fin de reducir los esfuerzos en los álabes, el montaje del mismo será similar a los discos laterales, o sea fresando previamente los perfiles de los álabes y después de ensamblado efectuar una soldadura interior.

Los planos de fabricación del rodete deberán poseer las siguientes características:

—Se deberá presentar un plano de ensamble general donde se indiquen las dimensiones finales y las tolerancias de las mismas que deberá tener el rodete. También se incluirán detalles de la unión por soldadura de los álabes al disco y de éste último al cubo.

—El plano del álabe deberá indicar las tolerancias del radio y el ángulo de curvaturas, siendo preferible dimensionar el ángulo con un grado en exceso a fin de que al dar el acabado final al rodete se pueda obtener el diámetro final deseado.

—En el plano de los discos se deberá indicar el radio de centros de curvatura que servirán de guía para realizar un adecuado fresado de los canales donde se montarán los álabes. Al especificar el ancho del canal se deberá indicar la tolerancia deseada. Al igual que en el caso anterior se recomienda dimensionar con 2 mm de exceso el diámetro del disco a fin de poder maquinarse, luego del ensamble general, el diámetro exterior y obtener la dimensión final deseada.

—El plano del cubo indicará las tolerancias de los agujeros para el montaje del eje y la tolerancia para un montaje a presión con el disco, facilitando así el proceso de soldadura final. También se deberá especificar el tipo de rosca que deberá tener el prisionero del cubo y los niveles de acabado del canal chavetero y agujero para el eje.

5.3 Fabricación del Eje Principal

El eje principal de la turbina Michell—Banki se puede fabricar con un acero para eje de acero al carbono que tenga una buena resistencia a los esfuerzos de flexión.

El plano de fabricación de este elemento deberá contener indicaciones relativas a tolerancias en el diámetro de cada escalonamiento, niveles de acados y radios de curvatura para cada cambio de sección.

En la parte del eje donde se montarán los cubos del rodete se recomienda considerar una tolerancia que permita un ajuste a presión en el montaje.

5.4 Fabricación de los Soportes de Rodamiento

Como se indicó en el diseño de detalle el soporte de rodamiento de la turbina Michell—Banki se puede fabricar mediante un proceso de fundición o soldando planchas a una pieza sólida hueca, tal como se muestra en el plano TM-05-01 del diseño de detalle.

Para fabricar esta pieza se puede utilizar hierro fundido y en caso de emplear planchas, acero estructural. Concluida la fabricación se recomienda realizar un tratamiento térmico a toda la pieza.

Los planos de fabricación deberán indicar las especificaciones de las tolerancias y los niveles de acabados, principalmente en la zona donde se aloja el rodamiento. En el caso de producirlo mediante un proceso de fundición se debe emplear fierro fundido gris y sólo se requiere maquinarse el interior del soporte, lo que se indicará en los planos. El listado de materias contendrá la especificación del material que se utilizará para su producción.

5.5 Fabricación del Mecanismo de Regulación

Como se indicó en el diseño de detalle el mecanismo de regulación lo conforman varias piezas, las cuales se podrán fabricar mediante un proceso de soldadura, utilizando acero estructural.

Los planos de fabricación deberán contener detalle de los tipos de uniones de soldadura utilizados en las piezas del mecanismo, así como en las zonas donde se requieren buenos acabados superficiales, se deberán indicar las tolerancias de las dimensiones.

5.6 Fabricación de la Carcasa

La fabricación de la carcasa de la turbina Michell—Banki se realiza con acero estructural y una vez terminado el proceso de fabricación con soldadura se le somete a un proceso de galvanizado, con lo cual se protege de la corrosión.

Los planos de fabricación deberán presentar detalle de las uniones con soldadura y las tolerancias de los agujeros, y las distancias entre los mismos.

Finalmente, la fabricación de la turbina culmina con el ensamble de todas las piezas, para lo cual será necesario elaborar un plano de montaje general donde se incluirá un listado de materiales complementarios que se requieren para el ensamble, cabe decir empaquetaduras, pernos, arandelas, retenes, etc.

ANEXO No. 1

EJEMPLO PRACTICO DE DISEÑO Y CALCULO DE UNA TURBINA MICHELL—BANKI

El presente anexo tiene por objeto ilustrar, a través de un ejemplo, el proceso de diseño y cálculo de una turbina Michell—Banki para un proyecto específico de una pequeña central hidroeléctrica.

En el proyecto hidroeléctrico seleccionado se realizó un estudio de evaluación de recursos, donde se indica que el salto que puede aprovechar la central es de 40 metros y que el caudal mínimo anual que puede captar la central es de 1.5 m³/seg, de acuerdo a una variación de caudal similar a la indicada en la figura No. 1A.

El estudio de evaluación de demanda determinó un crecimiento de la misma similar a la indicada en la figura No. 2A, siendo la demanda máxima diaria inicial de 80kW y alcanzando una potencia máxima diaria de 400 kW a los 25 años. Además se ha considerado que el diagrama de carga posee un factor de carga igual a 0.43.

Con estos datos se determinó que en la central convenía instalar dos unidades, debido a que la potencia máxima diaria inicial (80 kW) era un 20 o/o de la potencia máxima final de la central (400).

La selección del tipo de turbina se realizó considerando que la primera unidad alcanzaría su máxima potencia a los 12 años (200kW) según el crecimiento teórico de la demanda. Por lo tanto graficando en la figura 3A el diagrama de carga diaria de la primera unidad en función de la variación de la demanda eléctrica del año inicial y el año final, se determinó que la turbina Michell—Banki poseía mejor eficiencia media que la obtenida con una turbina Francis como se indica en la figura 4a. Con este análisis y considerando que la turbina Michell—Banki se fabrica con un menor costo que la turbina Francis, se seleccionaron para este proyecto dos unidades de turbinas Michell—Banki.

Con estos parámetros se inició el diseño de la turbina Michell—Banki determinando su potencia al freno, para lo cual se utilizó la fórmula:

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g \eta_{tr}}$$

en donde:

P_g es la potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico, o sea 200 kW.

η_g es la eficiencia de un generador de 200 kW, igual a 93 o/o

η_{tr} es la eficiencia de transmisión, considerando un sistema de bandas, o sea 95 o/o.

Reemplazando valores se obtuvo una potencia al freno de la turbina de 226.4 kW.

Con esta potencia se determina el caudal de diseño, el que se obtiene con la fórmula:

$$Q = \frac{P_T}{9.807 H \eta_T}$$

Sustituyendo el valor del salto $H = 40$ metros; la eficiencia a plena carga de la

CAUDAL

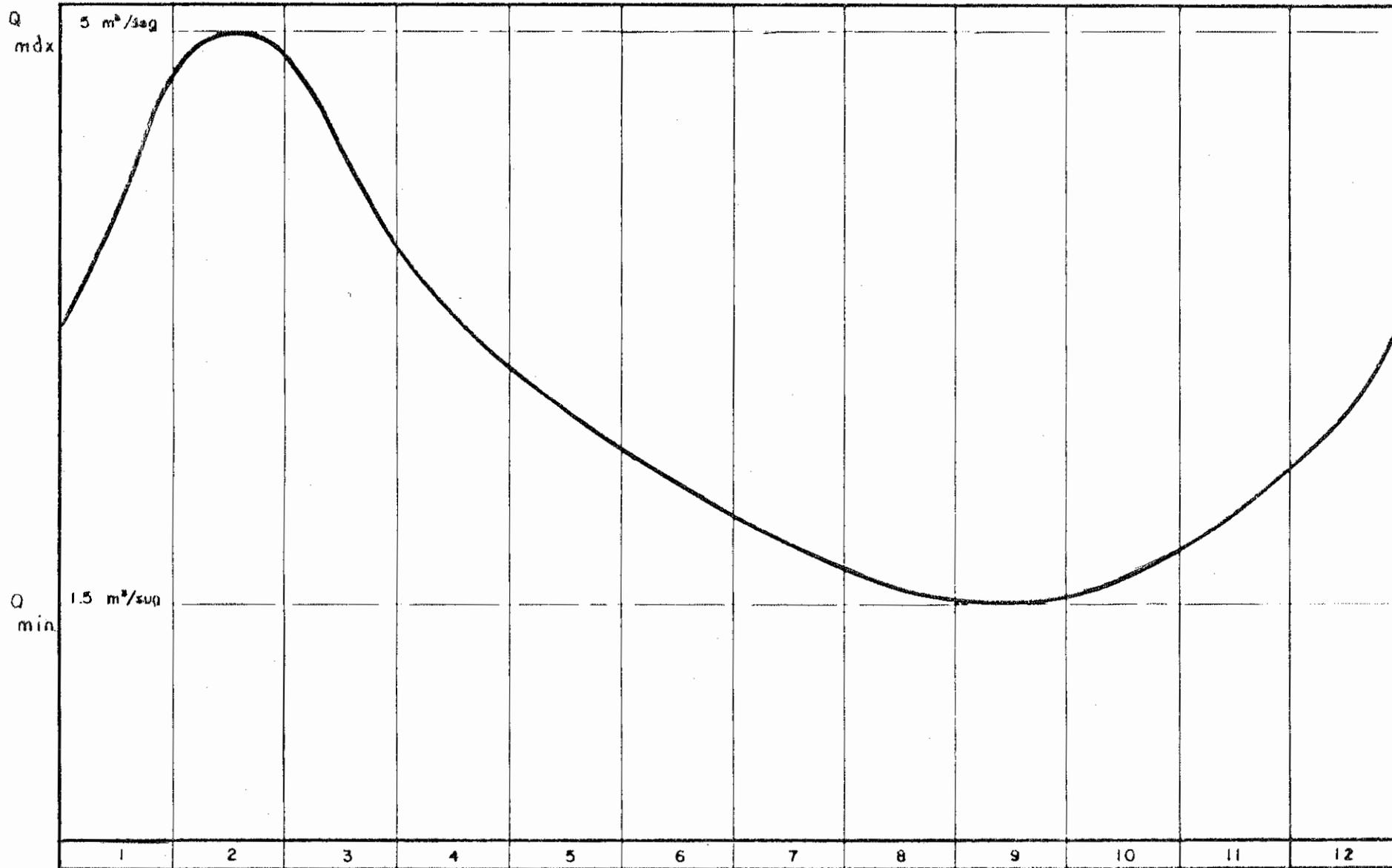
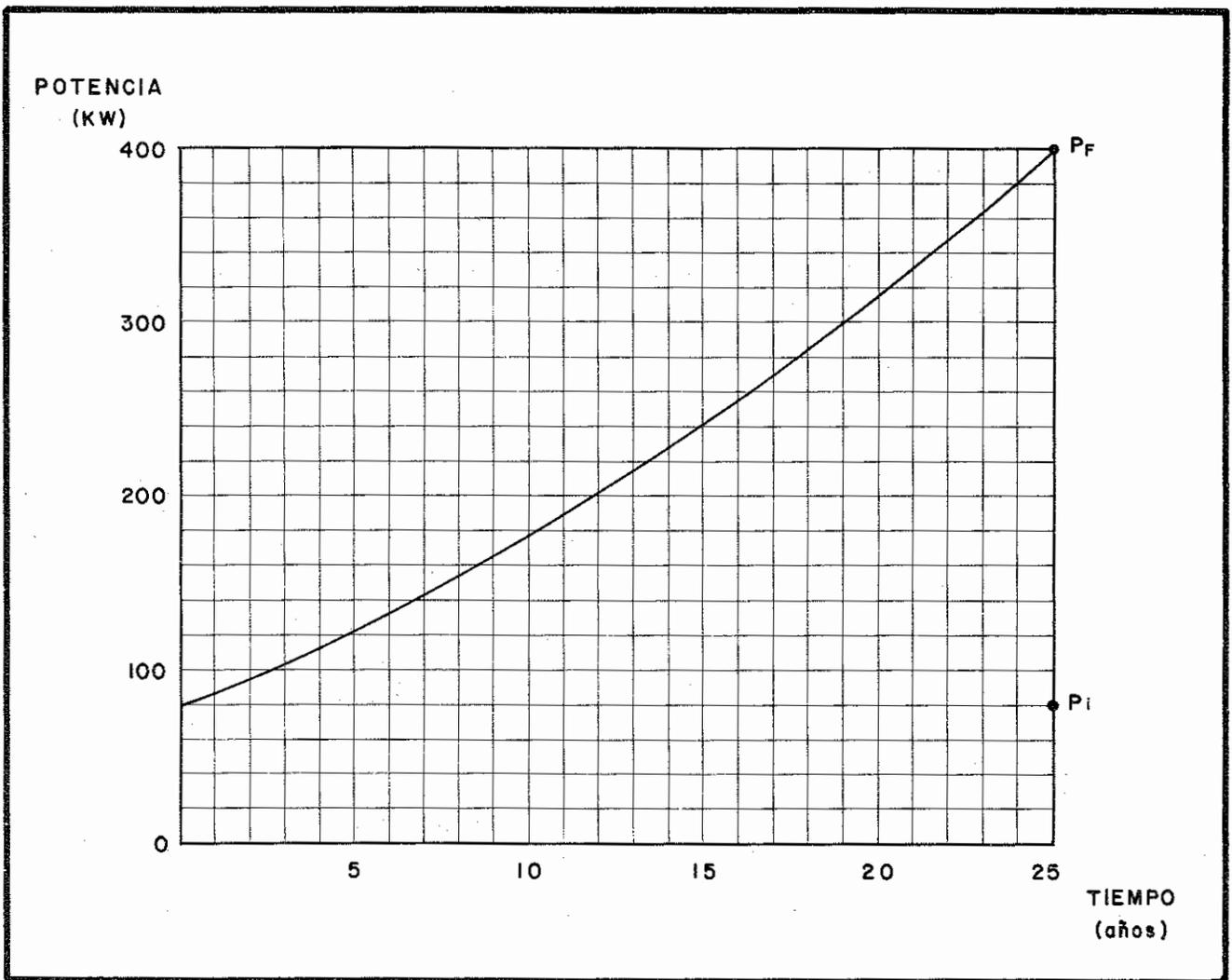


FIGURA N° 1A

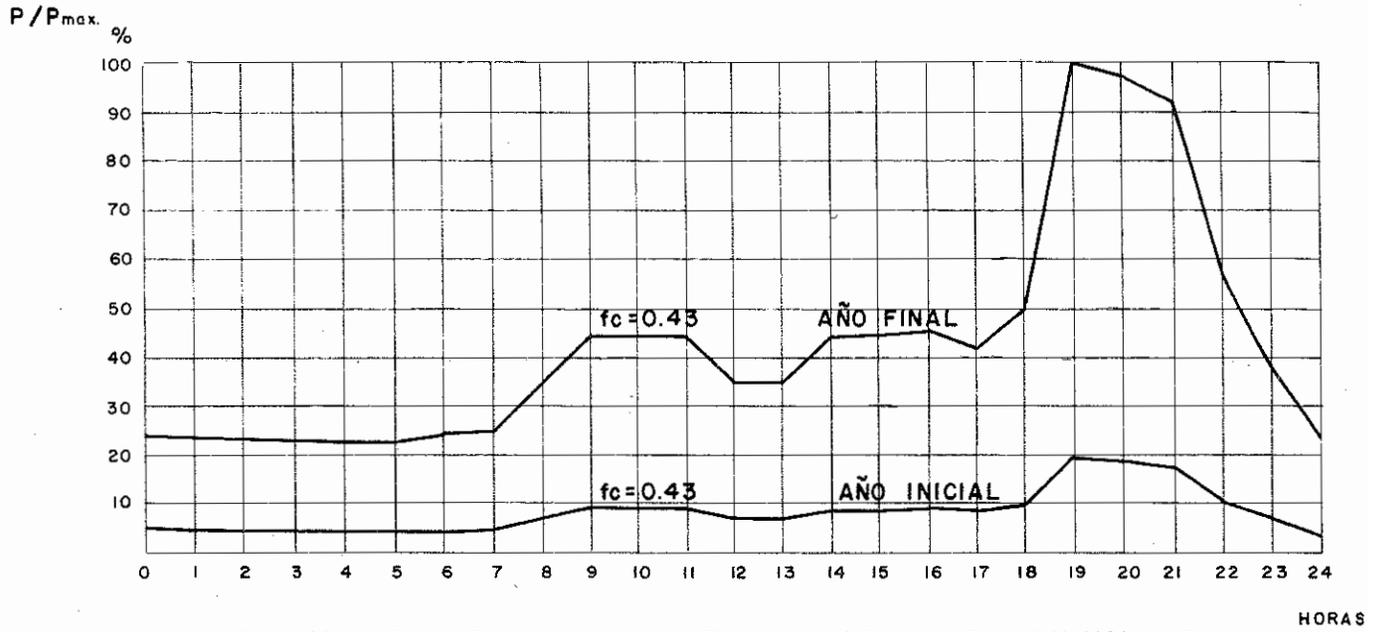
MES



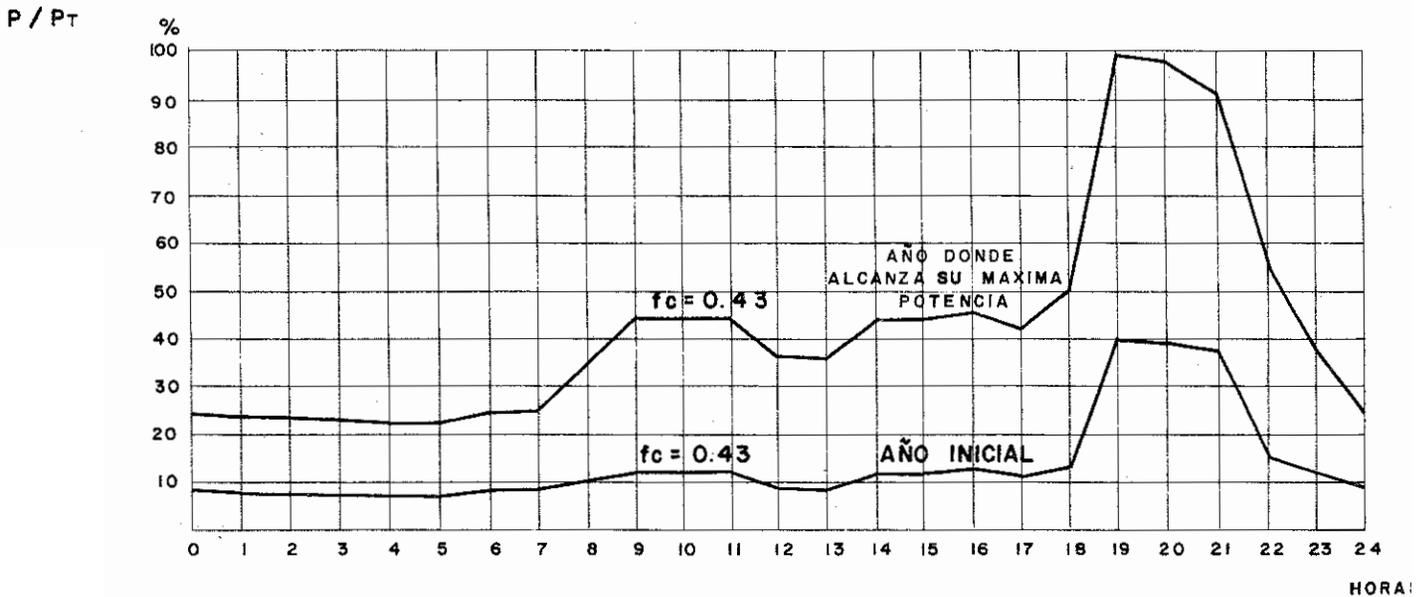
PROYECCION DE LA DEMANDA

FIGURA N° 2A

DIAGRAMA DE CARGA



VARIACION DE CARGA DIARIA DE LA CENTRAL EN FUNCION DE SU
MAXIMA CAPACIDAD

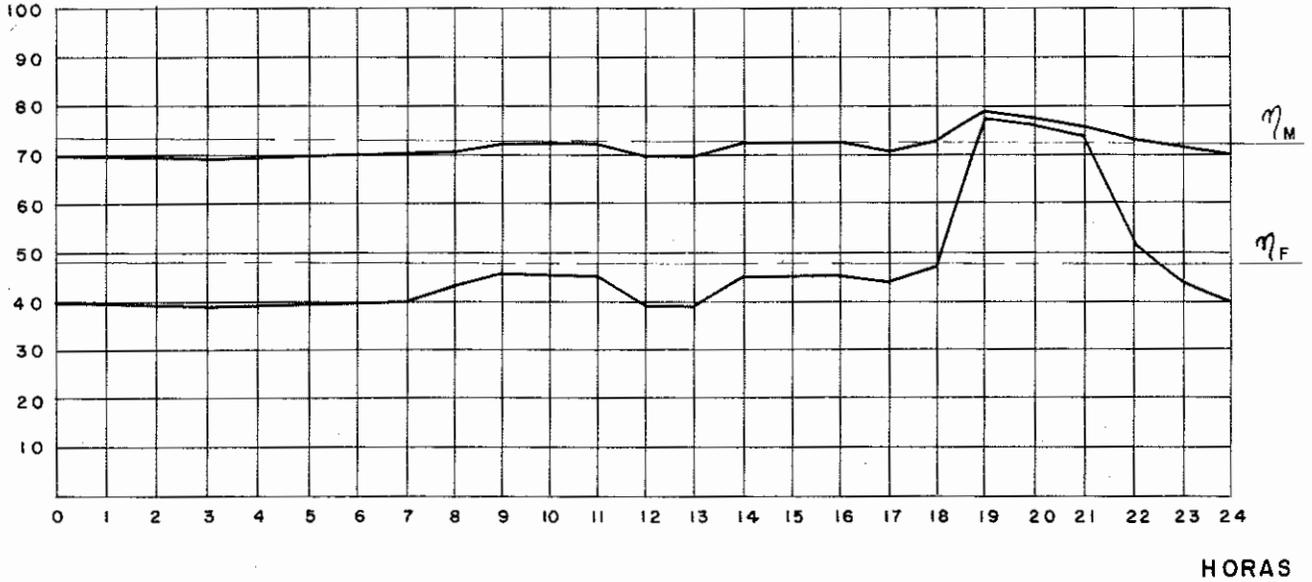


VARIACION DE CARGA DIARIA DE LA PRIMERA UNIDAD EN FUNCION
DE SU MAXIMA CAPACIDAD

FIGURA N° 3A

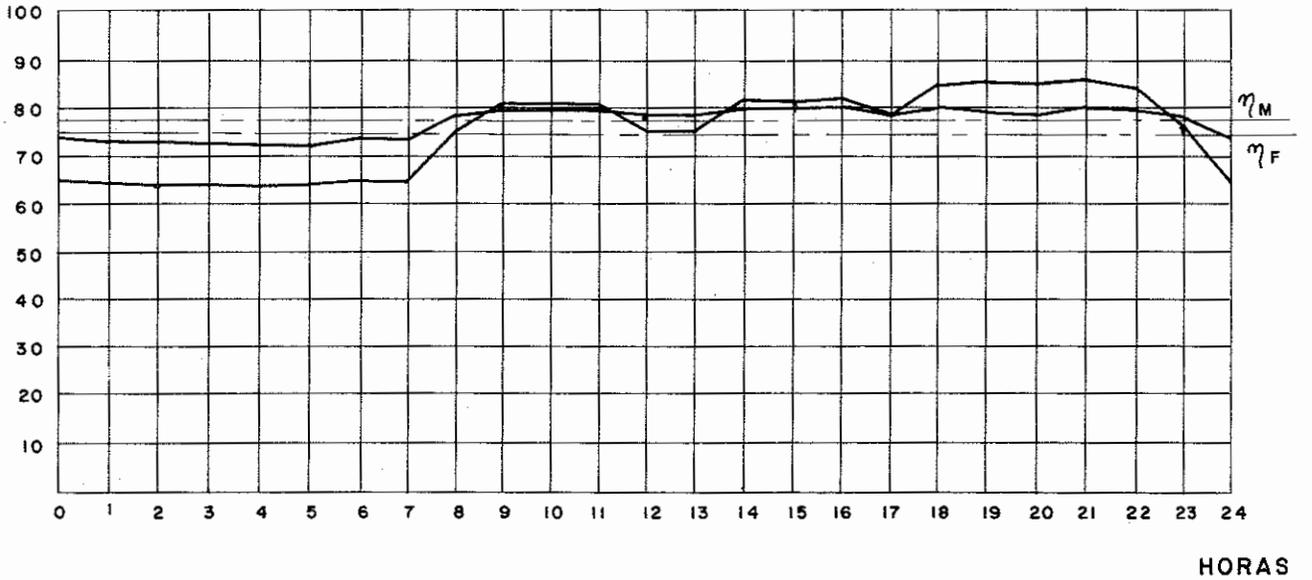
EFICIENCIA

η %



EFICIENCIA

η %



EFICIENCIA DE LAS TURBINAS MICHELL BANKI Y FRANCIS EN FUNCION DEL DIAGRAMA DE CARGA PARA LA PRIMERA UNIDAD

FIGURA N° 4 A

turbina 78 o/o y la potencia al freno, se obtuvo un caudal máximo de $0.740 \text{ m}^3/\text{seg}$.

El número óptimo de revoluciones con que debe girar la turbina, se determinó aplicando la fórmula:

$$N = \frac{39.85 H^{1/2}}{D_e}$$

En este caso se asume un diámetro de rodete de 0.3 metros y reemplazando valores en la fórmula, se obtiene un número óptimo de revoluciones de 840 RPM.

Realizando una comprobación de la aplicación de la turbina Michell-Banki, se calcula el número específico de revoluciones.

$$N_q = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Resultando $N_q = 26$, valor que está comprendido dentro del rango de aplicación de la turbina Michell-Banki.

Con el valor del diámetro de rodete asumido, se determina la geometría del rodete e inyector, para lo cual es necesario determinar el ancho del inyector con la fórmula práctica.

$$B = \frac{0.96 Q}{D_e \sqrt{H}}$$

Resultado un ancho de inyector de 0.375 metros.

Considerando para el diseño de la turbina un inyector con dos compartimentos, donde uno de ellos posea un ancho igual a la mitad del otro, se obtiene que uno de los compartimentos tendría una dimensión de 125 mm y el otro de 250 mm.

Para comprobar si el eje del álabe directriz soporta los esfuerzos que se presenten en el compartimento más ancho, se procede a calcular el torque máximo requerido para la regulación de caudal. Para lo cual se utiliza la fórmula:

$$T = 31 D_e Q \sqrt{H}$$

En este caso el caudal Q corresponde al caudal que fluye por el compartimento más ancho, o sea:

$$Q = \frac{2}{3} (0.740) = 0.493 \text{ m}^3/\text{seg}.$$

luego el torque máximo de accionamiento sería igual a 29 kg .-m

Calculado el torque máximo de accionamiento del álabe directriz se procede a verificar los esfuerzos mecánicos a los que estarán sometidos el eje del álabe directriz. Para esto se tomó como material bronce al aluminio con esfuerzo de fluencia $S_y = 30 \text{ kg/mm}^2$ (según tabla No. 3) y se tomó como diámetro de eje (0.038 metros), que es el máximo permitido para un inyector con diámetro de rodete de 0.3 metros.

Luego el esfuerzo que se presenta en el eje S se determina:

$$S = \frac{16 T}{\pi d_i^3}$$

Reemplazando datos tenemos:

$$S = \frac{(16) (29)}{\pi (0.038)^3} = 2.7 \times 10 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Luego } S = 2.7 \text{ kg /mm}^2$$

El esfuerzo de diseño del material sería

$$S_d = 0.2 S_y = 6 \text{ kg/mm}^2 > S \text{ lo cual es correcto.}$$

Con esta comprobación quedó definido el diámetro de rodete y los anchos de los compartimentos del inyector. El resto de las dimensiones se obtienen de la tabla No. 2 y de las figuras 8a y 8b del manual.

Con ayuda del plano TM-01-03 del diseño de detalle de la turbina mostrado en el anexo 2, se determina el ancho del rodete, resultando un valor de $B_r = 0.47$ metros.

Para el rodete se asumió un espesor de álabe igual a 0.003 metros, con lo cual se procedió a determinar el esfuerzo máximo al que estará sometido, utilizando la fórmula.

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{F B_r c}{12 I_{gx}}$$

donde:

$$F = 46.5 Q \sqrt{H}$$

en este caso Q es el caudal máximo que fluye por la turbina. Luego la fuerza F tiene un valor de 217.6 kg.

De la tabla No. 4 se obtiene los valores del centro de giro y el momento de inercia I_{gx} , con lo cual se obtiene un esfuerzo máximo de 2,245 kg/cm² o sea 22.45 kg/mm² que es superior al esfuerzo de fluencia del material (21 kg/mm²). En este caso será conveniente colocar un disco intermedio en el rodete a fin de disminuir este esfuerzo, con lo cual el ancho del rodete se divide en dos compartimentos siendo el ancho máximo del compartimento mayor, de 0.270 metros y en este caso el esfuerzo máximo sería de 12.91 kg /mm².

El esfuerzo de diseño del material considerando flexión sería:

$$S_d = 0.66 S_y = (0.66) (21) = 13.86 \text{ kg /mm}^2$$

lo cual nos indica que el material está en condiciones de soportar el esfuerzo máximo de los álaves.

El siguiente paso consistió en calcular el diámetro del eje principal de la turbina, para lo cual se aplicó la fórmula de la ASME:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_d} \sqrt{(K_m M_{\text{max}})^2 + (K_t T_{\text{max}})^2}$$

donde:

$$M_{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

siendo:

$$M_x = \frac{F_r \cdot a}{2}$$

$$M_y = \frac{P_r \cdot a}{2}$$

P_r es el peso del rodete estimado en 20 kg

F_r es la fuerza tangencial del rodete calculada por

$$F = \frac{1948 P_T}{N D_e}$$

resultado $F = 3063 \text{ kg}$.

En el caso de la turbina del ejemplo, se determinó "a" del diseño de detalle, siendo su valor de 0.15 metros.

Reemplazando datos, obtenemos un momento M_{\max} de 230 kg-m

El torque máximo se determinó con la fórmula:

$$T = \frac{974 P_T}{N}$$

resultando $T = 459 \text{ kg-m}$

Con este valor se obtiene el diámetro del eje asumiendo un material con esfuerzo de fluencia S_y igual a 21 kg/mm^2 , con lo cual su esfuerzo de diseño sería:

$$S = 0.2 S_y = 4.2 \text{ kg/mm}^2$$

El diámetro del eje obtenido fue de aproximadamente 0.089 metros, escogiéndose el diámetro de 90 mm en la parte del rodamiento.

El escalonamiento del eje se realiza considerando el montaje del rodete y que la parte del eje que atraviesa el rodete posea una dimensión menor que

$$d = 0.328 D_e = 0.098 \text{ metros.}$$

Realizando un chequeo del eje por velocidad crítica se obtiene

$$N_{\text{crit}} = \frac{29.88}{y^{1/2}}$$

determinándose el valor de y con la fórmula:

$$y = \frac{W a^2}{6EI} (3 I_0 - 4a)$$

$$\text{de donde } W = \sqrt{Pr^2 + Fr^2} = 3063 \text{ kgr}$$

$$E = 2.1 \times 10^{10} \text{ kg/m}^2$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi (0.090)^4}{64} = 3.2 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$\text{resultado } y = 6.098 \times 10^{-4} \text{ metros}$$

Obteniendo una velocidad crítica de aproximadamente 1,210 RPM lo cual es imposible de alcanzar con esta turbina. Esto demuestra que la dimensión del eje es correcta.

El siguiente paso consistió en la selección de los rodamientos, para lo cual se determinó la capacidad de base dinámica con la fórmula:

$$C = (X F_r + Y F_a) \left| \frac{60 N L_h}{10^6} \right|^p$$

En donde X se consideró igual a 1, la fuerza axial nula y el exponente p, igual a 3/10 por considerarse un rodamiento de rodillos.

La duración nominal de horas de funcionamiento se consideró en 200,000 horas.

La fuerza radial F se determinó en 1535 kg, con lo cual la capacidad de base dinámica C del rodamiento posee un valor de 20,620 kg con lo cual en catálogos se obtiene SKF No. 23220 CK de rodillos a rótula.

Finalmente para concluir con el diseño mecánico de la turbina se determinó que la fuerza que actúa sobre la leva de regulación posee un valor de 285 kg, con lo cual se selecciona el rodamiento que rodará en las levas, SKF No. 6205 rígido de bolas.

El eje de levas se calcula con la fórmula:

$$d^3 = \frac{16 a F}{\pi S_d}$$

En este caso, del diseño de detalle resulta $a = 0.1$ metros, con lo cual el diámetro del eje tiene un valor de 0.033 metros, redondeándose a 35 mm para un eje con material cuyo esfuerzo de fluencia $S_y = 21 \text{ kg/mm}^2$

La etapa posterior a estos cálculos fue la de afinar el diseño de detalle de cada pieza de la turbina en base a los datos obtenidos.

Con lo cual se puede considerar concluido el proceso de cálculo y diseño de la turbina Michell-Banki.

En el caso de que se hubiese considerado seleccionar una de las turbinas estandarizadas se hubiere escogido la turbina TM-41B (Fig, No. 15 del Manual) y sus dimensiones se obtendrían de las tablas adjuntas a los planos de detalle de las turbinas. Considerando en este caso las levas de regulación de los planos TM-06-07 y TM-06-08.

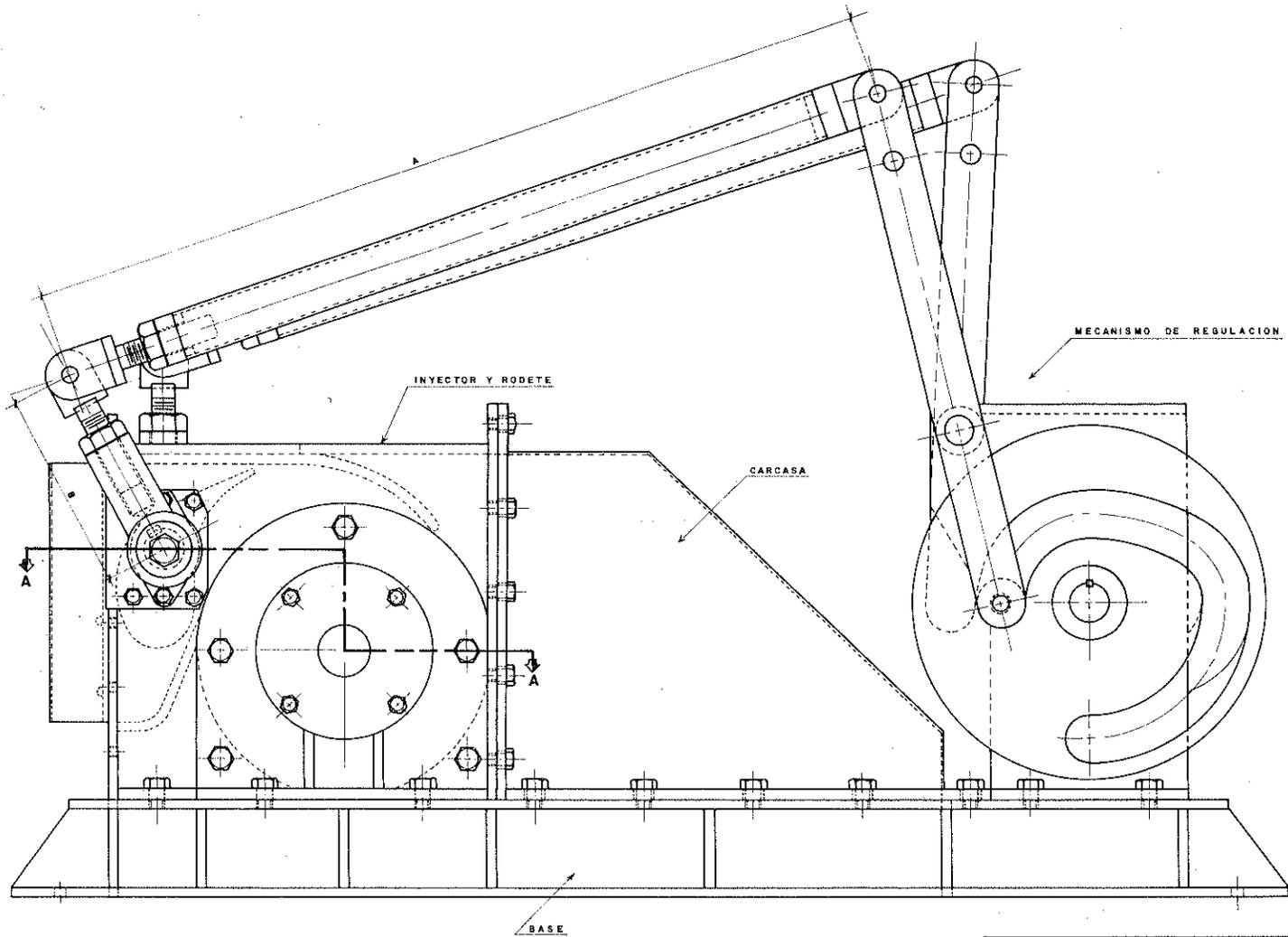
ANEXO No. 2

PLANOS DE DETALLE Y TABLAS DE DIMENSIONES DE TURBINAS MICHELL–BANKI ESTANDARIZADAS

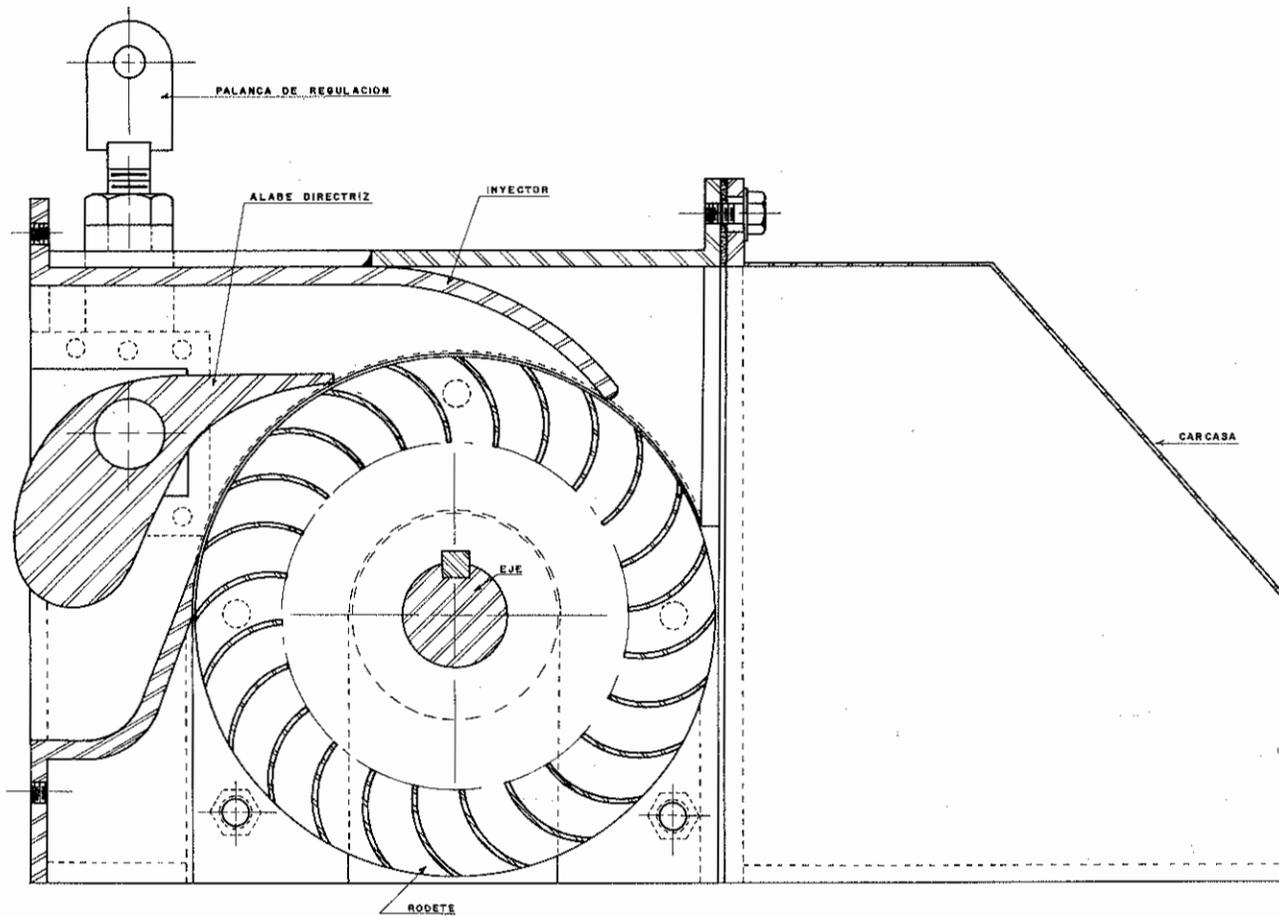
Este anexo tiene como objeto mostrar los planos de detalle de cada pieza que conforma la turbina Michell–Banki, adjuntando a cada uno de ellos una tabla de dimensiones correspondientes a cada turbina estandarizada, cuyo rango de aplicación se muestra en la tabla No. 15 del manual.

Es necesario señalar que las dimensiones incluidas en las tablas son una guía y pueden sufrir variación de acuerdo al criterio del ingeniero o técnico que diseña la turbina. De igual forma el diseño de detalle podría ser modificado en base a las experiencias particulares que se tengan y también en base a la selección de una mejor alternativa de fabricación de cada pieza de la turbina.

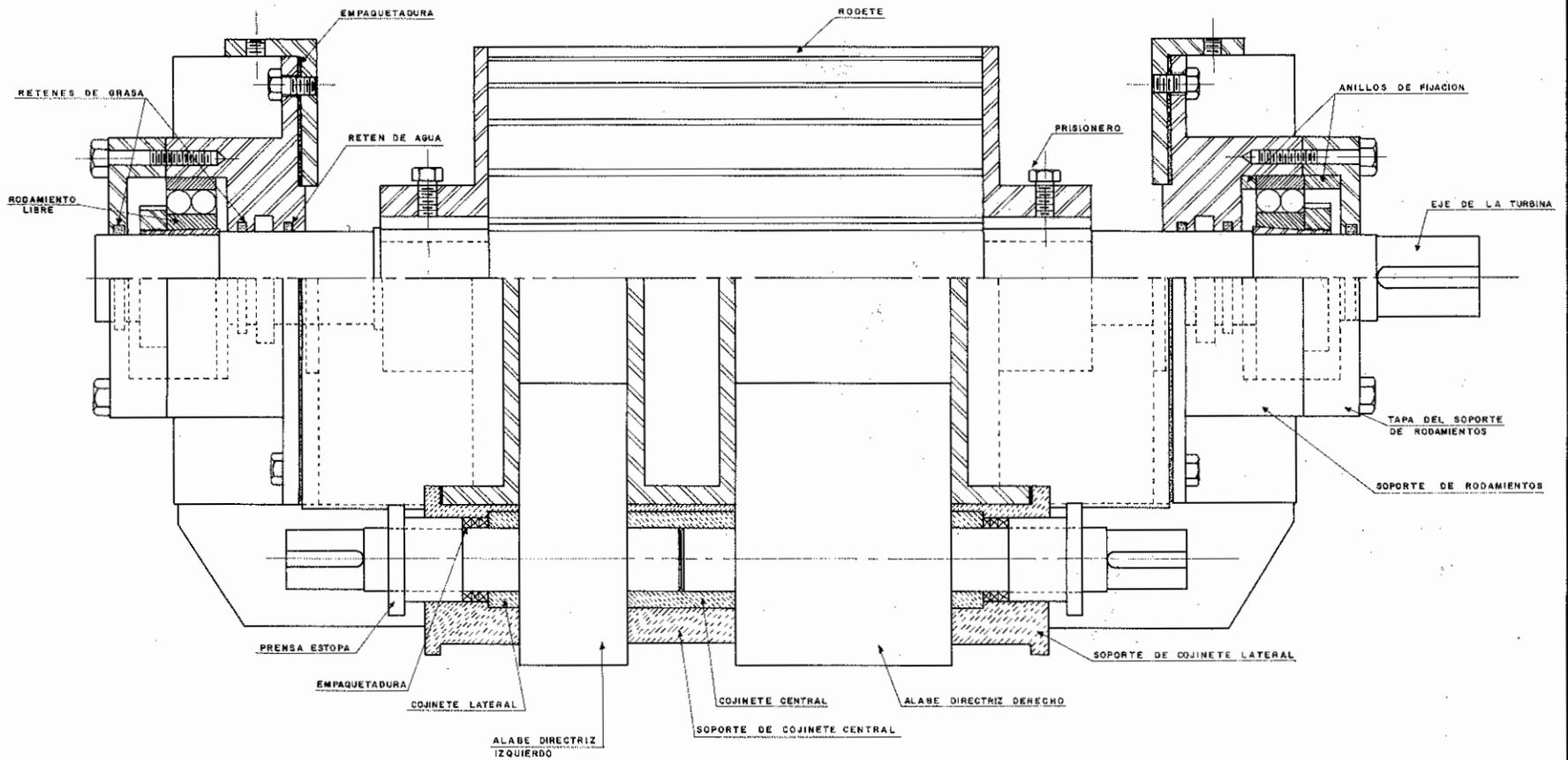
Estos planos de detalle deberán ser complementados con los planos de fabricación, que deberán indicar la alternativa de fabricación seleccionada, así como las tolerancias y acabados requeridos para cada pieza.



 MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL-BANKI			
		VISTA GENERAL	
N° PLANO : TM-01-01		DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ B.	
		DIBUJADO POR : JULIO PAZMIÑO M.	
ESCALA : S. E		FECHA : ABRIL 1982	



 olade TU
CORT
N PLANO : TM - 01
ESCALA : S.E



CORTE A-A



MANUAL DE DISEÑO DE
TURBINAS MICHELL-BANKI

ENSAMBLE DEL INYECTOR Y RODETE

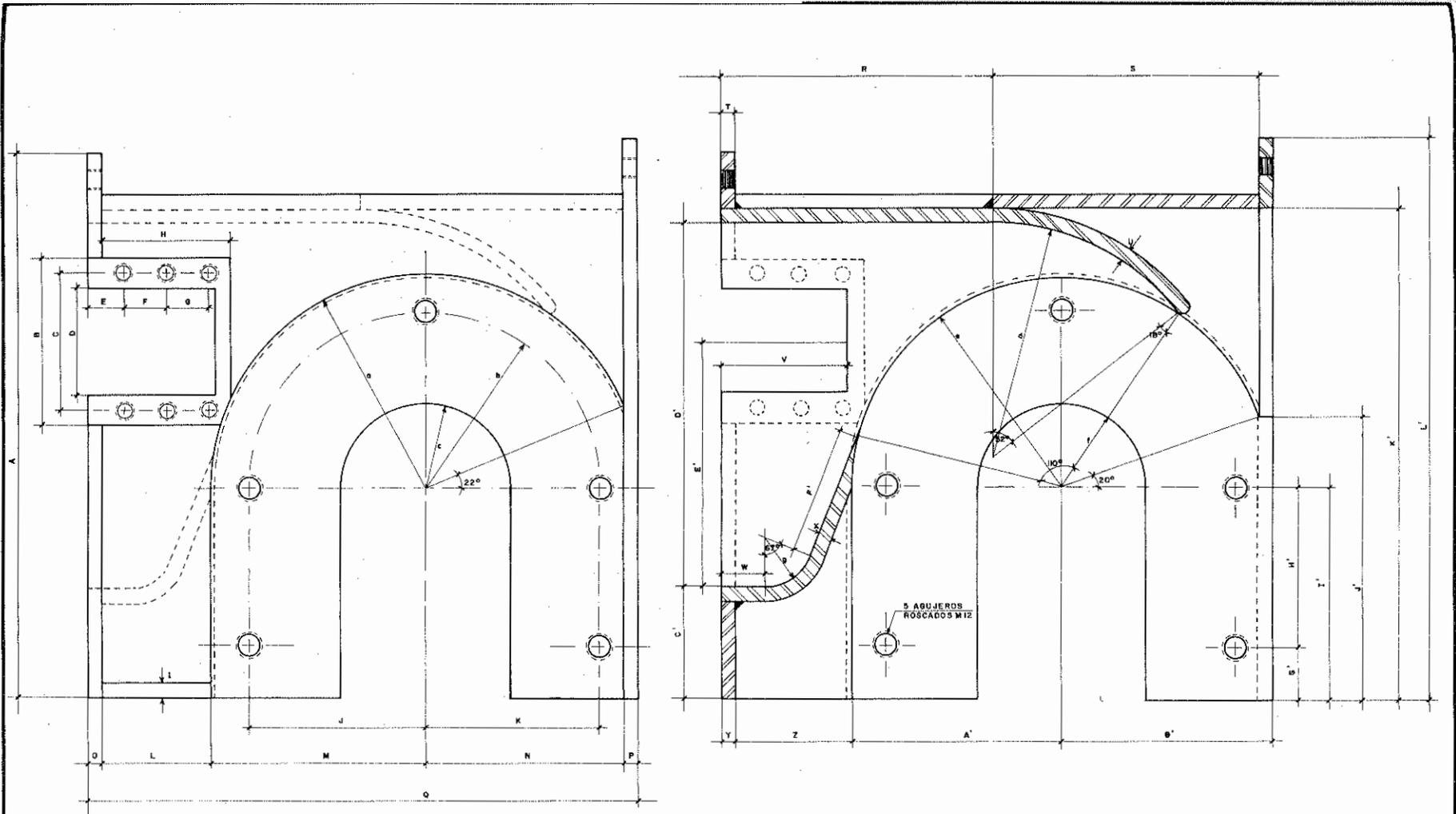
Nº PLANO : TM-01-03

DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ B.

DIBUJADO POR : JULIO PAZMIÑO M.

ESCALA : S. E

FECHA : ABRIL 1982



 MANUAL DE DISEÑO DE
TURBINAS MICHELL-BANKI

INYECTOR

Nº PLANO: TM-02-01

DISEÑADO POR: CARLOS HERNANDEZ B.

DIBUJADO POR: JULIO PAZMIÑO M.

ESCALA: S. E

FECHA: ABRIL 1982

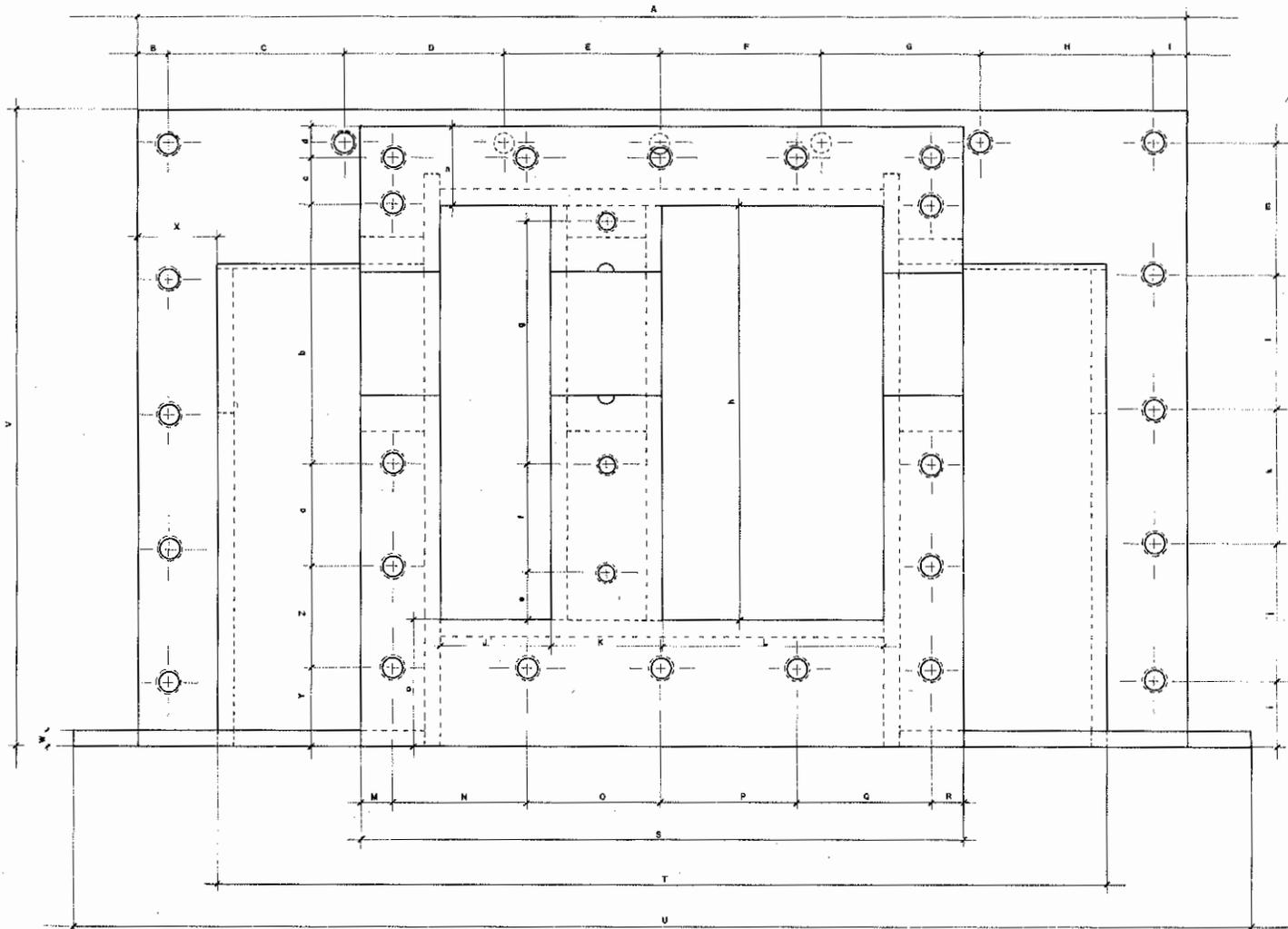


MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL - BANKI

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

PLANO N° TM-02 -01

SIMBOLO	TURBINA ESTANDARIZADA							
	31A	32A	33B	34C	35B	41B	42B	43B
A	390	390	390	390	390	520	520	520
B	120	120	120	120	120	160	160	160
C	100	100	100	100	100	133	133	133
D	76	76	76	76	76	101	101	101
E	25	25	25	25	25	33	33	33
F	30	30	30	30	30	40	40	40
G	30	30	30	30	30	40	40	40
H	92	92	92	92	92	123	123	123
I	10	10	10	10	10	12	12	12
J	125	125	125	135	135	167	167	167
K	125	125	125	135	135	167	167	167
L	79	79	79	79	79	105	105	105
M	154	154	154	154	154	205	205	205
N	142	142	142	142	142	189	189	189
O	10	10	10	10	10	12	12	12
P	10	10	10	10	10	12	12	12
Q	395	395	395	395	395	523	523	523
R	195	195	195	195	195	260	260	260
S	190	190	190	190	190	253	253	253
T	10	10	10	10	10	12	12	12
U	10	10	10	10	10	12	12	12
V	90	90	90	90	90	120	120	120
X	10	10	10	10	10	12	12	12
Y	10	10	10	10	10	12	12	12
Z	82	82	82	82	82	109	109	109
a	154	154	154	154	154	205	205	205
b	125	125	125	135	135	175	175	175



 MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL-BANKI	
Nº PLANO : TM - 02 - 02	DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ B.
ESCALA : S.E	DIBUJADO POR : JULIO PAZMIÑO M.
	FECHA : ABRIL 1982

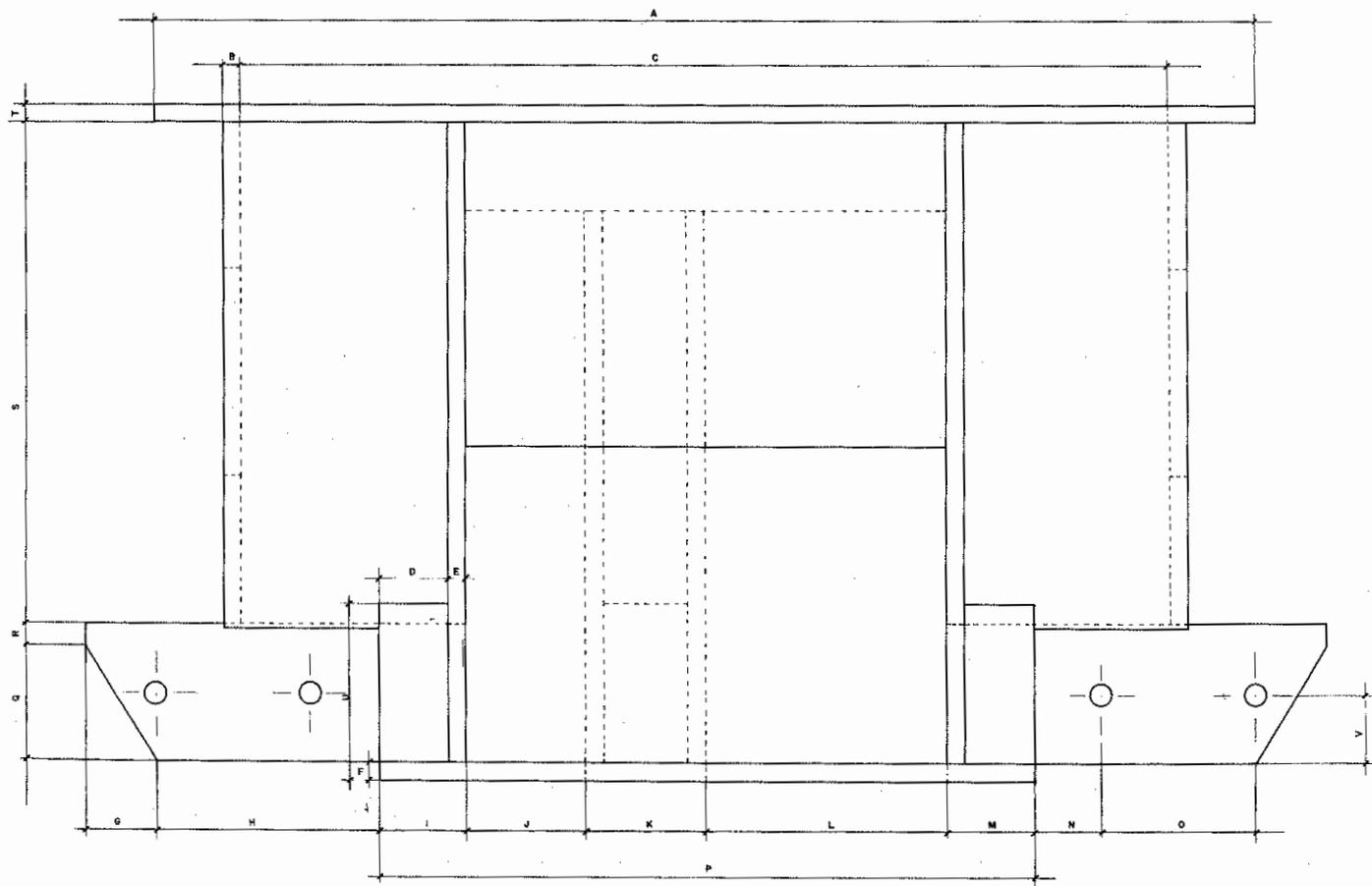


MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL - BANKI

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

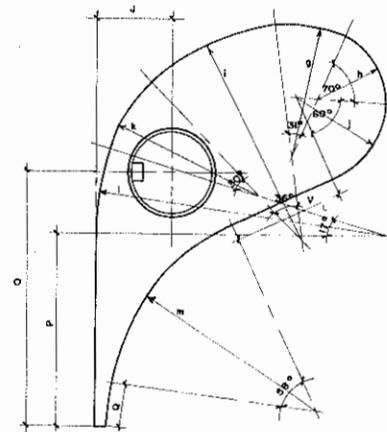
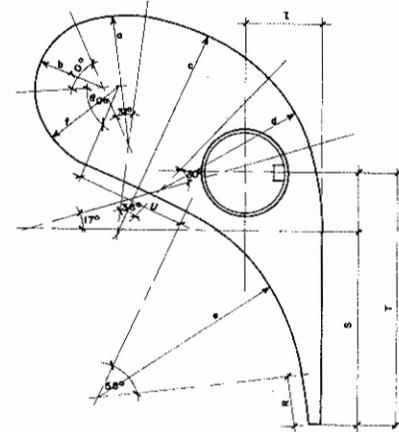
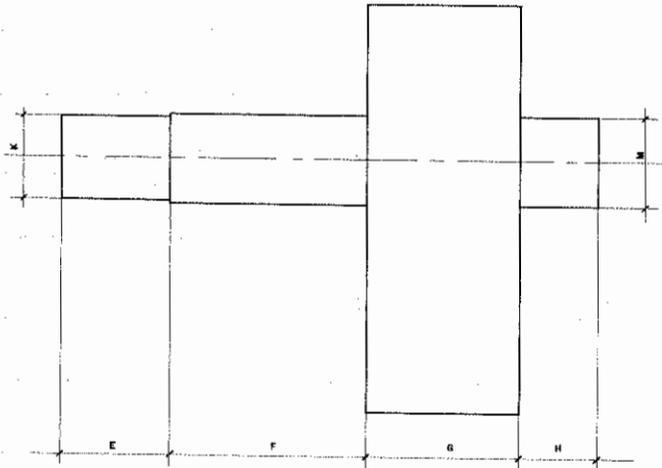
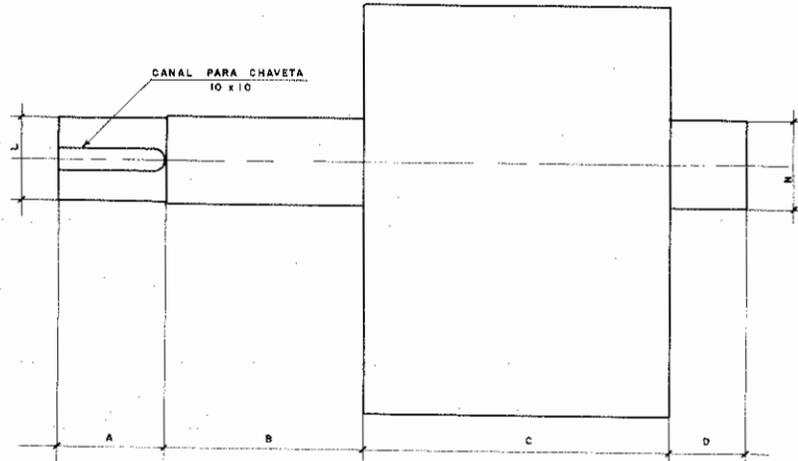
PLANO N° TM-02-02

SIMBOLO	TURBINA ESTANDARIZADA							
	31A	32A	33B	34C	35B	41B	42B	43B
A	430	490	630	740	840	900	1110	1310
B	20	20	20	20	20	25	25	25
C	x	x	x	x	x	x	x	x
D	x	x	x	x	x	x	x	x
E	x	x	x	x	x	x	x	x
F	x	x	x	x	x	x	x	x
G	x	x	x	x	x	x	x	x
H	x	x	x	x	x	x	x	x
I	20	20	20	20	20	25	25	25
J	--	--	70	70	150	170	250	350
K	70	70	70	70	70	90	90	90
L	60	90	70	140	150	170	250	350
M	20	20	20	20	20	25	25	25
N:	x	x	x	x	x	x	x	x
O	x	x	x	x	x	x	x	x
P	x	x	x	x	x	x	x	x
Q	x	x	x	x	x	x	x	x
R	20	20	20	20	20	25	25	25
S	160	190	310	380	470	550	710	910
T	350	410	550	660	760	822	1032	1232
U	510	570	710	820	920	1042	1252	1452
V	400	400	400	400	400	533	533	533
W	10	10	10	10	10	12	12	12
X	40	40	40	40	40	38	38	38
Y	x	x	x	x	x	x	x	x
Z	x	x	x	x	x	x	x	x
a	x	x	x	x	x	x	x	x



11

	MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL-BANKI	
	VISTA SUPERIOR DEL INYECTOR	
N° PLANO : TM - 02 - 03	DISEÑADO POR :	CARLOS HERNANDEZ B.
ESCALA : S.E	DIBUJADO POR :	JULIO PAZMIÑO M.
	FECHA :	ABRIL 1982



	MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL-BANKI	
	ALABE DIRECTRIZ DEL INYECTOR	
N° PLANO : TM - 02 - 04	DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ B.	DIBUJADO POR : JULIO PAZMIÑO M.
ESCALA : S. E	FECHA : ABRIL 1982	

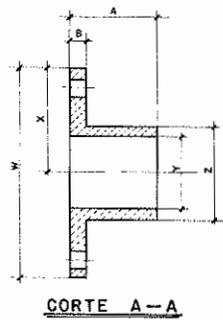
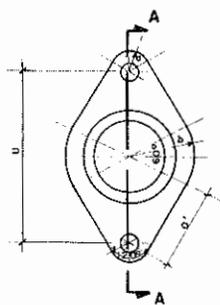


MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL - BANKI

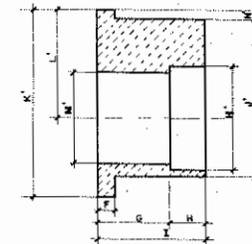
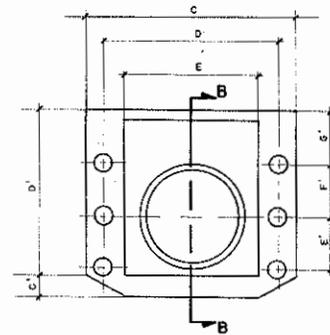
TABLA DE DIMENSIONES (mm)

PLANO Nº TM-02-04

SIMBOLO	TURBINA ESTANDARIZADA							
	31 A	32 A	33 B	34 C	35 B	41 B	42 B	43 B
A	50	50	50	50	50	65	65	65
B	100	100	100	100	100	130	130	130
C	60	90	70	140	150	170	250	350
D	35	35	35	35	35	45	45	45
E	-		50	50	50	65	65	65
F	-		100	100	100	130	130	130
G	-		70	70	150	170	250	350
H	-		35	35	35	45	45	45
I	35	35	35	35	35	47	47	47
J	35	35	35	35	35	47	47	47
K	38	38	38	38	38	48	48	48
L	38	38	38	38	38	48	48	48
M	40	40	40	40	40	50	50	50
N	40	40	40	40	40	50	50	50
O	116	116	116	116	116	155	155	155
P	98	98	98	98	98	131	131	131
Q	20	20	20	20	20	27	27	27
R	20	20	20	20	20	27	27	27
S	98	98	98	98	98	131	131	131
T	116	116	116	116	116	155	155	155
U	51	51	51	51	51	68	68	68
V	51	51	51	51	51	68	68	68
a	60	60	60	60	60	80	80	80
b	31	31	31	31	31	41	41	41
c	100	100	100	100	100	133	133	133
d	70	70	70	70	70	93	93	93
e	94	94	94	94	94	125	125	125

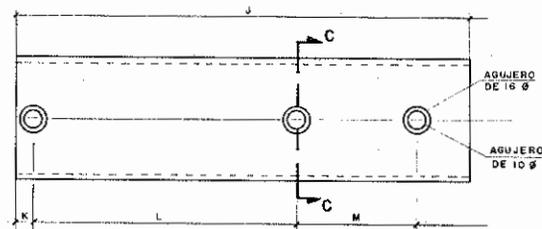


PRENSA ESTOPA

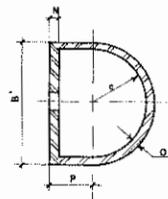


CORTE B-B

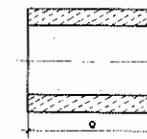
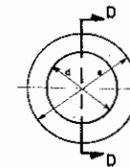
SOPORTE DE COJINETE LATERAL



PERFIL DE ENTRADA

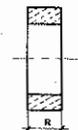
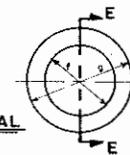


CORTE C-C



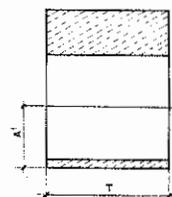
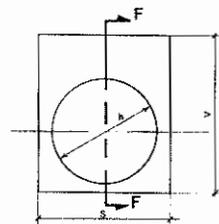
CORTE D-D

COJINETE CENTRAL



CORTE E-E

COJINETE LATERAL



CORTE F-F

SOPORTE DE COJINETE CENTRAL



MANUAL DE DISEÑO DE
TURBINAS MICHELL-BANKI

PIEZAS DEL INYECTOR

Nº PLANO: TM-02-05

DISEÑADO POR: CARLOS HERNANDEZ B.

DEBUJADO POR: JULIO PAZMIÑO M.

ESCALA: S.E

FECHA: ABRIL 1982

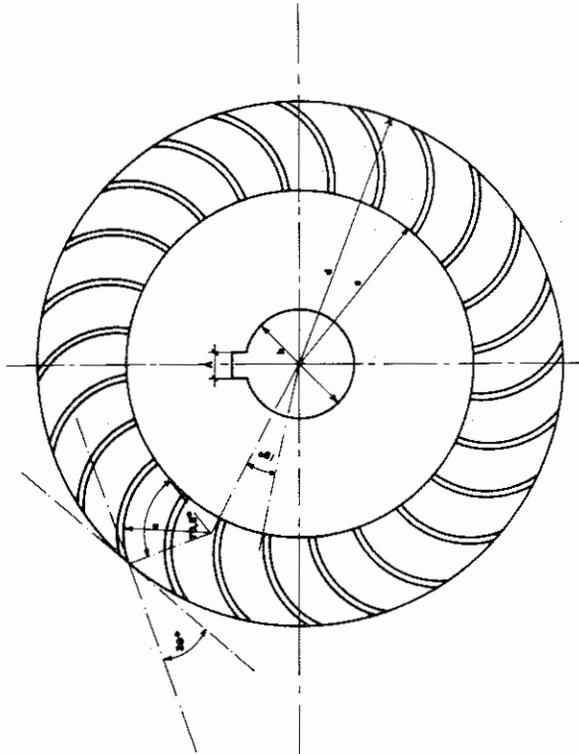
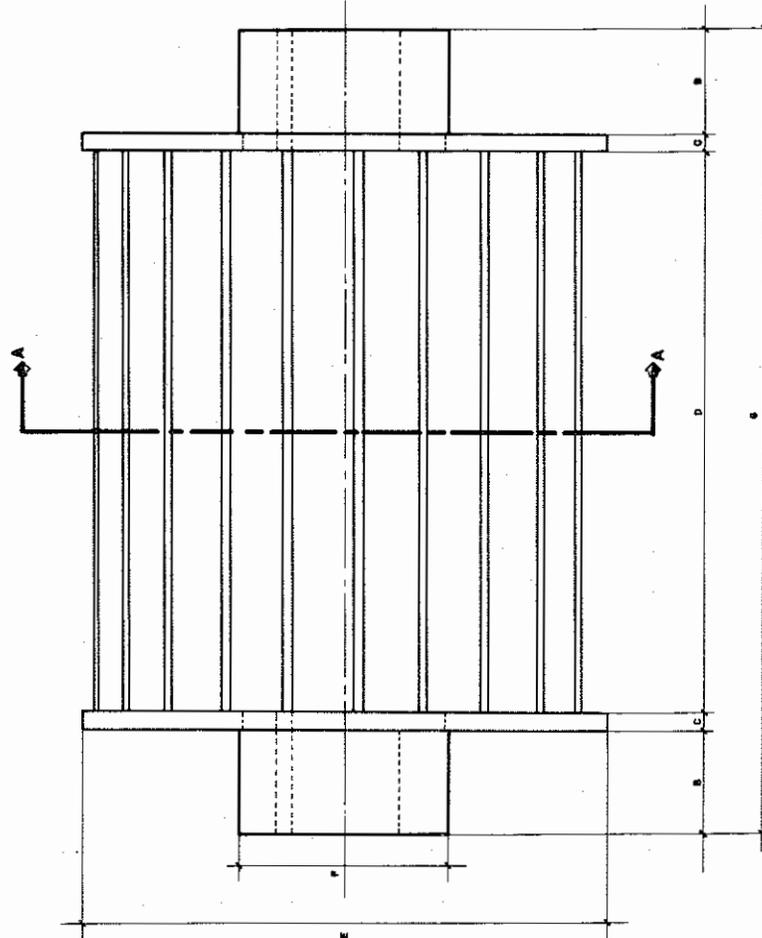


MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL - BANKI

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

PLANO N° TM-02-05

SIMBOLO	TURBINA ESTANDARIZADA							
	31A	32A	33B	34C	35B	41B	42B	43B
A	60	60	60	60	60	80	80	80
B	10	10	10	10	10	12	12	12
C	120	120	120	120	120	160	160	160
D	100	100	100	100	100	130	130	130
E	76	76	76	76	76	101	101	101
F	10	10	10	10	10	12	12	12
G	42	42	42	42	42	54	54	54
H	20	20	20	20	20	20	20	20
I	62	62	62	62	62	74	74	74
J	261	261	261	261	261	348	348	348
K	x	x	x	x	x	x	x	x
L	x	x	x	x	x	x	x	x
M	x	x	x	x	x	x	x	x
N	6	6	6	6	6	6	6	6
O	3	3	3	3	3	3	3	3
P	25	25	25	25	25	30	30	30
Q	70.4	70.4	70.4	70.4	70.4	90.4	90.4	90.4
R	20.2	20.2	20.2	20.2	20.2	20.2	20.2	20.2
S	76	76	76	76	76	101	101	101
T	70	70	70	70	70	90	90	90
U	100	100	100	100	100	130	130	130
V	90	90	90	90	90	120	120	120
W	120	120	120	120	120	160	160	160
X	60	60	60	60	60	80	80	80
Y	40.2	40.2	40.2	40.2	40.2	50.2	50.2	50.2
Z	51.8	51.8	51.8	51.8	51.8	69.8	69.8	69.8
A'	35	35	35	35	35	47	47	47



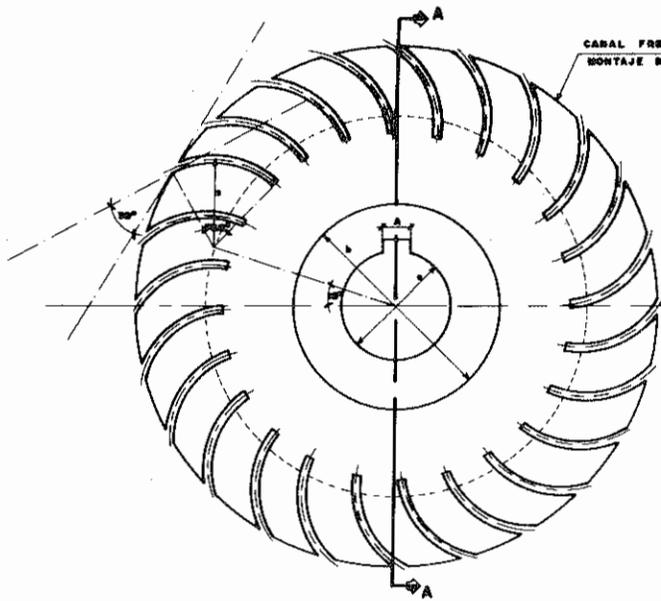
CORTE A-A



MANUAL DE DISEÑO DE
TURBINAS MICHELL-BANKI

RODETE

DISEÑADO POR: CARLOS HERNANDEZ B.	Nº PLANO: TM-03-01
DIBUJADO POR: JULIO PAZMIÑO M.	ESCALA: S.E
FECHA: ABRIL 1982	

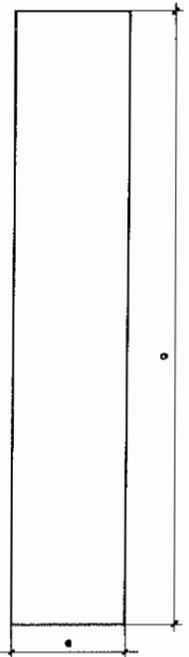
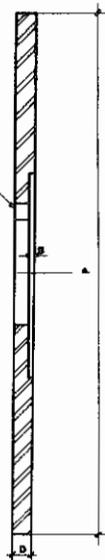


CANAL FRESDADO PARA EL MONTAJE DEL ALABE

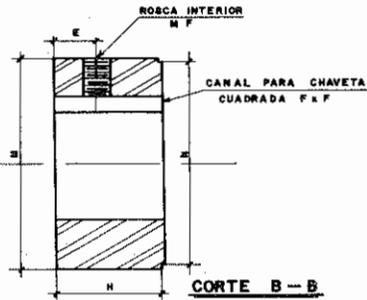
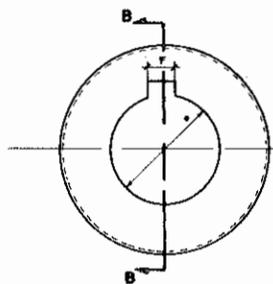
CANAL PARA CHAVETA CUADRADA A x A

CORTE A-A

DISCO

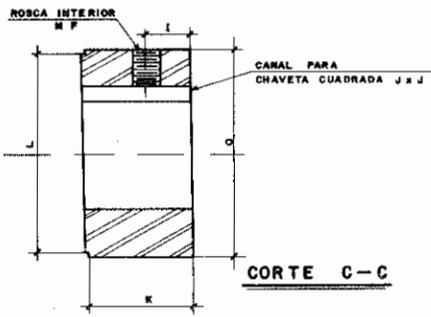
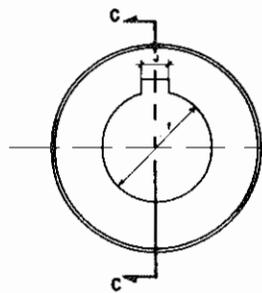


ALABE



CORTE B-B

CUBOS



CORTE C-C

	MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL-BANKI	
	PARTES DEL RODETE	
N° PLANO : TM-03-02	DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ B.	DIBUJADO POR : JULIO PAZMIÑO M.
ESCALA : S. E	FECHA : ABRIL 1982	



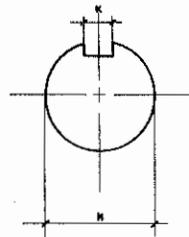
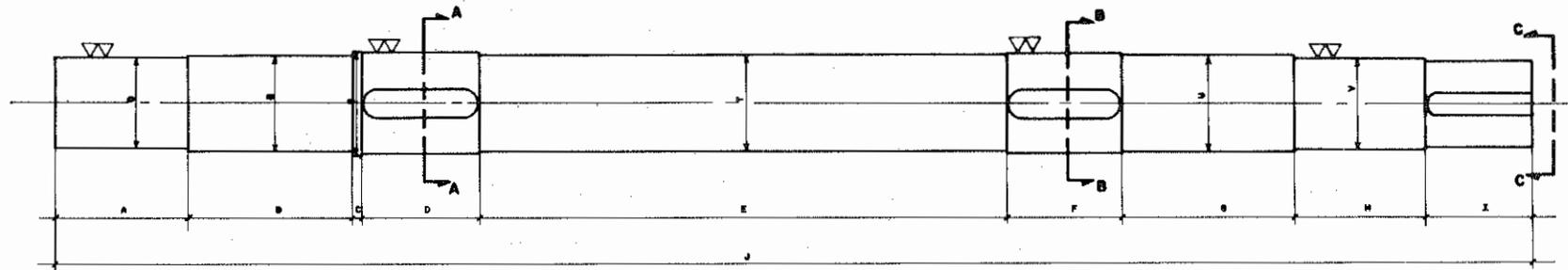
MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL - BANKI

TABLA DE DIMENSIONES

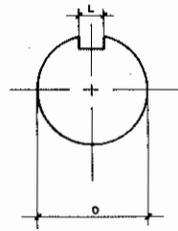
(mm)

PLANO Nº TM-03-02

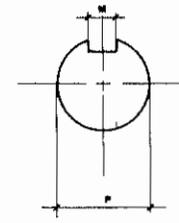
SIMBOLO	TURBINA ESTANDARIZADA							
	31A	32A	33B	34C	35B	41B	42B	43B
A	14	16	20	24	24	24	30	30
B	3	3	3	3	3	3	3	3
C	3	3	3	3	3	3	3	3
D	10	10	10	10	10	10	10	10
E	40	45	50	60	65	65	75	75
F	14	16	20	24	24	24	30	30
G	64	64	64	64	64	85	85	85
H	70	85	95	115	120	120	145	145
I	40	45	50	60	65	65	75	75
J	14	16	20	24	24	24	30	30
K	70	85	95	115	120	120	145	145
L	110	130	150	180	180	190	230	230
M	120	140	160	190	200	200	240	240
N	110	130	150	180	180	190	230	230
O	120	140	160	190	200	200	240	240
P	300	300	300	300	300	400	400	400
Q	110	140	260	330	420	470	640	840
a	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	67.3	67.3	67.3
b	120	140	160	190	200	200	240	240
c	60	70	80	100	110	110	125	125
d	49	49	49	49	49	65	65	65
e	60	70	80	100	110	110	125	125
f	59	69	79	99	109	109	124	124



CORTE A-A



CORTE B-B



CORTE C-C



MANUAL DE DISEÑO DE
TURBINAS MICHELL-BANKI

EJE PRINCIPAL

N° PLANO : TM - 04 - 01

ESCALA : S. E

DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ B.

DIBUJADO POR : JULIO PAZMIÑO M.

FECHA : ABRIL 1982

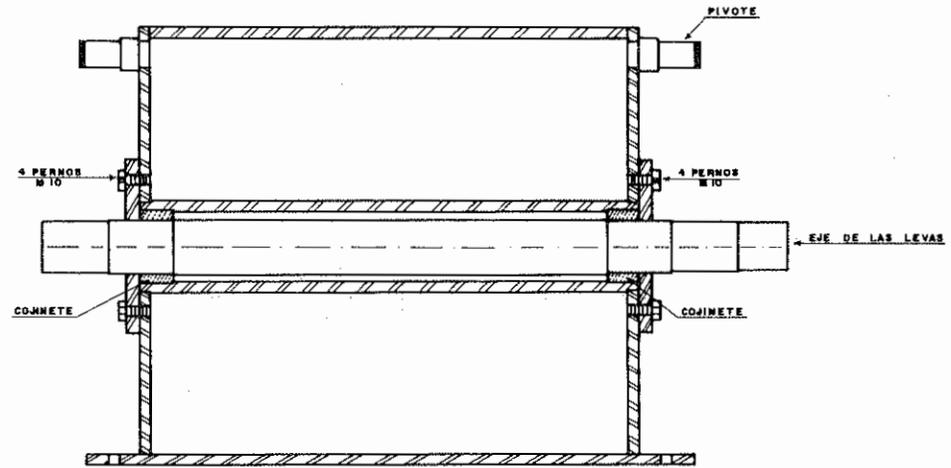
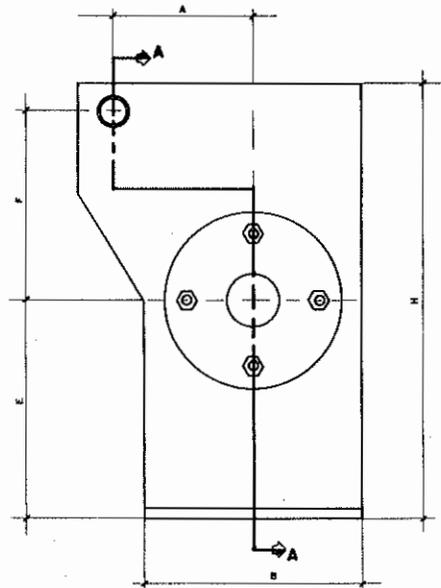


MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL - BANKI

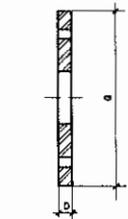
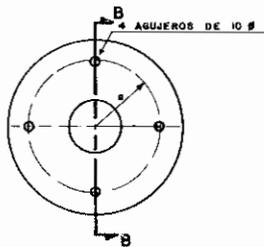
TABLA DE DIMENSIONES (mm)

PLANO Nº TM-05-01

SIMBOLO	TURBINA ESTANDARIZADA							
	31A	32A	33B	34C	35B	41B	42B	43B
A	10	10	10	10	10	12	12	12
B	83	93	96	138	148	146	161	161
C	6	6	6	6	6	6	6	6
D	6	6	6	6	6	6	6	6
E	6	6	6	6	6	6	6	6
F	10	10	10	10	10	10	10	10
G	6	6	6	6	6	6	6	6
H	6	6	6	6	6	6	6	6
I	6	6	6	6	6	6	6	6
J	3	3	3	3	3	3	3	3
K	6	6	6	6	6	6	6	6
L	3	3	3	3	3	3	3	3
M	30	35	35	75	85	85	95	95
N	20	25	28	30	30	30	35	35
O	10	10	10	10	10	12	12	12
P	10	10	10	10	10	12	12	12
Q	60	60	60	60	60	80	80	80
R	80	80	80	80	80	110	110	110
S	80	80	80	80	80	110	110	110
T	45	45	45	45	45	60	60	60
U	80	80	80	80	80	110	110	110
W	125	125	125	135	135	175	175	175
X	125	125	125	135	135	175	175	175
Y	150	150	150	150	150	200	200	200
Z	142	142	142	142	142	188	188	188
a	150	150	150	150	150	200	200	200
b	125	125	125	125	125	175	175	175

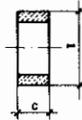


CORTE A-A



CORTE B-B

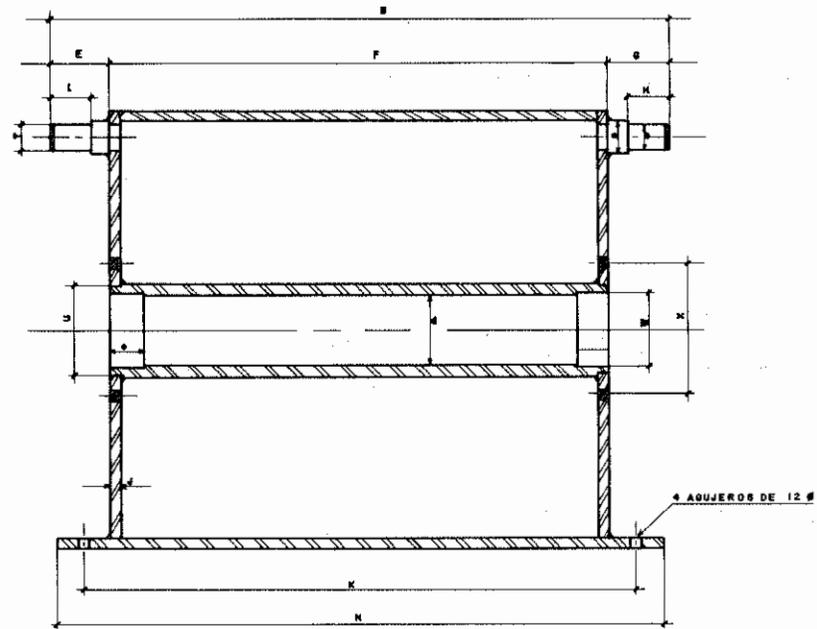
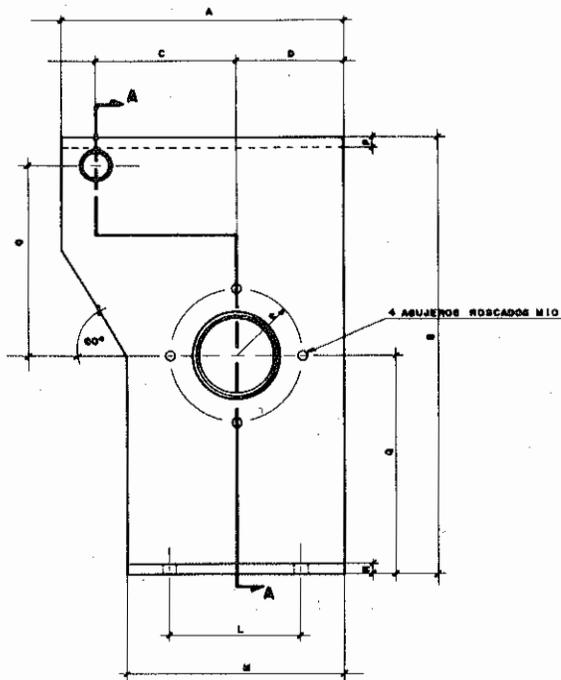
TAPA DE FIJACION DE LOS COJINETES



CORTE C-C

COJINETE DE DESLIZAMIENTO

 MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL-BANKI	
N° PLANO : TM - 06 - 01	DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ B.
	DIBUJADO POR : JULIO PAZNIÑO M.
ESCALA : S. E	FECHA : ABRIL 1982



CORTE A-A



MANUAL DE DISEÑO DE
TURBINAS MICHELL-BANKI

ESTRUCTURA SOPORTE DE LAS LEVAS DE REGULACION

Nº PLANO : TM - 06 - 02

DISEÑADO POR: CARLOS HERNANDEZ B.

DIBUJADO POR: JULIO PAZMIÑO M.

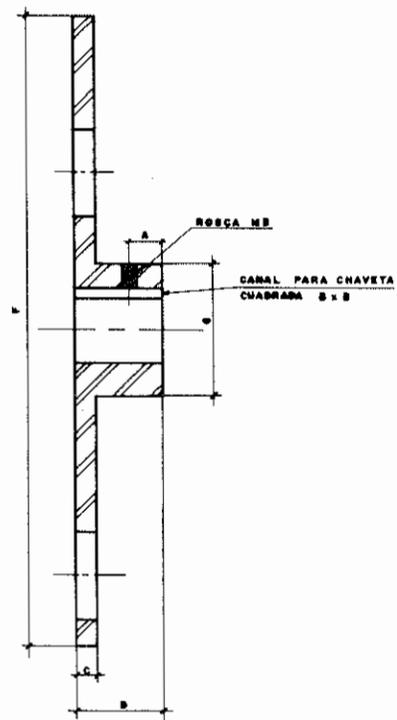
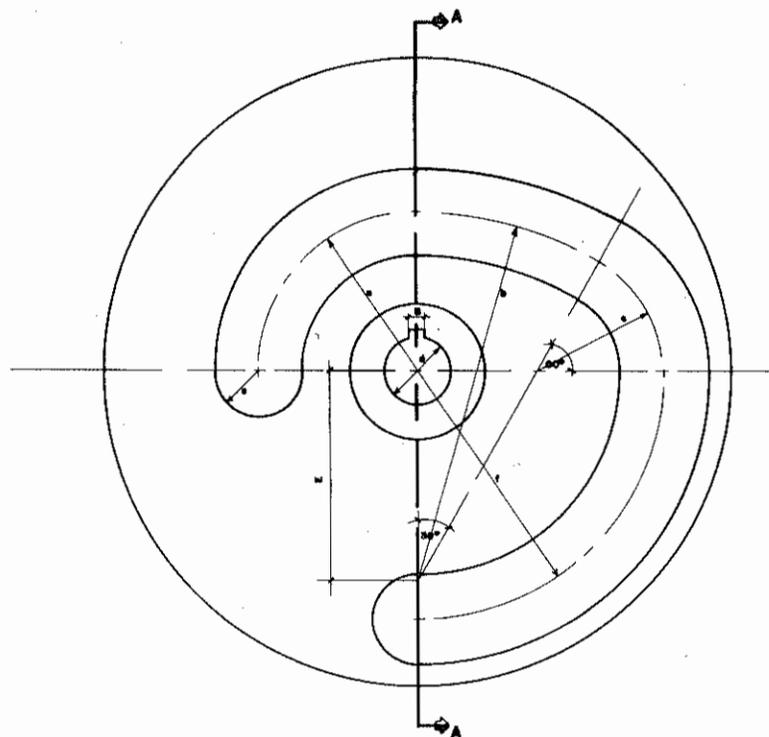
ESCALA : S. E

FECHA : ABRIL 1982

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

PLANO N° TM-06-02

SIMBOLO	TURBINA ESTANDARIZADA							
	31A	32A	33B	34C	35B	41B	42B	43B
A	-	-	260	260	260	347	347	347
B	-	-	513	583	673	816	976	1176
C	-	-	130	130	130	174	174	174
D	-	-	100	100	100	133	133	133
E	-	-	72	72	72	85	85	85
F	-	-	369	439	529	646	806	1006
G	-	-	72	72	72	85	85	85
H	-	-	47	47	47	55	55	55
I	-	-	47	47	47	55	55	55
J	-	-	10	10	10	12	12	12
K	-	-	419	489	579	696	856	1056
L	-	-	120	120	120	160	160	160
M	-	-	200	200	200	267	267	267
N	-	-	469	539	629	746	906	1106
Ø	-	-	175	175	175	233	233	233
P	-	-	10	10	10	10	10	10
Q	-	-	200	200	200	267	267	267
R	-	-	10	10	10	12	12	12
S	-	-	400	400	400	533	533	533
T	-	-	28	28	28	38	38	38
U	-	-	75	75	75	85	90	90
W	-	-	60	65	70	79	84	84
X	-	-	150	150	150	170	180	180
a	-	-	32	32	32	45	45	45
b	-	-	28	28	28	38	38	38
c	-	-	75	75	75	85	90	90
d	-	-	58	62	65	73	77	77
e	-	-	40	40	40	60	60	60



CORTE A-A



**MANUAL DE DISEÑO DE
TURBINAS MICHELL-BANKI**

LEVA DERECHA DEL MECANISMO DE REGULACION

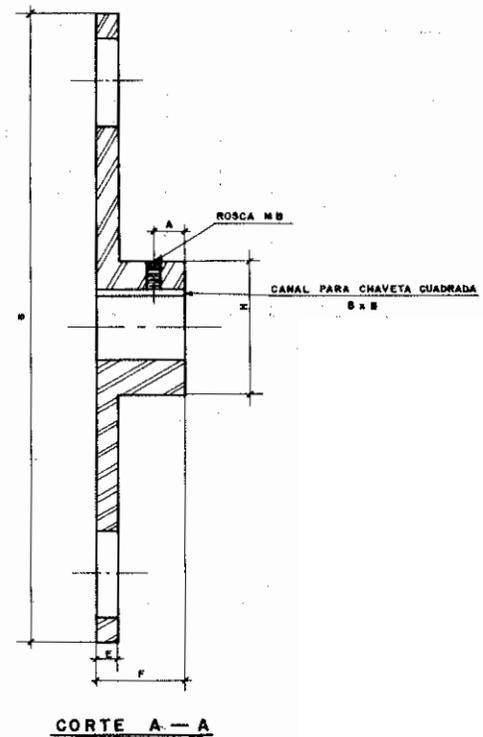
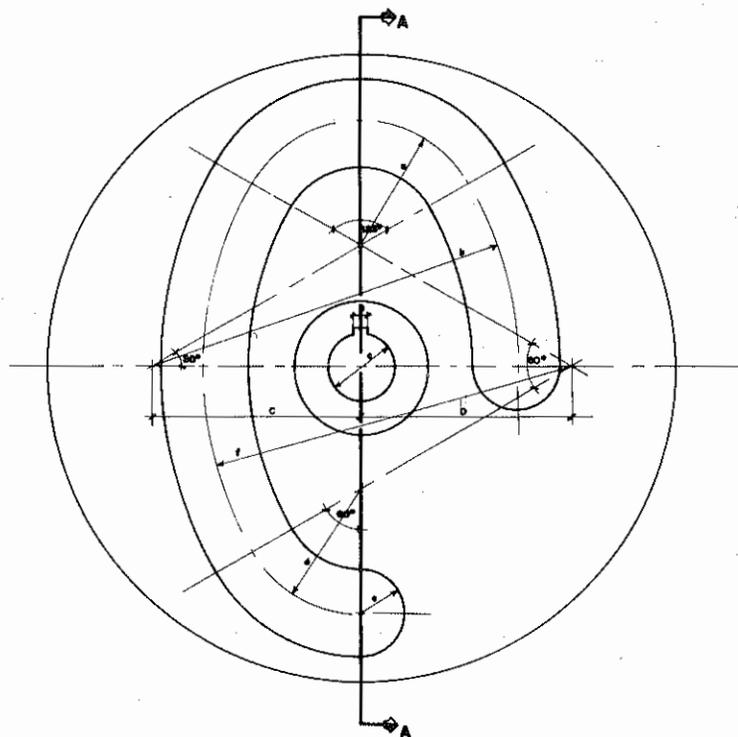
N° PLANO : TM - 06 - 03

DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ S.

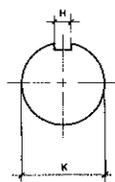
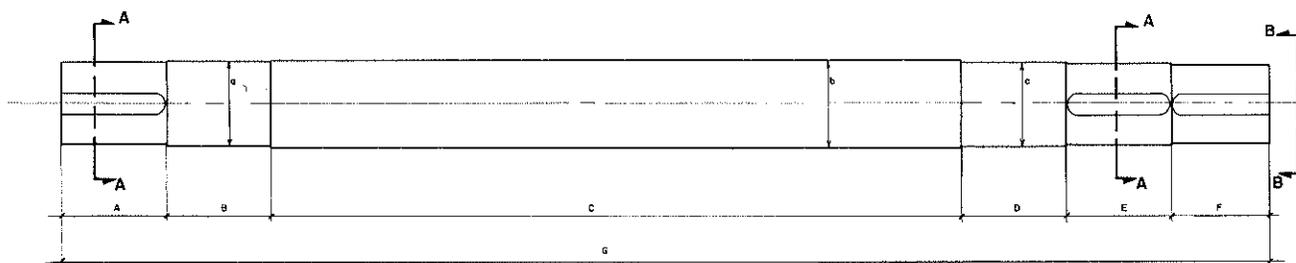
DIBUJADO POR : JULIO PAZMIÑO M.

ESCALA : S. E

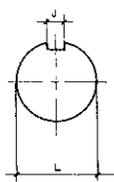
FECHA : ABRIL 1982



 MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL-BANKI			
		LEVA IZQUIERDA DEL MECANISMO DE REGULACION	
N° PLANO : TM - 06 - 04		DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ B.	
		DIBUJADO POR : JULIO PAZNIÑO M.	
ESCALA : S. E		FECHA : ABRIL 1982	



CORTE A-A



CORTE B-B



MANUAL DE DISEÑO DE
TURBINAS MICHELL-BANKI

EJE DE LAS LEVAS DE REGULACION

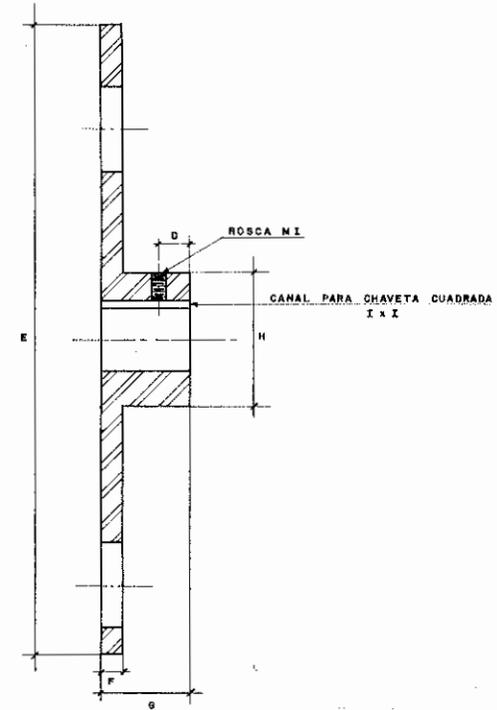
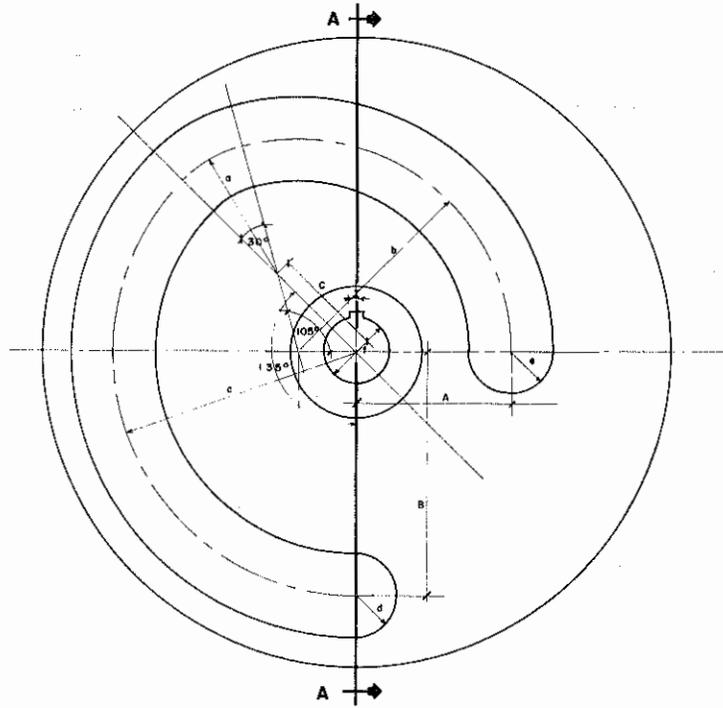
Nº PLANO : TM - 06 - 05

DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ B.

DIBUJADO POR : JULIO PAZMIÑO M.

ESCALA : S.E

FECHA : ABRIL 1982



A - A



MANUAL DE DISEÑO DE
TURBINAS MICHELL - BANKI

LEVA IZQUIERDA DEL MECANISMO DE REGULACION

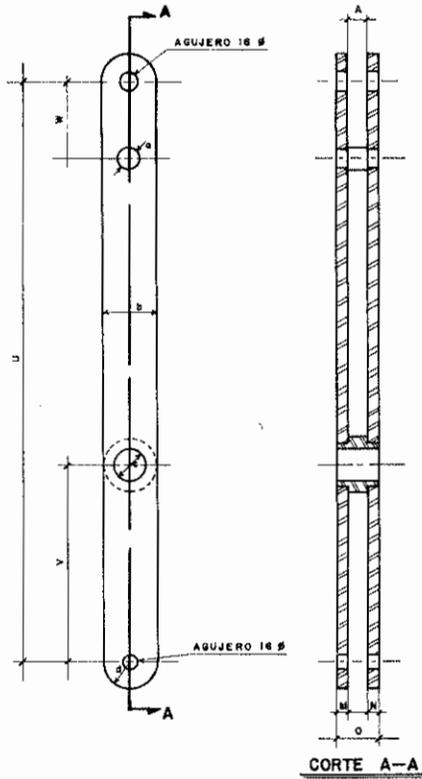
Nº PLANO: TM-06-07

DISEÑADO POR: CARLOS HERNANDEZ B.

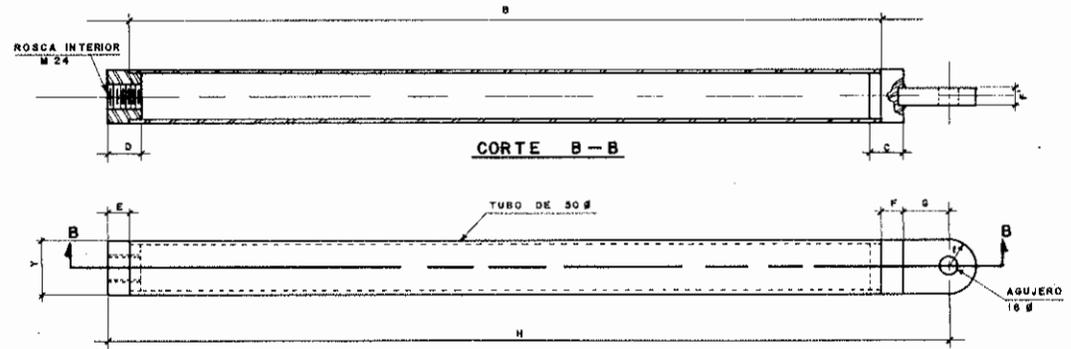
ESCALA: S. E.

DIBUJADO POR: MARCELO BENAVIDES E.

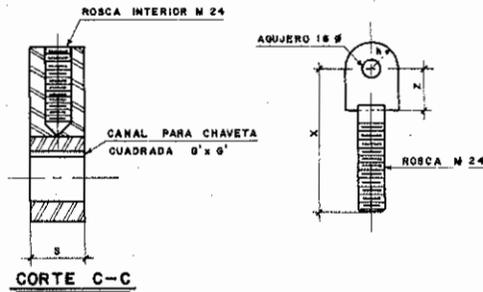
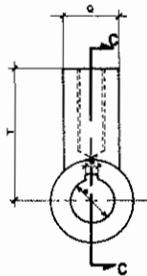
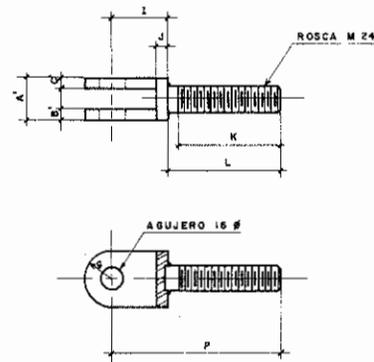
FECHA: ABRIL 1982



BRAZO PRINCIPAL DEL MECANISMO DEL REGULACION



BRAZO SECUNDARIO DEL MECANISMO DE REGULACION



PALANCA DE REGULACION DEL INYECTOR

 MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL-BANKI	
BRAZOS DEL SISTEMA DE REGULACION	
Nº PLANO : TM - 06 - 06	DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ B.
ESCALA : S. E	DIBUJADO POR : JULIO PAZMIÑO M.
	FECHA : ABRIL 1982

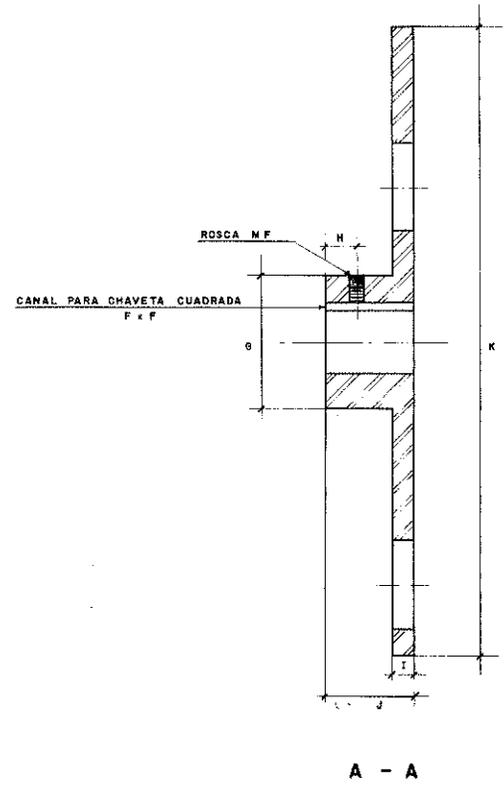
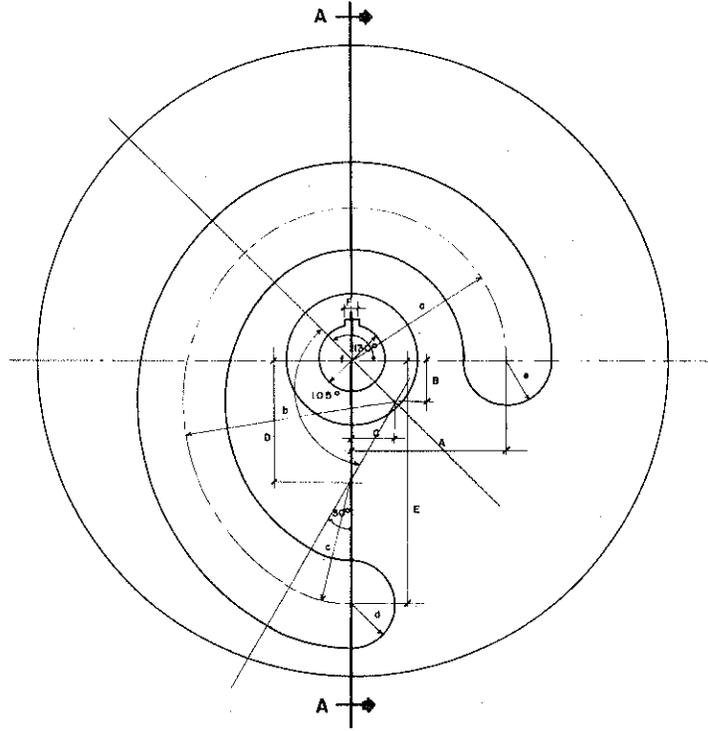


MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL - BANKI

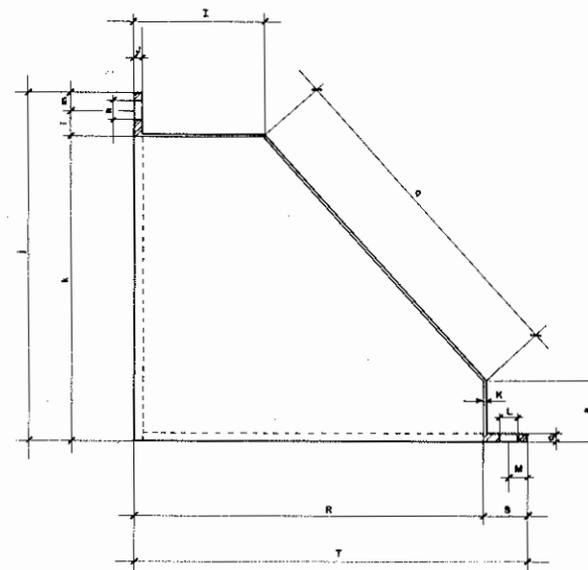
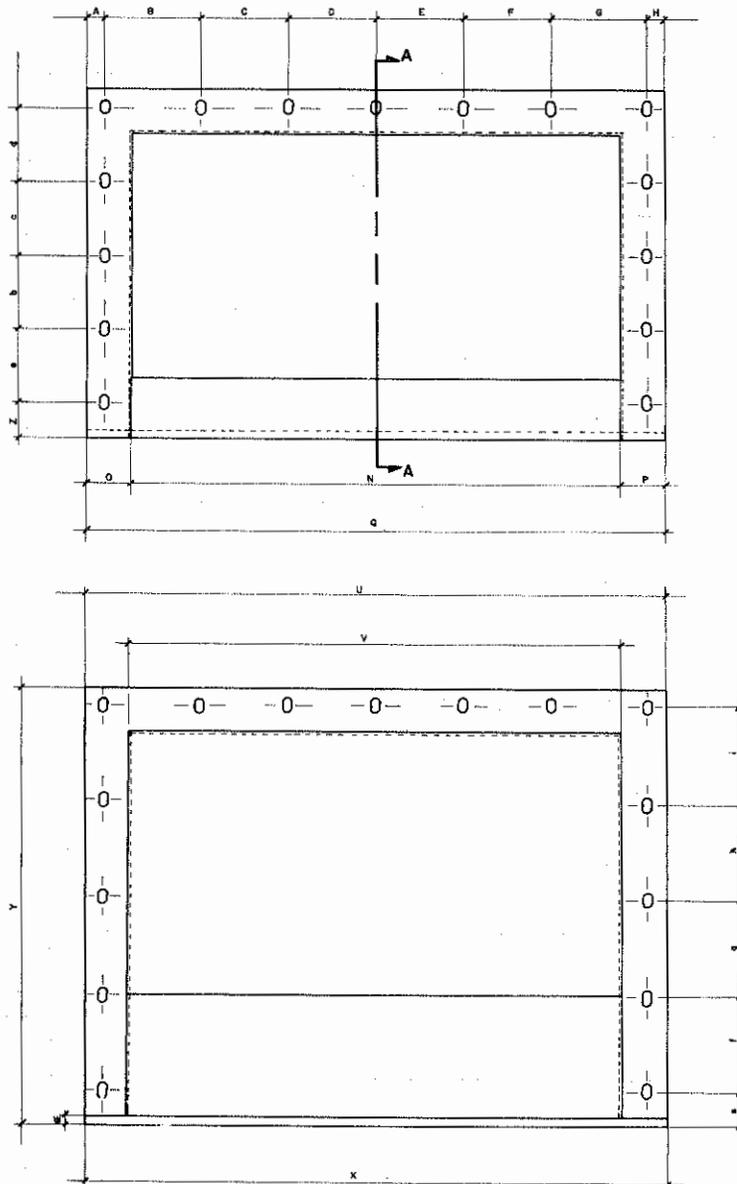
TABLA DE DIMENSIONES (mm)

PLANO Nº TM-06-06

SIMBOLO	TURBINA ESTANDARIZADA							
	31 A	32 A	33 B	34 C	35 B	41 B	42 B	43 B
A			21	21	21	25	25	25
B			700	700	700	933	933	933
C			30	30	30	40	40	40
D			30	30	30	40	40	40
E			20	20	20	27	27	27
F			20	20	20	27	27	27
G			40	40	40	54	54	54
H			780	780	780	1040	1040	1040
I			50	50	50	67	67	67
J			10	10	10	12	12	12
K			90	90	90	120	120	120
L			100	100	100	133	133	133
M			10	10	10	12	12	12
N			10	10	10	12	12	12
O			41	41	41	49	49	49
P			150	150	150	200	200	200
Q			50	50	50	50	50	50
R			15	15	15	19	19	19
S			50	50	50	65	65	65
T			120	120	120	160	160	160
U			530	530	530	707	707	707
V			180	180	180	240	240	240
W			70	70	70	93	93	93
X			135	135	135	180	180	180
Y			50	50	50	50	50	50
Z			40	40	40	53	53	53
A'			41	41	41	49	49	49



	MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL-BANKI	
	LEVA DERECHA DEL MECANISMO DE REGULACION	
Nº PLANO : TM-06-08	DISEÑADO POR : CARLOS HERNANDEZ B.	
ESCALA : S. E.	DIBUJADO POR : MARCELO BENAVIDES E.	
	FECHA : ABRIL 1982	



CORTE A-A



MANUAL DE DISEÑO DE
TURBINAS MICHELL-BANKI

C A R C A S A

N° PLANO: TM-07-01

DISEÑADO POR: CARLOS HERNANDEZ S.

DEBUJADO POR: JULIO PAZMIÑO M.

ESCALA: S. E

FECHA: ABRIL 1982

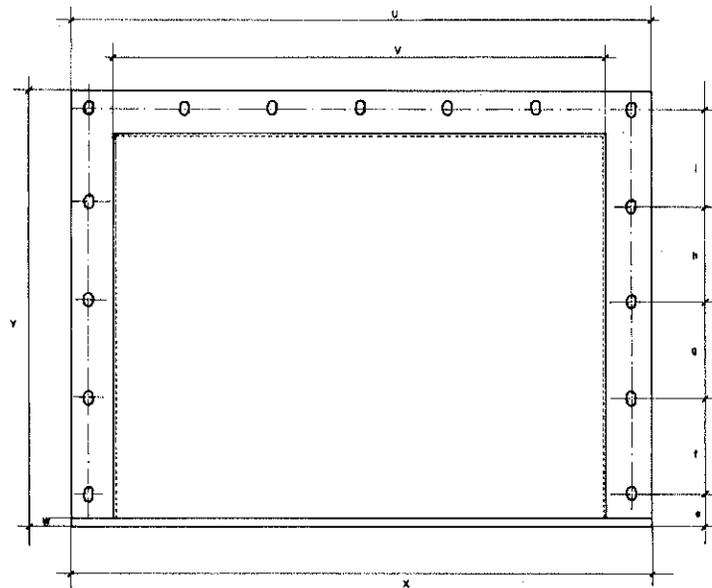
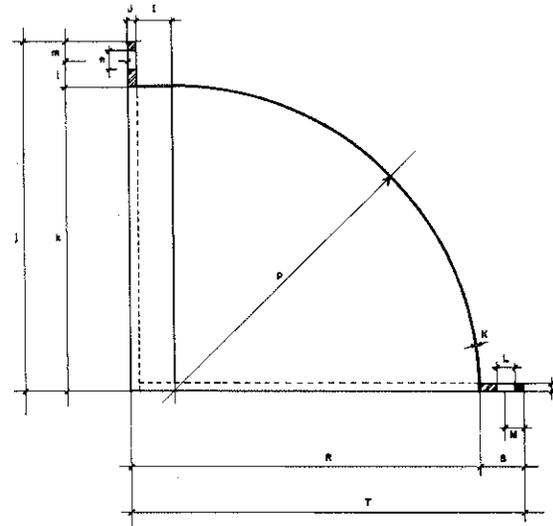
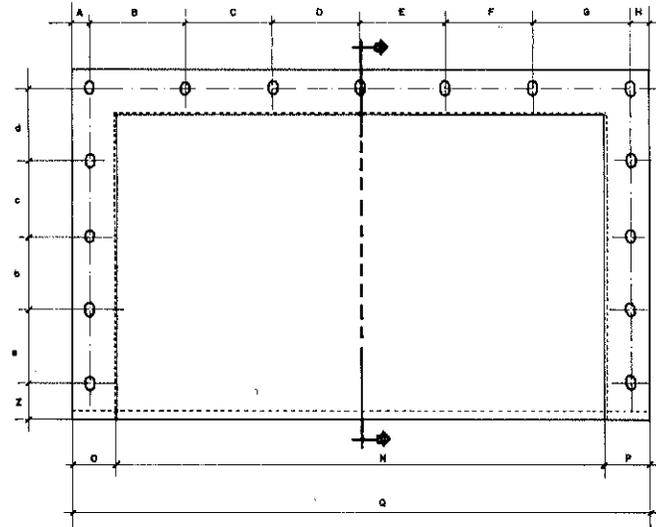


MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL - BANKI

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

PLANO N° TM-07-01

SIMBOLO	TURBINA ESTANDARIZADA							
	31A	32A	33B	34C	35B	41B	42B	43B
A	20	20	20	20	20	25	25	25
B	x	x	x	x	x	x	x	x
C	x	x	x	x	x	x	x	x
D	x	x	x	x	x	x	x	x
E	x	x	x	x	x	x	x	x
F	x	x	x	x	x	x	x	x
G	x	x	x	x	x	x	x	x
H	x	x	x	x	x	x	x	x
I	150	150	150	150	150	200	200	200
J	10	10	10	10	10	10	10	10
K	3	3	3	3	3	3	3	3
L	20	20	20	20	20	20	20	20
M	25	25	25	25	25	25	25	25
N	350	410	550	660	760	822	1032	1232
O	40	40	40	40	40	40	40	40
P	40	40	40	40	40	40	40	40
Q	430	490	630	740	840	902	1112	1312
R	400	400	400	400	400	533	533	533
S	50	50	50	50	50	50	50	50
T	450	450	450	450	450	583	583	583
U	430	490	630	740	840	902	1112	1312
V	356	416	556	666	766	828	1038	1238
W	10	10	10	10	10	10	10	10
X	430	490	630	740	840	902	1112	1312
Y	450	450	450	450	450	583	583	583
Z	40	40	40	40	40	50	50	50
a	x	x	x	x	x	x	x	x



	MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL-BANKI	
	CARCA SA	
N° PLANO: TM-07-02	DISEÑADO POR: CARLOS HERNANDEZ B.	
ESCALA: S.E.	DIBUJADO POR: MARCELO BENAVIDES E.	
	FECHA: ABRIL 1982	



MANUAL DE DISEÑO DE TURBINAS MICHELL - BANKI

TABLA DE DIMENSIONES (mm)

PLANO N° TM-07-02

SIMBOLO	TURBINA ESTANDARIZADA							
	31A	32A	33B	34C	35B	41B	42B	43B
A	20	20	20	20	20	25	25	25
B	x	x	x	x	x	x	x	x
C	x	x	x	x	x	x	x	x
D	x	x	x	x	x	x	x	x
E	x	x	x	x	x	x	x	x
F	x	x	x	x	x	x	x	x
G	x	x	x	x	x	x	x	x
H	20	20	20	20	20	25	25	25
I	50	50	50	50	50	67	67	67
J	10	10	10	10	10	10	10	10
K	3	3	3	3	3	3	3	3
L	20	20	20	20	20	20	20	20
M	25	25	25	25	25	25	25	25
N	350	410	550	660	760	822	1032	1232
O	40	40	40	40	40	40	40	40
P	40	40	40	40	40	40	40	40
Q	430	490	630	740	840	902	1112	1312
R	400	400	400	400	400	533	533	533
S	50	50	50	50	50	50	50	50
T	450	450	450	450	450	583	583	583
U	430	490	630	740	840	902	1112	1312
V	356	416	556	666	766	828	1038	1238
W	10	10	10	10	10	10	10	10
X	430	490	630	740	840	902	1112	1312
Y	450	450	450	450	450	583	583	583
Z	40	40	40	40	40	50	50	50
a	x	x	x	x	x	x	x	x

BIBLIOGRAFIA

Serie bibliográfica utilizada para la elaboración del manual, así como documentos técnicos que podrán utilizarse como referencia para el diseño, estandarización o selección de turbinas Michell—Banki.

A- Bibliografía del Manual

1. "Diseño Construcción y Ensayos de Turbinas de Flujo Transversal para Microcentrales Hidroeléctricas" Tesis de Grado —Carlos Hernández B. — Universidad Nacional de Ingeniería, Lima-Perú.
2. "Diseño y Estandarización de Turbinas Michell—Banki" Ing, Carlos Hernández B. —Organización Latinoamericana de Energía— OLADE, Quito-Ecuador.
3. "Estandarización, Selección y Reubicación de Turbinas para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas" Ing. Carlos Hernández B. —Organización Latinoamericana de Energía— OLADE, Quito-Ecuador.
4. "Central Hidroeléctrica de Cuyuja—Ecuador—Volumen II—Diseño de la Turbina" Ing. Carlos Hernández B. —Organización Latinoamericana de Energía— OLADE y el Instituto Ecuatoriano de Electrificación INECEL, Quito-Ecuador.
5. "Mechanical Engeneering Desing" Ing. J.E. Shigley, Editorial Mc Graw—Hill, Tercera Edición.
6. "Diseño de Elementos de Máquinas" (Tablas). Ing. Juan J. Hori A. , Departamento de Energía Mecánica de la Universidad de Ingeniería Lima-Perú.
7. "Repair Welding of Turbine Runners" Burgherr O, Gut K., Wenner. A—Water Power.
8. "Catálogo de Turbinas OSSBERGER" Alemania.
9. "Catálogo de Turbinas de la NIKKI Corporation" Japón.
10. "Catálogo de Rodamientos SKF".
11. "Catálogo de las Turbinas de Balaju Yantra Shala Ltd" Nepal.

B- BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTARIA

1. "Diseño de una Turbina Michell—Banki" Tesis de Grado, A. Federico Coz. Universidad Nacional de Ingeniería, Lima-Perú.
2. "Turbinas Hidráulicas de Flujo Transversal" Ing. A. Federico Coz P. CONIMERA Lima-Perú.
3. "The Banki Water Turbine" C.A. Mockmore and Fred Merryfield. Oregon State College. — E.E.U.U.

4. "Low Cost Development of Small Water Power Sits" Hamm Hars W. VITA. E.E.U.U.
5. "Local Experience with Micro—Hydro Technology" —SKAT Suiza.
6. "Motores Hidráulicos" Quantz.
7. "Elementos de Hidráulica General y aplicada a motores hidráulicos".

C. INSTITUCIONES QUE REALIZAN TRABAJOS DE INVESTIGACION Y DESARROLLO TECNOLÓGICO SOBRE TURBINAS MICHELL—BANKI

1. "Universidad Técnica Federico Santa María" - Chile.
2. "Universidad Industrial de Santander" - Colombia.
3. "Universidad de Costa Rica" - Costa Rica.
4. "Escuela Politécnica Nacional" - Ecuador.
5. "Instituto de Investigación Eléctrica" - México.
6. "Instituto Nicaraguense de Energía" - Nicaragua.
7. "Instituto de Investigación Tecnológica y de Normas Técnicas" - Perú.
8. "Comisión de Política Energética" - República Dominicana.
9. "Universidad Simón Bolívar" - Venezuela.
10. "IMEG—Técnica" - Argentina.
11. "Ossberger—Turbinenfabrik" - Alemania.
12. "NIKKI Corporation" - Japón.
13. "SKAT" - Suiza.
14. "Balaju Yantra Shala Ltd." - Nepal.
15. "Universidad de Oregon State College" - Estados Unidos.