

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
DEPOSITO  
DONATIVO



**PONTIFICIA  
UNIVERSIDAD  
CATÓLICA  
DEL PERÚ**

**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINAS  
MICHEL BANKI PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA  
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presentan los bachilleres:

**JULIO CÉSAR EGÚSQUIZA GOÑI  
JULIO CÉSAR SÁNCHEZ CAMONES**

**ASESORA: Ing. Estela Assureira E.**

Lima, Septiembre del 2009

## Resumen

Con el presente proyecto, se presenta una propuesta económica y versátil de un banco de ensayo dotado de una turbina Michell Banki que simula el funcionamiento de una pequeña central hidroeléctrica y permitir disponer de una herramienta para capacitar e incentivar a estudiantes, profesionales y compañías en el desarrollo de esta clase de proyectos que se puedan generar en el interior del país.

La tesis desarrollada abarca el diseño de un sistema que muestra el funcionamiento de una turbina Michell Banki, aprovechando la operación de una bomba centrífuga para simular el salto hidráulico. El trabajo comprende; el diseño de todos los componentes de la turbina, el diseño del sistema de transformación de energía mecánica a eléctrica; la selección de los instrumentos y dispositivos para el control y el registro de las variables y los protocolos de ensayo así como los procedimientos de evaluación.

El banco de pruebas que se propone permitirá: visualizar el proceso de transformación de energía, determinar las zonas de aplicación de la turbina hidráulica, determinar las curvas de funcionamiento y evaluar el comportamiento de la turbina.

Las características nominales de la turbina son las siguientes: 5kW de potencia eléctrica, velocidad de rotación de 1800rpm, 68% de eficiencia, velocidad específica de la turbina de Ns de 83 y abarca un salto en el rango de 16.8 hasta 33m de altura de la misma forma el rango para el caudal es de 23 l/s hasta 39 l/s.

Se utiliza una bomba centrífuga de 20 HP que simulara el salto hidráulico, para accionar una turbina de diámetro exterior de 11cm para un caudal de aproximadamente 38.6 l/s, considerando un volumen para el llenado del tanque como mínimo de 3 m<sup>3</sup>, de acero SA285 C y de 3mm de espesor, por medio del cual se garantiza la recirculación del agua para la realización de los diversos ensayos.

La selección de un generador síncrono trifásico auto excitado sin escobillas de acople directo, el cual junto a la instalación de luminarias y resistencias debidamente instaladas, simularan la demanda de electricidad de una central hidráulica, de esta manera se tendrá un panorama real de todo el funcionamiento de esta clase de proyectos. ➤

En el banco de pruebas también se podrá visualizar la trayectoria del flujo de agua por el rotor de la turbina, por medio de un material transparente colocado en la carcasa del mismo, ya que el rotor se encuentra en voladizo y el disco lateral presenta un diseño accesible para este fin. La utilización de acero inoxidable para la fabricación del rotor permitirá un incremento en la calidad, visibilidad y reducido mantenimiento, para fines solo educativos.



# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

## FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA

### TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TITULO: DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINAS MICHEL BANKI PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ.

AREA: Energía # 228

PROPUESTO: Ing. Estela Assureira E.

ASESOR: Ing. Estela Assureira E.

TESISTAS: Julio César Egúsquiza Goñi.  
Julio César Sánchez Camones.

CÓDIGOS: 2002.4715  
2000.7127

FECHA: 16 de agosto de 2006



#### DESCRIPCION Y OBJETIVOS:

En el Perú el 24% de la población nacional carece de acceso al servicio eléctrico; esto significa que alrededor de 6.5 millones de peruanos permanecen al margen del desarrollo y la modernidad. En el sector rural la situación es más grave pues solamente un 32% posee suministro eléctrico.

La electrificación rural en el país se viene desarrollando, en base a los Pequeños Sistemas Eléctricos; a la extensión de las Líneas de Transmisión y Subestaciones asociadas; a la construcción de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

Para el aprovechamiento de pequeños recursos hidráulicos, existen diversos tipos de turbinas hidráulicas, entre las cuales la turbina Michel Banki presta ventajas de orden técnico así como económico respecto a las turbinas hidráulicas convencionales que la hace muy atractiva para este campo.

La realización de proyectos eficientes y económicos requieren la formación de profesionales con sólidos conocimientos de diseño, construcción, operación y mantenimiento, por ello contar con un banco de pruebas en el Laboratorio de Energía de la universidad sería una herramienta poderosa en la capacitación de estudiantes, ingenieros, técnicos y personas relacionadas con el tema.

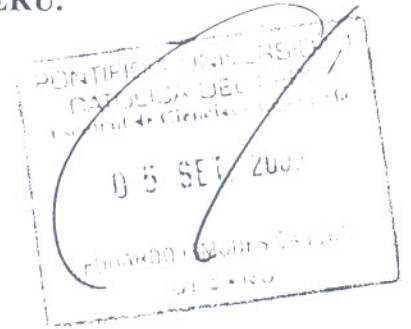
Se propone como trabajo, el diseño de un banco de pruebas para Turbina Michel Banki de 5.0 kW de potencia.

El trabajo propuesto abarcará: el diseño del sistema que simule el recurso hidráulico; el diseño de la turbina, del sistema de transformación de energía mecánica a eléctrica; la selección de los instrumentos y dispositivos para el control y el registro de las variables y los protocolos de ensayo así como los procedimientos de evaluación.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINAS MICHEL  
BANKI PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA PONTIFICIA  
UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ.



Introducción

1. Consideraciones para el diseño del Banco de Pruebas
2. Diseño del sistema de simulación del recurso.
3. Diseño de la turbina Michel Banki
4. Diseño del sistema de conversión de potencia mecánica en eléctrica
5. Selección de instrumentos
6. Ensamble del banco de pruebas
7. Protocolo de Evaluación y Manual de Operación del Banco de Pruebas.
8. Planos y costos de fabricación

Conclusiones y recomendaciones

Bibliografía

Anexos

*Máximo : 120 páginas*

Ing. Estela Assureira E.  
Asesor

DEDICATORIA

A Marina y Susana,  
Madrinas de nuestro gran proyecto.

## AGRADECIMIENTO

En primer lugar, a Dios, por la dicha de estudiar en esta prestigiosa casa de estudios y de haber tenido el honor de pertenecer a la sección de Ingeniería Mecánica.

En segundo lugar, muchas son las personas que contribuyeron en forma decisiva en nuestra formación profesional, es casi imposible manifestarles un merecido reconocimiento. Diez de los primeros en este distinguido grupo son los ingenieros Estela Assureira Espinoza; asesora del presente proyecto, Jorge Rodríguez Hernández, Quino Valverde Guzmán, Roberto Lazarte Gamero, Kurt Paulsen Moscoso, Javier Tamashiro Higa, Enrique Barrantes Peña, Federico Vargas Machuca Saldarriaga, Carlos Molina Romero, Víctor Girón Medina, bajo la guía de ellos estudiamos y nos formamos como ingenieros y posteriormente esperamos compartir experiencias en el trabajo para lograr el desarrollo del país.

Y finalmente a nuestros padres, porque supieron darnos una educación adecuada, una formación disciplinada y honesta.

## ÍNDICE DE CONTENIDO

Resumen.....	i
Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Índice de Contenido.....	iv
Lista de Símbolos.....	v
Sub Índices.....	ix
Introducción.....	1
Capítulo 1: Consideraciones para el diseño del banco de pruebas.....	2
1.1.-Descripción y funciones del banco de pruebas.....	2
1.2.-Determinación de salto y caudal.....	5
1.3.-Análisis hidráulico de la turbina.....	9
1.4.-Determinación de la geometría de la turbina.....	21
1.5.-Definición de la zona de trabajo de la turbina.....	29
1.6.-Elección de los parámetros de la turbina.....	38
Capítulo 2: Diseño del sistema de simulación del salto.....	44
2.1.-Análisis de la unidad de prueba.....	44
2.2.-Selección de la bomba centrífuga como recurso hídrico.....	51
2.3.-Dimensionamiento del tanque de almacenamiento de agua.....	53
2.4.-Calculo del vertedero de pared delgada.....	55
Capítulo 3: Diseño del sistema de conversión de energía hidráulica en mecánica.....	59
3.1.- Diseño hidráulico de la turbina Michell-Banki.....	59
3.2.- Diseño mecánico de la turbina Michell-Banki.....	69
Capítulo 4: Diseño del sistema de conversión de energía mecánica en eléctrica.....	121
4.1.-Selección del alternador trifásico.....	121
4.2.-Diseño eléctrico para la visualización de energía eléctrica.....	124
Capítulo 5: Selección de instrumentos de medición.....	135
Capítulo 6: Ensamble del banco de pruebas.....	139
Capítulo 7: Protocolo de evaluación y manual de operación del banco de pruebas.....	147
Costos de fabricación.....	175
Conclusiones.....	177
Bibliografía.....	179
Planos.	
Anexos	

## LISTA DE SIMBOLOS

$A_c$	Área de la sección del conductor [ $m^2$ ]
$A_s$	Área de los cordones de soldadura [ $m^2$ ]
$A_t$	Área de la tubería [ $m^2$ ]
$b$	Ancho del vertedero [m]
$B$	Ancho de rotor [m]
$B_i$	Ancho del Inyector [m]
$B_v$	Ancho del vertedero [m]
$c$	Distancia de la vena superior a la sección del álabe [m]
$C$	Coefficiente del estado del material
$C_q$	Coefficiente de caudal
$C_s$	Factor sobre la influencia del acabado superficial del material
$C_t$	Factor sobre la influencia del tamaño del eje
$C_1$	Resistencia ideal a la compresión para una esbeltez cero [ $N/mm^2$ ]
$C_2$	Factor de tensión de pandeo
$\Delta C_v$	Variación de las componentes de velocidad a lo largo del álabe en la dirección normal
$d$	Diámetro del eje del rotor [m]
$d_i$	Diámetro del eje del Inyector [m]
$d_n$	Diámetro nominal de husillo [mm]
$d_p$	Distancia entre perfiles de refuerzo [pulg]
$d_2$	Diámetro de flancos [mm]
$d_3$	Diámetro inicial del husillo [mm]
$D_t$	Diámetro de la tubería [m]
$D_p$	Distancia máxima entre perfiles de refuerzo [pulg]
$D_m$	Diámetro medio del husillo [mm]
$D_1$	Diámetro exterior del rotor [m]
$D_2$	Diámetro interior del rotor [m]
$e$	Espesor del álabe [m]
$e_d$	Espesor de los discos del rotor [m]
$s$	Espesor de soldadura [m]
$E$	Módulo de elasticidad [ $Lb/pulg^2$ ]
$f$	Deformación transversal del eje del rotor [m]
$F_a$	Fuerza manual para el ascenso del álabe [N]
$F_{ah}$	Fuerza de accionamiento del husillo [N]



F <sub>ch</sub>	Fuerza del chorro del agua [N]
F <sub>d</sub>	Fuerza manual para el descenso del husillo [N]
F <sub>h</sub>	Fuerza hidrostática sobre el álabe [N]
F <sub>s</sub>	Fuerza que soportan las uniones soldadas [N]
F <sub>t</sub>	Fuerza tangencial producto del chorro de agua [N]
F <sub>v</sub>	Fuerza normal del agua sobre los álabes [N]
FS	Factor de seguridad
FP	Factor de potencia del generador
g	Aceleración de la gravedad [m/s]
G	Módulo de rigidez del material [N/mm <sup>2</sup> ]
h <sub>i</sub>	Altura del inyector [m]
h <sub>v</sub>	Altura del vertedero [m]
h <sub>w</sub>	Altura de pérdidas de presión [m]
H	Salto Neto [m]
H <sub>e</sub>	Energía de Euler transferida al rotor [m]
H <sub>ga</sub>	Altura de presión considerando golpe de ariete [m]
H <sub>p</sub>	Altura de presión [m]
H <sub>r</sub>	Altura del recipiente de almacenamiento [m]
H <sub>t</sub>	Altura del recipiente de almacenamiento [m]
I	Momento de inercia [pulg <sup>4</sup> ]
I <sub>d</sub>	Intensidad de diseño [amp]
I <sub>F</sub>	Intensidad de Fase [amp]
I <sub>L</sub>	Intensidad de Línea [amp]
I <sub>R</sub>	Intensidad de Línea R [amp]
I <sub>S</sub>	Intensidad de Línea S [amp]
I <sub>T</sub>	Intensidad de Línea T [amp]
I <sub>RS</sub>	Intensidad de Fase RS [amp]
I <sub>TR</sub>	Intensidad de Fase TR [amp]
I <sub>TS</sub>	Intensidad de Fase TS [amp]
I <sub>adm</sub>	Intensidad admisible del conductor [amp]
I <sub>c</sub>	Intensidad corregida admisible [amp]
I <sub>t</sub>	Intensidad de trabajo del sistema [amp]
J	Momento polar de la sección del eje [mm <sup>4</sup> ]
K	Coefficiente de pérdidas
K <sub>c</sub>	Coefficiente de velocidad del inyector
K <sub>o</sub>	Coefficiente de admisión
K <sub>w</sub>	Coefficiente de pérdidas en los álabes

$K_n$	Factor de corrección por agrupación
$K_t$	Factor de corrección por temperatura
$k_1$	Coefficiente de forma dinámica para uniones soldadas
$k_2$	Factor de calidad de unión soldada
$l$	Longitud del recipiente de almacenamiento [pulg]
$l_a$	Longitud entre apoyos del husillo [mm]
$l_h$	Longitud de elevación del husillo [mm]
$l_p$	Longitud de pandeo [mm]
$L_a$	Longitud efectiva de acción de la presión sobre el álabe [m]
$L_c$	Longitud del conductor [m]
$L_t$	Longitud de la tubería [m]
$L_{pa}$	Longitud de la palanca de accionamiento del husillo [m]
$M_d$	Momento de descenso de carga del husillo [Nmm]
$M_e$	Momento de elevación de carga del husillo [Nmm]
$M_f$	Momento flector actuante [Nm]
$M_r$	Momento de rozamiento entre apoyos [Nmm]
$M_t$	Momento torsor [Nm]
$M_{te}$	Momento total de elevación [Nmm]
$\eta_t$	Eficiencia de la turbina
$\eta_g$	Eficiencia del generador
$\eta_{GR}$	Eficiencia del grupo generador
$\eta_h$	Eficiencia hidráulica
$\eta_m$	Eficiencia mecánica
$\eta_{tr}$	Eficiencia de la transmisión mecánica
$\eta_v$	Eficiencia volumétrica
$N$	Velocidad de rotación [RPM]
$N_c$	Velocidad crítica del eje del rotor [RPM]
$N_s$	Velocidad específica
$N_q$	Número específico de revoluciones
$p$	Paso del husillo [mm]
$P$	Presión absoluta [Pa]
$P_g$	Potencia de salida del generador [kW]
$P_r$	Potencia reactiva [kVA]
$P_{st}$	Potencia del sistema trifásico [W]
$P_t$	Potencia al eje de la turbina [kW]
$P_v$	Presión de vapor [m]
$P_w$	Potencia de Fase [W]

Q	Caudal [m <sup>3</sup> /s]
Q <sub>d</sub>	Caudal de diseño [m <sup>3</sup> /s]
r	Radio de curvatura del álabe [m]
R	Distancia entre el centro del álabe y el centro del rotor[m]
R <sub>e</sub>	Reacciones en los extremos [Lb/pulg]
R <sub>c</sub>	Resistencia del conductor [Ohm]
r <sub>n</sub>	Brazo de palanca del sistema [m]
S	Esfuerzo admisible del material [Lb/pulg <sup>2</sup> ]
S <sub>e</sub>	Factor de servicio estático
S <sub>o</sub>	Ancho de la garganta del inyector [m]
t	Espesor de planchas [mm]
t <sub>c</sub>	Espesor de plancha de la carcaza [mm]
t <sub>i</sub>	Espesor de la plancha del Inyector [mm]
T <sub>(ad)</sub>	Torque de accionamiento del alabe directriz [Nm]
T <sub>(ah)</sub>	Torque de accionamiento del husillo [Nm]
u <sub>1</sub>	Velocidad tangencial en el álabe [m/s]
U <sub>RT</sub>	Tensión de Fase RT [V]
U <sub>ST</sub>	Tensión de Fase ST [V]
V <sub>1</sub>	Velocidad absoluta de entrada al rotor [m/s]
V <sub>ch</sub>	Velocidad del chorro del agua a la salida del inyector[m/s]
V <sub>t</sub>	Velocidad del fluido dentro de las tuberías [m/s]
w	Velocidad relativa del fluido [m/s]
w <sub>a</sub>	Presión distribuida en el álabe directriz
W	Carga por unidad de longitud [Lb/pulg]
W <sub>a</sub>	Peso del álabe [kg]
W <sub>d</sub>	Peso de los discos del rotor [kg]
W <sub>r</sub>	Peso del rotor [kg]
W <sub>i</sub>	Representa las cargas actuantes [N]
z	Número de álabes del rotor
z <sub>a</sub>	Número de álabes en la admisión
Z	Altura relativa [m]

### Símbolos Griegos

α	Factor de dependiente de la relación h/l
α''	Factor de relación de carga
α <sub>1</sub>	Angulo de ingreso al rotor [°]

$\beta$	Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial [°]
$\beta_k$	Factor efectivo de concentración de esfuerzos
$\mu_l$	Coefficiente de rozamiento de apoyo axial
$\mu_R$	Coefficiente de rozamiento en los flancos de rosca
$\lambda$	Grado de esbeltez
$\rho$	Densidad del agua [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_c$	Resistividad del material del conductor [Ohmios-mm <sup>2</sup> /m]
$\Psi$	Caída de presión
$\varphi$	Ángulo de fase eléctrica [°]
$\varnothing$	Angulo de torsión [rad]
$\varnothing_a$	Ángulo de curvatura del álabe [°]
$\varnothing_h$	Angulo de inclinación del filete del husillo [°]
$\theta$	Deflexión máxima [°]
$\theta_a$	Ángulo de giro del alabe director [°]
$\theta_o$	Arco de arrastre en la admisión [°]
$\theta_T$	Arco de arrastre total de trabajo [°]
$\theta_1$	Arco de arrastre en la entrada [°]
$\theta_2$	Arco de arrastre en la salida [°]
$\sigma_{adm}$	Esfuerzo admisible del material [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{alt}$	Resistencia alternante máximo a la tracción del material [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_B$	Resistencia máximo a la tracción del material [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_c$	Esfuerzo de compresión en el husillo [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_e$	Esfuerzo equivalente [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_f$	Esfuerzo flector máximo actuante [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_p$	Esfuerzo de pandeo [N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_{(puls)}$	Resistencia cortante pulsante máximo del material [N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_{(fmax)}$	Esfuerzo cortante máximo actuante [N/mm <sup>2</sup> ]

## **INTRODUCCIÓN**

La ingeniería desarrollada tiende a resolver los problemas en el sector rural pues solamente un 32% posee suministro eléctrico.

Actualmente en el sector rural peruano se encuentra en promedio que 1 de 12 familias tienen acceso a energía eléctrica, ya que nuestro sistema interconectado no abarca regiones alejadas de nuestro territorio, en donde estas poblaciones tienen que recurrir a sistemas aislados.

Las centrales hidroeléctricas pequeñas basadas en turbinas no convencionales pueden ser una adecuada solución técnico – económica para las poblaciones rurales del interior del país de bajos recursos económicos o de extrema pobreza, por ser sistemas de fácil construcción local y de buena eficiencia.

Hoy en día módulos de esta clase de proyectos, se realizan para diferentes tipos de turbinas, mas no existe en la PUCP un módulo de laboratorio que simule el funcionamiento de una turbina Michell Banki de 5kW.

Por ello, contar con un banco de pruebas en el Laboratorio de Energía sería una herramienta poderosa, pues ayudaría a involucrar en conjunto a estudiantes, ingenieros, técnicos y compañías relacionadas con la ingeniería de sistemas hidráulicos.

El presente trabajo trata sobre el diseño de un banco de pruebas dotado de una turbina Michell Banki el cual demostrara en laboratorio que es una buena alternativa para el aprovechamiento de los recursos hídricos.

La tesis esta elaborada de tal forma que se pueda identificar fácilmente dos etapas fundamentales; La Ingeniería de Diseño y La Operación del Equipo.

Por lo tanto los cuatro primeros capítulos son básicamente el desarrollo del diseño hidráulico de la turbina, mecánico y eléctrico del banco de pruebas y los tres últimos enfocados a la selección, ensamble y operación del modulo de pruebas.

Es así que el primer capítulo contiene las consideraciones básicas para el diseño del banco de pruebas (descripción, funciones, análisis hidráulico, geometría de la turbina y definición de la zona de trabajo).

El segundo capítulo presenta el diseño para el sistema de simulación del recurso hidráulico, es decir la selección de la bomba centrífuga, dimensionamiento del tanque de almacenamiento de agua y el cálculo del vertedero de pared delgada.

En el tercer capítulo se muestra el diseño hidráulico y mecánico del sistema de conversión de energía hidráulica en mecánica.

El cuarto capítulo abarca el diseño del sistema de conversión de energía mecánica en eléctrica el cual considera fundamentalmente la selección del generador trifásico.

El quinto contiene la selección de los instrumentos de medición, el sexto el ensamble del banco de pruebas y el séptimo los protocolos de evaluación y el manual de operación.

Para el diseño se tuvo como referencia el manual del Centro Suizo de Tecnología apropiada en el ILE, Instituto de Investigación sobre América Latina y de Cooperación al desarrollo, Universidad de Sankt – Gallen SKAT.

## **CAPÍTULO 1**

### **CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBA**

En este capítulo se presenta la descripción del banco de pruebas, la determinación de salto y caudal, el análisis de la geometría del rodete, el análisis de la geometría del inyector y de las diferentes zonas posibles de trabajo de la turbina y resultados de la simulación.

- El diseño de la unidad de prueba se ejecutara teniendo como requisitos, ser una unidad compacta, versátil y la posibilidad de fácil fabricación local del equipo, en donde se puede obtener 5kW de energía eléctrica, mediante un generador trifásico comercial de 1800rpm, utilizando un acople directo para la conexión con el rodete de la turbina. Esta propuesta permitirá poder visualizar la transformación de energía mecánica en energía eléctrica mediante resistencias y bombillas de luz, determinar las zonas de aplicación de la turbina hidráulica, las curvas de funcionamiento y evaluar el comportamiento de la turbina.

#### **1.1 DESCRIPCION Y FUNCIONES DEL BANCO DE PRUEBA**

Un banco de pruebas es el conjunto de equipos, dispositivos de regulación y control así como instrumentos de medición que permite simular un recurso hidráulico y su aprovechamiento en la generación de energía eléctrica mediante una turbina

hidráulica. El registro de las variables: caudal, presión y entre otras permitirán la evaluación del funcionamiento y la determinación de las curvas de operación de la turbina.

El banco de pruebas que se desarrolla permitirá:

- visualizar el proceso de transformación de energía.
- determinar las zonas de aplicación de la turbina hidráulica.
- determinar las curvas de funcionamiento y evaluar el comportamiento de la turbina.

El banco de prueba consta de las siguientes partes (Fig. 1.1)

1.1.1 El sistema de simulación del recurso hidráulico compuesto por:

- a: Bomba centrífuga: equipo que genera la presión que normalmente se produce por la caída que presentan diversos ríos en el interior del país.
- b: El depósito: componente donde se descarga el flujo de agua, que también funciona como tanque para la toma de la bomba.
- c: Circuito cerrado de recirculación: conjunto de tuberías que conduce el agua del tanque hacia la turbina por medio de la bomba.

1.1.2 El sistema de transformación de la energía hidráulica en energía mecánica, compuesto por:

- a: Turbina Michell Banki, turbomáquina que realiza la labor de transformar la energía hidráulica en energía mecánica.

1.1.3 El sistema de transformación de la energía mecánica en energía eléctrica, compuesto por:

- a: Generador eléctrico: Equipo que convierte la energía mecánica de la turbina en energía eléctrica.
- b: Carga eléctrica y sistema de regulación por medio de un banco de resistencias para la operación de la turbina a cargas parciales.

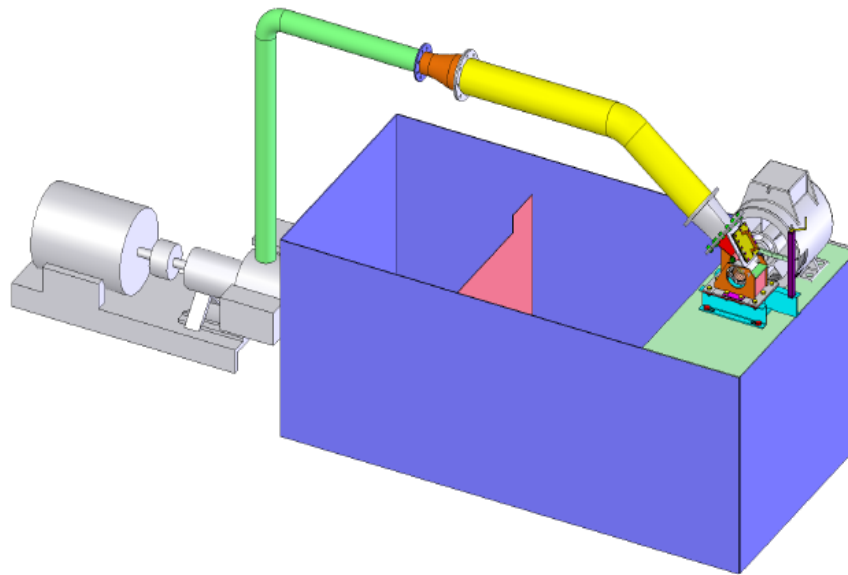


Fig. 1.1 ESQUEMA DEL BANCO DE PRUEBAS DE UNA TURBINA MICHELL-BANKI



## 1.2 DETERMINACIÓN DE SALTO Y CAUDAL

Normalmente, en la selección de turbinas se parte del salto y del caudal para el dimensionamiento de los componentes de la turbina.

El presente trabajo al ser un banco de ensayo no responde al sistema tradicional de dimensionamiento de turbinas, por lo que se inicia el trabajo teniendo como parámetro la obtención de 5kW de potencia a la salida del generador.

Existe una relación entre la potencia generada por la turbina ( $P_t$ ), salto neto ( $H$ ), caudal ( $Q$ ), densidad ( $\rho$ ) y gravedad ( $g$ ). Fuente: [1.1].

$$Q = \frac{P_t}{\rho \cdot g \cdot H \cdot \eta_t} \quad (1.1)$$

La potencia al eje de la turbina o potencia al freno se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$P_t = \frac{P_g}{\eta_g \cdot \eta_{tr}} \quad (1.2)$$

Donde:

$P_g$  : Potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico

$\eta_g$ : Eficiencia del generador trifásico (0.78)

$\eta_{tr}$ : Eficiencia de la transmisión mecánica (0.86)

$\eta_t$ : Eficiencia de la turbina (0.82)

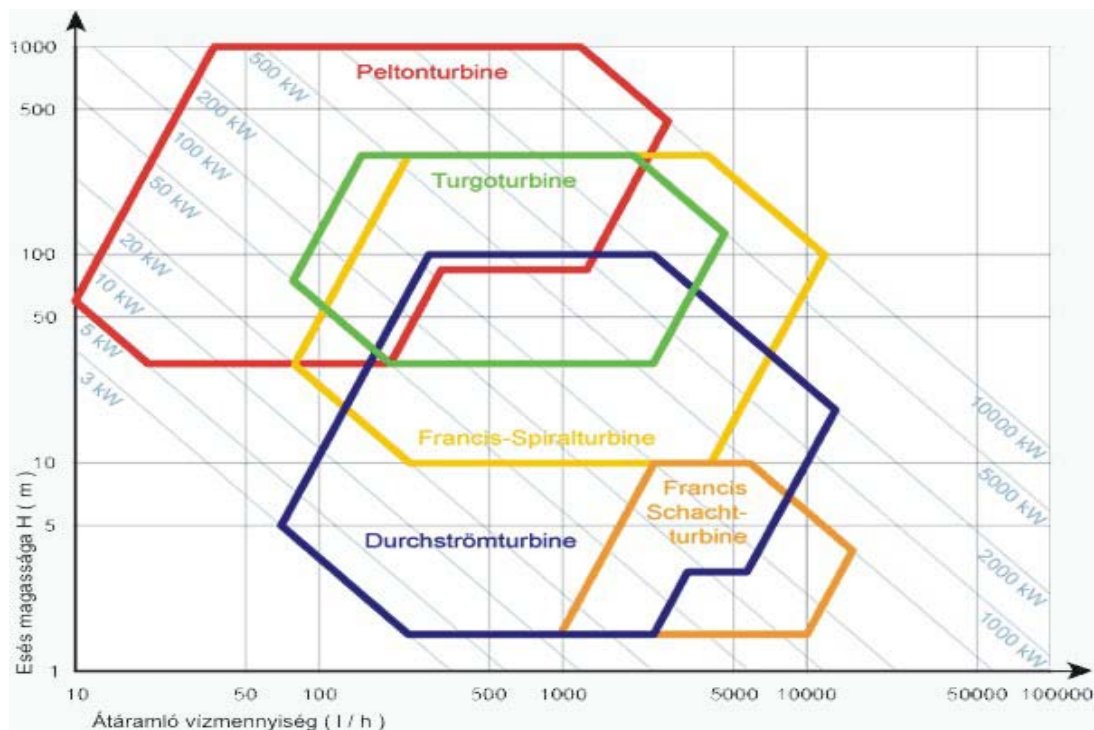
Podemos determinar lo siguiente:

$$P_t = \frac{P_g}{\eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_{tr}} = \frac{5}{0.55} = 9.1kW \quad (1.3)$$

Para la selección de un tipo de turbina se ingresa al diagrama mostrado figura 1.2 donde se puede observar que las turbinas que cubren la zona de trabajo para diversos saltos y caudales correspondiente a la potencia de diseño, es la turbina Michel Banki y la turbina Pelton que según la zona de trabajo cumplen con nuestro requerimiento, nuestra propuesta será la selección de una turbina Michel Banki, por las ventajas de orden técnico: estabilidad y buena eficiencia a cargas parciales; fácil construcción, reducido mantenimiento y sobre todo un bajo costo.

Las turbinas Michell Banki, en general no presentan problemas de cavitación, el eje no está afectado a cargas axiales, presenta bajo peso y se pueden adaptar a gran variedad de caudales modificando el ancho del rotor manteniendo constante su diámetro exterior.

Las principales desventajas de la turbina es un rendimiento relativamente bajo, fuerzas de regulación relativamente altas, rodete de difícil rehabilitación (pero presentan bajo costo) y de velocidades no muy altas.



- \*Peltonturbine (Turbina Pelton)
- \*Durchstromturbine (Turbina de doble paso)
- \*Átáramió vízmennyiség (Caudal)
- \*Esés magassága (Altura)

Fuente: [1.2]

Fig. 1.2 DIAGRAMA DE SELECCIÓN DEL TIPO DE TURBINA

La turbina que se ha seleccionado es una turbina no convencional que fue inventada por A.G. MICHELL (Australia) y patentada en 1903. Posteriormente, entre 1917 y 1919, fue estudiada por Donat Banki (Hungría), en la Universidad de Budapest.

Fuente: [1.3].

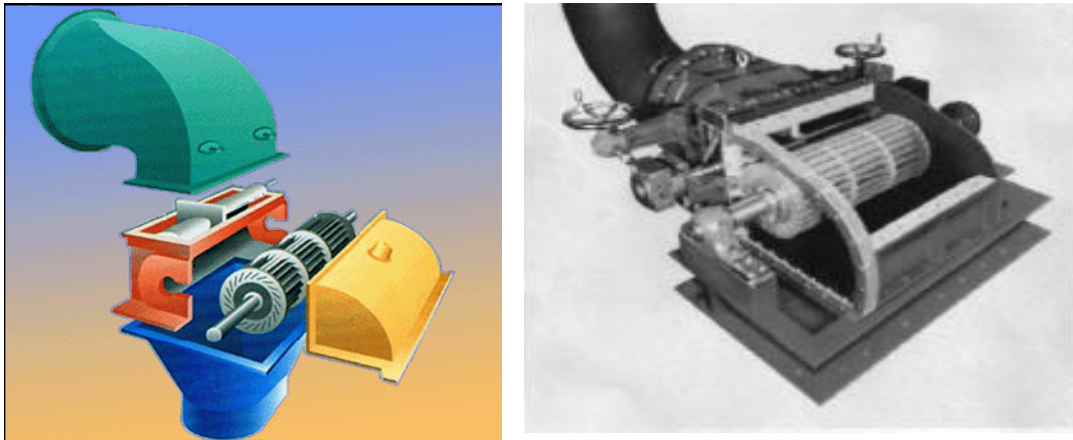


Fig. 1.3 TURBINA MICHELL-BANKI

Fuente: [1.4]

La turbina Michell Banki, es principalmente utilizada donde los recursos hidroeléctricos son pequeños, por lo tanto su aplicación es destinada al aprovechamiento energético a pequeña escala.

Se utiliza con una gama muy amplia de caudales (entre 25 l/seg y 5 m<sup>3</sup>/seg) y un rango de saltos entre 1m y 200 m, su rendimiento máximo es inferior al 82 %

Fuente: [1.5]

Se trata de una turbina de acción ya que opera por lo general a presión atmosférica, flujo radial centrípeto-centrífugo, de flujo transversal, de doble paso ya que el flujo de agua incide sobre los álabes en dos oportunidades, entrada y salida y de admisión parcial ya que el flujo de agua actúa sobre un sector de los alabes del rotor.

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rodete.

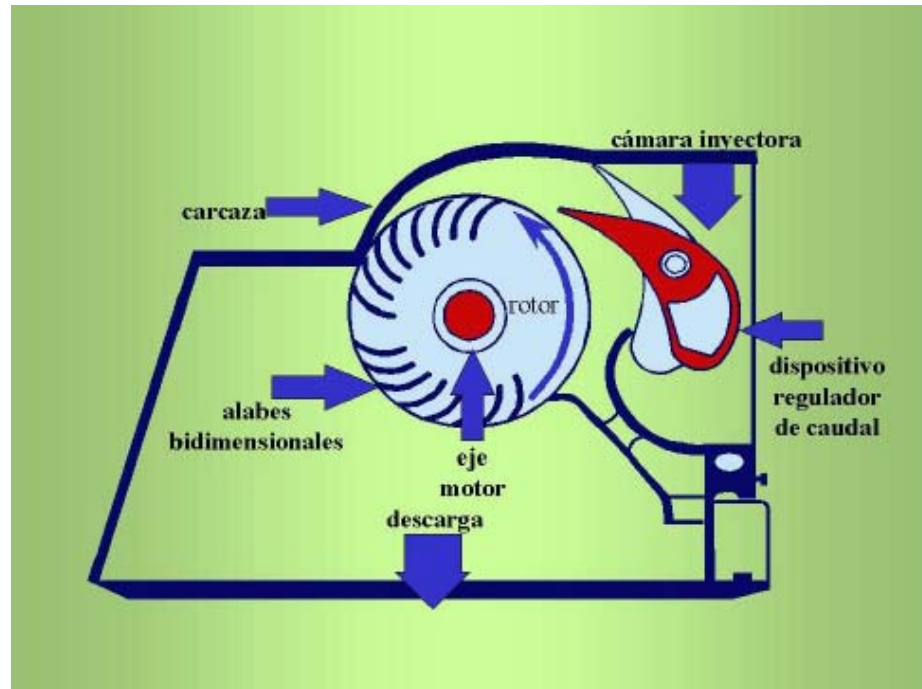


Fig. 1.4 COMPONENTES PRINCIPALES DE LA TURBINA  
MICHELL- BANKI

El rodete consta de dos o más discos paralelos, entre los que se montan los álabes longitudinales de perfil circular. Estos rodetes se prestan a una fácil construcción local.

El inyector es una tobera que dirige el agua hacia el rodete a través de un arco de admisión parcial sección que toma una determinada cantidad de álabes (primera etapa), y que dirige el agua por un ángulo absoluto de admisión. En turbinas de alta eficiencia el diseño consta además de un álabe director. Como se muestra en la figura 1.4. Fuente: [1.6]

La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de *turbina de doble efecto*, y de las cuales la primera etapa entrega un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y la segunda alrededor del 30% restante. Fuente: [1.7]

El salto neto (H) y el caudal (Q) deben de ser generado por el sistema de simulación del recurso, para su determinación será preciso realizar el análisis hidráulico del rotor (triángulo de de velocidad, geometría del rotor y del inyector) y determinar el campo de aplicación para la turbina.

Por lo tanto, la determinación del salto y caudal obedece a la necesidad de dimensionar la turbina Michel Banki para la potencia deseada.

Se muestra la relación para el diámetro exterior (D1), el salto neto (H) y la velocidad de rotación. Fuente: [1.8].

$$D_1 = \frac{39.85\sqrt{H}}{N} \quad (1.4)$$

### 1.3 ANÁLISIS HIDRÁULICO DE LA TURBINA

Como se dijo anteriormente, en primer lugar se selecciona un generador que entregue 5kW de potencia, hecha esta selección se opta por uno que trabaje a 1800 r.p.m., por lo que el valor de la velocidad angular del eje será igual al del generador.

Como se mencionó anteriormente la turbina Michel Banki es una turbina de doble efecto y flujo cruzado cuya primera etapa de álabes del rodete, funciona en admisión parcial y con un ligero grado de reacción. Después de pasar por esta primera etapa, el flujo cambia de sentido en el centro del rodete y vuelve a cruzarlo en una segunda etapa totalmente de acción. Ese cambio de dirección no resulta fácil y da lugar a un flujo complejo que son la causa de su bajo rendimiento. (Fig.1.5)

La velocidad absoluta de entrada con que impacta el chorro de agua proveniente de inyector se relaciona con el salto neto, en el álabe del rodete mediante la siguiente expresión. Fuente: [1.9]

$$V_1 = Kc.(2.gH)^{1/2} = 4.429Kc.\sqrt{H} \quad (1.5)$$

Donde:

$K_c$ : Coeficiente de velocidad que se considera para fines prácticos igual a 0.96.

Fuente: [1.10]

$g$ : Aceleración de la gravedad igual a  $9.81\text{m/s}^2$ .

$H$ : Representa el salto neto (m).

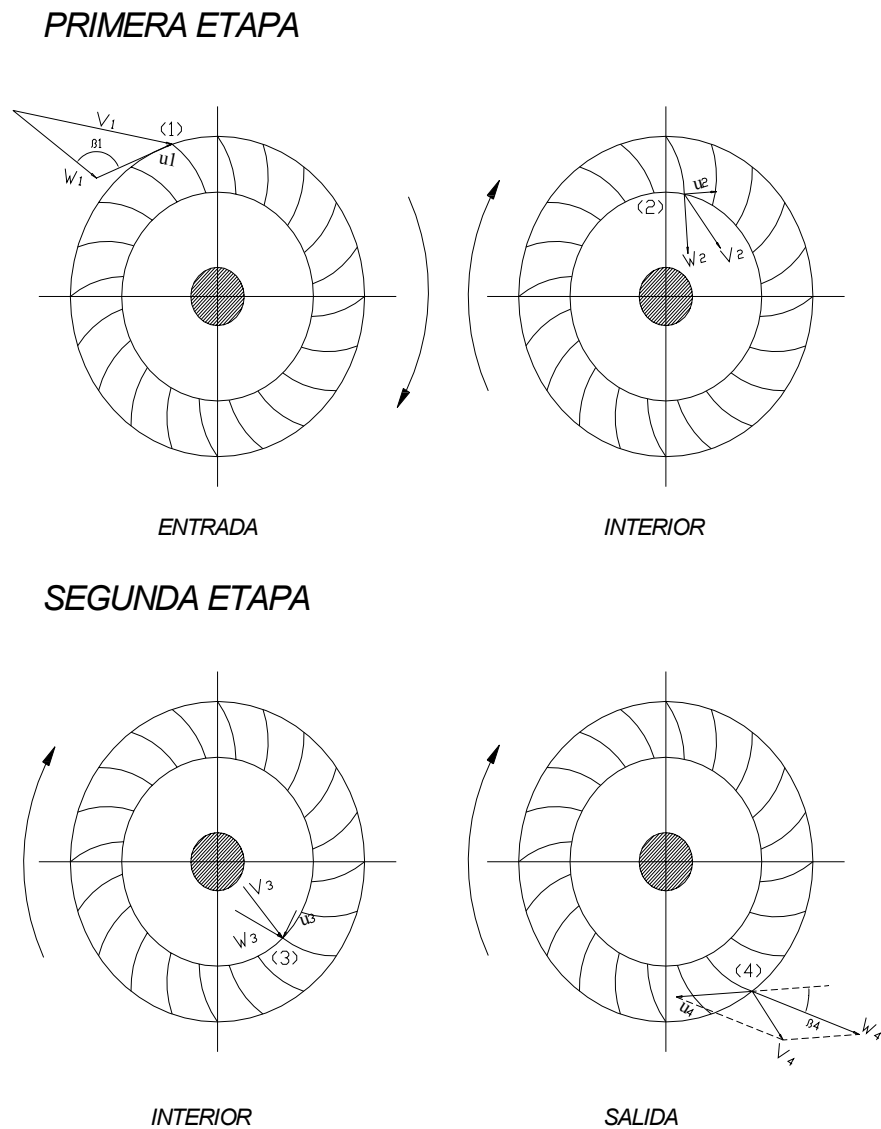


Fig. 1.5 TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES DE LA TURBINA MICHELL-BANKI PARA LAS DIFERENTES ETAPAS DE TRABAJO

Se muestra la siguiente ecuación para hallar la velocidad periférica en el álabe del rodete:

$$u_1 = \frac{\pi N}{60} D_1 \quad (1.6)$$

Donde:

N: Velocidad de rotación del eje expresada en revoluciones por minuto (r.p.m)

D1: Diámetro exterior (m).

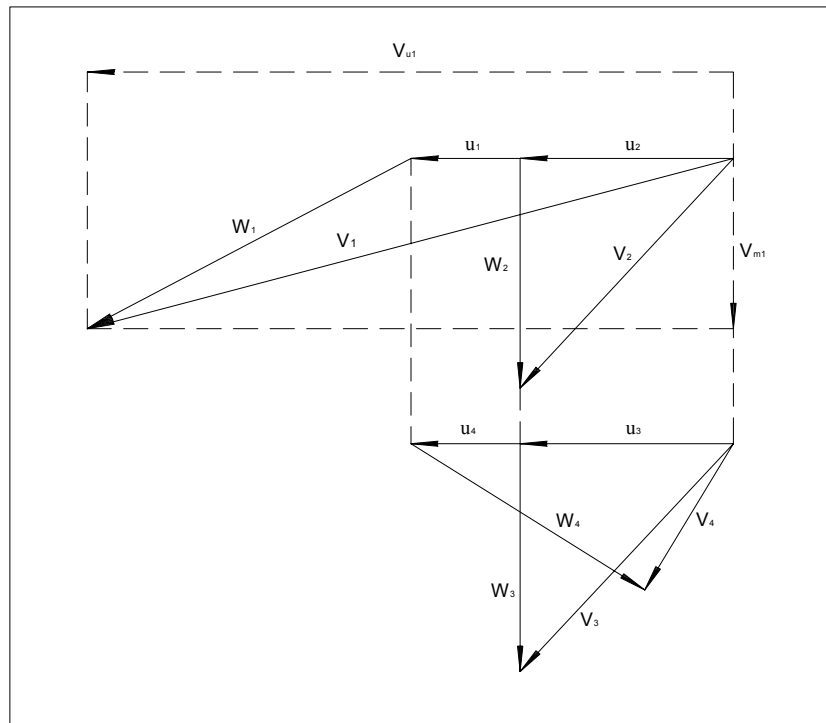


Fig. 1.6 TRIÁNGULO DE VELOCIDADES A LA ENTRADA DE RODETE

### 1.3.1 TRANSFERENCIA DE ENERGIA EN EL ROTOR

Asumiendo un flujo unidimensional, se empleara la ecuación del trabajo de Euler la cual se aplicará para los dos efectos del agua en la turbina.

Energía transferida en el rotor en el primer efecto como se muestra en la figura 1.5 y se calcula mediante la siguiente expresión. Fuente: [1.11].

$$H_{e_1} = u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u} \quad (1.7)$$

Donde:

- u (1,2): Velocidad periférica en la entrada y salida del primer efecto respectivamente (m/s)
- v (1,2): Velocidad absoluta en la entrada y salida del primer efecto respectivamente (m/s).

La energía transferida al rotor en el segundo efecto se calcula mediante la siguiente expresión. Fuente: [1.12]

$$H_{e_2} = u_2 v_{3u} - u_1 v_{4u} \quad (1.8)$$

Donde:

- u (3,4): Velocidad periférica en la entrada y salida del segundo efecto respectivamente (m/s).
- v (3,4): Velocidad absoluta en la entrada y salida del segundo efecto respectivamente (m/s).

Ya que se mantiene la velocidad angular y el diámetro del rotor en los puntos 2 y 3 del rotor se tiene que:

$$u_2 = u_3 \quad u_1 = u_4$$



La energía transferida total:

$$H_e = (u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u} + u_2 v_{3u} - u_1 v_{4u}) \quad (1.9)$$

Asumiendo que el ingreso a la segunda etapa debe producirse sin choque, es decir:

$$\beta_2 = \beta_3 = 90^\circ \quad (1.10)$$

Lo que implica:

$$v_{2u} = v_{3u} \quad (1.11)$$

Reemplazando en la siguiente expresión:

$$H_e = u_1 (v_{1u} - v_{4u}) \quad (1.12)$$

Del triángulo de velocidades de la figura 1.5 tenemos:

$$H_e = u_1 (w_1 - w_4) \cos(180^\circ - \beta_1) \quad (1.13)$$

Donde:

w<sub>(1,4)</sub>: Velocidad relativa en la entrada y salida del primero y segundo efecto respectivamente (m/s).

Considerando las pérdidas producidas en los álabes por medio del coeficiente:

Fuente: [1.13]

$$k_w = \frac{w_4}{w_1} \quad (1.14)$$

Reemplazando datos:

$$H_e = u_1 w_1 (1 + k_w) \cos(180^\circ - \beta_1) \quad (1.15)$$

Del triángulo de velocidades se tiene: (ver fig.1.6)

$$w_1 \cos(180^\circ - \beta_1) = v_1 \cos \alpha_1 - u_1 \quad (1.16)$$

Donde:

$\alpha_1$ : Ángulo que el chorro de agua hace con la tangente al rotor en su ingreso.

Se recomienda que su valor se encuentre comprendido entre  $14^\circ$  y  $17^\circ$ . Fuente: [1.14]

Se considera para este caso  $\alpha_1$  igual a  $16^\circ$ .

Reemplazando datos se tiene:

$$H_e = u_1 (v_1 \cos \alpha_1 - u_1) (1 + k_w) \quad (1.17)$$

Otra manera de expresar la ecuación 1.17 es en función de la cifra de presión y de la eficiencia hidráulica. Fuente: [1.15]

*Caída de presión:*

$$\psi = \frac{2H_{e_1}}{u_1^2} \quad (1.18)$$

*Eficiencia hidráulica:*

$$n_h = \frac{H_e}{H_{e_1}} \quad (1.19)$$

Por lo tanto tenemos:

$$n_h = \frac{2.H_e}{u_1^2 . \psi} \quad (1.20)$$

Reemplazando la ecuación 1.17 en la ecuación 1.20 tenemos:

$$n_h = \frac{2}{u_1 \psi} (v_1 \cos \alpha_1 - u_1)(1 + k_w) \quad (1.21)$$

Reemplazando la ecuación 1.18 en la ecuación 1.21 tenemos:

$$n_h = \left( \frac{2v_1 \cos \alpha_1}{\sqrt{2H_{e_1}} \psi^{1/2}} - \frac{2}{\psi} \right) (1 + k_w) \quad (1.22)$$

Reemplazando la ecuación 1.5 en la ecuación 1.22 tenemos:

$$n_h = \left( \frac{2K_c \cos \alpha_1}{\psi^{1/2}} - \frac{2}{\psi} \right) (1 + k_w) \quad (1.23)$$

Derivando:

$$\frac{\partial n_h}{\partial \psi} = 0 \quad (1.24)$$

$$\psi = \frac{4}{(K_c \cos \alpha_1)^2} = \frac{2gH_{e_1}}{u_1^2} \quad (1.25)$$

Entonces tenemos la hipótesis de impulso:

$$u_1 = \frac{v_1}{2} \cos \alpha_1 \quad (1.26)$$

Por lo tanto para el máximo aprovechamiento de la energía del agua, la velocidad tangencial debe ser la mitad de la componente de la velocidad de entrada en el primer efecto.

Analizando los triángulos de velocidad y considerando la hipótesis de impulso tenemos:

$$u_1 = \frac{v_1}{2} \cos \alpha_1 = \frac{4.429 Kc \cdot \sqrt{H}}{2} \cos \alpha_1 \quad (1.27)$$

Se obtiene como ecuación final.

$$u_1 = 2.127 Kc \sqrt{H} \cdot \cos \alpha_1 \quad (1.28)$$

Reemplazando la ecuación 1.6 en la ecuación 1.28 y despejando el diámetro exterior para  $Kc = 0.96$  que implica un máximo aprovechamiento energético del agua para un  $\alpha = 16^\circ$ , tenemos

$$D_1 = \frac{39.85 \sqrt{H}}{N} \quad (1.29)$$

Al concluir el análisis podemos observar la relación entre el salto neto (H), diámetro externo (D1), velocidad de giro rpm, todo esto para una máxima eficiencia en el aprovechamiento hidráulico.

Para el cálculo del caudal requerido, se parte de la ecuación 1.30: Fuente: [1.16]

$$Q = \frac{P_g}{n_{GR} \cdot \rho \cdot g \cdot H} \quad (1.30)$$

Donde:

Q: Caudal [ $m^3/s$ ]

$n_{GR}$ : Eficiencia del grupo de generación.

$\rho$ : Densidad del agua. [ $kg/m^3$ ]

$P_g$ : Potencia eléctrica del generador. [kW]

Se aplica la ecuación 1.31 para hallar la velocidad específica  $N_s$ . Fuente: [1.17]

$$N_s = \frac{N\sqrt{P_t}}{H^{5/4}} \quad (1.31)$$

Donde:

$N_s$ : Velocidad específica.

$N$ : Velocidad (rpm)

$P_t$ : Potencia generada por la turbina (kW).

$H$ : Salto neto (m).

Considerando el rango de  $N_s$  [40 – 160] como indica la figura 1.7. Fuente: [1.18]

Así podremos determinar los valores para el salto neto ( $H$ ), diámetro exterior ( $D_1$ ) y ancho del rotor ( $B$ ), que permitirán una selección de los parámetros considerando una fabricación accesible en el mercado local.

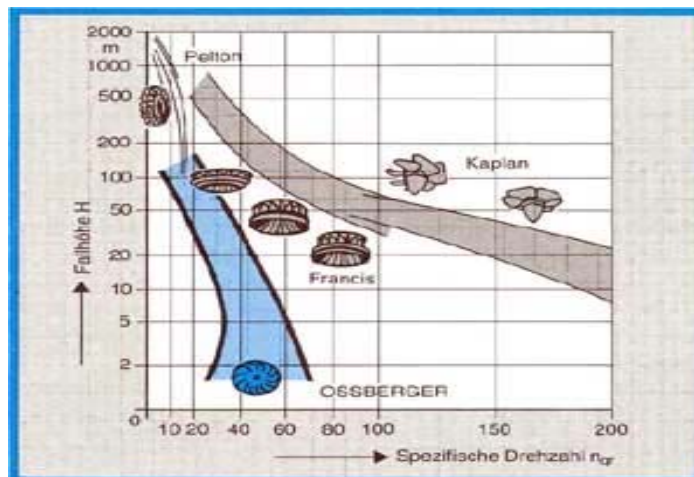


Fig. 1.7 GRAFICA  $H_n$  vs  $N_s$  PARA DIFERENTES TIPOS DE TURBINAS

\*Spezifische Drehzahl (Velocidad Específica)

\*Falhöhe (Altura)

Para determinadas aplicaciones la característica cilíndrica del rotor permite dividirlo axialmente en compartimientos, de manera que la turbina pueda trabajar dentro de

grandes rangos de variación de caudal, (recursos relativamente similares) permitiendo mantener la curva de rendimiento plana, con solo diseñar el rotor para longitudes determinadas y variando la posición de los álabes directrices (distribuidores).

Se acostumbra a dividir el rotor en dos partes iguales, el primer cuerpo produce  $1/3$  de la potencia nominal; con el álabe mayor se puede alimentar el segundo cuerpo, llegando a generar  $2/3$  de la potencia. Si ambos distribuidores se encuentran abiertos la producción de potencia es la total, como se puede apreciar en la figura 1.8.

Fuente: [1.19]

En nuestro caso se tendrá solo un compartimiento, por lo tanto es necesario tener un alabe directriz.

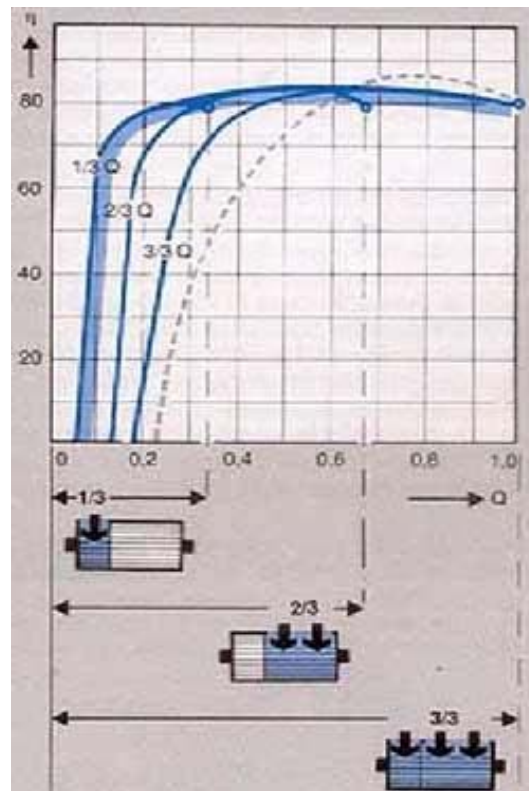


Fig. 1.8 ANCHO DE UNA TURBINA MICHEL BANKI Fuente: [1.20]

El cálculo del **ancho del rotor** se determinara utilizando la ecuación 1.32 y la elección será en base a las dimensiones posibles de fabricación.

Asumiendo un espesor de plancha de 3mm. Fuente: [1.22]



Fig. 1.9 ANCHO DE UNA TURBINA MICHEL BANKI

Fuente: [1.23]

$$B = \frac{Q}{v_1 \text{sen} \alpha_1 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot K_o} \quad (1.32)$$

Se toma el 25% de álabes para el arco de admisión entonces se tiene  $K_o = 0.25$ , y utilizando 24 álabes ya que un elevado número de álabes ocasionará perdidas por fricción reduciendo así la eficiencia de la turbina, mientras un reducido número de álabes produce un movimiento de rotación con impulsos bruscos pudiendo el chorro pasar sin chocar con ningún alabe reduciendo también la eficiencia de la turbina, por lo tanto obedecemos la recomendación de utilizar valores dentro del rango de 24 hasta 30 álabes. Fuente: [1.24]

Para  $K_o = 25\%$  el número de álabes en la admisión se calcula por:

$$z_a = K_o \cdot z \quad (1.33)$$

Fuente: [1.25]

Por lo tanto tenemos 6 álabes en la admisión, durante el primer efecto.

A continuación se presenta en la tabla Nº1.1 los resultados que muestra todas las posibilidades de diámetro que se tiene dentro del rango mencionado.

Tabla 1.1 RESULTADOS DEL Ns

Ns	H [m]	D1 [m]	Q [m <sup>3</sup> /s]	V1 [m/s]	B [m]
40	50,614	0,16	0,0183	30,88	0.017
50	42,339	0,14	0,0219	28,24	0.025
70	32,348	0,13	0,0286	24,68	0.041
90	20,910	0,101	0,0350	22,32	0.072
120	16,613	0,090	0,0441	19,90	0.114
160	13,198	0,080	0,0555	17,73	0.181

Se trabajara con: 15cm, 12cm, 11cm, ya que ofrecen muchas ventajas en la construcción, ver valores del ancho de la turbina, para el mercado local al momento de la fabricación.

Entonces se presenta la tabla №1.2:

Tabla 1.2 RESULTADOS FINALES

Diámetro Exterior (D1) [m]	Salto Neto (H) [m]	Caudal (Q) [m <sup>3</sup> /s]	Ns [rpm, hp, m]	B [m]
0,15	45,9	0,0202	33,7	0.021
0,12	29,4	0,0315	58,8	0.052
0,11	24,7	0,0375	73,1	0.073

Resultado: Estos parámetros permitirán determinar la geometría completa del rodete, punto importante, para la selección del diámetro final que se utilizara en el banco de pruebas el cual presenta como condición el giro a 1800rpm, posibilidad de una fácil construcción, es decir, sin procesos complicados.



## 1.4 DETERMINACION DE LA GEOMETRIA DE LA TURBINA

### a. ANÁLISIS DE LA GEOMETRÍA DEL RODETE

Teniendo en cuenta que la altura de presión ( $H_p$ ) en el rotor es nula, debido al análisis de velocidad en el primer efecto, y a ahí es donde se transfiere la mayor parte de energía del agua, y que las condiciones en el segundo efecto son difícilmente controlables. Fuente: [1.26]

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = 0$$

Para el cálculo de la velocidad relativa del agua en la entrada del rodete analizando el triángulo de velocidades (Fig.1.6):

$$w_1^2 = V_1^2 + u_1^2 - 2V_1u_1 \cos \alpha_1 \quad (1.34)$$

De donde resulta:

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = 1 - \frac{w_2^2 - w_1^2}{u_2^2}$$

Expresando cada velocidad en función de la velocidad de salida del inyector y del ángulo de entrada al rotor.

$$\left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\right] = \frac{1 - \left[\frac{3 \cos^2 \alpha_1}{4} - \frac{\sin^2 \alpha_1}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2}\right]}{\frac{\cos^2 \alpha_1}{4}}$$

Para determinar el diámetro interior del rodete nos basamos en la siguiente ecuación Fuente: [1.27]

$$D_2 = \left(\frac{2 \sin \alpha_1}{1 + \sin \alpha_1}\right)^{1/2} \cdot D_1 \quad (1.35)$$

De la relación anterior, para un diámetro exterior (D1) dado, el diámetro interior (D2) crece cuando el ángulo de entrada decrece y viceversa, es así que si el ángulo decrece la longitud del álabe resulta muy corta, ofreciendo una deficiente recorrido del agua y baja resistencia mecánica, de igual forma para un elevado ángulo aumenta la fricción pero mejora el recorrido del agua y su resistencia mecánica, según recomendaciones se escoge un valor de 16° para equilibrar los efectos ya mencionados.



Fig. 1.10 RELACION ENTRE EL DIAMETRO INTERNO Y EXTERNO

Fuente: [1.28]

Aplicando el teorema del seno sobre el triángulo de velocidades a la entrada se puede hallar el valor del ángulo  $\beta$  (Fig.1.6):

$$\frac{v_1}{\text{seno}(180 - \beta_1)} = \frac{w_1}{\text{sen} \alpha_1}$$

#### b. CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA DEL ÁLABE

Los álabes son de simple curvatura por lo cual no producen sollicitaciones axiales en el rotor. El radio de curvatura se halla mediante la siguiente expresión. Fuente: [1.29]

$$r = \frac{D_1}{4 \cos \beta_1} \left[ 1 - \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] \quad (1.36)$$

En la figura 1.11 se muestra la geometría del álabe en estudio.

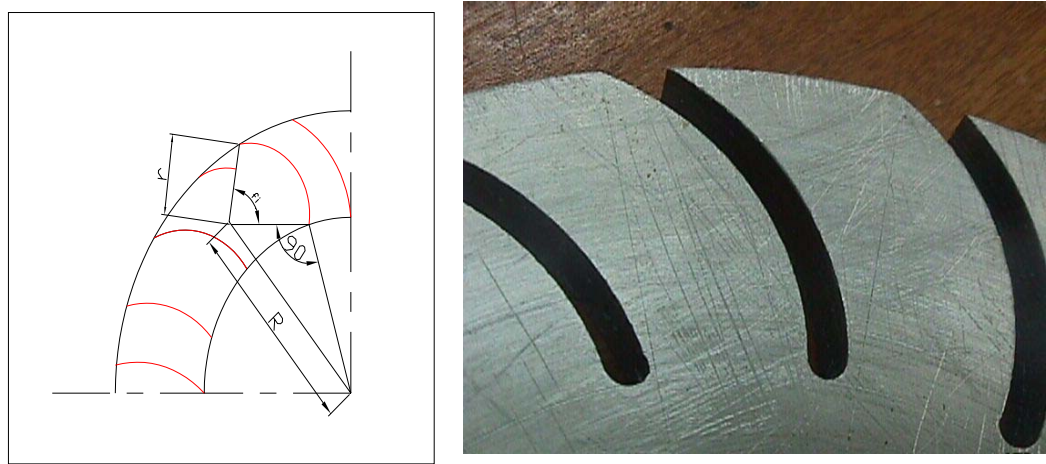


Fig. 1.11 GEOMETRÍA DEL ÁLABE

Para hallar el ángulo de curvatura de los alabes y la distancia a la cual se encuentra el centro de curvatura se determina por medio de las siguientes ecuaciones.

Fuente: [1.30]

$$\phi_a = 2 \arctg \left( \frac{\cos \beta_1}{\frac{D_2}{D_1} + \text{sen} \beta_1} \right) \quad (1.37)$$

$$R = \sqrt{r^2 + \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2} \quad (1.38)$$

Donde:

r: Radio de curvatura (m).

$\phi_a$ : Ángulo de curvatura.

R: Distancia del centro de curvatura de los álaves al centro del rotor (m).

Entonces se presenta el siguiente cuadro de resultados:

Tabla 1.3 RESULTADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

Diámetro exterior (D1) [m]	Diámetro interior (D2) [m]	Velocidad de entrada $v_1$ [m/s]	Velocidad tangencial $u_1$ [m/s]	Velocidad relativa $w_1$ [m/s]	Angulo del álabe $\beta_1$
0,15	0,0986	29,4	14,14	16,3	150°
0,12	0,0788	23,5	11,31	13,0	150°
0,11	0,0723	21,6	10,37	12,0	150°

Tabla 1.4 RESULTADOS GEOMÉTRICOS DEL ANÁLISIS DEL RODETE

Radio del álabe (r) [m]	Angulo del sector ( $\theta$ )	Distancia de centros (R) [m]	Ancho del rotor (B) [m]	Diámetro exterior (D1) [m]
0,02457	73,842	0,0551	0,021	0,15
0,01966	73,842	0,0440	0,052	0,12
0,01802	73,842	0,0404	0,073	0,11

Resultado: Los resultados del tabla 1.3 ayudará, a la construcción del triangulo de velocidades en la entrada del rodete, y así analizar la dinámica del sistema.

Mientras que en la tabla 1.4 se observa como es la relación entre el diámetro interior del rodete y el ancho del mismo, y los valores geométricos del álabe, por el cual da una idea de las dimensiones para su posible fabricación.

### C.- ANÁLISIS DE LA GEOMETRIA DEL INYECTOR

Las condiciones de diseño del inyector para una máxima eficiencia son para el ángulo  $\alpha_1$  de 16° y un coeficiente de velocidad ( $K_c$ ) de 0.96, geoméricamente se caracterizan por tener sección rectangular con ancho constante y altura variable el cual define el perfil que permite la aceleración del flujo, se fabrican para turbinas pequeñas, teniendo como referencia un segmento de circunferencia para la parte posterior, de modo que su centro no coincida con el eje del rodete. Fuente: [1.31]

Se puede montar en diferentes posiciones como indica la figura 1.12.

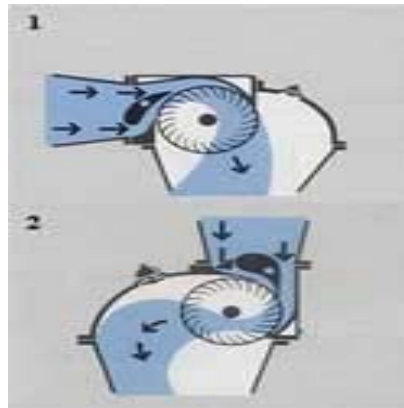


FIGURA 1.12 SE MUESTRA LAS DIFERENTES POSICIONES DEL INYECTOR  
 Muchos de los sistemas constan de un álabe director o álabe regulador que puede ser de sección constante o de perfil aerodinámico, como se muestra en la figura 1.13.  
 Fuente: [1.32]

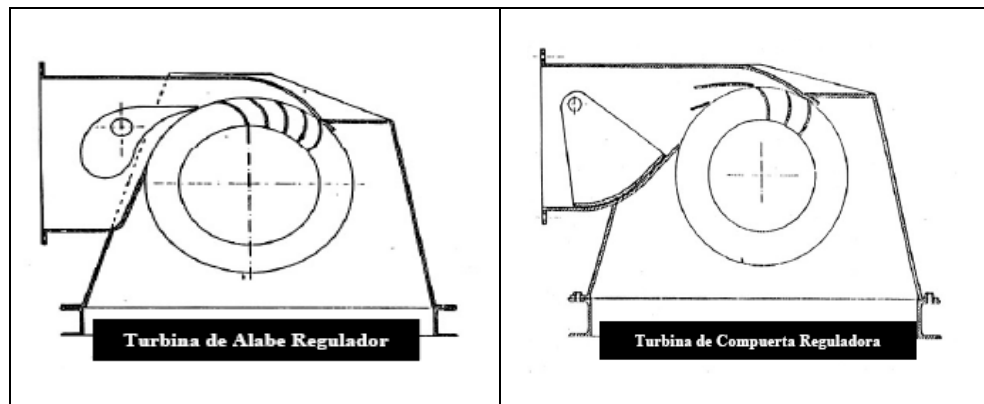


FIGURA 1.13 SISTEMAS DE REGULACION PARA EL INYECTOR

Para el caso en estudio se diseñara un inyector con álabe director (álabe regulador), el cual permitirá una mejor regulación del flujo de agua al ingreso a la turbina.

El ancho del inyector se establece en base a la altura y caudal con que se diseña la turbina sin embargo el arco de admisión parcial del rotor es otra variable que determina las condiciones de entrada a la turbina.

La máxima eficiencia se obtiene para  $90^\circ$  de toda la circunferencia que equivalente al rotor, es por eso el factor  $K_0$  igual a 25%, estos parámetros determinan el área de admisión mostrada en la figura 1.14. Fuente: [1.33]

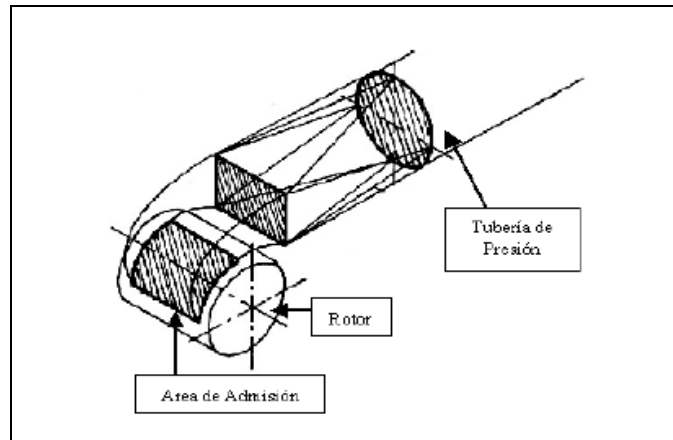


FIGURA 1.14 ÁREA DE ADMISION EN EL ROTOR

El cálculo del ancho de la garganta del inyector ( $S_o$ ) como se indica en la figura 1.15 se determina por medio de la siguiente expresión. Fuente: [1.34]

$$v_{ch} \cdot S_o \cdot B = v_1 \cdot \text{sen} \alpha_1 \cdot K_o \cdot D_1 \cdot B \cdot \pi$$

Donde:

$v_{ch}$ : La velocidad del chorro a la salida del inyector se considera del mismo valor que la velocidad de ingreso en el rodete.

$$v_{ch} = v_1$$

$$S_o = \text{sen} \alpha_1 \cdot K_o \cdot D_1 \cdot \pi \quad (1.39)$$

El ancho del inyector se calcula mediante la siguiente ecuación. Fuente: [1.35]

$$B_i = \frac{Q}{v_1 \cdot \text{sen} \alpha_1 \cdot (\pi \cdot D_1 - e \cdot z) \cdot K_o}$$

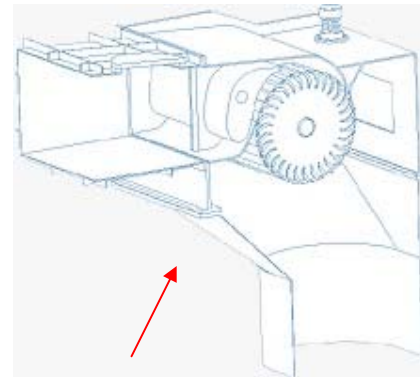
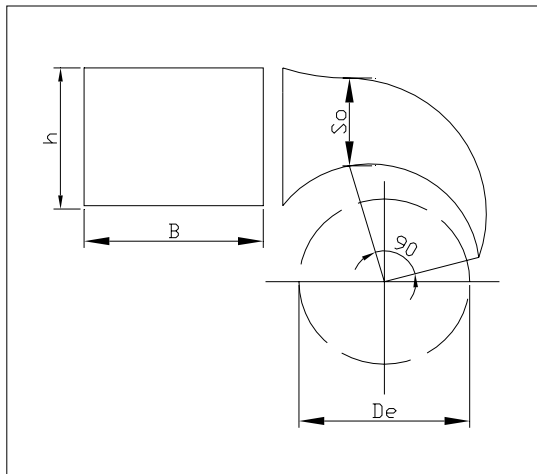
Donde:

e: espesor de plancha de 3mm

z: Número de álabes (24)

La altura del inyector se calcula considerando la continuidad del sistema, mediante la siguiente ecuación.

$$h_i = \frac{Q}{v_1 B_i} \quad (1.40)$$



*Inyector y  
Álabe directriz*

EN LA FIGURA 1.15 SE MUESTRA LA GEOMETRÍA DEL INYECTOR EN ESTUDIO

Fuente: [1.36]

Entonces se presenta la Tabla №1.5 con los resultados:

Tabla 1.5 GEOMETRIA DEL INYECTOR

D1 [m]	Ko[%]	So[m]	B[m]	h[m]
0.15	25%	0.032	0.02	0.030
0.12	25%	0.026	0.05	0.026
0.11	25%	0.024	0.09	0.020

Resultados:

Se aprecia que la turbina de menor diámetro de rodete tiene las dimensiones que mejor se ajustan a una fácil construcción ya que presenta un menor valor para el ancho de garganta en el inyector.

### 1.5.- DEFINICIÓN DE LA ZONA DE TRABAJO DE LA TURBINA MICHELL BANKI

El análisis se basa en el criterio de estandarización de turbinas, el cual es utilizado para seleccionar y reubicar turbinas en proyectos específicos. Permitirá conocer que tan versátil será el diseño del banco de pruebas para poder trabajar en distintas aplicaciones de salto y caudal.

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 para este tipo de turbinas. Fuente: [1.37]

Por el cual dará ventajas sobre la planificación de proyectos, los costos de diseño y producción y una mejora continua de los procesos de fabricación.

Para establecer una serie de turbinas estandarizadas se utiliza la expresión del número específico de revoluciones ( $Nq$ ), mostrada a continuación. Fuente: [1.38]

$$Nq = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1.41)$$

En donde reemplazamos el número óptimo de revoluciones de la turbina;

$$N = \frac{39.85\sqrt{H}}{D_1} \quad (1.42)$$

De las dos expresiones obtenemos:

$$Nq = \frac{39.85Q^{1/2}}{D_1.H^{1/4}} \quad (1.43)$$

De esta relación se observa que cuando se diseña una turbina Michell-Banki para una determinada condición de salto y caudal, al asumir el diámetro del rotor se define el número específico de revoluciones que corresponden a las dimensiones de la turbina. Desde el punto de vista hidráulico la turbina podría operar en todas las combinaciones de salto y caudal que cumplan con la siguiente expresión: Fuente: [1.39]



$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left( \frac{D_1 \cdot Nq}{K} \right)^2 = Const \quad (1.44)$$

Por lo tanto la mayor área en la gráfica altura neta (H) vs. caudal (Q) dará una amplia zona de trabajo, por el cual será la más conveniente para el desarrollo de ensayo.

Caso I.-Diámetro 150 mm

Condiciones de diseño:

$$Q_d = 20.3l / s = 0.0203m^3 / s$$

Cálculo de la potencia de diseño:

$$P_t = \frac{P_g}{\eta_{GR}} \quad (1.45)$$

Reemplazando datos:

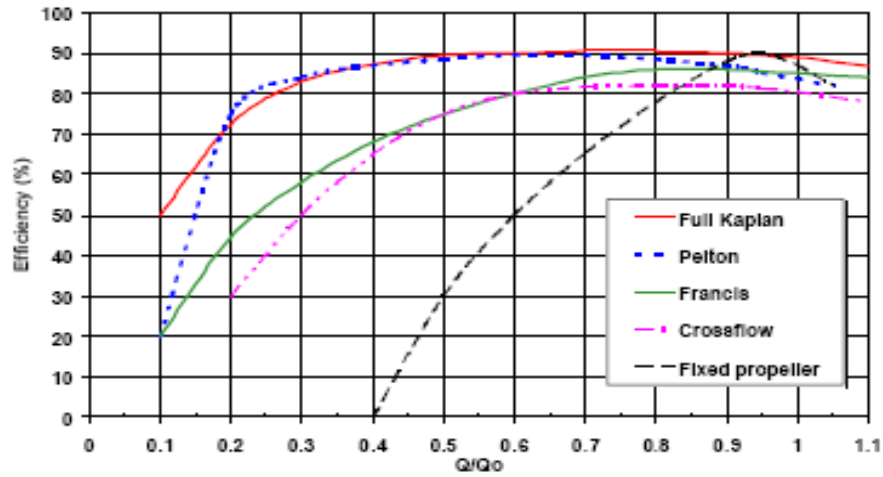
$$P_t = \frac{5}{0.55} = 9.1kW$$

Reemplazando datos en la ecuación 1.44:

$$\frac{Q_d}{\sqrt{H}} = \frac{0.0203}{\sqrt{45.9}} = 0.0031$$

Condiciones mínimas de operación, según la figura 1.16.

Fuente: [1.40]



Eficiencia (Eficiencia)

Crossflow (Flujo cruzado: turbina Michell-Banki)

Fixed propeller (Turbinas de hélice fija)

Fig. 1.16 CURVA DE RENDIMIENTO DE LA TURBINA MICHELL-BANKI

Según la gráfica de la figura 1.16 para una eficiencia del 80% en la curva de la turbina Michell-Banki se tiene un caudal mínimo del 60% del caudal de diseño.

$$\frac{Q_{\min}}{Q_{\text{diseño}}} = 0.6 \quad (1.46)$$

Reemplazando datos:

$$Q_{\min} = 12.36 \text{ l/s} = 0.01236 \text{ m}^3/\text{s}$$

Se utiliza la ecuación 1.43

$$\frac{Q_{\text{diseño}}}{\sqrt{H}} = \frac{0.01236}{\sqrt{45.9}} = 0.00184 \quad (1.47)$$

$$P_{\min} = \rho g Q H \quad (1.48)$$

Reemplazando datos:

$$P_{\min} = (0.6).(9800).(0.01236).(45.9) = 3.27kW$$

En la figura 1.17 se muestra el área de trabajo de la turbina de  $D_e = 150\text{ mm}$

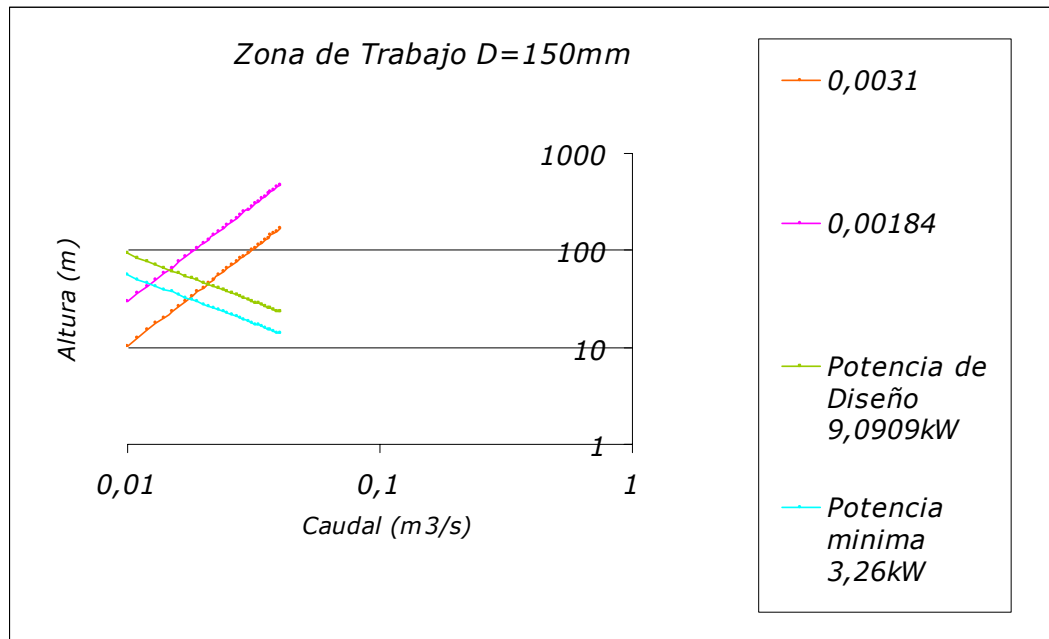


Fig. 1.17 ZONA DE TRABAJO PARA  $D_e = 150\text{ mm}$

Caso II.-Diámetro 120mm

Condiciones de diseño:

$$Q_{\text{diseño}} = 31.5l/s = 0.0315m^3/s$$

Calculo de la potencia de diseño:

Utilizando la ecuación 1.43 y reemplazando datos:

$$P_t = \frac{5}{0.55} = 9.1kW$$

Utilizando la ecuación 1.44 y reemplazando datos:

$$\frac{Q_{diseño}}{\sqrt{H}} = \frac{0.0315}{\sqrt{29.4}} = 0.00594$$

Condiciones mínimas de operación:

$$Q_{min} = (0.6) \cdot Q_{diseño}$$

Reemplazando datos:

$$Q_{min} = 19.2l/s = 0.0192m^3/s$$

Utilizando la ecuación 1.44 y reemplazando datos:

$$\frac{Q_{diseño}}{\sqrt{H}} = \frac{0.0192}{\sqrt{29.4}} = 0.00356$$

Utilizando la ecuación 1.48 y reemplazando datos:

$$P_{min} = (0.6) \cdot (9800) \cdot (0.0192) \cdot (29.4) = 3.27kW$$

En la figura N°1.18 se muestra el área de trabajo de la turbina de D1 = 120 mm

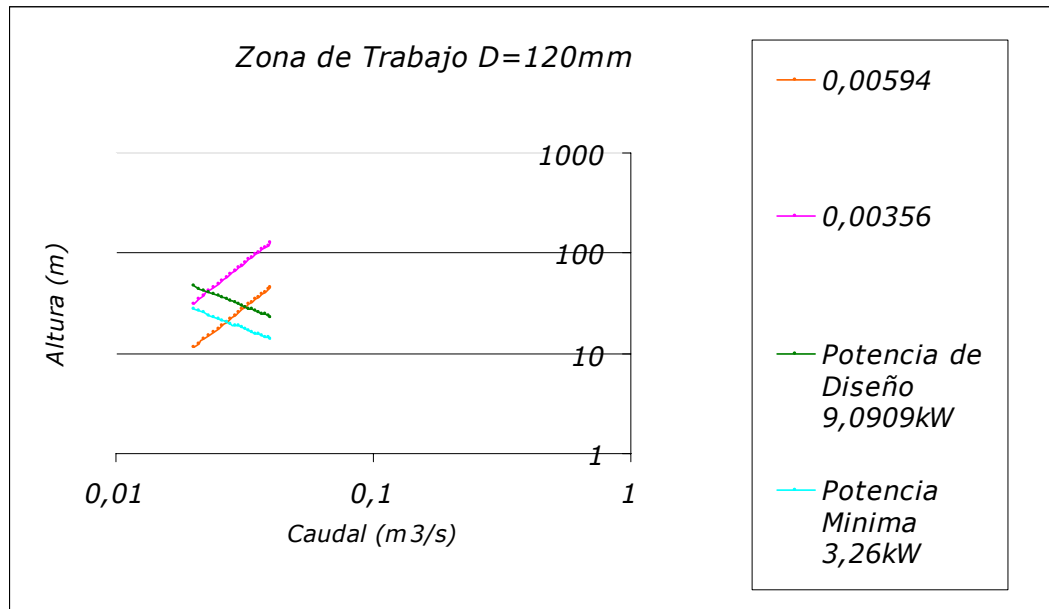


Fig. 1.18 ZONA DE TRABAJO PARA  $D_e = 120$  mm

Caso III.-Diámetro 110 mm

Condiciones de diseño:

$$Q_{diseño} = 37.5l / s = 0.0375m^3 / s$$

Calculo de la potencia de diseño:

Utilizando la ecuación 1.44 y reemplazando datos:

$$P_i = \frac{5}{0.55} = 9.1kW$$

Utilizando la ecuación 1.43 y reemplazando datos:

$$\frac{Q_{diseño}}{\sqrt{H}} = \frac{0.0375}{\sqrt{24.7}} = 0.00788$$

Condiciones mínimas de operación:

$$Q_{min} = 0.6Q_{diseño}$$

Reemplazando datos:

$$Q_{\min} = 23.16l / s = 0.02316m^3 / s$$

Utilizando la ecuación 1.44 y reemplazando datos:

$$\frac{Q_{\text{diseño}}}{\sqrt{H}} = \frac{0.02316}{\sqrt{24.7}} = 0.00473$$

Utilizando la ecuación 1.48 y reemplazando datos:

$$P_{\min} = (0.6).(9800).(0.02316).(24.7) = 3.26kW$$

En la figura 1.19 se muestra el área de trabajo de la turbina de D1 = 110 mm

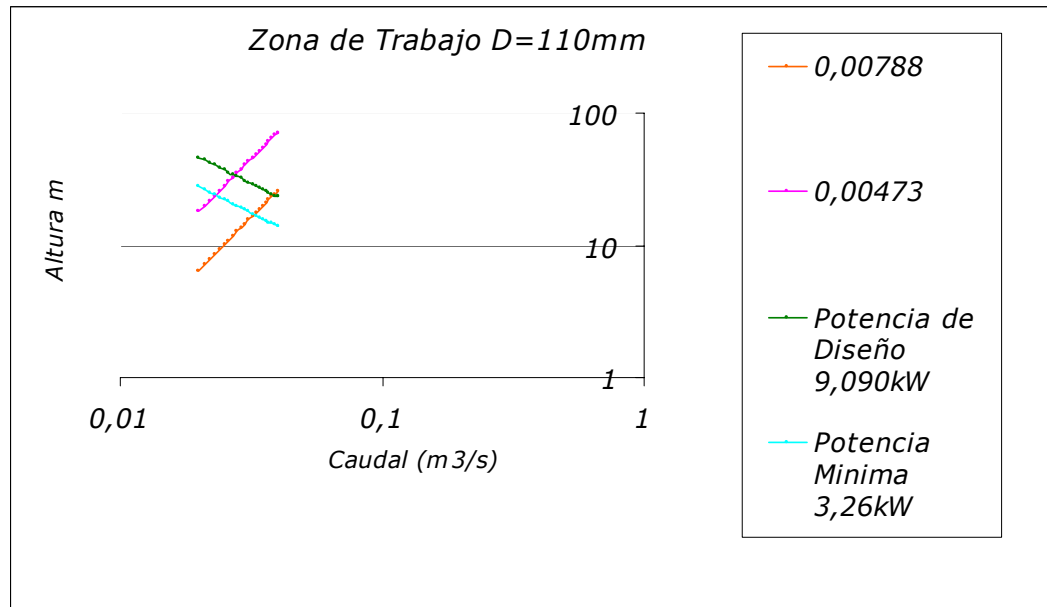


Fig. 1.19 ZONA DE TRABAJO PARA D1 = 110 mm

Se obtuvo las tres gráficas correspondientes a la zona de trabajo para cada turbina, pero para poder seleccionar un diámetro de rotor necesitamos comparar cada zona de trabajo, por lo que se superpone las tres gráficas en una sola, en una escala logarítmica para una mejor selección, ya que esta escala nos permitirá ver de una mejor manera el área de trabajo de cada turbina. Los resultados se observan en la figura 1.20

De esta manera se observa que la zona de trabajo correspondiente al diámetro de 11cm. abarca un área de mejor característica, pero antes de dar como resultado final este diámetro, se analiza otras consideraciones que se valorizan mas adelante.

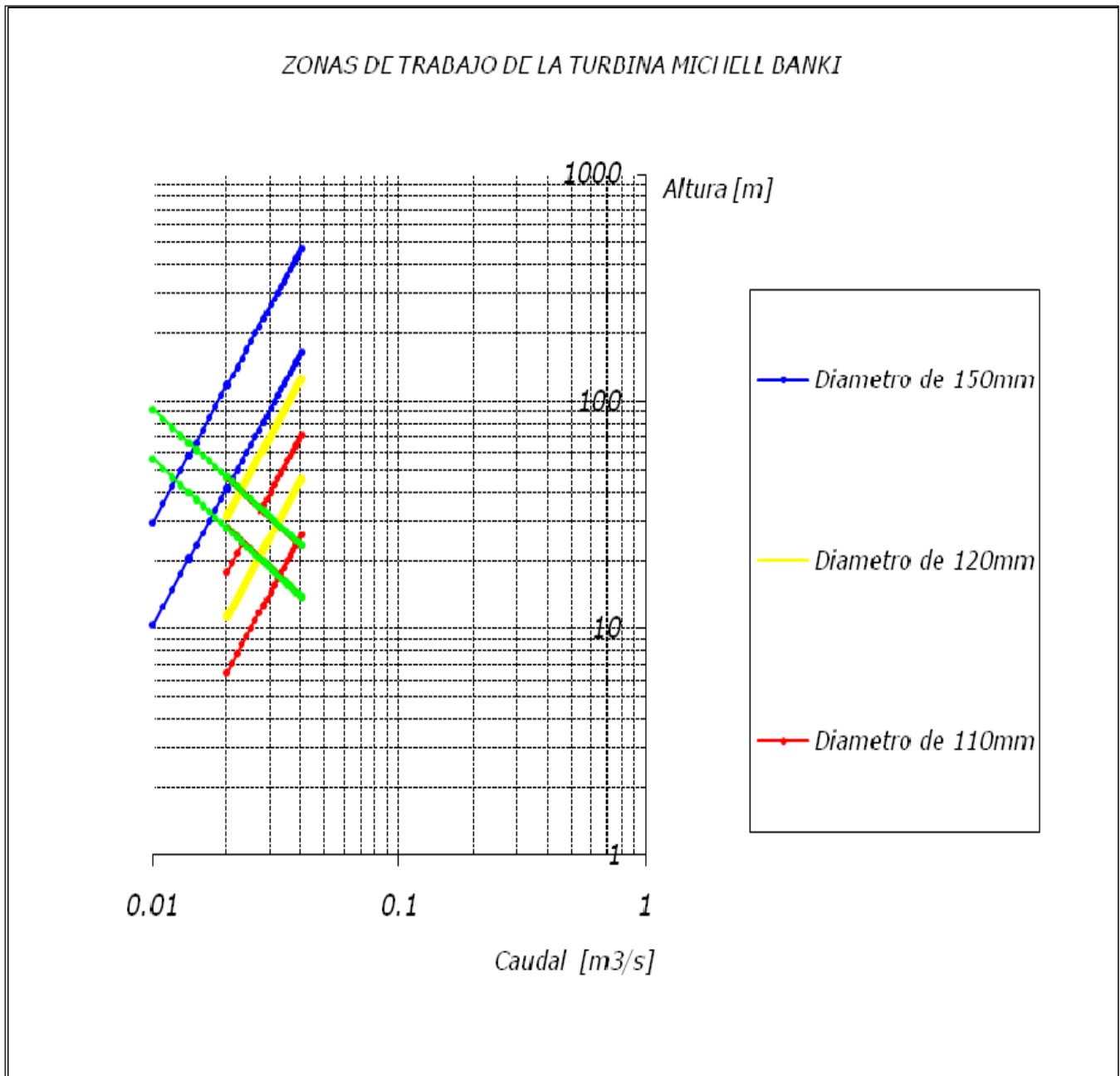


Fig. 1.20 ZONAS DE TRABAJO PARA LOS DIFERENTES DIÁMETROS ANALIZADOS



## 1.6 ELECCION DE LOS PARÁMETROS: DIAMETRO EXTERIOR (D1), CAUDAL (Q) Y SALTO NETO (H)

Para poder realizar la elección del diámetro óptimo, es preciso elaborar el análisis de cuatro aspectos muy importantes.

### 1. Criterios.

Los criterios de evaluación se dividen en cuatro:

- A: Fabricación local
- B: Unidad e prueba compacta
- C: Zona de trabajo de la turbina
- D: Uso de la bomba centrífuga

### 2. Valor al criterio.

Para poder efectuar una adecuada comparación de nuestras tres alternativas se ha ponderado la importancia a cuatro criterios, donde cada criterio tiene un valor que se muestra a continuación en la tabla 1.6.

Tabla 1.6. CRITERIO DE VALOR PARA LA VALORIZACIÓN DEL DIÁMETRO EXTERIOR

CRITERIO		
ITEM	CRITERIOS DE EVALUACION	PESO
1	FABRICACIÓN LOCAL	4
2	UNIDAD DE PRUEBA COMPACTA	3
3	ZONA DE TRABAJO	2
4	UNIDADES DE BOMBEO	1

## 3. Puntuación.

Cada criterio tendrá una puntuación dependiendo de la descripción mostrada.

*Fabricación Local:*

Tabla 1.7 PUNTUACION PARA LA FABRICACION LOCAL

<b>CRITERIO</b>		
<b>ITEM</b>	<b>FABRICACION LOCAL</b>	<b>PUNTAJE</b>
1	LA TURBINA REQUIERE DE UN TALLER MUY EQUIPADO	1
2	LA TURBINA REQUIERE DE UN TALLER CON BAJA TECNOLOGIA Y OBREROS MEDIANAMENTE CALIFICADOS	2

*Unidad de Prueba Compacta:*

Tabla 1.8 PUNTUACION PARA LA UNIDAD COMPACTA

<b>CRITERIO</b>		
<b>ITEM</b>	<b>UNIDAD DE PRUEBA COMPACTA</b>	<b>PUNTAJE</b>
1	MAYOR ESPACIO OCUPADO POR EL BANCO DE PRUEBAS	1
2	MENOR ESPACIO OCUPADO POR EL BANCO DE PRUEBAS	2

*Zona de Trabajo:*

Tabla 1.9 PUNTUACION DE LA ZONA DE TRABAJO

<b>CRITERIO</b>		
<b>ITEM</b>	<b>ZONA DE TRABAJO</b>	<b>PUNTAJE</b>
1	REDUCIDA ARE PARA LA ZONA DE TRABAJO DE LA TURBINA	1
2	MEDIANA ZONA DE TRABAJO DE LA TURBINA	2
3	GRAN ZONA DE TRABAJO PARA LA TURBINA	3

Uso de una bomba centrífuga:

Tabla 1.10 PUNTUACION DEL USO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

CRITERIO		
ITEM	USO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA	PUNTAJE
1	USO DE UNA UNIDAD DE BOMBEO	2
2	USO DE DOS UNIDADES DE BOMBEO	1

#### 4. Metodología.

La metodología utilizada es el análisis del promedio obtenido de la siguiente manera.

$$VALOR = \sum C_i P_i$$

Donde:

Ci: Peso del criterio de evaluación

Pi: Puntuación de los diferentes criterios

Se tiene en cuenta estos cuatro puntos para la valorización de cada diámetro y los cuales nos ayudaran a elegir el diámetro que mas nos conviene.

A continuación se muestra la tabla № 1.11, donde se muestra los resultados.

Tabla 1.11 VALORIZACION PARA LA ELECCION DEL DIAMETRO EXTERIOR

CRITERIOS	PUNTUACIÓN		
	D1=150mm	D1=120mm	D1=110mm
FABRICACIÓN LOCAL	1	1	2
UNIDAD DE PRUEBA COMPACTA	2	2	1
ZONA DE TRABAJO	1	2	3
UNIDADES DE BOMBEO	1	2	2
VALOR	13	16	<b>19</b>

De lo expuesto anteriormente, se obtiene el promedio correspondiente a cada diámetro, coincidiendo el diámetro de 11cm. como la mejor opción hallada.

Por lo tanto los valores más apropiados para el diámetro externo del rotor de la turbina son de 11cm.

Entonces tendríamos la siguiente tabla de resultados finales

Tabla 1.12 RESULTADOS FINALES PARA EL DISEÑO DEL ROTOR

Características de la Turbina	
Caudal (Q) [l/s]	37,5
Salto (H) [m]	24,7
Velocidad específica (Ns) [rpm, hp, m]	73,1
Angulo de entrada ( $\alpha$ ) [°]	16
Eficiencia hidráulica ( $\eta$ ) [%]	76
Rotor	
Diámetro exterior (D1) [m]	0.11
Diámetro interior (D2) [m]	0.07
Ancho (B) [m]	0.073
Número de álabes (z)	24
Angulo ( $\beta_1$ ) [°]	150
Alabe	
Espesor del álabe (e) [m]	0.003
Radio del álabe (r) [m]	0.002
Distancia entre centros (R) [m]	0.040
Angulo ( $\theta$ ) [°]	73,8
Inyector	
Ancho Bi [m]	0.07
Ancho de garganta (So) [m]	0.023
Altura (h) [m]	0.023
Arco de admisión ( $\theta$ ) (%)	25%

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1.1] OLADE, MANUAL DE DISEÑO VOLUMEN I. "MANUAL DE DISEÑO ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS PARA TURBINAS MICHEL BANKI", P.10
- [1.2] ASSUREIRA E. ESTELA y ASSUREIRA E. MARCO,"CENTRALES HIDROELECTRICAS", PUCP 2004. P.31
- [1.3] ASSUREIRA ESPINOZA, ESTELA "TABLAS Y GRAFICOS DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION", EDITORIAL PUCP 2005. P.91
- [1.4] ENERGIAS RENOVAVEIS E PRODUCAO DESCENTRALIZADA UNIVERSIDAD TECNICA DE LISBOA, INSTITUTO SUPERIOR TECNICO DEEC/Seccao de Energia,Janeiro de 2004 (edicao 2). P.47
- [1.5] TABLAS Y GRAFICOS DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION, op.cit.p.88
- [1.6] MUGUERZA, DANIEL "MICRO CENTRALES HIDROELECTRICAS", P.48
- [1.7] TURBINA DE FLUJO TRANVERSAL O MICHEL BANKI, FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA-LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS, CURSO DE PEQUEÑAS HIDRAULICAS" UNIDAD 6. P.3
- [1.8] OLADE, op.cit.p.10
- [1.9] Ibid, p.16
- [1.10] Ibid
- [1.11] ASSUREIRA ESPINOZA, ESTELA "APUNTES DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION" , EDITORIAL PUCP 2005. P.13
- [1.12] Ibid
- [1.13] OLADE, op.cit.p.16
- [1.14] TURBINA DE FLUJO TRANVERSAL O MICHEL BANKI", op.cit.p.9
- [1.15] COZ PANCORBO, ANDRES FEDERICO "TURBINAS HIDRAULICAS DE FLUJO TRASVERSAL", IV REUNION DEL CONGRESO NACIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA Y RAMAS AFINES, LIMA, 4-9 DE JULIO 1977, P.4
- [1.16] OLADE, op.cit.p.10
- [1.17] TABLAS Y GRAFICOS DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION", op.cit.p.56
- [1.18] Ibid, p.97
- [1.19] OSSBERGUER, [en lionea] <[www.ossberguer.com](http://www.ossberguer.com)> [consulta: 01 de diciembre del 2006]
- [1.20] ibid
- [1.21] ibid
- [1.22] OLADE, op.cit.p.19
- [1.23] APUNTES DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION, op.cit.p.61
- [1.24] TURBINA DE FLUJO TRANVERSAL O MICHEL BANKI, op.cit.p.12
- [1.25] Ibid
- [1.26] VALVERDE GUZMAN, QUINO MARTIN "DISEÑO DE UN SISTEMA PROTOTIPO DE TURBOBOMBEO PARA FINES AGRICOLAS, TESIS DE PREGARDO DE INGENIERIA MECANICA, LIMA, PUCP 1989.
- [1.27] APUNTES DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION",op.cit.p.60
- [1.28] Ibid
- [1.29] OLADE, op.cit.p.27

- [1.30] ASSUREIRA ESPINOZA, MARCO "ANTE PROYECTO DE UNA MICROCENTRAL HIDROELECTRICA CON UNA TURBINA MICHEL BANKI" , TESIS DE PREGARDO DE INGENIERIA MECANICA, LIMA PUCP 1994.P81
- [1.31] LAZO MUÑIZ, JOSE RAFAEL " ANTE PROYECTO DE UNA MICROCENTRAL HIDROELECTRICA CON UNA TURBINA MICHEL BANKI" , TESIS DE PREGARDO DE INGENIERIA MECANICA, LIMA PUCP,1995.
- [1.32] MUGUERZA DANIEL, op.cit.p.47
- [1.33] MUGUERZA DANIEL, op.cit.p.45
- [1.34] ASSUREIRA ESPINOZA, MARCO op.cit..p.85
- [1.35] LAZO MUÑIZ, JOSE RAFAEL loc. At
- [1.36] KEKENERGIA, [en linea] <[www.kekenergia.hu-bankiturbina.htm](http://www.kekenergia.hu-bankiturbina.htm)> [consulta: 01 de diciembre del 2006]
- [1.37] OLADE, op.cit.p.47
- [1.38] Ibid, p.9
- [1.39] Ibid, p.47
- [1.40] THE BRITISH HYDROPOWER ASSOCIATION, "A GUIDE TO UK MINI-HIDRO DEVELOPMENTS" [en linea] < [www.british-hydro.org/mini-hydro/download.pdf](http://www.british-hydro.org/mini-hydro/download.pdf)> [consult: 01 de diciembre del 2006]

## **CAPÍTULO 2**

### **DISEÑO DEL SISTEMA DE SIMULACIÓN DEL SALTO**

El presente capítulo comprende el análisis energético de la trayectoria del fluido por la unidad de prueba, este análisis brindará los parámetros necesarios para la selección de la bomba centrífuga que simulará el recurso para la transformación de energía mecánica en eléctrica y así poder dimensionar el tanque de almacenamiento de agua que recirculara por el sistema.

Por lo tanto el objetivo del capítulo es seleccionar la bomba centrífuga que proporcionara la presión necesaria para poder llegar a los 5kW, requeridos en la realización de los diferentes ensayos.

Teniendo los parámetros de operación de la bomba centrífuga podremos dimensionar el tanque de almacenamiento lo más compacto posible para la recirculación del fluido por todo el sistema.

#### **2.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE LA UNIDAD DE PRUEBA**

Continuación se presenta un esquema real para el análisis energético del sistema en la figura 2.1

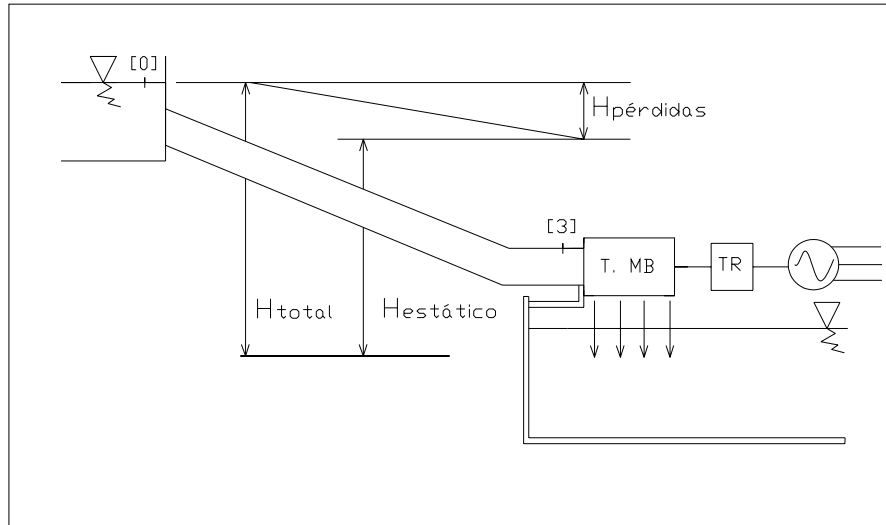


Fig. 2.1 ESQUEMA DE SIMULACION DEL RECURSO

Planteando la ecuación de energía entre el punto 0 y 3 (antes del inyector) teniendo como referencia la figura 2.1:

Fuente: [2.1]

$$\frac{P_3 - P_0}{\rho g} + (Z_3 - Z_0) + \frac{V_3^2 - V_0^2}{2g} + h_{w0-3} = 0 \quad (2.1)$$

Se conoce que la velocidad y la altura  $Z$  en el reservorio son nulas, por ser la referencia en el gráfico 2.1 por lo tanto:

$$Z_3 = 0 \quad V_0 = 0$$

Además:

$$P_0 = P_{atm}$$

Entonces la ecuación 2.1 quedaría de la siguiente manera:

$$\frac{P_3 - P_{atm}}{\rho g} = Z_0 - \frac{V_3^2}{2g} - h_{w0-3} \quad (2.2)$$

El cual el valor de la presión en el punto 3, es la que se necesita para seleccionar la bomba centrífuga que simule el recurso hidráulico.



En donde:

$Z_0$ : Salto bruto de la turbina

$V_3$ : Velocidad de entrada de la tubería antes del inyector, en donde se considera despreciable su valor.

$h_w$ : Pérdidas totales en el tramo de 0 a 3 para la figura. 1.1

$$\frac{P_3 - P_{atm}}{\rho g} = Z_0 - h_{w0-3} = H \quad (2.3)$$

En donde este resultado representa el salto neto ya antes calculado en el capítulo anterior, de 24.7m.

A continuación se analizará el banco de pruebas que representa la simulación de la figura. 1.1.

Por lo tanto presentamos un esquema real del banco de pruebas para su virtual análisis energético.

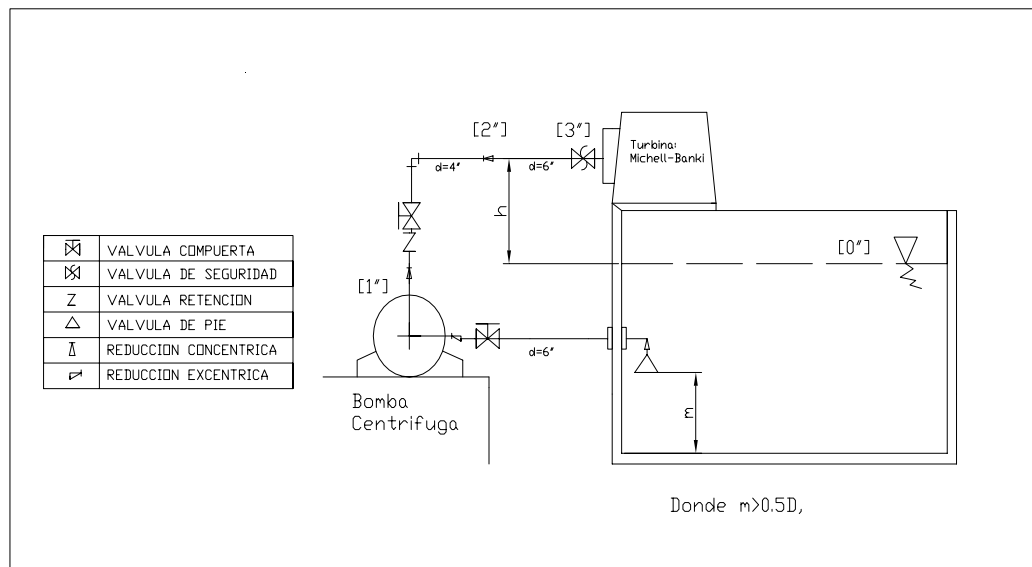


Fig. 2.2 ESQUEMA DEL BANCO DE PRUEBAS PARA LA TURBINA MICHEL BANKI

De la figura 2.2 podemos concluir lo siguiente: Fuente: [2.2]

$$V_{0^*} = 0 \quad P_{0^*} = P_{atm}$$

$$H_{MAN} = \frac{P_{3''} - P_{0''}}{\rho g} + (\bar{z}_{3''} - \bar{z}_{0''}) + \frac{V_{3''}^2 - V_{0''}^2}{2g} + h_{SUCCION} + h_{DESCARGA} \quad (2.4)$$

Donde:

$$\bar{z}_0 = 0 \quad \bar{z}_{3''} = 0.47 m$$

$$H_{MAN} = \frac{P_{3''} - P_{atm}}{\rho g} + \frac{V_{3''}^2}{2g} + h_{SUCCION} + h_{DESCARGA} + \bar{z}_{3''} \quad (2.5)$$

Reemplazando la ecuación 2.3 en la ecuación 2.4 tenemos, teniendo en cuenta lo siguiente:

$$P_3 = P_{3''} \quad (2.6)$$

Ya que la figura 2.2 es una simulación de un sistema real para el aprovechamiento hidráulico.

$$H_{MAN} = H_{NETO} + \frac{V_{3''}^2}{2g} + h_{SUCCION} + h_{DESCARGA} + \bar{z}_{3''} \quad (2.7)$$

Calculando las velocidades en el punto [2''] y [3''] antes del inyector mediante las siguientes ecuaciones tenemos:

$$V = \frac{Q}{A} \quad (2.8)$$

$$A_i = \frac{\pi}{4} D_i^2 \quad (2.9)$$

En la tabla 2.1 se presenta los parámetros que ayudaran en el cálculo energético de la unidad de prueba.

Tabla 2.1 PARÁMETROS DEL SISTEMA DE LA UNIDAD DE PRUEBA

Q [m <sup>3</sup> /s]	Área tubería de 4" [m <sup>2</sup> ]	V2" [m/s]	Área tubería de 6" [m <sup>2</sup> ]	V3" [m/s]	Vo" [m/s]	Altura dinámica en 3" [m]
0,0386	0.007854	4.9	0.01824	2.12	0	0.228

Para el cálculo de pérdidas en el tramo de succión y descarga se utilizará el diagrama presentado en la figura.2.2.

En donde las pérdidas totales para cada ramal son la suma de pérdidas por longitud de tubería [ $h_{w1}$ ] y accesorios [ $h_{w2}$ ]: Fuente: [2.3]

$$h_w = h_{w1} + h_{w2} \quad (2.10)$$

Siguiendo el método de Hazen Williams para el cálculo de pérdidas en la tubería:  
Fuente: [2.4]

$$h_{w1} = 10.643L \left( \frac{Q}{C} \right)^{1.85} \cdot (D_t)^{-4.87} \quad (2.11)$$

Para C=125

Cálculo de pérdidas en los accesorios para la tubería de descarga.

Fuente: [2.5]

$$h_{w2} = \frac{K}{2g} \cdot (V_t)^2 \quad (2.12)$$

*Tubería de Succión:*

A continuación presentamos la tabla 2.2 donde presentamos los resultados para los diferentes accesorios utilizados en la tubería de succión. Fuente: [2.6]

Tabla 2.2 COEFICIENTE GLOBAL DE PERDIDA EN LOS ACCESORIOS DE LA TUBERIA DE SUCCION

ACCESORIO EN LA TUBERIA DE SUCCION PARA $\phi=6''$ , L=0.3m	Cant.	K unitario	K total
Válvula compuerta con brida	1	0,1	0,1
Válvula de pie	1	0,8	0,8
Reducción excéntrica	1	0,05	0,05
Reducción concéntrica	1	0,05	0,05
Kglobal =			1

Por lo tanto las pérdidas totales en la succión para la figura 2.2 serán:

$$h_{wSUCCION} = 0.009 + 0.229 = 0.238 m \quad (2.13)$$

*Tubería de Descarga:*

*Análisis para el tramo [1 – 2]:*

En la tabla 2.3 se presenta los coeficientes para los diferentes accesorios utilizados en la tubería de descarga. Fuente: [2.7]

Tabla 2.3 COEFICIENTE GLOBAL DE PERDIDA EN LOS ACCESORIOS DE LA TUBERIA DE DESCARGA [1 – 2]

ACCESORIO EN LA TUBERIA DE DESCARGA PARA $\phi=4''$ y L=1.5m	Cant.	K unitario	K total
Válvula compuerta con brida	1	0,16	0,16
Válvula de retención bridada	1	2	2
Codo bridado a 90° de radio largo	1	0,5	0,5
Reducción concéntrica	1	0,05	0,05
Kglobal =			2.71

*Análisis para el tramo [2 – 3]:*

En la tabla 2.4 se presenta los coeficientes para los diferentes accesorios utilizados en la tubería de descarga.

Tabla 2.4 COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDA EN LOS ACCESORIOS DE LA TUBERÍA DE DESCARGA [2 – 3]

ACCESORIO EN LA TUBERIA DE DESCARGA PARA $\phi=6''$ y L=1.2m	Cant.	K unitario	K total
Válvula de seguridad	1	0,16	0,16
Amplificador concéntrica	1	2	2
Kglobal =			2.16

Por lo tanto las pérdidas totales en la descarga serán:

$$h_{wDESCARGA} = (h_{w1} + h_{w2})_{1-2} + (h_{w1} + h_{w2})_{2-3} \quad (2.14)$$

Entonces tenemos:

$$h_{wDESCARGA} = (0.351 + 3.316)_{1-2} + (0.389 + 0.495)_{2-3} = 4.551m \quad (2.15)$$

Se presenta la tabla 2.5 con los cálculos finales para determinar la altura total que requiere el sistema para la unidad de prueba, mediante la ecuación 2.7.

Tabla 2.5 ALTURA TOTAL DEL SISTEMA PARA LA SIMULACION DEL RECURSO

H(NETO) [m]	Altura dinámica en 3" [m]	Hw (succión) [m]	Hw (descarga) [m]	Altura de diseño d ela turbina [m]	H(TOTAL) [m]
24.7	0.228	0.24	4.55	0.469	30.34

Resultado: El valor del H (total) permitirá a seleccionar la bomba centrífuga para simular el recurso en la unidad de prueba para la turbina Michell-Banki.

## 2.2 SELECCIÓN DE LA BOMBA CENTRÍFUGA COMO SIMULADOR DEL SALTO

Para la selección correcta de la unidad de bombeo se procede con el cálculo del NPSH del sistema:

Se utiliza la ecuación 2.14. Fuente: [2.8]

$$NPSH_{SISTEMA} = P_{at} - p_v - (Z_3 - Z_0) - h_{w(succion)} \quad (2.16)$$

Donde:

Pat : Presión atmosférica al nivel del mar [m]. Fuente: [2.9]

Pv : Presión de vapor del líquido.[m]. Fuente: [2.10]

$\Delta Z$  : Carga estática [m]

hw : Pérdidas por fricción [m]

En la siguiente tabla 2.6 se aprecia los parámetros que nos servirán para la selección de la bomba:

Tabla 2.6 PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE LA BOMBA

Parámetros del sistema para la selección de la bomba						
Q [m <sup>3</sup> /s] (m <sup>3</sup> /hr)	H.total [m]	Pat [m]	Pv [m] (25°C)	hw (succión) [m]	$\Delta z$ [m]	NPSH [m]
0,0386 (139)	30.34	10,33	0,323	0.24	0.469	9.3

En la tabla 2.7 se aprecian los resultados de la selección de la bomba que simulara el recurso para la unidad de prueba:

Fuente: [2.11]

Tabla 2.7 PARÁMETROS DE LA BOMBA CENTRIFUGA

Parámetros de la bomba						
Modelo	Marca /size	RPM	DIA. [pulg]	Potencia [HP]	NPSH [m]	Eficiencia (%)
15AI/BF	GOULDS PUMPS	1750	G 10 7/8"	20	2.44	85

Superponiendo las curvas del Sistema con la curva de la bomba que deseamos utilizar, se puede concluir que la bomba centrífuga garantizara de manera eficiente la simulación del recurso que se requiere.

Ya que presenta una zona de eficiencia aceptable, NSPH menor que en el sistema por el cual evitamos problemas de cavitación, posibilidad de regulación del sistema y distribución en el mercado local.

Fabricados en todo hierro y con accesorios de bronce para un mayor versatilidad de aplicación.

Bastidor de motor NEMA estándar, monofasico o trifásico, 3500 o 1750 RPM, para 60Hz, abierto a prueba de filtraciones o totalmente enfriado por ventilador.

Fuente: [2.12]

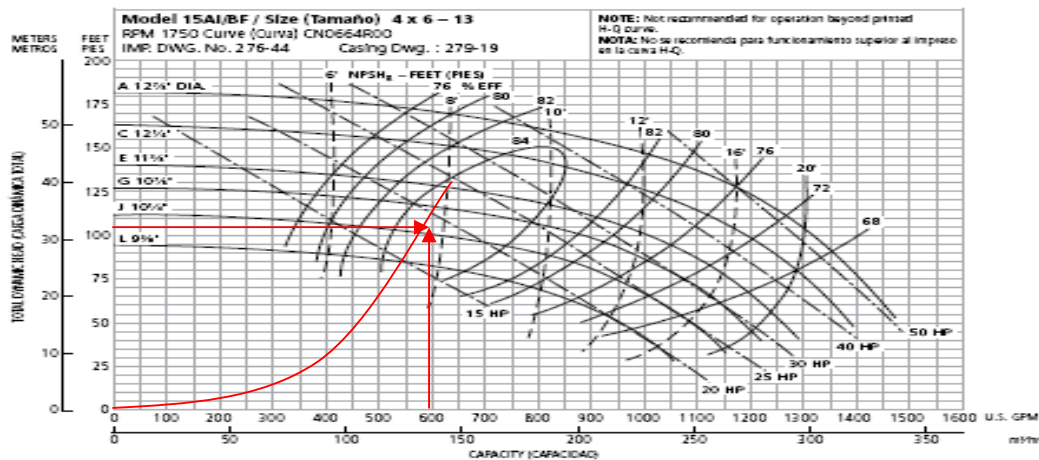


Fig. 2.3 SUPERPOSICIÓN DE GRÁFICAS DEL SISTEMA Y BOMBA CENTRÍFUGA

Fuente: [2.13]

\*1 U.S.GPM equivale a 0.225m<sup>3</sup>/h

### 2.3 DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA

Para el dimensionamiento del reservorio que permitirá la recirculación del agua en el sistema de prueba, consideraremos tener un volumen de 20 veces el caudal de diseño ( $Q = 0.0375\text{m}^3/\text{s}$ ) como referencia para mantener un tiempo determinado en los ensayos.

Por lo tanto el tanque tendrá un volumen de  $3\text{m}^3$  de forma rectangular para 2.5m de largo, 1.2m de ancho y 1m de altura, por lo que para determinar el espesor de plancha que necesitamos usaremos las siguientes fórmulas basadas en la deflexión máxima permitida de  $L/500$ , en donde L es el lado mas largo de la placa. Fuente: [2.14]

Presentamos la siguiente ecuación para el cálculo del espesor del tanque:

Fuente: [2.15]

$$t = 2.45L\sqrt{\frac{\alpha \cdot H_t \cdot 0.036 \cdot S_L}{S}} \quad (2.17)$$

Donde:

L : Longitud del recipiente de almacenamiento [pulg].

$\alpha$  : Factor que depende de la relación de la longitud a la altura del tanque, H/L se tomara 0.0048. Fuente: [2.16]

Ht: Altura del recipiente de almacenamiento [pulg].

SL: Gravedad especifica del agua

S: Esfuerzo del material SA 285 C con  $13750\text{lb}/\text{pulg}^2$ . Fuente: [2.17]

Respetando las unidades iniciales de la ecuación:

Por lo tanto tenemos:

$$t = 2.45(98.42)\sqrt{\frac{(0.0048) \cdot (47.24) \cdot 0.036 \cdot (1)}{13750}} = 0.186 \text{ pu lg.} \quad (2.18)$$

Añadimos un margen por corrosión de 0.248 pulg. Fuente: [2.18]

Entonces podemos utilizar una plancha de aproximadamente 3mm de espesor (3/8").

El cálculo del bastidor superior se realiza mediante la siguiente ecuación.



Fuente: [2.19]

$$w = \frac{0.036 \cdot S_L \cdot H_t^2}{2} \quad (2.19)$$

Reemplazando valores obtenemos para la carga por unidad de longitud ( $w$ ) 80.34lb/pulg.

Mediante la estática clásica obtenemos las reacciones en los extremos de la placa:

$$R_{eS} = 0.3w = 24.1lb / pu\ lg \quad (2.20)$$

$$R_{ei} = 0.7w = 56.24lb / pu\ lg \quad (2.21)$$

Por lo tanto seleccionamos el perfil mediante la ecuación:

$$I = 1.25 \frac{R_{eS} \cdot l^3}{E} \quad (2.22)$$

Donde:

I: Momento de inercia del perfil en  $pu\ lg^4$ .

E: Modulo de elasticidad para acero al carbono de  $30 \times 10^6$  lb/pulg<sup>2</sup>. Fuente: [2.20]

$$I = 1.25 \frac{(24.1) \cdot (98.42)^3}{30 \times 10^6} = 0.957 \ pu\ lg^4 \ (39.83 \ cm^4) \quad (2.23)$$

El perfil según DIN 1028, laminados en caliente, 75x75x6mm ( $45.6 \ cm^4$ ) es satisfactorio para el bastidor en la parte superior del tanque. Fuente: [2.21]

Se verificara si el tanque necesita de perfiles verticales como refuerzos, mediante la siguiente ecuación: Fuente: [2.22]

$$d_p = 0.455 \cdot t \sqrt{\frac{S}{\alpha \cdot 0.036 \cdot S_L \cdot H_t}} \quad (2.24)$$

Donde:

$d_p$  : Distancia máxima entre perfiles de refuerzo [pulg]

t: Espesor de placa requerido

Entonces:

$$d_p = 0.455 \cdot (0.185) \sqrt{\frac{13750}{(0.0048) \cdot 0.036 \cdot (1) \cdot (47.24)}} = 109.25 \text{ pulg} \quad (2.25)$$

Por lo tanto no necesita refuerzos ya que la longitud de 109.25pulg es mayor al lado más grande del tanque que es de 98.42pulg.

## 2.4 CÁLCULO DEL VERTEDERO DE PARED DELGADA

Un vertedero es un instrumento de medición de caudal, muy utilizado en centrales hidroeléctricas, en el cual nos servirá de ayuda para la toma de datos en los diferentes ensayos a realizar.

El vertedero es una pared que intercepta a la corriente, causando una elevación de nivel aguas arriba y que se emplea para control de nivel o para medición de caudal.

Fuente: [2.23]

Se diseñara un vertedero rectangular ya que se adapta para medir caudales desde 6l/s hasta 10m<sup>3</sup>/s. Fuente: [2.24]

Las fórmulas que servirán para el dimensionamiento del vertedero solo dan precisión si se disponen antes de este de un canal de paredes lisas de sección constante en una longitud no inferior a 20h, donde h es la altura del vertedero. Fuente: [2.25]

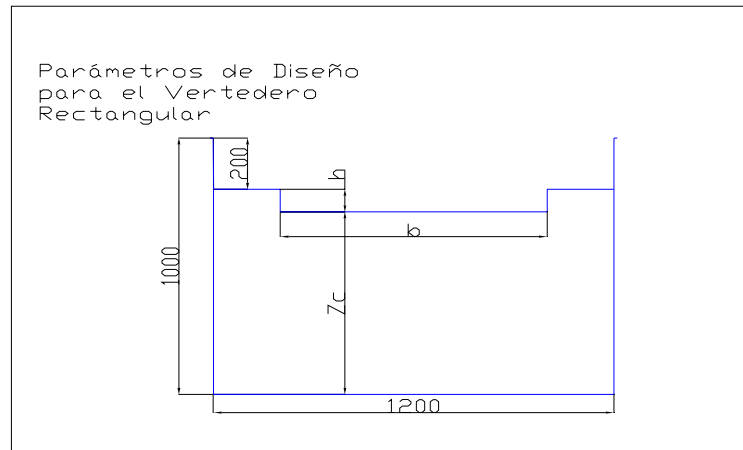


Fig. 2.4 ESQUEMA PARA EL DISEÑO DEL VERTEDERO RECTANGULAR

La ecuación siguiente nos servirá para hallar la altura  $h$  del vertedero:

Fuente: [2.26]

$$Q = Cq \cdot \frac{2}{3} \cdot b \cdot h_v^{3/2} \cdot \sqrt{2 \cdot g} \quad (2.26)$$

Donde:

Q: Caudal a medir [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

Cq: Coeficiente de caudal adimensional suele variar entre 0.64 y 0.79.

Fuente: [2.27]

b: Ancho del vertedero [m]

$h_v$ : Altura del vertedero [m]

g: Aceleración de la gravedad

Definimos el diseño del vertedero considerando una contracción lateral para el cual tendremos un ancho del vertedero de 0.8m.

Reemplazando valores en la ecuación 2.23 y tomando como valor inicial de 0.64 para el coeficiente de caudal, tenemos:

$$h_v = \left( \frac{1.5 \cdot Q}{Cq \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g}} \right)^{2/3} = 0.086 \text{ m} \quad (2.27)$$

Usaremos la siguiente formula para verificar el valor asumido de  $Cq$ :

Fuente:[2.28]

$$Cq = \left[ 0.578 + 0.037 \cdot \left( \frac{b}{B_o} \right)^2 + \frac{3.615 - 3 \cdot \left( \frac{b}{B_o} \right)^2}{h_v + 1.6} \right] \cdot \left[ 1 + 0.5 \left( \frac{b}{B_o} \right) \cdot \left( \frac{h_v}{h_v + Z_c} \right)^2 \right] \quad (2.28)$$

De la figura 2.4 podemos observar los valores, para  $B_o=1.2\text{m}$  y  $Z_c=0.713\text{m}$ , entonces reemplazando los valores en mm, en la ecuación 2.26 tenemos, un valor de 0.6175 para el coeficiente de caudal, por lo tanto volvemos a realizar el procedimiento anterior con este nuevo valor, ya que es muy diferente al valor tomado inicialmente.

Por lo tanto el nuevo valor de  $h$  según la expresión 2.25 será de 0.088m y según la figura 2.4,  $Z_c = 0.7112\text{m}$  y  $B_o=1.2\text{m}$ , entonces reemplazamos estos valores en la ecuación 2.26, tenemos un valor de 0.6173 valor bastante próximo al anterior, por el cual detenemos la iteración, definiendo los siguientes parámetros para el diseño:

Tabla 2.8 PARÁMETROS DE DISEÑO DEL VERTEDERO RECTANGULAR

Parámetros para el diseño del vertedero rectangular				
Caudal [m <sup>3</sup> /s]	Altura [cm]	Ancho [cm]	Zc [cm]	Cq
0,0386	8,8	80	71,12	0,617

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [2.1] AZEVEDO JM, MANUAL DE HIDRAULICA, HARLA SA 1976.P.45
- [2.2] Ibid, p.190
- [2.3] ASSUREIRA ESPINOZA, ESTELA TABLAS Y GRAFICOS DE MECANICA DE FLUIDOS, EDITORIAL PUCP 2003.P.59
- [2.4] TABLAS Y GRAFICOS DE MECANICA DE FLUIDOS, op.cit.p.59
- [2.5] AZEVEDO JM, op.cit.p.210
- [2.6] TABLAS Y GRAFICOS DE MECANICA DE FLUIDOS", op.cit.p.65,66
- [2.7] Ibid
- [2.8] ASSUREIRA ESPINOZA, ESTELA "APUNTES DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION", EDITORIAL PUCP 2005. P.40
- [2.9] TABLAS Y GRAFICOS DE MECANICA DE FLUIDOS, op.cit.p14
- [2.10] Ibid, p.10
- [2.11] GOULDS, "CATALOGO 3656/3756LH", [en línea] <[www.goulds.com](http://www.goulds.com)> [consulta: 01 de diciembre del 2006]
- [2.12] Ibid
- [2.13] Ibid
- [2.14] EUGENE F. MEGYESY, "MANUAL DE RECIPIENTES A PRESION, DISEÑO Y CALCULO", EDITORIAL LIMUSA SA 1989, P.182
- [2.15] Ibid, p.184
- [2.16] Ibid, p.183
- [2.17] Ibid, p.185
- [2.18] Ibid
- [2.19] Ibid, p.184
- [2.20] Ibid
- [2.21] EL ACERO EN LA CONSTRUCCION MANUAL PARA EL PROYECTO, CALCULO Y EJECUCION DE CONSTRUCCIONES DE ACERO", EDITORIAL REVERTE SA ESPAÑA 1972
- [2.22] MEGYESY, EUGENE F. op.cit.p.186
- [2.23] MATAIX, CLAUDIO "MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS ", SEGINDA EDICION, MEXICO, P.291
- [2.24] Ibid, p.297
- [2.25] Ibid
- [2.26] Ibid, p.296
- [2.27] Ibid
- [2.28] Ibid, p.297

### **CAPITULO 3**

#### **SISTEMA DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA HIDRÁULICA EN ENERGÍA MECANICA.**

El presente capítulo consistirá en el diseño de los componentes de la turbina seleccionada en el capítulo 1 para una adecuada operación que garantice el buen funcionamiento del banco de pruebas.

##### **3.1 DISEÑO HIDRÁULICO DE LA TURBINA MICHELL BANKI**

En el análisis hidráulico presentamos los valores de las velocidades de entrada y salida del rotor, en las direcciones tangencial, radial y axial, además los porcentajes de energía que el fluido transfiere en cada efecto en el recorrido por el rotor, así como el cálculo de la eficiencia total de la turbina y la trayectoria absoluta del agua por el interior del rotor.

### 3.1.1 ANÁLISIS HIDRÁULICO

Mediante las siguientes ecuaciones calculamos las componentes de las velocidades en todas las direcciones, para la entrada y salida del rotor, basándonos en la figura 1.5.

*Primer Efecto:*

Para el análisis a la entrada, nos apoyamos en los valores absolutos de  $V$ ,  $u$ ,  $w$  ya calculado en el capítulo 1, por lo tanto analizando la figura 1.6, tenemos:

$$V_1 = (V_1 \text{Sen} \alpha_1, V_1 \text{Cos} \alpha_1, 0) \quad (3.1)$$

$$u_1 = (0, u_1, 0) \quad (3.2)$$

$$w_1 = (w_1 \text{Sen} \beta_1, w_1 \text{Cos} \beta_1, 0) \quad (3.3)$$

Para el análisis a la salida consideramos  $\beta$  igual a  $90^\circ$  por lo tanto, reemplazando valores en las siguientes ecuaciones. Fuente: [3.1]

$$u_2 = w_2 \cdot \frac{D_1}{2} \quad (3.4)$$

$$w_2 = \frac{Q}{(\pi \cdot D_2 \cdot B)} \quad (3.5)$$

$$V_2 = (w_2, u_2, 0) \quad (3.6)$$

Presentamos los resultados en la tabla 3.1

Tabla 3.1: VALORES DE VELOCIDAD PARA EL PRIMER EFECTO EN EL ROTOR

VALORES DE VELOCIDAD PARA EL PRIMER EFECTO EN EL ROTOR			
ENTRADA (1)	RADIAL	TANGENCIAL	AXIAL
$\beta=150^\circ, \alpha=16^\circ$			
V	Vr	Vu	Va
21,6	5,95	20,76	0
u	ur	U	Ua
10,37	0	10,37	0
w	wr	Wu	Wa
12	6	10,39	0
SALIDA (2)	RADIAL	TANGENCIAL	AXIAL
$\beta=90^\circ, \alpha=29,8^\circ$			
V	Vr	Vu	Va
10.6	1.8	10,4	0
u	ur	U	Ua
10,4	0	10,4	0
w	wr	Wu	Wa
1.8	1.8	0	0

*Segundo Efecto:*

Para el análisis a la entrada, consideraremos la velocidad absoluta en todas las direcciones igual con la velocidad de salida del primer efecto, por lo tanto:

$$\alpha_2 = \alpha_3 \quad (3.7)$$

$$V_3 = (w_2, u_2, 0) \quad (3.8)$$

$$\beta_3 = 90^\circ \quad (3.9)$$

Para el análisis a la salida consideraremos  $K_w = 0.98$ , por lo tanto tenemos del análisis de la figura 1.6.

$$K_w = \frac{w_4}{w_1} \quad (3.10)$$



$$\beta_4 = 180^\circ - \beta_1 \quad (3.11)$$

$$u_4 = u_1 \quad (3.12)$$

$$V_4^2 = w_4^2 + u_4^2 - 2u_4w_4\cos\beta_4 \quad (3.13)$$

$$\frac{w_4}{\text{Sen}\alpha_4} = \frac{V_4}{\text{Sen}\beta_4} \quad (3.14)$$

$$V_4 = (V_4\text{Sen}\alpha_4, V_4\text{Cos}\alpha_4, 0) \quad (3.15)$$

$$w_{4u} = u_4 - V_{4u} \quad (3.16)$$

A continuación presentamos los resultados en la tabla 3.2

VALORES DE VELOCIDAD PARA EL SEGUNDO EFECTO EN EL ROTOR			
ENTRADA (3)	RADIAL	TANGENCIAL	AXIAL
$\beta=90^\circ, \alpha=29,8^\circ$			
V	Vr	Vu	Va
10.6	1.8	10,4	0
u	ur	u	Ua
10,4	0	10,4	0
w	wr	wu	Wa
1.8	1.8	0	0
SALIDA (4)	RADIAL	TANGENCIAL	AXIAL
$\beta=30^\circ, \alpha=83.8^\circ$			
V	Vr	Vu	Va
5.9	5.86	0.637	0
u	ur	u	Ua
10,37	0	10,37	0
w	wr	wu	Wa
11,76	6.6	9.733	0

Tabla 3.2: VALORES DE VELOCIDAD PARA EL PRIMER EFECTO EN EL ROTOR

Por lo tanto el diagrama de velocidades quedaría como se muestra en la Fig. 3.1.

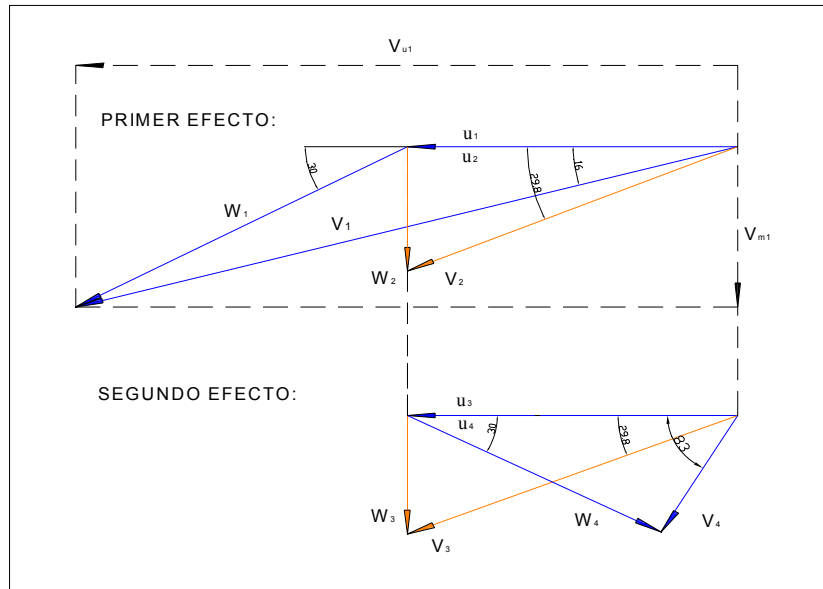


FIGURA 3.1: DIAGRAMA DE VELOCIDADES DEL ROTOR

Mediante estos valores se calcula la energía transferida por el fluido en el rotor en cada efecto, utilizando la ecuación del trabajo de Euler en donde obedece a condiciones de régimen permanente y flujo unidimensional.

Por lo tanto la energía total transferida por el fluido está dado por la ecuación 3.17.

Fuente: [3.2]

$$H_e = u_1(V_{1u} - V_{4u}) \quad (3.17)$$

Reemplazando los valores antes calculados, el valor para el caso analizado será de 21 m.

Y la cantidad de energía transferida por el fluido en el primer efecto se calcula por la ecuación 3.18. Fuente: [3.3]

$$H_{e_1} = u_1 V_{1u} - u_2 V_{2u} \quad (3.18)$$

Del cual se determina que la energía en el primer efecto es de 11m.

Podemos llegar a la conclusión por medio de la expresión 3.19

$$\frac{H_e}{H_{e_1}} = 0.51 \quad (3.19)$$

Concluimos que teóricamente el agua transfiere al rotor el 51.55% de su energía durante el primer efecto, mientras que el resto de 48.45% lo absorbe el rotor en el segundo efecto.

La eficiencia hidráulica de la turbina de podrá calcular utilizando la siguiente relación.

$$\frac{H_e}{H} = 0.85 \quad (3.20)$$

Se determina que la eficiencia hidráulica de la turbina es del 85% aproximadamente.

Para determinar la eficiencia total de la turbina se tiene que considerar ciertas pérdidas que se producen en el proceso de transformación de energía, que mencionamos en la ecuación 3.21.

$$\eta_t = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v \quad (3.21)$$

Donde:

$\eta$  (h): Eficiencia hidráulica de la turbina debido a pérdidas viscosas que tiene como valor determinado 0.85

$\eta$  (m): Eficiencia mecánica de la turbina debido a pérdidas por fricción generado por el movimiento relativo de los componentes de la turbina, se considerara 0.84.

Fuente: [3.4]

$\eta$  (v): Eficiencia volumétrica de la turbina debido a las pérdidas de fluido por los sellos del dispositivo, se considerara 0.95. Fuente: [3.5]

Reemplazando los valores anteriormente definidos en la ecuación 3.21 tenemos como eficiencia total de la turbina 68% para el caso analizado.

### 3.1.2 LA TRAYECTORIA ABSOLUTA DEL AGUA:

En el interior del rodete, se debe evitar que el chorro de agua choque con el eje del rotor, el cual garantizará mínimas pérdidas hidráulicas al momento de la operación.

La trayectoria absoluta, que seguirá el chorro de agua tanto para el primer efecto y el recorrido del agua desde que sale del primer efecto e ingresa al segundo efecto (2-3), como para el segundo (3-4), se describe a continuación. Fuente: [3.6]

#### *Primer Efecto:*

a.- Dividir las velocidades  $U(1)$  y  $W(1)$ , en partes iguales, también dividir el alabe en segmentos iguales a la misma escala de división  $W(1)$ .

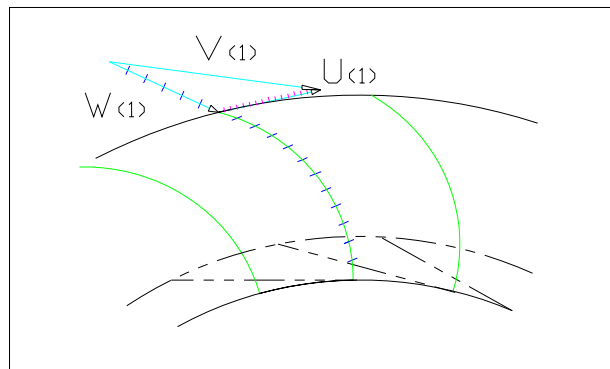


FIGURA 3.2: PRIMER PASO PARA TRAZAR LA TRAYECTORIA ABSOLUTA DEL AGUA

b.- Sobre la división del alabe trazar paralelas a la dirección de  $U(1)$ , líneas amarillas en la figura 3.3.

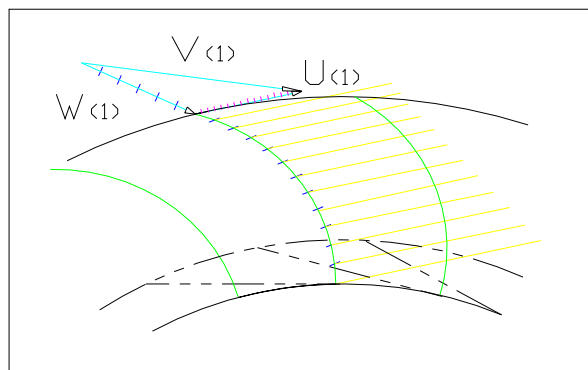


FIGURA 3.3: SEGUNDO PASO PARA TRAZAR LA TRAYECTORIA ABSOLUTA DEL AGUA

c.- Sobre cada paralela llevar los segmentos de la escala U(1) incrementándolos en una unidad, conforme se avanza hacia el final del alabe, donde la línea azul será la trayectoria del absoluta del chorro de agua.

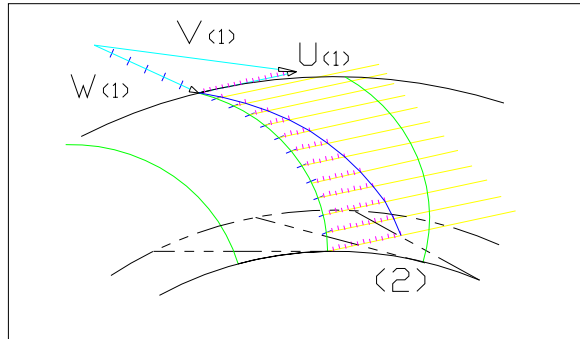


FIGURA 3.4: TERCER PASO PARA TRAZAR LA TRAYECTORIA ABSOLUTA DEL AGUA  
*Trayectoria dentro del rotor:*

La trayectoria del agua dentro del rotor para fines aplicativos se asume rectilínea, ya que en realidad tiene una tendencia curva.

*Segundo Efecto:*

Para el segundo efecto el procedimiento es el mismo, mencionado en a, b, y c.

Por lo tanto la trayectoria total se muestra en la figura 3.5, el cual determina un diámetro máximo de 31.76mm para el eje del rotor.

Otro método para trazar la trayectoria absoluta, es utilizar las trayectorias extremas del chorro del agua, que en su ingreso al rotor describen en la primera etapa un ángulo definido como: Arco de arrastre a la entrada. Fuente: [3.7]

$$\theta_1 = \frac{r \cdot \phi}{w_1} \left( \frac{360 N}{60} \right) \quad (3.22)$$

Para los valores ya calculados tenemos un ángulo de 20.87°

El chorro del agua en la segunda etapa describe un ángulo definido como: Arco de arrastre a la salida, calculado mediante la siguiente ecuación. Fuente: [3.8]

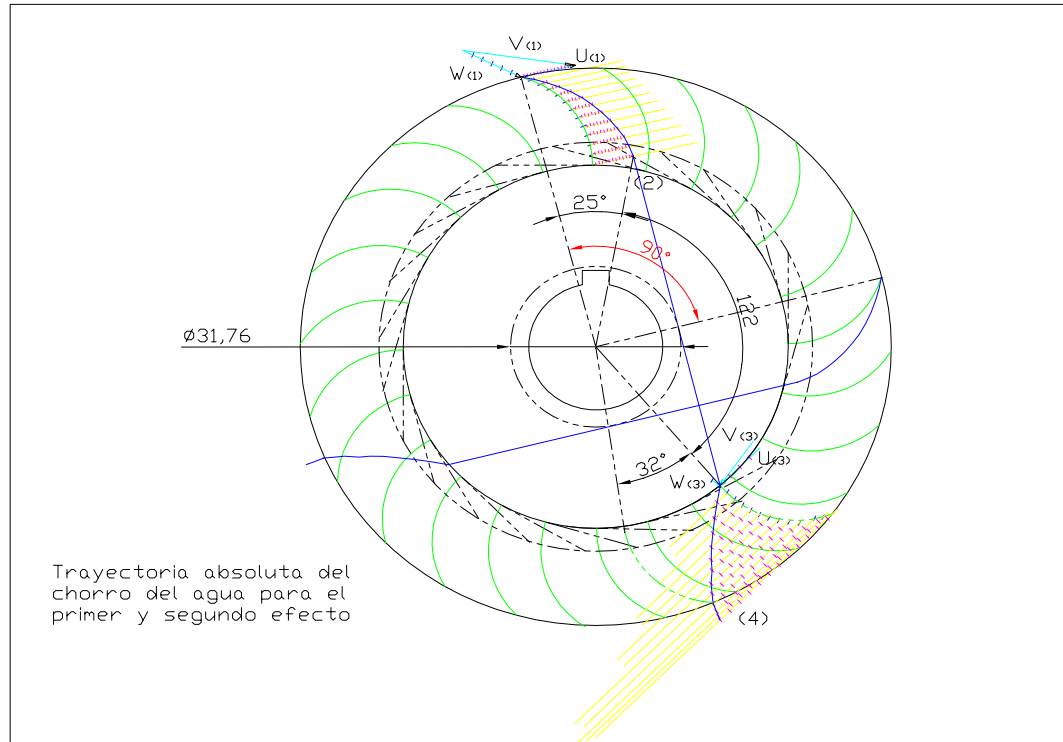


FIGURA 3.5: METODO GRAFICO PARA LA TRAYECTORIA ABSOLUTA DEL FLUJO DE AGUA DENTRO DEL ROTOR

$$\theta_2 = \frac{\theta_1}{K_w} \quad (3.23)$$

Para los valores ya calculados tenemos un ángulo de  $21.29^\circ$  como arco de arrastre a la salida. Los arcos mencionados permiten que la trayectoria del chorro no choque en su recorrido con el eje del rotor.

El arco total de trabajo del rotor se calcula de la siguiente manera:

Fuente: [3.9]

$$\theta_t = \theta_o + \theta_1 + \theta_2 + 2\alpha \quad (3.24)$$

Donde:

El arco de admisión es:

$$\theta_o = 360.K_o \quad (3.25)$$

Para los valores ya calculados tenemos un ángulo de admisión de  $90^\circ$  entonces el arco total de trabajo será  $164.1^\circ$  como se aprecia en la figura 3.6.

De los métodos utilizados para trazar la trayectoria relativa, se obtiene el diámetro máximo del eje que se debe utilizar para que así el agua no choque con este, el cual nos da un valor máximo de aproximadamente 35mm.

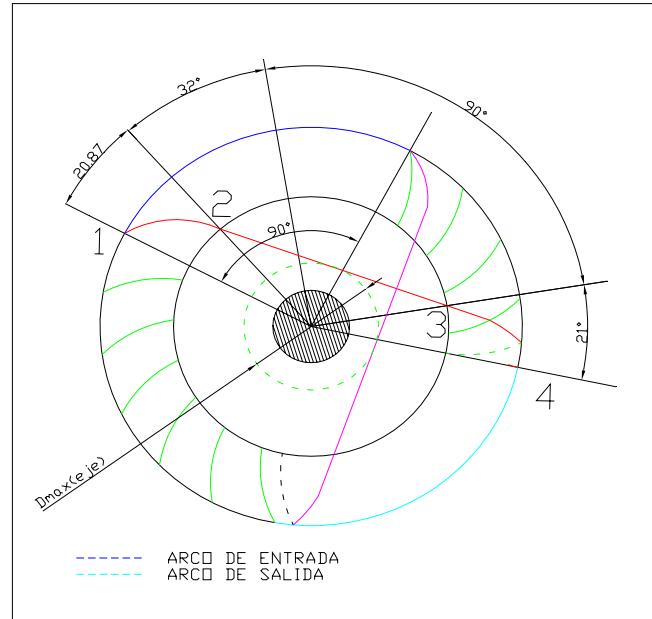


FIGURA 3.6: TRAYECTORIA DEL FLUJO DE AGUA DENTRO DEL ROTOR

La geometría de la carcasa se diseña considerando el arco total de trabajo del rotor de manera que el flujo a la salida se desarrolle sin perturbaciones al momento del funcionamiento de la turbina.

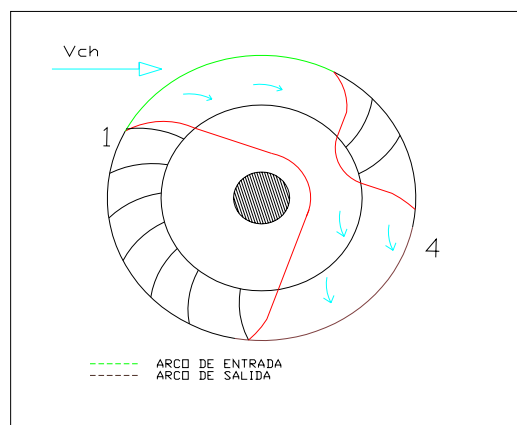


FIGURA N° 3.7: AREA DEL RECORRIDO DEL FLUJO DE AGUA DENTRO DEL ROTOR

### 3.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA TURBINA MICHELL BANKI

El análisis mecánico consistirá en seleccionar los materiales de las partes involucradas, con sus respectivas dimensiones, para garantizar el buen funcionamiento ante los esfuerzos producidos por las solicitaciones que implica el aprovechar el recurso hidráulico para la generación de energía eléctrica.

#### 3.2.1.- Diseño Mecánico del Inyector:

##### 3.2.1.1.- Alabe Directriz:

La verificación mecánica consiste en seleccionar el material del álabe y diseñar el eje por el cual permitirá regular el paso del flujo de agua, controlado por un tornillo de traslación manual, esto con el fin de tener un diseño adecuado que garantice una regulación rápida y eficiente. El espesor de plancha para la fabricación del álabe directriz se dimensiona de la misma forma que el espesor de la carcasa de la turbina.

Para la *verificación del material del alabe directriz* analizamos la presión distribuida ejercida por el flujo de agua, mediante la siguiente ecuación. Fuente: [3.10]

Recomendamos en la construcción utilizar planchas de acero St-37.

$$w_a \leq P_{\max-St37} \quad (3.26)$$

Calculando la presión total distribuida, como se aprecia en la figura 3.8 mediante la siguiente ecuación. Fuente: [3.11]

$$w_a = P_{estatica} + P_{dinamica} \quad (3.27)$$

Reemplazando:

$$w_a = \rho \cdot g H_{ga} + \rho \frac{V_1^2}{2} \quad (3.28)$$

Donde:

g: Aceleración de la gravedad 9.81m/s<sup>2</sup>

V<sub>1</sub>: Velocidad absoluta de ingreso del agua [m/s]

ρ: Densidad del agua [kg/m<sup>3</sup>]

H<sub>ga</sub>: Altura de presión considerando una sobre presión del 40% por golpe de ariete del salto neto. Fuente: [3.12]



$$H_{ga} = 1.4H \quad (3.29)$$

Tabulando los resultados se obtiene que la presión distribuida en el álabe directriz es menor a la presión máxima admisible del acero utilizado para la fabricación.

Valores que se muestran en la tabla N° 3.3.

TABLA N° 3.3: RESULTADOS PARA LA VERIFICACION DEL MATERIAL DEL ÁLABA DIRECTRIZ

Verificación del material para el álabe directriz	
Presión máxima admisible [N/mm <sup>2</sup> ] (Ref. 3.13)	2
Altura de presión total [m]	30.34
Presión estática [N/mm <sup>2</sup> ]	0,441
Velocidad de entrada al inyector [m/s]	21,6
Presión dinámica [N/mm <sup>2</sup> ]	0,233
Presión distribuida [N/mm <sup>2</sup> ]	0,674

La *verificación del diámetro del eje del álabe directriz* se base sólo en la verificación por fatiga, ya que es la única posible causa de falla, por lo tanto se determinara un factor de seguridad apropiado para el diseño.

Se recomienda en la construcción utilizar acero St-37.

Las solicitaciones involucradas son las siguientes:

i.- Fuerza hidrostática:

Calculada por la siguiente ec. 3.30. Fuente: [3.13]

$$F_h = \rho \cdot g \cdot H_{ga} \cdot B_i \cdot L_a \quad (3.30)$$

Donde:

$\rho$ : Densidad del agua [kg/m<sup>3</sup>]

$H_{ga}$ : Altura de presión [m]

$g$ : Aceleración de la gravedad [m/s<sup>2</sup>]

$B_i$ : Ancho del inyector [m]

$L_a$ : Longitud efectiva de acción del chorro de agua sobre el álabe se considera 140mm como dato geométrico [mm]

ii.- Torque de accionamiento del alabe directriz:

Calculado por la siguiente ec. 3.31. Fuente: [3.14]

$$T_{ad} = 31D_1 \cdot Q \cdot \sqrt{H} \quad (3.31)$$

Donde:

D<sub>1</sub>: Diámetro exterior del rotor [m]

Q: Caudal de ingreso de la turbina [m<sup>3</sup>/s]

H: Altura de presión neta [m]

De la figura 3.8 se tiene el análisis estático de fuerzas para el cálculo siguiente:

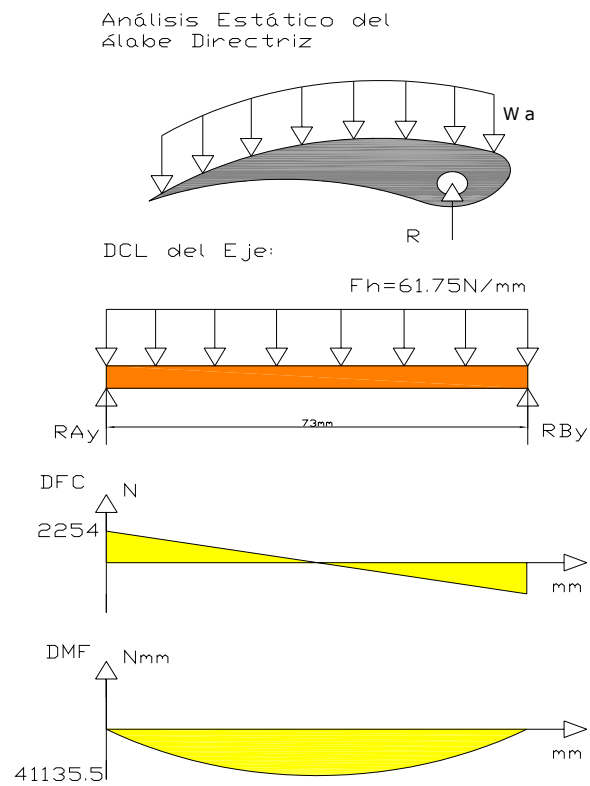


FIGURA 3.8: ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE DEL ÁLBE DIRECTRIZ

Sumatoria de fuerzas:

$$\Sigma F_{uerzas_y} \Rightarrow R_{e_{By}} + R_{e_{Ay}} = 4508N \quad (3.32)$$

$$\Sigma Momentos \Rightarrow R_{e_{Ay}} = \frac{F_h}{2} = 2254N \quad (3.33)$$

$$R_{e_{By}} = 2254N$$

Observando el diagrama de momentos en la figura 3.4 determinamos el momento actuante máximo:

$$M_{f_{max}} = 41135.5Nmm$$

1.- Verificación por Fatiga:

Debido que solo la carga de torsión que es la más perjudicial para el sistema, analizamos al eje mediante una torsión pura, considerando un tipo de carga pulsante. Por lo que debemos cumplir la relación mostrada.

$$\tau_{f_{max}} \leq \frac{\tau_{puls}}{FS} \quad (3.34)$$

Donde:

$\tau$  (puls): Resistencia cortante pulsante máximo del material, consideraremos 140 N/mm<sup>2</sup>. Fuente: [3.16]

FS: Factor de seguridad de 1.8

$\tau$  (fmax): Esfuerzo cortante máximo actuante en la sección debido a la fatiga, [Nn/mm<sup>2</sup>], se calcula por medio de la siguiente ecuación.

$$\tau_{f_{max}} = \frac{\beta_k}{C_s.C_t} \tau_{max} \quad (3.35)$$

Donde:

$\tau$  (max): Esfuerzo cortante máximo, actuante en la sección, sin efectos de fatiga [Nn/mm<sup>2</sup>] se calcula por la ecuación 3.38

$\beta_k$ : Factor efectivo de concentración de esfuerzos considerando 1.25.

Fuente: [3.17]

Cs: Factor sobre la influencia del acaba superficial de material tomamos 0.9 para torneado. Fuente: [3.18]

Ct: Factor de sobre la influencia del tamaño del eje tomamos 0.9. Fuente: [3.19]

Modelo de cálculo para el esfuerzo cortante máximo sin efectos de fatiga, actuante en la sección:

$$\tau_{\max} = \frac{16M_t}{\pi \cdot d_i^3} \quad (3.36)$$

Donde:

Mt: Momento torsor máximo, el cual corresponde al valor del torque de accionamiento, calculado anteriormente. [N.m]

di: Diámetro del eje [m]

Tabulando los resultados se obtiene un diámetro mayor a 4mm para el cual determinamos mediante el cálculo de esfuerzos equivalentes el factor de seguridad del sistema para un diámetro de 18mm.

Proseguimos con el cálculo del esfuerzo equivalente alternante mediante la siguiente ecuación. Fuente: [3.20]

$$\sigma_{e(alt)} = \sqrt{3} \cdot \alpha'' \cdot \left( \frac{\tau_{f \max}}{2} \right) \quad (3.37)$$

Donde:

$\alpha''$ : Factor de relación de tipo de carga, consideramos igual a 1 se calcula de la siguiente manera. Fuente: [3.21]

$$\alpha'' = \frac{\sigma_f^*}{\sqrt{3} \tau_{\max}^*} \quad (3.38)$$

\* significa la naturaleza del esfuerzo.

Y para el cálculo del esfuerzo equivalente medio mostramos la siguiente ecuación, no se considera el esfuerzo de torsión por se despreciable respecto al esfuerzo flector.

Fuente: [3.22]

$$\sigma_{e(m)} = \frac{\beta_k}{C_s.C_t} \sigma_{f \max} \quad (3.39)$$

Donde:

$\beta_k$ : Factor efectivo de concentración de esfuerzos, considerando 1.25.

Fuente: [3.23]

$C_s$ : Factor sobre la influencia del acaba superficial de material, tomamos 0.9 para torneado. Fuente: [3.24]

$C_t$ : Factor de sobre la influencia del tamaño del eje tomamos 0.9. Fuente: [3.25]

El factor de seguridad se halla mediante la ecuación 3.42. Fuente: [3.26]

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{e(alt)}}{\sigma_{ALT}} + \frac{\sigma_{e(m)}}{\sigma_B}} \quad (3.40)$$

Donde:

$\sigma_B$ : Resistencia máximo a la tracción del material, consideraremos 370 N/mm<sup>2</sup>.

Fuente: [3.27]

$\sigma_{ALT}$ : Resistencia alternante máximo a la tracción del material consideraremos 190 N/mm<sup>2</sup>. Fuente: [3.28]

Tabulando los resultados obtenemos un factor de seguridad adecuado que garantice el buen funcionamiento del sistema, los valores se muestran en la tabla 3.4

TABLA N° 3.4: FACTOR DE SEGURIDAD PARA EL EJE DEL ÁLABE DIRECTRIZ

Verificación del eje de 18mm de diámetro para el alabe directriz	
Esfuerzo cortante máximo actuante [N.mm2]	0.56
Esfuerzo equivalente alternante [N.mm2]	0.74
Esfuerzo flector máximo actuante en la sección [N.mm2]	71.8
Esfuerzo equivalente medio [N.mm2]	110.8
Esfuerzo alternante del material [N.mm2]	190
Resistencia máxima a la tracción, del material [N.mm2]	370
Factor de Seguridad del sistema	3,29

### 3.2.1.2.- Inyector:

El inyector es el dispositivo que soporta la máxima presión en el momento del ingreso del flujo de agua, por lo tanto se asumirá para las demás partes de dispositivo será el mismo espesor de plancha.

Aquí se verificara el espesor de plancha, mediante el análisis estático, a utilizar en el momento de la construcción. Se recomienda utilizar planchas de acero St-37.

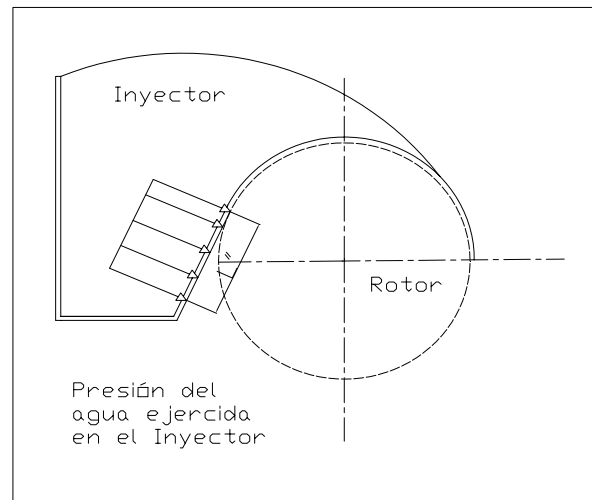


FIGURA N° 3.9: PRESIÓN DEL CHORRO DE AGUA SOBRE EL INYECTOR

Debemos cumplir con la siguiente expresión:

$$\sigma_{f \max} \leq \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{FS} \quad (3.41)$$

Donde:

$\sigma_{\text{fluencia}}$ : Esfuerzo de fluencia del material, considerando 240N/mm<sup>2</sup>. Fuente: [3.29]

FS: Factor de seguridad del sistema se considera el valor de 2

$\sigma_f$ : Esfuerzo flector máximo en la zona indicada por la figura 3.9 [N/mm<sup>2</sup>]

Se calcula de la siguiente manera. Fuente: [3.30]

$$\sigma_{f \max} = \frac{M_f \cdot \left(\frac{t_i}{2}\right)}{I} \quad (3.42)$$

Donde:

$M_f$ : Momento flector máximo [N.mm], se calcula mediante la ecuación 3.45

$t_i$ : Espesor del inyector [mm]

$I$ : Momento de inercia de la sección [mm<sup>4</sup>], calculado por medio de la ecuación 3.46

El modelo de cálculo para el momento flector máximo y el momento de inercia es el siguiente

$$M_f = F_h \frac{L''}{2} \quad (3.43)$$

$$I = \frac{L'' t_i^3}{12} \quad (3.44)$$

Donde:

$F_h$ : Fuerza Hidrostática calculado anteriormente de 4508N

$L''$ : Longitud tomada geoméricamente de 140mm

Reemplazando los valores dados obtenemos un espesor mayor a 1.26mm normalizando **seleccionamos uno de 1/4"** para una plancha de acero St-37.

### 3.2.2.- Diseño Mecánico de la Carcasa:

El diseño mecánico de la carcasa consiste en la verificación mecánica del espesor de plancha. Recomendamos en la construcción utilizar acero St-37.

Para la siguiente verificación debemos cumplir con la siguiente expresión.

Fuente: [3.31]

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{adm\ puls} \quad (3.45)$$

Donde:

$\sigma_{(puls)}$ : Esfuerzo de fluencia del material, considerando 240N/mm<sup>2</sup>.

Fuente: [3.32]

$\sigma_f$ : Esfuerzo flector máximo [N/mm<sup>2</sup>], se calcula de la siguiente manera.

Fuente: [3.33]

$$\sigma_{f\ max} = \frac{0.5w.B_i^2}{tc^2.(1+0.623.m^6)} \quad (3.46)$$

Donde:

w: Presión máxima distribuida [N/mm<sup>2</sup>]

Bi: Ancho del inyector [mm]

tc: Espesor de plancha de la carcasa, se considerara del mismo valor que en el inyector, es de decir ¼".

m: Relación geométrica del inyector [mm] calculada de la siguiente manera:

$$m = \frac{B_i}{h_i} = 3.042 \quad (3.47)$$

Donde el ancho del inyector es 7.3cm y la altura de 2.4cm.

Tabulando obtenemos un esfuerzo máximo en la sección de 0.09N/mm<sup>2</sup> el cual es mucho menor al esfuerzo admisible pulsante de tracción del material, por el cual cumple con la condición indicada en la ecuación 3.47

### 3.2.3.- Diseño del Sistema de Regulación de caudal:

Existen dos sistemas básicos para mantener la velocidad constante y por ende la frecuencia del equipo generador.

El primer sistema consiste en mantener carga constante, durante todo el tiempo de operación, debe cuidarse que se genere una potencia mayor o igual a la máxima potencia demandada. De este modo, si el generador recibe una carga constante, no se producirá variación de tensión y frecuencia. Este sistema se denomina de regulación por carga.

Un segundo sistema, consiste cuando la carga que el generador recibe es variable, por lo tanto es la turbina la que debe suministrar una potencia variable durante la operación y así igualar la potencia de ingreso con la de salida mas las perdidas respectivas.

La variación de la potencia de la turbina se obtiene variando el caudal de agua que ingresa al rotor, ya que el salto neto es constante ya que es dada por el recurso. Este sistema se denomina de regulación por caudal.



Este último método se adoptará, para poder de esa forma, hacer las mediciones que me permitan determinar las curvas de operación del sistema.

Por lo tanto para variar el caudal utilizaremos el siguiente mecanismo el cual consiste en un tornillo de traslación (husillo) en donde una tuerca se desplaza verticalmente y estando conectada a una palanca la hace girar respecto al eje del álabe directriz.

Como se indica en la figura N° 3.6

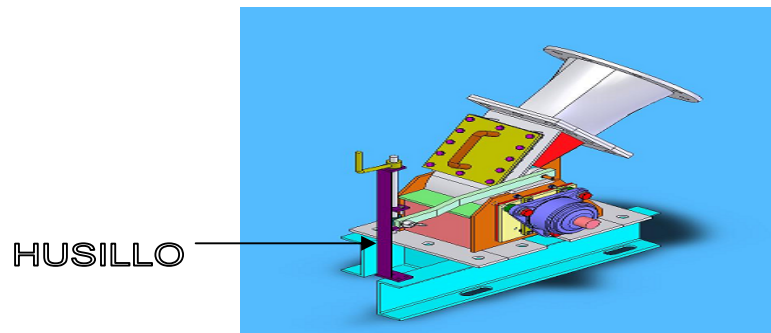


FIGURA N° 3.10 ESQUEMA DEL HUSILLO DE REGULACION DE CAUDAL

Consideraciones iniciales de diseño:

- » Longitud de la palanca de accionamiento:  $L_{pa} = 220\text{mm}$ , ver fig. 3.11
- » Angulo de giro del alabe director:  $\theta_a = 17.5^\circ$
- » Material del tornillo de traslación: Acero St-37
- » Material de la tuerca: Bronce
- » Coeficiente de rozamiento en el apoyo axial  $\mu_l = 0.1$  Fuente: [3.34]
- » Coeficiente de rozamiento en los flancos de la rosca  $\mu_R = 0.05$ . Fuente: [3.35]

En la siguiente figura se muestra las dimensiones referenciales del sistema de regulación de caudal.

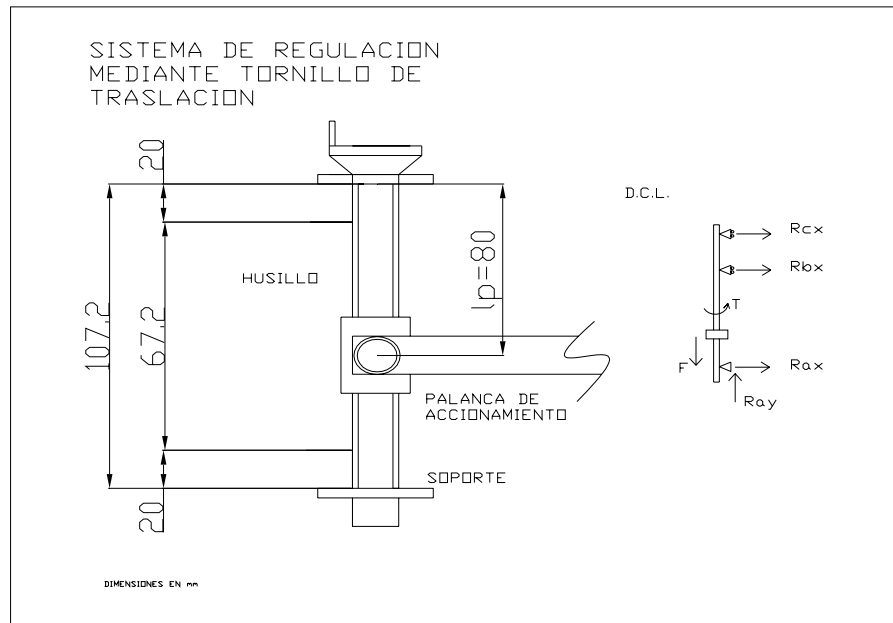


FIGURA 3.11 SISTEMA DE DE REGULACIÓN

»Torque de accionamiento:

Fuente: [3.36]

$$T_{ah} = \frac{180}{\pi \cdot \theta_a} (310 \cdot D_1 \cdot Q \cdot \sqrt{H}) = 20.81 N.m \quad (3.48)$$

» Fuerza de accionamiento:

$$F_{ah} = \frac{T_{ah}}{L_{pa}} = 94.6 N \quad (3.49)$$

» Longitud de elevación

$$l_h = L_{pa} \cdot \theta_a \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right) = 67.2 mm \quad (3.50)$$

»Longitud entre apoyos:

$$l_a = l_h + 40 = 107.2 mm \quad (3.51)$$

» Diámetro medio inicial del husillo:

Fuente: [3.37]

$$d_3 = 17.8 \sqrt[4]{\frac{0.2 F_{ah} \cdot FS \cdot l_p^2}{E \cdot \pi^2}} \dots\dots (mm) \quad (3.52)$$

Donde:

$F_{(ah)}$  : Fuerza de accionamiento (Ton), mostrada en el D.C.L. de la figura 3.11

FS: Factor de seguridad del husillo entre 8 y 10. Fuente: [3.38]

$l_p$ : Longitud de pandeo (mm), considerando extremos articulados se recomienda (1.5...2) veces del diámetro del apoyo, por lo tanto se utilizara 80mm para la longitud de pandeo. Fuente: [3.39]

E: Constante de elasticidad del acero  $2.1 \cdot 10^4 \text{ kg/mm}^2$ .

Reemplazando valores:

$$d_3 = 2.77 \text{ mm} \quad (3.53)$$

Se elige una rosca trapecial ya que la fricción es mayor y facilita el autobloqueo.

Permitiendo un mejor control del alabe directriz, para la regulación de caudal durante los ensayos.

La rosca es la Tr 8x1.5 con diámetro medio de 6.2mm, DIN 103.

Por lo tanto se verificara la dimensión del husillo mediante las siguientes pruebas:

#### 1.- Prueba por pandeo:

Se utilizara el método de Tetmajer en donde el esfuerzo de pandeo depende del grado de esbeltez y de los esfuerzos de compresión de la siguiente manera:

Fuente: [3.40]

$$\sigma_p = C_1 - C_2 \lambda \quad (3.54)$$

Donde:

$C_1$ : Resistencia ideal a la compresión para una esbeltez de cero en aceros St-37 se considera  $310 \text{ N/mm}^2$ . Fuente: [3.41]

$C_2$ : Factor de tensión de pandeo para aceros St-37 se considera 1.14

Fuente: [3.42]

$\lambda$ : Grado de esbeltez calculado de la siguiente manera. Fuente: [3.43]

$$\lambda = \frac{4I_p}{d_3} = 51.6 \leq 90 \quad (3.55)$$

Reemplazando valores el esfuerzo de pandeo resulta de 215N/mm<sup>2</sup>

Calculando el factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_p}{\sigma_c} \quad (3.56)$$

Donde:

$\sigma_c$  : Esfuerzo de compresión en el husillo calculado por la ecuación:

$$\sigma_c = \frac{4F_{ah}}{\pi d_3^2} = 3.13N/mm^2 \quad (3.57)$$

Reemplazando valores el factor de seguridad resulta conservador, sin embargo se trabajara con este por ser el de menor diámetro dentro de los normalizados.

## 2.- Prueba par torsor:

Se determinara el momento necesario para la elevación, para el cual el husillo Tr 8x1.5 es de una sola entrada y de paso de 1.5mm

» Diámetro de los flancos: Fuente: [3.44]

$$d_2 = d_n - 0.5p = 8 - 0.5 \times 1.5 = 7.25mm \quad (3.58)$$

» Angulo de inclinación del filete: Fuente: [3.45]

$$\tan(\phi_h) = \frac{P}{\pi d_2} = 0.0659 \quad (3.59)$$

Por lo tanto el ángulo de inclinación del filete será de 3.77°.

» Angulo de rozamiento:

Para la rosca trapezoidal se tiene que el ángulo  $\beta'$  es de 15°.

Fuente: [3.46]

$$\tan(\rho') = \frac{\mu}{\cos \beta'} = \frac{0.1}{\cos 15^\circ} = 0.1035 \quad (3.60)$$

Por lo tanto el ángulo de rozamiento será de 5.91°.

Es importante resaltar que existirá autobloqueo puesto que se verifica que el ángulo de rozamiento es mayor que el ángulo de inclinación del filete, esto permitirá que la fuerza de accionamiento no permita girar el husillo en sentido contrario.

» Momento para la elevación de carga: Fuente: [3.47]

$$M_e = F_{ah} \cdot \tan(\phi_h + \rho') \frac{d_2}{2} = 58.5 \text{ Nmm} \quad (3.61)$$

» Momento de rozamiento en los apoyos: Fuente: [3.48]

$$M_r = 2 \left( \frac{F_{ah} \cdot \mu_R \cdot D_m}{2} \right) = 66.22 \text{ Nmm} \quad (3.62)$$

Considerando los dos apoyos y el diámetro medio del cojinete de 14mm

» Momento total de elevación:

$$M_{te} = M_e + M_r = 124.71 \text{ Nmm} \quad (3.63)$$

### 3.- Prueba de tensión:

Consiste en verificar que el material soportara las sollicitaciones producidas por el sistema de regulación de caudal.

Para esfuerzos de carácter pulsante se debe cumplirse lo siguiente:

$$\sigma_e \leq \sigma_{adm} = 0.2\sigma_B = 74 \text{ N/mm}^2 \quad (3.64)$$

Donde:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau^2} \quad (3.65)$$

Para efectuar el cálculo debemos hallar el esfuerzo cortante en la sección del husillo.

$$\tau = \frac{16M_{te}}{\pi \cdot d_3^2} = 16.52 N / mm^2 \quad (3.66)$$

Remplazando valores tenemos un esfuerzo equivalente de 28.8N/mm<sup>2</sup>, el cual no supera el valor admisible verificando el buen funcionamiento del sistema.

#### 4.-Altura de la tuerca:

Puesto que los flancos del husillo y de la tuerca deslizan uno contra otro, se desgastan con el uso. Por ello, mantener el desgaste dentro de los límites recomendables es lo más importante. Fuente: [3.49]

$$m \geq \frac{F_{ah} \cdot p}{\pi \cdot d_2 \cdot h_1 \cdot P_{adm}} = 0.83mm \quad (3.67)$$

Donde se considera:

$P_{(adm)} = 10N/mm^2$  para el Bronce. Fuente: [3.50].

Además de la geometría del husillo se tiene:  $h_1 = 0.5p = 0.75mm$

Fuente: [3.51]

#### 5.-Rendimiento en la elevación del husillo: Fuente: [3.52]

$$\eta_e = \frac{\text{Tan} \phi_h}{\text{Tan}(\phi_h + \rho')} = 38.63\% \quad (3.68)$$

#### 6.-Rendimiento en el descenso del husillo: Fuente: [3.53]

$$\eta_d = \frac{\text{Tan}(\phi_h - \rho')}{\text{Tan} \phi_h} = 56.7\% \quad (3.69)$$

7.-Rendimiento total: Fuente: [3.54]

$$\eta = \frac{1}{\left( \frac{\tan(\phi_h + \rho')}{\tan \phi_h} + \frac{\mu_R \cdot \pi \cdot D_m}{p} \right)} = 23.45\% \quad (3.70)$$

8.-Cierre del alabe:

Se calculara la fuerza manual para le ascenso del alabe. Fuente: [3.55]

$$F_a = \frac{M_f}{r_h} = \frac{124.71}{90} = 1.385N \quad (3.71)$$

Donde el valor de 90mm es el brazo de palanca del sistema

9.-Apertura del alabe:

Calculo del momento de descenso de la carga: Fuente: [3.56]

$$M_d = F_{ah} \cdot \tan(\phi_h - \rho') \cdot \frac{d_2}{2} = 0.187Nmm \quad (3.72)$$

Calculo del momento de descenso total de la carga:

$$M_{dt} = M_d + M_r = 66.41Nmm \quad (3.73)$$

La fuerza manual para el descenso será: Fuente: [3.57]

$$F_d = \frac{M_{dt}}{r_h} = \frac{66.41}{90} = 0.738N \quad (3.74)$$

Por lo tanto las dimensiones geométricas del husillo se aprecian en la siguiente figura

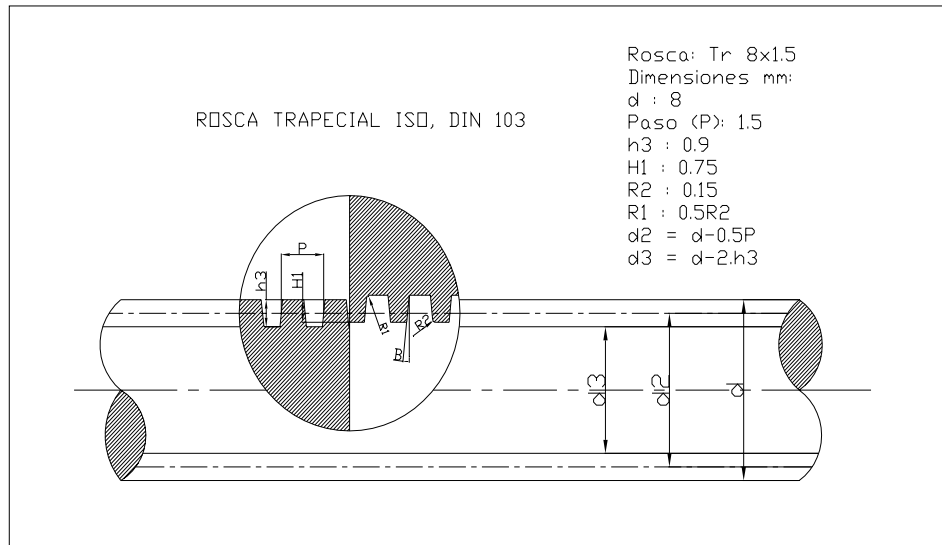


FIGURA 3.12 ROSCA DEL HUSILLO DE REGULACION

Fuente: [3.58]

### 3.2.4.- Diseño Mecánico del Rotor:

#### 3.2.4.1.- Alabes:

La verificación mecánica de los álabes del rotor consiste en seleccionar el material, el espesor de plancha y el espesor de soldadura.

La selección correcta de un acero inoxidable al cromo depende de la condición corrosiva y de la temperatura de operación a la que el acero está expuesto.

Se recomienda en la construcción utilizar planchas de acero inoxidable de tipo austenítico AISI 316. Fuente: [3.59]

Por el cual nos basaremos en la siguiente relación para el cálculo del espesor:

$$\sigma_{\max} \leq \frac{\sigma_{pul}^t}{FS} \quad (3.75)$$

Donde:

$\sigma_{\max}$ : Esfuerzo máximo actuante [N/mm<sup>2</sup>]

$\sigma_{pul}$ : Esfuerzo de tracción pulsante del material debido a la presión del agua [N/mm<sup>2</sup>]

FS: Factor de seguridad



La figura 3.6 muestra que cada álabe trabaja como una viga soldada en ambos extremos expuesta a carga uniformemente distribuida.

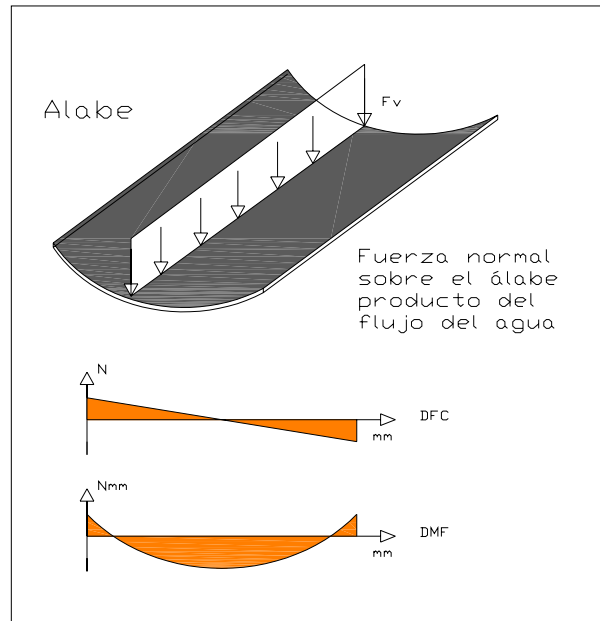


FIGURA 3.13: ANÁLISIS ESTÁTICO EN EL ÁLABE DEL ROTOR

Para el cálculo del esfuerzo máximo actuante se realiza mediante la siguiente expresión. Fuente: [3.60]

$$\sigma_{\max} = \frac{F_v \cdot B \cdot c}{12 \cdot I_x} \quad (3.76)$$

Donde:

- Fv : Fuerza normal del agua sobre los alabes [N]
- B: Ancho del rotor [m]
- c: Distancia de la vena superior de la sección [m]
- I: Momento de inercia de la sección [m<sup>4</sup>]

El caso más desfavorable se presenta cuando el rotor se encuentra frenado y el máximo caudal de agua ingresa por el inyector, es decir apertura total del alabe directriz. Fuente: [3.61]

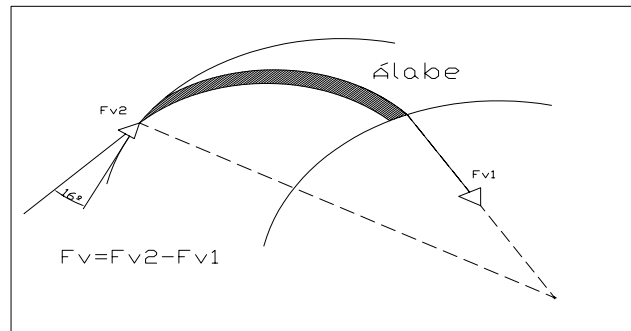


FIGURA 3.14: FUERZAS ACTUANTES EN EL ÁLabe

Por lo tanto la fuerza que actúa sobre el alabe se calcula por la siguiente ecuación:  
Fuente: [3.62]

$$F_v = \frac{\rho \cdot Q \cdot \Delta C_v}{K_o \cdot z} \quad (3.77)$$

Donde:

$\rho$ : Densidad del agua [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$Q$ : Caudal máximo de la turbina [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$K_o$ : Coeficiente del arco de admisión

$z$ : Número de álabes

$\Delta C_v$ : Representa la variación de las componentes de velocidad a lo largo del alabe en la dirección normal. Se calcula de la siguiente manera. Fuente: [3.63]

$$\Delta C_v = V_1 \cdot \cos(\alpha_1 + \varepsilon) \quad (3.78)$$

Donde

$\varepsilon$ : ángulo de  $69^\circ$  mostrada en la geometría de la figura 3.15

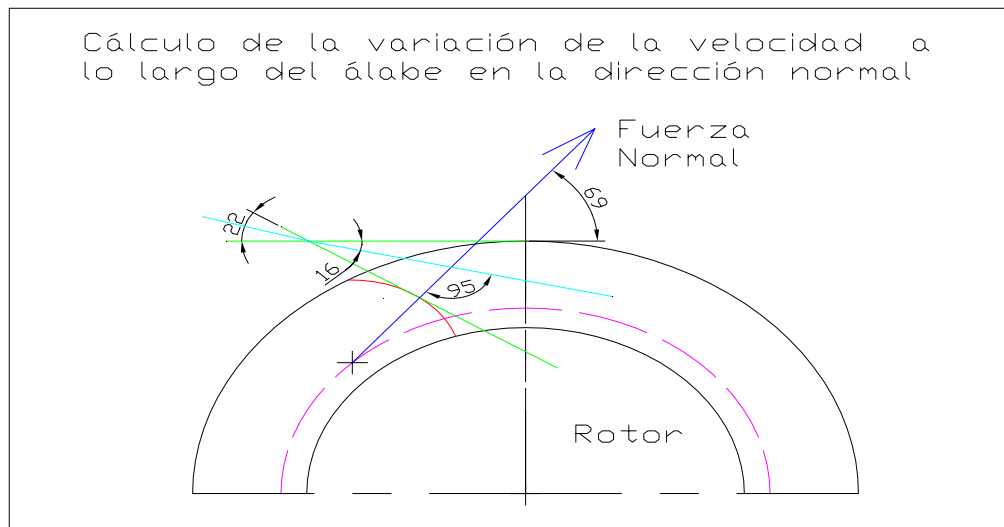


FIGURA 3.15: METODO GEOMETRICO PARA HALLAR EL ANGULO  $\varepsilon$

Fuente: [3.64]

Para el cálculo del momento de inercia se utiliza la siguiente relación. Fuente: [3.65]

$$I_x = \frac{[(r+e)^4 - r^4]}{8} \left[ \frac{\phi_a \pi}{180} + \text{sen} \phi_a \right] - A.(cg)^2 \quad (3.79)$$

Donde:

r: Radio del álabe [m]

e: Espesor del álabe [m]

cg: Centro de gravedad [m]

$$A = \frac{\phi_a}{180} \pi.e.(r + \frac{e}{2}) \quad (3.80)$$

$$cg = \frac{120.[(r+e)^3 - r^3](2 \cos \delta)}{\phi_a.\pi.[(r+e)^2 - r^2]} \quad (3.81)$$

$$\delta = \frac{180 - \phi_a}{2} \quad (3.82)$$

Para el cálculo del valor de  $c$  se utiliza la siguiente relación:

$$c = (r + e) - cg \quad (3.83)$$

Tabulando los resultados obtenemos un factor de seguridad adecuado para el diseño, valores que se muestran en la tabla 3.7

TABLA 3.7: RESULTADOS PARA LA VERIFICACION DEL ESPESOR DEL ÁLABE DEL ROTOR

Verificación del espesor de 3mm para el álabe	
Caudal [m3/s]	0,0375
Densidad del agua [kg/m3]	1000
Coefficiente de admisión $K_0$	0,25
Numero de álabes $Z$	24
Velocidad a la entrada [m/s]	21,69
Angulo de entrada $\alpha$	16
Angulo $\epsilon$	69
$\Delta C_v$	1,89
Fuerza normal en la álabe $F_{vn}$ [N]	11,8
Momento de Inercia [mm4]	76,57
Distancia superior de vena $c$ [mm]	2,27
Esfuerzo actuante [N/mm2]	2.13
Esfuerzo máximo pulsante AISI 316 [N/mm2] (Ref. 3.66)	205
Factor de Seguridad FS	96

*La soldadura en los alabes:*

Los aceros inoxidable de tipo austeníticos empleados para la fabricación de los alabes y de los discos del rotor; tienen una estructura cúbica centrada en las caras y presentan propiedades excelentes de tenacidad, ductilidad, resistencia a la corrosión y soldabilidad. No se pueden endurecerse por tratamiento térmico sino únicamente por deformación en frío o en caliente. Tienen un coeficiente de expansión térmica mas alto en aproximadamente un 45%, una resistencia eléctrica mas alta, y una conductividad térmica mas baja que los aceros al carbono dúctiles. Fuente: [3.67]

Su composición química es de 0.03-0.08% de C, 16-27% de Cr (lo normal de 18%), 8-31% de Ni (normal 8-10%). Fuente: [3.68]

Los tipos de carbono bajo pueden soldarse sin precauciones especiales, pero los de más de 0.15% de carbono tienden a ser endurecidos por aire y por consiguiente, son más difíciles de soldar, y requieren tratamientos de precalentamiento y calentamiento posterior a la soldadura, por el cual evitan la precipitación de carburo, problemas de fisuras y mantendrán las propiedades mecánicas del metal base.

El precalentamiento ayuda a disminuir la velocidad de enfriamiento del metal base y así se puedan formar micro estructuras distintas de la martensita.

En tanto el postcalentamiento permite reducir las tensiones residuales y para revenir fases duras o frágiles formadas durante el enfriamiento.

Generalmente las temperaturas de postcalentamiento son superiores a aquellas usadas para el precalentamiento.

La elección del proceso de soldadura debe realizarse en base a los siguientes criterios:

- Distribución de calor
- Operatividad
- Velocidad de soldeo
- Consecuencias sobre la resistencia de corrosión del material depositado
- Disponibilidad comercial
- Costo

Mencionaremos los procesos más utilizados y seleccionaremos el más apropiado para la aplicación en estudio, los procesos son los siguientes:

- 1.- Por arco con electrodo revestido (SMAW)
- 2.- Por arco con electrodo de tungsteno y protección gaseosa llamado TIG (GTAW)
- 3.- Por arco con alambre y protección gaseosa llamado MIG (GMAW).

A continuación detallaremos los procesos de soldadura y así tener un panorama adecuado para la elección correcta del proceso a utilizar.

### SMAW:

El elemento principal es justamente el electrodo, el cual esta hecho de núcleo de metal sólido, cubierto con una capa de fundente granular.

La presencia de un gas protector es producto del calentamiento del recubrimiento del electrodo, por el cual permite remover el oxígeno y otros gases atmosféricos, también provee elementos aleantes para el depósito de la soldadura y mejora las características eléctricas para incrementar la estabilidad del arco.

La numerosa disponibilidad de tipos de electrodos hace al proceso muy versátil, el equipamiento es relativamente simple y económico, el problema frecuente es la presencia de porosidad en la soldadura terminada, resultado de la presencia de humedad o contaminación en la región de la soldadura, o producto de una longitud de arco demasiado grande al momento de soldar.

El soldador debe usar juntas en doble V, para así evitar posibles agrietamientos en la soldadura. Fuente: [3.69]

En el proceso de soldadura se deben controlar la longitud de arco, velocidad de avance y la inclinación del electrodo.

### MIG:

Existen cuatro modos básicos de transferencia del metal, estas son: spray, globular, arco pulsante y en corto circuito.

La principal diferencia entre los procesos es que suministran distintas cantidades de calor a la pieza a soldar.

La operación por spray es la de mayor temperatura, seguida por la globular, arco pulsante y finalmente corto circuito, por lo tanto este último es la mejor opción para espesores mínimos, como en la aplicación al trabajar en los alabes del rotor de la turbina.

El gas protector recomendado para corto circuito debe contener un 90% de Helio, 7.5% de Argón, 2.5% de Dióxido de Carbono. Fuente: [3.70]

La principal ventaja son las (kg/hr) de metal depositado que reduce los costos de mano de obra, además de la limpieza luego de la soldadura.

El problema común es la porosidad debido a la contaminación o pérdida de protección ya que son sensibles a vientos fuertes (no recomendable para trabajos en campo).

En el proceso de soldadura se deben utilizar alambres de polo positivo, para un suministro de voltaje constante y corriente continua. Fuente: [3.71]

### TIG:

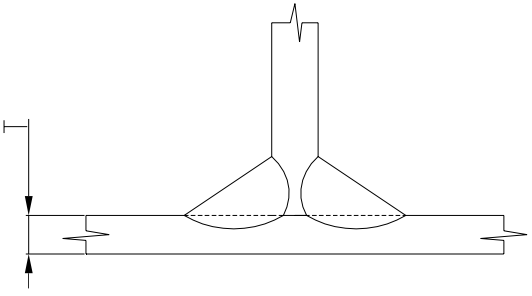
La característica principal es el electrodo de tungsteno puro o aleado, el cual no se consume durante la operación de soldadura, cuando se requiere metal de aporte se debe agregar en forma externa y la protección del arco y del metal se alcanza a través del uso de gases inertes, el cordón de soldadura es limpio debido a que no se usa fundente por lo que presenta muy buena calidad y apariencia visual.

La capacidad de soldar a corrientes bajas hace del proceso adecuado para soldar materiales más delgados hasta 0.0127mm. Fuente: [3.72]

Es uno de los procesos más lentos, y la presencia de discontinuidades se presenta cuando hay inclusiones de tungsteno en la soldadura, debido al contacto del electrodo de tungsteno con el material fundido o el material de aporte.

Por lo tanto decidimos utilizar el proceso TIG, por ser más versátil en el momento de la operación, trabaja muy bien para espesores pequeños, y presenta muy buena calidad. Entonces el procedimiento a seguir es el mostrado en la tabla siguiente: Fuente: [3.73]

TABLA 3.16: TÍPICO PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA PARA ACEROS INOXIDABLE POR ARCO CON ELECTRODO DE TUNGSTENO Y PROTECCION GASEOSA

Esesor de plancha, T (in)	1/8	
Corriente DCEN	130-150	
Diámetro del electrodo (in)	1/16	
Gas inerte, Argon (cfh)	10	
Diámetro de la varilla (in)	3/32	
Velocidad del arco (ipm)	10	
Tiempo total (hr/ft )	0.02	

En el proceso de soldadura se deben utilizar las siguientes varillas, para un suministro de corriente constante: Fuente: [3.74]

AWS ASME SFA A5.9-93: ER 316L

DIN 8556: SG X2CrNi 1912

La calidad de soldadura esta determinada por las normas técnicas aplicables como la AWS D1.1-2004, ASME Sección IX, por mencionar los mas importantes, por lo tanto los requerimientos de calidad comprenden ensayos mecánicos como de esfuerzos, tenacidad, dobléz , etc. Y una inspección visual como preparación de la junta, tamaño de las discontinuidades, geometría del cordón, etc.

La soldadura en los álabes, estará sometida a esfuerzos de tipo pulsante debido a la fuerza normal en cada álabe, la razón es que el chorro de agua choca sobre los álabes en cada intervalo de tiempo, pues cuando el rotor gira, solo unos cuantos alabes están en contacto con el flujo de agua.

La verificación del espesor de soldadura a utilizar seguirá el siguiente procedimiento de cálculo, en donde se requiere el cumplimiento de la siguiente relación.

Fuente: [3.75]

$$\sigma_e \leq k_1 \cdot k_2 \frac{\sigma^t_{pul}}{FS} \quad (3.84)$$

Donde:

$\sigma_e$ : Esfuerzo equivalente [N/mm<sup>2</sup>]

$\sigma_{pul}$ : Esfuerzo de tracción pulsante del material debido a la presión del agua [N/mm<sup>2</sup>]

FS: Factor de seguridad

k<sub>1</sub>: Coeficiente de forma dinámico para uniones soldadas. Fuente: [3.76]

k<sub>2</sub>: Factor por clase de calidad de la unión soldada. Fuente: [3.77]

Hallando el esfuerzo cortante para cada extremo soldado:



$$\tau_s = \frac{F_s}{2A_s} \quad (3.85)$$

Donde:

F<sub>s</sub>: Fuerza que soportan las uniones soldadas [N]

A<sub>s</sub>: Área de los cordones de soldadura [m<sup>2</sup>]

$$A_s = \frac{s(2r + e)\phi_a\pi}{180} \quad (3.86)$$

Donde:

s: Espesor de soldadura [m]

e: Espesor del alabe [m]

r: Radio del alabe [m]

Hallando el esfuerzo flector actuante en cada extremo de la soldadura:

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot y}{I} \quad (3.87)$$

Donde:

M<sub>f</sub>: Momento flector máximo en la sección [N.m]

y: Distancia a la vena superior de la sección [m]

I: Momento de inercia de la sección [m<sup>4</sup>]

cg: Centro de gravedad de la sección [m]

$$M_f = \frac{F_s \cdot B}{2} \quad (3.88)$$

$$I_x = \frac{[(r + e + s)^4 - (r - s)^4]}{8} \left[ \frac{\phi_a \pi}{180} + \text{sen} \phi_a \right] - A \cdot (cg_c)^2 \quad (3.89)$$

$$(3.90)$$

Donde:

$$cg_c = \frac{240 \cdot [(r + e + s)^3 - (r - s)^3] (\text{sen} \phi_a / 2)}{\phi_a \cdot \pi \cdot [(r + e + s)^2 - (r - s)^2]} \quad (3.91)$$

Hallando el esfuerzo equivalente mediante la expresión. Fuente: [3.78]

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_f^2 + 1.8\tau_s^2} \quad (3.92)$$

Tabulando obtenemos un esfuerzo equivalente actuante en las uniones soldadas mucho menor al esfuerzo máximo pulsante AISI 316 del material, por el cual cumple con la condición indicada en la ecuación 3.85

TABLA 3.9: RESULTADOS PARA LA VERIFICACION DEL ESPESOR DE SOLDADURA DEL ÁLABE DEL ROTOR

Verificación del espesor de 3mm para el álabe	
Fuerza normal en la álabe[N]	11,8
Área de la soldadura [mm <sup>2</sup> ]	146,84
Distancia superior de vena c [mm]	5,27
cg [mm]	17,97
Momento de Inercia [mm <sup>4</sup> ]	16974,62
Momento flector [N.mm]	430,7
Esfuerzo flector actuante [N/mm <sup>2</sup> ]	0,134
Esfuerzo cortante actuante [N/mm <sup>2</sup> ]	0,0402
Esfuerzo equivalente actuante [N/mm <sup>2</sup> ]	0,1442
Coefficiente de soldadura k1	0,7
Coefficiente de soldadura k2	0,8
Esfuerzo máximo pulsante AISI 316 [N/mm <sup>2</sup> ]	515

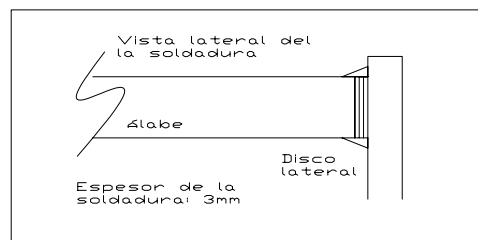


FIGURA 3.17: VISTA LATERAL DE LA SOLDADURA EN LOS ÁLABES

*Proceso de fabricación de los discos:*

Se recomienda para el proceso de corte en los discos, que irán soldados a los albes, el método de electro-erosión por hilo, el cual permitirá hacer las ranuras en el disco en donde los alabes irán soldados.

El proceso de electro-erosión (EDWC) usa un alambre de diámetro pequeño como electrodo para cortar un canal delgado en el trabajo, la acción de este corte se obtiene por medio de energía térmica, a partir de descargas eléctricas entre el electrodo y la pieza de trabajo. Fuente: [3.79]

3.2.4.2.- Eje del Rotor:

Debido a las dimensiones relativamente pequeñas del rotor el cual contribuye a un bajo peso por el cual esto permitirá colocar el rotor en voladizo y de esta manera visualizar el recorrido del flujo de agua a través de los álabes.

La *verificación mecánica del diámetro del eje*, definirá si es recomendable el dimensionamiento del mismo.

Recomendamos en la construcción utilizar aceros de alta resistencia.

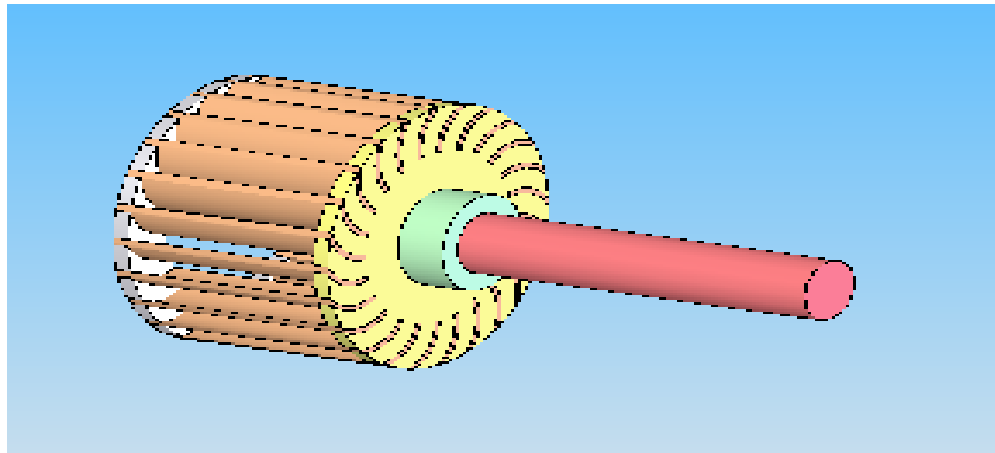


FIGURA 3.18: ESQUEMA DEL MONTAJE DEL ROTOR

Las solicitaciones involucradas son las siguientes:

»Peso del Rotor:

Es calculado por la suma de los pesos de los alabes y de los dos discos, mediante las siguientes ecuaciones:

i.-Para los álabes:

$$W_a = \rho_{AC} \cdot g \cdot \frac{\pi \phi_a}{180} z \cdot B \cdot e \cdot (r + e) \quad (3.93)$$

Donde:

$\phi$  : Angulo de curvatura de los álabes [°]

Z : Numero de alabes del rotor

B : Ancho del rotor [m]

e : Espesor del alabe [m]

r : Radio de los albes [m]

ii.-Para de los discos:

$$W_d = 2 \cdot \rho_{AC} \cdot g \cdot \frac{\pi}{4} D_1^2 \cdot e_d \quad (3.94)$$

Donde:

e : Espesor del disco, considerando 5 m

D<sub>1</sub>: Diámetro externo del rotor [m]

El valor del espesor de 5mm para los discos, es para atenuar efectos de deformación ante la soldadura.

Por lo tanto el peso total del rotor será:

$$W_r = W_a + W_d \quad (3.95)$$

»Fuerza Tangencial producto del Chorro de Agua:

Es calculado por la siguiente ecuación: Fuente: [3.80]

$$F_t = \frac{2M_t}{d_m} \quad (3.96)$$

Donde:

M(t): Momento torsor [N.m]

d(m): Diámetro medio [m]

Los siguientes parámetros arriba mencionados se calculan de la siguiente manera:

$$M_t = \frac{P_t}{\eta_{GR} \cdot (N \cdot \frac{\pi}{30})} \quad (3.97)$$

$$d_m = \frac{D_2 + D_1}{2} \quad (3.98)$$

»Fuerza del Chorro del agua:

Es calculado por la siguiente ecuación:

$$F_{ch} = \frac{F_t}{\cos \alpha_1} \quad (3.99)$$

La figura 3.19 muestra los componentes en el plano yz, de la fuerza del chorro del agua calculados de la siguiente forma:

Fuente: [3.81]

$$F_{chY} = F_{ch} \cdot \cos.(30^\circ - 16^\circ) \quad (3.100)$$

$$F_{chZ} = F_{ch} \cdot \text{sen}.(30^\circ - 16^\circ) \quad (3.101)$$

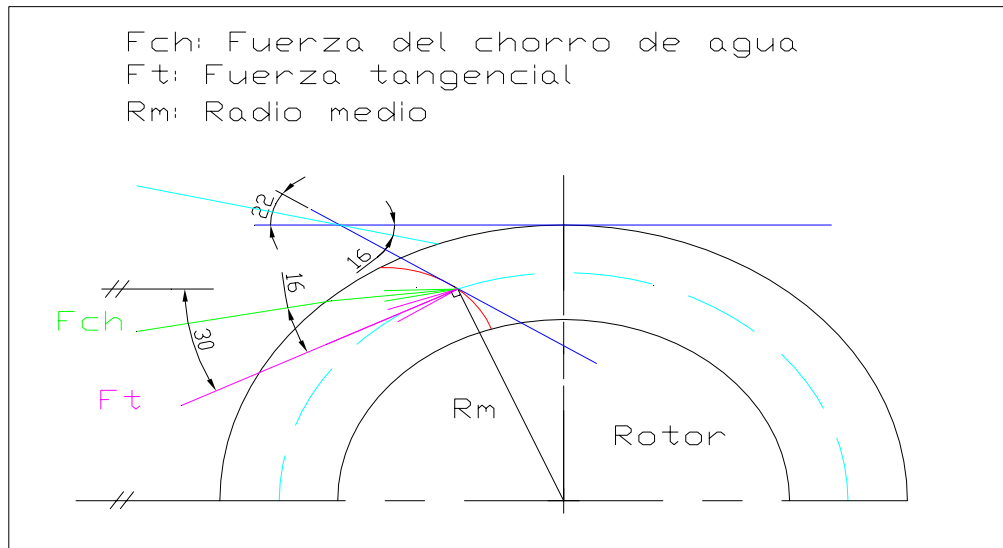


FIGURA 3.19: FUERZAS ACTUANTES EN LOS ÁLABES

El estudio del análisis de esfuerzos en la turbina se realizara para la turbina en movimiento como cuando se encuentra detenida, por lo tanto se tendrá el análisis estático para cada caso y el cálculo de los esfuerzos máximos actuantes producidos en la sección del eje del rotor.

»Turbina Detenida:

De acuerdo con el diagrama de momentos de la figura 3.20 tenemos un momento máximo de 2511.5 Nmm.

Para este valor determinamos el esfuerzo actuante máximo mediante la ec. 3.103

$$\sigma_{f \max} = \frac{32.M_{f \max}}{\pi.d^3} \quad (3.102)$$

Tomando el valor de 25 mm para el diámetro debido al cálculo en la turbina en movimiento tenemos un esfuerzo flector máximo de 1.64 MPa, valor que determinara el inicio en el diagrama de haigh para hallar el FS del sistema.

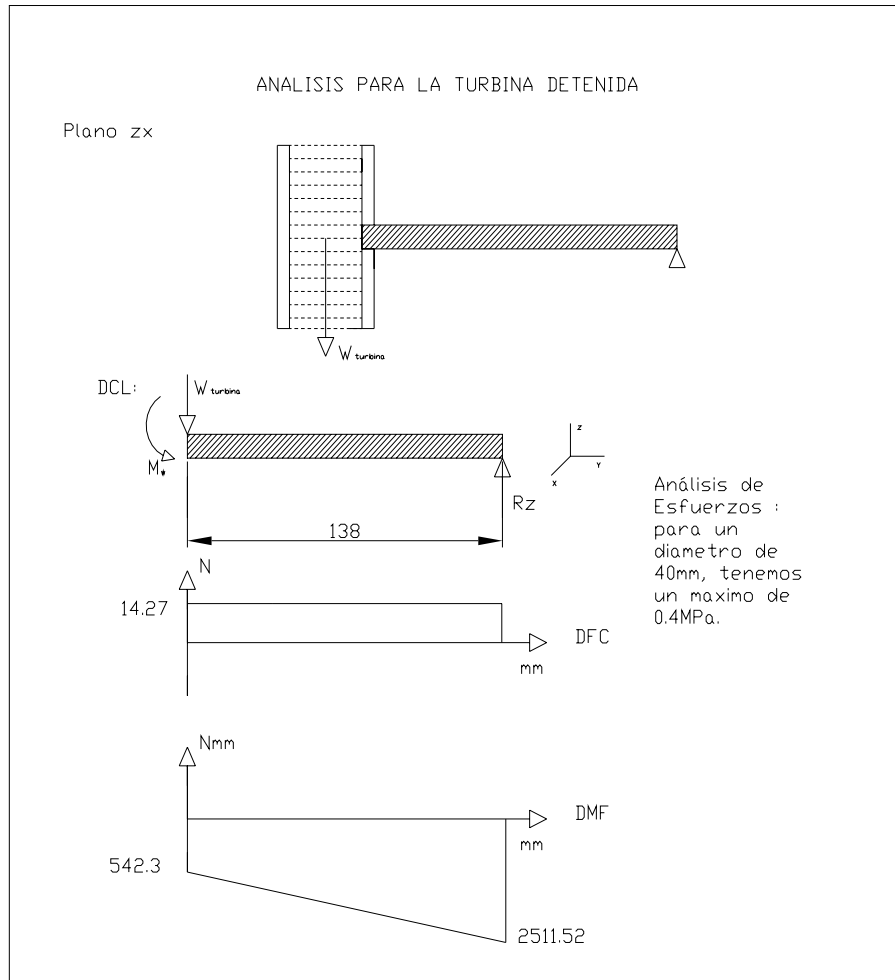


FIGURA N° 3.20: ANÁLISIS ESTÁTICO PARA LA TURBINA DETENIDA

»Turbina en Movimiento:

De acuerdo con el diagrama de momentos de la figura 3.21 tenemos un momento máximo, mediante la siguiente expresión. Fuente: [3.82]

$$M_{f \max} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2} \quad (3.103)$$

Una vez calculado el momento máximo, determinaremos por medio de un cálculo previo, sin considerar los efectos de fatiga, el primer valor del diámetro del eje,

tomando para esto un factor de seguridad (o factor de servicio estático) relativamente alto, y así con este primer valor proseguiremos al cálculo de la verificación por fatiga.

#### 1.- Calculo previo:

El esfuerzo flector máximo actuante en la sección del eje, deberá cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_{f \max} \leq \frac{\sigma_{fALT}}{S} \quad (3.104)$$

Donde:

$\sigma_{(f \text{ alt})}$ : Resistencia máximo de flexión alternante en el material, consideraremos un AISI 414 o similar con  $550 \text{ N/mm}^2$ . Fuente: [3.83]

S: Factor de servicio estático (S), consideraremos un valor de 3.

$\sigma_f$ : Esfuerzo flector máximo actuante en la sección [ $\text{Nn/mm}^2$ ] se calcula por medio de la siguiente ecuación.

$$\sigma_{f \max} = \frac{32M_{f \max}}{\pi.d^3} \quad (3.105)$$

Donde:

$M_f$  (máx.): Momento flector máximo actuante en la sección, valor hallado en el diagrama de momento flector, figura 3.21 [ $\text{N.mm}$ ]

d: Diámetro del eje del rotor [ $\text{mm}$ ]

Reemplazando valores obtenemos que el diámetro del eje debiera ser mayor a 22mm, por lo tanto asumiremos un diámetro de **25mm** para la siguiente verificación por fatiga.



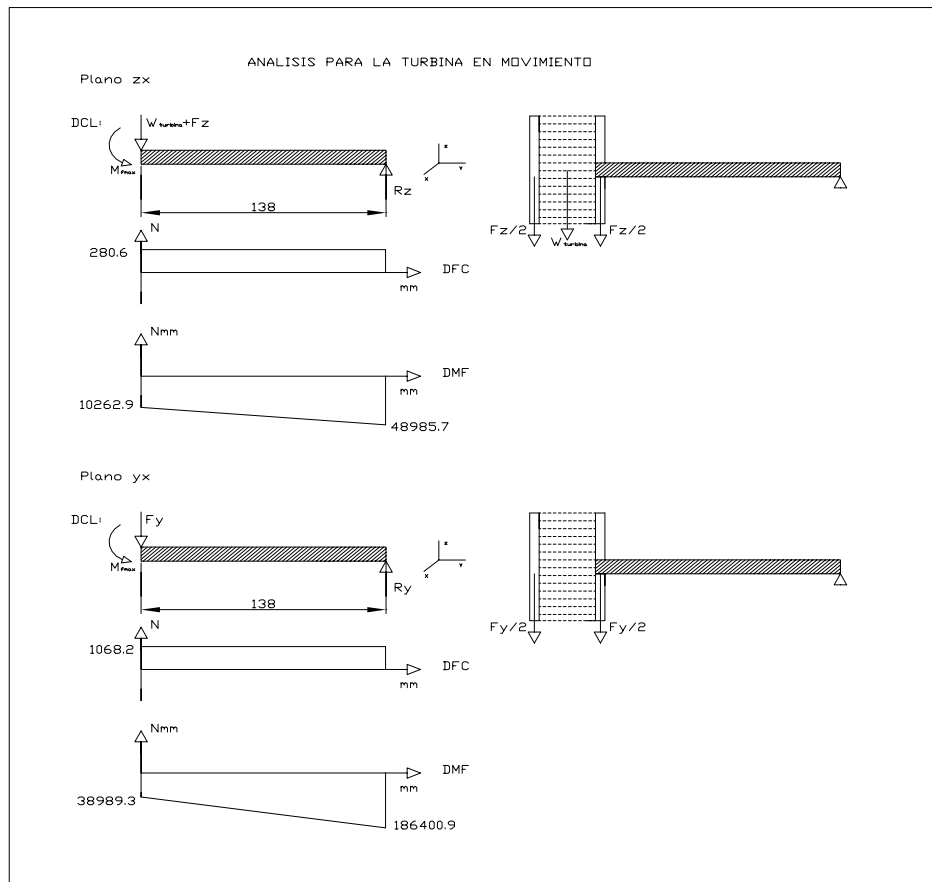


FIGURA 3.21: ANÁLISIS ESTÁTICO PARA LA TURBINA EN MOVIMIENTO

## 2.- Verificación por fatiga:

Las cargas involucradas en el análisis son de naturaleza siguiente:

Esfuerzos de flexión y cortante de tipo alternante.

Esfuerzo por torsión de tipo pulsante (estos producidos en los arranques de la maquina).

Analizamos el eje mediante esfuerzos combinados de la siguiente manera, por lo que debemos cumplir la relación mostrada:

$$\sigma_e \leq \frac{\sigma_{falt}}{FS} \quad (3.106)$$

Donde:

$\sigma_{(f \text{ alt})}$ : Resistencia máxima a flexión alternante del material, 550 N/mm<sup>2</sup>

FS: Factor de seguridad.

$\sigma_e$ : Esfuerzo de flexión equivalente máximo debido a la fatiga, actuante en la sección [N/mm<sup>2</sup>], se calcula por medio de la siguiente.

$$\sigma_e = \sqrt{\bar{\sigma}_{f \text{ max}}^2 + 3\tau_R^2} \quad (3.107)$$

Donde:

$\sigma_{f \text{ max}}$ : Esfuerzo flector máximo considerando efectos de fatiga [N/mm<sup>2</sup>]

$\tau_R$ : Esfuerzo cortante máximo [N/mm<sup>2</sup>]

»Modelo de cálculo para el esfuerzo flector máximo considerando efectos de fatiga, actuante en la sección:

$$\bar{\sigma}_{f \text{ max}} = \frac{\beta_k}{C_s.C_t} \sigma_{f \text{ max}} \quad (3.108)$$

Donde:

$\sigma_{(f \text{ max})}$ : Esfuerzo flector máximo sin efectos de fatiga, actuante en la sección [N/mm<sup>2</sup>]

$\beta_k$ : Factor efectivo de concentración de esfuerzos, considerando 1.5. Fuente: [3.84]

$C_s$ : Factor sobre la influencia del acaba superficial de material tomamos 0.9 para torneado. Fuente: [3.85]

$C_t$ : Factor de sobre la influencia del tamaño del eje tomamos 0.83. Fuente: [3.86]

Modelo de cálculo para el esfuerzo flector máximo sin efectos de fatiga, actuante en la sección:

$$\sigma_{f \text{ max}} = \frac{32M_f}{\pi.d^3} \quad (3.109)$$

Donde:

$M_f$ : Momento flector máximo, el cual corresponde al valor hallado en el diagrama de momentos [N.m].

$d$ : Diámetro del eje [m]

»Modelo de cálculo para el esfuerzo cortante máximo total actuante en la sección:

Para las componentes en el plano yz del esfuerzo cortante alternante producto de la fuerza del chorro del agua, se utilizara las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{chZ}^c = \frac{4.F_{chZ}}{\pi.d^2} \quad (3.110)$$

$$\tau_{chY}^c = \frac{4.F_{chY}}{\pi.d^2} \quad (3.111)$$

Donde:

$F_{(ch)}$  : Fuerza del chorro del agua [N]

$d$  : Diámetro del eje [m]

Para el esfuerzo cortante alternante, producto de la torsión pulsante al momento del arranque, se utilizara la siguiente ecuación:

$$\bar{\tau}^t = \frac{\beta_k}{Cs.C_t} \left( \frac{16.M_t}{\pi.d^3} \right) \quad (3.112)$$

Donde:

$M_{(t)}$ : Momento torsor producto de la fuerza tangencial del agua [N.m]

$\beta_k$ : Factor efectivo de concentración de esfuerzos, considerando 1.25

Fuente: [3.87]

$C_s$ : Factor sobre la influencia del acaba superficial de material, se considerará 0.9, para torneado. Fuente: [3.88]

$C_t$  : Factor de sobre la influencia del tamaño del eje, se utilizara 0.83. Fuente: [3.89]

$d$  : Diámetro del eje [m]

Para el cálculo del esfuerzo cortante resultante en la sección producto de dos sollicitaciones (fuerza cortante y el momento torsor) nos basaremos en el punto mas cargado como se muestra en la figura 3.22

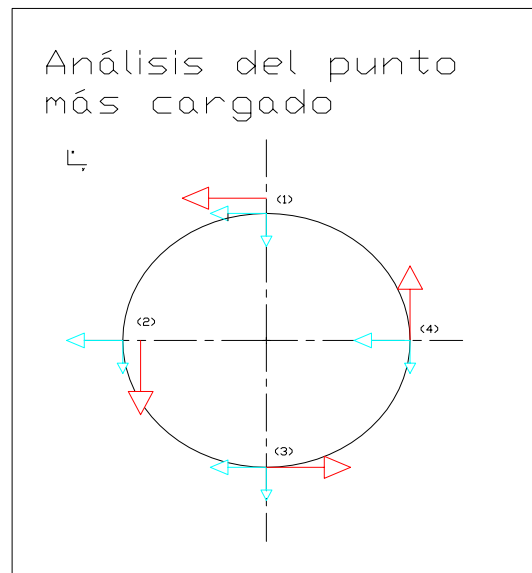


FIGURA 3.22: ANÁLISIS DEL PUNTO MAS CARGADO EN LA SECCIÓN DEL EJE DEL ROTOR

Los esfuerzos de color rojo son debidos al momento torsor actuante y las cargas de color celeste representan los esfuerzos debido a las fuerzas cortantes.

Realizando la sumatoria vectorial en los cuatros puntos en estudio, resulta el punto (1) el mas cargado. Por lo tanto el cálculo será de la siguiente manera:

$$\tau_R = \sqrt{(\tau^{c_{chZ}})^2 + (\tau^{c_{chY}} + \bar{\tau}^t)^2} \quad (3.113)$$

Tabulando los resultados se obtiene parámetros que cumplen con la condición mencionada en la ecuación 3.107, por el cual garantizan el buen funcionamiento del sistema, los valores se muestran en la tabla 3.10.

TABLA N° 3.10: RESULTADOS PARA LA VERIFICACIÓN DEL DIÁMETRO DEL EJE DEL ROTOR

Verificación del eje del rotor para 25mm de diámetro	
Peso de los alabes del rotor de la turbina [N]	6,95
Peso de los discos del rotor de la turbina [N]	7,32
Peso del rotor de la turbina [N]	14,27
Momento torsor $M_t$ [Nm]	48,23
Diámetro medio del rotor [m]	0,091
Fuerza tangencial $F_t$ [N]	1058,23
Fuerza del chorro [N]	1100,87
Fuerza del chorro componente transversal [N]	1068,17
Fuerza del chorro componente vertical [N]	266,32
<b>Turbina Detenida</b>	
Esfuerzo flector máximo [N/mm <sup>2</sup> ]	1.64
<b>Turbina en Movimiento</b>	
Momento flector total máximo [N.mm]	192730
<b>Verificación por Fatiga</b>	
Esfuerzo flector actuante máximo sin considerar efectos de fatiga [N/mm <sup>2</sup> ]	125.6
Esfuerzo flector actuante máximo considerando efectos de fatiga [N/mm <sup>2</sup> ]	252.3
Esfuerzo cortante producto de la fuerza del chorro de agua [N/mm <sup>2</sup> ]	2.24
Componente transversal del esfuerzo cortante producto de la fuerza del chorro de agua [N/mm <sup>2</sup> ]	2.18
Componente vertical del esfuerzo cortante producto de la fuerza del chorro de agua [N/mm <sup>2</sup> ]	0.54
Esfuerzo cortante producto del momento de torsión, considerando efectos de fatiga [N/mm <sup>2</sup> ]	26.31
Esfuerzo cortante total [N/mm <sup>2</sup> ]	28.5
Esfuerzo equivalente total [N/mm <sup>2</sup> ]	257
Factor de Seguridad	2.1



Donde:

$\sigma_{(B)}$ : Resistencia máximo a la tracción del material, consideraremos 795 N/mm<sup>2</sup>.

Fuente: [3.90]

$\sigma_{(alt)}$ : Resistencia alternante máximo a la tracción del material, consideraremos 550 N/mm<sup>2</sup>. Fuente: [3.91]

Reemplazando valores, tenemos un factor de seguridad de 1.9, por el cual representa un valor confiable para los cálculos del diseño en estudio.

### 3.- Verificación por Rigidez:

La verificación por rigidez, para el eje del rotor consistirá en el análisis de la deformación torsional y transversal.

Presentamos el modelo de cálculo y las relaciones que deben cumplir y los valores admisibles que no deben superar por recomendaciones.

#### 3.1.- Verificación por deformación torsional:

Para el presente modelo cálculo se debe cumplir la siguiente relación ecuación 3.118 en donde el valor admisible del ángulo de giro será de 0.05 rad/m, que se toma para ejes de maquinas en general. Fuente: [3.92]

$$\frac{\bar{\phi}_{total}}{L_{Util}} \leq \bar{\phi}_{adm} \quad (3.117)$$

Donde:

$\Phi_{total}$ : Angulo de torsión total, representa los efectos superpuestos de todas las cargas [rad], calculado mediante la ec. 3.119

$L_{(util)}$  : Longitud axial en el eje [m]

Modelo de cálculo para el ángulo de giro es el siguiente:

Fuente: [3.93]

$$\bar{\phi} = \sum_{i=1}^n \frac{M_t \cdot L_i}{G \cdot J_i} \quad (3.118)$$

Donde:

Mt: Momento torsor [N.mm]

L: Longitud axial en el eje [mm]

G: Modulo de rigidez del material, considerando 80000 N/mm<sup>2</sup>

J: Momento polar del la sección del eje [mm<sup>4</sup>]

Reemplazando valores tenemos un ángulo de torsión de 0.0035 rad, para el cual genera un ángulo de torsión total – útil según la ecuación 3.118 de 0.0254 rad/m, cumpliendo con lo recomendado.

### 3.2.- Verificación por deformación transversal:

De la misma manera para el presente modelo de cálculo se debe cumplir las siguientes relaciones mostradas en las ecuación 3.120 y 3.121 en donde los valores admisibles, tanto de las flechas como del ángulo de inclinación en los apoyos son 0.16mm por metro (para ejes de maquinas en general) y 0.7 rad (para ejes de maquinas en general con apoyos de rodamientos) respectivamente.

Fuente: [3.94]

$$\bar{f}_{seccion} \leq \bar{f}_{adm} \quad (3.119)$$

$$\theta_{seccion} \leq \theta_{adm} \quad (3.120)$$

Según el diagrama de cuerpo libre de la figura 3.21 para el plano YX, procedemos a hallar los siguientes parámetros mediante las siguientes formulas: Fuente: [3.95]

*Deflexión máxima y flecha máxima respecto a la Fuerza y:*

$$\theta_{max} = \frac{F_y \cdot L^3}{3EI} \quad (3.121)$$

$$f_{max} = \frac{F_y \cdot L^2}{2EI} \quad (3.122)$$



*Deflexión máxima y flecha máxima respecto a la Momento yx:*

$$\theta_{\max} = \frac{M_t L^2}{2EI} \quad (3.123)$$

$$f_{\max} = \frac{M_t L}{EI} \quad (3.124)$$

Superponiendo efecto tenemos una deflexión total máxima de 0.32 rad y una flecha total máxima de 0.0038mm, el cual genera para 138mm una flecha útil de 0.0275mm/m.

Donde se considera  $2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$  para el modulo de elasticidad.

#### 4.- Verificación Dinámica del Eje:

»Método de la energía de Rayleigh:

Donde la velocidad crítica del eje del rotor de la turbina debe ser superior a la velocidad de embalamiento, que para el caso de una turbina Michell Banki es de 1.8 veces la velocidad nominal. Fuente: [3.96]

Por lo tanto para una velocidad nominal de 1800rpm, la velocidad de embalamiento de la turbina será de 3240rpm.

El cálculo de la velocidad crítica es mediante la ecuación. Fuente: [3.97]

$$N_c = 28.89 \left( \frac{\sum W_i'' \bar{f}_i}{\sum W_i'' \bar{f}_i^2} \right)^{1/2} [rpm] \quad (3.125)$$

Donde:

$W''_i$ : Representa las cargas actuantes durante el análisis [N]

$f(i)$ : Deformación transversal [m]

Según el diagrama estático mostrado en la figura 3.21 (plano yx), la ecuación quedaría de la siguiente manera:

$$N_c = 28.89\left(\frac{1}{f}\right)^{1/2}[rpm] \quad (3.126)$$

Por lo tanto la velocidad crítica sería de 15333 rpm el cual obviamente es muy superior a la velocidad de embalamiento, por el cumplimos con la recomendación indicada anteriormente.

Utilizando un acero de alta resistencia generamos un diámetro del eje mucho menor (de 25 mm) y así podremos utilizar accesorios mas pequeños que reducirán los costos, si se decide por un material de bajo carbono como el St-37 tendremos que utilizar un aje de aproximadamente 40 mm.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [3.1] ASSUREIRA ESPINOZA, ESTELA "APUNTES DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION" , EDITORIAL PUCP 2005. P.22
- [3.2] COZ PANCORBO, ANDRES FEDERICO "TURBINAS HIDRAULICAS DE FLUJO TRASVERSAL", IV REUNION DEL CONGRESO NACIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA Y RAMAS AFINES, LIMA, 4-9 DE JULIO 1977.P.4
- [3.3] Ibid
- [3.4] ASSUREIRA ESPINOZA, MARCO "ANTE PROYECTO DE UNA MICROCENTRAL HIDROELECTRICA CON UNA TURBINA MICHEL BANKI" , TESIS DE PREGARDO DE INGENIERIA MECANICA, LIMA PUCP,1994. P .96
- [3.5] Ibid
- [3.6] LANA SERRATA, Y J. ALBRECHT. K."HIDRAULICA, MOTORES HIDRAULICOS, BOMBAS", BARCELONA 1966
- [3.7] OLADE, MANUAL DE DISEÑO VOLUMEN I, "MANUAL DE DISEÑO ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS PARA TURBINAS MICHEL BANKI", P.28
- [3.8] Ibid
- [3.9] Ibid
- [3.10] LAZO MUÑIZ JOSE RAFAEL, " ANTE PROYECTO DE UNA MICROCENTRAL HIDROELECTRICA CON UNA TURBINA MICHEL BANKI" ,TESIS DE PREGARDO DE INGENIERIA MECANICA, LIMA, PUCP, 1995
- [3.11] Ibid
- [3.12] Ibid
- [3.13] Ibid
- [3.14] Ibid
- [3.15] RODRIGUEZ HERNANDEZ, JORGE "RESISTENCIA DE MATERIALES 2", LIMA, PUCP 2004. P-AI
- [3.16] Ibid, p.3-37
- [3.17] Ibid, p.3-29
- [3.18] Ibid, p.3-30
- [3.19] Ibid, p.3-50
- [3.20] Ibid, p1-24
- [3.21] Ibid,
- [3.22] Ibid, p.3-50
- [3.23] Ibid, p.3-37
- [3.24] Ibid, p.3-29
- [3.25] Ibid, p.3-30
- [3.26] Ibid, p.43
- [3.27] Ibid, p. A-I
- [3.28] Ibid
- [3.29] Ibid
- [3.30] Ibid, p.1-33
- [3.31] Ibid, p.1-29

- [3.32] Ibid, p. A-1  
[3.33] LAZO MUÑIZ JOSE RAFAEL, op.cit.
- [3.34] DECKER KARL-HEINZ , "ELEMENTOS DE MAQUINAS MANUAL DEL ING. TECNICO", VOL XIII EDICIONES URMO SA SETIMA EDICION, P.140
- [3.35] Ibid
- [3.36] LAZO MUÑIZ JOSE RAFAEL, op.cit.
- [3.37] Ibid
- [3.38] Ibid
- [3.39] Ibid
- [3.40] RESISTENCIA DE MATERIALES 2", P-6-13
- [3.41] Ibid
- [3.42] Ibid
- [3.43] Ibid
- [3.44] DECKER KARL-HEINZ , P.137
- [3.45] Ibid, p.140
- [3.46] Ibid
- [3.47] Ibid
- [3.48] Ibid
- [3.49] Ibid
- [3.50] RESISTENCIA DE MATERIALES 2", P-A-1
- [3.51] DECKER KARL-HEINZ , P.140
- [3.52] Ibid, p.142
- [3.53] Ibid
- [3.54] Ibid
- [3.55] Ibid, p.140
- [3.56] Ibid
- [3.57] Ibid, P.142
- [3.58] Ibid, p.140
- [3.59] LAZO MUÑIZ JOSE RAFAEL, op.cit.
- [3.60] Ibid
- [3.61] Ibid
- [3.62] Ibid
- [3.63] Ibid
- [3.64] Ibid
- [3.65] Ibid
- [3.66] ASOCIACION ESPAÑOLA DE SOLDADURA Y TECNOLOGIAS DE UNION, "ACEROS DE ALTA ALEACION ACEROS INOXIDABLES", TEMA 2.16, P.26
- [3.67] MANUAL DE SOLDADURA Y CATALOGO DE PRODUCTOS", OERLIKON, P.124

- [3.68] Ibid
- [3.69] *ibid*, p.130
- [3.70] THE PROCEDURE HANDBOOK OF ARC WELDING THE LINCON ELECTRIC COMPANY CLEVELAND OHIO THIRTEENTH EDITION 1994, P7.4-2
- [3.71] CATALO EXSA-EXSAFIL 746, EXSA
- [3.72] MODULO 3: PROCESO DE UNION Y CORTE DE METALES, AWS
- [3.73] THE PROCEDURE HANDBOOK OF ARC WELDING, P7.5-1
- [3.74] CATALO EXSA-EXSATIG 20 10 Mo, EXSA
- [3.75] RODRIGUEZ HERNANDEZ, JORGE "DISEÑO DE UNIONES SOLDADAS", EDITORIAL PUCP 2004, P.3-15
- [3.76] *Ibid*, P.3.-13
- [3.77] *Ibid*, P.3-14
- [3.78] *Ibid*, p.3-17
- [3.79] GROOVER MIKELL P, "FUNDAMENTOS DE MANUFACTURA MODERNA: MATERIALES, PROCESOS Y SISTEMAS" EDITORIAL PRENTICE HALL 1997, P.693
- [3.80] LAZO MUÑIZ JOSE RAFAEL, *op.cit.*
- [3.81] *Ibid*
- [3.82] *Ibid*
- [3.83] ACEROS DE ALTA ALEACION ACEROS INOXIDABLES", TEMA 2.16, *op. Cit.* P.38
- [3.84] RESISTENCIA DE MATERIALES 2", P-3.35
- [3.85] *Ibid*, P.3-29
- [3.86] *Ibid*, p.2.31
- [3.87] *Ibid*, P.3-35
- [3.88] *Ibid*, P.3-29
- [3.89] *Ibid*, p.2.31
- [3.90] *Ibid*, p. A-1
- [3.91] *Ibid*
- [3.92] DOBROVOLSKI, V. "ELEMENTOS DE MAQUINAS", EDITOR: EDICIONES MIR. 1980, P.350
- [3.93] *Ibid*, p.351
- [3.94] *Ibid*, p.3.51
- [3.95] GERE J. Y TIMOSHENKO S. " MACANICA DE MATERIALES" ED. ITP.
- [3.96] OLADE, *op.cit.*p.39
- [3.97] MABIE, HAMILTON H, "MECANISMOS Y DINAMICA DE MAQUINARIAS", EDITOR: LIMUSA 1978, P.583.

## CAPITULO 4

### DISEÑO DEL SISTEMA DE CONVERSION DE ENERGÍA MECANICA EN ELECTRICA.

La conversión de energía mecánica, proveniente del movimiento de la turbina mediante el flujo de agua impulsado por la bomba centrífuga, en energía eléctrica se efectuará por medio de un equipo generador trifásico ya que presentan mayor versatilidad ante los equipos monofasicos.

En el presente capítulo se presenta la selección del equipo generador o también llamado alternador, además los componentes básicos cómo dispositivos de seguridad e instrumentos de control y medición, y finalmente el diseño eléctrico para las diferentes cargas utilizadas que simularan la demanda de electricidad en una micro central hidráulica, como lámparas y resistencias, que permitirán la visualización de las diferentes pruebas a realizar.

#### 4.1 SELECCIÓN DEL ALTERNADOR TRIFASICO

Para pequeñas centrales hidroeléctricas el equipo más conveniente a usar es el alternador síncrono trifásico auto-excitado, dentro de estas maquinas se tiene dos tipos de alternadores, uno es el que funciona con anillos deslizantes y escobillas a través de las cuales se suministra la excitación, el otro es un alternador sin escobillas,

el cual funciona con rectificadores rotatorios montados en el eje principal y así se suministran la corriente de excitación a los arrollamientos del rotor. La selección de uno u otro es usualmente por su disponibilidad y costo, pero se recomienda un generador sin escobillas (brushless) debido que no presenta perdidas por escobillas, pues no las tienen. Fuente: [4.1]

En la selección de estos equipos debe prestarse mucho cuidado en el aislamiento estándar a utilizar que dependerá de la humedad relativa del lugar de operación del alternador, el otro punto es la elevación sobre el nivel del mar y la temperatura ambiente a la cual trabajará el equipo, generalmente los datos de salida de los fabricantes son para 100 metros de elevación y 40° C de temperatura ambiente máxima, sobre estos valores se debe aplicar factores de corrección.

A continuación se presenta los datos técnicos del alternador trifásico seleccionado para la operación en el banco de pruebas para la turbina Michell-Banki.

Especificación: Fuente: [4.2]

---

Alternador trifásico para uso con turbinas hidráulicas.

MARCA:

Marathon Electric

DISTRIBUIDOR:

Detroit Diesel – MTU Perú SAC

MODELO:

250MSL 1237

TIPO:

Lima Mac con generador frame 250

Auto-excitado, síncrono, con excitación incluida y regulación de voltaje electrónica, Brushless.

VELOCIDAD:

1800RPM a 60 Hz con una velocidad de embalamiento permisible de 1.8 veces la velocidad de régimen.

VOLTAJE:

240Y/480Y Voltios, trifásico.

**SALIDA:**

5kW a un factor de potencia 0.8

**AISLAMIENTO**

Clase F-Estator / H-Rotor

**REGULACION DE VOLTAJE:**

4.00%

**EFICIENCIA EN PROMEDIO DE CARGA:**

78.3%

**VOLUMEN DE ENFRIAMIENTO DE AIRE:**

250CFM

**PESO:**

160lb.

**LUGAR DE OPERACIÓN:**

A nivel del mar, 26° C de temperatura ambiente, alta humedad relativa

**ALAMBRADO:**

Conector para sistema de 12 alambres.

**INFORMACION DEL FABRICANTE:**

- Dimensiones generales de la maquina
  - Plano de montaje
  - Factor de corrección aplicable
  - Ejecución con o sin escobillas
  - Modo de enfriamiento
  - Curva de rendimiento
  - Curva de carga
  - Sobrecarga permisible
  - Desbalanceo permisible en la carga de fases
  - Limite de regulación de voltaje desde cero carga a carga total.
  - Catálogos
  - Periodo de garantía
  - Plazo de entrega
  - Precio
-



## 4.2 DISEÑO ELECTRICO DE LA DISTRIBUCIÓN PARA LA VISUALIZACIÓN DE LA ENERGÍA ELECTRICA

Con el fin de simular la demanda de electricidad de una minicentral hidroeléctrica se colocará 09 lámparas de luz de 150W cada una y resistencias eléctricas de 2kW y 1.5kW, lo que nos permitirán visualizar el consumo de potencia en el momento de la operación de la turbina a diferentes caudales.

### 4.2.1 CÁLCULO DE SELECCIÓN DEL CONDUCTOR ELÉCTRICO

Lo primero es la selección del cable a utilizar, desde la salida del generador conectado en conexión triángulo, hasta el tablero eléctrico del equipo.

Para el cual se considera los siguientes criterios de selección:

- las condiciones de servicio del conductor
- la capacidad de corriente del conductor
- la caída de tensión admisible del conductor

Para el cálculo de conductores se empleará la norma ANSI/IEEE C57.110-1986 que recomienda que los equipos de potencia que deben alimentar cargas no lineales, deban operar al 80% de su potencia nominal. Es decir, que la potencia nominal de estos dispositivos es el 125% de la potencia realmente requerida. El conductor a utilizar es un conductor con aislante termoplástico, resistente a la humedad con temperatura máxima de operación de 75 °C.

La longitud asumida para los conductores es de 5m.

Para el cálculo ya explicado, es necesario el uso de fórmulas, así como de tablas de corrección.

Donde la capacidad de corriente del conductor depende de la temperatura ambiente de la zona de operación y de la agrupación de conductores dentro de los ductos de canalización.

Por lo tanto al variar estas condiciones debemos efectuar una corrección, entonces la capacidad de corriente es dada por:

Fuente: [4.3]

$$I_C = K_n K_t I_{adm} \quad (4.1)$$

Donde:

I<sub>c</sub>: Corriente corregida admisible en amp.

K<sub>n</sub>: Factor de corrección por agrupación, para mas de 3 conductores.

K<sub>t</sub>: Factor de corrección por temperatura, para mayor a 30°C

I<sub>adm</sub>: Corriente admisible del conductor en amp.

Entonces se calcula la corriente de trabajo para 5kW de potencia mediante la siguiente ecuación:

$$I_t = \frac{P_g}{\sqrt{3} \cdot U \cdot FP \cdot \eta_g} \quad (4.2)$$

Donde:

I<sub>t</sub>: Corriente de trabajo del sistema en amp.

P<sub>g</sub>: Potencia de salida del generador en kW.

U: Tensión entre líneas del sistema trifásico en Voltios

FP: Factor de potencia del generador

η<sub>g</sub>: Eficiencia del generador

Reemplazando valores tenemos el siguiente valor para la corriente de trabajo:

$$I_t = \frac{5000}{\sqrt{3} \cdot 220 \cdot 0.8 \cdot 0.9} = 16.76 \text{ amp} \quad (4.3)$$

Por lo que según las normas del código nacional de electrificación del Perú este valor hay que corregirlo en un 25%, entonces el valor seria el siguiente:

$$I_d = 1.25 I_t = 20.95 \text{ amp} \quad (4.4)$$

Para la selección del conductor se tiene que verificar la siguiente condición eléctrica:

$$I_d \leq I_C \quad (4.5)$$

Los posibles conductores que puedan verificar la condición arriba mencionada:

TABLA 4.1: POSIBLES CONDUCTORES ELECTRICOS

THW (75°C)	I <sub>adm</sub> (amp)	A <sub>c</sub> (mm <sup>2</sup> )
Nº 1	20	2,5
Nº 2	27	4
Nº 3	38	6

Calculando la corriente corregida mediante la ecuación 4.1:

TABLA 4.2: RESULTADOS DE LA SELECCIÓN DEL CONDUCTOR ELECTRICO

THW (75°C)	K <sub>n</sub>	K <sub>t</sub>	I <sub>adm</sub> (amp)	I <sub>c</sub> (amp)
Nº 1	0,8	0,88	20	14,08
Nº 2	0,8	0,88	27	19,1
Nº 3	0,8	0,88	38	26,75

Mediante la tabla Nº 4.2 podemos observar que el conductor Nº 3 es el que cumple la condición descrita en la ecuación Nº 4.5.

Por lo tanto seleccionamos un conductor THW (75°C) de 38 amp y 6 mm<sup>2</sup>.

Según las normas del código nacional de electrificación del Perú, la caída de tensión admisible ( $\Delta U\%$ ) es:

- Alimentadores - 5%
- Circuitos de motores - 3%
- Circuitos de iluminación -1%

Expresada como porcentaje de la tensión entre líneas.

Entonces la caída de tensión para iluminación no debe sobrepasar el 1% de la tensión generada, esto se verifica mediante la siguiente ecuación: Fuente: [4.4]

$$\Delta U\% = \frac{0.03092 I_d \cdot L_c \cdot \cos \phi}{A_c \cdot U} \cdot 100\% \quad (4.6)$$

Donde:

U: Tensión generada en Voltios

Ac: Área de la sección del conductor en mm<sup>2</sup>

Lc: Longitud del conductor de 5m

Cosø: Factor de potencia

Reemplazando valores se calcula la caída de tensión generada, de la siguiente manera:

$$\Delta U\% = \frac{0.03092(20.95).(5).(0.8)}{6.(220)}.100\% = 0.21\% \quad (4.7)$$

Donde se puede apreciar que cumplimos con la norma para circuitos de iluminación.

Una vez definido el conductor a utilizar podemos calcular su resistencia que nos servirán para los cálculos eléctricos posteriores, mediante la siguiente ecuación.

$$R_c = \frac{\rho_c \cdot L_c}{A_c} \quad (4.8)$$

Donde:

Rc: Resistencia del conductor en Ohmios

L: Longitud del conductor, 5m

pc: Resistividad del material, 0.01724 Ohmios-mm<sup>2</sup>/m

A: Área de la sección del conductor en mm<sup>2</sup>

Por el cual para los valores dados, la resistencia del conductor toma el valor de 0.0144 Ohmios.

Una vez ya obtenidos los tipos de cable a usar, procedemos a la selección de los dispositivos de seguridad a ser instalados para la protección del equipo.

#### 4.2.2 SELECCIÓN DE LOS DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD Y CONTROL

El funcionamiento correcto del banco de pruebas requiere la selección adecuada de un sistema de mando automático para facilitar el trabajo del operario.

Para poder solucionar estos requerimientos se realiza un análisis del sistema eléctrico y del sistema de control, impregnándose estos resultados en los diagramas de mando y potencia, que serán presentados mas adelante, previamente se realiza la selección de todos los dispositivos a utilizar, tomando en cuenta que una buena selección garantizara la seguridad del operario, así como el lugar donde operara el equipo.

En base a los cálculos realizados para hallar las secciones respectivas de los cables a usar, seleccionamos los dispositivos que necesitamos para proteger los equipos.

Los elementos que tomaremos en cuenta en el diagrama de Potencia, son:

*Para el Alternador:*

Características de los dispositivos:

TABLA 4.3: DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD PARA LA INSTALACION DEL ALTERNADOR

Dispositivo	Marca	Corriente de Carga (amp)	$\Phi$ xlargo (mm)	Corriente (amp)	Modelo
Fusibles	Semikron	20,95	8x32	1-25	----
Interruptores Térmicos	Dorman Smith	20,95	---	25-17,5	LLBAATN25
Reles Térmicos	Ghisalba	20,95	---	20-28	RTD65.28

*Para los sistemas de mando y control:*

Características de los dispositivos:

El cálculo de la corriente de trabajo será presentado en la siguiente sección.

TABLA 4.4: DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD PARA EL SISTEMA DE MANDO Y CONTROL

Dispositivo	Marca	Corriente de Carga máx. (A)	Φxlargo (mm)	Corriente Nominal (A)	Modelo	Cant.
Fusibles	Semikron	7,9	10x38	0,5-32	----	5
Rele Térmico	Ghisalba	7,9	---	8-11	RTD23E	1
Contactores	Ghisalba	7,9	---	12	GH15BN	3
Disyuntor	ABB	7.9	---	25		1
Pulsadores Dobles (I/O)	ABB	----	---	---	MCBH-111	3

Tipo de interruptores térmicos: Loadline AA /AM Frame MCCBs-Thermal/Magnetic-Interruptores Térmicos.

Tipo de relé térmico: Thermal overload relay-Réles Térmicos.

Tipo de pulsador: Doble luminoso superior verde inferior rojo, texto I/O, 1NC+1NA+1LB

Para estos fusibles necesitan un soporte para poder ser instalados en la línea del alternador, por lo que procedemos a seleccionar una BASE PORTA FUSIBLE TIPO NH-Tripolar T00 con una corriente de hasta 125A. También pertenece a la marca SEMIKRON

Los catálogos utilizados en la selección de los equipos se encuentran en los anexos.

#### 4.2.3 DIAGRAMAS ELECTRICOS

Para poder observar la disposición de los equipos eléctricos seleccionados, se presenta esquemas que corresponden a:

- Circuito de potencia
- Circuitos de control

Entonces, podemos realizar las conexiones haciendo un arreglo eléctrico por el cual me permita poder tener una aproximación de un sistema equilibrado o balanceado para todas las cargas, en el sistema trifásico generado por el alternador.

Considerando las siguientes características de las cargas podemos definir el diseño eléctrico representado en la figura 4.1.

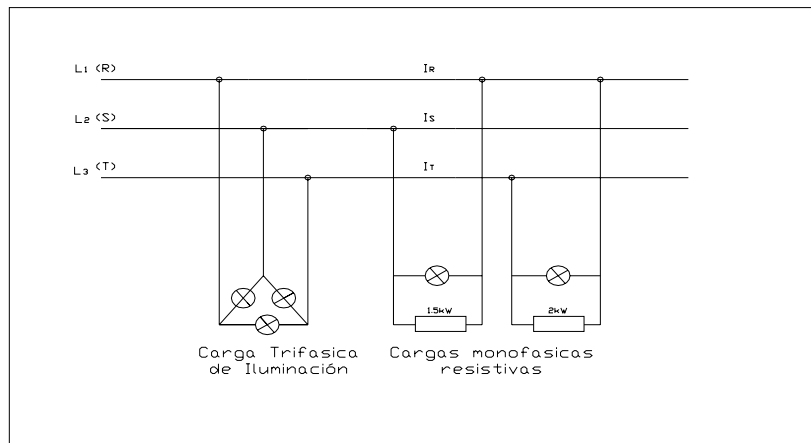


FIGURA 4.1: ARREGLO ELECTRICO DEL SISTEMA DEL BANCO DE PRUEBAS

Carga de iluminación:

Constituida por lámparas de 150W cada una, para un factor de potencia de 0.6, considerándolo sin condensadores.

Para 220V de tensión tendremos una corriente de 0.681 amp.

Se conectarán 9 de estas cargas, en una secuencia por fase de RS, ST, TR, para el cual tres lámparas simularán una carga trifásica-delta y colocando en paralelo tres de estas cargas trifásicas – delta obtendremos el total de cargas conectadas.

Entonces para la carga luminaria trifásica los parámetros son los siguientes:

$$I_F = 3 \cdot I_f = 2.04 \text{ amp (c/lámpara)}$$

$$I_L = 3.5 \text{ amp.}$$

TABLA 4.5: VALORES DE CORRIENTES EN CADA LINEA PARA LA CARGA TRIFASICA

LINEA	CORRIENTE (A)	FASE
R	3.5	-53
S	3.5	-173
T	3.5	67

Resistencias eléctricas:

Constituidas de dos resistencias de 2kW y 1.5kW de potencia, considerando la unidad como factor de potencia, la corriente de operación para 220V será de 9.1 y 6.8

amperios respectivamente. Se conectaran en paralelo una lámpara de 150W a cada resistencia para verificar el encendido y apagado de las resistencia en el momento de las pruebas.

Según los esquemas eléctricos, tenemos una carga trifásica, representada por 9 lámparas de 150W cada una y 2 cargas monofásicas, como se ilustran en los diagramas eléctricos.

La distribución de las cargas se eligió con el fin de buscar un sistema eléctrico balanceado y tener corrientes totales menores que permitan un funcionamiento fácil y seguro.

Entonces del esquema eléctrico se calculan las corrientes totales de la siguiente forma:

$$I_{R_{TOTAL}} = I_{R_{TRIFASICO}} + I_{RS_{150W}} + I_{RS_{1.5kW}} - I_{TR_{2kW}} - I_{TR_{150W}} \quad (4.9)$$

$$I_{S_{TOTAL}} = I_{S_{TRIFASICO}} - I_{RS_{150W}} - I_{RS_{1.5kW}} \quad (4.10)$$

$$I_{T_{TOTAL}} = I_{T_{TRIFASICO}} + I_{RT_{2kW}} + I_{TR_{150W}} \quad (4.11)$$

Por lo tanto realizando la suma fasorialmente, tenemos los siguientes resultados:

TABLA 4.6: VALORES DE CORRIENTES TOTALES EN CADA LINEA

LINEA	CORRIENTE (A)	FASE
R	2.2	-13.2
S	7.9	119.3
T	6.6	-74.5

La secuencia de mando se explica en el manual de operaciones.



#### 4.2.4 MEDIDA DE POTENCIA

Para la medición de potencia del sistema se utilizará el método de los dos vatímetros, también llamado método de Aron, ya que tenemos un sistema eléctrico desequilibrado. Cualquier combinación de conexiones de los dos vatímetros es válida en el esquema de la figura 4.2.

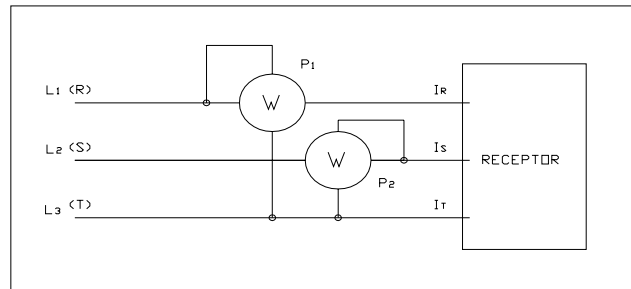


FIGURA 4.2: MEDIDA DE POTENCIA CON DOS VATIMETROS-METODO DE ARON

La potencia eficaz medida por los vatímetros es la siguiente: Fuente: [4.5]

$$P_{w1} = U_{RT} \cdot I_R \cdot \cos(\varphi - 30) \quad (4.12)$$

$$P_{w2} = U_{ST} \cdot I_S \cdot \cos(\varphi + 30) \quad (4.13)$$

Luego la potencia total del sistema trifásico será la suma de las dos potencias medidas el cual resulta:

$$P_{st} = \sqrt{3} \cdot U_L \cdot I_L \cdot \cos \varphi \quad (4.14)$$

También se podría calcular la potencia reactiva del sistema trifásico el cual será:

Fuente: [4.6]

$$P_r = \sqrt{3} \cdot (P_{w1} - P_{w2}) \quad (4.15)$$

Por ultimo el ángulo de fase será:

$$\tan \varphi = \frac{P_r}{P_{st}} \quad (4.16)$$

Las expresiones pueden tener un porcentaje de error mínimo, ya que para la demostración se supone un sistema trifásico equilibrado, el cual no es nuestro caso, ver tabla 4.6.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [4.1] UELI MEIER, "EXPERIENCIAS LOCALES CON MICRO HIDROTECNOLOGIA", SKAT 1981 SEGUNDA EDICION TOMO I, P.46
- [4.2] MARATHON ELECTRIC, PRODUCTOS: GENERADORES, [en linea] <<http://www.marathonelectric.com/generators/BROCHURE/SB353.pdf>> [consulta: 01 de diciembre del 2006]
- [4.3] NORMA ANSI/IEEE C57.110-1986
- [4.4] Ibid
- [4.5] CASTEJON AGUSTIN Y SANTAMARIA GERMAN, "TECNOLOGIA ELECTRICA", EDITOR MC GRAW 1993, P.237
- [4.6] Ibid, p.238

## CAPITULO 5

### SELECCIÓN DE INSTRUMENTOS DE MEDICION

En el capítulo se presenta la descripción de los instrumentos de medición, para el cual se podrá realizar los ensayos, donde permitirá visualizar el procedimiento de transformación de energía, determinar las zonas de aplicación de la turbina hidráulica, determinar las curvas de funcionamiento y evaluar la performance de la turbina.

Para el cual los objetivos al finalizar el ensayo se presentan a continuación:

- ✚ Estudiar el funcionamiento de una turbina hidráulica de acción bajo condiciones de salto constante y caudal variable.
- ✚ Obtener las curvas de operación: torque, potencia mecánica y rendimiento en función del caudal.
- ✚ Obtener los parámetros adimensionales característicos de las turbinas hidráulicas: coeficiente de caudal, coeficiente de presión, coeficiente de potencia y número de vueltas específico.

Los instrumentos se describen a continuación:

Manómetro de Bourdon: Fuente: [5.1]

Manómetro para procesos de control MTR

Conveniente para medir presiones relativas hasta 160psi para líquidos o gases.

Rangos:

0 + 2bar (0+30psi) hasta 0+11bar (0+160psi)

Triple graduación:

Bar,  $\text{kg/cm}^2$  , color negro

Psi, color rojo

Diámetro: 40mm-50mm

Se dispondrá de tres unidades y serán instalados en la tubería de succión y en la tubería de descarga, a la salida de la bomba centrífuga y a la entrada de la turbina, el cual controlaran el funcionamiento de la bomba centrífuga, y permitirá identificar la presión requerida en el momento de la prueba, para el cual la bomba centrífuga simula el recurso hidráulico.

Dinamómetro: Fuente: [5.2]

Medidor de fuerza digital,  
adecuado para medir rápidos  
cambios de fuerza

Dinamómetro Marca:PS,

Modelo: PS-100N,

Resolución de 1N

Una unidad para calcular el torque y así obtener la potencia mecánica del generador trifásico sincrónico y luego realizar las curvas de funcionamiento de la turbina.

Tacómetro: Fuente: [5.3]

Marca: PCE Group,

Modelo: DT 6234B óptico o similar

Rangos:

óptico: 2.5-99,999rpm

Distancia máx.: 500 mm

Instrumento que nos servirá para realizar los cálculos para obtener la potencia mecánica del generador trifásico sincrónico.

Multímetro: Fuente: [5.4]

Con opción a medir frecuencia:

Marca: FLUKE,

Modelo: 115 o similar

Rangos:

Voltaje AC: 600max,

Voltaje DC: 600max,

Corriente AC:10A,

Corriente DC: 10A,

Resistencia: 40MOHMIOS,

Frecuencia: 50kHz

Instrumento con el cual mediremos la frecuencia (Hz) del generador, para el cual constante este valor podremos cargar al sistema la simulación de la demanda eléctrica mediante resistencia y luminarias.

Variador de velocidad: Fuente: [5.5]

Marca: Microdrive Elite PDL

Equipo electrónico que permite operar la bomba centrífuga a una velocidad de giro adecuada para así obtener las presiones requeridas para realizar las diferentes pruebas hidráulicas.

Vatimetro:

Marca: Sassin o similar

Rango:

0-100kW

Dos unidades para medir la potencia eléctrica trifásica, que se visualiza en le banco de pruebas, mediante las cargas de iluminación y resistencias.

Vertedero rectangular:

Dimensiones.

8.8cm de altura

80cm de ancho

Colocada en el tanque de almacenamiento, para realizar la medición de caudal y así verificar las condiciones iniciales del ensayo.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [5.1] BOURDON-HAENNI, MTR CATALOGO DE MANOMETRO PARA PROCESOS DE CONTROL, [en línea] <[http://www.bourdon-haenni.com/download/data\\_sheets/MTR\\_UK.pdf](http://www.bourdon-haenni.com/download/data_sheets/MTR_UK.pdf)> [consulta: 01 diciembre del 2006]
- [5.2] FORCEGAUGE, PRODUCTOS: CATALOGOS DE DINAMOMETRO [en línea] <<http://www.forcegauge.net/catalog/products/specification/pp-e.pdf>> [consulta: 01 diciembre del 2006]
- [5.3] PCE IBERICA, TACOMETRO DE MANDO OPTICO DT 62348B, Medidor de revoluciones óptico DT 62348B, Instrucciones de Uso [en línea] <<http://www.pce-iberica.es/manuales/manual-medidor-revoluciones-dt-6234b.pdf>> [consulta: 01 de diciembre del 2006]
- [5.4] FLUKE, MULTIMETRO FLUKE 115, [en línea] <<http://fluke.informationstore.net/efulfillment.asp?publication=11160-spa>> [consulta: 01 de diciembre del 2006]
- [5.5] MANUAL TECNICO DE LA SERIE ELITE" PARTE NO 4201-80 REV G, PDL ELECTRONICS LTD

## **CAPITULO 6**

### **ENSAMBLE DEL BANCO DE PRUEBAS**

En el capítulo se presenta el ensamble de la turbina, la descripción de los componentes mas importantes que forman parte del conjunto y la secuencia que sigue en el montaje; el orden y la posición final para el correcto funcionamiento del banco de pruebas.

Para el diseño de los componentes se tubo como referencia las recomendaciones de Centro Suizo de Tecnología apropiada en el ILE, Instituto de Investigación sobre América Latina y de Cooperación al desarrollo, Universidad de Sankt – Gallen SKAT.

Recomendamos en la construcción utilizar los materiales, procesos de fabricación y procedimiento de soldadura designado en los capítulos anteriores, así como ajustarse a las tolerancias y acabado superficiales mencionados en los planos adjuntos.



## Ensamble Turbina



Figura 6.1: Ensamble turbina Michel Banki

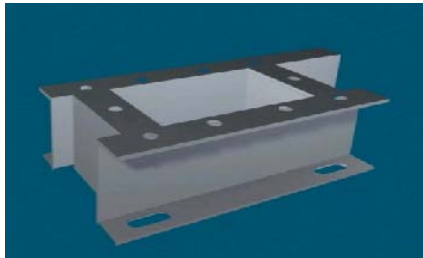


Figura 6.2: Base Metálica soldada para sujeción de la turbina en el tanque

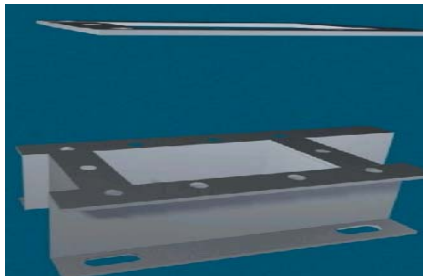


Figura 6.3: Empaque de goma para evitar la salida del agua.

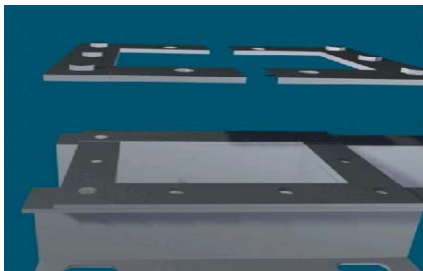


Figura 6.4: Primera base Metálica soldada a las paredes de la carcasa.

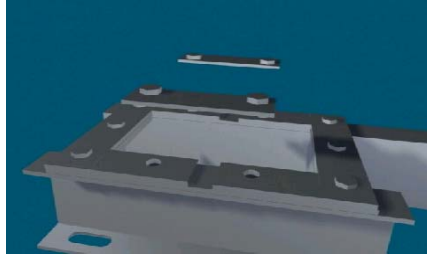


Figura 6.5: Sujetadores de Placa para la primera Base.

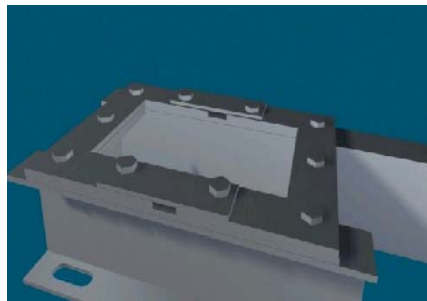


Figura 6.6: Ensamble total de la base de la turbina, incluyendo pernos de sujeción.

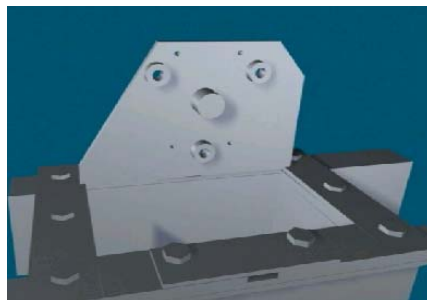


Figura 6.7: Placa Lateral Izquierda de la carcasa con soporte para pernos y eje.

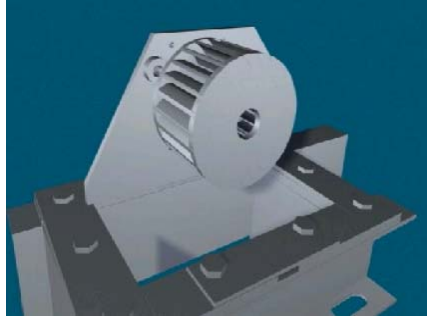


Figura 6.8: Rotor de la turbina, unida en un solo extremos al eje.

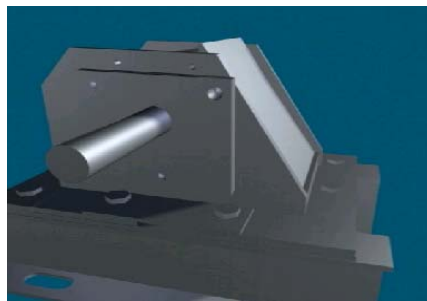


Figura 6.9: Carcasa y Primera plancha de goma para evitar filtraciones.

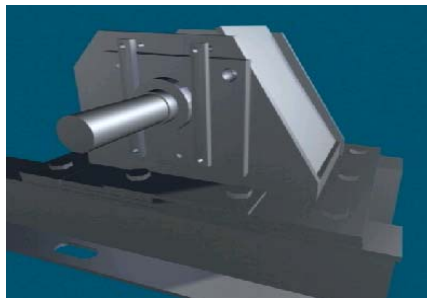


Figura 6.10: Primer soporte con anillo de presión al eje.

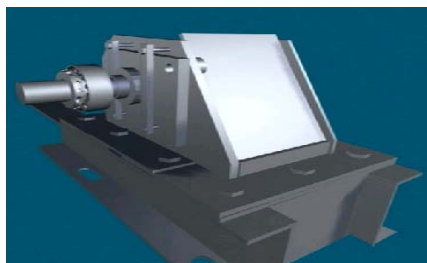


Figura 6.11: Rodamiento interno al soporte.

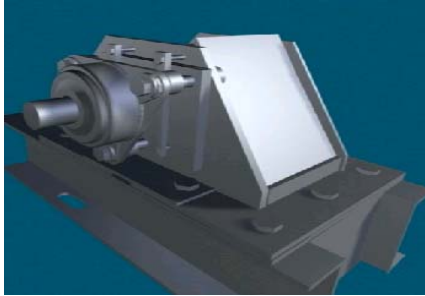


Figura 6.12: Soporte SKF unido a la pared de la carcasa izquierda.

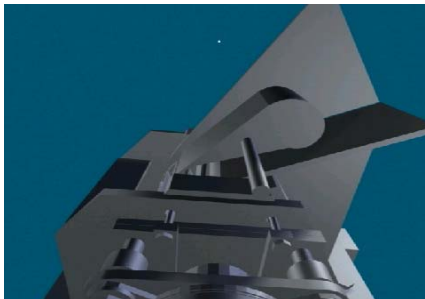


Figura 6.13: Alabe regulador, soldado con el eje de mando.

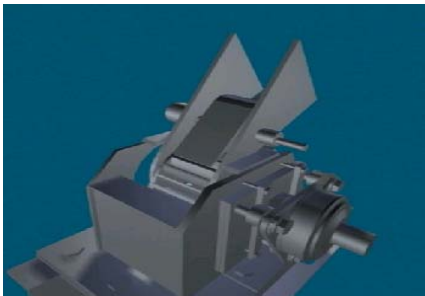


Figura 6.14: Canal del inyector soldado a la carcasa de la turbina.

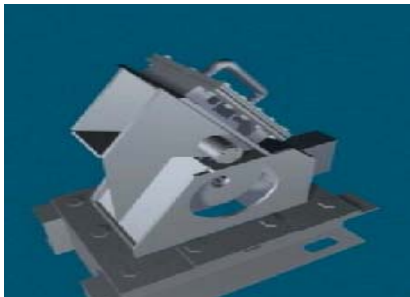


Figura 6.15: Tapa para el inyector, unido por pernos.

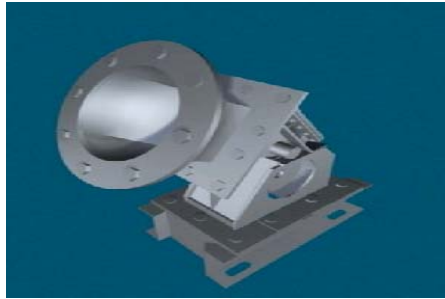


Figura 6.16: Adaptador de la tubería con el ingreso de la turbina.

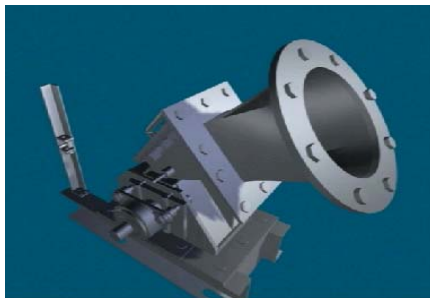


Figura 6.17: Soporte del husillo regulador a la base general de la turbina.

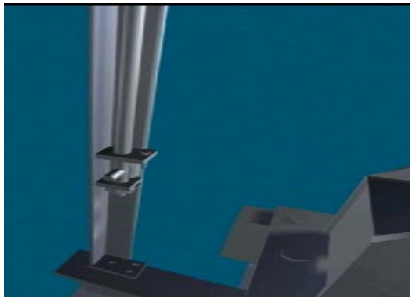


Figura 6.18: Eje roscado concéntrico a los apoyos del husillo.

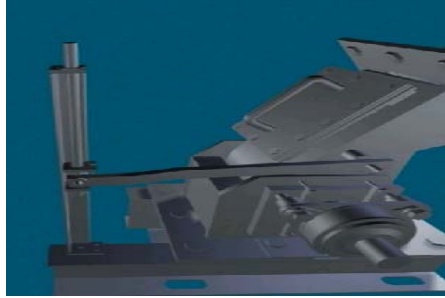


Figura 6.19: Palanca que une el Husillo con el eje regulador del alabe directriz.

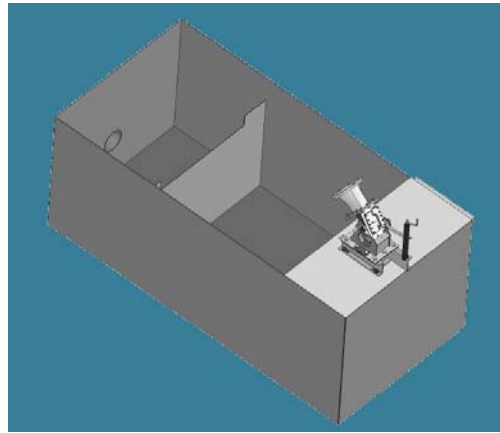


Figura 6.20: Tanque de almacenamiento y vertedero.

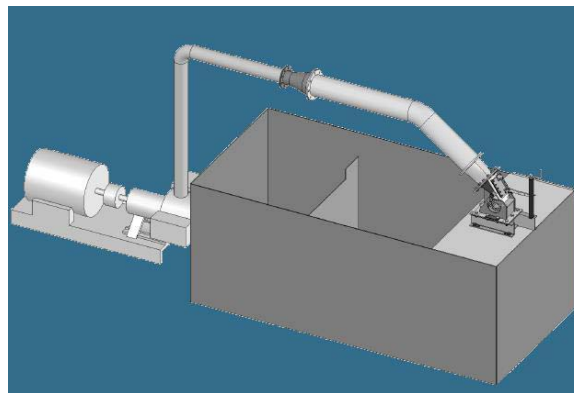


Figura 6.21: Bomba hidráulica y Tubería con el ensamble Turbina-Tanque

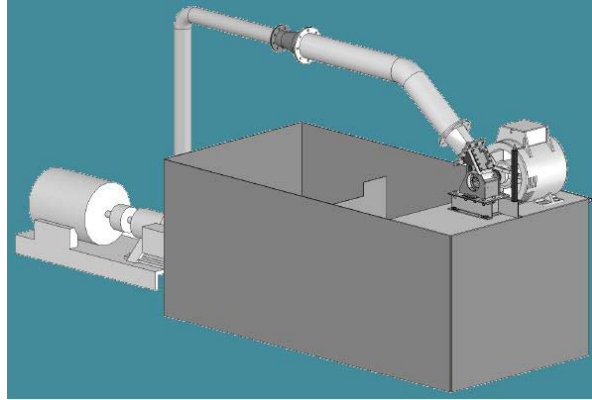


Figura 6.22: Ensamble Final del Banco de Pruebas.

## CAPITULO 7

### **PROTOCOLO DE EVALUACION Y MANUAL DE OPERACIONES DEL BANCO DE PRUEBAS**

En el presente capítulo se presentará la propuesta de la guía de Ensayo, en donde se incluirán los siguientes puntos:

- 1.- Objetivos del ensayo
- 2.- Los fundamentos teóricos
- 3.-Esquema del Banco de Pruebas
- 4.- La descripción del equipo
- 5.- El procedimiento de ensayo
- 6.- Los cálculos y gráficos
- 7.- El análisis de ensayo
- 8.- Los protocolo de pruebas
- 9.- Las conclusiones del ensayo.

Este material permitirá al estudiante poder observar el funcionamiento de la turbina y verificar las relaciones básicas que gobiernan su operación en los diferentes proyectos hidráulicos.

Además, se presenta el manual completo de operaciones de la maquina, en donde especifica:



- 1.- Una breve introducción
- 2.- La descripción del equipo
- 3.- La operación del equipo
- 4.- Ensamble del equipo
- 5.- El control del banco de pruebas
- 6.- Los equipos de medición a utilizar

Todos estos parámetros permitirán una buena operación durante el ensayo y las pautas necesarias para un mantenimiento aceptable del banco de pruebas.

HOJA DE ENSAYO

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA  
Sección de Ingeniería Mecánica – Área de Energía

LABORATORIO DE TURBOMAQUINAS

## **TURBINA HIDRAULICA MICHELL – BANKI**

### OBJETIVO

- Estudiar el funcionamiento de una Turbina Hidráulica de Acción bajo condiciones de Salto constante y Caudal variable.
- Obtener las curvas de operación: Torque, Potencia Mecánica y Rendimiento en función del caudal.
- Obtener los parámetros adimensionales característicos de las Turbinas Hidráulicas: Coeficiente de Caudal, Coeficiente de Presión o Altura Específica, Coeficiente de Potencia y Número de vueltas Específico.

### FUNDAMENTOS TEORICOS

#### **Introducción**

La turbina *MICHELL – BANKI* es una turbina no convencional que fue inventada por A.G. MICHELL (Australia) y patentada en 1903. Posteriormente, entre 1917 y 1919, fue estudiada por Donat Banki (Hungría), en la Universidad de Budapest.

La turbina Michell Banki, es principalmente utilizada donde los recursos hidroeléctricos son pequeños, por lo tanto su aplicación es destinada al aprovechamiento energético a pequeña escala.

Se utiliza con una gama muy amplia de caudales (entre 25 l/seg y 5 m<sup>3</sup> /seg) y un rango de saltos entre 1m y 200 m, su rendimiento máximo es inferior al 82 %.

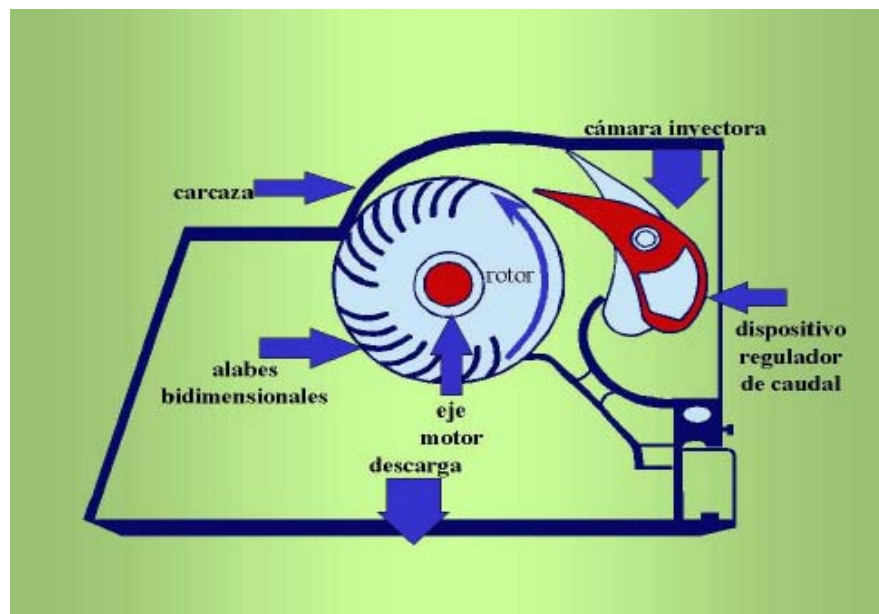
Se trata de una turbina de acción (ya que opera por lo general a presión atmosférica), flujo radial centrípeto-centrífugo, de flujo transversal, de doble entrada (ya que el flujo de agua choca con los álabes en dos oportunidades, entrada y salida) y de admisión parcial (ya que el flujo de agua no moja todos los álabes).

### ***Componentes Principales de la Turbina Michell – Banki***

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rodete

El rodete consta de dos o más discos paralelos, entre los que se montan, unas láminas curvadas que hacen el papel de álabes. Estos rodetes se prestan a una fácil construcción local.

El inyector es el que dirige el agua hacia el rodete a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes (primera etapa), y que guía el agua por un ángulo determinado obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía. En turbinas de alta eficiencia el diseño consta además de un alabe directriz. Como se muestra en la siguiente figura.



### **Transformación Ideal de Energía en el Rotor**

El salto neto ( $H_n$ ) y el caudal ( $Q$ ) deben de ser generados por el sistema de simulación del recurso, en este caso se utilizaría una bomba centrífuga que realice esta función.

Para mantener una velocidad de rotación constante en la turbina ya que este está acoplado directamente al generador, por el cual lo contrario traería un cambio en la frecuencia de operación, es necesario que el caudal varíe proporcionalmente con la carga eléctrica. Esto se consigue variando la posición del alabe directriz en el inyector.

La energía cinética del chorro de agua que incide a alta velocidad sobre los alabes del rotor, absorben y transforman el impulso en *Trabajo Mecánico*, en energía disipada debido a la fricción del flujo y energía cinética residual en el flujo que sale del rotor.

La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de *turbina de doble efecto*, y de las cuales la primera etapa entrega un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y la segunda alrededor del 30% restante.

Como se muestra en la siguiente figura:

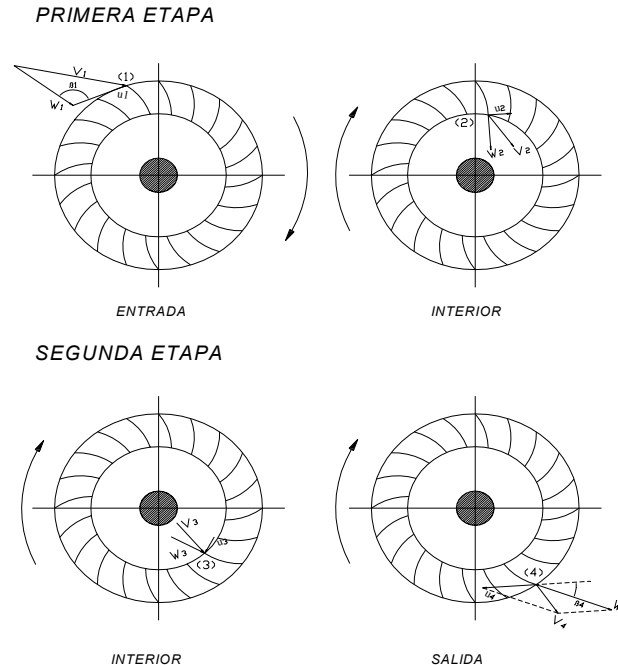


FIGURA 1: TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES DE LA TURBINA MICHELL-BANKI PARA LAS DIFERENTES ETAPAS DE TRABAJO

Energía transferida en el rotor para el primer efecto, como se muestra en la figura, y se calcula mediante:

$$W_{euler1} = u_1 V_{1u} - u_2 V_{2u}$$

Donde:

$u_{(1,2)}$  Velocidad tangencial en la entrada y salida del primer efecto respectivamente (m/s)

$V_{(1,2)}$  Velocidad absoluta en la entrada y salida del primer efecto respectivamente (m/s).

Energía transferida en el rotor en el segundo efecto, como se muestra en la figura, y se calcula mediante:

$$W_{euler2} = u_2 V_{3u} - u_1 V_{4u}$$

Donde:

$u_{(3,4)}$  Velocidad tangencial en la entrada y salida del segundo efecto respectivamente (m/s).

$V_{(3,4)}$  Velocidad absoluta en la entrada y salida del segundo efecto respectivamente (m/s).

Ya que se mantiene la velocidad angular y el diámetro del rotor en los puntos 2 y 3 del rotor podemos decir que:

$$u_2 = u_3$$

La energía transferida total:

$$W_{eulerTOTAL} = (u_1 V_{1u} - u_2 V_{2u} + u_2 V_{3u} - u_1 V_{4u})$$

Asumiendo que el ingreso a la segunda etapa debe producirse sin choque, es decir:

$$\beta_2 = \beta_3 = 90^\circ$$

Lo que implica:

$$V_{2u} = V_{3u}$$

Reemplazando:

$$W_{eulerTOTAL} = u_1(V_{1u} - V_{4u})$$

La eficiencia hidráulica de la turbina se podrá calcular utilizando la siguiente relación

$$\eta_{hidraulica\ Turbina} = \frac{H_{total}}{H_{NETO1}}$$

Para determinar la eficiencia total de la turbina se tiene que considerar ciertas pérdidas que se producen en el proceso de transformación de energía.

$$\eta_{Total(Turbina)} = \eta_h \cdot \eta_M \cdot \eta_v$$

Donde:

$\eta$  (h): Eficiencia hidráulica de la turbina debido a pérdidas viscosas.

$\eta$  (M): Eficiencia mecánica de la turbina debido a pérdidas por fricción generado por el movimiento relativo de los componentes de la turbina, se considerara 0.84.

$\eta$  (v): Eficiencia volumétrica de la turbina debido a las pérdidas de fluido por los sellos del dispositivo, se considerara 0.95.

Entonces podemos determinar lo siguiente:

$$\eta_{diseño} = \eta_{Total(Turbina)} \cdot \eta_{generador} \cdot \eta_{Transmisión}$$

$$W_{MECANICA-DISEÑO} = \frac{W_{generador}}{\eta_{diseño}}$$

Considerar para la eficiencia de transmisión en valor de la unidad, ya que la turbina esta acoplada directamente al generador.

### ***Torque y Potencia real Producida***

La transformación de energía en el rotor debe afectarse por el efecto de fricción del flujo sobre los dos efectos en los alabes, el cual afecta directamente al diagrama de velocidad empleado en la dirección de la fuerza tangencial que realiza el torque.

En la figura se aprecia el recorrido del flujo de agua a su paso por del rotor de la turbina.

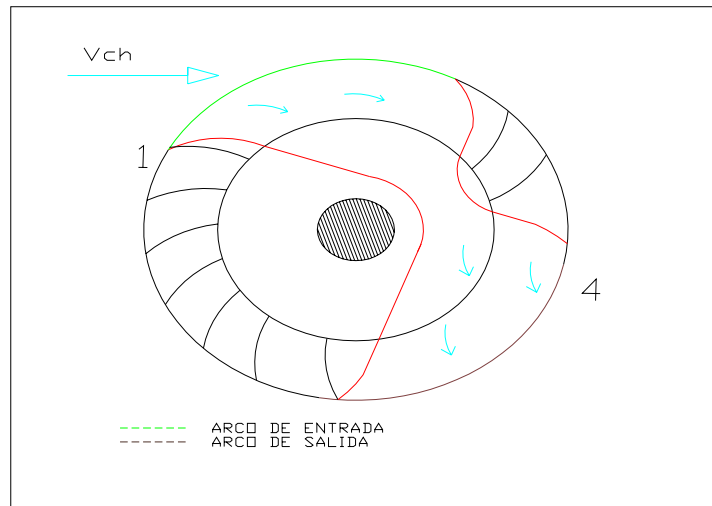
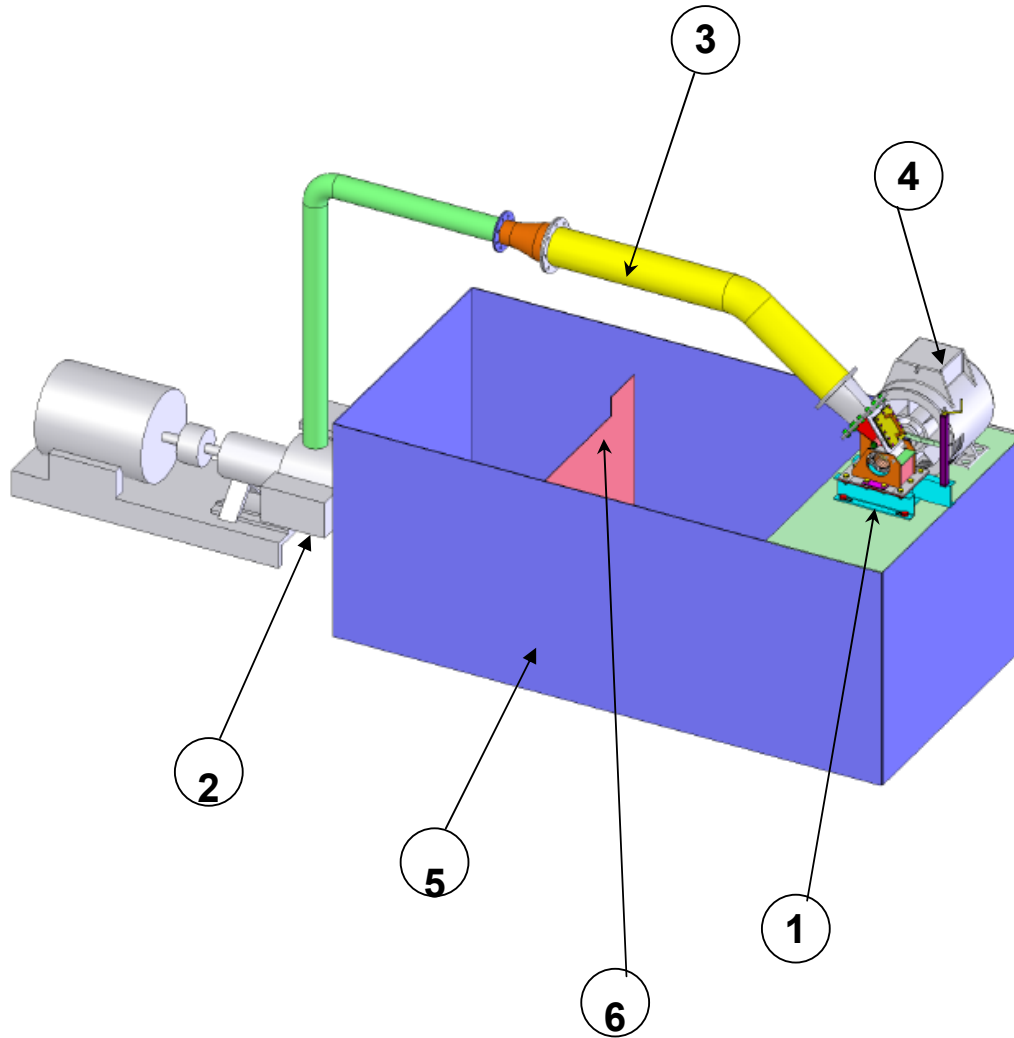


FIGURA N° 2: RECORRIDO DEL FLUJO DE AGUA DENTRO DEL ROTOR

La eficiencia de la turbina, considera pérdidas mecánicas y volumétricas el cual son valores recomendados y no aseguran valores reales.

Mediante el ensayo de un modelo prototipo a escala se pueden evaluar las desviaciones que ocurren, debido a estos factores, en el funcionamiento real.

ESQUEMA DEL BANCO DE PRUEBAS

1. Turbina Michell-Banki.
2. Bomba Centrífuga.
3. Tubería de Ingreso de la Turbina.
4. Alternador Síncrono Trifásico.
5. Tanque de Almacenamiento de Agua.



## DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

### *Equipos del banco de pruebas:*

#### I. Turbina Michell-Banki con características nominales:

- Diámetro Externo del rotor: 111mm
- Número de Álabes: 24
- Ancho del rotor: 91mm
- Angulo del alabe: 74°
- Velocidad angular: 1800rpm
- Caudal de agua: 2.25m<sup>3</sup>/min.
- Salto neto: 25m
- Potencia Eléctrica: 5kW

#### II. Bomba centrífuga para generación del salto, de las siguientes características nominales:

- Velocidad angular: 1750rpm
- Potencia Mecánica: 20 HP
- Altura total: 35m
- Caudal desplazado: 2.25m<sup>3</sup>/min.
- Tamaño: 4 x 6-13

#### III. Tubería de ingreso a la turbina con un diámetro de 6"

#### IV. Alternador síncrono trifásico auto-excitado, de las siguientes características:

- Velocidad: 1800rpm
- Frecuencia: 60Hz
- Voltaje: 440/220v
- Salida: 6.7kW
- Eficiencia: 78.3%

#### V. Banco de luminarias de 150W, para cada foco.

#### VI. Banco de resistencia resistivas.

- VII. Tablero eléctrico de mando y control.
- VIII. Tanque de almacenamiento del agua circulante, para un volumen de  $3\text{m}^3$ , fabricada de plancha de acero SA285C y de espesor de 3mm.

*Equipos de medición del banco de pruebas:*

- I. Canal con vertedero rectangular de 8.8cm de altura y 801cm de ancho para medición del caudal circulante.
- II. Manómetros de bourdon, en la tubería de succión, a la salida de la bomba y en la tubería de ingreso hacia el distribuidor de control de caudal, con un rango de 0-11bar
- III. Dinamómetro de 100N con resolución de 1N
- IV. Tacómetro
- V. Multímetro Fluke, con opción a medir frecuencia.
- VI. Variador de velocidad: Marca: Microdrive Elite PDL

EL PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

- I. Verificar que el nivel de agua en el canal sea el adecuado, en caso contrario, llevar el nivel a la altura del vértice del vertedero. El agua deberá estar libre de impurezas, cambiar el agua si es necesario.
- II. Regular las escalas de los instrumentos al punto cero, tanto para la medición de caudal como para la medición de la fuerza.
- III. Cerrar completamente el distribuidor de caudal de la turbina y abrir totalmente las válvulas instaladas en la tubería de succión y descarga.
- IV. Conectar a la línea de suministro de energía el regulador de velocidad del motor de accionamiento de la bomba centrífuga. Poner en funcionamiento la bomba

centrifuga aumentando la velocidad hasta obtener la presión requerida para el ensayo.

- V. Abrir gradualmente el distribuidor de caudal girando las vueltas necesarias según manda en el protocolo de pruebas, para obtener los valores de caudal necesarios para el ensayo, regulando también la velocidad de la bomba para obtener una presión de entrada constante.
- VI. Verificar la estabilidad de la frecuencia, en el generador.
- VII. Encender las cargas eléctricas correspondientes, para cada valor del caudal, siempre a una presión de entrada constante, para el cual simularemos la demanda de electricidad en una micro central hidráulica.
- VIII. Medir la velocidad de rotación del eje de la turbina.
- IX. Medir la fuerza en el dinamómetro para así poder calcular el torque y así poder calcular la potencia mecánica entregada.
- X. Medir el caudal, en el vertedero para verificar las condiciones iniciales del ensayo.
- XI. Repetir los pasos del V al X para tres diferentes saltos.

### LOS CÁLCULOS Y GRÁFICOS

Para un salto constante, se pide *evaluar* para cada caudal lo siguiente:

- Torque producido en la turbina
- Potencia Mecánica Desarrollada
- Rendimiento total del grupo generador
- Rendimiento total de la turbina
- Rendimiento hidráulica de la turbina
- La velocidad específica

Se pide graficar:

- Torque vs Caudal
- Potencia Mecánica vs Caudal
- Rendimiento total de la turbina vs Caudal

### EL ANÁLISIS DE ENSAYO

En base a los resultados del ensayo se debe analizar el comportamiento de la turbina y comparar con las tendencias previas y el modelo teórico.

### LAS CONCLUSIONES DEL ENSAYO

Elaborar conclusiones específicas acerca del análisis del funcionamiento de la turbina, de posibles incongruencias, aplicaciones y performance del equipo en estudio.

### BIBLIOGRAFIA

1. "MANUAL DE DISEÑO ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS PARA TURBINAS MICHEL BANKI", OLADE, MANUAL DE DISEÑO VOLUMEN I.
2. "TABLAS Y GRAFICOS DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION", ASSUREIRA ESPINOZA ESTELA, EDITORIAL PUCP 2005.
3. "APUNTES DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION", ASSUREIRA ESPINOZA ESTELA, EDITORIAL PUCP 2005.
4. "EXPERIENCIAS LOCALES CON MICRO HIDROTECNOLOGIAS", UELI MEIER, ST. GALL. 1981, TECHNOLOGIA SKAT, PUBLICACION SKZT-CETAL, VOL I.
5. " ANTE PROYECTO DE UNA MICROCENTRAL HIDROELECTRICA CON UNA TURBINA MICHEL BANKI" , LAZO MUÑIZ JOSE RAFAEL, TESIS DE PREGARDO DE INGENIERIA MECANICA, 1995.

PROTOCOLO DE PRUEBAS - TURBINA MICHELL BANKI											
Laboratorio de Turbomaquinas											
DESCRIPCION DEL EQUIPO											
TURBINA MICHELL - BANKI			BOMBA CENTRIFUGA			GENERADOR SINCRONO					
Diametro Externo	:110mm	Velocidad angular	:1800rpm	Potencia		Tamaño	:4 x 6-13	Voltaje	:440/220-60HZ		
Numero de alabes	:24	Caudal nominal	:2.25m <sup>3</sup> /min	Velocidad angular		Dia. Rotor	:10 7/8"	Velocidad	:1800rpm		
Ancho del rotor	:91mm	Salto neto de diseño	:25m	Altura		Motor	:TEFC	Salida	:6.7KW		
Angulo del alabe	:73°	Potencia de diseño	:9.1KW	Caudal nominal		otros:		Eficiencia	:78.3%		
DATOS DE OPERACION											
PARAMETROS DE ENSAYO			CURVAS A REALIZAR			INSTRUMENTOS DE MEDICION A UTILIZAR			FECHA Y HORA DEL ENSAYO		
Salto neto constante	:25m		TORQUE vs. CAUDAL			TACOMETRO					
Presion de entrada	345.25kPa		POTENCIA MECANICA vs. CAUDAL			MANOMETROS					
			EFICIENCIA DE TURBINA vs. CAUDAL			DINAMOMETRO					
CALCULOS Y RESULTADOS											
N° vueltas del husillo para regular el caudal	Demanda electrica [Cargas encendidas]	Caudal [l/s]	Wmec [kW]	n	Filtrometro [m]	Torque [N.m]	Wmec [kW]	Eficencia Diseño $\eta_{(total)} = W_{mec}/W_{mec}$	Eficencia de la turbina $\eta_{(total)} = \eta_{(diseño)} \cdot \eta_{(paso)}$	Eficencia hidraulica $\eta_{(hid)} = \eta_{(turbina)} \cdot \eta_{(mec)} \cdot \eta_{(sic)}$	Veloc. especifica
	Iluminacion										
	Resistencia 1.5W										
	Iluminacion + Resistencia 1.5W										
	02 Resistencia										
	Plena Carga										
Observaciones:											
Nombre y Firma del jefe de Practica:											
OBSERVACIONES											
Nombre del Profesor del Curso:											

**Formulas a Utilizar:**

$$\eta_{hidraulica \text{ Turbina}} = \frac{H_{total}}{H_{NETO \ 1}}$$

$$\eta_{Total \ (Turbina \ )} = \eta_h \cdot \eta_M \cdot \eta_v$$

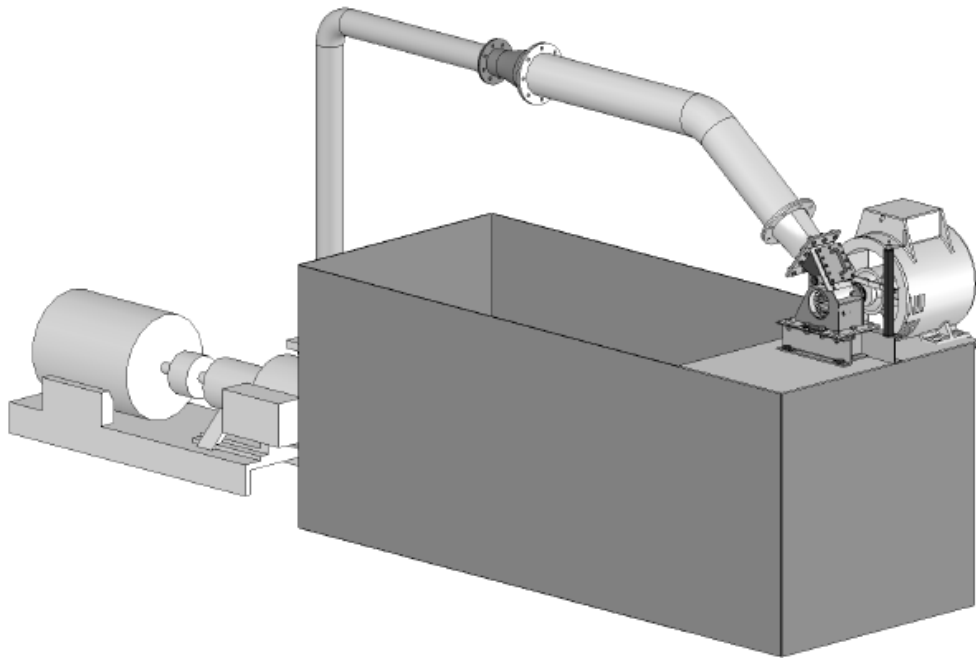
$$\eta_{diseño} = \eta_{Total \ (Turbina \ )} \cdot \eta_{generador} \cdot \eta_{Transmisio \ n}$$

$$W_{MECANICA \ -DISEÑO} \cdot \eta_{diseño} = \frac{W_{generador}}{\eta_{diseño}}$$

*MANUAL DE OPERACIONES*

**BANCO DE PRUEBAS PARA UNA TURBINA  
HIDRAULICA TIPO MICHEL BANKI DE 5KW DE  
POTENCIA**

**MANUAL DE OPERACION**



LABORATORIO DE ENERGIA DE  
LA PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PER

**MANUAL DE OPERACIONES****INTRODUCCION**

Para el aprovechamiento de pequeños recursos hidráulicos, existen diversos tipos de turbinas hidráulicas, entre las cuales la turbina Michel Banki presta una ventaja, frente a las demás, de orden técnico como estabilidad y buena eficiencia a cargas parciales; fácil construcción, reducido mantenimiento y sobretodo un bajo costo, que la hace muy atractiva para este campo.

La realización de proyectos eficientes, económicos y fáciles de manejar en sistemas hidráulicos, requieren la formación de profesionales con conocimientos sólidos de diseño, construcción, operación y mantenimiento, por el cual el banco de pruebas ayudara a capacitar a estudiantes, ingenieros, técnicos y personas relacionadas con el tema.

Un banco de pruebas es el conjunto de equipos, dispositivos de regulación y control así como instrumentos de medición que permite simular un recurso hidráulico y su aprovechamiento en la generación de energía eléctrica mediante una turbina hidráulica. El registro de las variables: caudal, presión y entre otras permitirán la evaluación del funcionamiento y la determinación de las curvas de operación de la turbina.

El banco de pruebas permitirá:

- visualizar el proceso de transformación de energía.
- determinar las zonas de aplicación de la turbina hidráulica.
- determinar las curvas de funcionamiento y evaluar la performance de la turbina.

**MANUAL DE OPERACIÓN**

---

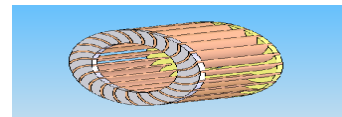
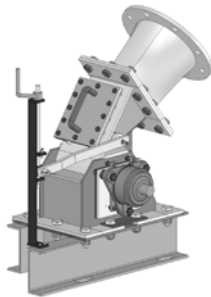
El presente manual presenta la descripción de los equipos involucrados en el banco de pruebas, la operación, ensamble y control de este y los equipos de medición a utilizar.



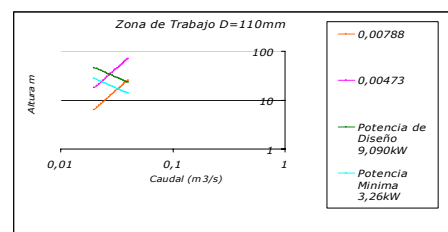
## MANUAL DE OPERACIONES

### DESCRIPCION

#### TURBINA MICHELL-BANKI DE 5kW:



ROTOR DE LA TURBINA MICHELL-BANKI



ZONA DE TRABAJO DE LA TURBINA MICHELL-BANKI  
PARA UN DIAMETRO EXTERNO DE 110m

#### Características:

Turbina de acción

Flujo radial centrípeto-centrífugo

Flujo transversal

Doble entrada (ya que el flujo de agua choca con los álabes en dos oportunidades, entrada y salida)

Admisión parcial (ya que el flujo de agua no moja todos los álabes).

#### Datos de Diseño:

Rango de caudales: 0.023m<sup>3</sup>/seg y 0.039 m<sup>3</sup>/seg

Rango de salto: 16.8m y 33m

Rendimiento máximo 68 %

Velocidad de rotación: 1800 rpm

Velocidad específica Ns: 83

#### Geometría de la Turbina:

Diámetro exterior: 110mm

Diámetro interior: 73mm

Numero de alabes: 24

Espesor del alabe: 3mm

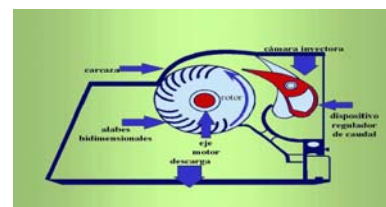
Radio del alabe: 18mm

Angulo del alabe: 73°

Ancho del rotor: 91mm

#### Componentes de la Turbina:

Según se muestra en la figura:



#### Materiales de la Turbina:

Rotor:

Alabes: Acero austenítico 316

Discos: Acero austenítico 316

Inyector:

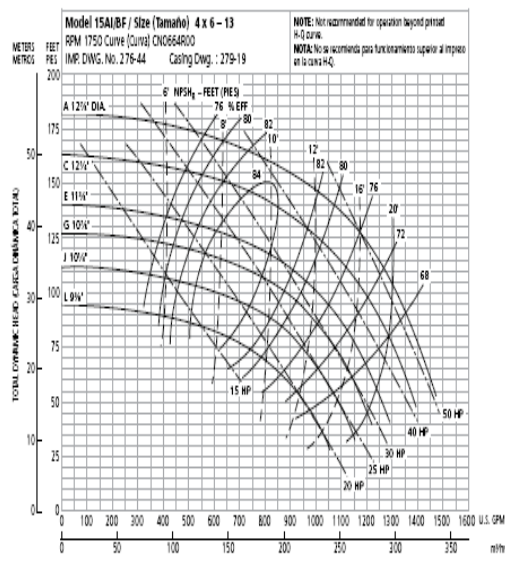
Alabe directriz: Acero st-37

Carcasa: Acero st-37

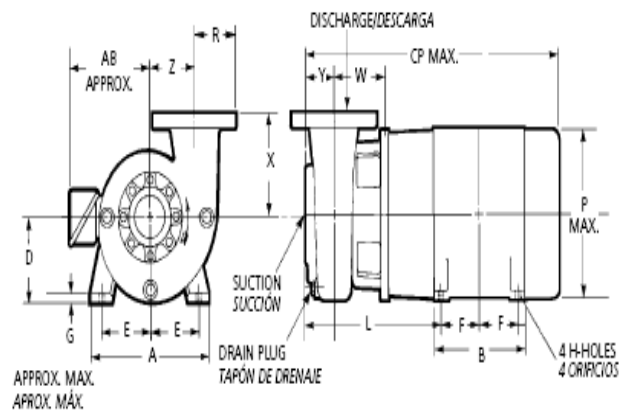
## MANUAL DE OPERACIONES

### DESCRIPCION

## BOMBA CENTRIFUGA DE 20HP



CURVA DE LA BOMBA SELECCIONADA



### Marca y modelo:

GOULDS PUMPS  
3656-15A/BF

### Datos técnicos:

Tamaño: 4x6-13  
Velocidad: 1750 rpm  
Impulsor: G 10 7/8"  
Descarga en posición vertical  
Peso: 233 lb.

### Motor Eléctrico:

(Pueden variar de acuerdo con el fabricante)  
Trifásico de 20hp  
Velocidad de giro: 1750 rpm para 60Hz

### Conexiones:

Descarga de 4"  
Succión de 6"  
Con bridas ANSI de 125 Clase

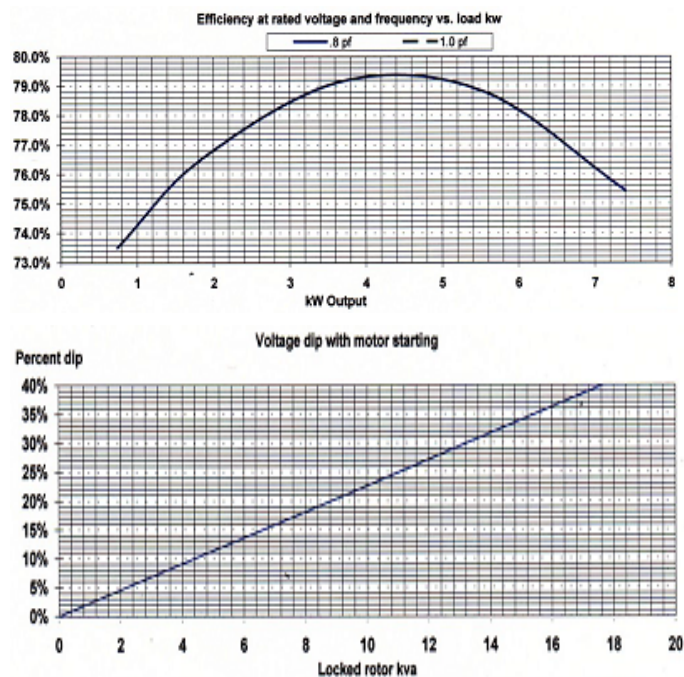
### Materiales:

Fabricado en todo hierro o con accesorios de bronce

## MANUAL DE OPERACIONES

### DESCRIPCION

#### GENERADOR SINCRO DE 5kW.



#### Marca y Distribuidor:

Marathon Electric  
Detroit Diesel – MTU Perú SAC

#### Modelo:

250 MSL 1237

#### Tipo:

Lima Mac con generador frame 250  
Auto-excitado, síncrono, con excitación  
incluida y regulación de voltaje  
electrónica y Brushless.

#### Velocidad:

1800RPM a 60 Hz con una velocidad  
de embalamiento permisible de 1.8  
veces la velocidad de régimen.

#### Voltaje:

240Y/480Y Voltios, trifásico.

#### Salida:

5kW a un factor de potencia 0.8

#### Aislamiento:

Clase F-Estator / H-Rotor

**Eficiencia de carga:**78.3%

**Peso:**160lb.

#### Conexiones:

Conector para sistema de 12 alambres.

<p><b>MANUAL DE OPERACIONES</b> <b>OPERACION</b></p>
--

**Antes de empezar el ensayo**

Verificar que el nivel de agua en el canal sea el adecuado, en caso contrario, llevar el nivel a la altura del vértice del vertedero. El agua deberá estar libre de impurezas, cambiar el agua si es necesario.

Regular las escalas de los instrumentos al punto cero, tanto para la medición de caudal como para la medición de la fuerza.

Cerrar completamente el distribuidor de caudal de la turbina y abrir totalmente las válvulas instaladas en la tubería de succión y descarga.

Conectar a la línea de suministro de energía el regulador de velocidad del motor de accionamiento de la bomba centrífuga.

**Procedimiento de ensayo**

Poner en funcionamiento la bomba centrífuga aumentando la velocidad hasta obtener la presión requerida para el ensayo, mediante un variador de velocidad.

Abrir gradualmente el distribuidor de caudal girando las vueltas necesarias según manda en el protocolo de pruebas, para obtener los valores de caudal necesarios para el ensayo.

Verificar la estabilidad de la frecuencia, en el generador

Encender las cargas eléctricas correspondientes, para cada valor del caudal, siempre a una presión de entrada constante, para el cual simularemos la demanda de electricidad en una micro central hidráulica.

Medir la velocidad de rotación del eje de la turbina.

Medir la fuerza en el dinamómetro para así poder calcular el torque y luego calcular la potencia mecánica entregada.

Medir el caudal, en el vertedero para verificar las condiciones iniciales del ensayo.

Al término del ensayo se podrá evaluar y determinar las curvas de funcionamiento y la performance de la turbina.

## **MANUAL DE OPERACIONES**

### **CONTROL**

#### **Dispositivos Eléctricos:**

Para los sistemas de control se utilizan los siguientes dispositivos, el cual presentamos las características principales:

Dispositivo	Marca	Corriente de Carga máx. (A)	Φxlargo (mm)	Corriente Nominal (A)	Modelo	Cant.
Fusibles	Semikron	7,9	10x38	0,5-32	----	5
Rele Térmico	Ghisalba	7,9	---	8-11	RTD23E	1
Contactores	Ghisalba	7,9	---	12	GH15BN	3
Disyuntor	ABB	7,9	---	25		1
Pulsadores Dobles (I/O)	ABB	----	---	---	MCBH-111	3

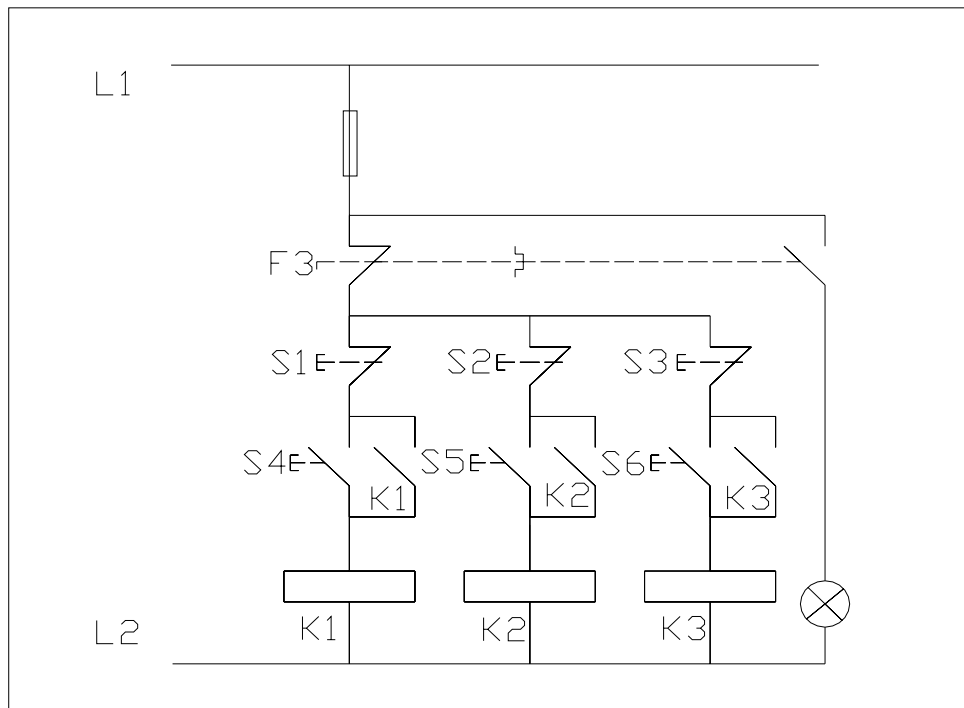
Tipo de interruptores térmicos: Loadline AA /AM Frame MCCBs-Thermal/Magnetic-Interruptores Térmicos.

Tipo de rele térmico: Thermal overload relay-Réles Térmicos.

Tipo de pulsador: Doble luminoso superior verde inferior rojo, texto I/O, 1NC+1NA+1LB  
 Para estos fusibles se necesitan un soporte para poder ser instalados en la línea del alternador, por lo que procedemos a seleccionar una BASE PORTA FUSIBLE TIPO NH-Tripolar T00 con una corriente de hasta 125A. También pertenece a la marca SEMIKRON

**Procedimiento:**

Una vez estabilizada la frecuencia del generador, se procede a cargar el sistema según la hoja de ensayo, en donde para cada carga se tiene un contactor (K1, K2, K3) con pulsadores de inicio, (S4, S5, S6) y parada (S1, S2, S3), además de su protección mediante un rele térmico (F3), para todo el sistema que comunicara mediante una linterna algún problema de sobre carga.



## **MANUAL DE OPERACIONES**

### **MEDICION**

Se presenta la descripción de los instrumentos de medición, para el cual se podrá realizar las pruebas, en donde permitirá visualizar el proceso de transformación de energía, determinar las zonas de aplicación de la turbina hidráulica, determinar las curvas de funcionamiento y evaluar la performance de la turbina.

Los instrumentos se describen a continuación:

#### Manómetro de Bourdon:

Manómetro para procesos de control MTR

Conveniente para medir presiones relativas hasta 160psi para líquidos o gases.

Rangos:

0 + 2bar (0+30psi) hasta 0+11bar (0+160psi)

Triple graduación:

Bar, kg/cm<sup>2</sup> , color negro

Psi, color rojo

Diámetro: 40mm-50mm

Se dispondrá de tres unidades y serán instalados en la tubería de succión (1) y en la tubería de descarga, a la salida de la bomba centrífuga (2) y a la entrada de la turbina (3).

El cual controlaran el funcionamiento de la bomba centrífuga (1 y2), y permitirá identificar la presión requerida en el momento de la prueba, para el cual la bomba centrífuga simula el recurso hidráulico (3).

#### Dinamómetro:

Medidor de fuerza digital,

Adecuado para medir rápidos cambios de fuerza

Dinamómetro Marca:PS,

Modelo: PS-100N,

Resolución de 1N

Una unidad para calcular el torque y así obtener la potencia mecánica del generador trifásico sincrónico y luego realizar las curvas de funcionamiento de la turbina.

Tacómetro:

Marca: Lutron,

Modelo: DT2268 o similar

Rangos:

óptico: 5-99,999rpm

contacto: 0.5-19,999rpm

Instrumento que nos servirá para realizar los cálculos para obtener la potencia mecánica del generador trifásico síncrono.

Multímetro:

Con opción a medir frecuencia:

Marca: FLUKE,

Modelo: 115 o similar

Rangos:

Voltaje AC: 600max,

Voltaje DC: 600max,

Corriente AC: 10A,

Corriente DC: 10A,

Resistencia: 40MOHMIOS,

Frecuencia: 50kHz

Instrumento con el cual mediremos la frecuencia (Hz) del generador, para el cual constante este valor podremos cargar al sistema la simulación de la demanda eléctrica mediante resistencia y luminarias.

Variador de velocidad:

Marca: Microdrive Elite PDL

Equipo electrónico que permite operar la bomba centrífuga a una velocidad de giro adecuada para así obtener las presiones requeridas para realizar las diferentes pruebas hidráulicas.



Vatimetro:

Marca: Sassin o similar

Rango:

0-100kW

Dos unidades para medir la potencia eléctrica trifásica y hacer la comparación con la carga eléctrica que se visualiza en le banco de pruebas.

Vertedero rectangular:

Dimensiones.

8.8cm de altura

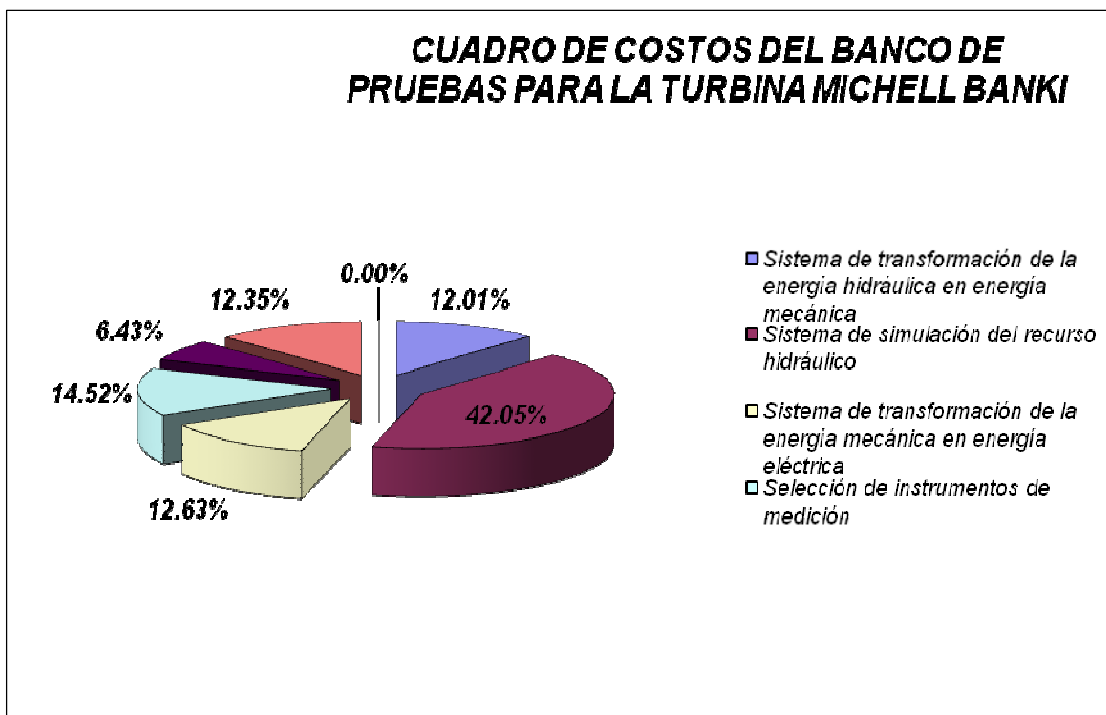
80cm de ancho

Colocada en el tanque de almacenamiento, para realizar la medición de caudal y así verificar las condiciones iniciales del ensayo.

### **COSTOS DE FABRICACIÓN:**

La grafica muestra en porcentajes los principales sistemas en los cuales se requiere de mayor inversión, es así que el sistema de simulación del recurso hidráulico representa un 42.05% respecto al costo total del proyecto, siguiendo el sistema de instrumentación con un 14.52% y el sistema de trasformación de la energía mecánica en energía eléctrica con un 12.63%.

A continuación se muestra un cuadro en donde se detalla que dispositivos/partes contiene cada sistema que se representa en la grafica antes descrita, mostrando los respectivos costos que estos involucran.



CUADRO DE COSTOS DEL BANCO DE PRUEBAS PARA LA TURBINA MICHELL BANKI				
N°	DESCRIPCION DE EQUIPO	COSTO UNIT. [€]	Cant.	COSTO TOTAL [€]
<b>Sistema de transformación de la energía hidráulica en energía mecánica, compuesto por:</b>				
1	Turbina Hidráulica de tipo Michell-Banki en su mayoría de St-37	2800.00	1	2800.00
<b>Sistema de simulación del recurso hidráulico, compuesto por:</b>				
1	Bomba centrífuga de 20HP Gorman Rupp o similar	6375.00	1	6375.00
2	Planchas de acero SA 285 C o similar de 3mm de espesor medidas estándar.	350.00	4	1400.00
3	Tubería Acero SCH40 S/C 4"x6m API 5	105.96	1	105.96
4	Reduccion campana SCH40 6"x4" Sold.	14.96	1	14.96
5	Tubería Acero SCH40 S/C 6"x6m API 5	186.00	1	186.00
6	Válvula pie de 6" Bridada	185.00	1	185.00
7	Válvula Compuerta de 6" Bridada	355.00	1	355.00
8	Válvula de seguridad de 6" Bridada	378.00	1	378.00
9	Válvula Compuerta de 4" Bridada	365.00	1	365.00
10	Válvula de retención o check de 4" con canastilla Bridada ASA	363.00	1	363.00
11	Reducción Concéntrica SCH40 de 6" Sold.	16.50	1	16.50
12	Reducción Excéntrica SCH40 de 6" Sold.	17.80	1	17.80
13	Reducción Concéntrica SCH40 de 4" Sold.	14.65	1	14.65
14	Codo de 90 SCH40 de radio largo de 4" Sold.	25.36	1	25.36
<b>Sistema de transformación de la energía mecánica en energía eléctrica, compuesto por:</b>				
1	Generador síncrono trifásico de 5kW, 1800RPM, 60Hz Maratón Electric o similar	2200.00	1	2200.00
2	Banco de resistencias de 1.5kW y 2kW	100.00	1	100.00
3	Banco de 11 luminarias de 150W	45.00	1	45.00
4	Tablero Eléctrico de Mando y Control	600.00	1	600.00
<b>Ø Selección de instrumentos de medición, compuesto por:</b>				
1	Manómetro: Marca: Bourdon Haenni, Modelo: MTR o similar Rango:0-11Bar	25.00	3	75.00
2	Dinamómetro Marca:PS, Modelo: PS-100N, Resolución de 1N	800.00	1	800.00
3	Tacómetro, Marca: PCE Group, Modelo: dt 62348b óptico o similar, Rangos: optico:5-99,999rpm Distancia max: 500 mm	115.00	1	115.00
4	Multímetro con opción a medir frecuencia: Marca: FLUKE, Modelo: 115 o similar Rangos: Voltaje AC: 600max, Voltaje DC: 600max, Corriente AC:10A, Corriente DC: 10A, Resistencia: 40MOHMIOS, Frecuencia: 50kHz	185.00	1	185.00
5	Variador Electrónico Telemecanique Modelo ATV31HD15NA4	2000.00	1	2000.00
6	Vatímetro: Marca: Sassin o similar de 0-100kW	68.00	2	136.00
7	Vertedero rectangular de 8.8cm de altura y 80cm de ancho	75.00	1	75.00
Costo total de los Materiales				18933.23
Mano de Obra Ensamble del Banco de Pruebas				1500.00
Ingeniería Básica - 960HH/año				2880.00
IGV (19%)				4429.51
<b>Costo Total del Banco de Pruebas para la turbina hidráulica de tipo Michell Banki:</b>				<b>27742.74</b>

### **CONCLUSIONES DEL PRESENTE PROYECTO:**

1.- Los criterios definidos para la realización del presente proyecto fueron: fabricación local, unidad de prueba compacta, amplia zona de trabajo y utilización de una unidad de bombeo) llevaron con éxito a una buena selección de los parámetros de la turbina.

2.- Las características de la turbina de 5kW de potencia eléctrica de diseño, 1800 revoluciones por minuto, se logro cumpliendo con las recomendaciones de bibliografías especializadas en el tema, es así que el banco de pruebas trabaja con una turbina de 68% de eficiencia, tiene un valor de Ns de 83 y abarca un rango de 16.8 hasta 33m de altura de la misma forma el rango para el caudal es de 23 l/s hasta 39 l/s.

3.- El análisis energético de la trayectoria del fluido por el banco de pruebas, sirvió para seleccionar la bomba centrífuga de 20 HP que simulara el recurso hidráulico, es una potencia considerable para mover una turbina de diámetro exterior de 11cm que maneja un caudal de aproximadamente 38.6 l/s (2.3 m<sup>3</sup>/min), considerando un volumen para el llenado del tanque como mínimo de 3 m<sup>3</sup>, de acero SA285 C y de 3mm de espesor. Por medio del cual garantizamos la recirculación del agua para la realización de los diversos ensayos.

4.- El análisis de la trayectoria absoluta del fluido, permitió determinar el dimensionamiento de la carcasa y así este no perturbe el recorrido del flujo de agua. El presente diseño el rotor se encuentra en voladizo, y así permitirá por medio de un visor colocado en la carcasa apreciar el recorrido del fluido.

5.- El uso de un generador síncrono trifásico auto excitado sin escobillas se debe a sus ventajas como: mínimo mantenimiento, 12 terminales, forma de onda limpia es decir no contiene contenido armónico y fácil regulación de tensión en vacío, el cual junto a la instalación de luminarias y resistencias debidamente instaladas, simularan la demanda de electricidad de una central hidráulica, de esta manera se tendrá un panorama real de todo el funcionamiento de esta clase de proyectos.

6.-El costo del proyecto, la construcción y montaje, del banco de pruebas asciende a los US \$ 27,742.00, considerando costo de los equipos y materiales, mano de obra especializada, Ingeniería Básica, el impuesto general a las ventas.

En donde el costo mayor involucra el 42% para la simulación del recurso hidráulico, los dispositivos de medición abarcan un 14.5%, la transformación de la energía mecánica en energía eléctrica alrededor del 12.6%, la fabricación de la turbina y la ingeniería básica en un 12% respectivamente, el restante abarca la mano de obra involucrada.

**BIBLIOGRAFIA**

ANTE PROYECTO DE UNA MICROCENTRAL HIDROELECTRICA CON UNA TURBINA MICHEL BANKI , ASSUREIRA ESPINOZA MARCO, TESIS DE PREGARDO DE INGENIERIA MECANICA, 1994.

ANTE PROYECTO DE UNA MICROCENTRAL HIDROELECTRICA CON UNA TURBINA MICHEL BANKI , LAZO MUÑIZ JOSE RAFAEL, TESIS DE PREGARDO DE INGENIERIA MECANICA, 1995.

DISEÑO DE UN SISTEMA PROTOTIPO DE TURBOBOMBEO PARA FINES AGRICOLAS, VALVERDE GUZMAN QUINO MARTIN, TESIS DE PREGARDO DE INGENIERIA MECANICA, 1989.

A NUMERICAL METHOD OF FREE JET FROM A CROSS-FLOW TURBINE NOZZLE, FUKUTOMI JUNICHIRO, TESIS DE PREGRADO DE INGENIERIA MECANICA, 1985.

MANUAL DE DISEÑO ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS PARA TURBINAS MICHEL BANKI, OLADE, MANUAL DE DISEÑO VOLUMEN I.

APUNTES PARA UN DISEÑO ESTANDARIZADO Y FABRICACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS PARA TURBINAS MICHEL BANKI, OLADE, MANUAL DE DISEÑO VOLUMEN II.

IV REUNION DEL CONGRESO NACIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA, CONIMERA, MEMORIA DE TRABAJOS VOLUMEN II, 1997.

THE CROSS-FLOW TURBINE, L.A. HAIMERL,

MANUAL DE HIDRAULICA, J.M. DE AZEVEDO, HARLA SA 1976.

MECANICA DE FLUIDOS, VICTOR L. STREETER-E. BENJAMIN WYLIE, Mc GRAW HILL NOVENA EDICION 1999.

TABLAS Y GRAFICOS DE MECANICA DE FLUIDOS, ASSUREIRA ESPINOZA ESTELA, EDITORIAL PUCP 2003.

TABLAS Y GRAFICOS DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION, ASSUREIRA ESPINOZA ESTELA, EDITORIAL PUCP 2005.

APUNTES DE TURBOMAQUINAS Y MAQUINAS DE EXPULSION, ASSUREIRA ESPINOZA ESTELA, EDITORIAL PUCP 2005.

ASPECTOS DE LA ELECTRICIDAD RURAL EN LE PERU, MICHEL DEL BUENO-TEODORO SANCHEZ-ALFONSO CARRASCO, ENCUENTRO LATINOAMERICANO DE PEQUEÑAS APROVECHAMIENTOS HIDROENERGETICOS, 1997.

CATALOGO 3656/3756LH, [www.goulds.com](http://www.goulds.com).

MODULOS COMPLEMENTARIOS Y EXPERIMENTOS RELACIONADOS CON MECANICO DE FLUIDOS, [www.armfield.co.uk](http://www.armfield.co.uk).

METODOS EXPERIMENTALES PARA INGENIEROS, HOLMAN J. P.

LA ELECTRICIDAD EN EL PERU, ALFONSO CARRASCO, ITDG.

TURBINA DE FLUJO TRANSVERSAL O MICHEL BANKI, FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA-LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS, CURSO DE PEQUEÑAS HIDRAULICAS UNIDAD 6.

ENERGIAS RENOVAVEIS E PRODUCAO DESCENTRALIZADA UNIVERSIDAD TECNICA DE LISBOA, INSTITUTO SUPERIOR TECNICO DEEC/Seccao de Energia, Janeiro de 2004 (edicao 2). P.47

THE BRITISH HYDROPOWER ASSOCIATION, A GUIDE TO UK MINI-HIDRO DEVELOPMENTS [en linea]< [www.british-hydro.org/mini-hydro/download.pdf](http://www.british-hydro.org/mini-hydro/download.pdf)> [consulta: 01 de diciembre del 2006]

DANIEL MUGUERZA, MICRO CENTRALES HIDROELECTRICAS, P.48

[OSSBERGUER, \[en lionea\] <www.ossberguer.com>](http://www.ossberguer.com) [consulta: 01 de diciembre del 2006]

[KEKENERGIA, \[en linea\] <www.kekenergia.hu-bankiturbina.htm>](http://www.kekenergia.hu-bankiturbina.htm) [consulta: 01 de diciembre del 2006]

J.M. DE AZEVEDO, "MANUAL DE HIDRAULICA", HARLA SA 1976.P.45  
EUGENE F. MEGYESY, MANUAL DE RECIPIENTES A PRESION, DISEÑO Y CALCULO, EDITORIAL LIMUSA SA 1989, P.182

EL ACERO EN LA CONSTRUCCION MANUAL PARA EL PROYECTO, CALCULO Y EJECUCION DE CONSTRUCCIONES DE ACERO, EDITORIAL REVERTE SA ESPAÑA 1972

LANA SERRATA, Y J. ALBRECHT. K.HIDRAULICA, MOTORES HIDRAULICOS, BOMBAS, BARCELONA 1966

JORGE RODRIGUEZ HERNANDEZ, RESISTENCIA DE MATERIALES 2, LIMA, PUCP 2004. P-AI

DECKER KARL-HEINZ, ELEMENTOS DE MAQUINAS MANUAL DEL ING. TECNICO, VOL XIII EDICIONES URMO SA SETIMA EDICION, P.140

ASOCIACION ESPAÑOLA DE SOLDADURA Y TECNOLOGIAS DE UNION, ACEROS DE ALTA ALEACION ACEROS INOXIDABLES, TEMA 2.16, P.26

MANUAL DE SOLDADURA Y CATALOGO DE PRODUCTOS, OERLIKON, P.124

THE PROCEDURE HANDBOOK OF ARC WELDING THE LINCON ELECTRIC COMPANY CLEVELAND OHIO THIRTEENTH EDITION 1994, P7.4-2

CATALO EXSA-EXSAFIL 746, EXSA

MODULO 3: PROCESO DE UNION Y CORTE DE METALES, AWS

GROOVER MIKELL P, FUNDAMENTOS DE MANUFACTURA MODERNA: MATERIALES, PROCESOS Y SISTEMAS EDITORIAL PRENTICE HALL 1997, P.693

DOBROVOLSKI, V. ELEMENTOS DE MAQUINAS, EDITOR: EDICIONES MIR. 1980, P.350

GERE J. Y TIMOSHENKO S. MACANICA DE MATERIALES ED. ITP.

MABIE, HAMILTON H, MECANISMOS Y DINAMICA DE MAQUINARIAS, EDITOR: LIMUSA 1978, P.583.

UELI MEIER, EXPERIENCIAS LOCALES CON MICRO HIDROTECNOLOGIA, SKAT 1981 SEGUNDA EDICION TOMO I, P.46

[MARATHON ELECTRIC, PRODUCTOS: GENERADORES, \[en linea\]](#)

<http://www.marathonelectric.com/generators/BROCHURE/SB353.pdf> [consulta: 01 de diciembre del 2006]



NORMA ANSI/IEEE C57.110-1986

AGUSTIN CASTEJON Y GERMAN SANTAMARIA, TECNOLOGIA ELECTRICA, EDITOR MC GRAW 1993, P.237

BOURDON-HAENNI, MTR CATALOGO DE MANOMETRO PARA PROCESOS DE CONTROL, [en linea] <[http://www.bourdon-haenni.com/download/data\\_sheets/MTR\\_UK.pdf](http://www.bourdon-haenni.com/download/data_sheets/MTR_UK.pdf) > [consulta: 01 diciembre del 2006]

[FORCEGAUGE, PRODUCTOS: CATALOGOS DE DINAMOMETRO \[en linea\]](#)  
<[Shttp://www.forcegauge.net/catalog/products/specification/pp-e.pdf](http://www.forcegauge.net/catalog/products/specification/pp-e.pdf)> [consulta: 01 diciembre del 2006]

E IBERICA, TACOMETRO DE MANDO OPTICO DT 62348B, Medidor de revoluciones óptico DT 62348B, Instrucciones de Uso [en linea] <<http://www.pce-iberica.es/manuales/manual-medidor-revoluciones-dt-6234b.pdf>> [consulta: 01 de diciembre del 2006]

FLUKE, MULTIMETRO FLUKE 115, [en linea] <<http://fluke.informationstore.net/efulfillment.asp-publication=11160-spa>> [consulta: 01 de diciembre del 2006]

MANUAL TECNICO DE LA SERIE ELITE, PARTE NO 4201-80 REV G, PDL ELECTRONICS LTD