

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD**  
**CATÓLICA**  
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA SU  
IMPLEMENTACIÓN EN EL BANCO DE ENSAYOS DE  
TURBINAS DEL LABORATORIO DE ENERGÍA**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,  
que presenta el bachiller:

**JORDÁN ISRAEL MILLA ARELLANO**

**ASESOR: Mg. Estela Assureira**

**Lima, Abril del 2015**

## RESUMEN

En el presente proyecto se presenta una propuesta económica y versátil del acople de una turbina Michell Banki en el banco de ensayo de turbinas del Laboratorio de Energía ubicado en la sección de Ing. Mecánica.

La tesis desarrollada abarca; la evaluación del banco de ensayo, a fin de utilizar la mayoría de recursos existentes en él y obtener los parámetros de operación de la turbina Michell Banki; el diseño hidráulico y mecánico de la turbina para el desarrollo de los planos; la implementación del banco con el propósito de indicar las modificaciones realizadas; y los costos para estimar la inversión del proyecto.

Los parámetros de operación de la turbina son los siguientes: 200 W de potencia en el eje, velocidad de rotación de 1000 rpm, 70% de eficiencia, velocidad específica igual a 43, salto neto de 6,5 m y caudal de 4,7 l/s.

Entre los principales componentes la turbina se obtuvo un rotor de 100 mm de diámetro y 35 mm de ancho; un eje de 15 mm de diámetro en la sección que acoge al rotor y de 28 mm en la sección más ancha; un inyector de 125 mm de largo, 23,3 mm de ancho y 26 mm de altura de garganta. El rotor será fabricado con acero inoxidable AISI 316L, el eje de AISI A570 y el inyector con acero ASTM A36 cubierto con pintura epóxica al cuidado de la corrosión.

La principal modificación del banco de ensayo para el acople de la turbina está relacionada con el cambio de electrobomba y la incorporación de elementos como la pieza de transición y la tubería rectangular. De este modo se seleccionó una electrobomba monoblock de 1,9 HP de potencia, 3500 rpm, 18 m.c.a. y 4,5 l/s de caudal con alimentación 220/440 V, la cual puede trabajar con ambas turbinas (2990 rpm para Michell Banki y 3100 rpm para Pelton) según el acondicionamiento del banco de ensayo. Asimismo, el acople de la electrobomba requiere la fabricación de una brida de succión y una de descarga.

El costo total del proyecto es de S/. 21,091.65, en donde está incluido S/. 16,000 por parte del diseño y S/. 5,091.65 por parte de la implementación (materiales y accesorios, fabricación y montaje).



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

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

**TÍTULO** : **DISEÑO DE UNA TURBINA MICHEL BANKI PARA SU IMPLEMENTACIÓN EN EL BANCO DE ENSAYOS DE TURBINAS DEL LABORATORIO DE ENERGÍA**

**ÁREA** : Energía # 356

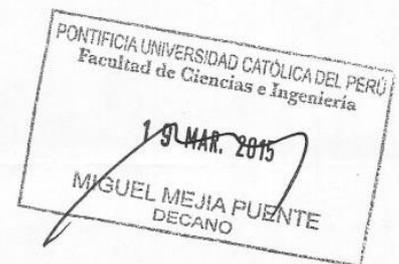
**PROPUESTO POR** : Mg. Estela Assureira

**ASESOR** : Mg. Estela Assureira

**TESISTA** : Jordán Israel Milla Arellano

**CÓDIGO** : 2009.5787

**FECHA** : 12 de marzo del 2015



**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

El Laboratorio de Energía de la sección de Ing. Mecánica cuenta con un banco de ensayo para el estudio experimental de la turbina de acción tipo Pelton que se utiliza en la realización de las prácticas de laboratorio de curso de Turbomáquinas y Máquinas de Desplazamiento Positivo.

El instrumental con el cual cuenta el banco permite la realización de los pruebas bajo salto y caudal constantes y velocidad de rotación variable y así como el ensayo bajo salto y velocidad de rotación ambos constantes y caudal variable.

Para las actividades de formación en el campo de las turbinas hidráulicas, sería de gran utilidad poder contar con banco de ensayos para el estudio de turbinas Michel Banki, Francis y Kaplan bajo diferentes condiciones de carga, velocidad y caudal.

En este contexto se propone como trabajo el diseño de una turbina Michel Banki que pudiera ser implementado en el actual banco de ensayo, aprovechando el instrumental actualmente disponible, así como el canal de agua.

El trabajo propuesto comprenderá: la evaluación del actual banco de ensayo con miras a implementar un rotor Michel Banki, el diseño del rotor, inyector y elementos de acople, la selección de la bomba que simule el recurso (flujo requerido y presión), la propuesta de ensayos a realizar y los planos y costos correspondientes.






PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DE UNA TURBINA MICHEL BANKI PARA SU IMPLEMENTACIÓN  
EN EL BANCO DE  
ENSAYOS DE TURBINAS DEL LABORATORIO DE ENERGÍA

Introducción

1. Fundamentos teóricos de la turbina Michel Banki
2. Evaluación del banco de ensayo del Laboratorio de Energía
3. Diseño hidráulico y mecánico de la turbina
4. Implementación del banco de ensayo
5. Costos

Planos

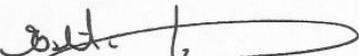
Recomendaciones

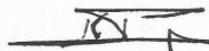
Conclusiones

Bibliografía

Anexos

*Máximo: 100 páginas*

  
Mg. Estela Assureira E.  
Asesora





## DEDICATORIA



A Dios, mi proveedor (su gracia es suficiente para mí). A papá, mi ejemplo; a mamá, mi cariño; y a mi hermano, mi alegría.

## AGRADECIMIENTOS

A Dios, por permitirme estudiar la carrera que me ha apasionado. A mis padres y hermano, por su apoyo incondicional para cumplir esta meta tan importante en mi vida. A mi profesora Estela Assureira, quien siempre alargó mis objetivos para esforzarme y lograr un buen trabajo. A mis amigos de la facultad, de quienes siempre recibí su apoyo para culminar esta tarea. A mis hermanos en Cristo, quienes me animaron y oraron por mí a pesar de las dificultades.



## ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN .....	i
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTOS .....	v
ÍNDICE DE TABLAS .....	viii
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES .....	x
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xii
INTRODUCCIÓN .....	1
CAPÍTULO 1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LA TURBINA MICHELL BANKI .....	3
1.1 Conceptos previos.....	3
1.2 Análisis hidráulico en el rotor Michell Banki .....	6
1.3 Parámetros básicos del rotor .....	13
CAPÍTULO 2 EVALUACIÓN DEL BANCO DE ENSAYO DEL LABORATORIO DE ENERGÍA.....	19
2.1 Banco de ensayo actual con Turbina Pelton.....	19
2.2 Análisis de uso del banco de ensayo actual .....	31
2.3 Dimensiones del rotor: Selección final .....	51
CAPÍTULO 3 DISEÑO HIDRÁULICO Y MECÁNICO DE LA TURBINA .....	54
3.1. Diseño del rotor .....	54
3.2. Diseño del eje.....	70
3.3. Diseño del inyector .....	74
3.3. Diseño de pieza de transición.....	79
3.3. Diseño de tubería rectangular.....	80
CAPÍTULO 4 IMPLEMENTACIÓN DEL BANCO DE ENSAYO.....	85
4.1 Sistema de bombeo.....	85
4.2 Componentes del nuevo banco de ensayo .....	90
4.3. Propuesta de ensayos .....	92

CAPÍTULO 5 COSTOS .....	93
5.1. Costos de Implementación .....	93
5.2. Costos de Diseño .....	95
5.3. Costo Total .....	95
CONCLUSIONES .....	96
RECOMENDACIONES .....	97
BIBLIOGRAFÍA .....	98
PLANOS	
ANEXOS	



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1-Velocidad absoluta y componentes al ingreso de la primera etapa.....	13
Tabla 2. 1-Datos nominales de la bomba [2. 1] .....	21
Tabla 2. 2-Datos nominales del motor .....	21
Tabla 2. 3-Datos nominales del variador .....	23
Tabla 2. 4-Datos nominales de la turbina Pelton [2. 3] .....	24
Tabla 2. 5-Resultados para $S_n = 15,7$ m y $Q = 2,78$ l/s a diferentes rpm .....	27
Tabla 2. 6-Resultados para $S_n = 152$ m y $N/N_e = 60\%$ a diferentes caudales .....	30
Tabla 2. 7-Parámetros nominales y dimensiones del rotor en la Alternativa N°1 .....	38
Tabla 2. 8-Parámetros de operación de los componentes del banco .....	39
Tabla 2. 9-Parámetros nominales y dimensiones del rotor en la Alternativa N°2 .....	44
Tabla 2. 10-Parámetros de operación de los componentes del banco.....	45
Tabla 2. 11-Puntaje de valoración técnica.....	49
Tabla 2. 12- Puntaje de valoración económica .....	50
Tabla 2. 13-Parámetros de operación y dimensiones finales del rotor Michell Banki ...	52
Tabla 3. 1-Especificación de tuberías inoxidables [3. 4] .....	58
Tabla 3. 2-Resultados de la verificación por fluencia.....	64
Tabla 3. 3-Resultados de la verificación por soldadura .....	67
Tabla 3. 4-Resultados de verificación por soldadura entre cubo y disco lateral .....	69
Tabla 3. 5-Resultados de verificación a la fluencia del eje.....	74
Tabla 3. 6-Chavetas seleccionadas.....	74
Tabla 3. 7-Resultados de la verificación por fluencia del inyector.....	79
Tabla 3. 8-Resultados de verificación por soldadura en la tubería rectangular .....	82
Tabla 4. 1-Altura manométrica requerida del sistema.....	87
Tabla 4. 2-Datos nominales de la bomba .....	90
Tabla 4. 3-Datos nominales del motor .....	91
Tabla 4. 4-Datos nominales de la turbina Michell Banki .....	91
Tabla 5. 1-Costo de materia prima y componentes mecánicos.....	93
Tabla 5. 2-Listado de piezas a fabricar según planos de diseño.....	94
Tabla 5. 3-Costos horarios de operación.....	94

Tabla 5. 4-Costo de fabricación e instalación .....	95
Tabla 5. 5-Costo de diseño .....	95
Tabla 5. 6-Costo final del proyecto .....	95



## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1. 1-Componentes de una turbina OSSBERGER (Michel Banki) [1. 1].....	4
Figura 1. 2-Diagrama de selección de tipos de turbinas [1. 2] .....	5
Figura 1. 3-Rendimiento de una turbina OSSBERGER [1. 3].....	6
Figura 1. 4-Resultados de una simulación de la trayectoria del fluido [1. 4].....	7
Figura 1. 5-Trayectoria del agua a través del rotor [1. 6] .....	8
Figura 1. 6-Variación de triángulos de velocidades por etapa [1. 7].....	10
Figura 1. 7-Triángulos de velocidades de la turbina Michell Banki [1. 8].....	11
Figura 1. 8-Principales dimensiones del rotor Michell Banki .....	14
Figura 2. 1-Banco de Ensayo de turbina Pelton (PUCP) .....	19
Figura 2. 2-Eschema del banco de ensayo para la turbina Pelton (PUCP).....	20
Figura 2. 3- Electrobomba: Bomba centrífuga con motor DC.....	21
Figura 2. 4-Curva de la bomba centrífuga [2. 2] .....	22
Figura 2. 5- Variador de velocidad .....	23
Figura 2. 6-Freno mecánico Prony .....	23
Figura 2. 7-Válvulas de compuerta instaladas.....	24
Figura 2. 8-Rotor y Turbina Pelton .....	24
Figura 2. 9-Canal con vertedero triangular y tubo piezométrico .....	25
Figura 2. 10-Medidor de fuerza tipo fuelle .....	25
Figura 2. 11-Manómetro de Bourdon en la tubería de ingreso.....	26
Figura 2. 12-Tacómetro digital.....	26
Figura 2. 13-Eschema a simple línea del banco para el cálculo del salto neto ( $S_n$ ) .....	28
Figura 2. 14-Resultados experimentales del primer tipo de ensayo.....	29
Figura 2. 15- Resultados experimentales del segundo tipo de ensayo .....	31
Figura 2. 16-Eschema del banco para evaluar acople de la turbina Michell Banki .....	35
Figura 2. 17-Tendencia del diámetro exterior y ancho de rotor.....	36
Figura 2. 18-Tendencia de la velocidad específica .....	37
Figura 2. 19-Tendencia de la fuerza máxima y presión 1 .....	38
Figura 2. 20-Aumento de caudal en Alternativa de acople N°2.....	40
Figura 2. 21-Tendencia del caudal .....	42
Figura 2. 22-Tendencia del salto bruto .....	43
Figura 2. 23-Tendencia de la presión 1 y fuerza máxima .....	43
Figura 2. 24-Análisis del uso de electrobomba en la Alternativa de acople N°2.....	47

Figura 2. 25-Resultados de Evaluación Técnico-Económico: Alternativas N°1 y N°2 ..51	
Figura 3. 1-Principales dimensiones del rotor.....	54
Figura 3. 2-Geometría del álabe [3. 2].....	55
Figura 3. 3-Tipo de unión entre disco lateral y álabe .....	61
Figura 3. 4-Diagrama de fuerzas y momentos sobre el álabe [3. 12].....	62
Figura 3. 5-Esquema de unión soldada .....	65
Figura 3. 6-Fuerza normal de tracción sobre la soldadura.....	66
Figura 3. 7-Fuerzas y momentos en la sección de soldadura.....	68
Figura 3. 8-Esquema de eje en voladizo .....	70
Figura 3. 9-Diagrama de fuerzas del eje.....	71
Figura 3. 10-Diagrama de fuerzas y momentos con rotor bloqueado .....	72
Figura 3. 11-Fuerzas y momentos estáticos en la sección crítica .....	73
Figura 3. 12-Geometría del inyector [3. 20] .....	75
Figura 3. 13-Análisis de fuerzas y momentos en la cara inferior del inyector.....	77
Figura 3. 14-Presión total en el ingreso del inyector .....	78
Figura 3. 15-Pieza de transición .....	80
Figura 3. 16-Equivalencias de diagramas.....	81
Figura 3. 17-Cordón de soldadura en el análisis .....	82
Figura 4. 1-Esquema del banco modificado para selección de electrobomba.....	86
Figura 4. 2-Espacio disponible para instalación de la nueva electrobomba .....	86
Figura 4. 3-Curva de los sistemas y electrobomba B1. 1/2 X 2 1.9T .....	88
Figura 4. 4-Canalización del flujo hacia el rotor .....	89
Figura 4. 5-Acople directo de electrobomba hacia el tanque .....	90
Figura 4. 6-Rotor Michell Banki .....	91

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a$ :	Longitud de garganta en el cordón de soldadura
$\vec{A}$ :	Área de la superficie de control ( $mm^2$ )
$A_a$ :	Área transversal del álabe ( $mm^2$ )
$A_p$ :	Cuerda del álabe ( $mm$ )
$A_s$ :	Área de tracción en el álabe ( $mm^2$ )
$B_i$ :	Ancho del inyector ( $mm$ )
$B_r$ :	Ancho del rotor ( $mm$ )
$c$ :	Distancia a la vena superior desde el centro de gravedad de la sección ( $mm$ )
$C_v$ :	Coefficiente de velocidad del inyector
$C_f$ :	Coefficiente de velocidad relativa
$C_g$ :	Centro de gravedad ( $mm$ )
$C_t$ :	Constante de ley de torbellino potencial
$dV$ :	Diferencial del volumen de control ( $m^3$ )
$d_{c_{m\acute{a}x}}$ :	Diámetro exterior máximo del cubo en el rotor ( $mm$ )
$d_{e_c}$ :	Distancia hacia el centro de la soldadura ( $mm$ )
$d_{e_{je}}$ :	Diámetro del eje ( $mm$ )
$D_H$ :	Diámetro hidráulico ( $mm$ )
$D_e$ :	Diámetro exterior del rotor ( $mm$ )
$D_i$ :	Diámetro interior del rotor ( $mm$ )
$D_m$ :	Diámetro medio del rotor ( $mm$ )
$D_t$ :	Diámetro de tubería ( $mm$ )
$e$ :	Espesor de álabe ( $mm$ )
$e_s$ :	Espesor de soldadura ( $mm$ )
$E$ :	Módulo de elasticidad del material ( $N/mm^2$ )
$f$ :	Frecuencia nominal del motor ( $Hz$ )
$F$ :	Fuerza en el eje de la turbina ( $N$ )
$FS$ :	Facto de seguridad
$FS_R$ :	Factor de seguridad recomendado
$F_{t_{polea}}$ :	Fuerza tangencial en la polea ( $N$ )
$F_{t_{rotor}}$ :	Fuerza tangencial en el rotor ( $N$ )
$F_h$ :	Fuerza hidrostática ( $N$ )

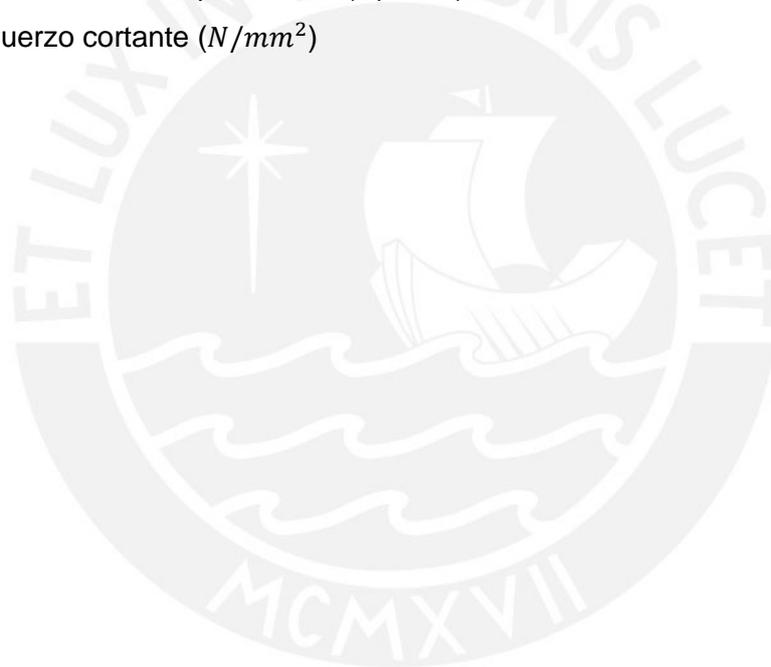
$F_{ch}$ :	Fuerza del chorro ( $N$ )
$F_{m\acute{a}x}$ :	Fuerza máxima en el eje de la turbina ( $N$ )
$F_n$ :	Fuerza normal del agua ( $N$ )
$F_s$ :	Fuerza de tracción en el álabe ( $N$ )
$F_x$ :	Reacción de la tubería rectangular en el eje x ( $N$ )
$F_y$ :	Reacción de la tubería rectangular en el eje y ( $N$ )
$h_{wT}$ :	Pérdidas totales ( $mm$ )
$h_{wacc}$ :	Pérdidas en los accesorios ( $mm$ )
$h_{wtub}$ :	Pérdidas en la tubería ( $mm$ )
$H_h$ :	Altura homóloga ( $m$ )
$H_e$ :	Trabajo específico de Euler ( $J/kg$ )
$I_x$ :	Momento de inercia de la sección, respecto al plano x ( $mm^4$ )
$k_1$ :	Coefficiente de corrección de ancho efectivo
$k_o$ :	Arco de admisión correspondiente a $\theta_a$ (%)
$k_t$ :	Coefficiente de accesorio
$K_h$ :	Coefficiente de altura homóloga
$L_a$ :	Arco de admisión ( $mm$ )
$L_t$ :	Longitud de tubería ( $m$ )
$M_o$ :	Momentos externos actuantes en el sistema ( $N.m$ )
$N$ :	Velocidad de giro del rotor ( $rpm$ )
$N_{20\%}$ :	Velocidad rotacional a 20% de la velocidad de embalamiento ( $rpm$ )
$N_M$ :	Velocidad nominal del motor ( $rpm$ )
$N_e$ :	Velocidad de embalamiento ( $rpm$ )
$N_{lm}$ :	Velocidad límite de la bomba ( $rpm$ )
$N_s$ :	Velocidad específica
$Q$ :	Caudal ( $l/s$ )
$Q_{m\acute{a}x}$ :	Caudal máximo de la turbina ( $m^3/s$ )
$p$ :	Número de polos del motor
$p_1$ :	Presión en la tubería anterior al inyector ( $KPa$ )
$P$ :	Potencia en el eje desarrollada por la turbina ( $W$ )
$r$ :	Radio del diámetro interior ( $mm$ )
$\vec{r}$ :	Vector posición ( $mm$ )
$r$ :	Radio del volumen de control ( $m$ )

$R$ :	Radio del diámetro exterior ( $mm$ )
$R_a$ :	Radio de curvatura del álabe ( $mm$ )
$R_a$ :	Radio de álabe ( $mm$ )
$S_0$ :	Altura de garganta en el inyector ( $mm$ )
$S_b$ :	Salto bruto ( $m$ )
$S_{máx}$ :	Máxima altura de garganta en el inyector ( $mm$ )
$S_n$ :	Salto neto ( $m$ )
$t_i$ :	Espesor de la cara inferior del inyector ( $mm$ )
$T$ :	Torque aplicado al rotor ( $N.m$ )
$T_{agua}$ :	Temperatura del agua ( $^{\circ}C$ )
$U_1$ :	Velocidad tangencial ( $m/s$ )
$\vec{V}$ :	Vector velocidad ( $m/s$ )
$V_1$ :	Velocidad absoluta ( $m/s$ )
$V_t$ :	Velocidad en la tubería ( $m/s$ )
$W_1$ :	Velocidad relativa ( $m/s$ )
$y_{máx}$ :	Deflexión máxima ( $mm$ )
$z_p$ :	Paso entre álabes
$z$ :	Número de álabes
$Z$ :	Altura geométrica ( $m$ )
$\Delta V_n$ :	Variación de componentes de velocidad a lo largo del álabe en dirección normal ( $m/s$ )

### Símbolos griegos

$\alpha$ :	Ángulo absoluto del fluido ( $^{\circ}$ )
$\beta$ :	Ángulo relativo del fluido ( $^{\circ}$ )
$\eta_v$ :	Eficiencia volumétrica (%)
$\eta_t$ :	Eficiencia total (%)
$\eta_m$ :	Eficiencia mecánica (%)
$\eta_h$ :	Eficiencia hidráulica (%)
$\eta_{20\%}$ :	Eficiencia de la turbina correspondiente a $N_{20\%}$ (%)
$\theta_s$ :	Ángulo de salida del fluido en el rotor ( $^{\circ}$ )
$\theta_i$ :	Ángulo de ingreso del fluido en el rotor ( $^{\circ}$ )
$\theta_e$ :	Arco de expulsión del fluido en el rotor ( $^{\circ}$ )

- $\theta_a$ : Arco de admisión del fluido en el rotor ( $^\circ$ )
- $v_1$ : Factor de forma de la unión
- $v_2$ : Factor de calidad
- $\rho$ : Densidad del agua ( $kg/m^3$ )
- $\sigma_{pul}^t$ : Esfuerzo pulsante ( $N/mm^2$ )
- $\sigma_f$ : Esfuerzo normal por flexión ( $N/mm^2$ )
- $\sigma_{eq}$ : Esfuerzo equivalente en el cordón de soldadura ( $N/mm^2$ )
- $\sigma_F$ : Esfuerzo de fluencia del material seleccionado ( $N/mm^2$ )
- $\tau_\theta$ : Curva envolvente del inyector ( $N/mm^2$ )
- $\tau_t$ : Esfuerzo cortante por torsión ( $N/mm^2$ )
- $\tau_c$ : Esfuerzo cortante ( $N/mm^2$ )



## INTRODUCCIÓN

La turbina Michell Banki, también conocida como turbina de flujo transversal, es una máquina hidráulica de acción y de doble efecto, en donde la energía del agua es transferida al rotor en dos etapas.

La turbina de flujo transversal se utiliza principalmente en pequeños aprovechamientos hidroeléctricos para generación AC o DC y es que, el ser de sencillo diseño, fácil construcción y muy poco mantenimiento, son ventajas atractivas en el balance económico de estas máquinas a pequeña escala. Sin embargo, esto no impide que la turbina se utilice en grandes instalaciones, ya que existen actualmente turbinas Michell Banki de hasta 6 MW.<sup>1</sup>

El Laboratorio de Energía de la sección de Ing. Mecánica cuenta con un banco de ensayo para el estudio experimental de la turbina de acción Pelton. No obstante, la diversidad de turbinas hidráulicas incentiva a conocer el comportamiento de otras, a fin de evaluar sus ventajas con miras a la explotación de recursos hídricos en el país.

De este modo, la propuesta complementa el estudio de diferentes turbinas en el laboratorio con el diseño de una Michell Banki y así poder realizar ensayos para la obtención de sus curvas características de funcionamiento. Por otro lado, el banco de ensayo deberá ser versátil para poder usar las turbinas Michell Banki y Pelton en sus correspondiente ensayos, aun si el banco requiera algunas modificaciones.

Por consiguiente, como primer paso, se evaluó las características del banco de ensayo en el cual se montará la turbina a diseñar; a partir de sus parámetros de operación, dimensiones e instrumentación. Además, se realizó los cálculos de diseño hidráulico y mecánico para el dimensionamiento y selección de los componentes de la turbina. Por último, se elaboró una propuesta de guía de operación en donde se definió los ensayos a realizar y la instrumentación requerida para llevar a cabo la experiencia.

Por lo antes mencionado, en la presente tesis se propone, como objetivo general, el diseño de una turbina Michell Banki para el banco de ensayo actual del Laboratorio de

---

<sup>1</sup> ZULOETA, Rosa (2012). *“Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW”* p.21.

Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú. De esta manera, se contribuirá con el aprendizaje experimental en el estudio del comportamiento de turbinas de generación.

En adición, como objetivos específicos, se plantea los siguientes:

- Evaluar las características del banco de ensayo de la turbina Pelton.
- Definir los nuevos parámetros de operación.
- Diseñar el rotor, inyector, pieza de transición y demás componentes.
- Elaborar una propuesta de guía de operación de los ensayos a realizar
- Desarrollar los planos de ensamble y despiece.
- Estimar los costos del equipo.

El desarrollo de la tesis seguirá la siguiente secuencia propuesta:

En el capítulo 1 se presentará a la turbina Michell Banki como la alternativa de implementación en el banco de ensayo. En donde se estudiará a la tal desde su clasificación en el campo de las turbomáquinas hasta los parámetros básicos del rotor.

En el capítulo 2 se examinará las características del banco de ensayo actual del laboratorio de energía. Esto comprende conocer los ensayos que se realizan en él, los parámetros de operación y los equipos con los que cuenta, a fin de analizar el uso del banco de ensayo para el acople de la nueva turbina.

En el capítulo 3 se realizará el diseño hidráulico y mecánico de la turbina, que comprende el dimensionamiento del rotor, inyector, pieza de transición y demás componentes necesarios para el funcionamiento de la turbina.

En el capítulo 4 se presentará la adaptación del banco de ensayo como necesidad de acoplar la turbina Michell Banki. Esta adaptación comprende quitar e incluir nuevos accesorios sin perjudicar el desarrollo de los ensayos.

Por último, en el capítulo 5 se estimarán los costos del equipo. Estos abarcan los costos de materiales, manufactura, instalación y diseño.

Además, la tesis contará con los planos de diseño de la turbina. Asimismo, se adjuntará los correspondientes anexos para una clara visión de la propuesta realizada.

## CAPÍTULO 1

### FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LA TURBINA MICHELL BANKI

El presente capítulo comprende conocer los alcances teóricos de la turbina Michell Banki, desde su clasificación hasta el análisis de transferencia de energía en el rotor. Además, conocer cuáles son los parámetros básicos del rotor.

#### 1.1 Conceptos previos

El ingeniero australiano A.G.M. Michell obtuvo la patente de la turbina Michell Banki en el año 1903, tras basarse en la teoría de Poncelet, ingeniero francés (1788-1867) quien desarrolló la clásica rueda hidráulica horizontal. Posteriormente, Donat Banki, profesor húngaro en la ex Alemania Occidental, realizó un trabajo extensivo sobre esta turbina entre 1912 y 1918, dando inicio a formulaciones para el cálculo de ángulo de entrada y salida al rotor, ancho del mismo, forma del flujo, etc.

La turbina Banki es clasificada como una máquina de acción o impulso, debido a que la energía potencial del flujo se transforma en energía cinética íntegramente en órganos fijos anteriores al rotor (en este caso inyector). Por ende, la presión del flujo a la entrada y a la salida del mismo no cambia. Además, según la dirección del flujo al ingreso del rotor, esta máquina es clasificada como una turbina de flujo transversal en donde el desplazamiento del flujo en el rotor es perpendicular al eje; y en consecuencia, no tiene componente axial. Por otro lado, la energía transferida del agua al rotor se da en dos etapas, por lo que esta máquina también recibe el nombre de turbina de doble efecto. La primera etapa entrega un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y la segunda alrededor del 30% restante.

### 1.1.1 Principales partes de la turbina Banki

A continuación se describen las principales partes de la turbina Michel Banki (ver Figura 1. 1).

- Inyector: Componente encargado de guiar el flujo hacia el rotor a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes del mismo. El inyector junto con el rotor determinan la eficiencia de la turbina.
- Rotor: Componente montado en el eje que recibe la energía transferida del fluido. El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular.
- Eje: Elemento mecánico encargado de transmitir la potencia mecánica al generador.
- Carcasa: Componente de soporte que cubre las partes internas de la turbina.
- Canal de descarga: Ducto por donde el agua desemboca luego de pasar por el rotor.

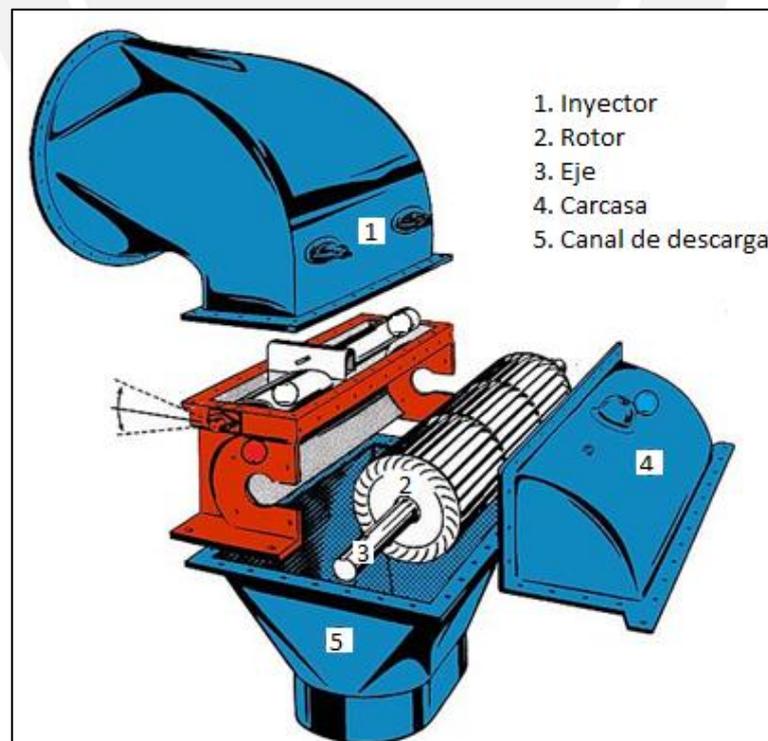


Figura 1. 1-Componentes de una turbina OSSBERGER (Michel Banki) [1. 1]

### 1.1.2 Comparación de turbinas hidráulicas

La selección de turbinas hidráulicas está determinada por los parámetros de salto neto, caudal y potencia. Para la turbina Banki (ver Figura 1. 2), el salto varía de 3 m a 200 m y el caudal de valores mínimos a  $9 \text{ m}^3/\text{s}$ ; además, cubre la zona de trabajo desde potencias mínimas hasta los 1000 kW.

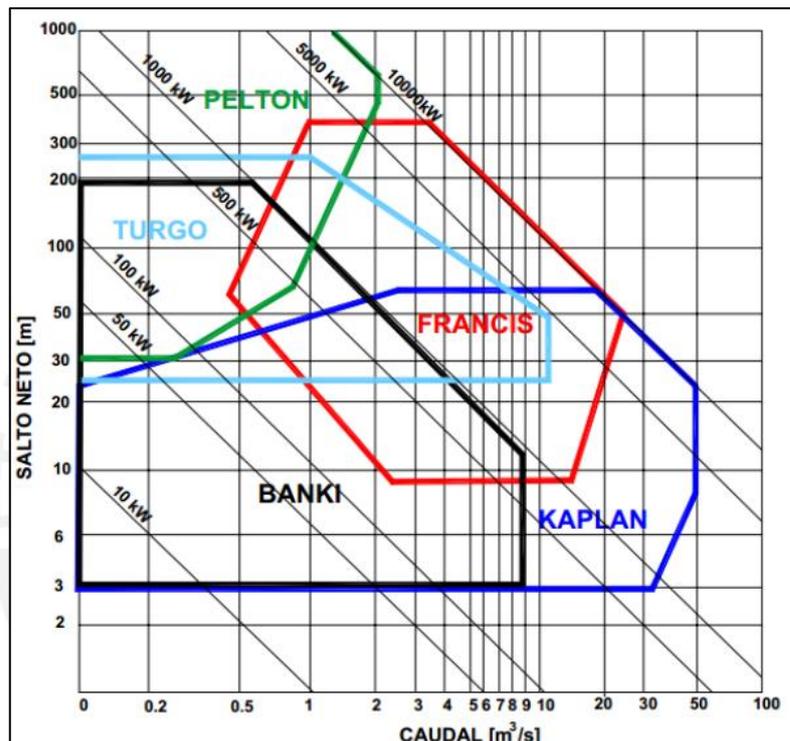


Figura 1. 2-Diagrama de selección de tipos de turbinas [1. 2]

Es así que, según las ventajas de estabilidad, buena eficiencia a cargas parciales, fácil construcción, poco mantenimiento y bajo costo, más la que se puede inferir de la operación a bajo salto y caudal, se concluye que la elección de una turbina Michell Banki sería muy conveniente como investigación para la aplicación de proyectos de electrificación rural en el país.

Por otro lado, en términos de eficiencia, otra característica atractiva de estas máquinas frente a las demás es la tendencia aplanada de su curva de rendimiento a cargas parciales. Esta ventaja se logra con un diseño de la turbina a admisión parcial. El rotor se divide en 3 partes iguales, en donde la admisión del agua se puede dar por 1/3, 2/3 o la totalidad del rotor.

Este tipo de diseño por admisión es actualmente desarrollado por la empresa OSSBERGER. En la Figura 1. 3 se puede observar el alcance de curvas de eficiencia por parte de esta empresa y la comparación que hacen con el rendimiento de la turbina Francis.

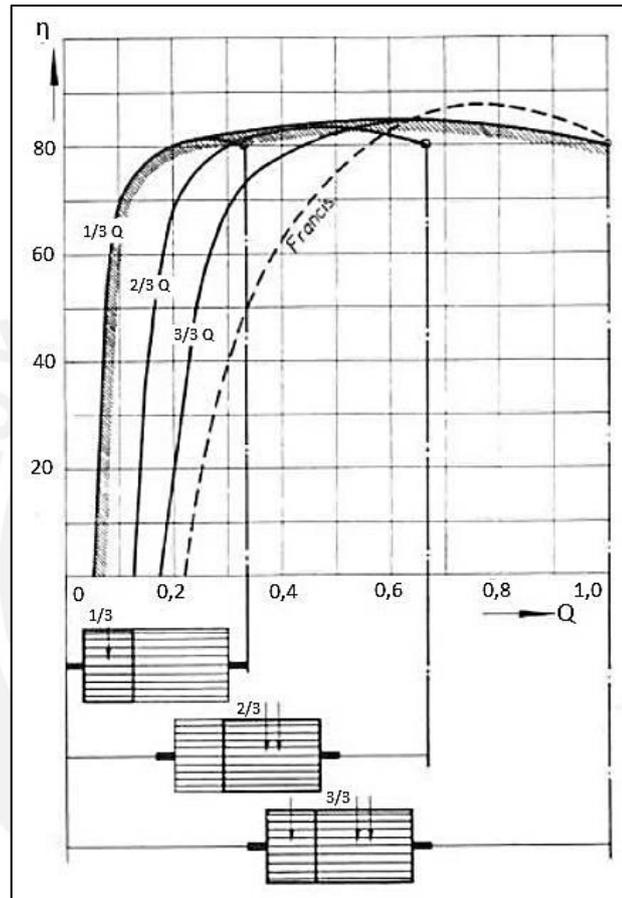


Figura 1. 3-Rendimiento de una turbina OSSBERGER [1. 3]

La turbina Francis tiene un mayor punto de eficiencia a mayor caudal; sin embargo, la turbina Michell Banki alcanza su mejor rendimiento a menores caudales y este tiende a un valor constante a cargas parciales.

## 1.2 Análisis hidráulico en el rotor Michell Banki

A continuación, se analizará el intercambio de energía al rotor producto de la colisión del fluido y los álabes.

### 1.2.1 Trayectoria absoluta del agua en el interior del rotor

En primer lugar, es de suma importancia analizar el fenómeno del recorrido del agua al ingresar al rotor pues es necesario asegurar la trayectoria libre del flujo con el fin de evitar pérdidas considerables producto del impacto con la unión al eje que contiene al rotor. Como resultado se obtendrá el diámetro máximo del eje, el cual será calculado posteriormente.

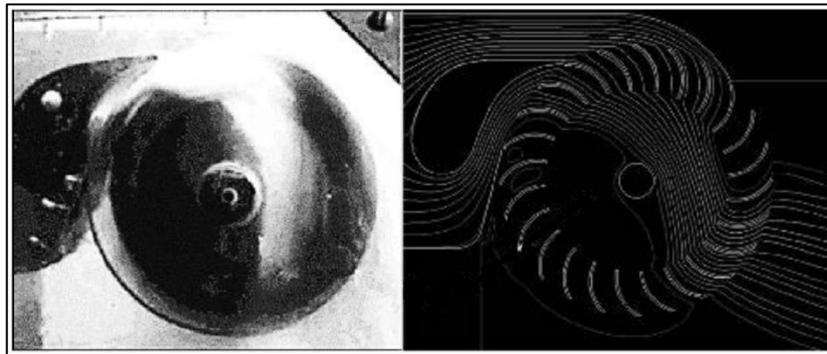


Figura 1. 4-Resultados de una simulación de la trayectoria del fluido [1. 4]

Este análisis conlleva a conocer los ángulos de ingreso y salida ( $\theta_i$  y  $\theta_s$ ), y los arcos de admisión y expulsión ( $\theta_a$  y  $\theta_e$ ), los cuales se identifican en la Figura 1. 5.

El agua realiza su ingreso y salida en la primera etapa a través del ángulo  $\theta_i$ , para luego mantener una trayectoria rectilínea [1. 5] hasta el ingreso y salida de la segunda etapa mediante el ángulo  $\theta_s$ .

Las trayectorias descritas por los puntos AB y CD muestran el recorrido límite del flujo de agua para los arcos de admisión y expulsión. El primer arco acoge los chorros de agua de ingreso en la primera etapa, mientras que el segundo, a los chorros de salida en la segunda etapa.

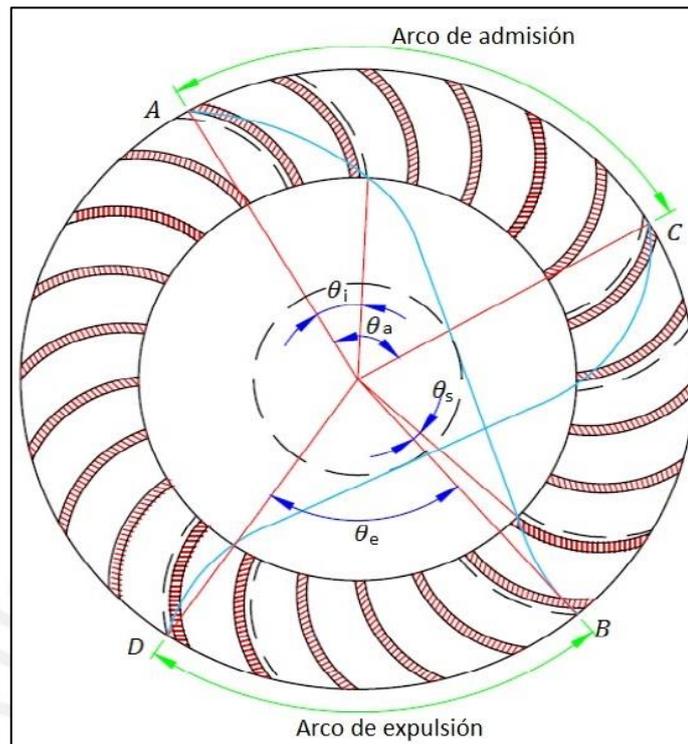


Figura 1. 5-Trayectoria del agua a través del rotor [1. 6]

### 1.2.2 Transferencia de energía

El proceso de transferencia de energía entre el fluido y el rotor de la turbina Michell Banki rige la siguiente ecuación [1. 7]:

$$\sum M_o = \frac{d}{dt} \iiint (\vec{r} \times \vec{V}) \rho dV + \oint (\vec{r} \times \vec{V}) (\vec{V} \cdot \vec{dA}) \quad (\text{Ec. 1. 1})$$

Donde:

$M_o$  : Momentos externos actuantes en el sistema ( $N \cdot m$ )

$\vec{r}$  : Vector posición ( $m$ )

$\vec{V}$  : Vector velocidad ( $m/s$ )

$\rho$  : Densidad del agua ( $kg/m^3$ )

$dV$  : Diferencial del volumen de control ( $m^3$ )

$\vec{A}$  : Área de la superficie de control ( $m^2$ )

Esta ecuación que analiza el comportamiento del fluido en un volumen de control recibe el nombre de Ecuación de Momento de la Cantidad de Movimiento y al resolverla se obtiene la siguiente expresión:

$$T = \rho Q(r_1 V_{1u} - r_2 V_{2u}) \quad (\text{Ec. 1. 2})$$

Donde:

$T$  : Torque aplicado al rotor ( $N.m$ )

$Q$  : Caudal ( $m^3/s$ )

$r_1$  y  $r_2$  : Radios de entrada y salida del volumen de control ( $m$ )

$V_{1u}$  y  $V_{2u}$ : Velocidad de entrada y salida en la dirección tangencial ( $m/s^2$ )

La potencia suministrada se obtiene al multiplicar el torque por la velocidad angular del rotor. Para evaluar la transferencia de energía parcial (por etapa) y total en el rotor se define la siguiente expresión:

$$H_{e1} = U_{1u} V_{1u} - U_{2u} V_{2u} \quad (\text{Ec. 1. 3})$$

$$H_{e2} = U_{3u} V_{3u} - U_{4u} V_{4u} \quad (\text{Ec. 1. 4})$$

Donde:

$H_{e1}$  y  $H_{e2}$  : Trabajo específico de Euler para la primera y segunda etapa

$U_{iu}$  : Velocidad tangencial en la entrada o salida por etapa

Así, la transferencia total de energía en el rotor se calcula de la siguiente manera:

$$H_e = U_{1u} V_{1u} - U_{4u} V_{4u} \quad (\text{Ec. 1. 5})$$

### 1.2.3 Diagrama de velocidades

Como se indicó anteriormente, la turbina Michell Banki recibe el nombre de turbina de doble efecto al transmitir la energía del fluido al rotor en dos etapas. En la primera, luego de ingresar al rotor, el flujo cambia de sentido antes de volver a cruzar al rotor en la segunda etapa (ver Figura 1. 6).

La importancia de este efecto se analiza a través del estudio del diagrama de velocidades (ver Figura 1. 7). Este estudio da como resultado evaluar la energía

transferida parcial y total, además de determinar las velocidades que interactúan para el diseño del rotor, inyector y demás componentes.

El rotor está girando a la velocidad angular  $\omega$ , por ende sus álabes tienen en los puntos de entrada la velocidad tangencial  $U_1$ . De este modo, el álabe recibe el flujo a velocidad relativa  $w_1$ .

$$\bar{V}_1 = \bar{W}_1 + \bar{U}_1 \quad (\text{Ingreso}) \quad (\text{Ec. 1. 6})$$

De igual forma, a la salida de la primera etapa del álabe se tiene:

$$\bar{V}_2 = \bar{W}_2 + \bar{U}_2 \quad (\text{Interior}) \quad (\text{Ec. 1. 7})$$

Esto quiere decir que a la entrada existe un triángulo de velocidades, cuyos lados son  $V_1, U_1$  y  $W_1$ ; y en el recorrido del flujo por el rotor, dicho triángulo va cambiando de forma, resultando al final el de salida, de lados  $V_2, U_2$  y  $W_2$ . Para la segunda etapa, se aplica el mismo criterio.

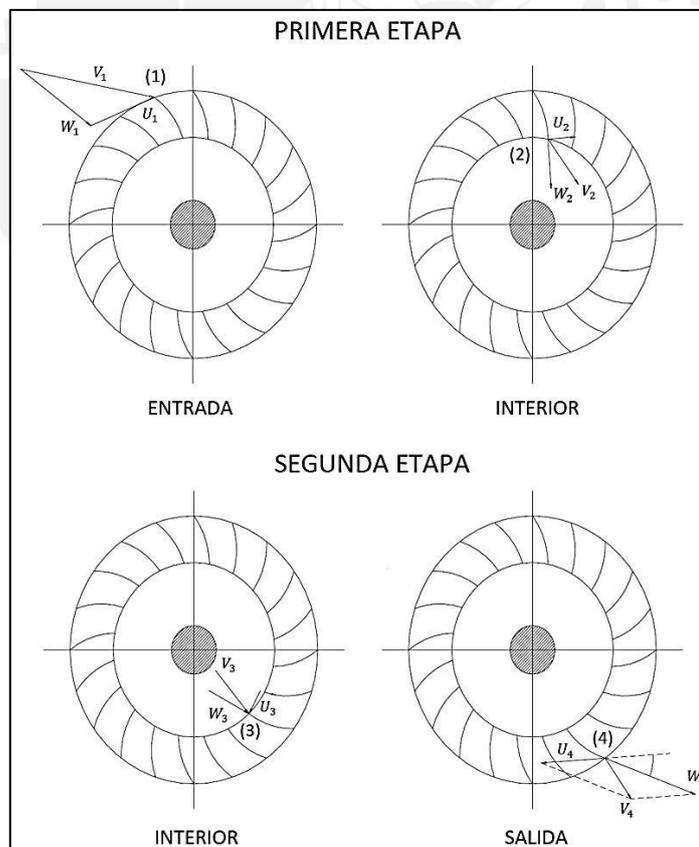


Figura 1. 6-Variación de triángulos de velocidades por etapa [1. 8]

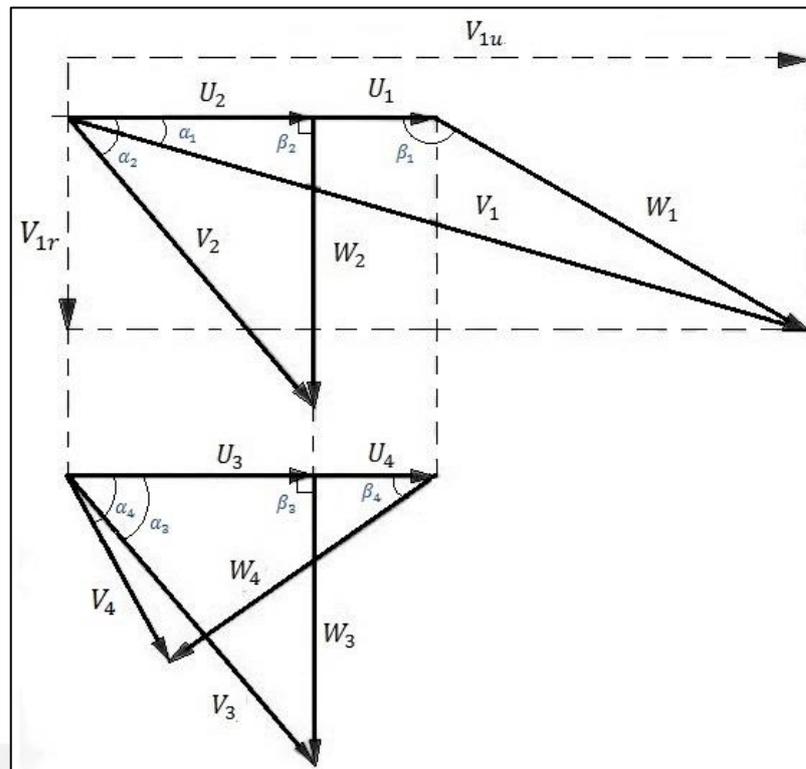


Figura 1. 7-Triángulos de velocidades de la turbina Michell Banki [1. 9]

El flujo de agua que ingresa al rotor posee la siguiente velocidad absoluta:

$$V_1 = C_v * \sqrt{2g * S_n} \quad (\text{Ec. 1. 8})$$

Donde el coeficiente de velocidad  $C_v$  del inyector varía entre 0,95 a 0,98. Según valores determinados de forma experimental se utilizará un  $C_v$  igual a 0,967 [1. 10].

Cuando el flujo de agua contacta al rotor,  $V_1$  adquiere las componentes  $U_1$  y  $W_1$  (Ec. 1. 6). Al aplicar ley de cosenos a este primer triángulo de velocidad se obtiene la siguiente expresión de la velocidad relativa  $W_1$ :

$$W_1^2 = V_1^2 + U_1^2 - 2 * V_1 * U_1 * \cos \alpha_1 \quad (\text{Ec. 1. 9})$$

La condición para lograr la máxima eficiencia energética depende de la velocidad tangencial óptima de la turbina, la cual es función de la velocidad absoluta del fluido y el ángulo  $\alpha_1$  de ingreso:

$$U_1 = \frac{V_1 \cos \alpha_1}{2} \quad (\text{Ec. 1. 10})$$

Así, la condición descrita reduce la expresión de  $W_1$ :

$$W_1^2 = V_1^2 * \left(1 - \frac{3 * \cos^2 \alpha_1}{4}\right) \quad (\text{Ec. 1. 11})$$

Continuando con el análisis al primer triángulo de velocidades, la velocidad absoluta de ingreso en la dirección radial  $V_{1r}$  proporciona la siguiente igualdad:

$$V_1 \sin \alpha_1 = W_1 \sin(180^\circ - \beta_1) \quad (\text{Ec. 1. 12})$$

Al relacionar (Ec. 1. 10 y (Ec. 1. 12 se obtiene la siguiente expresión para  $\beta_1$ :

$$(180^\circ - \beta_1) = \sin^{-1} \left( \frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3 * \cos^2 \alpha_1}{4}}} \right) \quad (\text{Ec. 1. 13})$$

Además, aparte del coeficiente de velocidad  $C_v$  del inyector, la eficiencia hidráulica depende también del ángulo  $\alpha_1$  [1. 11]:

$$\eta_h = (C_v \cos \alpha_1)^2 \quad (\text{Ec. 1. 14})$$

Para un buen rendimiento, se observa que  $\alpha_1$  debe adoptar el menor valor posible sin llegar a  $0^\circ$ , puesto que la turbina es de tipo transversal (tiene componente radial).

Por otro lado, la velocidad residual del agua al salir del rotor debe ser la menor posible, ya que representa un porcentaje de pérdida de salto y depende además de  $\alpha_1$ . Autores recomiendan que este porcentaje de pérdida debe fluctuar entre el 5% y 8% del salto neto ( $13,4^\circ < \alpha_1 < 17^\circ$ ) [1. 12].

El ángulo  $\beta_1$  influye en el proceso de fabricación del rotor, específicamente en la construcción de los álabes. Por ende, se escogerá un ángulo  $\alpha_1$  alrededor de los  $16^\circ$  con el fin de facilitar la manufactura del álabe ( $\beta_1$  igual a  $150^\circ$ )

A continuación, se presenta la Tabla 1. 1 que muestra las componentes de las velocidades en función del salto neto  $S_n$  para la entrada de la primera etapa, pues estas son necesarias para obtener los parámetros básicos del rotor:

Tabla 1. 1-Velocidad absoluta y componentes al ingreso de la primera etapa

$\alpha_1 = 16,1^\circ$ $\beta_1 = 150^\circ$	Ingreso en la primera etapa		Tangencial	Radial	Axial
Velocidad absoluta	$V_1$ $4,28 \cdot \sqrt{S_n}$	$V_{1u}$ $4,11 \cdot \sqrt{S_n}$	$V_{1r}$ $1,19 \cdot \sqrt{S_n}$	$V_{1a}$ 0	
Velocidad periférica del rotor	$U_1$ $2,06 \cdot \sqrt{S_n}$	$U_{1u}$ $4,28 \cdot \sqrt{S_n}$	$U_{1r}$ 0	$U_{1a}$ 0	
Velocidad relativa del fluido respecto al rotor	$W_1$ $2,37 \cdot \sqrt{S_n}$	$W_{1u}$ $2,05 \cdot \sqrt{S_n}$	$W_{1r}$ $1,19 \cdot \sqrt{S_n}$	$W_{1a}$ 0	

### 1.3.5 Eficiencia de la turbina

La eficiencia hidráulica se calcula según la energía entregada al rotor (Ec. 1. 5); no obstante, no toda la energía es aprovechada debido a pérdidas de fricción por la característica viscosa del fluido.

A partir de la Ecuación 1.14 y las constantes definidas en este trabajo se obtiene una eficiencia hidráulica ( $\eta_h$ ) igual a 0,867.

Sin embargo, la eficiencia total de toda turbina no solo se ve afectada por las pérdidas hidráulicas, adicional a ello existen pérdidas de otra naturaleza como las volumétricas, que son generadas por compresión y fugas del fluido, y mecánicas, por movimiento relativo entre componentes. Por ende, el cálculo de la eficiencia total de una turbina se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_t = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (\text{Ec. 1. 15})$$

Se estima que el valor de  $\eta_v$  es aproximadamente 0,95, mientras que el de  $\eta_m$  0,85 [1. 13]. Así, se obtiene una eficiente total ( $\eta_t$ ) igual a 70%.

### 1.3 Parámetros básicos del rotor

En esta sección se definirá los parámetros básicos del rotor con el fin de conocer el cálculo de sus principales dimensiones (ver Figura 1. 8), las cuales intervendrán en la evaluación del banco de ensayo en el Capítulo 2.

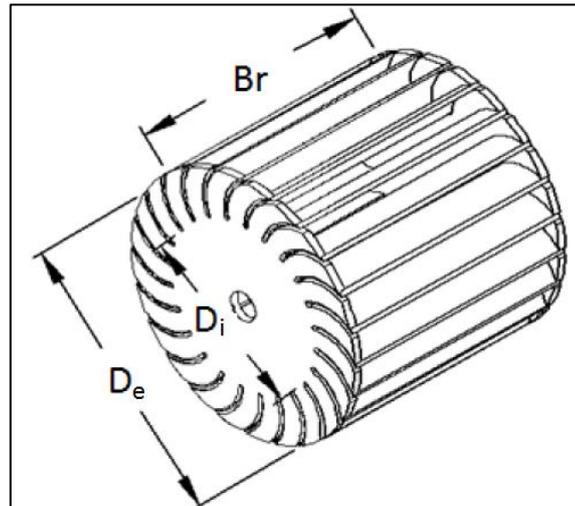


Figura 1. 8-Principales dimensiones del rotor Michell Banki

### 1.3.1 Diámetro exterior e interior del rotor

Primero, es conveniente expresar la velocidad periférica al rotor de la siguiente manera:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot N}{60} * D_e \quad (\text{Ec. 1. 16})$$

Donde:

$N$  : Velocidad de giro del rotor (*rpm*)

$D_e$  : Diámetro exterior del rotor (*m*)

Al igualar esta velocidad periférica con la calculada en la Tabla 1. 1, se expresa el diámetro exterior función de la velocidad nominal de giro y salto neto:

$$D_e = \frac{39,34 \cdot \sqrt{S_n}}{N} \quad (\text{Ec. 1. 17})$$

Además, el diámetro interior  $D_i$  se calcula de la siguiente manera [1. 14]:

$$\frac{D_i}{D_e} = \left( \frac{2 * \sin \alpha_1}{1 + \sin \alpha_1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Ec. 1. 18})$$

De donde se despeja  $D_i$  en función del diámetro exterior

$$D_i = 0,657 \cdot D_e \quad (\text{Ec. 1. 19})$$

### 1.3.2 Ancho del rotor

El ancho del rotor ( $B_r$ ) se calcula con la siguiente ecuación:

$$B_r = k_1 \cdot B_i \quad (\text{Ec. 1. 20})$$

Donde  $k_1$  adopta el valor de 1,5 con el fin de evitar pérdidas de transición entre el inyector y rotor al aumentar el ancho efectivo de este [1. 15]. Por otro lado,  $B_i$  es el ancho del inyector y se calcula empleando la siguiente ecuación:

$$B_i = \frac{Q}{V_1 \sin \alpha_1 (\pi \cdot D_e - e \cdot z) k_o} \quad (\text{Ec. 1. 21})$$

Donde:

- $e$  : Espesor de álabe ( $m$ )
- $z$  : Número de álabes
- $k_o$  : Arco de admisión correspondiente a  $\theta_a$  (%)

### 1.3.3 Número y espesor de álabes y arco de admisión

El número de álabes se selecciona en base a las dimensiones del rotor, a la facilidad de manufactura y al rendimiento hidráulico.

Diferentes investigaciones recomiendan valores entre 20 y 30 álabes para relaciones  $D_e/B_r$  fluctuantes entre 1 y 3, fundamentalmente por términos de rigidez y eficiencia hidráulica (ver página 1 de los Anexos: PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS PROPUESTOS POR DIFERENTES INVESTIGADORES [1. 16]); sin embargo, se seleccionará un número de álabes igual a 16 (múltiplo de cuatro anterior a la recomendación), pues se tiene como prioridad velar por la adecuada fabricación del rotor y evitar fisuras entre los espacios sin ranura de los discos laterales del rotor (ver Figura 1. 8).

El espesor de álabe ( $e$ ) será asumido en función de tubos sin costura existentes en el mercado, por lo cual, se tomará un valor referencial de 3 mm. Esta selección se fundamenta en que se debe prever que el agua cruce sin estrangulamiento a través del canal generado por dos álabes continuos, por lo que el espesor de álabe no debe

tener gran tamaño. Por otro lado, tampoco puede tener un reducido tamaño pues no resistiría el empuje del agua durante la colisión; y finalmente por términos de fabricación, ya que se espera realizar el proceso de soldadura para el armado del rotor. Tal espesor será corregido y verificado cuando se realice el diseño hidráulico y mecánico, respectivamente.

En relación a la variable  $k_o$ , muchos autores sustentan que el ángulo de admisión  $\theta_a$  deberá adoptar valores desde los  $30^\circ$  hasta los  $120^\circ$ . En la página 1 de los Anexos (ARCOS DE ADMISIÓN ENSAYADAS POR DIFERENTES INVESTIGADORES [1. 17]) se muestran los resultados de aquellos autores.

Debido a esta información, diversas bibliografías actuales coinciden en trabajar con un ángulo de admisión  $\theta_a$  cercano a los  $90^\circ$  [1. 18], lo que repercute en escoger a priori una constante  $k_o$  igual a 25 %. Tal constante será corregida posteriormente al realizar el diseño del inyector.

#### 1.3.4 Velocidad específica

El diseño y construcción de turbinas hidráulicas requiere frecuentemente soluciones empíricas mediante la utilización de modelos. Las relaciones entre el modelo y prototipo se basan en leyes de semejanza que involucran la geometría, cinemática y dinámica. Así, se presenta la velocidad específica de potencia o número de Camerer [1. 19], cuyo rango incluye los valores de 40 a 160 [1. 20].

$$N_s = \frac{N * \sqrt{P}}{S_n^{1.25}} \quad (\text{Ec. 1. 22})$$

Donde la potencia desarrollada por la turbina se calcula de la siguiente manera:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot S_n \cdot \eta_t \quad (\text{Ec. 1. 23})$$

Además, la eficiencia total de la turbina Michell Banki ( $\eta_t$ ) tiene el valor de 70 % (pág.13).

### Referencia Bibliográfica

- [1.1] Ossberger [En línea]. – La turbina Ossberger - 22 de Septiembre 2013.-  
<http://www.ossberger.de/cms/es/hydro/la-turbina-ossberger/>
- [1.2] ZULOETA, Rosa (2012). *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, p. 21.
- [1.3] UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE - LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS (L.A.M.HI.). *Turbina de flujo transversal o Michel-Banki*. Material de enseñanza. Buenos Aires, p. 4.
- [1.4] UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE - LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS (L.A.M.HI.). *Simulación numérica del flujo en turbina tipo Banki*. Material de enseñanza. Buenos Aires. Consulta: 25 de Abril del 2013.  
<<http://www.cerpch.unifei.edu.br/arquivos/artigos/11bb7896d3f70b07eadc56f3a6aed164.pdf>>
- [1.5] COZ, Federico (1961). *Diseño de una turbina Michell-Banki*. Proyecto para optar el título de Ingeniero diplomado en Mecánica y Electricidad. Lima: UNI, p. II.3.
- [1.6] ZULOETA, Rosa (2012). *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, p. 28.
- [1.7] ZULOETA, Rosa (2012). *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, p. 15.
- [1.8] EGÚSQUIZA, J. y SÁNCHEZ, J (2009). *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. Lima: PUCP, p.10.
- [1.9] UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE - LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS (L.A.M.HI.). *Turbina de flujo transversal o Michel-Banki*. Material de enseñanza. Buenos Aires, p. 8.

- [1.10] UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE - LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS (L.A.M.HI.). *Turbina de flujo transversal o Michel-Banki*. Material de enseñanza. Buenos Aires, p. 10.
- [1.11] COZ, Federico (1961). *Diseño de una turbina Michell-Banki*. Proyecto para optar el título de Ingeniero diplomado en Mecánica y Electricidad. Lima: UNI, p. II.8.
- [1.12] COZ, Federico (1961). *Diseño de una turbina Michell-Banki*. Proyecto para optar el título de Ingeniero diplomado en Mecánica y Electricidad. Lima: UNI, p. II.9.
- [1.13] ASSUREIRA, Marco (1994). *Anteproyecto de una microcentral hidroeléctrica de 15 kW de capacidad*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, p. 96.
- [1.14] ASSUREIRA, Estela (2007). *Apuntes de turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo* [diapositivas]. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, p. 98.
- [1.15] BAHAMONDE, Roberto. (1988). *Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas*. Seis volúmenes. Quito: OLADE, p.16.
- [1.16] UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE - LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS (L.A.M.HI.). *Turbina de flujo transversal o Michel-Banki*. Material de enseñanza. Buenos Aires, p. 12.
- [1.17] UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE - LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS (L.A.M.HI.). *Turbina de flujo transversal o Michel-Banki*. Material de enseñanza. Buenos Aires, p. 5.
- [1.18] UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE - LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS (L.A.M.HI.). *Turbina de flujo transversal o Michel-Banki*. Material de enseñanza. Buenos Aires, p. 17.
- [1.19] COZ, Federico y otros (1995). *Manual de mini y microcentrales hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos*: Lima: ITDG-Perú, p. 136.
- [1.20] COZ, Federico y otros (1995). *Manual de mini y microcentrales hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos*: Lima: ITDG-Perú, p. 127.

## CAPÍTULO 2

### EVALUACIÓN DEL BANCO DE ENSAYO DEL LABORATORIO DE ENERGÍA

El presente capítulo presenta la evaluación del acople de la turbina Michell Banki en el banco de ensayo actual del Laboratorio de Energía y en consecuencia, determinar las principales dimensiones del rotor según la alternativa óptima de acople.

#### 2.1 Banco de ensayo actual con Turbina Pelton

El Laboratorio de Energía de la universidad cuenta con un banco de ensayo destinado al estudio experimental de la turbina Pelton, el cual se muestra en la Figura 2.1.

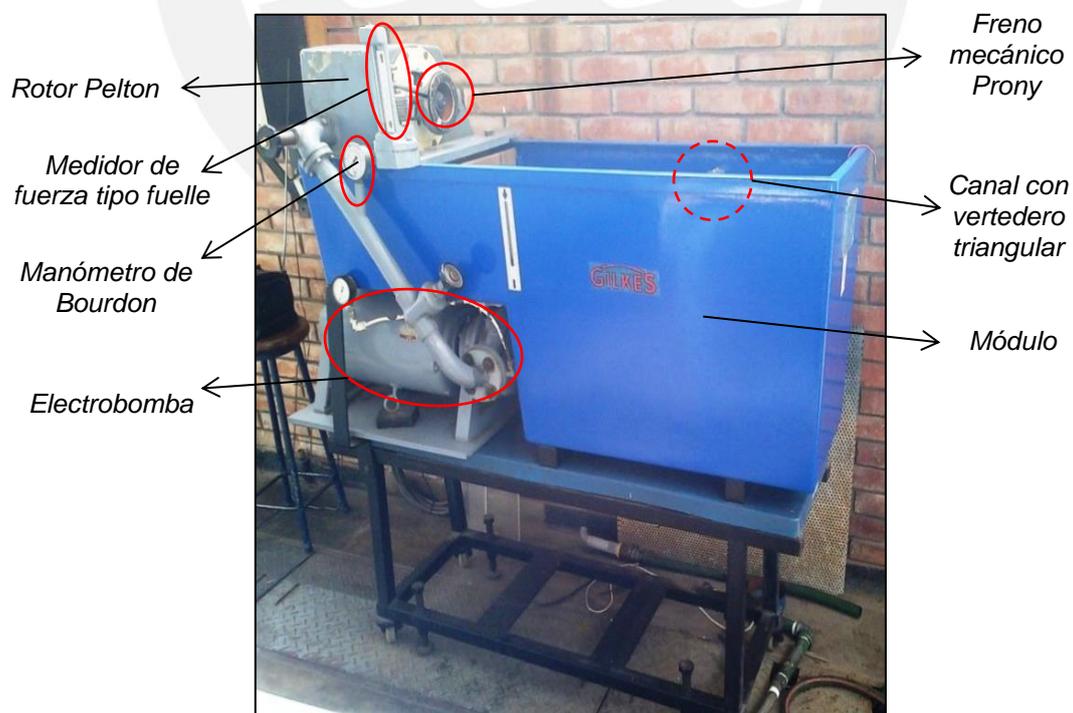


Figura 2. 1-Banco de Ensayo de turbina Pelton (PUCP)

El banco de ensayo fue diseñado con la finalidad de simular el funcionamiento de la turbina Pelton para así estudiar su comportamiento a través de las curvas de operación que describe. Por tal motivo, está conformado por equipos, actuadores e instrumentos de medición que fueron seleccionados de acuerdo a los parámetros de operación y características geométricas de la turbina. Es así que, previo a evaluar el acople de la turbina, es necesario conocer las características de sus componentes y los tipos de ensayos que se realizan en él.

### 2.1.1 Componentes

- Módulo: Comprende el recorrido cerrado del fluido que inicia desde el Tanque 1. Además, sobre él se monta la turbina Pelton, el sistema de bombeo (tubería de 38,1 mm de diámetro) y la instrumentación (ver Figura 2. 2). La capacidad volumétrica del Tanque 1 y 2 es de 94,9 dm<sup>3</sup> y 62,3 dm<sup>3</sup>, respectivamente.

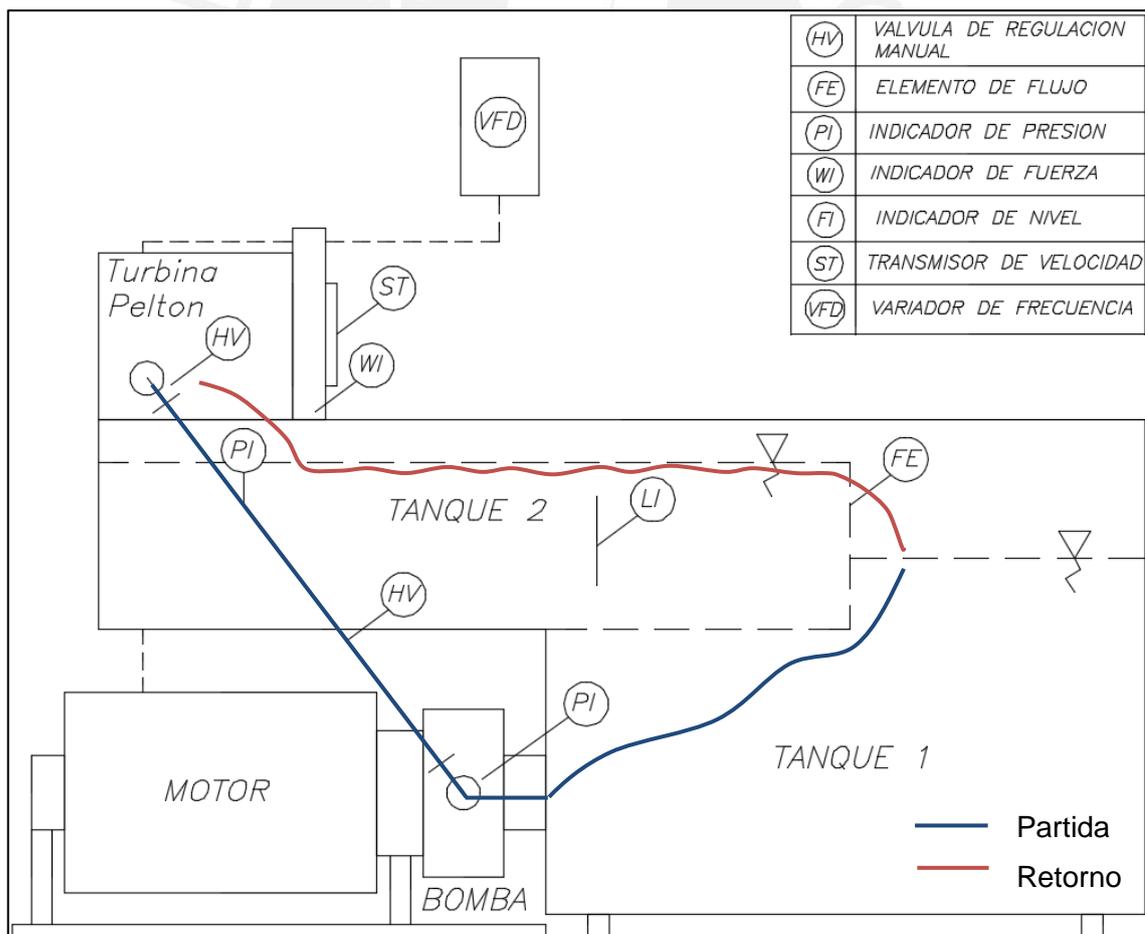


Figura 2. 2-Esquema del banco de ensayo para la turbina Pelton (PUCP)

- Electrobomba: Proporciona el salto bruto ( $S_b$ ) y caudal ( $Q$ ) del sistema (ver Figura 2. 3). El equipo tiene las características nominales indicadas en la Tabla 2. 1 y Tabla 2. 2.



Figura 2. 3– Electrobomba: Bomba centrífuga con motor DC

Tabla 2. 1-Datos nominales de la bomba [2. 1]

Velocidad rotacional:	2900 rpm
Altura manométrica:	20.4 m.c.a
Caudal:	0,167 m <sup>3</sup> /min (2,7 l/s)
Potencia:	1,49 kW (2 HP)

Tabla 2. 2-Datos nominales del motor

Potencia:	5 HP (3,73 kW)
Velocidad rotacional:	3500 rpm
Frecuencia:	60 Hz
Alimentación:	380 V
Corriente:	7 A
Factor de Potencia:	0.9
Frame:	184 C

Asimismo, la bomba presenta la siguiente curva de funcionamiento (ver Tabla 2. 4):

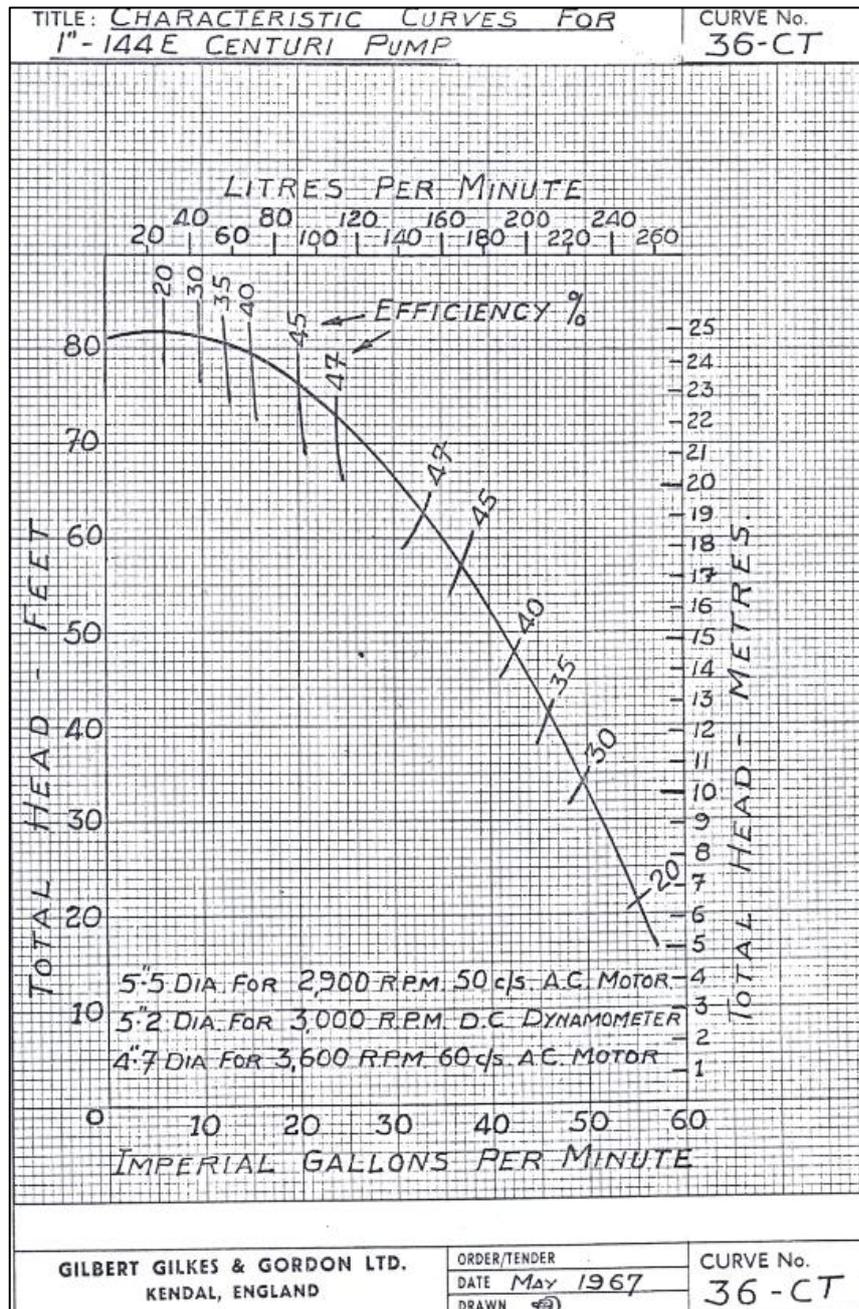


Figura 2. 4-Curva de la bomba centrífuga [2. 2]

- Variador de velocidad: Modifica la frecuencia de la electrobomba para disminuir o aumentar su velocidad de rotación (ver Tabla 2. 5). Este actuador posee las características nominales indicadas en la Tabla 2. 3.



Figura 2. 5– Variador de velocidad

Tabla 2. 3-Datos nominales del variador

Alimentación:	380 V
Corriente:	2,5-140 A
Frecuencia:	60 Hz
Rango de frecuencia de salida al motor:	0 a $\pm 100$ Hz
Resolución:	1 Hz

- Freno mecánico Prony: Opone resistencia al eje de la turbina para disminuir su velocidad (ver Figura 2. 6). Está instalado sobre una polea montada al eje y trabaja con un brazo palanca de 160 mm.

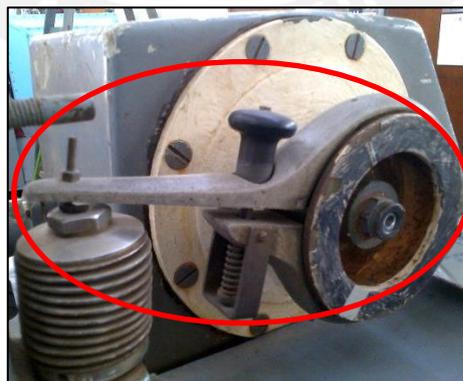


Figura 2. 6–Freno mecánico Prony

- Válvula de compuerta: Regula el caudal en la tubería a fin de obtener el salto neto nominal de valor constante y variar el flujo según los requerimientos de los ensayos. Se encuentran instalados en la tubería de salida de la bomba y en la tubería previa al inyector (ver Figura 2. 7).



Figura 2. 7-Válvulas de compuerta instaladas

- Turbina Pelton: Recibe la energía cinética proveniente del fluido (a partir de la colisión con sus álabes) para luego transformarla en energía mecánica (ver Figura 2. 8). La turbina posee las características nominales indicadas en la Tabla 2. 4.



Figura 2. 8-Rotor y Turbina Pelton

Tabla 2. 4-Datos nominales de la turbina Pelton [2. 3]

Diámetro del rotor:	101.6 mm
Número de álabes:	16
Velocidad rotacional:	1450 rpm
Caudal:	0.167 m <sup>3</sup> /min (2,7 l/s)
Salto neto:	18 m.c.a.
Potencia:	0.30 kW

- Canal con vertedero triangular de 90°: Efectúa mediciones de caudal hasta el valor máximo de  $0,32 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $5.3 \text{ l/s}$ ). La toma de datos se realiza mediante un tubo piezométrico con resolución de  $0,02 \text{ m}^3/\text{min}$ . (Ver Figura 2. 9).



Figura 2. 9–Canal con vertedero triangular y tubo piezométrico

- Medidor de fuerza tipo fuelle: Registra la fuerza proveniente del torque en el eje de la turbina hasta el valor máximo de  $30 \text{ N}$  con una resolución de  $1 \text{ N}$ , según la columna de mercurio. En él descansa el brazo palanca del freno (ver Figura 2. 10).



Figura 2. 10–Medidor de fuerza tipo fuelle

- Manómetro de Bourdon: Registra la presión en la tubería antes de la válvula reguladora de chorro (ver Figura 2. 11). Dicha presión es registrada en el rango de  $0$  a  $250 \text{ kPa}$  con una resolución de  $10 \text{ kPa}$ .



Figura 2. 11–Manómetro de Bourdon en la tubería de ingreso

- Tacómetro digital: Registra el valor de las rpm de la turbina luego de colocarlo en el centro de la polea solidaria el eje (ver Figura 2. 12). Tiene un rango de medición hasta 10 000 rpm con una resolución de 0,1 rpm.



Figura 2. 12-Tacómetro digital

### 2.1.2 Ensayos que se realizan actualmente

Los ensayos que se realizan en el banco son: Ensayo bajo salto y caudal ambos constantes y velocidad de rotación variable, y Ensayo bajo salto y velocidad de rotación ambos constantes y caudal variable [2. 4], cuyo objetivo es el de obtener las curvas de funcionamiento de la turbina Pelton.

- **Ensayo bajo salto y caudal ambos constantes y velocidad de rotación variable**

Este ensayo consiste en mantener el salto constante con la finalidad de reflejar la altura bruta de cualquier sistema real en donde se emplee una turbina. Asimismo,

mantener el caudal constante para que, en conjunto con la velocidad de rotación variable, se pueda observar la tendencia de las curvas de potencia, eficiencia y torque a distintos valores de rpm.

El salto bruto ( $S_b$ ) y caudal ( $Q$ ) son proporcionados por la electrobomba; sin embargo, es necesario graduar la velocidad de la electrobomba mediante el variador de frecuencia; asimismo, regular la válvula de control de la tobera hasta obtener constante el salto neto ( $S_n$ ) y caudal ( $Q$ ), ambos de valor nominal igual al de la turbina Pelton. Por otro lado, la variación de velocidad de rotación es conseguida con el acople del freno Prony, donde a partir de la velocidad de embalamiento (eje libre sin acople del freno) se obtienen distintas velocidades de rotación correspondientes a porcentajes de esta última velocidad ( $N/N_e$ ). Por último, esta variación de velocidad repercute en un cambio de torque ( $T$ ), el cual es calculado según la fuerza ( $F$ ) en el eje y la longitud de brazo de palanca del freno.

La página 2 de los Anexos (INFORME DE LABORATORIO DE TURBOMÁQUINAS: TURBINA HIDRÁULICA PELTON, HORARIO 914-2 [2. 5]) muestra la experiencia realizada a la turbina Pelton en el Laboratorio de Energía y a partir de ella se presenta la Tabla 2.5 como un ejemplo de toma de datos y cálculos correspondiente a este ensayo.

Tabla 2. 5-Resultados para  $S_n = 15,7$  m y  $Q = 2,78$  l/s a diferentes rpm

				% DE VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO					
				100	80	60	40	20	0
	Parámetro	Símbolo	Unidades						
Datos	Temp. del agua	Tagua	C°	21.5	21.5	22	22	22	22
	Densidad	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	997.9	997.9	998.2	998.2	998.2	998.2
	Presión de entrada	p1	kPa	150	150	150	150	150	150
	Caudal	Q	l/s	2.78	2.78	2.78	2.78	2.78	2.78
	Velocidad de la turbina	N	rpm	2233.0	1786.4	1339.8	893.2	446.6	0.0
	Fuerza	F	N	0	7.0	13.5	18.0	21.5	22.0

				% DE VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO					
				100	80	60	40	20	0
	Parámetro	Símbolo	Unidades						
Cálculos	Salto neto	Sn	m	15.78	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7
	Torque	T	N-m	0	1.1	2.2	2.9	3.4	3.5
	Potencia	W	W	0	209.5	303.1	269.4	160.9	0.0
	Eficiencia total	η	%	0	48.8	70.5	62.7	37.5	0.0

El salto neto se calcula a partir del salto bruto ( $S_b$ ) luego de aplicar la ecuación de Bernoulli entre los puntos 0 y 1 del sistema (ver Figura 2. 13):

$$S_b = \frac{p_1 - p_0}{\rho g} + \frac{V_1^2 - V_0^2}{2g} + Z_1 - Z_0 + h_{w01} \quad (\text{Ec. 2. 1})$$

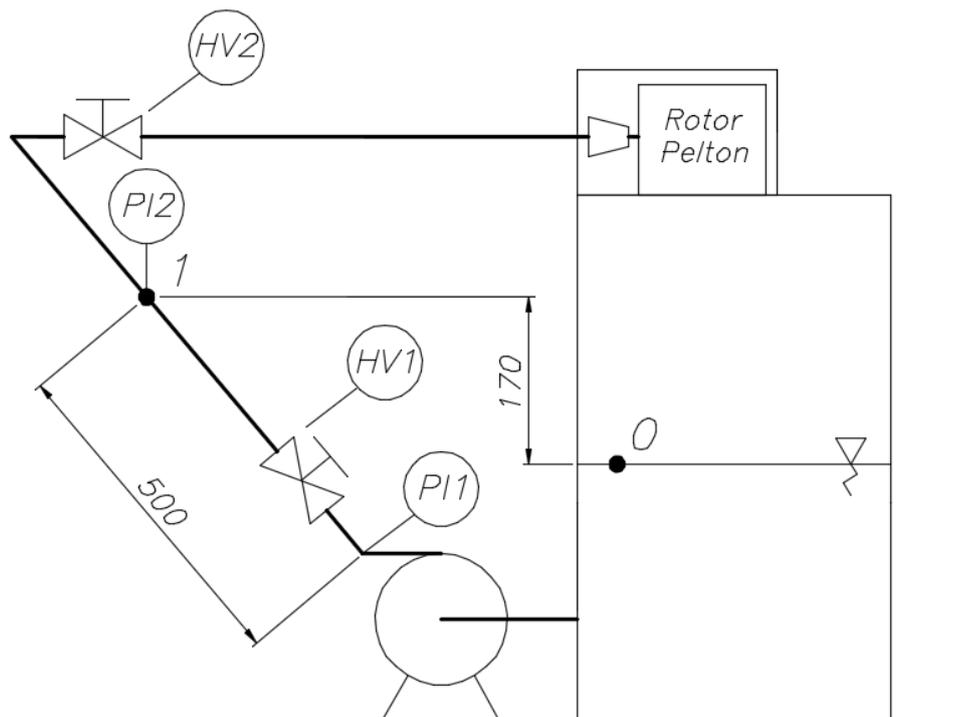


Figura 2. 13-Eschema a simple línea del banco para el cálculo del salto neto ( $S_n$ )

Así, se obtiene la expresión para calcular el salto neto ( $S_n$ ):

$$S_n = S_b - h_{w01} = 10^3 * \frac{p_1}{\rho g} + 37,73 * 10^{-3} . Q^2 + 0,17 \quad (\text{Ec. 2. 2})$$

El torque ( $T$ ) se calcula inmediatamente con el brazo palanca del freno:

$$T = 0,16 * F \tag{Ec. 2. 3}$$

La potencia desarrollada en el eje se calcula con la siguiente ecuación:

$$P = T * N * \frac{2\pi}{60} \tag{Ec. 2. 4}$$

Finalmente, la eficiencia total es calculada mediante la siguiente relación

$$\eta = \frac{P}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot S_n} \tag{Ec. 2. 5}$$

Como corresponde, la Figura 2. 14 presenta gráficamente los resultados de la Tabla 2. 5:

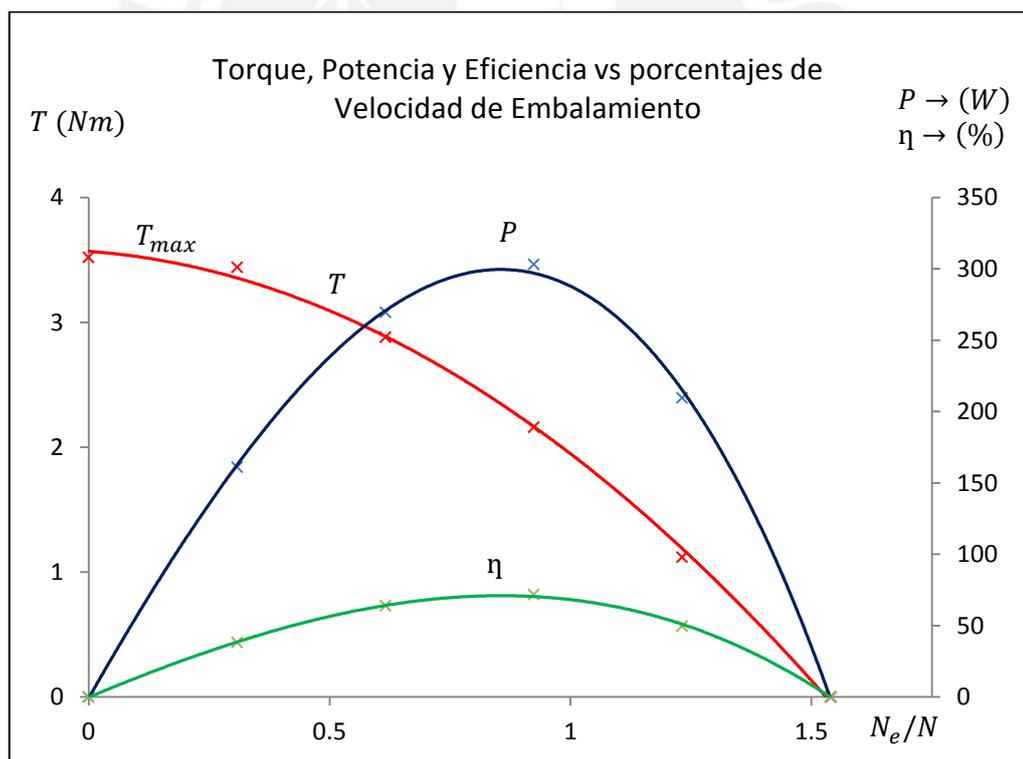


Figura 2. 14-Resultados experimentales del primer tipo de ensayo

Se observa que la curva de torque empieza con el valor máximo  $T_{max}$  igual a  $3,5 Nm$  para la velocidad de rotación nula y termina con el valor  $T = 0 Nm$  para la velocidad

máxima. Por otro lado, las curvas de potencia y eficiencia tienen tendencia parabólica y alcanzan su valor máximo a la velocidad nominal, la cual está alrededor del 50% de la velocidad de embalamiento.

- **Ensayo bajo salto y velocidad de rotación ambos constantes y caudal variable**

Del mismo modo que el ensayo anterior, se mantiene el salto constante; sin embargo, el caudal varía mientras que la velocidad de rotación permanece constante. Este ensayo tiene como fin representar las curvas de torque, eficiencia y potencia en función del caudal.

El procedimiento para obtener los parámetros en este ensayo es similar al anterior: el salto neto ( $S_n$ ) debe ser constante y de valor nominal igual al de la turbina Pelton; sin embargo, el caudal ( $Q$ ) debe variar, según la manipulación en la válvula de la tobera, para cada porcentaje de la velocidad de embalamiento definido en el ensayo anterior ( $N/N_e$ ) y para este caso ya constante. Similarmente, esta variación de caudal repercute en un cambio de torque ( $T$ ), el cual es calculado según la fuerza ( $F$ ) en el eje y la longitud de brazo de palanca del freno.

Del mismo modo, se presenta la Tabla 2. 6 como un ejemplo de toma de datos y cálculos correspondiente a este ensayo [2. 6].

Tabla 2. 6-Resultados para  $S_n = 152\text{ m}$  y  $N/N_e = 60\%$  a diferentes caudales

				% DE VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO			
Parámetro calculado		Símbolo	Unidades	60	60	60	60
Datos	Temp. del agua	Tagua	C°	22	24.5	26	27
	Densidad	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	998.2	997.2	996.8	996.5
	Presión de entrada	p1	kPa	150	149	148	147
	Caudal	Q	l/s	2.78	3.00	3.33	3.67
	Velocidad de Rotor	N	rpm	1339.8	1335.0	1326.0	1323.0
	Fuerza	F	N	14	14.0	15.5	16.5
Cálculos	Salto neto	Sn	m	15.7	15.7	15.7	15.7
	Torque	T	N-m	2	2.2	2.5	2.6
	Potencia	$\dot{W}$	W	303	313.2	344.4	365.8
	Eficiencia total	$\eta$	%	71	67.8	67.3	64.9

De igual procedimiento, se calcula el salto neto, torque, potencia y eficiencia según (Ec. 2. 2), (Ec. 2. 3), (Ec. 2. 4) y (Ec. 2. 5).

Por ende, la Figura 2. 15 presenta gráficamente los resultados de la Tabla 2. 6:

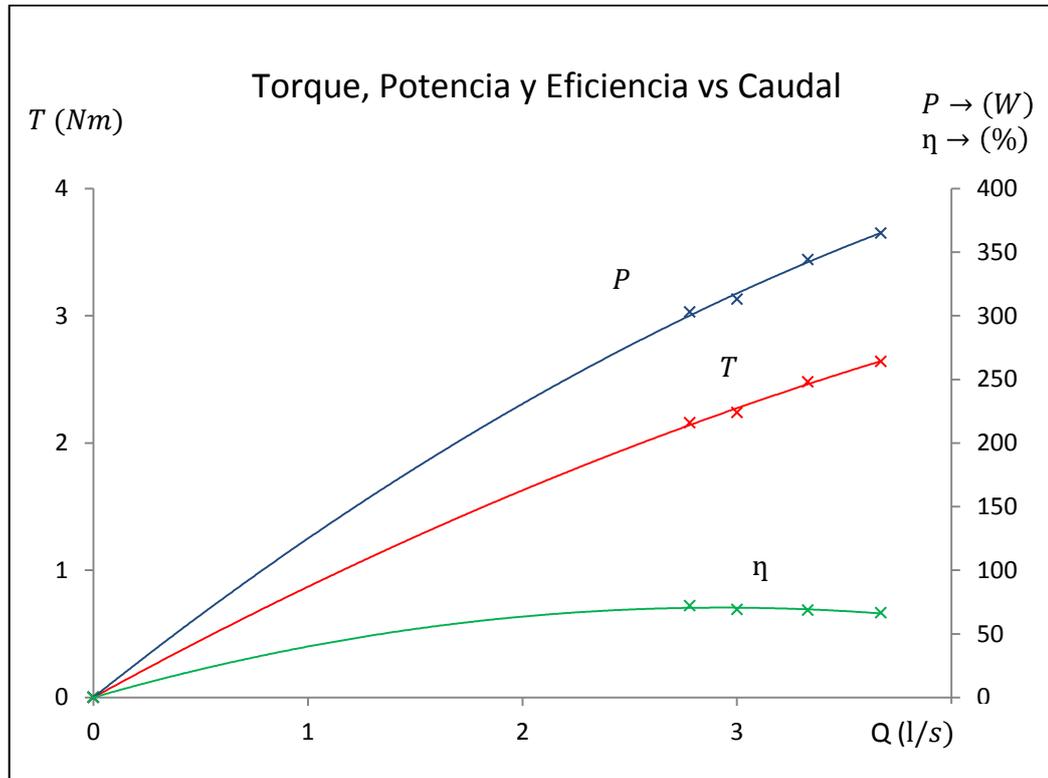


Figura 2. 15- Resultados experimentales del segundo tipo de ensayo

Se observa que la curva de eficiencia alcanza un valor casi constante a cargas parciales. Además, la tendencia del torque y potencia es creciente conforme aumenta el valor del caudal.

De este modo se espera que las curvas de funcionamiento de la turbina Michell Banki tengan la misma tendencia de los resultados analizados, de acuerdo a cada tipo de ensayo descrito.

## 2.2 Análisis de uso del banco de ensayo actual

La posibilidad de acoplar la turbina Michell Banki será evaluada bajo dos alternativas: Banco de ensayo sin modificaciones y Banco de ensayo parcialmente modificado.

Estas son propuestas a fin de obtener dimensiones del rotor aceptables y utilizar el mayor número de equipos e instrumentos del banco de ensayo actual.

Parte de la evaluación comprende en realizar un proceso iterativo de variables según las consideraciones de cada alternativa, en donde se pueda observar distintas dimensiones del rotor y el valor de las magnitudes de registro de la instrumentación.

De este modo se presenta la descripción de las alternativas junto con las ventajas y desventajas que cada una comprende.

### 2.2.1 Alternativa de acople N° 1: Banco de ensayo sin modificaciones

La primera alternativa corresponde a no realizar modificación alguna del banco de ensayo; es decir, mantener constante el módulo, equipamiento e instrumentación actual.

Esta consideración permite utilizar la electrobomba y con ella empezar la iteración a través de los puntos de la curva que describe (pág. 22); sin embargo, las dimensiones del rotor son calculadas a partir del salto neto ( $S_n$ ), por lo que es necesario calcular las pérdidas del sistema.

Se aprovecha el esquema del banco (Figura 2. 13) de la pág. 28 y se calcula las pérdidas entre los puntos 0 y 1:

Las pérdidas totales ( $h_{wT}$ ) se calculan a partir de las pérdidas en la tubería ( $h_{wtub}$ ) y accesorios ( $h_{wacc}$ ):

$$h_{wT} = h_{wtub} + h_{wacc} \quad (\text{Ec. 2. 6})$$

Las pérdidas en la tubería se calculan según la fórmula de *Hazen-Williams* [2. 7]:

$$h_{wtub} = 10,643 * L_t * \left( \frac{Q}{1000} \right)^{1,85} * \left( \frac{D_t}{1000} \right)^{-4,87} \quad (\text{Ec. 2. 7})$$

Asimismo, las pérdidas en los accesorios [2. 8]:

$$h_{wacc} = k_t * \frac{V_t^2}{2g} \quad (\text{Ec. 2. 8})$$

Donde la velocidad de la tubería ( $V_t$ ) se obtiene directamente del caudal y el diámetro de tubería ( $D_t$ ):

$$V_t = \frac{(Q/1000)}{\frac{\pi * D_t^2}{4}} \quad (\text{Ec. 2. 9})$$

Finalmente se obtiene el salto neto según cada valor de caudal y salto bruto proporcionado por la bomba:

$$S_n = S_b - h_{wT} \quad (\text{Ec. 2. 10})$$

Un parámetro adicional para el cálculo de las dimensiones del rotor es la velocidad rotacional ( $N$ ). Esta variable adoptará el valor de 1450 rpm como referencia en la iteración, pues es de igual magnitud a las revoluciones nominales de la turbina Pelton y a partir de ella se darán valores de velocidad rotacional por encima y debajo hasta completar la iteración.

Adicionalmente se calcula la presión que obtendría el manómetro ubicado en la entrada de la turbina y el valor máximo que registraría el medidor de fuerza donde descansa el freno para cada iteración.

Se despeja el valor de la presión ( $p_1$ ) a partir de la (Ec. 2. 2 (pág. 28):

$$p_1 = (S_n - 37,73 * 10^{-3} \cdot Q^2 - 0,17) * 10^{-3} \cdot \rho \cdot g \quad (\text{Ec. 2. 11})$$

El valor de la fuerza máxima puede calcularse aproximadamente según los resultados del ensayo a la turbina Pelton (Figura 2. 14, pág. 29):

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot S_n \cdot \eta_{20\%}}{\left(N_{20\%} \cdot \frac{2\pi}{60}\right) \cdot 0,16} \quad (\text{Ec. 2. 12})$$

Donde:

$N_{20\%}$  : Velocidad rotacional a 20% de la velocidad de embalamiento ( $N_e \cong 1,5 \cdot N$ )

$\eta_{20\%}$  : Eficiencia de la turbina correspondiente a  $N_{20\%}$  ( $\eta_{20\%} \cong 30\%$ )

De este modo la página 20 de los Anexos (RESULTADOS DE ITERACIÓN PARA LA ALTERNATIVA DE ACOPLE N°1) muestra la iteración de esta primera alternativa.

- Criterios de selección en la Alternativa de acople N°1

Debido a que se busca una factible fabricación del rotor, este no debe tener pequeñas dimensiones que imposibiliten su proceso de manufactura o grandes dimensiones que dificulten su acople al banco de ensayo (ver Figura 2. 16); además de contar con una correcta rigidez (pág. 15). De este modo solo se seleccionarán los resultados de la iteración que cumplan con las siguientes consideraciones:

- $80 \text{ mm} < D_e < 205 \text{ mm}$
- $35 \text{ mm} < B_r < 230 \text{ mm}$
- $1 < D_e/B_r < 3$

Por otro lado, según criterios de eficiencia, la velocidad específica deberá estar comprendida entre los siguientes valores (pág. 16):

- $40 < N_s < 160$

Los valores de presión y fuerza, en el manómetro Bourdon y en el medidor de fuerza, respectivamente, deben estar dentro de las magnitudes de máximas medibles (pág. 25 y 26).

- $0 \text{ kPa} < p_1 < 250 \text{ kPa}$
- $0 \text{ N} < F_{\text{máx}} < 30 \text{ N}$

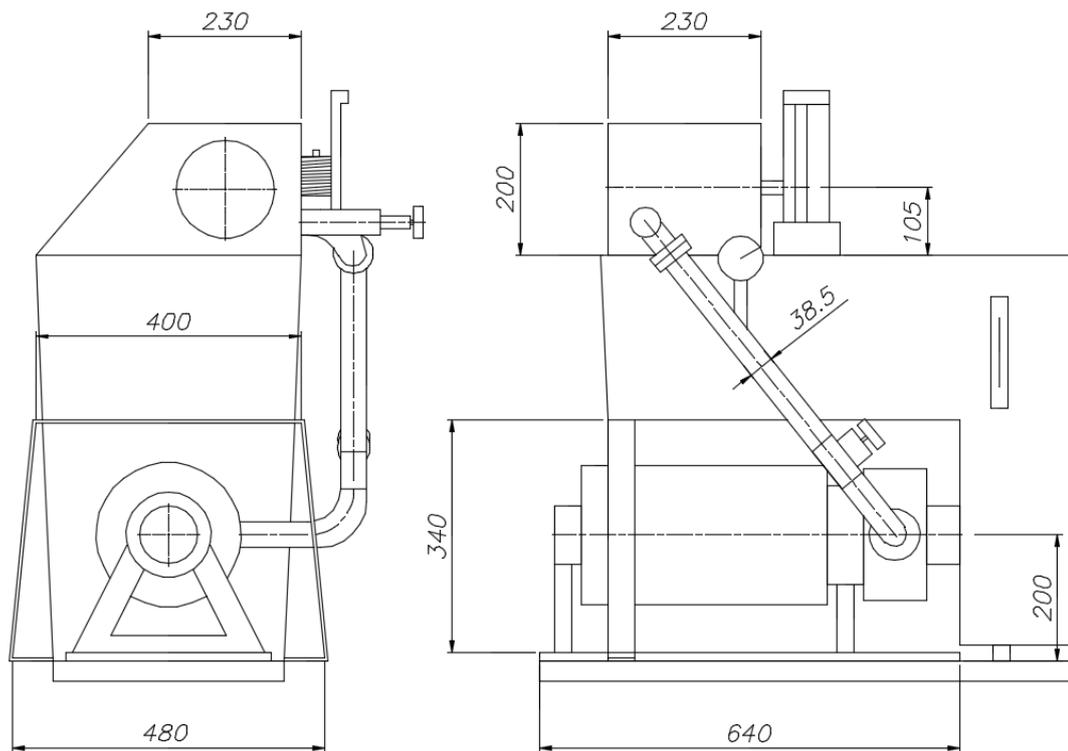


Figura 2. 16-Esquema del banco para evaluar acople de la turbina Michell Banki

- Observaciones de iteración de Alternativa de acople N°1

Los resultados de iteración mostrados en la página 20 de los Anexos se grafican según la Figura 2. 17, Figura 2. 18 y Figura 2. 19, donde cada una presenta su correspondiente observación:

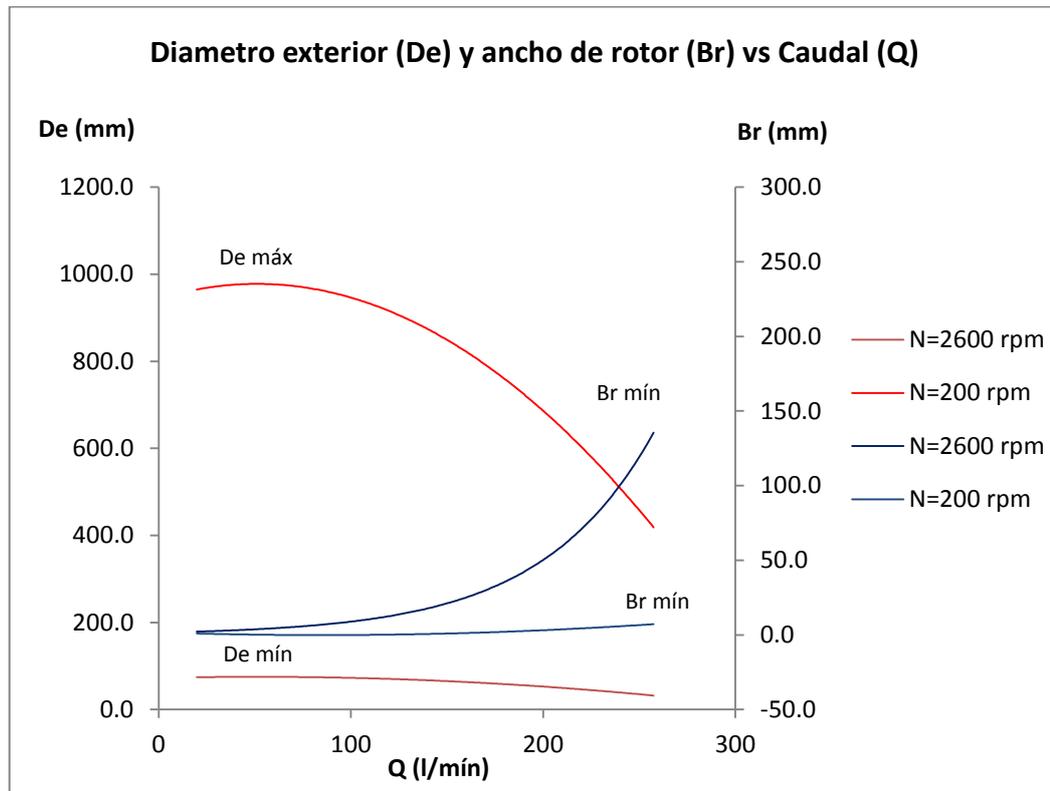


Figura 2. 17-Tendencia del diámetro exterior y ancho de rotor

- ❖ El diámetro exterior ( $D_e$ ) disminuye conforme las revoluciones ( $N$ ) crecen por encima del valor de referencia  $N = 1450$  rpm. Para  $N < 1800$  rpm se obtienen buenas dimensiones del diámetro exterior pero solo para  $S_n > 13,8$  m. Por otro lado, el diámetro exterior ( $D_e$ ) aumenta conforme las revoluciones ( $N$ ) decrecen por debajo del valor de referencia  $N = 1450$  rpm, en donde se obtienen buenas dimensiones del diámetro exterior en todas las combinaciones de salto y caudal para  $N > 1000$  rpm.
- ❖ El ancho del rotor ( $B_r$ ) aumenta conforme las revoluciones ( $N$ ) crecen por encima del valor de referencia  $N = 1450$  rpm. Para  $N > 1600$  rpm se obtienen buenas dimensiones del diámetro exterior pero solo para  $Q > 4$  l/s. Por otro lado, el ancho del rotor ( $B_r$ ) disminuye conforme las revoluciones ( $N$ ) decrecen por debajo del valor de referencia  $N = 1450$  rpm, en donde se obtienen buenas dimensiones del ancho del rotor para Para  $N > 800$  rpm nuevamente para  $Q > 4$  l/s.

- ❖ El factor de rigidez ( $D_e/B_r$ ) disminuye conforme las revoluciones ( $N$ ) incrementan. Este factor es adecuado para  $Q > 2,5 \text{ l/s}$  en  $N = 2600 \text{ rpm}$ ; sin embargo, el valor mínimo de caudal ( $2,5 \text{ l/s}$ ) va aumentando según el decrecimiento de las revoluciones, en donde para  $N = 600 \text{ rpm}$  ya no se obtiene el valor de rigidez esperado.

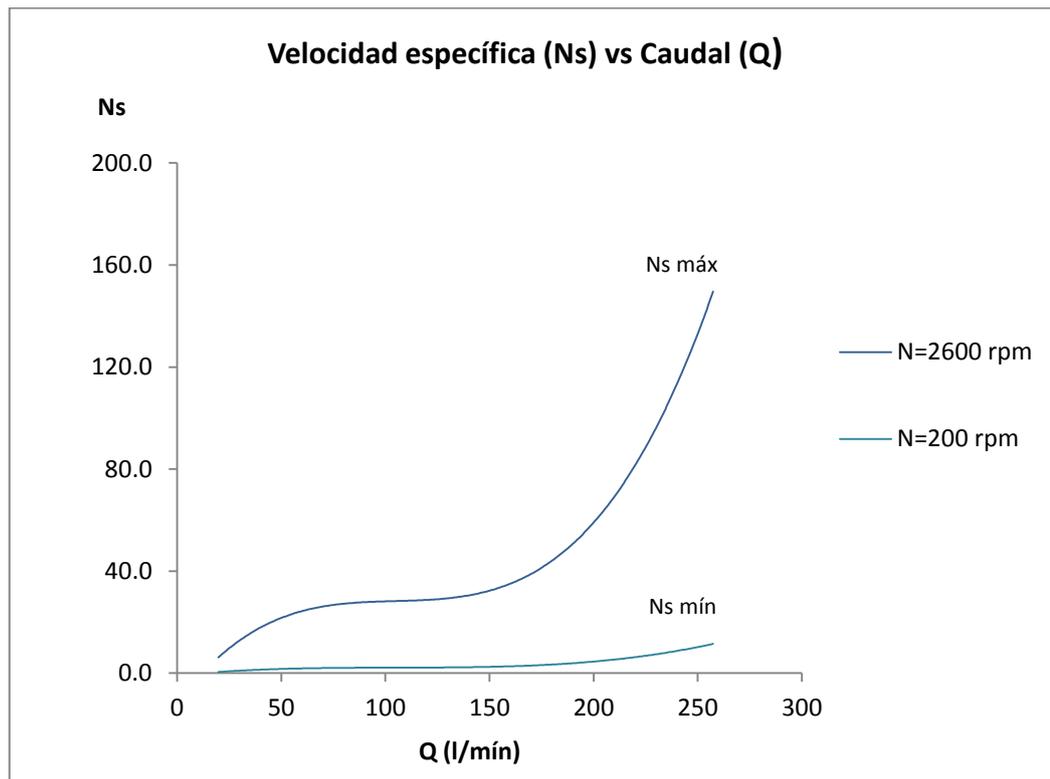


Figura 2. 18-Tendencia de la velocidad específica

- ❖ La velocidad específica ( $N_s$ ) aumenta conforme las revoluciones ( $N$ ) incrementan su valor. Similarmente, este parámetro es adecuado para  $Q > 2,5 \text{ l/s}$  en  $N = 2600 \text{ rpm}$ ; sin embargo, el valor mínimo de caudal ( $2,5 \text{ l/s}$ ) va aumentando según el decrecimiento de las revoluciones, en donde para  $N = 600 \text{ rpm}$  ya no se obtiene el valor de la velocidad específica en el rango recomendado.

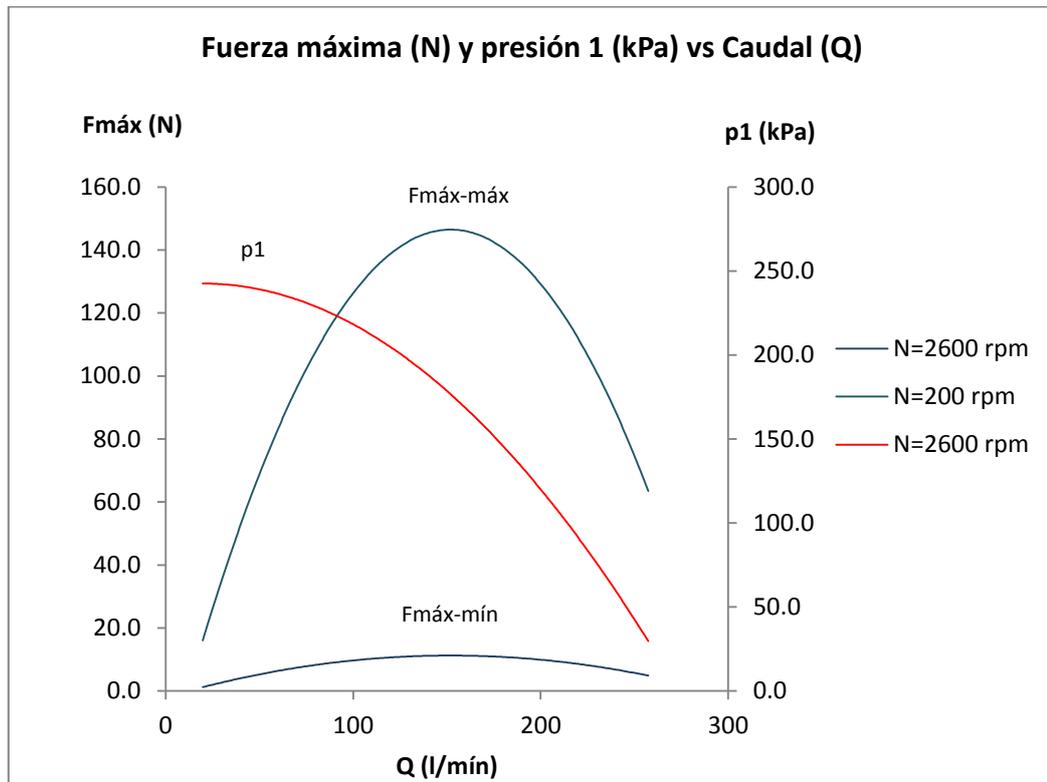


Figura 2. 19-Tendencia de la fuerza máxima y presión 1

❖ Con respecto a los instrumentos de medición; el manómetro puede ser utilizado para cualquier resultado de iteración, pues nunca excede el valor máximo de 250 kPa; el medidor de fuerza podría ser utilizable solo para  $N > 1200$  rpm, ya que excede el permisible de medición de 30 N en los casos donde  $Q > 2,6$  l/s e inclusive a partir de  $Q > 0,6$  l/s a muy bajas rpm

- Dimensiones del rotor en la Alternativa de acople N°1

De todos los resultados de iteración se seleccionó aquellos que cumplen con los criterios de selección (1 solo acierto para esta alternativa):

Tabla 2. 7-Parámetros nominales y dimensiones del rotor en la Alternativa N°1

$Q$ (l/s)	$S_n$ (m)	$N$ (rpm)	$D_e$ (mm) (Ec. 1. 17)	$D_i$ (mm) (Ec. 1. 20)	$B_r$ (mm) (Ec. 1. 19)	$D_e/B_r$	$N_s$ (Ec. 1. 22)
4.29	3.9	800	96.9	63.9	42.8	2.3	49.5

Tabla 2. 8-Parámetros de operación de los componentes del banco

$Q$ (l/s)	$S_b$ (m)	$V_t$ (m/s) (Ec. 2. 9)	$p_1$ (kPa) (Ec. 2. 11)	$F_{m\acute{a}x}$ (N) (Ec. 2. 12)
4.29	5	3.8	29.6	13.3

✓ Ventajas

Los equipos como el módulo, electrobomba y freno permanecen constantes. Del mismo modo, la instrumentación como el canal con vertedero, manómetro, medidor de fuerza y tacómetro podrán ser utilizados para las dimensiones del rotor seleccionadas (ventaja muy atractiva desde el punto de vista económico).

✓ Desventajas

Al mantener sin modificación los componentes del banco, el nuevo punto de operación de la bomba se encuentra muy cerca al máximo caudal que puede proporcionar ( $4,29 \text{ l/s} = 257,4 \text{ l/min} < 260 \text{ l/min}$ ), por ende en el mínimo salto neto ( $S_b = 5 \text{ m}$ ); a este punto el sistema no podría adecuarse pues la regulación con pérdidas incrementa su tendencia a bajos caudales y si se lograra por métodos de derivación (garantía muy poco probable), se realizarían muchos cambios al banco y la bomba trabajaría ineficientemente pues su eficiencia es menor al 20% (pág. 22).

Además, a pesar que las observaciones de la iteración validan correctas magnitudes para  $D_e$ ,  $B_r$  y  $D_e/B_r$ , solo 1 resultado de 169 obtenidos en 13 iteraciones (13 resultados por iteración) cumple con todos los criterios de selección. De este modo esta alternativa de acople solo presenta una única opción de diseño.

### 2.2.2 Alternativa de acople N° 2: Banco de ensayo parcialmente modificado

La segunda alternativa comprende en realizar algunas modificaciones al banco de ensayo sin que estas intervengan en un cambio mayor de sus componentes.

Las observaciones de la Alternativa de acople N°1 (pág.35) brindan una idea de qué parámetros de operación deben ser modificados para así obtener mejores opciones de dimensiones del rotor. Por ende se plantea los siguientes conceptos:

1. Aumentar el caudal ya que repercute directamente en el incremento del ancho del rotor ( $B_r$ ); asimismo se estaría incrementando el valor de la velocidad específica ( $N_s$ ).
2. El salto neto ( $S_n$ ), obtenido a partir del salto proporcionado por la bomba y las pérdidas en el sistema, debe ser menor a 13 m pues favorece en el incremento de la velocidad específica ( $N_s$ ).
3. Iterar con revoluciones nominales del rotor Banki ( $N$ ) por encima de 800 rpm, pues esta acción aumenta directamente la velocidad específica de la turbina (además permite utilizar el medidor de fuerza actual); y por debajo de 1800 rpm para no obtener un diámetro exterior ( $D_e$ ) menor a 80 mm para  $S_n < 13$  m.

El límite de caudal de la bomba es de 4,33 l/s (260 l/min) y si se requiere trabajar con caudales por encima de este valor, según el concepto N°1, no deberían exceder los 5,33 l/s pues es el máximo medible en el canal con vertedero. Esta propuesta de no superar caudales medibles en el banco se fundamenta según el siguiente diagrama de flujo (ver Figura 2. 20):

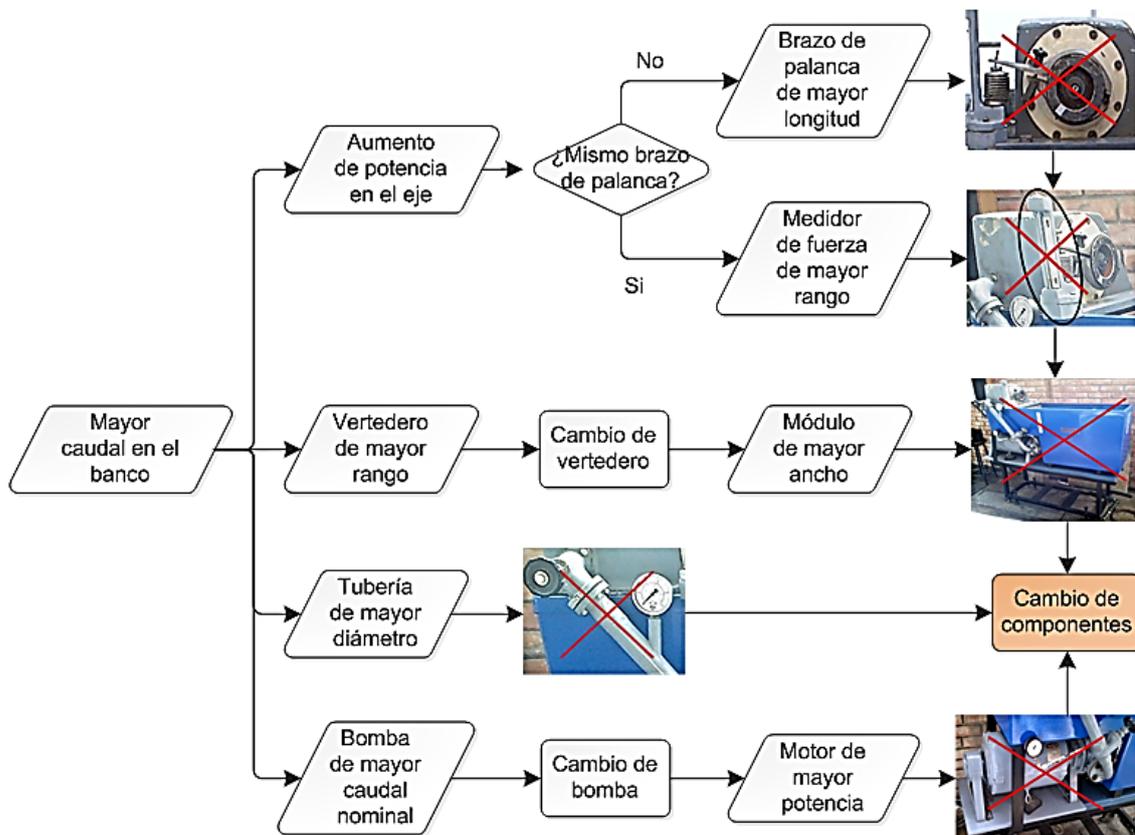


Figura 2. 20-Aumento de caudal en Alternativa de acople N°2

Se observa que con solo incrementar el caudal circulante a valores por encima de 5,33 l/s se descarta todo el equipamiento del banco de ensayo, desde el freno hasta la electrobomba. De este modo, a pesar de que se seleccionará una nueva electrobomba se evita el diseño e implementación de un nuevo banco de ensayo con la conservación del módulo actual.

Los valores de entrada que dan inicio a la iteración son las dimensiones mínimas del rotor ( $D_e > 80$  mm y  $B_r > 35$  mm) según los criterios de selección vistos en la alternativa anterior (pág. 34). Además, la velocidad rotacional variará entre 800 rpm y 1800 rpm según los conceptos N°2 y N°3.

De este modo la página 27 de los Anexos (RESULTADOS DE ITERACIÓN PARA LA ALTERNATIVA DE ACOUPLE N°2) muestra la iteración de esta segunda alternativa.

- Criterios de selección en la Alternativa de acople N°2

El acto de conservar el módulo actual conlleva a seleccionar resultados en donde se obtengan caudales menores al máximo medible en el canal. Este límite superior se propone con una constante de seguridad de mínima de 10%, mientras que el límite inferior adopta el valor cuya velocidad en la tubería sea mayor a 1 m/s:

$$\triangleright 1,14 \text{ l/s} < Q < 4,84 \text{ l/s}$$

Similarmente se procura conservar la correcta rigidez del rotor:

$$\triangleright 1 < D_e/B_r < 3$$

Asimismo garantizar el funcionamiento eficiente de la turbina:

$$\triangleright 40 < N_s < 160$$

Por último, los valores de presión y fuerza, en el manómetro Bourdon y en el medidor de fuerza, respectivamente, deben estar dentro de las magnitudes de máximas medibles pues el objetivo de esta alternativa es utilizar los mayores componentes posibles:

$$\triangleright 0 \text{ kPa} < p_1 < 250 \text{ kPa}$$

$$\triangleright 0 \text{ N} < F_{\text{máx}} < 30 \text{ N}$$

- Observaciones de iteración de Alternativa de acople N°2

Los resultados de iteración mostrados en la página 27 de los Anexos se grafican según la Figura 2. 21, Figura 2. 22 y Figura 2. 23, donde cada una presenta su correspondiente observación:

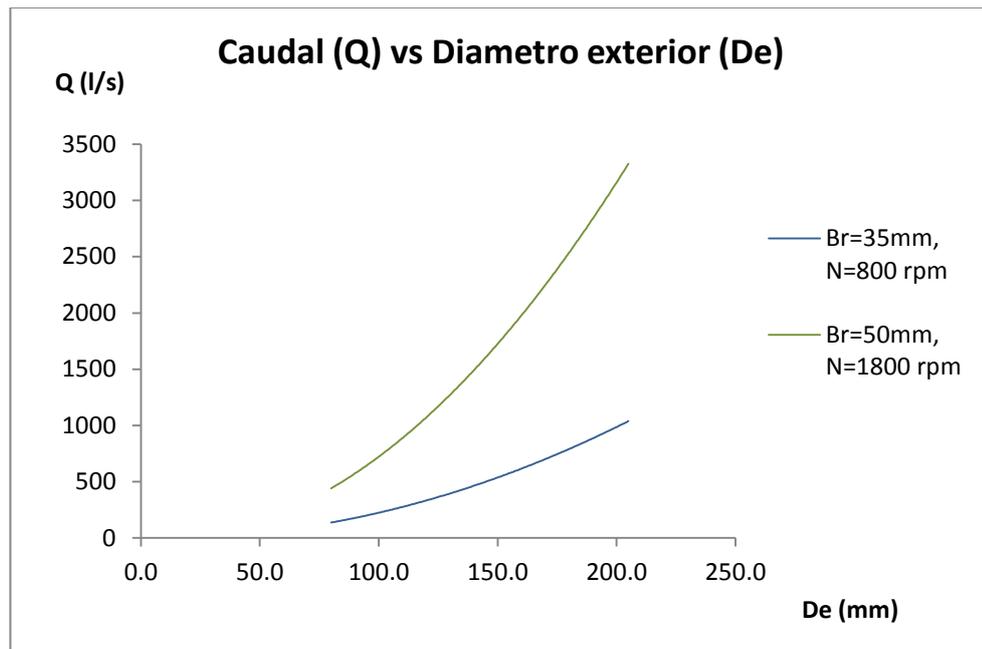


Figura 2. 21-Tendencia del caudal

- ❖ El caudal nominal del rotor es aceptable para un ancho de rotor ( $B_r$ ) igual a 35 mm; sin embargo, conforme aumenta el valor de  $B_r$  el caudal escapa del rango delimitado.
- ❖ El factor de rigidez ( $D_e/B_r$ ) se encuentra en el rango de selección en todos los resultados.
- ❖ No existen problemas con la velocidad específica ( $N_s$ ) pues en todos los resultados de la iteración siempre está por encima del valor mínimo de 40.

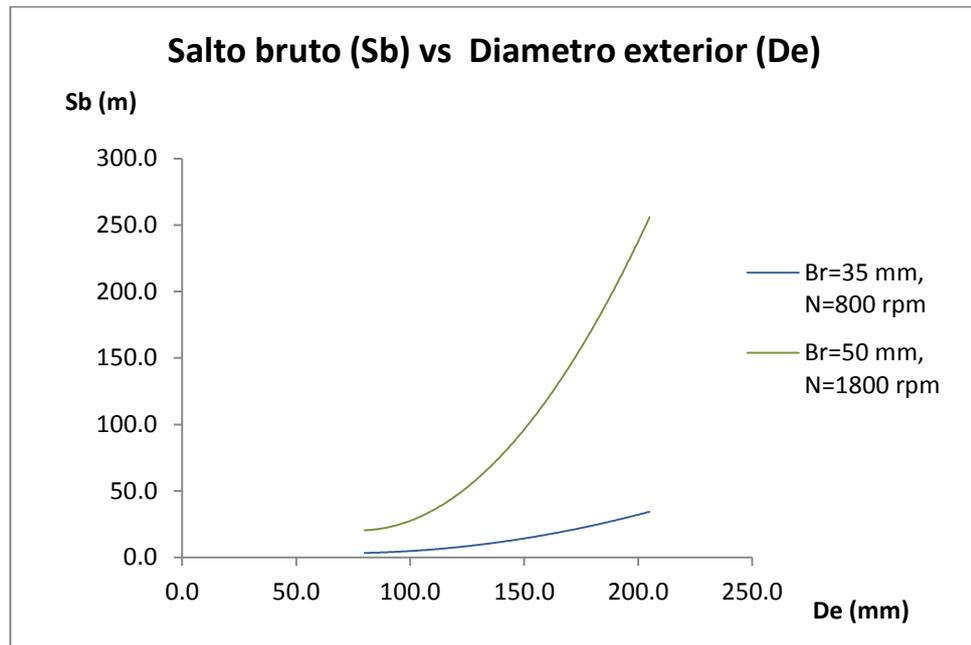


Figura 2. 22-Tendencia del salto bruto

- ❖ El salto bruto ( $S_b$ ) solo es aceptable para diámetros exteriores ( $D_e$ ) por debajo de 100 mm a bajas rpm, debido a que crece drásticamente para valores por encima de este límite.

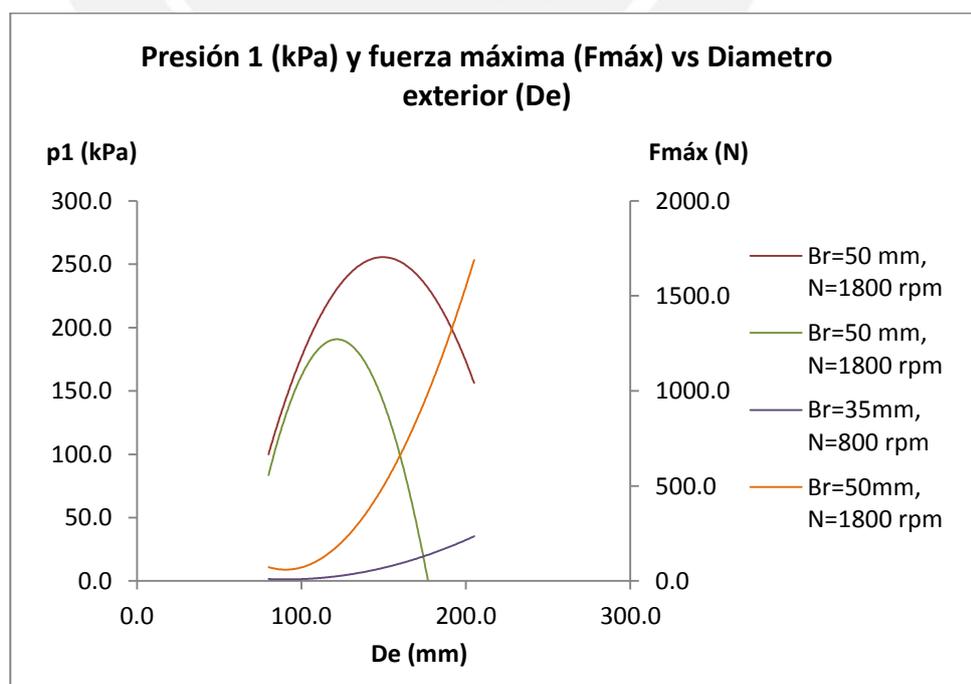


Figura 2. 23-Tendencia de la presión 1 y fuerza máxima

- ❖ Con respecto a los instrumentos de medición; el manómetro puede ser utilizado para cualquier resultado de iteración ya que nunca excede el valor máximo de  $250 \text{ kPa}$ ; el medidor de fuerza podría ser utilizable solo para  $D_e < 100 \text{ mm}$  para velocidades inferiores de  $1200 \text{ rpm}$ , pues conforme aumentan las revoluciones excede el valor permisible de medición de  $30 \text{ N}$  para diámetros exteriores superiores.
  - ❖ La velocidad en la tubería no es mayor a  $3 \text{ m/s}$  solo para resultados de caudal por debajo de  $3,42 \text{ l/s}$ ; mientras que el límite inferior de la velocidad recomendada no tiene problema pues todos los resultados superan el valor de  $1 \text{ m/s}$ .
  - ❖ Por último, para diámetros exteriores ( $D_e$ ) mayores a  $115 \text{ mm}$  y ancho de rotores ( $B_r$ ) mayores a  $50 \text{ mm}$  se minimiza las posibilidades de encontrar resultados de acuerdo a los últimos criterios de selección.
- Dimensiones del rotor en la Alternativa de acople N°2

De todos los resultados de iteración se seleccionó aquellos que cumplen con los nuevos criterios de selección (45 aciertos en esta alternativa); no obstante, a continuación se presenta solo cinco elecciones cuyas dimensiones se aproximan a las de la turbina Pelton (pág.24). Esta última elección tiene el objetivo de facilitar el acople del nuevo rotor Michell Banki:

Tabla 2. 9-Parámetros nominales y dimensiones del rotor en la Alternativa N°2

$Q \text{ (l/s)}$	$S_n \text{ (m)}$	$N \text{ (rpm)}$	$D_e \text{ (mm)}$ (Ec. 1. 17)	$D_i \text{ (mm)}$ (Ec. 1. 20)	$B_r \text{ (mm)}$ (Ec. 1. 19)	$D_e/B_r$	$N_s$ (Ec. 1. 22)
3.35	3.7	800	95.0	62.6	35.0	2.7	45.1
4.68	6.5	1000	100.0	65.9	35.0	2.9	44.2
4.79	5.8	1000	95.0	62.6	40.0	2.4	48.2
4.82	4.1	800	100.0	65.9	45.0	2.2	50.1
4.79	3.7	800	95.0	62.6	50.0	1.9	53.9

Tabla 2. 10-Parámetros de operación de los componentes del banco

$Q(l/s)$	$S_b (m)$	$V_t (m/s)$ (Ec. 2. 9)	$p1 (kPa)$ (Ec. 2. 11)	$F_{m\acute{a}x} (N)$ (Ec. 2. 12)
3.35	4.4	2.9	30.7	10.0
4.68	7.8	4.1	53.4	19.3
4.79	7.2	4.2	46.9	17.8
4.82	5.5	4.2	30.2	15.9
4.79	5.1	4.2	26.4	14.2

- Posibilidad de utilizar la electrobomba actual en Alternativa de acople N°2

La máxima variación de velocidad de una bomba tiene como límite la frecuencia de 30 Hz del motor donde es acoplada ya que, aparte de alejar a la bomba del mejor rendimiento a velocidad nominal, por debajo de esta frecuencia existen problemas de ventilación en el motor. Si el motor trabaja a 60 Hz y el acople es directo, la velocidad límite de la bomba sería la mitad de la nominal:

$$N_M = \frac{120 \cdot f}{p} = \frac{(120)(60)}{2} = 3600 \text{ rpm} \quad (\text{Ec. 2. 13})$$

$$N_{\acute{l}im} = \frac{(120)(30)}{2} = 1800 \text{ rpm}$$

Donde:

$N_M$  : Velocidad nominal del motor (rpm)

$f$  : Frecuencia nominal del motor (Hz)

$p$  : Número de polos del motor

$N_{\acute{l}im}$  : Velocidad límite de la bomba (rpm) cuando  $f = 30 \text{ Hz}$

Ahora es necesario conocer la curva de la bomba a 1800 rpm (ver Figura 2. 24) para delimitar los puntos de operación que podría suplir la bomba para los resultados de la iteración. De este modo se construye la curva homóloga ( $H_h$ ) a partir de la siguiente expresión:

$$H_h = K_h \cdot Q^2 \quad (\text{Ec. 2. 14})$$

Se escoge un punto nominal de trabajo (punto A en la Figura 2. 24) según la página 5 de los Anexos (INFORME DE LABORATORIO DE TURBOMÁQUINAS: TURBINA HIDRÁULICA PELTON, HORARIO 914-2) en donde  $Q_A = 3 \text{ l/s}$  y  $H_A = 16,3 \text{ m}$  a revoluciones nominales de la bomba ( $N = 2900 \text{ rpm}$ ). Por consiguiente, el valor de la constante homóloga para esta curva es  $1,81 \text{ m} \cdot \text{s}^2/\text{l}^2$ .

Luego, el punto B se calcula mediante la relación entre la velocidad nominal de la bomba y la velocidad límite:

$$Q_B = Q_A \left( \frac{N_B}{N_A} \right) = 3 \cdot \left( \frac{1800}{2900} \right) = 1,86 \text{ l/s} \quad (\text{Ec. 2. 15})$$

El salto del punto B se calcula con la (Ec. 2. 14):

$$H_B = K_h \cdot (Q_B)^2 = 1,81 \cdot (1,86)^2 = 6,28 \text{ m}$$

Se repite el mismo procedimiento para dos curvas homólogas más, de las cuales se obtendrán los dos puntos adicionales para construir la curva de la bomba a 1800 rpm.

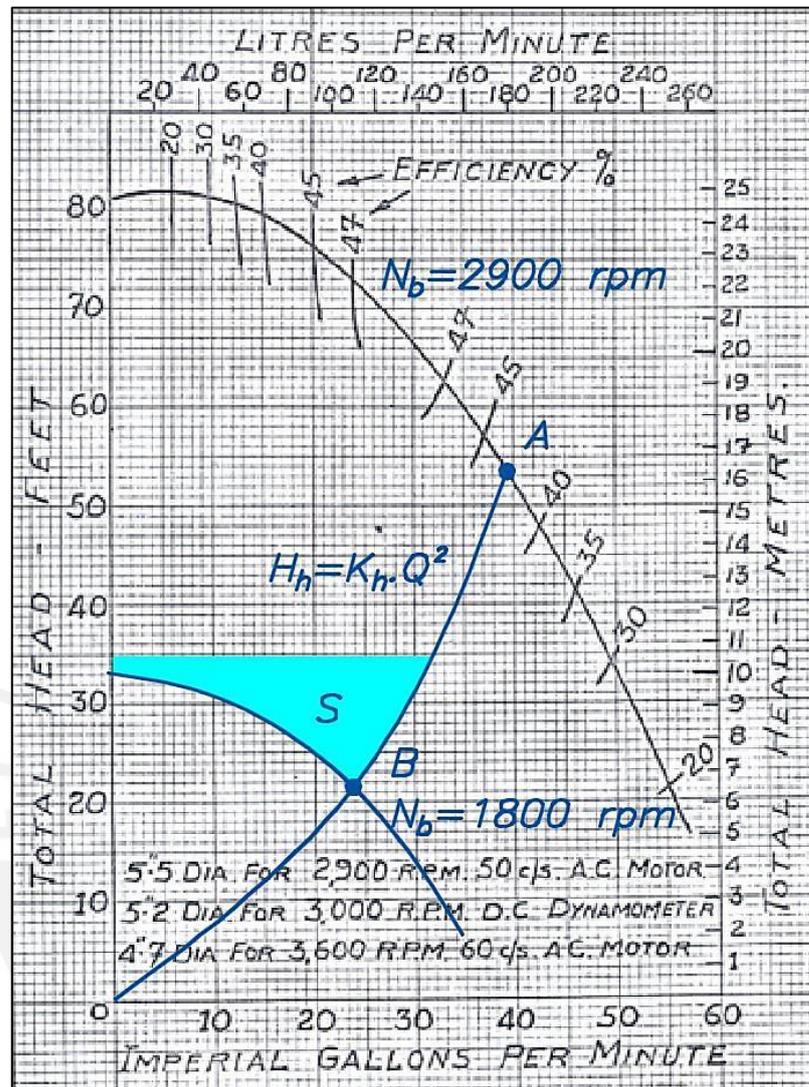


Figura 2. 24-Análisis del uso de electrobomba en la Alternativa de acople N°2

Los puntos de operación para las distintas geometrías de rotor seleccionadas que se encuentren por encima de la curva de la bomba a 1800 rpm podrán ser válidos al variar la velocidad del motor; sin embargo, las posibilidades de usar la electrobomba se delimitan aún más debido a que la curva homóloga graficada se aproxima a la curva del sistema sin regulación (válvulas totalmente abiertas) y solo se puede variar su tendencia hacia el lado izquierdo del gráfico. Además, los saltos brutos de cada opción de rotor no superan el valor de 10,6 m. De este modo, el área  $S$  es finalmente la última delimitación para los puntos de operación de las opciones de rotor presentadas.

✓ Ventajas

Evitar la necesidad de diseño y fabricación de otro módulo es una ventaja atractiva desde el punto de vista económico. Además, exige el ingenio de analizar los recursos existentes y adaptarlos, ya que como se realizó, el freno, canal con vertedero, manómetro, medidor de fuerza y tacómetro podrán ser utilizados.

En relación a las nuevas consideraciones de iteración, efectivamente existe un mayor número de resultados congruentes en la selección (45 resultados de 312 obtenidos en 24 iteraciones). Además, cinco de ellos se aproximan a la geometría del rotor Pelton facilitando el acople de la nueva turbina.

✓ Desventajas

Principalmente, la modificación del banco tiene vínculo con el cambio de la electrobomba. Esto debido a que ninguna de las cinco opciones de dimensiones del rotor podría trabajar en el banco según sus puntos nominales de operación obtenidos en la iteración (puntos por afuera del área  $S$ ), así se regulen las pérdidas del sistema o se varíe las revoluciones de la bomba.

### 2.2.3 Análisis Técnico-Económico

La evaluación de las alternativas de acople será realizada según la metodología de diseño VDI 2225, la cual enfatiza un análisis técnico-económico para seleccionar la alternativa óptima.

Los criterios de valoración técnica son los siguientes (peso en porcentaje):

- Alternativas de rotor (50 %): Número de opciones de dimensiones de rotor que satisfacen los criterios de selección según cada alternativa.
- Eficiencia de la electrobomba (30 %): Eficiencia con la que trabajaría la bomba actual o la nueva a implementar.
- Velocidad en la tubería (20 %): Número de opciones de dimensiones de rotor que cumplen con la velocidad recomendada de diseño en tuberías.

El puntaje a cada criterio de valoración técnica será otorgado según la siguiente tabla:

Tabla 2. 11-Puntaje de valoración técnica

Nro.	CRITERIOS TÉCNICOS DE EVALUACIÓN	PUNTAJE OTORGADO		
		1	2	3
1	ALTERNATIVAS DE ROTOR	La alternativa presenta al menos una (01) selección de diseño	La alternativa presenta de dos (02) a cuatro (04) selecciones de diseño	La alternativa presenta cinco (05) o más selecciones de diseño
2	EFICIENCIA DE ELECTROBOMBA	Las alternativas de selección generan que la bomba trabaje con 20 % de eficiencia o menos	Las alternativas de selección generan que la bomba trabaje con 20 % a 50 % de eficiencia	Las alternativas de selección generan que la bomba trabaje con 50 % de eficiencia o más
3	VELOCIDAD EN LA TUBERÍA	Todas las alternativas de selección provocan una velocidad en la tubería superior a 3 m/s	Al menos una (01) alternativa de selección no supera la velocidad en la tubería de 3 m/s	Dos (02) o más alternativas de selección no superan la velocidad en la tubería de 3 m/s

La página 40 de los anexos (EVALUACIÓN TÉCNICA DE LAS ALTERNATIVAS 1, 2 Y 3) presenta el formato de evaluación técnica según los criterios y puntajes descritos.

Por otro lado, los criterios de valoración económica son los siguientes:

- Costo de componentes (50 %): Inversión para adquirir los componentes del banco de ensayo en función al número de cambios.
- Costo de implementación (30 %): Precio de horas-hombre para montar los componentes en el banco de ensayo.
- Costo de mantenimiento (20 %): Actividad necesaria para garantizar el correcto funcionamiento de la turbina en el banco de ensayo.

Asimismo, el puntaje a cada criterio de valoración económica será otorgado según la siguiente tabla:

Tabla 2. 12- Puntaje de valoración económica

Nro.	CRITERIOS ECONÓMICOS DE EVALUACIÓN	PUNTAJE OTORGADO		
		1	2	3
1	COMPONENTES	El banco de ensayo requiere el cambio de tres (03) a más componentes	El banco de ensayo requiere el cambio de uno (01) a dos (02) componentes	El banco de ensayo no requiere el cambio de algún componente
2	IMPLEMENTACIÓN	Se requiere mayor tiempo para montar los componentes debido a su cantidad (03 a más unidades)	Se requiere un tiempo prudente para montar los componentes (hasta 02 unidades)	El tiempo para montar los componentes es mínimo
3	MANTENIMIENTO	Las tareas de mantenimiento serán muy frecuentes debido a la baja eficiencia de la bomba (menor a 20%)	Las tareas de mantenimiento serán frecuentes debido a la media eficiencia de la bomba (entre 20% y 50%)	Las tareas de mantenimiento serán eventuales debido a la buena eficiencia de la bomba (mayor a 50%)

La página 41 de los anexos (EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LAS ALTERNATIVAS 1, 2 Y 3) presenta el formato de evaluación económica según los criterios y puntajes descritos.

A continuación se muestra el resultado de la combinación de ambas evaluaciones (ver Figura 2. 25).

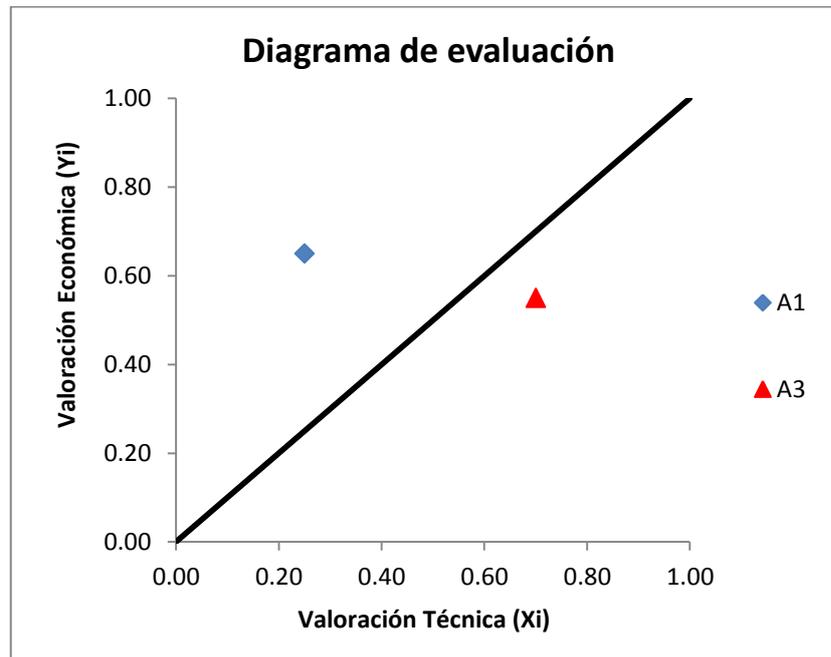


Figura 2. 25-Resultados de Evaluación Técnico-Económico: Alternativas N°1 y N°2

Como se esperaba, la Alternativa de acople N°1 (Banco de ensayo sin modificaciones) supera a la Alternativa de acople N°2 desde el punto de vista económico, pues se procura utilizar los componentes actuales del banco; sin embargo, el sistema de bombeo estaría en déficit pues la electrobomba trabajaría a bajo rendimiento y la velocidad en la tubería sería inadecuada y estos defectos se ve reflejado en su valoración técnica.

La Alternativa 3 (modificación parcial del banco de ensayo), a pesar de que no es tan económica como la Alternativa 1 al requerir modificaciones en el sistema de bombeo, es la que presenta un mejor balance técnico-económico (punto de valoración más cercano de la línea diagonal). De este modo se elige la opción de modificar parcialmente el banco de ensayo con la inclusión de un nuevo sistema de bombeo.

### 2.3 Dimensiones del rotor: Selección final

Debido a que las distintas opciones de rotor (05) presentan geometrías similares para la modificación parcial del banco, se opta por la tal cuya potencia teórica en el eje sea la mayor obtenible.

De este modo se presenta la Tabla 2. 13en donde se incluye los resultados del cálculo de potencia:

Tabla 2. 13-Parámetros de operación y dimensiones finales del rotor Michell Banki

$Q$ (l/s)	$S_n$ (m)	$N$ (rpm)	$P$ (W) (Ec. 1. 23)	$D_e$ (mm) (Ec. 1. 17)	$D_i$ (mm) (Ec. 1. 20)	$B_r$ (mm) (Ec. 1. 19)
3.35	3.7	800	85.7	95.0	62.6	35.0
4.68	6.5	1000	207.5	100.0	65.9	35.0
4.79	5.8	1000	191.3	95.0	62.6	40.0
4.82	4.1	800	136.6	100.0	65.9	45.0
4.79	3.7	800	122.4	95.0	62.6	50.0

Se observa que la mayor potencia teórica desarrollada es de 207,5 W. En consecuencia, para condiciones de 3,35 l/s de caudal; 6,5 m de salto neto y 1000 rpm se obtienen un rotor con 100 mm de diámetro exterior y 35 mm de ancho.

### Referencia Bibliográfica

- [2.1] PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERÚ - LABORATORIO DE TURBOMÁQUINAS, 2013. *Turbina hidráulica Pelton*. Material de enseñanza. Lima, p. 7.
2. GILBERT GILKES & GORDON LTD (1967). *CHARACTERISTIC CURVES FOR CENTURI PUMP*. Kendal, curve No 36-CT.
- [2.3] PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERÚ - LABORATORIO DE TURBOMÁQUINAS, 2013. *Turbina hidráulica Pelton*. Material de enseñanza. Lima, p. 7.
- [2.4] COZ, Federico y otros (1995). *Manual de mini y microcentrales hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos*: Lima: ITDG-Perú, p. 138.
- [2.5] HORARIO 914-2, 2013. *Informe de Laboratorio de Turbomáquinas: Turbina hidráulica Pelton*. Lima, p. 7.
- [2.6] HORARIO 914-2, 2013. *Informe de Laboratorio de Turbomáquinas: Turbina hidráulica Pelton*. Lima, p. 7, 8, 9 y 10.
- [2.7] ASSUREIRA, Estela (2007). *Tablas y gráficos de mecánica de fluidos*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, p. 59.
- [2.8] ASSUREIRA, Estela (2007). *Tablas y gráficos de mecánica de fluidos*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, p. 61.

### CAPÍTULO 3

#### DISEÑO HIDRÁULICO Y MECÁNICO DE LA TURBINA

En el presente capítulo se realiza el diseño hidráulico y mecánico de la turbina Michell Banki. Los cálculos en esta sección permiten obtener y verificar los principales componentes de la turbina: rotor, inyector, eje y pieza de transición.

##### 3.1. Diseño del rotor

Las dimensiones del rotor, obtenidas a partir del análisis del banco de ensayo, se muestran en la Figura 3. 1. Se cuenta con un rotor de 100 mm de diámetro exterior ( $D_e$ ), 66 mm de diámetro interior ( $D_i$ ), 35 mm de ancho ( $B_r$ ) y un número de álabes igual a 16 ( $z$ ).

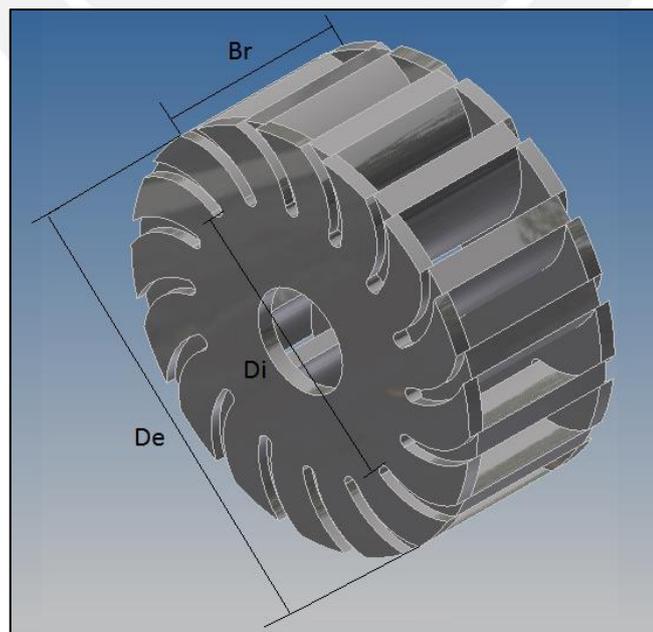


Figura 3. 1-Principales dimensiones del rotor

Sin embargo es necesario conocer la geometría que este describe para el diseño de sus álabes. Además de conocer el diámetro máximo de cavidad en su centro para definir el tipo de unión con el eje.

### 3.1.1 Geometría de álabe

Para una mejor conducción del agua, los álabes deben adoptar forma envolvente en sus extremos; no obstante, este requerimiento se aplica cuando los canales formados por los álabes poseen gran anchura, como es el caso de las turbinas Francis y Kaplan. Entonces, debido a que los canales en la turbina Michell Banki son pequeños, se opta por emplear curvatura en forma de arco circular, el cual puede obtenerse de un solo trazo para el diseño y pensando en su construcción, de segmentos de tubos existentes en el mercado. [3. 1]

La Figura 3. 2 se tomará como referencia para determinar los segmentos y ángulos característicos de la geometría del álabe.

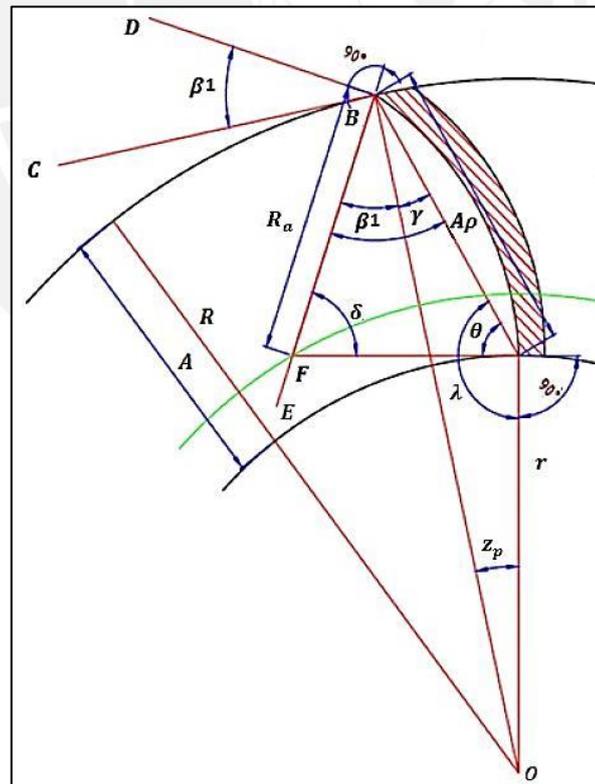


Figura 3. 2-Geometría del álabe [3. 2]

El paso entre álabes se obtiene de forma inmediata con el número de álabes:

$$z_p = \frac{360^\circ}{z} \quad (\text{Ec. 3. 1})$$

Por otro lado, se observa las siguientes relaciones

$$\theta = \gamma + (180^\circ - \beta_1) \quad (\text{Ec. 3. 2})$$

$$\lambda = 90 + \theta = (180^\circ - z_p - \gamma) \quad (\text{Ec. 3. 3})$$

Al reemplazar la ecuación (Ec. 3. 2 y (Ec. 3. 3 y despejando la variable  $\gamma$  se tiene:

$$\gamma = \left(\frac{\beta_1}{2} - 45^\circ\right) - \frac{z_p}{2} \quad (\text{Ec. 3. 4})$$

Realizando la misma operación para las demás variables se obtiene las siguientes expresiones

$$\theta = \left(\frac{\beta_1}{2} - 15^\circ\right) - \frac{z_p}{2} \quad (\text{Ec. 3. 5})$$

$$\lambda = \left(\frac{\beta_1}{2} + 75^\circ\right) - \frac{z_p}{2} \quad (\text{Ec. 3. 6})$$

Además, en el triángulo ABC se cumple lo siguiente

$$\delta = 180^\circ - [\gamma + (180^\circ - \beta_1) + \theta] \quad (\text{Ec. 3. 7})$$

Así, reemplazando (Ec. 3. 4 y (Ec. 3. 5 en (Ec. 3. 7 se obtiene:

$$\delta = 60^\circ + z_p \quad (\text{Ec. 3. 8})$$

Se observa que todos los ángulos descritos están en función del ángulo del álabe a la entrada ( $\beta_1$ ) y del paso entre álabe ( $z_p$ ). Como  $\beta_1$  es igual a  $150^\circ$  y  $z$  es igual a 16 es posible calcular el valor de  $\gamma$ ,  $\theta$ ,  $\lambda$  y  $\delta$ ; sin embargo, aún quedaría pendiente calcular algunos segmentos en la geometría del álabe.

Se define al ancho radial de la siguiente manera

$$A = R - r \quad (\text{Ec. 3. 9})$$

Donde:

$R$  : Radio del diámetro exterior ( $R = D_e/2$ )

$r$  : Radio del diámetro interior ( $r = D_i/2$ )

La importancia de esta dimensión radica en el efecto que produce cuando su longitud radial es grande, puesto que se generarían pérdidas internas por rozamiento [3. 3].

Además, al aplicar nuevamente ley de senos en el triángulo ABD se encuentra la siguiente relación para calcular el valor de la cuerda  $A_p$

$$\frac{A_p}{\sin z_p} = \frac{R}{\sin \lambda} \quad (\text{Ec. 3. 10})$$

Así, al despejar esta variable se obtiene lo siguiente

$$A_p = R \left( \frac{\sin z_p}{\sin \lambda} \right) \quad (\text{Ec. 3. 11})$$

Al aplicar por última vez ley de senos al triángulo ABC se encuentra la siguiente relación

$$\frac{A_p}{\sin \delta} = \frac{R_a}{\sin \theta} \quad (\text{Ec. 3. 12})$$

Por lo tanto, al reemplazar la ecuación (Ec. 3. 11 en (Ec. 3. 12 se obtiene esta última expresión:

$$R_a = R \left( \frac{\sin z_p}{\sin \delta} \right) \left( \frac{\sin \theta}{\sin \lambda} \right) \quad (\text{Ec. 3. 13})$$

El parámetro  $R_a$  es el radio del álabe, que como se mencionó, está relacionado con la dimensión del ancho radial  $A$ . Tanto el ángulo  $\beta_1$ , el espesor de álabe  $e$  y el radio del álabe  $R_a$  son parámetros fundamentales en el diseño y construcción del álabe.

Se espera que estos dos últimos parámetros se aproximen a las características de un tubo existente en el mercado, ya que debido a ello, se facilitaría de gran manera la construcción del rotor. De este modo se presenta la Tabla 3. 1 que recopila las características de tubos existentes en el mercado:

Tabla 3. 1-Especificación de tuberías inoxidables [3. 4]

DIMENSIONES Y PRESIONES DE TRABAJO DE TUBERÍA DE CÉDULA (PIPE) ASTM A312								
Diámetro Nominal NPS	Diám. Ext.		Cédula 40					
			Grosor Pared		Presión Ing. Trab.		Peso Aprox.	
	pg	mm	pg	mm	PSI	kg/m	Lb/pie	kg/m
1/8	.405	10.29	.068	1.73	6170	434	.25	.37
1/4	.540	13.72	.088	2.24	5970	420	.43	363
3/8	.675	17.15	.091	2.31	4810	338	.57	.85
1/2	.840	21.34	.109	2.77	4610	324	.85	1.27
3/4	1.050	26.67	.113	2.87	3750	264	1.13	1.69
1	1.315	33.40	.133	3.38	3510	247	1.68	2.50
1 1/4	1.660	42.16	.140	3.56	2880	202	2.27	3.39
1 1/2	1.900	48.26	.145	3.68	2590	182	2.72	4.05
2	2.375	60.33	.154	3.91	2180	153	3.65	5.45
2 1/2	2.875	73.03	.206	5.16	2390	168	5.79	8.64
3	3.500	88.90	.216	5.49	2070	146	7.58	11.30
3 1/2	4.000	101.60	.226	5.74	1890	133	9.11	13.58
4	4.500	114.30	.237	6.02	1750	123	10.79	16.09
6	6.625	168.28	.280	7.11	1395	98	18.97	28.28
8	8.625	219.08	.322	8.18	1227	86	28.55	42.57
10	10.750	273.05	.365	9.27	1113	78	40.48	60.36

El grosor de pared para un tubo de diámetro nominal de 1 1/4" con cédula 40 es de 3,56 mm. El cálculo de su diámetro interior resulta 35,04 mm, el cual se aproxima a dos veces el radio de álabe del rotor ( $R_a = 35$  mm). De este modo se verifica la posibilidad de utilizar un tubo de 1 1/4" diámetro nominal con cédula 40 para la fabricación de los álabes, en donde el espesor de álabe tomaría el valor de 3,56 mm.

### 3.2.2 Diámetro exterior máximo del cubo

La trayectoria del flujo en el interior del rotor conlleva a calcular el diámetro exterior máximo del cubo ( $d_{c_{máx}}$ ), pues es necesario, como se mencionó anteriormente, asegurar el recorrido libre del agua para no generar pérdidas de impacto al colisionar el fluido con el cubo del rotor.

Se calcula los ángulos de ingreso y salida (definidos en la pág. 7 y pág. 8, Figura 1. 5):

$$\theta_i = \frac{R_a \cdot \delta}{W_1} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot n \tag{Ec. 3. 14}$$

$$\theta_s = \frac{\theta_i}{C_f} \tag{Ec. 3. 15}$$

Donde  $C_f$  es el coeficiente de velocidad relativa que expresa la pérdida de fricción al colisionar el fluido con los álabes. En esta ocasión se utilizará un  $C_f$  igual a 0,98 [3. 5].

Finalmente, el cálculo del diámetro exterior máximo del cubo se aproxima con la siguiente expresión [3. 6]

$$d_{c_{m\acute{a}x}} = D_i \cdot \sin \theta_i \quad (\text{Ec. 3. 16})$$

Se obtiene un diámetro máximo del cubo igual a 25,44 mm. De este modo se selecciona el valor de 25 mm para garantizar la trayectoria libre del fluido.

### 3.2.3 Selección de material para discos laterales y álabes

Con el propósito de mantener el funcionamiento de la turbomáquina en el Laboratorio de Energía, es recomendable utilizar acero inoxidable en la fabricación de los álabes y discos laterales, los cuales son partes del rotor en contacto directo con el agua.

En la página 42 de los Anexos (COMPARACIÓN DE ACEROS INOXIDABLES) se presenta la variedad de aceros inoxidables divididos en tres grupos: martensíticos, ferríticos y austeníticos.

Según las características de los tres tipos de aceros inoxidables, se optará por escoger el austenítico de serie 3XX. Esta selección se fundamenta según la moderada exigencia mecánica de la turbina durante la realización de los ensayos. Además, tiene la principal ventaja de tener una excelente resistencia a la corrosión y oxidación frente al medio ambiente. Por último, al ser maquinables y poseer alto nivel de soldabilidad, facilitan la fabricación del rotor.

#### ➤ Selección del acero inoxidable austenítico

La página 43 de los Anexos presenta la tabla resumen “PRINCIPALES ACEROS INOXIDABLES DE LA SERIE 3XX” en donde se puede observar los aceros inoxidables austeníticos con frecuente movilización en el mercado.

Los AISI 304 y 304L son los aceros inoxidables básicos en la elaboración de tubos; presentan buena tenacidad, alta ductilidad y excelentes propiedades anticorrosivas. Además, su bajo contenido de carbono facilita su resistencia a la corrosión en estructuras soldadas. Por otro lado, los AISI 316 y 316L mantienen las mismas

propiedades pero con el incremento de la resistencia a la corrosión por la adición de Mo. Esta diferencia es relevante cuando se trata de evitar la corrosión por picaduras, la cual es generada por elementos como el flúor, cloro, bromo y yodo, denominados también como químicos halógenos [3. 7]. De este modo, con la elección de un AISI 316 o 316L se protege al rotor del contacto con agua potable (Cloro residual libre hasta 0,5 mg/l [3. 8]).

Por otro lado, cuando un acero base de la serie 3XX está expuesto a temperaturas entre 600°C y 850°C, corre el riesgo de formar  $Cr_{23}C_6$  y así disminuir el %Cr en las zonas adyacentes, por lo que el material quedaría sensibilizado (propenso a presentar corrosión intergranular). Al seleccionar un AISI de grado "L" (*Low Carbon*), se reducirá la posibilidad de formar  $Cr_{23}C_6$  con la disminución del %C y por consiguiente proteger al material durante el proceso de soldadura [3. 9]

En consecuencia se optará por la selección de un AISI 316L por presentar las mejores propiedades y características según el método de fabricación del rotor y condiciones de operación.

### 3.2.4 Selección del proceso de soldadura

En la página 44 de los Anexos se muestra las recomendaciones de cada tipo de proceso de soldadura de acuerdo al material a soldar. De acuerdo a la selección del AISI 316L, se observa que los procesos recomendables de soldadura son: arco metálico protegido (SMAW), arco sumergido (SAW), TIG (GTAW), MIG (GMAW), arco con presión y soldadura por puntos. El proceso de soldadura más favorable será seleccionado según sus ventajas en relación al material base, dimensiones de la unión y costo de operación.

El tipo de unión para el montaje del disco lateral y álabe es una unión a tope con bordes rectos (ver Figura 3. 3). Esta unión es adecuada para espesores menores a 4 mm y no requiere un mayor costo de preparación [3. 10].



Figura 3. 3-Tipo de unión entre disco lateral y álabe

Una vez definida la geometría de la unión se presenta en la página 45 de los Anexos (COMPARACIÓN DE LOS PROCESOS DE SOLDADURA) una recopilación de las ventajas y desventajas de los procesos de soldadura recomendados.

Se observa que el proceso de soldadura TIG es el más favorable bajo la consideración del material base y las dimensiones de la unión a soldar. En adición, el Taller de Manufactura de la universidad realiza operaciones de soldadura TIG, ocasionando que el proceso de fabricación del rotor se pueda ejecutar en las instalaciones de la facultad. Por lo tanto, se optará por tal procedimiento de soldadura.

➤ Selección del consumible

La varilla que proporcionará el material de aporte durante la soldadura rige la norma AWS con el código A5.4: E 316L-15 (electrodo básico para la soldadura de aceros austeníticos Cr-Ni-Mo con bajo contenido de carbono). En la página 46 de los Anexos se encuentra sus principales características.

Por otro lado, la página 47 de los Anexos presenta una propuesta del procedimiento de fabricación del rotor para así aclarar detalles del trabajo de manufactura.

### 3.2.5 Verificación mecánica

La verificación mecánica en esta sección comprende corroborar la selección del material, el espesor de los álabes y el espesor del cordón de soldadura. Este análisis se realizará en el caso más desfavorable: Rotor frenado y caudal máximo circulante.

Según las conclusiones a priori de este capítulo, la sección de los álabes se obtendrá de tubos AISI 316L de 1 1/4" de diámetro nominal con costura y cédula 40. Además, los álabes son considerados como vigas empotradas en sus extremos por el efecto de la soldadura y carga uniforme [3. 11].

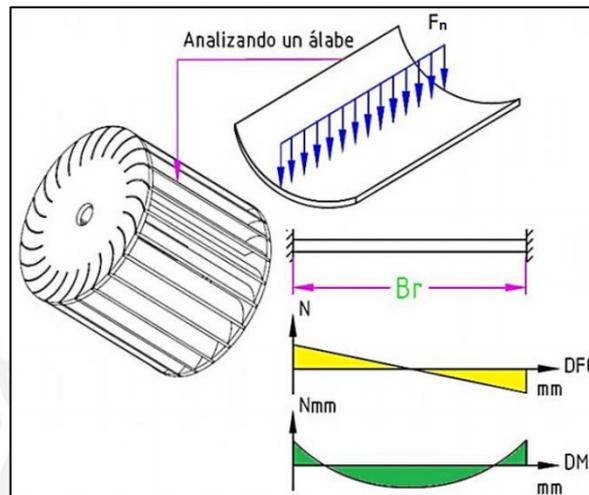


Figura 3. 4-Diagrama de fuerzas y momentos sobre el álabe [3. 12]

➤ Verificación por fluencia [3. 13]

Se debe cumplir que el esfuerzo máximo sobre el álabe no exceda el 66% del esfuerzo de fluencia del material ( $\sigma_F = 170 \text{ N/mm}^2$ ):

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq 0,66. \sigma_F \quad (\text{Ec. 3. 17})$$

El esfuerzo máximo se calcula:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_n \cdot B_r \cdot c}{12 \cdot I_x} \quad (\text{Ec. 3. 18})$$

Donde:

$F_n$ : Fuerza normal del agua [N].

$B_r$ : Ancho del rotor [m].

$c$ : Distancia de la vena superior a la sección [m].

$I_x$ : Momento de inercia de la sección, respecto al plano x [ $m^4$ ].

La fuerza que soporta cada álabe se calcula de la siguiente manera:

$$F_n = \frac{\rho \cdot Q_{m\acute{a}x} \cdot \Delta V_n}{k_o \cdot z} \quad (\text{Ec. 3. 19})$$

Donde:

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

$Q_{m\acute{a}x}$ : Caudal máximo de la turbina [m<sup>3</sup>/s].

$\Delta V_n$ : Representa la variación de los componentes de velocidad a lo largo del álabe en la dirección normal.

$k_o$ : Porcentaje de arco de admisión.

$z$ : Número de álabes.

La variación de los componentes de velocidad a lo largo del álabe en la dirección normal es calculada con la siguiente expresión:

$$\Delta V_n = V_1 \cdot \cos(\alpha_1 + \varepsilon) \quad (\text{Ec. 3. 20})$$

Donde  $\varepsilon$  rige la ecuación:

$$\varepsilon = \cos^{-1} \left( \frac{R^2 + R'^2 - r^2}{2R \cdot 2R'} \right) \quad (\text{Ec. 3. 21})$$

Siendo:

$$R' = 2 \cdot R_a \cdot \sin \frac{\delta}{2} \quad (\text{Ec. 3. 22})$$

Por otro lado, la distancia a la vena superior desde el centro de gravedad de la sección se calcula:

$$c = R_a + e - C_g \quad (\text{Ec. 3. 23})$$

Donde:

$e$ : Espesor del álabe [m].

$R_a$ : Radio de curvatura del álabe [m].

$C_g$ : Centro de gravedad [m].

El centro de gravedad de la sección del álabe se obtiene:

$$C_g = \frac{120 \cdot [(R_a + e)^3 - R_a^3][2 \cos \phi_1]}{\delta \cdot \pi \cdot [(R_a + e)^2 - R_a^2]} \quad (\text{Ec. 3. 24})$$

Siendo

$$\phi_1 = 90^\circ - \frac{\delta}{2} \quad (\text{Ec. 3. 25})$$

Finalmente, el momento de inercia se calcula:

$$I_x = \frac{[(R_a + e)^3 - R_a^3] \left[ \delta \cdot \frac{\pi}{180} + \sin \delta \right]}{8} - A_a \cdot (C_g)^2 \quad (\text{Ec. 3. 26})$$

Donde  $A_a$  es el área transversal del álabe según:

$$A_a = \delta \cdot \frac{\pi}{180} \cdot e \cdot \left( R_a + \frac{e}{2} \right) \quad (\text{Ec. 3. 27})$$

Tabla 3. 2-Resultados de la verificación por fluencia

Parámetro	Símbolo	Resultado	Unidades
Radio del álabe (radio interno de tubería)	Ra	17.5	mm
Espesor del álabe (espesor de la tubería)	e	3.6	mm
Ancho del rotor Br	Br	35.00	mm
Caudal máximo	Q	5.33	l/s
Coefficiente de admisión	ko	0.25	
Velocidad a la entrada	$V_1$	10.89	m/s
Ángulo de entrada	$\alpha_1$	16.1	°
Ángulo $\varepsilon$	$\varepsilon$	63.96	°
Variación de los componentes de velocidad	$\Delta V_n$	1.88	m/s
Área del álabe	Aa	90.8	mm <sup>2</sup>
Centro de gravedad del álabe	Cg	18.0	mm
Momento de inercia	Ix	214.8	mm <sup>4</sup>
Distancia a la vena fluida	c	3.1	mm
Fuerza normal en el álabe	$F_n$	2.5	N
Esfuerzo máximo en el álabe	$\sigma_{m\acute{a}x}$	0.11	N/mm <sup>2</sup>

Se verifica la resistencia a la fluencia de los álabes pues el valor del esfuerzo máximo ( $\sigma_{m\acute{a}x}$ ) es de  $0,11 \text{ N/mm}^2$  y es menor al 66% del esfuerzo de fluencia de material ( $112,2 \text{ N/mm}^2$ ).

➤ Verificación por rigidez

La deflexión máxima del álabe se determina con la siguiente expresión [3. 14]:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{\left(\frac{F_n}{B_r}\right) \cdot B_r^4}{384 \cdot E \cdot I_x} \quad (\text{Ec. 3. 28})$$

Donde:

$E$ : Módulo de elasticidad del material

El resultado de  $y_{m\acute{a}x}$  es igual a  $6,51 \times 10^{-3} \mu\text{m}$  para un longitud de  $0,035 \text{ m}$ . La deformación admisible recomendada para elementos de máquinas en general es de  $0,3 \text{ mm/m}$  [3. 15]. Es decir, se está comparando el valor de  $0,186 \mu\text{m/m}$  (deflexión máxima) con  $300 \mu\text{m/m}$  (deformación admisible). Por lo cual se verifica la rigidez de los álabes.

➤ Verificación de soldadura entre álabes y disco lateral [3. 16]

El diseño de uniones soldadas para elementos de máquinas sometidos a cargas variables permite verificar la soldadura entre los discos laterales y álabes. El esfuerzo que resiste la unión soldada es de carácter pulsante debido a que el chorro de agua colisiona con los álabes en cierto intervalo de tiempo, en donde el pico de esfuerzo es alcanzado cuando el rotor se encuentra frenado.

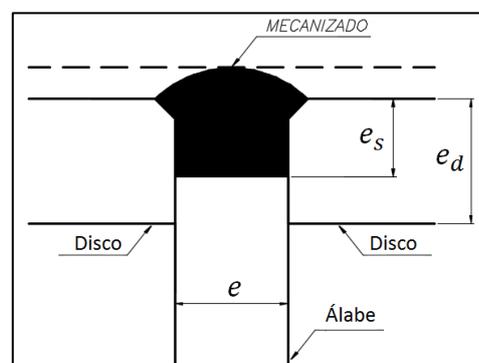


Figura 3. 5-Esquema de unión soldada

Se verifica la unión soldada con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{eq} \leq v_1 \cdot v_2 \cdot \sigma_{pul}^t \tag{Ec. 3. 29}$$

Donde:

- $\sigma_{eq}$ : Esfuerzo equivalente en el cordón de soldadura [ $N/mm^2$ ]
- $v_1$ : Factor de forma de la unión
- $v_2$ : Factor de calidad
- $\sigma_{pul}^t$ : Esfuerzo pulsante del acero AISI 316L [ $N/mm^2$ ] [3. 17]

La fuerza resultante sobre el álabe genera que el cordón de soldadura esté sometido a tracción:

$$\sigma_{eq} = F_s / A_s \tag{Ec. 3. 30}$$

Donde la fuerza que produce dicha tracción es la mitad de la fuerza resultante aplicada sobre el álabe (ver Figura 3. 6):

$$F_s = F_n / 2 \tag{Ec. 3. 31}$$

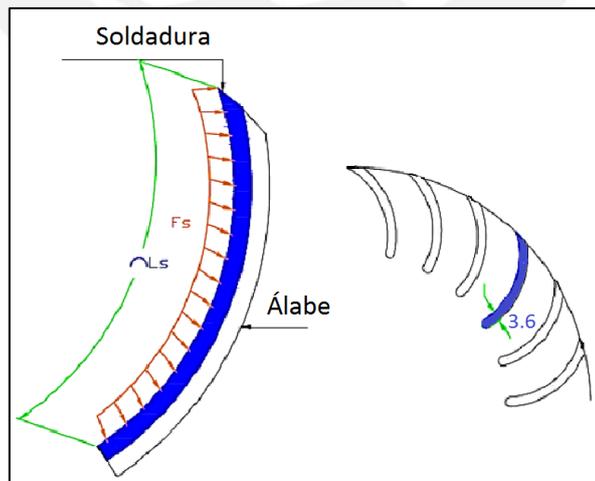


Figura 3. 6-Fuerza normal de tracción sobre la soldadura

Además, el área que está sometida a tracción se calcula:

$$A_s = \delta \cdot \frac{\pi}{180} \cdot R_a \cdot e_s \quad (\text{Ec. 3. 32})$$

Donde:

$e_s$ : Espesor de soldadura [ $mm$ ]

Tabla 3. 3-Resultados de la verificación por soldadura

Parámetro	Símbolo	Resultado	Unidades
Fuerza en cada cordón de soldadura	$F_s$	1.3	$N$
Espesor del cordón de soldadura	$e_s$	2.5	$mm$
Área del cordón de soldadura	$A_s$	57.1	$mm^2$
Factor de forma de la unión soldada	$v_1$	0.7	-
Factor de clase de calidad en la unión soldada	$v_2$	0.80	-
Esfuerzo equivalente de tracción en el cordón	$\sigma_{eq}$	0.011	$N/mm^2$

Se verifica la resistencia de la unión soldada pues el valor del esfuerzo equivalente ( $\sigma_{eq}$ ) es de  $0,011 N/mm^2$  y es menor al esfuerzo pulsante del material multiplicado por las factores de soldadura ( $120,7 N/mm^2$ ). Además, para espesor a soldar entre 4 mm y 7 mm, el cordón de soldadura mínimo es de 2,5 mm (según el Eurocódigo). De este modo se limita el espesor del disco ( $e_s$ ) entre estos valores.

➤ Verificación de soldadura entre cubo y disco lateral

Esta unión soldada será verificada según la teoría de elementos de máquinas sometidos a esfuerzos estáticos, debido a que este análisis implica que el estado en donde el rotor se encuentra frenado:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm} = v \cdot v_2 \cdot \sigma_F \quad (\text{Ec. 3. 33})$$

De acuerdo a la Figura 3. 7 se calculan las fuerzas y momentos actuantes:

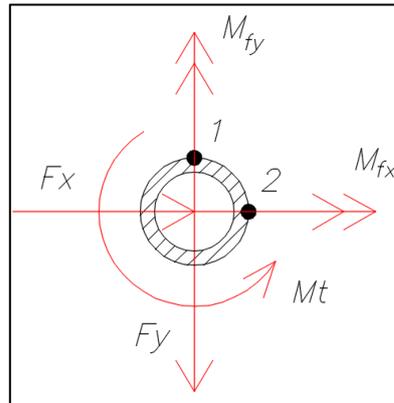


Figura 3. 7-Fuerzas y momentos en la sección de soldadura

$$M_{fy} = D_s \cdot F_{chy} \quad (\text{Ec. 3. 34})$$

$$M_{fx} = D_s \cdot F_{chx} \quad (\text{Ec. 3. 35})$$

$$F_y = \frac{F_{chy}}{2} \quad (\text{Ec. 3. 36})$$

$$F_x = \frac{F_{chx}}{2} \quad (\text{Ec. 3. 37})$$

Se calcula el estado de esfuerzos en el primer punto:

$$n_1 = \frac{M_{fx} \left( \frac{d_c}{2} + a \right)}{I_x} \quad (\text{Ec. 3. 38})$$

$$t_{a1} = \frac{M_t \left( \frac{d_c}{2} + a \right)}{I_o} + \frac{F_x}{A_c} \quad (\text{Ec. 3. 39})$$

$$t_{n1} = \frac{F_y}{A_c} \quad (\text{Ec. 3. 40})$$

Se calcula el estado de esfuerzos en el segundo punto:

$$n_2 = \frac{M_{fy}(\frac{d_c}{2} + a)}{I_y} \quad (\text{Ec. 3. 41})$$

$$t_{a2} = \frac{M_t(\frac{d_c}{2} + a)}{I_o} + \frac{F_y}{A_c} \quad (\text{Ec. 3. 42})$$

$$t_{n1} = \frac{F_x}{A_c} \quad (\text{Ec. 3. 43})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n^2 + 1,8(t_n^2 + t_a^2)} \quad (\text{Ec. 3. 44})$$

Se obtiene un  $\sigma_{eq}$  igual a 1,67 N/mm<sup>2</sup> para el primer punto mientras que para el segundo uno de valor igual a 2,18 N/mm<sup>2</sup>. Así se escoge el mayor y se compara los requerimientos de este análisis, donde:  $v = 0,8$ ;  $v_2 = 0,8$  y  $\sigma_F = 170 \text{ N/mm}^2$

De este modo se presenta la siguiente tabla con los resultados de esta sección:

Tabla 3. 4-Resultados de verificación por soldadura entre cubo y disco lateral

Parámetro	Símbolo	Resultado	Unidades
Distancia hacia el centro de la soldadura	$d_{ec}$	25	mm
Garganta del cordón de soldadura	$a$	2.5	mm
Momento flector en y	$M_{fx}$	1676.0	N/mm <sup>2</sup>
Momento flector en x	$M_{fy}$	414.7	N/mm <sup>2</sup>
Fuerza en y	$f_y$	39.0	N
Fuerza en x	$f_x$	9.6	N
Área del cordón de soldadura	$A$	216	mm <sup>2</sup>
Inercia polar de la sección	$I_o$	41172	mm <sup>4</sup>
Inercia en x e y de la sección	$I_{x-y}$	20586	mm <sup>4</sup>
Esfuerzo en dirección normal en 1	$n_1$	0.30	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo en dirección longitudinal en 1	$t_{a1}$	1.21	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo en dirección transversal en 1	$t_{n1}$	0.18	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo en dirección normal en 2	$n_2$	1.22	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo en dirección longitudinal en 2	$t_{a2}$	1.35	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo en dirección transversal en 2	$t_{n2}$	0.04	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo equivalente en 1	$\sigma_{eq1}$	1.67	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo equivalente en 2	$\sigma_{eq2}$	2.18	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo admisible	$\sigma_{adm}$	36	N/mm <sup>2</sup>

Se concluye que, a pesar que el punto 2 de la sección tiene un valor mayor en el esfuerzo equivalente, la soldadura del cubo y disco lateral trabaja de forma correcta pues es mucho menor que el esfuerzo admisible del análisis ( $FS_R = 3$ ). [3. 18]

### 3.2. Diseño del eje

El eje se encontrará apoyado sobre dos rodamientos, los cuales serán sujetos por una pieza cilíndrica; a su vez, esta pieza cilíndrica será sujeta mediante una unión por pernos en la carcasa de la turbina (ver Figura 3. 8). De este modo el rotor estará en voladizo, permitiendo observar la trayectoria del flujo dentro del rotor desde el extremo izquierdo.

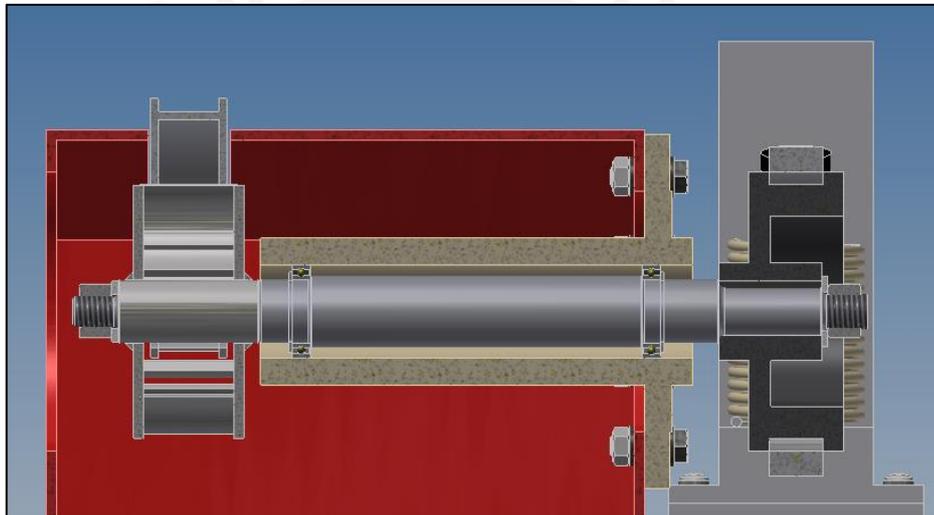


Figura 3. 8-Eschema de eje en voladizo

Los datos de entrada para el cálculo del eje son los siguientes:

- Peso del rotor: Abarca la suma de pesos de los discos laterales, álabes y cubo:

$$W_{rotor} = 16 \cdot W_{\text{álabes}} + 2 \cdot W_{\text{disco}} + W_{\text{cubo}} \quad (\text{Ec. 3. 45})$$

- Peso de la polea: Peso de la polea con su respectivo cubo ( $W_{\text{polea}}$ )
- Fuerza del chorro de agua: Calculada a partir de la Fuerza Tangencial actuante en el rotor:

$$F_{ch} = \frac{F_{t_{rotor}}}{\cos(\alpha_1)} \tag{Ec. 3. 46}$$

- A su vez, la Fuerza Tangencial en el rotor es calculada a través del Momento Torsor que ejerce el freno:

$$F_{t_{rotor}} = \frac{2M_t}{D_m} \tag{Ec. 3. 47}$$

Donde:

$$D_m = \frac{D_e + D_i}{2} \tag{Ec. 3. 48}$$

- Por último, el Momento Torsor adquiere el valor de la Fuerza Tangencial en la polea multiplicada por el brazo de palanca.

$$M_t = 160 \cdot F_{t_{polea}} \tag{Ec. 3. 49}$$

El diseño del eje compromete evaluar la sección crítica cuando la turbina trabaja con el rotor frenado (carga estática). Se presenta el DCL según la Figura 3. 9 luego de adicionar el peso de los componentes como fuerzas distribuidas en las secciones del rotor y polea y descomponer la Fuerza del chorro en los respectivos ejes x e y:

$$F_{chx} = F_{ch} \cdot \text{sen}(\beta_1 - \alpha_1) \tag{Ec. 3. 50}$$

$$F_{chy} = F_{ch} \cdot \text{cos}(\beta_1 - \alpha_1) \tag{Ec. 3. 51}$$

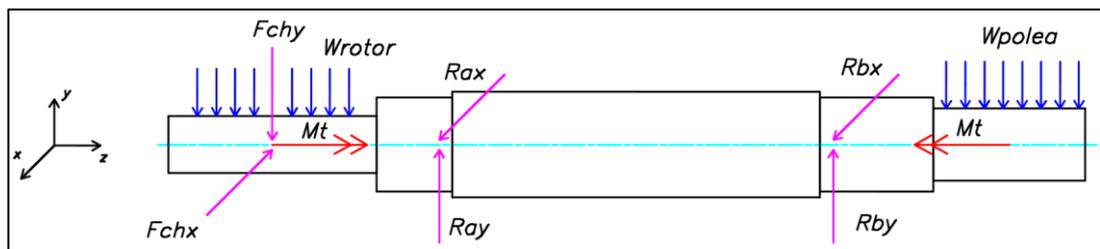


Figura 3. 9-Diagrama de fuerzas del eje

De este modo se obtienen los siguientes diagramas de fuerzas y momentos para la condición de trabajo definida:

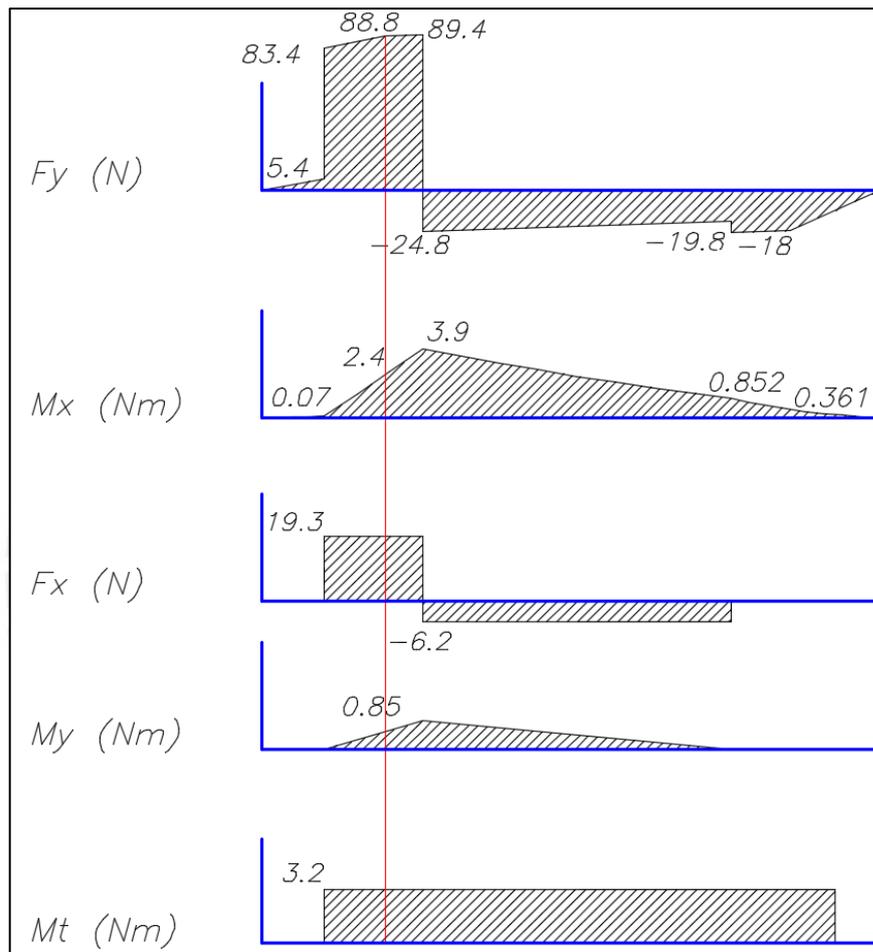


Figura 3. 10-Diagrama de fuerzas y momentos con rotor bloqueado

Se observa que la sección crítica se encuentra en la longitud del eje donde irá montado el rotor Michell Banki. En consecuencia se procede a evaluar dicha sección.

### 3.2.2 Análisis de carga estática

Debido a que el rotor se encuentra totalmente frenado, este análisis conlleva a realizar una verificación de fluencia bajo cargas estáticas (ver Figura 3. 11):

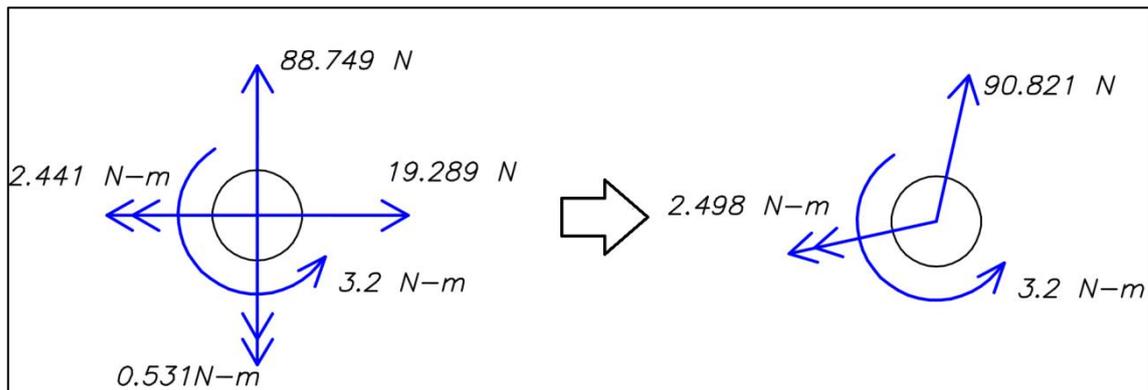


Figura 3. 11-Fuerzas y momentos estáticos en la sección crítica

El esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante se calcula según:

$$\tau_c = \frac{F_c}{\pi \cdot \frac{d_{eje}^2}{4}} \quad (\text{Ec. 3. 52})$$

Asimismo, el momento flector resultante con la siguiente expresión

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d_{eje}^3} \quad (\text{Ec. 3. 53})$$

El esfuerzo cortante debido al momento torsor rige la siguiente ecuación:

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d_{eje}^3} \quad (\text{Ec. 3. 54})$$

Por último se calcula el estado de esfuerzos equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3(\tau_c^2 + \tau_t^2)} \quad (\text{Ec. 3. 55})$$

Cuyo factor de seguridad se obtiene según la relación:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} \quad (\text{Ec. 3. 56})$$

Los resultados de este análisis se muestran en la Tabla 3. 5 bajo el mismo material seleccionado en el análisis anterior:

Tabla 3. 5-Resultados de verificación a la fluencia del eje

Parámetro	Símbolo	Resultado	Unidades
Diámetro del eje	$d_{eje}$	15	mm
Esfuerzo cortante	$\tau_c$	0.514	$N/mm^2$
Esfuerzo normal por flexión	$\sigma_f$	7.539	$N/mm^2$
Esfuerzo cortante por torsión	$\tau_t$	4.829	$N/mm^2$
Esfuerzo equivalente de Von Mises	$\sigma_{eq}$	11.295	$N/mm^2$
Factor de seguridad	$FS$	21	-

### 3.3.3 Cálculo de chavetas

Se emplearán dos chavetas paralelas para la unión entre los cubos del rotor y polea, cada uno respectivamente con el eje. El torque desarrollado será transmitido por la fuerza tangencial de las chavetas producto del chorro de agua hacia el eje y el freno acoplado en el otro extremo. De este modo se presenta el cálculo que verifica la presión admisible o de contacto para no dañar el cubo.

En la página 49 de los Anexos se presenta el método de cálculo para la verificación correspondiente. Las dimensiones obtenidas de las chavetas se aprecian en la siguiente tabla:

Tabla 3. 6-Chavetas seleccionadas

Chaveta seleccionada	Diámetro del eje	unidades
DIN 6885 5x5x20-A	15	mm
DIN 6885 6x6x20-A	19	mm

### 3.3. Diseño del inyector

Para una turbina de flujo transversal, el inyector junto con el rotor determinan la eficiencia de la turbomáquina. Como se mencionó anteriormente, este componente es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor, por lo que esta conducción deberá generar que el fluido adopte una correcta aceleración y distribución de velocidades uniforme, en busca de lograr la mayor transformación de energía potencial en cinética.

La geometría del inyector dependerá principalmente del ángulo de admisión  $\theta_a$  y del elemento de regulación que posea, siempre y cuando se cuente con este último. Por

ende, si bien el arco de admisión  $k_o$  fue asumido con el valor de 0,25 ( $\theta_a$  igual a  $90^\circ$ ), el ángulo de admisión será calculado y corregido en el capítulo 3.3.3; Curva envolvente del inyector.

El inyector tiene una sección transversal rectangular compuesto por dos caras laterales rectas que canalizan el flujo a sobre todo el ancho del rotor (Ver Figura 3. 12), una cara superior de forma envolvente que guía el ingreso del chorro de agua con ángulo  $\alpha_1$  alrededor de los  $16^\circ$  (p.12) y una cara inferior recta que en algunos casos puede tener una inclinación de  $5^\circ$  como máximo [3. 19].

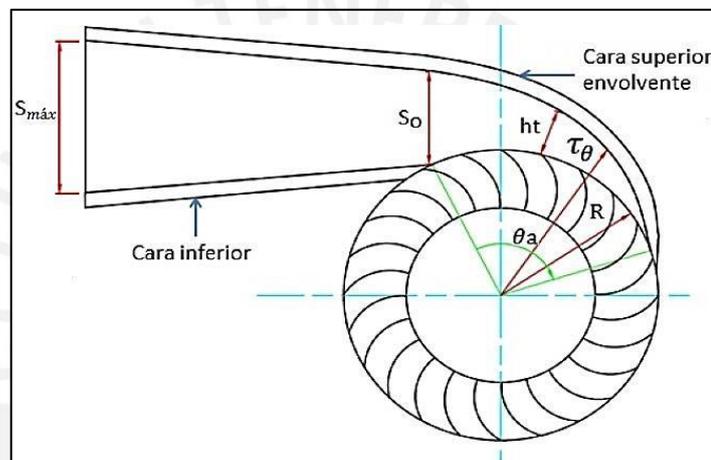


Figura 3. 12-Geometría del inyector [3. 20]

### 3.2.1 Ancho del inyector

El ancho del inyector fue calculado previamente para obtener el anchor del rotor (Ec. 1. 21). Así, se reduce el cálculo del ancho del inyector a la siguiente expresión:

$$B_i = \frac{Q}{1,19 \cdot \sqrt{H_n} \cdot (\pi \cdot D_e - e \cdot z) \cdot k_o} \tag{Ec. 3. 57}$$

### 3.2.2 Altura de garganta

Este valor (Ver Figura 3. 12) se obtiene al realizar la Ecuación de Continuidad entre el ancho de garganta y la salida del inyector [3. 21]:

$$V_0 \cdot S_o \cdot B_i = V_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \pi \cdot D_e \cdot B_i \cdot k_o \tag{Ec. 3. 58}$$

Se considera que la velocidad de agua proveniente del inyector es igual a la velocidad de ingreso al rotor ( $V_0 = V_1$ )

Por lo tanto, la altura de garganta se reduce finalmente a la siguiente expresión

$$S_o = \sin \alpha_1 \cdot \pi \cdot D_e \cdot k_o \quad (\text{Ec. 3. 59})$$

### 3.2.3 Máxima altura de garganta ( $S_{m\acute{a}x}$ )

La distancia entre el ingreso del agua en el inyector y el centro de la curva envolvente condiciona la magnitud de la máxima altura de garganta. Esta distancia depende del espacio disponible para instalar el inyector (Figura 2. 16) y la continuidad de sección por parte de la pieza de transición.

#### 3.3.3 Curva envolvente del inyector

Para hallar el conjunto de puntos que conforman la curva envolvente del inyector (cara superior) se requiere, en primer lugar, calcular el arco de admisión.

$$L_a = \left( \frac{\pi \cdot D_e}{z} + e \right) \cdot Z_a \quad (\text{Ec. 3. 60})$$

Luego, el ángulo de admisión será:

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi \cdot D_e} \cdot L_a \quad (\text{Ec. 3. 61})$$

De este modo, la curva envolvente del inyector está definida por la siguiente expresión [3. 22] para cualquier ángulo a partir del valor de  $0^\circ$  hasta el valor límite de  $\theta_a$ .

$$\tau_\theta = \frac{D_e}{2} \cdot e^{\left[ \frac{\left( 1 - \frac{\theta}{\theta_a} \right)}{B_i \cdot C_t} \right]} \cdot Q \quad (\text{Ec. 3. 62})$$

Donde  $C_t$  es la constante que interviene al cumplirse la ley de torbellino potencial y es igual a la siguiente expresión:

$$C_t = \frac{D_e}{2} \cdot 1,19 \cdot \sqrt{H_n} \quad (\text{Ec. 3. 63})$$

### 3.3.3 Verificación mecánica

El inyector es el componente de la turbina que soporta la máxima presión cuando el flujo de agua ingresa en él. Se empleará una chapa de acero ASTM A36 para su fabricación, puesto que es de uso común en estructuras y elementos de máquinas sometidos a cargas medianas; además, los factores de alta maquinabilidad y soldabilidad contribuirán para su fácil manufactura. Por otro lado, con fines de evitar la corrosión de este componente se revestirá el tal con pintura epóxica.

La cara inferior del inyector es la que soporta los mayores esfuerzos. Debido a esto el análisis de verificación mecánica se delimita a evaluar el espesor de esta cara por fluencia y máxima deformación.

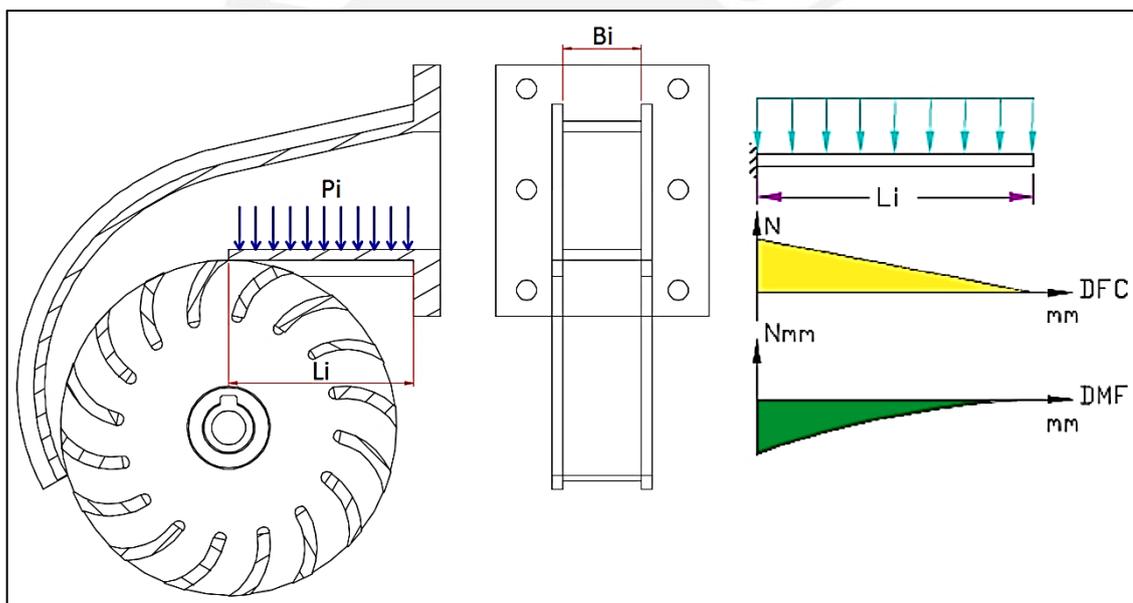


Figura 3. 13-Análisis de fuerzas y momentos en la cara inferior del inyector

➤ Verificación por fluencia

$$\sigma_{f\text{ máx}} \leq \frac{\sigma_F}{FS} \tag{Ec. 3. 64}$$

Donde:

$\sigma_{f\text{ máx}}$ : Esfuerzo normal debido al momento flector máximo (sección crítica)  $[N/mm^2]$ .

$FS$ : Facto de seguridad

$\sigma_f$ : Esfuerzo de fluencia del material seleccionado [ $N/mm^2$ ]

El esfuerzo normal máximo por flexión se calcula según:

$$\sigma_{f\text{máx}} \leq \frac{M_f \cdot t_i/2}{I} \quad (\text{Ec. 3. 65})$$

Donde:

$M_f$ : Momento flector máximo (sección crítica) [ $N/mm^2$ ].

$t_i$ : Espesor de la cara inferior del inyector [ $mm$ ].

$I$ : Momento de inercia de la sección [ $m^4$ ].

$$I = \frac{L_i \cdot t_i^3}{12} \quad (\text{Ec. 3. 66})$$

La fuerza debido a la presión del agua (estática y dinámica) al ingreso del inyector (Figura 3. 14) se calcula a través de la siguiente ecuación:

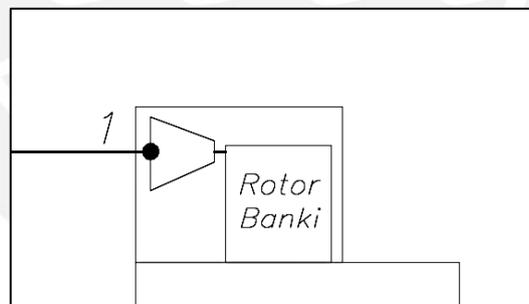


Figura 3. 14-Presión total en el ingreso del inyector

$$F_h = P_1 \cdot B_i \cdot L_i \quad (\text{Ec. 3. 67})$$

Se procede con el cálculo del momento flector máximo al considerar la plancha inferior como una viga empotrada en un extremo y voladizo en el otro según la Figura 3. 13.

$$M_f = \left( \frac{F_h}{L_i} \right) \cdot L_i^2 \quad (\text{Ec. 3. 68})$$

De este modo se presenta la siguiente tabla con los resultados de esta primera verificación:

Tabla 3. 7-Resultados de la verificación por fluencia del inyector

Parámetro	Símbolo	Resultado	Unidades
Esfuerzo de fluencia		0.0	$N/mm^2$
Presión en el inyector	Pi	0.08	MPa
Ancho del inyector	Bi	23.3	mm
Longitud	Li	55	mm
Fuerza hidrostática	Fh	108.66	N
Espesor de plancha	ti	2.0	mm
Factor de seguridad	FS	3	-

El espesor mínimo que cumpla la verificación por fluencia para un adecuado factor de seguridad será verificado también por su deflexión máxima.

#### ➤ Verificación por rigidez

La deflexión máxima de la cara inferior del inyector se determina mediante la siguiente expresión:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{F_h L_i^3}{8 \cdot E \cdot I} \quad (\text{Ec. 3. 69})$$

El resultado de  $y_{m\acute{a}x}$  es igual a  $0,29 \text{ mm}$ . Este valor será tomado en consideración para determinar el juego máximo existente entre el inyector y el rotor y así evitar mayores fugas durante la inyección.

### 3.3. Diseño de pieza de transición

La pieza de transición es la encargada de conectar dos aberturas: la tubería actual de presión y la tubería rectangular previa al inyector. De este modo la transición es de una sección circular hacia una rectangular.

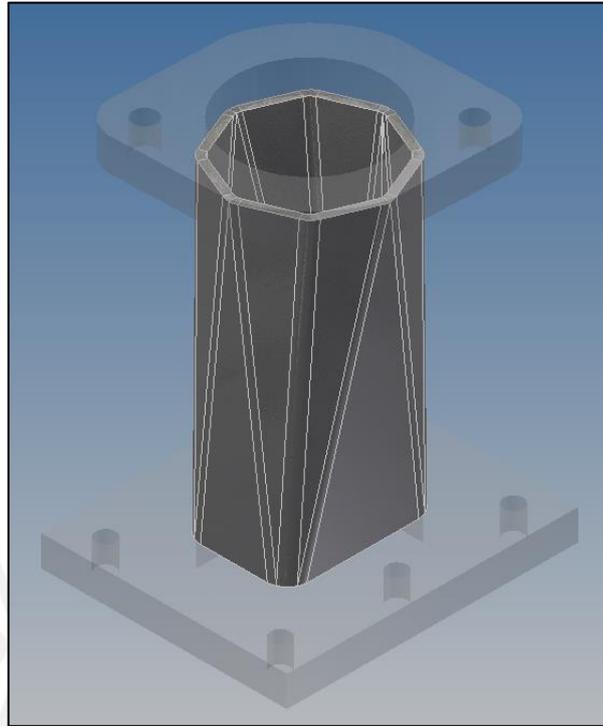


Figura 3. 15-Pieza de transición

➤ Secciones de la transición

La tubería de descarga del banco tiene un diámetro interior definido, el cual es de 1 1/4", por ende queda definida la sección circular de la transición. Por otro lado, el ancho del inyector tiene un valor fijo igual a 23,3 mm y su máxima altura de garganta fue definida de tal manera que coincida con la altura de sección de la transición y así evitar perturbaciones por cambios bruscos de sección.

➤ Desarrollo de la pieza de transición.

El desarrollo de la pieza de transición es obtenido mediante el método de triangulación [3. 23. Este consiste en formar la sección circular de la transición mediante ciertos triángulos isósceles, los cuales son proyectados para lograr el completo desarrollo de la pieza (ver página 50 de los Anexos).

### 3.3. Diseño de tubería rectangular

La tubería rectangular, al igual que la pieza de transición, es parte del sistema de bombeo para conducir el flujo hacia el rotor; sin embargo, esta tubería se encuentra

apoyada sobre la carcasa y soporta la presión del fluido antes del ingreso al inyector, por lo que es necesario calcular las reacciones en la sujeción de este elemento (ver Figura 3. 16).

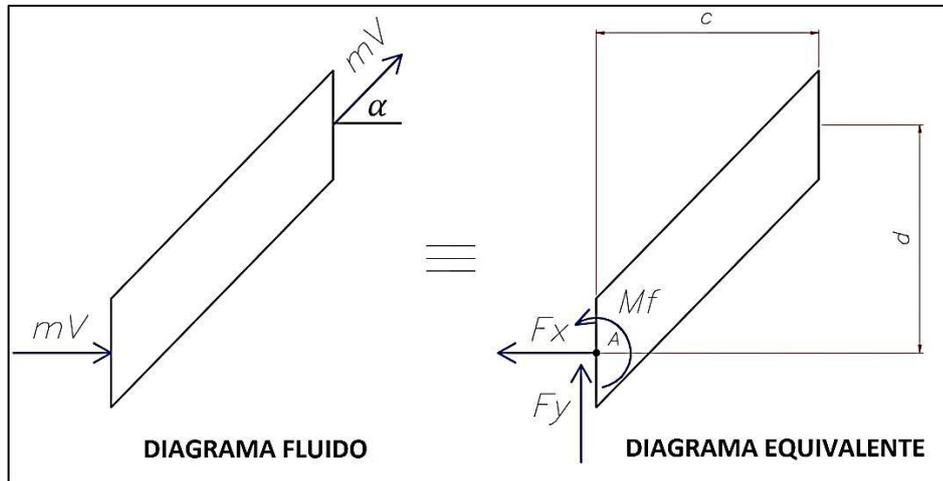


Figura 3. 16-Equivalencias de diagramas

Se plantea el volumen de control interno hasta el punto de apoyo para el cálculo de la fuerza:

$$\Sigma \vec{F} = \iint_{salida} \rho \vec{V} (\vec{V} \cdot dA) + \iint_{entrada} \rho \vec{V} (\vec{V} \cdot dA) \tag{Ec. 3. 70}$$

Por ende, las fuerzas en el punto A se define a partir de:

$$\Sigma \vec{F} = \rho [V(\cos \alpha ; \sin \alpha) \cdot VA \cos \alpha - (V; 0) \cdot -VA] \tag{Ec. 3. 71}$$

Producto de ello, la fuerza horizontal y vertical se calcula según:

$$F_x = \rho V^2 A \cdot [1 - (\cos \alpha^2)] \tag{Ec. 3. 72}$$

$$F_y = \rho V^2 A \cdot (\sin \alpha \cdot \cos \alpha) \tag{Ec. 3. 73}$$

Similarmente, el análisis para el momento resulta:

$$M_f = \rho V^2 A \cdot \cos \alpha [c \cdot \sin \alpha - d \cdot \cos \alpha] \tag{Ec. 3. 74}$$

El resultado de estas fuerzas y momento permite calcular la soldadura entre la brida y el tubo rectangular:

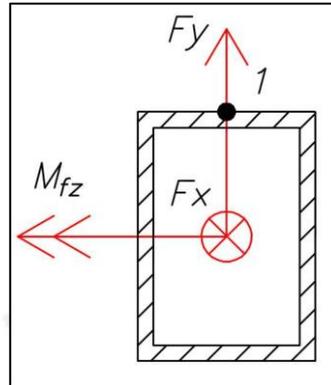


Figura 3. 17-Cordón de soldadura en el análisis

Donde la verificación del cordón debe cumplir la siguiente ecuación:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm} = v \cdot v_2 \cdot \sigma_F \tag{Ec. 3. 75}$$

Así, se verifica los resultados de este análisis según la Tabla 3. 8.

Tabla 3. 8-Resultados de verificación por soldadura en la tubería rectangular

Parámetro	Símbolo	Resultado	Unidades
Garganta del cordón de soldadura	$a$	2.5	mm
Momento flector en z	$M_{fz}$	-0.2	$N/mm^2$
Fuerza en y	$f_y$	17.4	N
Fuerza en x	$f_x$	18.0	$N/mm^2$
Área del cordón de soldadura	$A$	317	$mm^2$
Inercia en el eje z	$I_z$	67684	$mm^4$
Esfuerzo en dirección normal en 1	$n_1$	0.06	$N/mm^2$
Esfuerzo en dirección longitudinal en 1	$t_{a1}$	0.00	$N/mm^2$
Esfuerzo en dirección transversal en 1	$t_{n1}$	0.05	$N/mm^2$
Esfuerzo equivalente en 1	$\sigma_{eq1}$	0.09	$N/mm^2$
Esfuerzo admisible	$\sigma_{adm}$	51	$N/mm^2$

### Referencia Bibliográfica

- [3.1] COZ, Federico (1961). *Diseño de una turbina Michell-Banki*. Proyecto para optar el título de Ingeniero diplomado en Mecánica y Electricidad. Lima: UNI, p. III.13.
- [3.2] ZULOETA, Rosa (2012). *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, p. 40.
- [3.3] COZ, Federico (1961). *Diseño de una turbina Michell-Banki*. Proyecto para optar el título de Ingeniero diplomado en Mecánica y Electricidad. Lima: UNI, p. III.17.
- [3.4] JN ACEROS [En línea]. – Tubos de acero inoxidable. - 28 de Junio 2014.- <http://www.jnaceros.com.pe/index.php/productos/tubos>
- [3.5] BAHAMONDE, Roberto. (1988). *Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas*. Seis volúmenes. Quito: OLADE, p.13.
- [3.6] ZULOETA, Rosa (2012). *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, p. 42.
- [3.7] GAMBOA E. Y ÁLVAREZ R. *Acero inoxidable 316 y 316L, propiedades y características físico-químicas*. Material de enseñanza. Bogotá, p. 13.
- [3.8] SUPERINTENDENCIA NACIONAL DE SERVICIOS DE SANEAMIENTO. *Reglamento de calidad del agua de consumo humano*. Lima, p.33.
- [3.9] LAZARTE, Roberto. (2011). *Aceros inoxidables [diapositivas]*. Material de enseñanza. Lima, p. 18.
- [3.10] RODRÍGUEZ, David (1961). *Soldadura: Tecnología y técnica de los procesos de soldadura*. Madrid: Servicepoint, p. 8.
- [3.11] BAHAMONDE, Roberto. (1988). *Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas*. Seis volúmenes. Quito: OLADE, p.22.

- [3.12] ZULOETA, Rosa (2012). *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, p. 67.
- [3.13] BAHAMONDE, Roberto. (1988). *Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas*. Seis volúmenes. Quito: OLADE, p.22-23.
- [3.14] BUDYNAS, R. y NISBETT, K. (2011). *Shigley's mechanical engineering design*. New York: McGraw-Hill, p. 1020.
- [3.15] PAULSEN, Kurt (2012). *Ejes y árboles*. Material de enseñanza. Lima, p 7.
- [3.16] PAULSEN, Kurt (1985). *Diseño de uniones soldadas*. Lima: PUCP, p 35.
- [3.17] ZULOETA, Rosa (2012). *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, p. 70.
- [3.18] RODRIGUEZ, Jorge (2014). *Diseño de uniones soldada*. Material de enseñanza. Lima: Sección de Ingeniería Mecánica-Área de Diseño, p 14.
- [3.19] UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE - LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS (L.A.M.HI.). *Turbina de flujo transversal o Michel-Banki*. Material de enseñanza. Buenos Aires, p. 16.
- [3.20] ZULOETA, Rosa (2012). *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, p. 43.
- [3.21] ASSUREIRA, Marco (1994). *Anteproyecto de una microcentral hidroeléctrica de 15 kW de capacidad*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, p. 85.
- [3.22] UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE - LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS (L.A.M.HI.). *Turbina de flujo transversal o Michel-Banki*. Material de enseñanza. Buenos Aires, p. 19.

## CAPÍTULO 4

### IMPLEMENTACIÓN DEL BANCO DE ENSAYO

El presente capítulo plantea los cambios necesarios en el banco de ensayo actual, desde la modificación del sistema de bombeo hasta la incorporación de nuevos componentes para el acople de la turbina Michell Banki.

#### 4.1 Sistema de bombeo

El sistema de bombeo está conformado por la electrobomba, tuberías y sus respectivos accesorios para alimentar a la turbina Michell Banki. Se parte de la primicia en donde la tubería mantiene su diámetro de descarga (1 1/4") y se conserva la válvula después de la bomba y válvula de codo antes del inyector; además se mantiene inalterable el manómetro por ser solidario a la tubería. Sin embargo, como se concluyó en el Capítulo 2, la modificación del banco de ensayo repercute principalmente en la selección de una nueva bomba.

##### 4.1.1 Selección de bomba centrífuga

Es necesario desmontar la electrobomba existente y acoplar una nueva para suplir los nuevos parámetros de operación de la turbina Michell Banki (caudal y simulación del salto). Por otro lado, la electrobomba seleccionada también deberá abastecer los parámetros de la turbina Pelton requeridos en sus ensayos actuales. La Figura 4. 1 muestra el nuevo esquema a simple línea del banco de pruebas para la turbina Michell Banki. Asimismo, la Figura 4. 2 muestra el espacio disponible en el banco para ser acoplada.

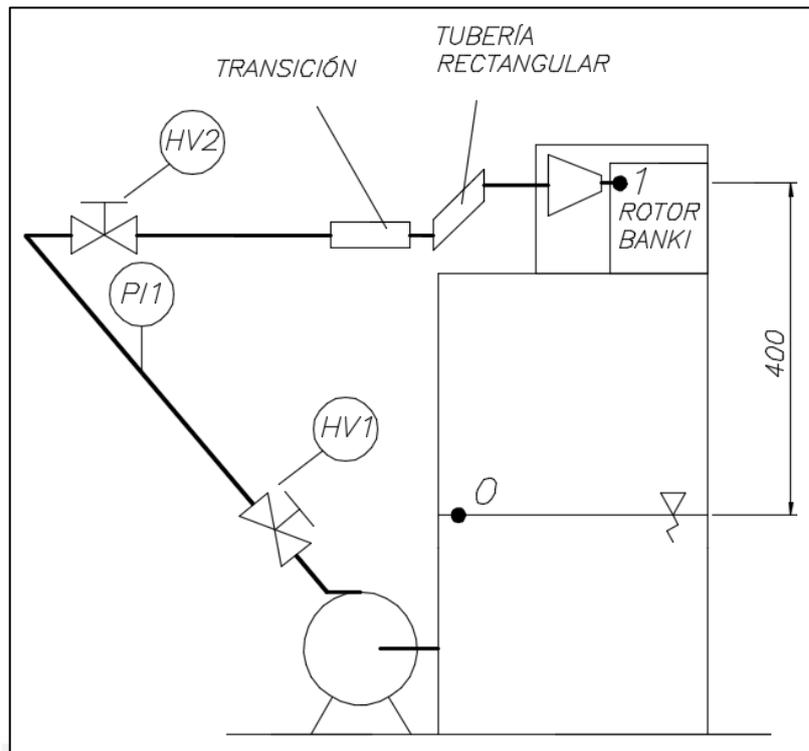


Figura 4. 1-Esquema del banco modificado para selección de electrobomba

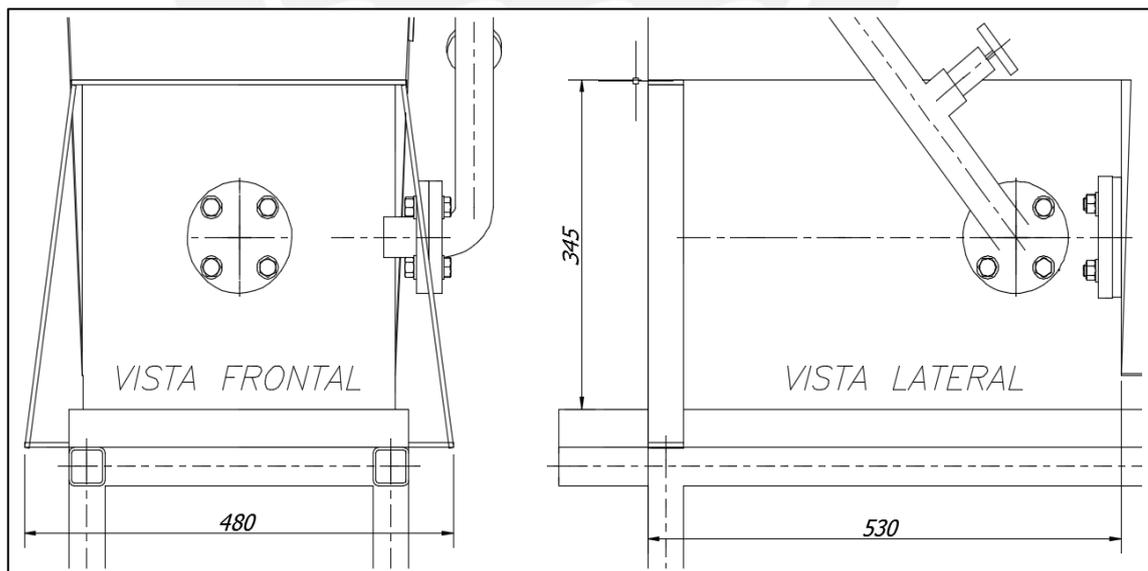


Figura 4. 2-Espacio disponible para instalación de la nueva electrobomba

Se plantea la ecuación de Bernoulli entre los puntos 0 y 1 de la Figura 4. 1:

$$\frac{p_1 - p_0}{\rho g} + \frac{V_1^2 - V_0^2}{2g} + Z_1 - Z_0 + h_{w01} = H_{man} \quad (\text{Ec. 4. 1})$$

Debido a que las presiones en ambos puntos son atmosféricas y la velocidad a la salida de la turbina es función del salto neto (Ec. 1. 8) se reduce la ecuación (Ec. 4. 1 a la siguiente expresión:

$$Cv^2 \cdot S_n + Z_1 - Z_0 + h_{w01} = H_{man} \quad (\text{Ec. 4. 2})$$

El  $\Delta Z$  es aproximadamente igual a 0,4 m. Por otro lado, las pérdidas en el tramo 0 y 1 son calculadas a partir de (Ec. 2. 6, (Ec. 2. 7 y (Ec. 2. 8. Los accesorios considerados son los siguientes:

- **Succión**
  - Cambio de sección por salida del tanque
- **Descarga**
  - Codo radio largo, (02) válvula de compuerta, codo radio corto, transición y tubería rectangular

Las pérdidas en la tubería rectangular se calcularon a partir del diámetro hidráulico:

$$D_H = \frac{4 \cdot \text{Área}}{\text{Perímetro}} \quad (\text{Ec. 4. 3})$$

De este modo, para condiciones nominales de operación (pág.52) se obtiene un  $H_{man}$  igual a 9,72 m según la siguiente tabla:

Tabla 4. 1-Altura manométrica requerida del sistema

$S_n$ (m)	$Q$ (l/s)	$\Delta Z$ (m)	$h_{wT}$ (m) (Ec. 2. 6)	$H_{man}$ (m) (Ec. 4. 2)
6.50	4.68	0.40	3.25	9.72

Por ende, la bomba deberá proporcionar una altura manométrica igual o superior a 9,72 m. A continuación se presenta la curva homóloga del nuevo sistema

(procedimiento similar al de la pág. 45), la cual tiene por finalidad aproximarse a la curva real del sistema con el acople de la nueva turbina y así superponer esta curva con la mejor opción de distintas bombas disponibles en el mercado (pág. 51 de los ANEXOS: CURVAS DE TRABAJO PARA BOMBAS HIDROTAL B1. 1/2 X 2). En adición, también se superpone la curva del sistema de la turbina Pelton para garantizar que la electrobomba seleccionada supla los parámetros de ambos sistemas cuando se trabaje de manera independiente con cada turbina.

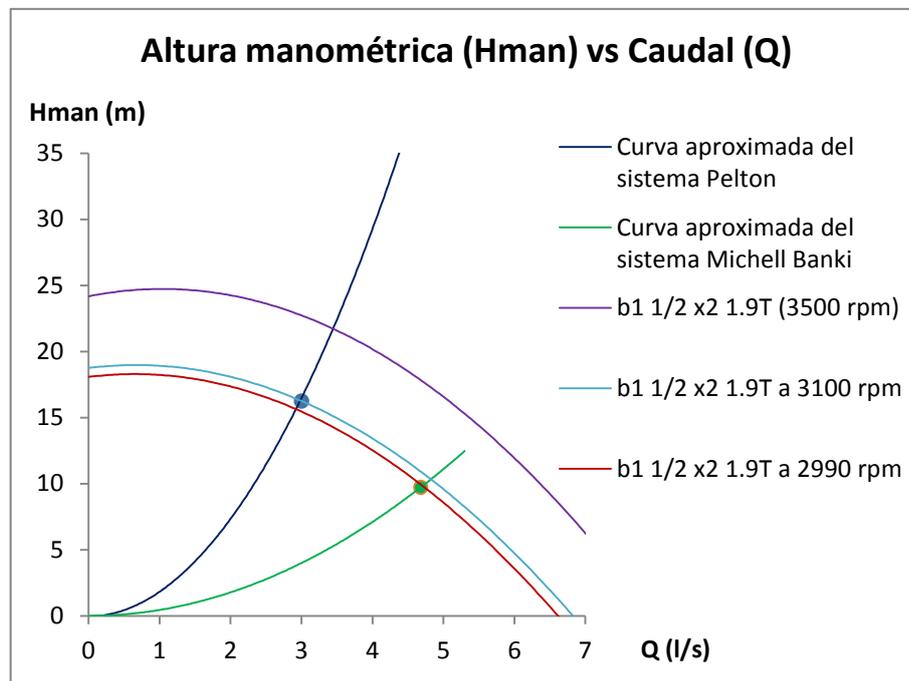


Figura 4. 3-Curva de los sistemas y electrobomba B1. 1/2 X 2 1.9T

Se observa que la bomba B1. 1/2 X 2 1.9T cumplirá con el requerimiento nominal de ambos sistemas. El excedente de altura puede ser compensado con la regulación de pérdidas del sistema o la variación de revoluciones de la electrobomba a 2990 rpm para la turbina Michell Banki y 3100 rpm para la Pelton (cálculo de revoluciones similar al de las páginas 45 y 46). Por otro lado, sus dimensiones (revisar pág. 52 y 53 de los ANEXOS: TABLA DE PESOS Y MEDIDA DE LA BOMBA SELECCIONADA B1. 1/2 X 2 1.9T) son adecuadas para ser acoplada de acuerdo al espacio disponible del banco de ensayo.

#### 4.1.2 Tuberías y accesorios

La bomba seleccionada posee una succión NPT de 2" y una descarga NPT de 1 1/2", por lo que es necesario la adición de nuevos elementos para el correcto acople de la electrobomba:

➤ Succión

-Tubería roscada NPT de 2" y 70 mm de longitud.

-Brida plana de 60,3 mm de diámetro interior y espesor de 15 mm (a fabricar)

➤ Descarga

-Niple NPT con cabeza hexagonal (1 1/2" a 1 1/4")

-Tubería roscada NPT de 1 1/4" y 80 mm de longitud.

-Brida plana DIN-2573 PN 6 diámetro nominal 32 mm.

Además, el arreglo de tubería actual posee unión mediante brida y se mantendrá este tipo de unión para los componentes como transición, tubería rectangular e inyector (ver Figura 4. 4):

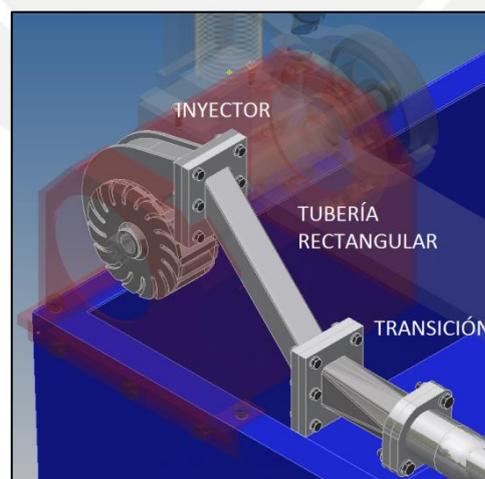


Figura 4. 4-Canalización del flujo hacia el rotor

➤ Unión entre demás componentes

-Brida rectangular de sección interior 35x23x8 mm (a fabricar)

-Brida ovalada para el acople de la sección circular de la transición (a fabricar)

#### 4.2 Componentes del nuevo banco de ensayo

La mayoría de equipos, dispositivos de regulación e instrumentos de medición son utilizados en el nuevo banco de ensayo. La posición relativa entre algunos de ellos cambió; sin embargo, cumplen su función de acuerdo a las exigencias de los nuevos parámetros de operación durante los ensayos. A continuación se lista el total de los agentes:

- Módulo (descrito en la pág.20)
- Electrobomba: Proporciona el salto bruto ( $S_b$ ) y caudal ( $Q$ ) del sistema (ver Figura 4. 5). El equipo tiene las características nominales indicadas en la Tabla 4. 2 y Tabla 4. 3.

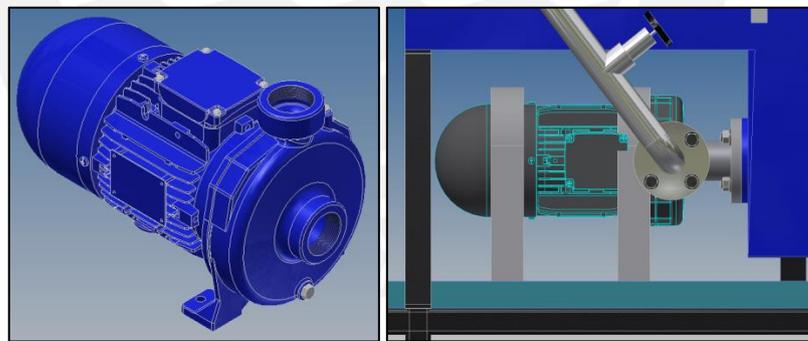


Figura 4. 5-Acople directo de electrobomba hacia el tanque

Tabla 4. 2-Datos nominales de la bomba

Velocidad rotacional:	3500 rpm
Altura manométrica:	18 m.c.a
Caudal:	4,5 l/s
Potencia:	1,9 HP

Tabla 4. 3-Datos nominales del motor

Potencia:	1,9 HP
Velocidad rotacional:	3500 rpm
Frecuencia:	60 Hz
Alimentación:	220/440 V
Frame:	NEMA D56

- Variador de velocidad (descrito en la pág. 23)
- Freno (descrito en la pág. 23)
- Válvula compuerta (descrito en la pág. 24)
- Turbina Michell Banki: Recibe la energía cinética proveniente del fluido (a partir de la colisión con sus álabes) para luego transformarla en energía mecánica (ver Figura 4. 6). La turbina posee las características nominales indicadas en la Tabla 4. 4.

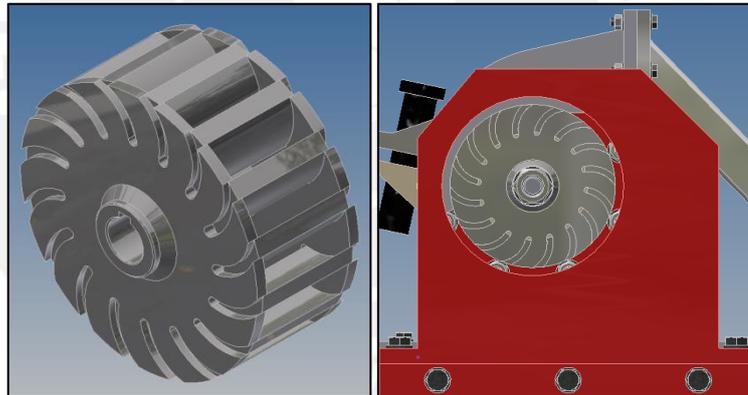


Figura 4. 6-Rotor Michell Banki

Tabla 4. 4-Datos nominales de la turbina Michell Banki

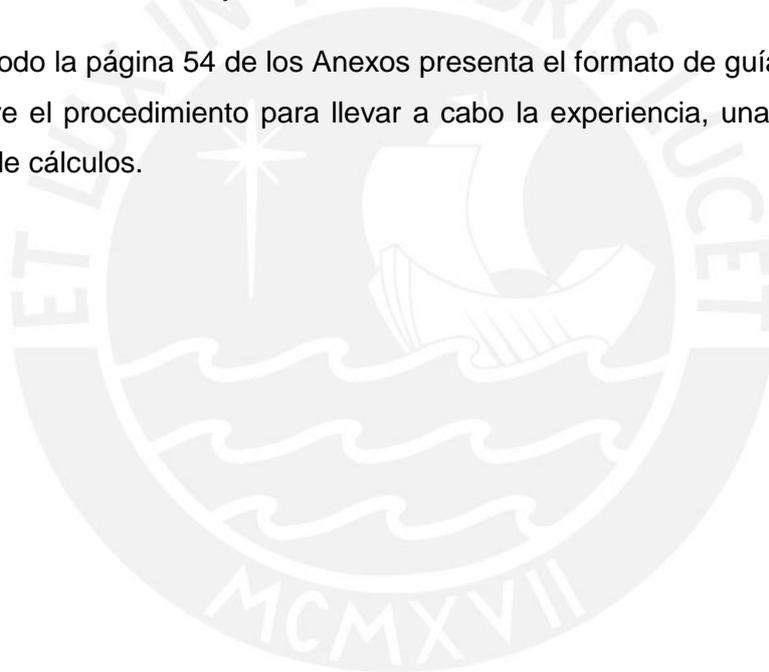
Diámetro del rotor:	100 mm
Número de álabes:	16
Velocidad rotacional:	1000 rpm
Caudal:	4,7 l/s
Salto neto:	7 m.c.a.
Potencia:	200 W

- Canal con vertedero triangular (descrito en la pág. 25)
- Medidor de fuerza tipo Prony (descrito en la pág.25)
- Manómetro (descrito en la pág.26)
- Tacómetro (descrito en la pág.26)

#### 4.3. Propuesta de ensayos

Los ensayos a realizar con la incorporación de la turbina Michell Banki serán similares a los efectuados actualmente con la turbina Pelton: Ensayo bajo salto y caudal ambos constantes y velocidad de rotación variable, y Ensayo bajo salto y velocidad de rotación ambos constantes y caudal variable.

De este modo la página 54 de los Anexos presenta el formato de guía de operación, el cual incluye el procedimiento para llevar a cabo la experiencia, una Hoja de Datos y una Hoja de cálculos.



## CAPÍTULO 5

### COSTOS

El presente capítulo tiene por finalidad indicar los costos de los materiales empleados en su fabricación, los costos de los componentes mecánicos, los costos del proceso de manufactura, el costo de diseño y finalmente el costo de instalación.

#### 5.1. Costos de Implementación

La Tabla 5. 1 muestra el resumen de los costos de la materia prima y componentes a adquirir. (En la página 55 y 56 de los Anexos se observa el detalle de la cotización según el costo unitario referido a la unidad y masa).

Tabla 5. 1-Costo de materia prima y componentes mecánicos

AGRUPACIÓN DE PRODUCTOS	COSTO
Electrobomba	S/. 1,586.00
Barras, planchas, tubos y otros	S/. 255.40
Pernería, rodamientos , chavetas y otros	S/. 94.50
<b>SUBTOTAL 1</b>	<b>S/. 1,935.90</b>

En la Tabla 5. 2 se muestra el listado de piezas a ser manufacturadas, cuyos planos se designan según número de ítem en el plano de ENSAMBLE, abreviación de la descripción del componente y tamaño de hoja.

Tabla 5. 2-Listado de piezas a fabricar según planos de diseño

DESCRIPCIÓN	CÓDIGO DE PLANO
SOPORTE DE ELECTROB.	I04-SEL-A3
BRIDA SUCCIÓN	I05-BS-A3
BRIDA DESCARGA	I06-BD-A3
BRIDA OVALADA	I09-BO-A4
PIEZA DE TRANSICIÓN	I10-PT-A3
BRIDA RECTANGULAR	I11-BR-A4
TUBERÍA RECTANGULAR	I12-TR-A3
EJE DE ROTOR	I16-ER-A3
SOPORTE DE EJE	I19-SEJ-A3
ENSAMBLE ROTOR	I20-ER-A3
DISCO LATERAL	I20A-DL-A3
ÁLABE	I20B-AL-A4
CUBO	I20C-CB-A4
INYECTOR	I21-IY-A2
CARCASA DE TURBINA	I24-CT-A2

Por otro lado, el cálculo estimado de los costos de fabricación se realizó según el siguiente costo horario de cada operación, el cual incluye el costo del operario.

Tabla 5. 3-Costos horarios de operación<sup>2</sup>

OPERACIÓN	COSTO HORARIO (S./h)	TIEMPO (h)	COSTO TOTAL
Torneado en máquina convencional	S/. 25.00	20.5	S/. 512.50
Taladrado convencional	S/. 18.00	2.75	S/. 49.50
Fresado convencional	S/. 35.00	12	S/. 420.00
Trabajo en banco	S/. 18.00	4	S/. 72.00
Oxicorte	S/. 18.00	16	S/. 288.00
Soldadura	S/. 35.00	17	S/. 595.00
Rolado/Doblado	S/. 1.00	10.5	S/. 10.50
Mecanizado en centro CNC	S/. 60.00	8	S/. 480.00
		<b>SUBTOTAL 2</b>	<b>S/. 2,427.50</b>

<sup>2</sup> ZULOETA, Rosa (2012). ANEXOS-*Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Mitchell-Banki de 40kW*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, p. 46.

La página 57 de los Anexos muestra los tiempos invertidos en cada operación de acuerdo a las piezas por fabricar. Adicional a ello, los costos de instalación se estiman según el 30% de los costos de fabricación:

Tabla 5. 4-Costo de fabricación e instalación

DESCRIPCIÓN		COSTO
Fabricación	<b>(SUBTOTAL 2)</b>	<b>S/. 2,427.50</b>
Instalación	<b>(SUBTOTAL 3)</b>	<b>S/. 728.25</b>

## 5.2. Costos de Diseño

El costo de Diseño abarca los costos del diseñador y del asesor de acuerdo a sus intervenciones en el proyecto:

Tabla 5. 5-Costo de diseño

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO
Diseñador	6	Meses	S/. 2,000.00	S/. 12,000.00
Asesor	40	Horas	S/. 100.00	S/. 4,000.00
			<b>TOTAL DISEÑO</b>	<b>S/. 16,000.00</b>

## 5.3. Costo Total

Finalmente se agrupa los subtotales de la Tabla 5. 1 y Tabla 5. 4, de tal forma que el costo de implementación resulta ser de S/. 5,091.65. Así, al adicionar el costo de diseño se obtiene un costo total del proyecto de S/. 21,091.65 (ver Tabla 5. 6).

Tabla 5. 6-Costo final del proyecto

DESCRIPCIÓN	COSTO
<b>DISEÑO</b>	<b>S/. 16,000.00</b>
<b>IMPLEMENTACIÓN: SUBTOTAL 1, 2 Y 3</b>	<b>S/. 5,091.65</b>
<b>TOTAL</b>	<b>S/. 21,091.65</b>

## CONCLUSIONES

- La evaluación del banco de ensayo del Laboratorio de Energía permitió determinar la posibilidad de acoplar una turbina Michell Banki y conocer qué componentes del banco podrán seguir siendo utilizados a través de la Alternativa de acople N°2 (Banco de ensayo parcialmente modificado), el cual involucra un cambio de electrobomba y adición de nuevos elementos en el sistema de tubería.
- Los parámetros de operación de la turbina son los siguientes: 200 W de potencia en el eje, velocidad de rotación de 1000 rpm, 70% de eficiencia, velocidad específica igual a 43, salto neto de 6,5 m y caudal de 4,7 l/s.
- Se realizó el diseño hidráulico y mecánico de la turbina teniendo en cuenta los nuevos parámetros de operación y las características del banco relacionadas con el espacio para el acople e instrumentación existente a utilizar. Entre los principales componentes la turbina se tiene un rotor de 100 mm de diámetro y 35 mm de ancho; un eje de 15 mm de diámetro en la sección que acoge al rotor y de 28 mm en la sección más ancha; un inyector de 125 mm de largo, 23,3 mm de ancho y 26 mm de altura de garganta. El rotor será fabricado con acero inoxidable AISI 316L, el eje de AISI A570 y el inyector con acero ASTM A36 cubierto con pintura epóxica al cuidado de la corrosión.
- El arreglo de voladizo del rotor requiere que el eje se apoye sobre unos rodamientos, los cuales estarán dentro del soporte de eje, este a su vez será sujeto mediante una unión atornillada a la carcasa. La unión entre rotor y eje se diseñó mediante chavetas entre el cubo de rotor y eje, de igual modo el freno instalado en el otro extremo.
- La principal modificación del banco de ensayo para el acople de la turbina está relacionada con el cambio de electrobomba y la incorporación de elementos como la pieza de transición y la tubería rectangular. De este modo se seleccionó una electrobomba monoblock de 1,9 HP de potencia, 3500 rpm, 18 m.c.a. y 4,5 l/s de caudal con alimentación 220/440 V, la cual puede trabajar con ambas turbinas (2990 rpm para Michell Banki y 3100 rpm para Pelton) según el acondicionamiento del banco de ensayo. Asimismo, el acople de la

electrobomba requiere la fabricación de una brida de succión y una de descarga.

- Se elaboró un formato de guía de operación (procedimiento, hoja de datos y hoja de cálculos) para los ensayos propuestos: Ensayo bajo salto y caudal ambos constantes y velocidad de rotación variable, y Ensayo bajo salto y velocidad de rotación ambos constantes y caudal variable.
- El costo total del proyecto es de S/. 21,091.65, en donde está incluido S/. 16,000 por parte del diseño y S/. 5,091.65 por parte de la implementación (materiales y accesorios, fabricación y montaje). Este último costo de implementación representa el 25% del costo total debido a que la turbina tiene pequeñas dimensiones (potencia de 200 W) y es de fácil fabricación.

#### RECOMENDACIONES

- En el plano de ensamble se propone el recambio de uniones atornilladas, no solo por la incursión de nuevos accesorios, sino por el estado de oxidación de estos en el banco de ensayo.
- Se recomienda que los componentes a seguir utilizando como el freno mecánico, medidor de fuerza y tubería inclinada sean revestidos nuevamente con pintura para extender su tiempo de vida y dar un mejor acabado.

## BIBLIOGRAFÍA

ASSUREIRA, Estela (2007). *Apuntes de turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo* [diapositivas]. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.

ASSUREIRA, Marco (1994). *Anteproyecto de una microcentral hidroeléctrica de 15 kW de capacidad*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.

BAHAMONDE, Roberto. (1988). *Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas*. Seis volúmenes. Quito: OLADE.

BUDYNAS, R. y NISBETT, K. (2011). *Shigley's mechanical engineering design*. New York: McGraw-Hill.

COZ, Federico (1961). *Diseño de una turbina Michell-Banki*. Proyecto para optar el título de Ingeniero diplomado en Mecánica y Electricidad. Lima: UNI.

EGÚSQUIZA, J. y SÁNCHEZ, J (2009). *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. Lima: PUCP.

GAMBOA E. Y ÁLVAREZ R. *Acero inoxidable 316 y 316L, propiedades y características físico-químicas*. Material de enseñanza. Bogotá.

GILBERT GILKES & GORDON LTD (1967). *CHARACTERISTIC CURVES FOR CENTURI PUMP*. Kendal, curve No 36-CT.

HORARIO 914-2, 2013. *Informe de Laboratorio de Turbomáquinas: Turbina hidráulica Pelton*. Lima.

JN ACEROS [En línea]. – Tubos de acero inoxidable. - 28 de Junio 2014.-  
<http://www.jnaceros.com.pe/index.php/productos/tubos>

LAZARTE, Roberto. (2011). *Aceros inoxidables* [diapositivas]. Material de enseñanza. Lima.

OERLIKON (2010). *Manual de soldadura y catálogo de productos*. Lima.

Ossberger [En línea]. – La turbina Ossberger - 22 de Septiembre 2013.-  
<http://www.ossberger.de/cms/es/hydro/la-turbina-ossberger/>

PAULSEN, Kurt (1985). *Diseño de uniones soldadas*. Lima: PUCP.

PAULSEN, Kurt (2012). *Ejes y árboles*. Material de enseñanza. Lima.

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERÚ - LABORATORIO DE TURBOMÁQUINAS, 2013. *Turbina hidráulica Pelton*. Material de enseñanza. Lima.

RODRIGUEZ, Jorge (2014). *Diseño de uniones soldada*. Material de enseñanza. Lima: Sección de Ingeniería Mecánica-Área de Diseño.

RODRÍGUEZ, David (1961). *Soldadura: Tecnología y técnica de los procesos de soldadura*. Madrid: Servicepoint.

Universidad de Sevilla [En línea]. – Velocidades recomendables para el transporte - 27 de Octubre 2013.-[http://ocwus.us.es/ingenieria-agroforestal/hidraulica-y-riegos/temario/Tema%202.Conducciones%20forzadas/tutorial\\_29.htm](http://ocwus.us.es/ingenieria-agroforestal/hidraulica-y-riegos/temario/Tema%202.Conducciones%20forzadas/tutorial_29.htm)

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE - LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS (L.A.M.HI.). *Simulación numérica del flujo en turbina tipo Banki*. Material de enseñanza. Buenos Aires. Consulta: 25 de Abril del 2013.

<<http://www.cerpch.unifei.edu.br/arquivos/artigos/11bb7896d3f70b07eadc56f3a6aed164.pdf>>

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE - LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS (L.A.M.HI.). *Turbina de flujo transversal o Michel-Banki*. Material de enseñanza. Buenos Aires.

SUPERINTENDENCIA NACIONAL DE SERVICIOS DE SANEAMIENTO. *Reglamento de calidad del agua de consumo humano*. Lima.

ZULOETA, Rosa (2012). *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP.