

# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

## FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



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

### DISEÑO DE UN GRUPO HIDROENERGÉTICO CON UNA TURBINA MICHELL-BANKI DE 40 kW

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

**ROSA ELENA ZULOETA BONILLA**

**ASESORES:**  
**ING. ESTELA ASSUREIRA ESPINOZA**  
**ING. WALTER TUPIA ANTICONA**

Lima, julio del 2012

## RESUMEN

Este proyecto presenta una alternativa económica, versátil y de bajo impacto ambiental para la generación de electricidad. Se trata de un grupo hidroenergético de 40 kW de potencia empleando una turbina Michell Banki el cual forma parte del proyecto de Desarrollo de Grupos Hidroenergéticos de hasta 500 kW promovido por el Área de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú.

Se realizó el diseño hidráulico de la turbina de acuerdo a las formulaciones planteadas por Donat Banki y la teoría de Turbomáquinas. Las características nominales de la turbina diseñada son las siguientes: 40kW de potencia eléctrica, velocidad de rotación de 600 rpm, 70% de eficiencia, velocidad específica de la turbina de  $N_s$  de 80, salto neto de 22,5 m y caudal de diseño de  $0,28 \text{ m}^3/\text{s}$ . La zona de trabajo que abarca es: salto de 10 a 55 metros, caudal de  $0,07$  a  $0,28 \text{ m}^3/\text{s}$ . Se propone la posibilidad de emplazar el grupo hidroenergético en la P.C.H. Porotongo en el departamento de San Martín.

Se seleccionó un motor/generador síncrono de 45 kW de potencia y 1775 rpm. Se optó por un sistema de transmisión indirecta por medio de poleas y fajas debido a la diferencia en las velocidades de rotación entre los ejes del generador y el motor.

Se implementó el algoritmo para el dimensionamiento de los principales componentes de la turbina Michell Banki en el programa Matlab cuyos datos de entrada deberán ser el número de álabes y la potencia mecánica. Se obtienen las dimensiones del rotor, el inyector, las velocidades del chorro y las características nominales de la turbina como caudal, salto y velocidad de rotación.

El costo de fabricación del grupo hidroenergético de 40 kW de potencia empleando una turbina Michell Banki es de aproximadamente S/. 21 950.

## DEDICATORIA

Dedicada a Doña Rosa Monteza de Bonilla, mi abuelita. Siempre se te extraña.

***Cada vez***

*Cada vez me convengo que soy de tierra, de riachuelo, de un árbol de pacaes, acabo de subirme a uno, me raspé los nudillos y un sudor olor a caña quemada brota de mis pestañas, mis axilas huelen a chirinpico, mi aliento a chicha de jora, mi abuela está en los cielos ahora, en la madrugada mientras caminaba ebrio por un reservorio soñé con ella; bruja bella rosa blanca aurora risueña ilumina mis caminos, guíame siempre en los vientos de piedras (S.X).*

*Boceli*

## AGRADECIMIENTOS

Quisiera agradecer a mi mamá, mi papá y mis hermanos por su amor, que me da seguridad y confianza para realizar mis sueños. A los amigos que conocí durante estos años, su compañía me hizo sentir en familia. A mis profesores por sus enseñanzas y su amistad, entre ellos los ingenieros: Quino Valverde, Jorge Rodríguez, Jorge Alencastre, Kurt Paulsen, Miguel Álvarez, Benjamín Barriga, Javier Tamashiro, Enrique Barrantes, Luis Chirinos, Fernando Jiménez, Miguel Hadzich, Julio Acosta, Roberto Lazarte, Dante Elías, Gaetano Muscari, Víctor Girón y Federico Vargas – Machuca. De forma especial al Ing. Raúl del Rosario porque inculcó en mí perseverancia y contribuyó de forma determinante en mi formación profesional, al Ing. Walter Tupia por guiarme en el transcurso del desarrollo de mi tesis y a la Ing. Estela Assureira porque tempranamente me instruyó en disciplina y orden; y porque gracias a ella descubrí en mí las capacidades que necesité para hacer frente a las dificultades que tuve que superar durante estos años. Finalmente, no podía dejar de agradecer a la institución que para mí representa el espíritu de los estudiantes y a la Sección Ingeniería Mecánica, la Asociación de Estudiantes y Egresados de Ingeniería Mecánica de la PUCP (ASEIMEC), por acogerme y permitirme ser parte de lo que todos queremos, la búsqueda de la excelencia de nuestra especialidad. Gracias a todos.

## ÍNDICE DE CONTENIDO

Resumen.....	i
Índice de contenido.....	ii
Lista de símbolos.....	
Introducción.....	1
Capítulo 1: Pequeñas centrales hidroeléctricas en el contexto de la electrificación rural en el Perú...	4
1.1.- La electrificación rural en el Perú.....	4
1.2.- Las centrales hidroeléctricas y las pequeñas centrales.....	10
1.3.- Las turbinas hidráulicas en las mini centrales.....	13
1.4.- Turbina Michell Banki.....	21
Capítulo 2: Diseño hidráulico del grupo hidroenergético y zona de trabajo	26
2.1.- La turbina Michell Banki analizada como turbina radial y de acción.....	26
2.2.- Diseño hidráulico de la turbina Michell Banki.....	35
2.3.- Desarrollo del algoritmo para el dimensionamiento hidráulico de turbinas Michell Banki	47
2.4.- Zona de trabajo.....	50
2.5.- Componentes auxiliares.....	54
Capítulo 3: Diseño mecánico del grupo hidroenergético.....	60
3.1.- Diseño mecánico de la turbina.....	60
3.2.- Diseño del sistema de transmisión.....	84
3.3.- Diseño de la estructura soporte.....	84
Capítulo 4: Costos de fabricación.....	93
Conclusiones, recomendaciones y observaciones.....	97
Bibliografía.....	98
Planos	
Anexos	

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $a$  : Espesor del cordón de soldadura en el cubo - brida [mm].  
 $A$  : Área transversal del álabe [ $\text{mm}^2$ ].  
 $A_c$ : Área del cordón de soldadura en el cubo – brida [ $\text{mm}^2$ ].  
 $A_s$ : Área de cada cordón de soldadura [ $\text{mm}^2$ ].  
 $A_{se}$ : Área efectiva del anclaje [ $\text{mm}^2$ ].  
 $B$  : Ancho del inyector [mm].  
 $Br$  : Ancho del rotor [mm].  
 $c$  : Distancia de la vena superior a la sección [mm].  
 $C$  : Velocidad absoluta [m/s].  
 $C_g$ : Centro de gravedad del álabe [mm].  
 $C_u$ : Componente de la velocidad absoluta en dirección tangencial [m/s].  
 $d$  : Diámetro interno del rotor [mm].  
 $D$  : Diámetro exterior del rotor [mm].  
 $d_c$ : Diámetro del cubo [mm].  
 $d_{e_{max}}$ : Diámetro máximo del eje [mm].  
 $d_m$ : Diámetro medio del rotor [mm].  
 $D_{tub}$ : Diámetro de la tubería de presión [mm].  
 $e$  : Espesor del álabe [mm].  
 $E_D$ : Espesor de los discos laterales [mm].  
 $F$  : Altura de la garganta del inyector [mm].  
 $FS$ : Factor de seguridad, adimensional.  
 $FS_R$ : Factor de seguridad recomendado, adimensional.  
 $F_{ch}$ : Fuerza del chorro de agua [N].  
 $F_t$  : Fuerza tangencial producto del chorro de agua [N].  
 $F_v$ : Fuerza normal del agua sobre los álabes [N].  
 $g$  : Gravedad [ $9.81\text{m/s}^2$ ].  
 $G$ : Módulo de rigidez del material [ $\text{N/mm}^2$ ].  
 $Gr$ : Grado de reacción, adimensional.  
 $H$ : Salto neto [m].

Har: Altura de presión considerando una sobre presión [m].

$h_t$ : Curva envolvente del inyector [mm].

$I$  : Momento de inercia [ $\text{cm}^4$ ].

$L$  : Longitud axial en el eje [mm].

$J$  : Momento polar de la sección del eje [ $\text{mm}^4$ ].

$M_f$ : Momento flector [Nmm].

$M_t$ : Momento torsor [Nmm].

$N$ : velocidad de giro del rotor [rpm].

$N_c$ : Velocidad crítica de giro de la turbina [rpm].

$N_q$ : Velocidad específica de caudal [rpm].

$N_s$ : Velocidad específica de potencia [rpm].

$P_E$ : Potencia eléctrica en los bornes del generador [kW].

$P_t$ : Potencia de la turbina [kW].

$P_n$ : Carga de tracción factorizada en pernos de anclaje [N].

$P_u$ : Carga de tracción en pernos de anclaje [N].

$P_{valv}$ : Presión en la válvula [kPa].

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

$r$  : Radio en el volumen de control [mm].

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

$F_p$ : Fuerza de fricción directa [N].

$F_m$ : Fuerza de fricción debido a la excentricidad [N].

$F_t$ : Fuerza resultante en los tornillos del rotor [N].

$F_\phi$ : Fuerza máxima de diseño de los tornillos en el rotor [N].

$S$  : Factor de servicio estático, adimensional.

$S_0$ : Ancho de la garganta del inyector [mm].

$t_{at}$ : Esfuerzo cortante por torsión [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ].

$t_i$  : Espesor del inyector [mm].

$t_n$ : Esfuerzo cortante [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ].

$t_{sa}$ : Espesor del cordón de soldadura [mm].

$U$ : Velocidad lineal del rotor [m/s].

$V_n$ : Carga de corte factorizada en pernos de anclaje [N].

$V_u$ : Carga de corte en pernos de anclaje [N].

$W$ : Velocidad relativa del fluido respecto al rotor [m/s].

$W_{\text{álabes}}$ : Peso de los álabes [N].

$W_{\text{discos}}$ : Peso de los discos [N].

$W_e$ : Trabajo de Euler [ $\text{m}^2/\text{s}^2$ ].

$W_{\text{rotor}}$ : Peso del rotor [N].

$x_z$ : Coeficiente de arco de admisión, adimensional.

$y$ : Deflexión del eje [mm].

$z$ : Número de álabes del rotor, adimensional.

$z_a$ : Cantidad de álabes que participan en la admisión, adimensional.

### Símbolos griegos

$\alpha$ : Ángulo absoluto [grados sexagesimales].

$\beta$ : Ángulo relativo [grados sexagesimales].

$f$ : Deformación transversal [mm].

$\rho$ : densidad del fluido [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

$\sigma_A$ : Esfuerzo alternante [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ].

$\sigma_{\text{eq}}$ : Esfuerzo equivalente [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ].

$\sigma_f$ : Esfuerzo de fluencia del material [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ].

$\sigma^t$ : Esfuerzo de tracción [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ].

$\sigma_{\text{ut}}$ : Esfuerzo de rotura del acero del anclaje [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ].

$\sigma_{\text{fl}}$ : Esfuerzo de fluencia del acero de los perfiles [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ].

$\zeta$ : Constante de Torbellino Hidráulico.

$\eta_G$ : Eficiencia del generador, adimensional.

$\eta_h$ : Eficiencia hidráulicas, adimensional.

$\eta_m$ : Eficiencia mecánica, adimensional.

$\eta_t$ : Eficiencia de la turbina, adimensional.

$\eta_{\text{TR}}$ : Eficiencia de la transmisión, adimensional.

$\eta_v$ : Eficiencia volumétrica, adimensional.

$\theta_2$ : Ángulo en la salida del chorro a través del rotor [grados sexagesimales].

$\theta_a$ : Arco de admisión [grados sexagesimales].

$\theta_s$ : Arco de salida [grados sexagesimales].

$\tau_\theta$ : Curva envolvente del inyector [mm].

$\tau_t$  : Esfuerzo torsor [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ].

$v$  : Factor de calidad de la unión, adimensional.

$v_1$  : Coeficiente de forma dinámica para uniones soldadas.

$v_2$  : Factor de clase de calidad en la unión soldada.

$\phi$ : Factor de resistencia, adimensional.

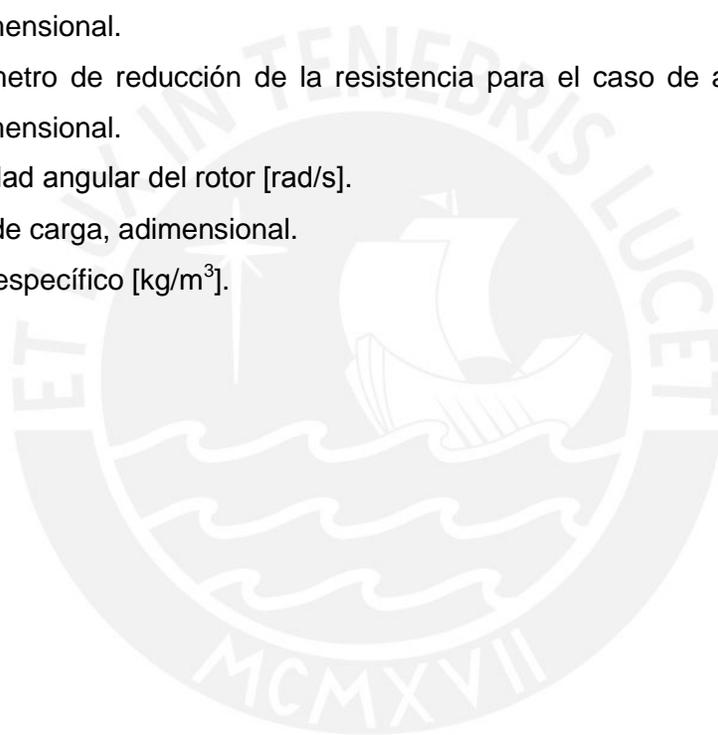
$\phi_p$ : Parámetro de reducción de la resistencia para el caso de anclajes vaciados en obra, adimensional.

$\phi_v$ : Parámetro de reducción de la resistencia para el caso de anclajes vaciados en obra, adimensional.

$\omega$ : Velocidad angular del rotor [rad/s].

$\gamma$ : Factor de carga, adimensional.

$\gamma_w$ : Peso específico [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].



## INTRODUCCIÓN

Las estadísticas del Ministerio de Energía y Minas (MINEM), indican que en el Perú el 12% de la población nacional carece de acceso al servicio eléctrico; esto significa que alrededor de 3,4 millones de peruanos no tienen acceso a esta fuente de energía.

Las características que presentan las comunidades rurales en el Perú como lejanía y difícil acceso a sus localidades, bajo consumo de electricidad por persona, poblaciones y viviendas dispersas, bajo poder adquisitivo de los habitantes y la ausencia de servicios sociales básicos; determinan que los proyectos de electrificación para las zonas rurales sean poco rentables y por ende, no atractivos para la inversión privada.

Sin embargo, frente a esta situación, el panorama es alentador gracias a los recursos hidráulicos de nuestro país, con ríos que presentan grandes caídas y pequeños caudales que posibilitan la instalación de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH). Es en este punto que el Estado, mediante el Programa Nacional de Electrificación Rural (PNER) del Ministerio de Energía y Minas (MINEM), viene ejecutando programas de electrificación rural de bajo impacto ambiental, utilizando tecnologías aplicables a esa realidad, entre ellas: la construcción de PCH de menos de 500 kW de potencia.

Estos proyectos son de fundamental importancia para los poblados de zonas rurales ya que impactan positivamente en su calidad de vida, educación, comunicaciones, salud, los integra a la modernidad; y, además, posibilita el desarrollo de actividades productivas que fomenten el trabajo para sus pobladores. En conclusión, son proyectos de alta rentabilidad social.

Por lo antes expuesto, en la presente tesis se propone el diseño de un grupo hidroenergético de 40 kW de potencia como parte del proyecto de Desarrollo de Grupos Hidroenergéticos de hasta 500 kW promovido por el Área de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú con el objetivo de presentar una propuesta integral como alternativa de electrificación para las comunidades rurales.

Además, como objetivos específicos, se plantea:

- Analizar las posibilidades de desarrollar grupos hidroenergéticos en el contexto de la electrificación rural en el Perú.
- Desarrollar un algoritmo que permita optimizar el diseño hidráulico.
- Diseñar el grupo hidroenergético a partir de la potencia seleccionada y determinar sus características nominales.
- A partir de los planos del equipo, determinar los costos de fabricación.

La tesis desarrollada abarca el diseño hidráulico y mecánico de la turbina Michell Banki, el diseño del sistema de transmisión para la transformación de la energía mecánica en eléctrica, la selección del generador eléctrico, el diseño de la estructura soporte y el análisis de costo de fabricación del grupo hidroenergético.

La metodología a seguir consiste en identificar los requerimientos desde el enfoque del trabajo de la electrificación rural. Luego, teniendo como base la teoría de Turbomáquinas, se propone un grupo hidroenergético que pueda operar en un rango de potencia con rendimientos aceptables o no menor a 70% y en una amplia zona de trabajo. Seguidamente, se seleccionan los equipos auxiliares de acuerdo a las condiciones de operación y se ajusta al diseño final realizando los cálculos de resistencia y seleccionando los materiales apropiados para su fabricación. Finalmente, se obtienen los planos de los componentes de la turbina.

El desarrollo de la tesis seguirá la siguiente secuencia:

En el capítulo 1 se analiza esta tecnología en el contexto de la electrificación rural en el Perú y la importancia de su desarrollo y promoción. Así mismo, se identifican emplazamientos hidroeléctricos mencionados en el Plan Maestro de Electrificación Rural de la Agencia de Cooperación Internacional de Japón en los que se podría implementar este trabajo.

En el capítulo 2 se trata del diseño hidráulico y el dimensionamiento de los principales componentes de la turbina; y también se determinará su zona de trabajo. En este capítulo se desarrolla un algoritmo para el dimensionamiento de turbinas hidráulicas Michell Banki de pequeña potencia ingresando la potencia de la misma, dicho algoritmo se desarrolló en

el programa MATLAB. Además, se seleccionan elementos auxiliares necesarios para su funcionamiento, incluyendo el generador síncrono.

En el capítulo 3 se realiza el diseño mecánico del grupo hidroenergético (turbina, sistema de transmisión y estructura soporte) en base a los resultados obtenidos del diseño hidráulico.

Finalmente, en el capítulo 4, se evalúan los costos de fabricación del grupo hidroenergético y se compara con otras alternativas en el mercado local. Además, la tesis contará con planos de fabricación del grupo hidroenergético y anexos para lograr una mejor comprensión del trabajo.

## **CAPÍTULO 1**

### **PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS EN EL CONTEXTO DE LA ELECTRIFICACIÓN RURAL EN EL PERÚ**

En este capítulo se exponen algunos aspectos concernientes a la electrificación rural en el Perú como son: sus características, indicadores de evolución y proyectos en los cuales se podría llegar a implementar esta propuesta. Además, se realiza una breve presentación de las turbinas hidráulicas, su clasificación y principio de funcionamiento. Por último, se profundiza en la turbina Michell Banki, sus componentes, características y algunos proyectos en los cuales ha sido empleada exitosamente en el Perú.

#### **1.1. La electrificación rural en el Perú**

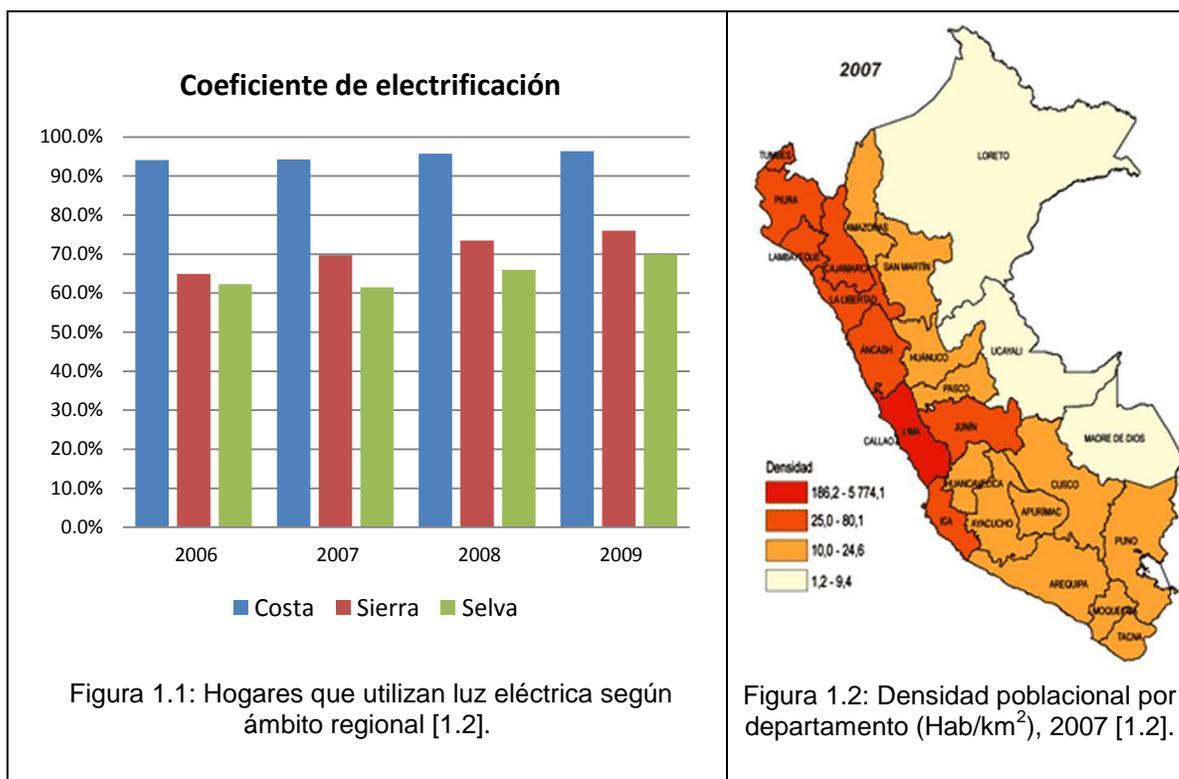
##### **1.1.1. Contexto actual**

En la actualidad, la Dirección General de Electrificación Rural del Ministerio de Energía y Minas (DGER-MINEM) es el órgano encargado de la ejecución del Plan Nacional de Electrificación Rural (PNER), en coordinación con los Gobiernos Regionales y Locales, y con las empresas eléctricas regionales. Éste se rige bajo los lineamientos de política del Sector Energía y Minas, y de modo específico, tiene a su cargo la ejecución o coordinación de proyectos electromecánicos, prioritariamente en el área rural y zonas de extrema pobreza. Está constituida por los siguientes órganos: Dirección de Proyectos y la Dirección de Fondos Concursables [1.1]

### 1.1.2. Diagnóstico general

A continuación se indican algunos aspectos cualitativos y cuantitativos que permitirán realizar el diagnóstico general de la electrificación rural en el Perú.

- Características:
  - Lejanía y poca accesibilidad a sus localidades.
  - Consumo unitario reducido.
  - Poblaciones y viviendas dispersas, como es el caso de los departamentos de la selva que presentan menor densidad poblacional (ver Figura 1.2); y a su vez, menor coeficiente de electrificación (ver Figura 1.1).
  - Ausencia de infraestructura social básica en salud, educación, saneamiento, vivienda, etc.



- Evolución y comportamiento

El coeficiente de electrificación mide la cantidad de población que tiene acceso a electricidad, en comparación con la población total de la localidad (es una medida de cobertura). Como se observa en la Figura 1.3, el coeficiente de electrificación rural (CER) a fines del año 1993 fue de 7,7%, muestra un crecimiento anual sostenido hasta el año 2007, luego del cual aumenta drásticamente. Éste incremento ocurrió debido a los resultados de la implementación de diversos programas impulsados por la DGER a partir del año 2006, entre ellos el programa “Luz para todos” [1.3].

Éste programa benefició a 2 883 524 de personas, y se reflejó en el incremento del CER de 3,5% hasta el año 2010 [1.4] (ver página 1 de los Anexos). Por otro lado, se proyecta que para el año 2020, luego de haberse implementado los proyectos propuestos en el PNER, el CER aumentaría hasta 88,4% como se aprecia en la Figura 1.4. Sin embargo, de acuerdo a las estimaciones de población rural al año 2020 realizadas por el INEI, si se llegase a esta cifra, casi 1 millón de personas no contarían con acceso a electricidad [1.5] (ver página 2 de los Anexos).

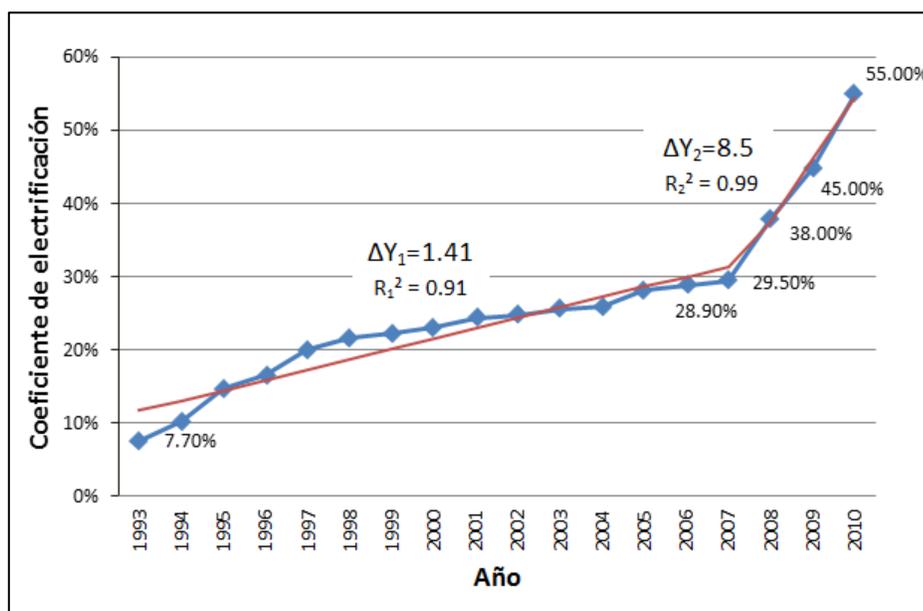


Figura 1.3: Evolución del Coeficiente de Electrificación Rural (1993 – 2010) [1.1].

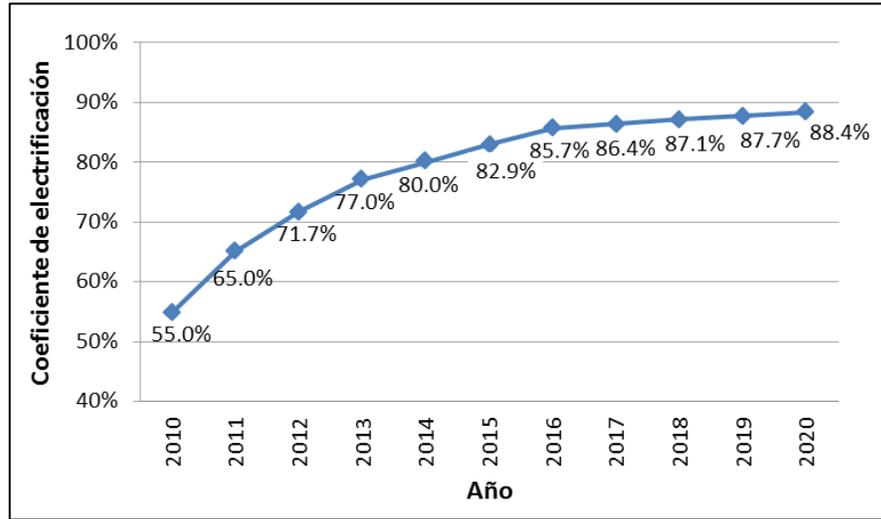


Figura 1.4: Proyección del coeficiente de electrificación rural (2010 - 2020) [1.1].

En la Figura 1.5 se observa la relación entre el coeficiente de electrificación departamental y la incidencia de pobreza. Los departamentos con menor coeficiente (menores a 75,5%), presentan un mayor índice de incidencia de pobreza.

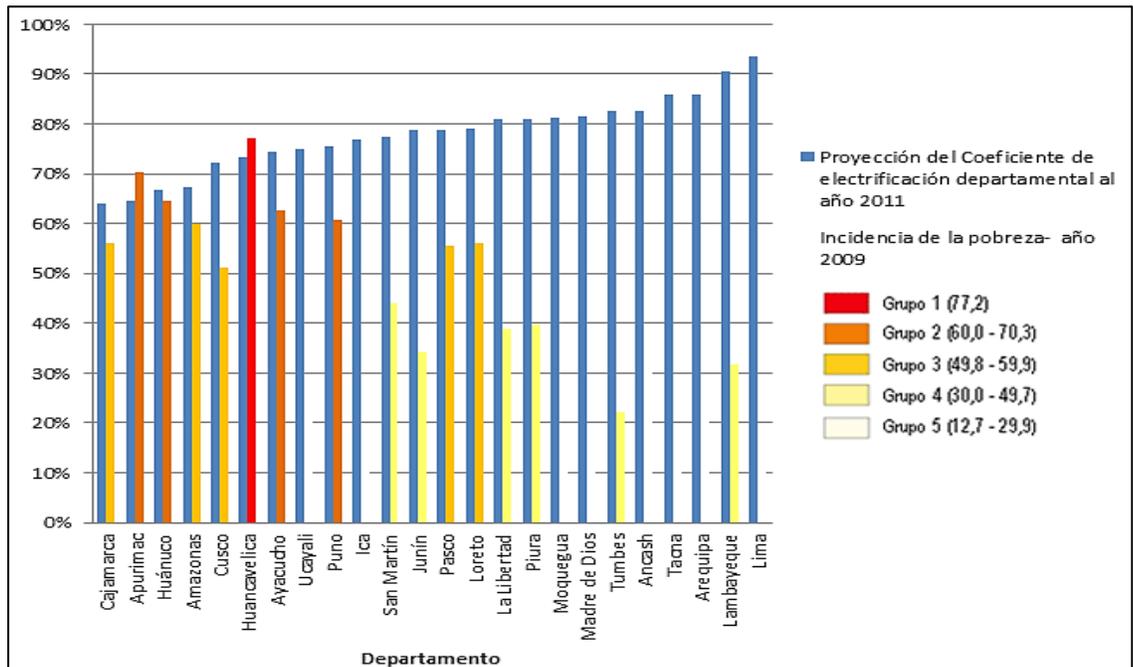


Figura 1.5: Relación del CER y la incidencia de pobreza por departamento [1.5].

- Tecnologías aplicables en las zonas rurales:

En el PNER se mencionan las siguientes tecnologías aplicables en las zonas rurales ante la imposibilidad de conectarse al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional (SEIN) o a cualquiera de los Sistemas Aislados (SSAA), se priorizará su instalación en el siguiente orden:

- Construcción de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas en áreas geográficas con recursos hídricos aprovechables.
- En su ausencia, se optará por la implementación de los Sistemas Fotovoltaicos que emplee energía solar en áreas geográficas con potenciales solares como en la zona de selva.
- Como última opción, se empleará energía eólica de preferencia en las cercanías del litoral de la costa.

- Potencial de Energía Hidroeléctrica mini/micro

Según el Estudio del Plan Maestro de Electrificación Rural con Energía Renovable en la República del Perú 2008 de la Agencia de Cooperación Internacional de Japón, las mayores capacidades hidroeléctricas en el Perú han sido desarrolladas en regiones montañosas, alcanzando aproximadamente al 70% de la capacidad de generación total (5 700 MW) al 2003 [1.6]. Para llegar a identificar el potencial hidroeléctrico mini/micro, no sólo es necesario considerar condiciones naturales tales como topografía y clima, sino también factores sociales como distancia entre el lugar de construcción, las localidades adyacentes e infraestructura existente.

El Plan a Largo Plazo de Electrificación Rural por Energías Renovables tiene como objetivo la electrificación de 33 701 localidades con 361 847 viviendas, de este número las localidades objeto de electrificación por mini/micro central hidroeléctrica es de 519 localidades con 18 498 viviendas.

En dicho estudio se identificaron 29 emplazamientos hidroeléctricos, entre ellos 25 tienen una capacidad menor de 100 kW, 3 tienen una capacidad mayor a 200 kW y 1 mayor a 500 kW. La población beneficiaria de estos proyectos serán 519 poblados,

aproximadamente 92 000 personas (18 498 viviendas × 5 personas/viviendas) y la capacidad instalada total será de 2 655 kW.

Cabe mencionar que, en primera instancia, 8 de ellos (P.C.H. Cachiyacu, P.C.H. Quebrada Honda, P.C.H. Quellouno, P.C.H. Yanama, P.C.H. Poyeni, P.C.H. Aichiyacu, P.C.H. Challapampa y P.C.H. Porotongo) podrían ser implementados con este grupo hidroenergético de 40 kW ya que cuentan con una capacidad instalada de 30 kW a 50 kW. Más adelante se verifica si el salto y el caudal de los recursos corresponden a las características de diseño de la turbina hidráulica.

En la actualidad, de los 29 emplazamientos mostrados en el la página 3 de los Anexos, ninguno se ha ejecutado. Se encuentran en estado de “proyectado” según el Sistema de Información Geográfica del MINEM [1.7].

- Proyectos con turbinas Michell Banki en el Perú

En el año 1967 el Ing. Federico Coz Pancorbo, docente de la Universidad Nacional de Ingeniería (U.N.I.), empleó una turbina Michell Banki de 20 kW de potencia para la instalación de la Minicentral Hidroeléctrica de Obrajillo, provincia de Canta, Lima. Ésta fue la primera para fines de producción de energía eléctrica y estuvo a cargo del Instituto de Investigación Tecnológica Industrial y de Normas Técnicas (ITINTEC) [1.8].

En el año 1989, el Ing. José Regalado Nación, docente de la Universidad Nacional Hermilio Valdizán de Huánuco, instaló la Microcentral Hidráulica de Huarapa, en el distrito de Churubamba, provincia de Huánuco. Para ello empleó una turbina Michell Banki, por primera vez para proyectos de aplicación multipropósito con apoyo de la Ex CORDE HUÁNUCO [1.9].

En la actualidad la empresa 3HC se encuentra fabricando turbinas Michell Banki e instalándolas en pequeñas centrales hidroeléctricas en el Perú [1.10], por encargo de

organizaciones como la DIACONIA, PRONAMACHS del Ministerio de Agricultura, ITDG, etc. A continuación se listan algunos proyectos logrados:

- 20 kW, Cortegana – Celendín - Cajamarca.
- 70 kW, Oyolo - Provincia de Paucar del Sara Sara – Ayacucho.
- 5 kW, Centro Artesanal de Iglesia Pampa – San Pablo – Cajamarca.
- 125 kW, Paccha - Chota - Cajamarca.
- 45 kW, Mayorarca - Recuay - Ancash.
- 10 kW, Buenos Aires – Catilluc – Jaén – Cajamarca.
- 3 kW, Santa Rosa de Congona – Colasay – Jaén – Cajamarca.
- 12,5 kW, La Paz, Valle del río Pativilca - Lima.

## 1.2. Las centrales hidroeléctricas y las pequeñas centrales

Las centrales hidroeléctricas son instalaciones destinadas a transformar energía potencial hidráulica en trabajo mecánico, para luego generar electricidad. La construcción de las centrales hidroeléctricas de mediana y alta potencia implica altos costos para su construcción, una alternativa más económica es la instalación de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH).

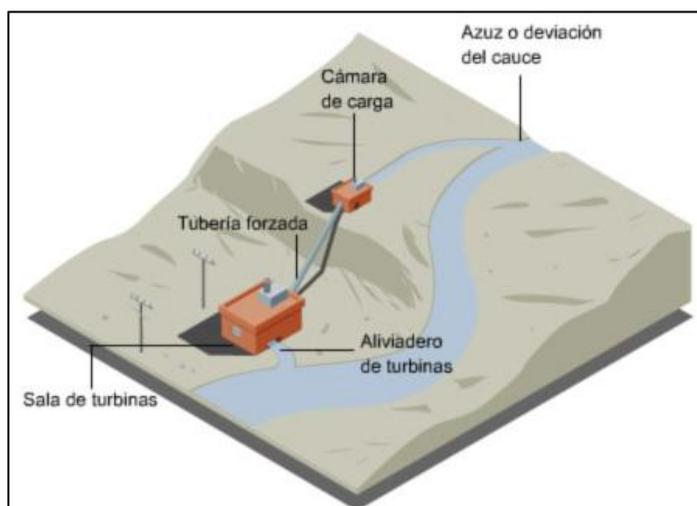


Figura 1.6: Esquema de una pequeña central hidroeléctrica [1.11].

- Características de las PCH
  - Centrales a baja escala.(Ver Tabla 1.1)
  - Fuente de energía limpia, renovable y continua.
  - Bajos costos de construcción, operación y mantenimiento.
  - Se pueden utilizar generadores eléctricos comunes en el mercado.
  - Bajo impacto ambiental.
  
- Clasificación de las PCH

Se clasifica a las PCH de acuerdo a la potencia instalada como se indica en la Tabla 1.1.

**Tabla 1.1**  
**CLASIFICACIÓN DE LAS PCH SEGÚN SU POTENCIA**

<b>Región</b>	<b>Institución</b>	<b>Micro central</b>	<b>Mini central</b>	<b>Pequeña central</b>
Mudial	ONU <sup>1</sup>	< 100 kW	101-2000 kW	2000-10000 kW
Latinoamericana	OLADE <sup>2</sup>	< 50 kW	51-500 kW	500-5000 kW

1 Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial.

2 Organización Latinoamericana de Energía.

- Grupo hidroenergético

El grupo hidroenergético consta de una serie de componentes que se utilizan para generar energía eléctrica en las PCH (ver Figura 1.7); y entre ellos se cuentan los siguientes:

- a) Válvula hidráulica: Es un dispositivo mecánico que sirve para regular el flujo de los fluidos. Permite abrir, cerrar o regular el flujo del fluido que ingresa a la turbina. Existen varios tipos de válvulas hidráulicas y están caracterizadas por el uso que se les den.
  
- b) Turbina: Se encarga de la conversión de energía potencial del agua en energía mecánica. Para el caso de generación eléctrica de micro central se emplean con frecuencia las turbinas Michell Banki, ideal para la generación de potencias bajas.

- c) Sistema de transmisión: El sistema de transmisión utilizado comúnmente para rangos es el de fajas y poleas. Aunque también se puede emplear un sistema de transmisión por cadenas para casos en que el ruido no sea un limitante. Su función consiste en elevar la velocidad del rotor.
- d) Generador: Dispositivo eléctrico que se encuentra acoplado a la turbina y que es movido por ésta. Su función es convertir la energía mecánica que entrega la turbina en energía eléctrica. Pueden ser del tipo generadores síncronos (alternadores) o generadores asíncronos (motor de inducción).

En caso de no disponer de un generador de las características necesarias, se puede hacer uso de un motor y hacerlo funcionar como generador. En general esto sería más beneficioso para micro y mini centrales, ya que los motores son de menor costo y se encuentran con facilidad en el mercado.

- e) Tablero de control: El tablero de control es un sistema computarizado opcional que permite controlar la microcentral hidráulica. Consta generalmente de las siguientes partes:
- El convertidor: Convierte la corriente continua proveniente de las baterías en corriente alterna.
  - El regulador de carga: Regula el estado de carga entre límites preestablecidos cuando se usan baterías. El voltaje de las baterías se mide y se toma como factor principal para estimar el estado de carga, algunos controladores miden la temperatura de la batería.

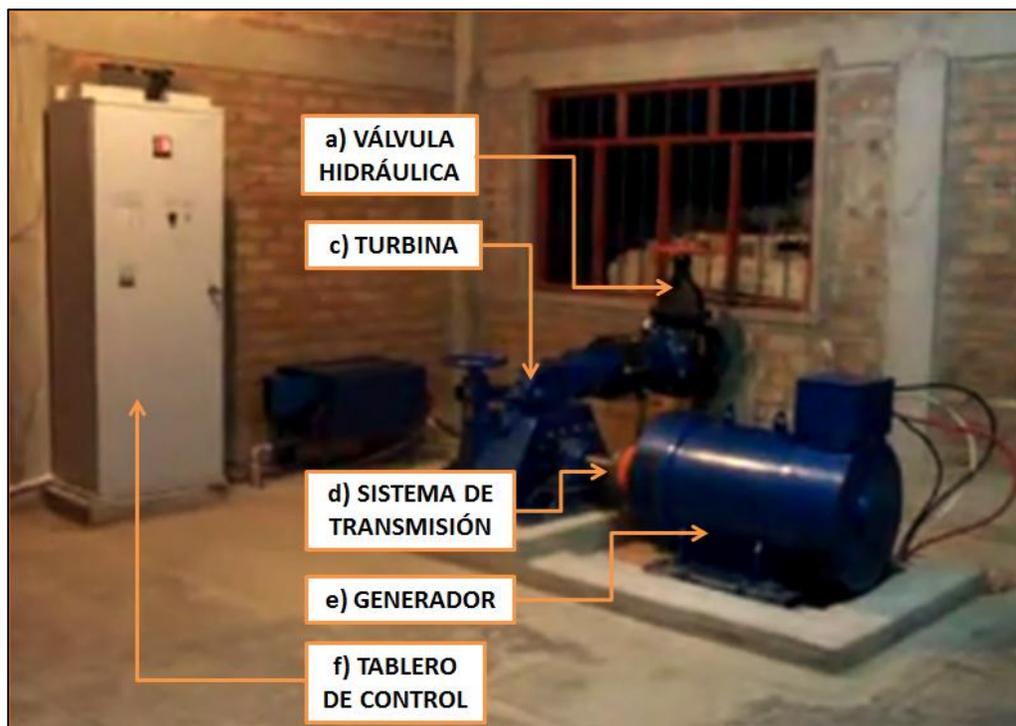


Figura 1.7: Grupo hidroenergético de 100 KW con turbina Michell Banki en Chunchuquillo – Cajamarca [1.10].

### 1.3. Las turbinas hidráulicas en las mini centrales

Como ya se mencionó, la turbina hidráulica es el órgano más importante del grupo hidroenergético, el cual se encarga de la conversión de energía potencial del agua en energía mecánica.

- Proceso de transferencia de energía

Consiste en transformar la energía hidráulica en energía mecánica, a través del elemento móvil rotativo llamado rotor (rueda giratoria que posee álabes alrededor de su eje de simetría, ver Figura 1.10).

A medida que el fluido discurre a través del rotor, su cantidad de movimiento angular se reduce e imparte un momento de torsión a la rueda, que a su vez impulsa el eje. El momento de torsión resultante se puede aplicar, por ejemplo, a un generador eléctrico

para obtener energía eléctrica; o usarlo directamente como energía mecánica accionando molinos, bombas hidráulicas, entre otras aplicaciones.

Para analizar la transferencia de energía en la turbina se asumirá que:

- El fluido no tiene viscosidad, es decir, no tiene sin pérdidas con fricción.
- El flujo bidimensional será ideal en toda la región del rotor (ver Figura 1.10).
- El sistema considerado es un sistema inercial.
- El fluido discurrirá en régimen permanente.

El estudio se realizará mediante un volumen de control inercial que abarca la región del rotor. Se considera como ingreso del fluido hacia el rotor el punto número 1 y como salida el punto número 2, esta consideración sólo se tendrá en cuenta para la Figura 1.8.

El fluido, durante su recorrido por el rotor, se trasladará con velocidad absoluta  $\vec{c}$  la cual está conformada por la velocidad lineal del rotor,  $\vec{U}$ , y la velocidad relativa del fluido respecto al rotor,  $\vec{W}$  (ver ecuación 1.1).  $\alpha$  es el ángulo absoluto entre los vectores  $\vec{c}$  y  $\vec{U}$ ; y  $\beta$ , el ángulo relativo entre los vectores,  $\vec{W}$  y  $\vec{U}$  (ver Figura 1.8).

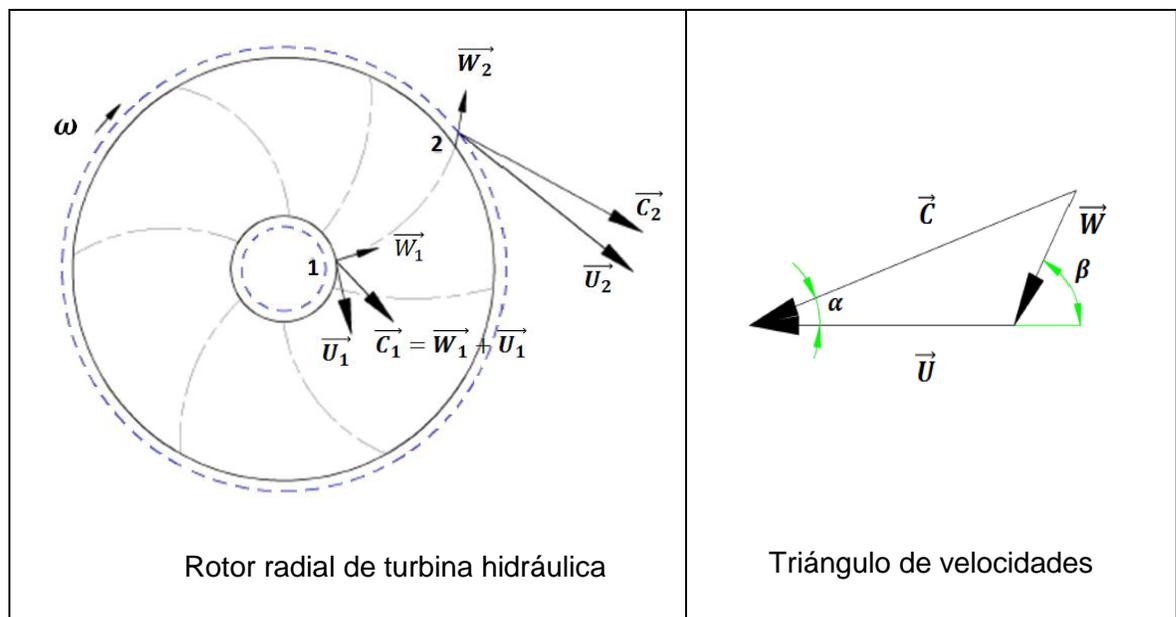


Figura 1.8: Volumen de control y triángulo de velocidades del fluido.

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (1.1)$$

Aplicando el teorema de transporte de Reynolds, para el volumen de control inercial definido, se obtiene la siguiente relación (ver ecuación 1.1) que describe el proceso de transferencia de energía mediante la ecuación de la cantidad de movimiento.

$$\Sigma \vec{M}_{V.C.} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V.C.} (\rho \cdot \vec{r} \times \vec{C}) \cdot dC + \oint_{S.C.} \rho \cdot (\vec{r} \times \vec{C}) \cdot (\vec{C} \cdot d\vec{A}) \quad (1.2)$$

Donde:

$\vec{M}$ : Momentos externos que actúan sobre el sistema [N.m].

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

$\vec{r}$ : Vector posición de un elemento diferencial de fluido medido desde el origen del sistema inercial [m].

$\vec{A}$ : Área superficial del volumen de control [m<sup>2</sup>].

Para el caso de un rotor radial (como el de la turbina Michell Banki), la velocidad del flujo no tiene componente axial. Entonces, se obtiene el siguiente sistema vectorial:

$$\vec{C} = (C_r, C_u, 0) \quad (1.3)$$

$$\vec{W} = (W_r, W_u, 0)$$

$$\vec{U} = (0, U, 0)$$

Donde:

$$U = \omega * r \quad (1.4)$$

Resolviendo la ecuación 1.2 en régimen permanente:

$$T = \rho \cdot Q \cdot (r_2 \cdot C_{u2} - r_1 \cdot C_{u1}) \quad (1.5)$$

Donde:

T: Momento de torsión que actúa sobre el rodete en el volumen de control [N.m].

Q: Caudal [m<sup>3</sup>/s].

$\omega$ : Velocidad angular del rotor [rad/s].

C<sub>u</sub>: Componente de la velocidad absoluta en dirección tangencial [m/s].

r<sub>1</sub> y r<sub>2</sub>: Radios de entrada y salida del volumen de control [m].

Multiplicando el momento torsor con la velocidad angular del rotor ( $\omega$ ), se obtiene la potencia mecánica que impulsará al generador para obtener potencia eléctrica.

$$P_E = \eta_t \cdot \eta_{TR} \cdot \eta_G \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (1.6)$$

Donde:

$P_E$ : Potencia eléctrica en los bornes del generador [W].

$Q$ : Caudal de la turbina [ $m^3/s$ ].

$H$ : Salto neto [m].

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

$\eta_t$ : Eficiencia de la turbina, adimensional.

$\eta_{TR}$ : Eficiencia de la transmisión, adimensional.

$\eta_G$ : Eficiencia del generador, adimensional.

$g$ : Aceleración de la gravedad [ $9,81m/s^2$ ].

En la ecuación 1.6 se indican las principales pérdidas en tres componentes del grupo hidroenergético: en la turbina y en la transmisión, pérdidas por fricción; y en el generador, pérdidas de energía magnética. Así se generan 3 rendimientos a considerar:

- El rendimiento de la turbina ( $\eta_t$ )
- El rendimiento del sistema de transmisión ( $\eta_{TR}$ )
- El rendimiento del generador ( $\eta_G$ )

Por otro lado, según la teoría de Euler para las turbomáquinas, se puede relacionar el trabajo en el eje de la turbina ( $We$ ) con la velocidad del fluido y el salto neto (o útil), como se observa en la ecuación 1.8.

$$We = \left( \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \right) + \left( \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \right) + \left( \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \right) \quad (1.7)$$

$$We = H * g \quad (1.8)$$

Donde:

$We$ : Trabajo de Euler [ $m^2/s^2$ ].

La ecuación 1.8 representa la relación del trabajo de Euler con el salto neto. En la ecuación 1.7 el primer término representa la variación de energía cinética que se produce en el fluido entre la entrada y la salida del rotor; el segundo término, el cambio de presión debido a la variación de la fuerza centrífuga; el tercer término, el cambio de presión debido a la variación de la velocidad relativa del fluido. Es decir, el primer término es energía dinámica (o cinética); y los otros dos, energía estática:

$$H * g = (H_{din} + H_{est}) * g \quad (1.9)$$

Otro concepto importante es el Grado de Reacción. Es la relación entre la energía estática (o de presión), que se transforma dentro del rotor, y la energía total.

$$G_r = \frac{-\int_1^2 \frac{dP}{\rho}}{H * g} = \frac{H_{est}}{H} \quad (1.10)$$

- Clasificación y tipos de turbinas hidráulicas

Se clasifican principalmente por dos aspectos: por el cambio de presión en el rotor (ver ecuación 1.10) y por la dirección del flujo con el que ingresan al rotor que poseen.

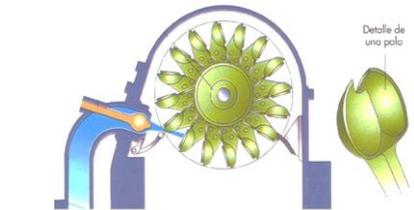
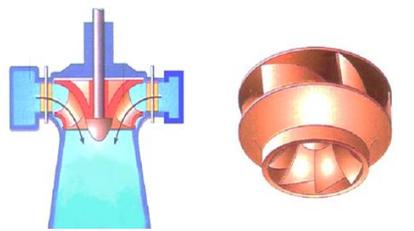
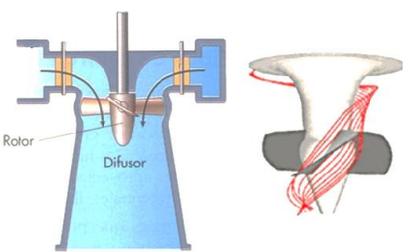
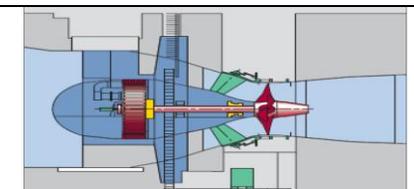
- Por el cambio de presión en el rotor:

- De acción: El agua no sufre cambios considerables de presión en su paso por el rotor.
- De reacción: El agua sí sufre cambios de presión en su paso por el rotor.

- Por la dirección del flujo con el que el agua ingresa al rotor puede ser: radial, axial o mixta.

Los tipos de turbinas hidráulicas de mayor uso en el campo hidroeléctrico se muestran en la Tabla 1.3.

**Tabla 1.3**  
**EJEMPLOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS Y CLASIFICACIÓN [1.12]**

Tipo de Turbina		Criterios de Clasificación	
		Cambio de presión en el rotor	Dirección del flujo con respecto al rotor
Pelton		De acción	Radial
Michell-Banki			
Francis		De reacción	Mixto
Hélice y Kaplan			Axial
Bulbo			

Por otro lado, otros parámetros importantes de clasificación de las turbinas hidráulicas son: la velocidad específica, la potencia, el caudal admisible y el salto admisible.

La velocidad específica es el parámetro que mejor caracteriza a las turbomáquinas pues relaciona el caudal, la carga y la velocidad de giro [1.13]. Este parámetro se obtiene a partir de un análisis adimensional de las variables que rigen la mecánica del fluido en una turbomáquina; sin embargo, en la práctica se emplean valores de velocidad específica, “no adimensionales”, que resultan de medir el caudal, el salto, la potencia y las revoluciones del rotor por unidad de tiempo, en unidades industriales (ver Tabla 1.4).

- Velocidad específica de caudal o número de Brauer ( $N_q$ )

$$N_q = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.11)$$

- Velocidad específica de potencia o número de Camerer ( $N_s$ )

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (1.12)$$

**Tabla 1.4**

**SIMBOLOGÍA Y UNIDADES EMPLEADOS EN VELOCIDADES ESPECÍFICAS [1.13]**

Parámetro	Símbolo	Unidad en sistema métrico	Unidad en sistema inglés
Caudal	Q	L/s	gpm
Salto	H	m	pies
Potencia	P	kW	HP
Revoluciones del rotor por unidad de tiempo	N	rpm	rpm

- Según su potencia, caudal, velocidad de rotación y salto:

La Tabla 1.5 se utiliza para la selección de turbinas de acuerdo al caudal, salto y potencia.

**Tabla 1.5**  
**CLASIFICACIÓN DE LAS PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS SEGÚN SU VELOCIDAD ESPECÍFICA, CAUDAL, SALTO Y POTENCIA [1.14]**

<b>Tipo de turbina</b>	<b>Ns rpm</b>	<b>Q m<sup>3</sup>/s</b>	<b>H m</b>	<b>P kW</b>
Pelton	1 Ch: 30 2 Ch: 30 - 50 4 Ch: 30 - 50 6 Ch: 50 - 70	0.05 - 50	30 - 1 800	2 - 30 000
Turgo	60 - 260	0.025 - 10	15 - 300	5 - 8 000
Michell - Banki	40 - 160	0.025 - 5	1 - 50	1 - 750
Bomba rotodinámica	30 - 170	0.05 - 0.25	10 - 250	5 - 500
Francis	Lento: 60 - 150 Normal: 150 - 250 Rápido: 250 - 400	1 - 500	2 - 750	2 - 750 000
Deriz	60 - 400	500	30 - 130	100 000
Kaplan y de hélice	300 - 800	1000	5 - 80	2 - 200 000
Axiales: tubular, bulbo.	300 - 800	600	5 - 30	100 000

Donde:  
 Ns: velocidad específica de caudal  
 Ch: chorro

Como se observa en la Tabla 1.5 el rango de empleo de la turbina Michell Banki se encuentra entre 40 y 160 rpm. Éste es un parámetro importante para realizar el diseño hidráulico de la turbina.

- Selección del tipo de turbina

Para seleccionar una turbina, se utiliza también otra herramienta, el diagrama de selección de turbinas, como el que se observa en la Figura 1.9. Aquí se puede optar por una u otra opción ingresando con cualquiera dos de estos tres datos: salto neto, caudal o potencia.

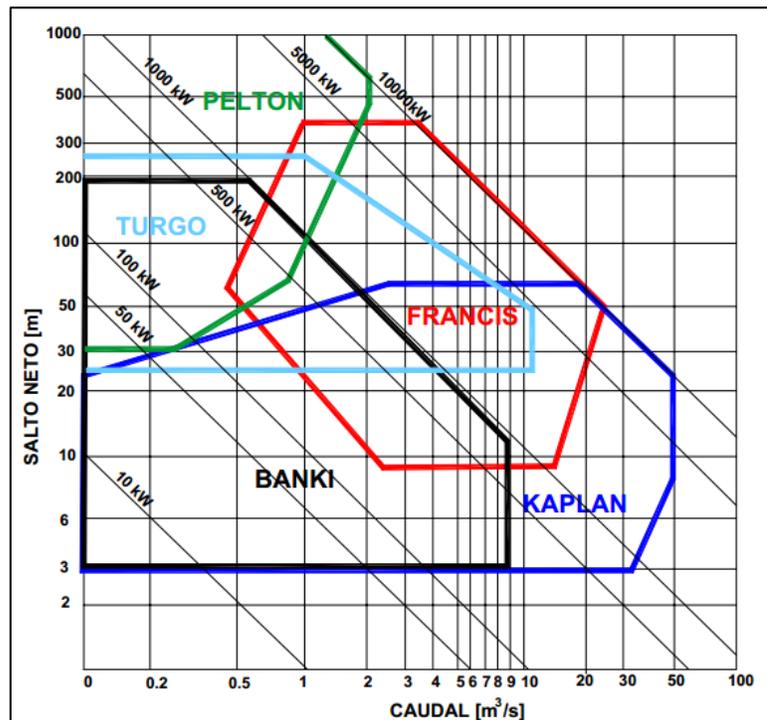


Figura 1.9: Diagrama de selección del tipo de turbina [1.15].

Las turbinas que cubren la zona de trabajo para diversos saltos y caudales correspondiente a la potencia de diseño (cerca a 50 kW), son: la turbina Michel Banki y la turbina Kaplan. Sin embargo, la turbina Michel Banki presenta ventajas de orden técnico que representan una mejor elección para el empleo en proyectos de electrificación rural, estos son: estabilidad, buena eficiencia a cargas parciales (ver Figura 2.13), fácil construcción, reducido mantenimiento y sobre todo un bajo costo.

#### 1.4. Turbina Michell Banki

La turbina Michell Banki, conocida también como Turbina de Flujo Cruzado, es una máquina hidráulica de acción, de flujo transversal, de admisión parcial y de doble efecto.

Fue patentada en Inglaterra en 1903 por el ingeniero australiano A.G.M. Michell. Posteriormente, el profesor húngaro Donat Banki hizo un trabajo de investigación

extenso sobre esta máquina entre 1912 y 1918, lo que le permitió plantear la formulación teórica para el cálculo de la turbina en términos de la velocidad de entrada del fluido, el caudal y la velocidad de rotación.

De acuerdo a la clasificación de la Tabla 1.3 se denomina turbina de acción porque no es significativo el cambio de presión en el rotor. Además, de acuerdo a la dirección del flujo con el que el agua ingresa al rotor, se encuentra en el grupo de flujo transversal ya que el desplazamiento del agua en el rotor es perpendicular al eje; y por lo tanto, no tiene componente axial.

- Partes de la turbina Michell Banki y funcionamiento:

Las principales partes de la turbina se muestran en la Figura 1.10 y se describen a continuación:

- Pieza de transición (de circular a cuadrada): es un dispositivo que une la tubería de presión de agua con el inyector. Esta pieza es importante debido a la geometría de ingreso que tiene el inyector (sección rectangular), que al no coincidir con la geometría de la tubería (sección circular), genera perturbaciones en el flujo. El objetivo de la pieza es hacer que el flujo sea más uniforme.
- Inyector: guía al agua en su ingreso hacia el rotor. En su interior se puede encontrar con un álabe regulador de caudal para controlar la potencia de salida en el generador.
- Rotor: Va montado al eje principal que transmite la potencia mecánica de rotación. Está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular. Éste recibe el agua que impacta con los álabes en dos etapas. En la Primera etapa, impacta al ingresar al rodete por su periferia; debido a que el flujo del agua es básicamente radial; seguidamente, en la Segunda etapa, el agua hace contacto nuevamente con los álabes de la turbina al cruzar el espacio interno del rotor sin chocar con el eje (ver Figura 1.11).

- Eje: elemento mecánico que transmitirá el torque hacia el generador o máquina impulsada.
- Carcasa: Soporta y cubre las partes de la turbina, evita también que agentes externos ingresen a ella.
- Canal de descarga: Desaloja el agua luego de su paso por el rotor a través de una abertura inferior.

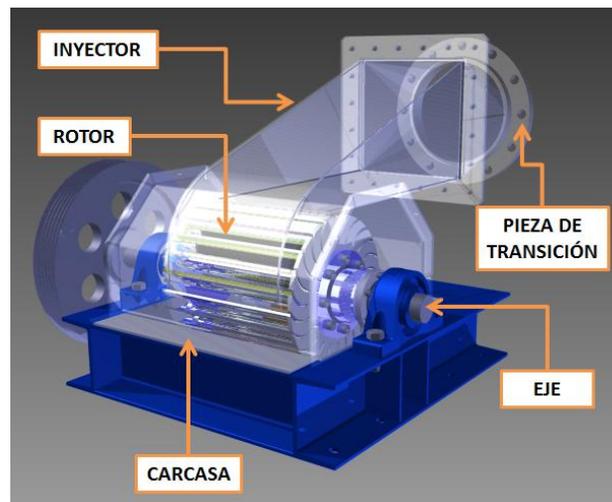


Figura 1.10: Esquema de los componentes de la turbina Michell Banki.

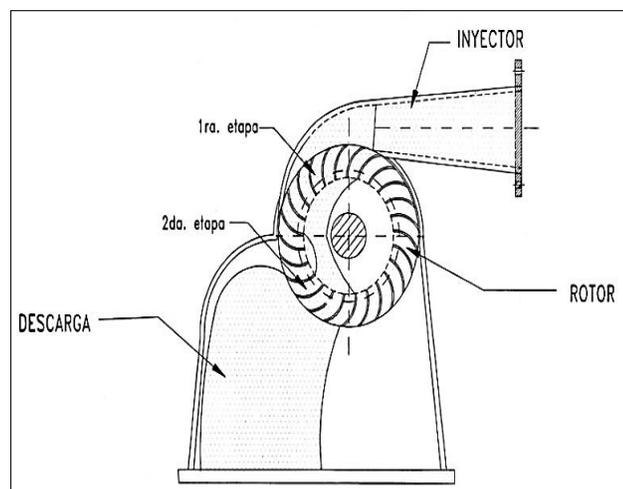


Figura 1.11: Etapas de impacto del flujo con los álabes del rotor [1.16].

## Referencias Bibliográficas

[1.1] DGER (Dirección General de Electrificación Rural) (2010). *Plan Nacional de Electrificación Rural 2011 - 2020*. Lima.

[1.2] “Resultados censales” (2007). [base de datos]. Lima: INEI (Instituto Nacional de Estadística e Informática). Disponible en: <http://www.inei.gob.pe/> [2011, 21 de junio].

[1.3] “Programa de electrificación rural: Luza para todos” (2011). [base de datos]. Lima: Ministerio de Energía y Minas. Lima. Disponible en: [http://dger.minem.gob.pe/cpweb/INF\\_LPT.pdf](http://dger.minem.gob.pe/cpweb/INF_LPT.pdf) [2011, 2 de junio].

[1.4] DGER, op.cit.p.10.

[1.5] “Proyecciones de la población del Perú 1995 – 2025” (2010). [base de datos]. Lima: INEI. Disponible en: <http://www.inei.gob.pe/biblioineipub/bancopub/Est/Lib0006/ANEX011.htm> [2011, 23 de junio].

[1.6] Agencia de Cooperación Internacional de Japón (2008). *Estudio del Plan Maestro de Electrificación Rural con Energías Renovables en la República del Perú*. Lima, p. 17.

[1.7] “Plan Nacional de Electrificación Rural en Sistema de Información Geográfica - GIS (2011 - 2020)”. [base de datos]. Lima: Ministerio de Energía y Minas. Disponible en: <http://dger.minem.gob.pe/pnergis/> [2011, 31 de mayo].

[1.8] SOLUCIONES PRÁCTICAS (1989). Microcentral Hidroeléctrica Piloto de Obrajillo. Lima: Tecnología intermedia, ITDG.

[1.9] REGALADO, José. (2007). “Adopción de un sistema piloto de fuerza motriz hidráulico multipropósito de alto valor agregado para el desarrollo sostenible de

comunidades rurales de Panamérica”. Conferencia técnica presentada en el XXI Congreso Panamericano de Ingeniería Mecánica, Eléctrica, Industrial y Ramas Afines, Lima.

[1.10] 3HC Centrales Hidroeléctricas (2000). “Nuestra experiencia - obras”. [en línea]. Disponible en: <http://www.turbinas3hc.com/AlgunasObras.html> [2011, 21 de junio].

[1.11] ECOVIVE (2005). “Pequeñas centrales hidroeléctricas”. [en línea]. Disponible en: <http://www.ecovive.com> [2012, 21 de julio].

[1.12] AGÜERO, Sergio (2003). *Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas*. Madrid: Ciencia 3, p.38.

[1.13] POLO, Manuel (1980). *Turbomáquinas hidráulicas*. Segunda Edición. México: Limusa, p. 26.

[1.14] COZ, Federico y otros (1995). *Manual de mini y micro centrales hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos*. Lima: ITDG – Perú.

[1.15] MARCHEGANI, Ariel. “II Concurso Internacional de especialización entre micro y minicentrales hidroeléctricas”. [en línea]. Disponible en: <http://fainweb.uncoma.edu.ar/La.M.Hi/textos/Pequeñas%20centrales/UNIDAD%205.pdf> [2011, 12 de marzo].

[1.16] SOLUCIONES PRÁCTICAS (2009). “Ficha técnica: Turbina Michell – Banki 2”. [en línea]. Disponible en: <http://www.solucionespracticas.org.pe/fichastecnicas/pdf/Fichatecnica2-Turbina%20michell%20bankL.pdf> [2011, 16 de agosto].

## **CAPÍTULO 2**

### **DISEÑO HIDRÁULICO DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO Y ZONA DE TRABAJO**

En este capítulo se detallan los pasos y consideraciones que se tomaron en cuenta para el dimensionamiento del proyecto solicitado en base a las formulaciones teóricas planteadas por Donat Banki.

La información recopilada y utilizada será implementada en un algoritmo en el software MATLAB que permitirá obtener las magnitudes de los componentes de forma más sencilla en procesos iterativos que arrojen resultados con eficiencias aceptables para cualquier potencia.

Seguidamente, se analizará la zona de trabajo de la turbina seleccionada del conjunto de opciones obtenidas del algoritmo de dimensionamiento.

Por último, se indicarán los componentes adicionales que se requieren para el correcto funcionamiento de la turbina.

#### **2.1. La turbina Michell Banki analizada como turbina radial y de acción**

A continuación, se analizará la turbina Michell Banki teniendo en cuenta sus características:

### 2.1.1. Trayectoria absoluta del agua en el interior del rotor

Es importante determinar la trayectoria del chorro en el interior del rotor ya que de esta forma se puede calcular el diámetro máximo del eje ( $d_{e_{max}}$ ) para conseguir que el chorro se dirija hacia los álabes en su segunda etapa y evitar que se produzcan pérdidas elevadas al impactar con el eje.

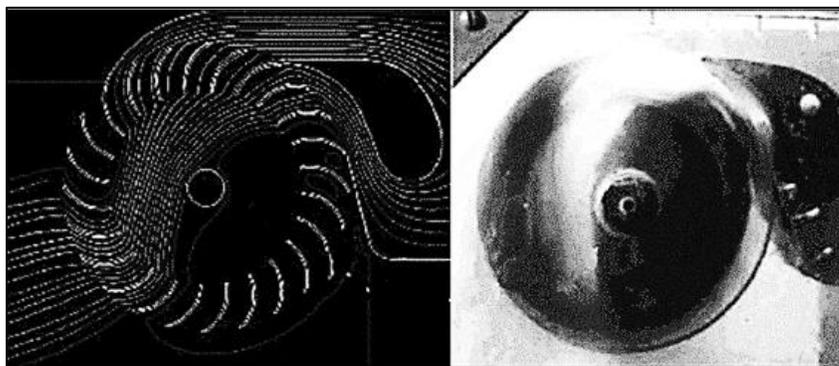


Figura 2.1: Simulación y fotografía de la trayectoria del agua en el interior del rotor [2.1].

El recorrido del agua en el interior del rotor se describe en la Figura 2.2. Como se observa AB y CD son las trayectorias extremas del chorro de agua. En su ingreso al rotor, se describe el ángulo  $\theta_1$ .

A la salida de la Primera etapa, se considera que el agua atraviesa el interior del rotor siguiendo una trayectoria recta (ver Figura 2.2), es por ello que es importante que el diámetro del eje no se interponga en el recorrido del chorro ya que esto implicaría tener pérdidas hidráulicas. Finalmente, la salida del chorro a través del rotor, está descrito por el ángulo  $\theta_2$  [2.2].

El arco de admisión ( $\theta_a$ ) acoge a los chorros en el ingreso al rotor en la Primera etapa; a su vez, el arco de salida ( $\theta_s$ ) a los chorros en la salida del rotor en la Segunda etapa. (Más adelante se obtienen los valores de ambos ángulos)

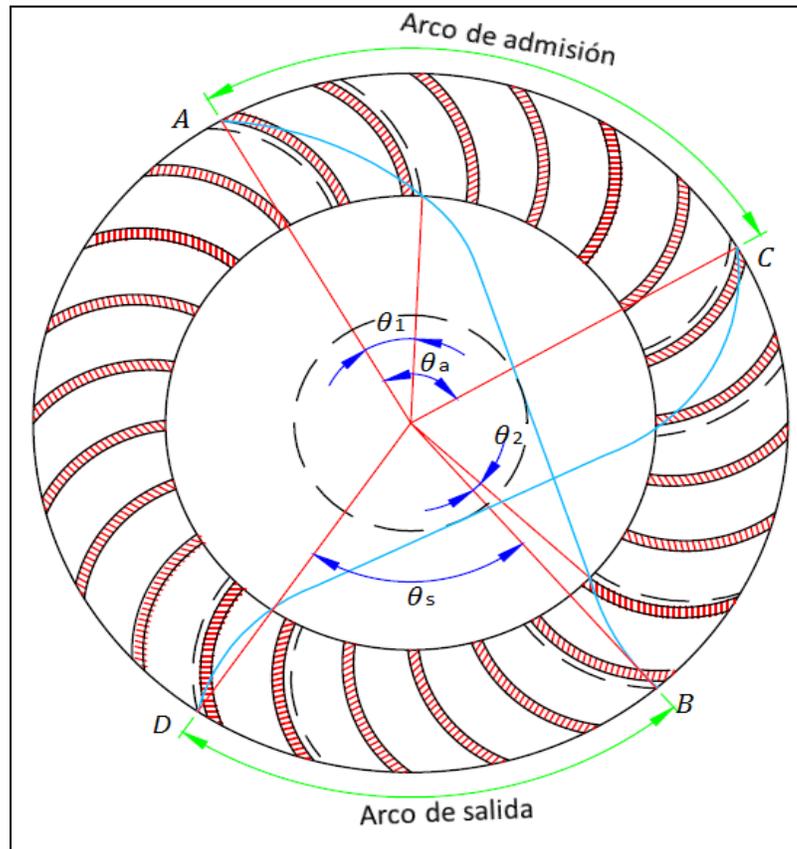


Figura 2.2: Trayectoria absoluta del agua en el interior del rotor [2.2].

### 2.1.2. Diagrama de velocidades

Como se mencionó, la turbina Michell Banki es una turbomáquina de acción porque es casi nula la diferencia de presión en su recorrido por el rotor; es decir, en este tipo de turbinas el grado de reacción es igual a cero [2.3].

$$G_r = \frac{-\int_1^2 \frac{dP}{\rho}}{H * g} = \frac{H_{est}}{H} = 0$$

Una de las consideraciones para obtener la máxima eficiencia energética en lo referente a la relación de velocidades es que se cumpla:

$$U_2 = \frac{C_{u2}}{2} \quad (2.1)$$

Será necesario calcular la velocidad del agua a la salida del inyector (ver Figura 2.3) para hallar las velocidades en los otros puntos del rotor, ésta se determina aplicando la Ecuación de Bernoulli en la superficie del reservorio donde la velocidad del agua es aproximadamente cero, y a la salida del inyector.

$$\frac{P_0}{\gamma_w} + \frac{C_0^2}{2.g} + z_0 = \frac{P_1}{\gamma_w} + \frac{C_1^2}{2.g} + z_1 + \Delta H_t + \Delta H_i \quad (2.2)$$

Donde:

$C_0$  y  $C_1$ : Velocidad absoluta del agua en la superficie del reservorio y en la salida del inyector, m/s.

$P_0$  y  $P_1$ : Presiones en la superficie del reservorio y en la salida del inyector, m.

$Z_0$  y  $Z_1$ : Altura topográfica en la superficie del reservorio y la posición del inyector, su diferencia es igual al salto bruto.

$\gamma_w$ : Peso específico, kg/m<sup>3</sup>

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

$\Delta H_t$ : Pérdidas de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería de presión, m.

$\Delta H_i$ : Pérdidas de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector, m.

En la Figura 2.3 se observa un esquema del recorrido del flujo a través del inyector y del rotor de la turbina en sus dos etapas. En los puntos señalados se analizará la velocidad del flujo en relación con las características de este tipo de turbinas hidráulicas y con los requerimientos solicitados. Además, se evaluarán las condiciones de diseño necesarias para lograr la máxima eficiencia.

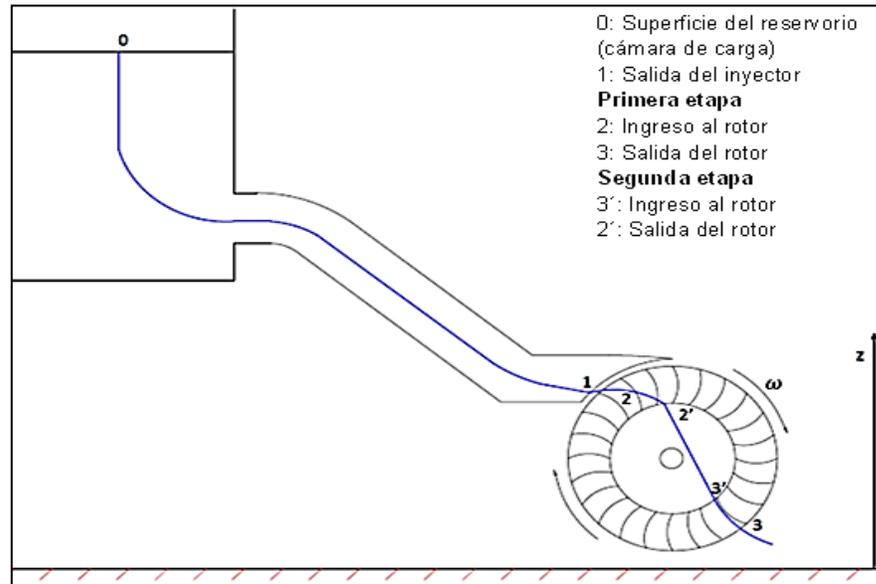


Figura 2.3: Esquema del recorrido del flujo a través de la turbina Michell Banki.

Con estas consideraciones, se determina que la velocidad a la salida del inyector es:

$$C_1 = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \cdot \sqrt{2gH} \quad (2.3)$$

Donde  $H$  es el salto neto y se obtiene de la diferencia entre el salto bruto y las pérdidas de presión de la tubería. Así mismo, se define  $K_c$  como el coeficiente de velocidad del inyector y está representado por:

$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \quad (2.4)$$

La velocidad del agua a la salida del inyector es igual a la velocidad de ingreso del agua al rotor.

$$C_1 = C_2 = K_c \cdot \sqrt{2gH} \quad (2.5)$$

$K_c$  se encuentra comprendido entre 0,97 y 0,98; esto se determina de forma práctica. Para este caso, se tomará:  $K_c = 0,98$  [2.4].

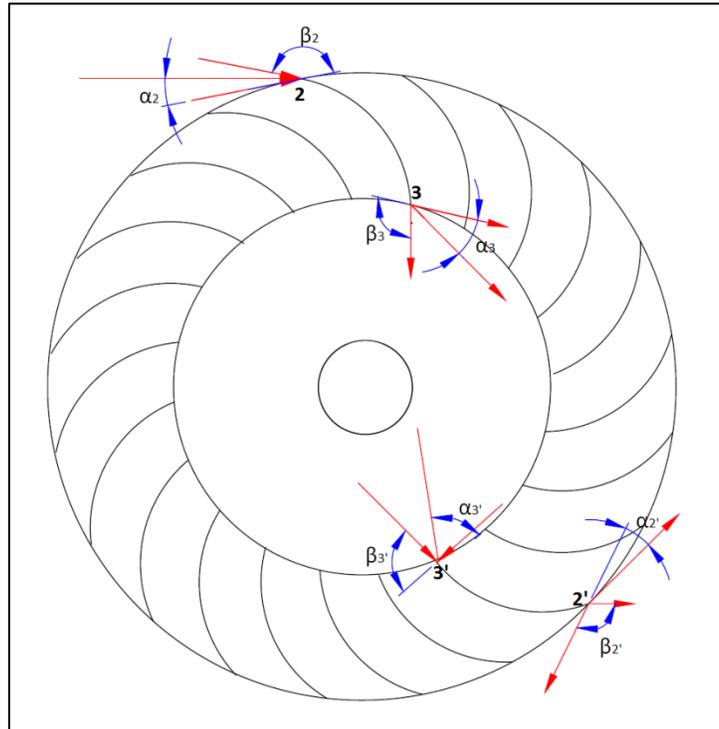


Figura 2.4: Rotor radial con diagramas de velocidades.

Se analiza el triángulo de velocidades en el punto 2, al ingreso del flujo a la primera etapa:

Aplicando Ley de cosenos:

$$W_2^2 = C_2^2 + U_2^2 - 2 \cdot C_2 \cdot U_2 \cdot \cos(\alpha_2) \quad (2.6)$$

Finalmente, se tendría:

$$W_2^2 = C_2^2 \cdot \left(1 - \frac{3}{4} \cdot \cos^2(\alpha_2)\right) \quad (2.7)$$

También, del triángulo de velocidades, se cumple que:

$$C_{r2} = C_2 \cdot \text{sen}(\alpha_2) \quad (2.8)$$

$$W_{r2} = W_2 \cdot \text{sen}(\beta_2) \quad (2.9)$$

Relacionando las tres últimas ecuaciones, finalmente se obtiene:

$$\beta_2 = \arcsen \frac{\text{sen}(\alpha_2)}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cdot \cos^2(\alpha_2)}} \quad (2.10)$$

Tabulando  $\alpha_2$  entre los valores  $14^\circ$  y  $17^\circ$ , por recomendación de especialistas y por facilidad de las formas constructivas, se recomienda utilizar  $\beta_2 = 150^\circ$  cuando  $\alpha_2 = 16^\circ$  [2.4].

Desarrollando la ecuación 2.5 y reemplazándola en la ecuación 2.1:

$$U_2 = \frac{C_{u2}}{2} = \frac{C_2 \cdot \cos(\alpha_2)}{2}$$

$$C_2 = 4,43 \cdot Kc \cdot \sqrt{H} \quad (2.11)$$

$$U_2 = 2,22 \cdot Kc \cdot \sqrt{H} \cdot \cos(\alpha_2) \quad (2.12)$$

Resolviendo la ecuación 2.12:

$$U_2 = 2,13 \cdot Kc \cdot \sqrt{H} \quad (2.13)$$

Aplicando la ley de senos en el triángulo de velocidades en la entrada del rotor:

$$\frac{W_2}{\text{sen}(\alpha_2)} = \frac{C_2}{\text{sen}(180-\beta_2)}$$

Resolviendo:

$$W_2 = \frac{4,43 \cdot Kc \cdot \sqrt{H} \cdot \text{sen}(\alpha_2)}{\text{sen}(180-\beta_2)}$$

$$W_2 = 2,44 \cdot Kc \cdot \sqrt{H} \quad (2.14)$$

En los cálculos no se está considerando el efecto que ocasiona el espesor de los álabes. Se recomienda afilarlos en su periferia exterior para que no repercuta en el rendimiento hidráulico.

Por otro lado, para calcular los valores de las velocidades al interior del rotor, se considera que se cumple:

$$U_3 = \frac{\pi \cdot N}{60} * d = U_3' \quad (2.15)$$

$$C_{3u} = U_3 \quad (2.16)$$

$$C_{3r} = W_3 = Q / (\pi \cdot D \cdot Br) \quad (2.17)$$

$$\beta_3 = \beta_3' = 90^\circ \quad (2.18)$$

Para determinar el triángulo de velocidades en la salida de la segunda etapa del rotor:

$$W_{2'} = Kf \cdot W_2 \quad (2.19)$$

Donde Kf representa el coeficiente de velocidad relativa, el cual incluye pérdidas por fricción del agua con los álabes del rotor y es aproximadamente 0,98.

De las relaciones geométricas, se obtiene:

$$C_{2'}^2 = W_{2'}^2 + U_{2'}^2 - 2 \cdot W_{2'} \cdot U_{2'} \cdot \cos(\beta_{2'}) \quad (2.20)$$

$$\beta_{2'} = 180^\circ - \beta_2 \quad (2.21)$$

$$\alpha_{2'} = \arcsen \left[ \frac{W_{2'} \cdot \sen(\beta_2)}{C_{2'}} \right] \quad (2.22)$$

Por último, en la Tabla 2.1 se encuentran los valores de las componentes de las velocidades en la entrada de la Primera etapa:

**Tabla 2.1**  
**VALORES DE VELOCIDAD PARA EL PRIMER EFECTO EN EL ROTOR EN FUNCIÓN DEL SALTO NETO**

VALORES DE VELOCIDAD PARA EL PRIMER EFECTO				
Entrada (2) $\beta_2 = 150^\circ$ y $\alpha_2 = 16^\circ$		Radial	Tangencial	Axial
	<b>C<sub>2</sub></b>	<b>Cr</b>	<b>Cu</b>	<b>Ca</b>
Velocidad absoluta	$4,34 \cdot \sqrt{H}$	$1,196 \cdot \sqrt{H}$	$4,172 \cdot \sqrt{H}$	0
	<b>U<sub>2</sub></b>	<b>Ur</b>	<b>U</b>	<b>Ua</b>
Velocidad lineal del rotor	$2,39 \cdot \sqrt{H}$	0	$2,39 \cdot \sqrt{H}$	0
	<b>W<sub>2</sub></b>	<b>Wr</b>	<b>Wu</b>	<b>Wa</b>
Velocidad relativa del fluido respecto al rotor	$2,09 \cdot \sqrt{H}$	$1,045 \cdot \sqrt{H}$	$1,81 \cdot \sqrt{H}$	0

### 2.1.3. Transferencia de energía en el rotor

Se deben tener las siguientes consideraciones para determinar la energía transferida por el fluido al rotor; para ello se aplicará la Ecuación de Euler:

- doble efecto del agua
- se opera bajo régimen permanente
- el flujo es unidimensional.

Teniendo en cuenta estas condiciones, se deduce la energía total transferida por el fluido:

$$H_r = \frac{U_2 \cdot C_2 \cdot \cos(\alpha_2) - U_2' \cdot C_2' \cdot \cos(\alpha_2')}{g}$$

$$H_r = \frac{U_2 \cdot [C_2 \cdot \cos(\alpha_2) - (U_2 - K_f \cdot W_2 \cos(\beta_2'))]}{g} \quad (2.23)$$

La cantidad que se transfiere en el Primer efecto, se calcula por:

$$H_{r1} = \frac{U_2^2}{g} \cdot \left[ \frac{2 \cdot U_2}{U_3} \right] \quad (2.24)$$

Se puede calcular el porcentaje de energía cedida en el primer efecto con las ecuaciones 2.23 y 2.24. La energía transferida en la segunda etapa sería lo restante.

#### 2.1.4. Eficiencia de la turbina

Durante el proceso de transferencia de energía que tiene lugar en la turbina, se incurre en pérdidas de distinta naturaleza, principalmente [2.5]:

- Pérdidas hidráulicas: debido a la naturaleza viscosa del fluido.
- Pérdidas mecánicas: ocasionadas por la fricción entre los componentes de la turbina al estar ellas en movimiento relativo y en contacto.
- Pérdidas volumétricas: que es representado por el porcentaje de fluido perdido a través de los sellos de la máquina.

Las pérdidas mencionadas están relacionadas a un tipo de eficiencia, respectivamente:

- Eficiencia hidráulicas ( $\eta_h$ )
- Eficiencia mecánica ( $\eta_m$ )
- Eficiencia volumétrica ( $\eta_v$ ).

El valor estimado para las pérdidas por fugas es mínimo, de aproximadamente  $\eta_v = 0,95$ ; a su vez, la eficiencia mecánica es aproximadamente  $\eta_m = 0,84$  y la eficiencia hidráulica se calcula teniendo en cuenta la entrega de energía en el rotor y el salto neto [2.6].

$$\eta_h = \frac{H_r}{H} = \frac{9,087 * K_c^2 * H - 4,554 * K_c^2 * H + 4,509 * K_c * K_f * H}{H * g}$$

$$\eta_h = \frac{4,533 * K_c^2 + 4,509 * K_c * K_f}{g} \quad (2.25)$$

Para las consideraciones previstas en este trabajo, obtenemos:  $\eta_h = 0,885$

La eficiencia total de la turbina estaría representada por:

$$\eta_t = \eta_h * \eta_m * \eta_v \quad (2.26)$$

Para la turbina Michell Banki, el valor de la eficiencia  $\eta_t$ , generalmente se encuentra comprendido entre 60% y 80% [2.7]. En este caso, se obtiene  $\eta_t = 70\%$ .

### 2.1.5. Velocidad nominal de rotación

La velocidad de giro del rotor para la periferia del rotor en la entrada, será la siguiente:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot N}{60} * D \quad (2.27)$$

Donde:

D: Diámetro exterior del rotor, m.

N: velocidad de giro del rotor, rpm.

La velocidad nominal de rotación está en función del diámetro exterior del rotor y del salto neto. Para determinarlo se igualan las ecuaciones 2.13 y 2.27:

$$N = \frac{39,886 * \sqrt{H}}{D} \quad (2.28)$$

## 2.2. Diseño hidráulico de la turbina Michell Banki

El diseño hidráulico consiste en definir los parámetros geométricos e hidráulicos de los componentes de la turbina.

### 2.2.1. Diseño del rotor

Las tres dimensiones principales que se requieren definir hidráulicamente son: el diámetro externo ( $D$ ), el diámetro interno ( $d$ ) y el ancho ( $Br$ ).

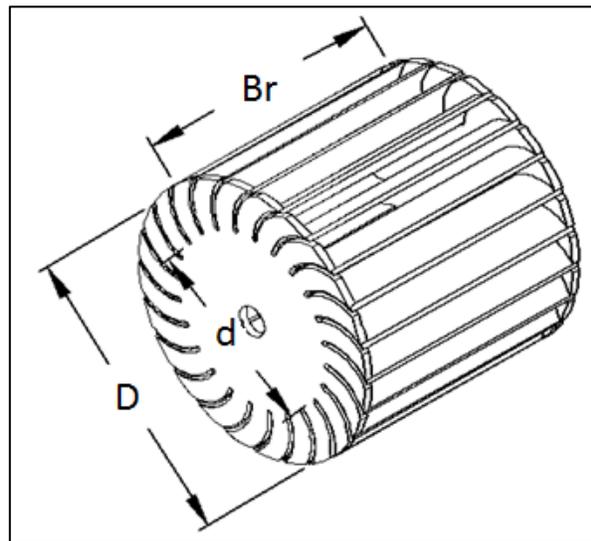


Figura 2.5: Esquema del rotor.

#### i. Diámetro externo del rotor ( $D$ )

Algunos investigadores indican que para pequeños caudales, los diámetros comúnmente utilizados van desde 20 cm hasta 50 cm [2.8]. Además, múltiples estudios certifican que dentro de este rango, se obtienen las mayores eficiencias (ver Tabla 2.2).

**Tabla 2.2**  
**ESTUDIOS EXPERIMENTALES SOBRE TURBINAS MICHELL BANKI [2.1]**

Referencia	Máxima eficiencia hidráulica (%)	Diámetro del rotor (cm)	Ancho del rotor (cm)	N° de álabes
Mockmore and Merrifield	68	33,27	30,48	30
Sheppherd	68	33	30,48	20
Varga (1959)	-	20	30,48	30
Jhonson y otros (1980)	69	26,67	30,48	20
Nakase y otros	82	30,48	30,48	26
Durgin (1984)	61	-	-	20
Khosropowpnah	79.8	15,24 30,48	30,48	10,15,20
Bushman y otros (1989)	79	30,48	15,24	-

Es importante tener en cuenta las siguientes consideraciones para la selección del diámetro del rotor:

- A menor diámetro del rotor, menor será el rendimiento hidráulico.
- Los rotores más grandes tienen una velocidad de embalamiento menor.
- La proporcionalidad entre el diámetro del rotor y el ancho de la turbina se deberá tener en especial consideración para evitar cambios bruscos de sección en la pieza de transición y así evitar perturbaciones.
- Para determinar este parámetro, se debe tener en cuenta la economía en la fabricación de la turbina.

El diámetro se seleccionará a partir de la ecuación 2.28, tomando como referencia la velocidad de rotación.

ii. Diámetro interno del rotor (d)

El diámetro interno se obtiene en función del diámetro externo, se determina relacionando la velocidad del flujo.

$$d = D \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot \text{sen}(\alpha_2)}{1 + \text{sen}(\alpha_2)}\right)}$$

$$d = 0,657 \cdot D \quad (2.29)$$

iii. Ancho del rotor (Br)

Para que no existan pérdidas en la transición entre el inyector y el rotor, el ancho de éste se construye 20% hasta 50% mayor que el ancho del inyector. Éste se verificará en los cálculos por resistencia de los álabes.

$$Br = v \cdot B \quad (2.30)$$

Donde:

$v$ [1.2 ... 1.5]

$B$ : Ancho del inyector, m.

### 2.2.2. Diseño de los álabes

En este punto, los aspectos que se analizarán serán: la geometría del álabe y el número de álabes que se emplearán.

i. Número de álabes del rotor ( $z$ )

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro, a las facilidades de construcción y a la eficiencia de la turbina.

Además, se debe tener en cuenta que a mayor número de álabes ( $z$ ), se producirá mayor fricción porque habrá mayor zona de contacto con el chorro de agua con lo cual disminuye la eficiencia de la turbina ( $\eta_t$ ), también será más complicado para su fabricación.

Por otro lado, si el número de álabes es reducido, provocará impulsos bruscos y no uniformes en la generación de la potencia. También ocasionaría que un considerable

porcentaje del chorro del agua pase sin chocar con ningún álabe, esto también ocasionaría una disminución en la eficiencia de la turbina ( $\eta_t$ ).

Para efectos de los cálculos hidráulicos, se asumirá su espesor para luego ser verificado con respecto a los esfuerzos a los cuales son sometidos.

En la Tabla 2.3 se muestran los resultados cuya relación de diámetro interior y exterior es de 0,66; tal como es el caso de este trabajo.

**Tabla 2.3**  
**PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS EN LAS TURBINAS ENSAYADAS**  
**POR DIFERENTES INVESTIGADORES [2.1]**

Referencia	D/Br	z	$\eta_h$ (%)
Yokohama. 1985. Japón	4.25	26	80.60
Ganz. 1984. Hungría	1.00	30	75.00
Alabama. 1983. USA	0.25	20	75.00
Resita. 1983. Rumania	1.28	24	73.00
Oregon. 1949. USA	1.09	20	68.00

Para aumentar la rigidez de la estructura, se procurará que la relación entre el diámetro externo y el ancho del rotor (D/Br) se aproximen a la unidad. Además, se debe tener en cuenta las dificultades en la fabricación si el número de álabes fuera excesivo: problemas en el montaje y la soldadura. En ese sentido, el número óptimo para las condiciones mencionadas sería de 24 álabes.

ii. Geometría del álabe:

Los álabes de una turbina Michell Banki tiene la forma de sector circular y generalmente se obtienen de tubos de acero al carbono, acero inoxidable u otro material; los cuales son segmentados de acuerdo a la geometría requerida [2.9]. Otra opción bastante empleada es el rolado de planchas hasta alcanzar la geometría deseada.



Reemplazando las ecuaciones 2.31 y 2.32, en 2.33:

$$\gamma = 30^\circ - \frac{\check{z}}{2} \quad (2.33)$$

De igual forma se procede con las ecuaciones 2.38 y 2.39:

$$\theta = 60^\circ - \frac{\check{z}}{2} \quad (2.34)$$

$$\lambda = 150^\circ - \frac{\check{z}}{2} \quad (2.35)$$

Además, por relaciones geométricas, se tiene:

$$\delta = 180^\circ - \gamma - 30^\circ - \theta \quad (2.36)$$

$$\delta = 150^\circ - 30^\circ + \frac{\check{z}}{2} - 60^\circ + \frac{\check{z}}{2} \quad (2.37)$$

Por lo tanto:

$$\delta = \check{z} + 60^\circ \quad (2.38)$$

Se relacionan las dimensiones características del álabe con el radio exterior del rotor de tal forma que queden definidos una vez que se determine éste último.

Ancho radial (A):

$$A = R - r \quad (2.39)$$

Aplicando la ley de senos:

$$\frac{\text{sen}(\lambda)}{R} = \frac{\text{sen}(\gamma)}{r} \quad (2.40)$$

$$\frac{r}{R} = \frac{\text{sen}\left(30^\circ - \frac{\check{z}}{2}\right)}{\text{sen}\left(150^\circ - \frac{\check{z}}{2}\right)}$$

Teniendo en cuenta la ecuación 2.29:

$$\check{z} = 13,8^\circ. \quad (2.41)$$

Reemplazando la ecuación 2.39 en la 2.40:

$$A = R \left(1 - \frac{\text{sen}(\gamma)}{\text{sen}(\lambda)}\right) \quad (2.42)$$

Aplicando nuevamente la ley de senos, se calcula la cuerda del álabe ( $A_p$ ):

$$\frac{A_p}{\text{sen}(\check{z})} = \frac{R}{\text{sen}(\lambda)}$$

$$A_p = R \cdot \frac{\text{sen}(\check{z})}{\text{sen}(\lambda)} \quad (2.43)$$

Por último, el radio  $R_a$  se obtiene:

$$\frac{A_p}{\text{sen}(\delta)} = \frac{R_a}{\text{sen}(\theta)} \quad (2.44)$$

Luego, reemplazando la ecuación 2.43 en la ecuación 2.42:

$$R_a = R \cdot \frac{\text{sen}(\check{z})}{\text{sen}(\delta)} \cdot \frac{\text{sen}(\theta)}{\text{sen}(\lambda)} \quad (2.45)$$

### 2.2.3. Diámetro máximo del eje del rotor

Como se mencionó, es un parámetro importante en el dimensionamiento de la turbina Mitchell Banki. Se debe delimitar de tal forma que no obstruya el paso del flujo en su paso por el interior del rotor.

Primero se define el ángulo  $\theta_1$ :

$$\theta_1 = \frac{R_a \cdot \delta}{W_2} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \quad (2.46)$$

La relación entre el número de álabes de la admisión y el número de álabes totales:

$$x_z = \frac{z_a}{z} = \frac{\theta_a}{360^\circ} \quad (2.47)$$

Donde:

$z_a$  es la cantidad de álabes que participan en la admisión.

$$\theta_2 = \frac{\theta_1}{x_z} \quad (2.48)$$

$$de_{max} = d \cdot \text{sen}(\theta_1) \quad (2.49)$$

### 2.2.4. Diseño del inyector

El inyector, al igual que el rotor, determina la eficiencia de la turbina. Éste elemento acelera el flujo de agua que ingresa al rotor, orientándolo hacia los álabes con un ángulo  $\alpha_2 = 16^\circ$  para este caso.

El inyector puede tener distintas geometrías que se diferencian fundamentalmente por el ángulo de admisión ( $\theta_a$ ) y el órgano de regulación que posea, si es que cuenta con éste.

A través de las diversas investigaciones que se han realizado sobre esta máquina los ángulos de admisión del inyector van desde los  $30^\circ$  hasta los  $120^\circ$ . Gran parte de la bibliografía existente coinciden en que el ángulo de admisión óptimo para este tipo de turbina es de alrededor de los  $90^\circ$ .

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesta por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor, una cara superior envolvente que guía el flujo, el cual permite que la turbina trabaje con alta eficiencia, y una cara inferior que soportará los mayores esfuerzos.

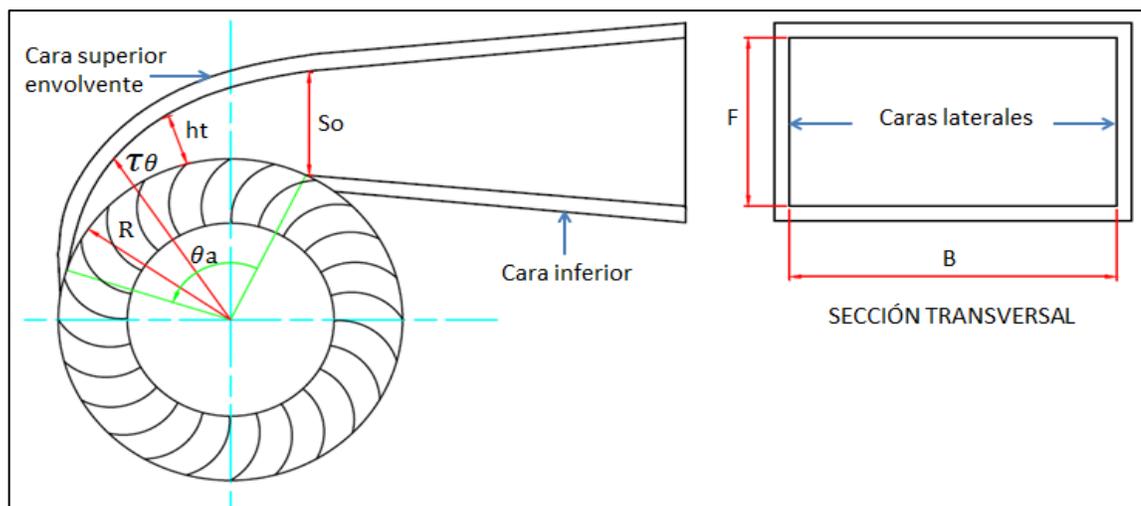


Figura 2.7: Geometría del inyector.

i. Ancho del inyector (B)

Su valor cambia en función del caudal y el salto.

El área de admisión se define:

$$A_a = \frac{Q}{C_{r2}} \quad (2.50)$$

Donde:

$$A_a = (\pi \cdot D - e \cdot Z) \cdot B \cdot \frac{Z_a}{Z}$$

Operando se obtiene:

$$B = \frac{Q}{4,43 \cdot Kc \cdot (\pi \cdot D - e \cdot Z) \cdot \sqrt{H} \cdot \text{sen}(\alpha_2) \cdot x_z} \quad (2.51)$$

ii. Ancho de la garganta del inyector ( $S_0$ )

Se halla aplicando la Ecuación de Continuidad en el ancho de la garganta y en la salida del inyector.

$$C_0 \cdot S_0 \cdot B = C_1 \cdot \text{sen}(\alpha_2) \cdot x_z \cdot D \cdot \pi \cdot B \quad (2.52)$$

Asumiendo que:  $C_0 \approx C_1$

$$S_0 = \text{sen}(\alpha_2) \cdot x_z \cdot D \cdot \pi \quad (2.53)$$

iii. Altura de la garganta del inyector ( $F$ )

Se debe procurar que la altura de la garganta tenga básicamente las mismas dimensiones que el ancho del inyector ya que de esta forma se obtendría un conducto cuadrado cuyo diámetro hidráulico ( $D_h$ ) es igual al lado del cuadrado.

$$F \approx B \quad (2.54)$$

Por otro lado, para evitar pérdidas causadas por cambios bruscos en el diámetro hidráulico, éste debería aproximarse al diámetro de la tubería de presión; es decir:

$$F \approx B \approx D_t.$$

Así mismo, se debe verificar que la velocidad del agua durante su paso por el inyector sea aproximadamente la misma que en la salida de la tubería de presión.

iv. Curva envolvente del inyector ( $\tau_\theta$ )

En la Figura 2.7 se observan las variables que se deberán establecer en función de los otros parámetros ya determinados para hallar los puntos que formarán la curva envolvente del inyector [2.10].

El arco de admisión estará dado por:

$$L_a = \frac{\pi.D}{z} \cdot Z_a + Z_a \cdot e \quad (2.55)$$

El ángulo de admisión será:

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi.D} \cdot L_a \quad (2.56)$$

Para definir la curva envolvente del inyector (cara superior) se aplicará el Principio de vórtice libre en el interior del inyector. (Ver Figura 2.8).

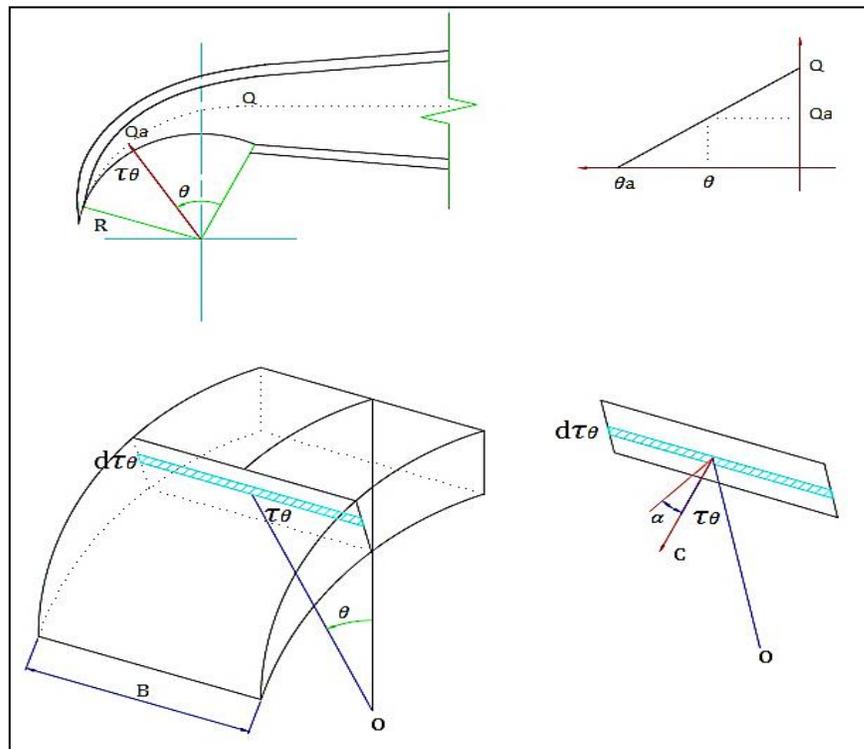


Figura 2.8: Análisis del flujo de agua a través de la envolvente del inyector [2.1].

$$\frac{\theta}{\theta_a} = \frac{Q - Q_\theta}{Q}$$

$$Q_\theta = \left(1 - \frac{\theta}{\theta_a}\right) \cdot Q \quad (2.57)$$

Tomando un diferencial de área en el inyector, se tiene:

$$dQ_\theta = C_u \cdot dS = C_u \cdot B \cdot d\tau_\theta \quad (2.58)$$

Aplicando la Ley del torbellino potencial (Ley de la invariabilidad del momento cinético). Entonces la velocidad del flujo a través de la envolvente será:

$$\zeta = C_u \cdot \tau_\theta \quad (2.59)$$

Donde:

$\zeta$ : Constante de Torbellino Hidráulico.

Igualando las ecuaciones 2.57, 2.58 y 2.59:

$$\int dQ_\theta = B \cdot d\tau_\theta \cdot \frac{\zeta}{\tau_\theta} = \left(1 - \frac{\theta}{\theta_a}\right) \cdot Q \quad (2.60)$$

$$\left(1 - \frac{\theta}{\theta_a}\right) \cdot Q = B \cdot \zeta \cdot \ln\left(1 - \frac{\tau_\theta}{R}\right) \quad (2.61)$$

Por lo tanto:

$$\theta = \theta_a \cdot \left(1 - \frac{B \cdot \zeta}{Q} \cdot \ln\left(\frac{\tau_\theta}{R}\right)\right) \quad (2.62)$$

Analizando los extremos:

Si  $\theta = \theta_a$ :  $\tau_\theta = R$

Si  $\theta = 0$ :  $\tau_\theta = R \cdot e^{\frac{Q}{B \cdot \zeta}}$

En general, la curva envolvente del inyector estará definida por:

$$\tau_\theta = R \cdot e^{\frac{\left(1 - \frac{\theta}{\theta_a}\right) Q}{B \cdot \zeta}} \quad (2.63)$$

El valor de la constante del Torbellino potencial, se determina:

$$\eta_h \cdot g \cdot H = C_{u1} \cdot U_1 \quad (2.64)$$

Reemplazando las velocidades:

$$\zeta = \frac{2,3 \cdot \eta_h \cdot D \cdot \sqrt{H}}{K_c} \quad (2.65)$$

Finalmente, la altura del inyector dependerá de la curva de la envolvente:

$$h_t = \tau_\theta - R \quad (2.66)$$

### 2.2.5. Diseño de la pieza de transición

La pieza de transición conectará dos aberturas, la del inyector y de la tubería de presión. En este caso se trata de una pieza de transición cuadrada a circular; el inyector posee una sección rectangular y la tubería una sección circular.

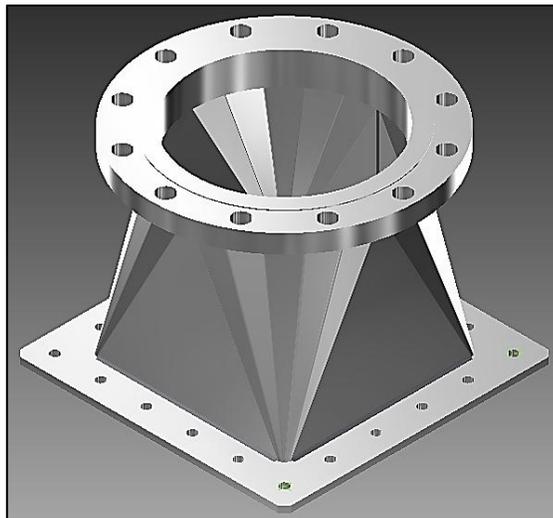


Figura 2.9: Pieza de transición.

#### i. Diámetro de la tubería de presión

El diámetro de la tubería se selecciona teniendo en cuenta el caudal de agua que transcurre por la tubería de presión.

Para ello se tendrá en cuenta que se recomienda que la velocidad del flujo en la tubería forzada se mantenga entre 4 a 6 m/s para evitar su erosión [2.11].

$$Q = V_{tub} \cdot \frac{\pi \cdot D_{tub}^2}{4}$$

$$D_{tub} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{tub}}} \quad (2.67)$$

Una vez obtenidas las dos dimensiones de las aberturas de la pieza de transición, se procederá a desarrollar la pieza de tal forma que se defina su proceso de fabricación.

## ii. Desarrollo de la pieza de transición

Para el desarrollo de esta pieza se aplica el método de triangulación. Consiste en que luego de dividir la superficie original en cierto número de triángulos isósceles, se procede a trasladar al plano los triángulos formados para lograr el completo desarrollo de la superficie dada como se observa en la Figura 2.10 [2.12].

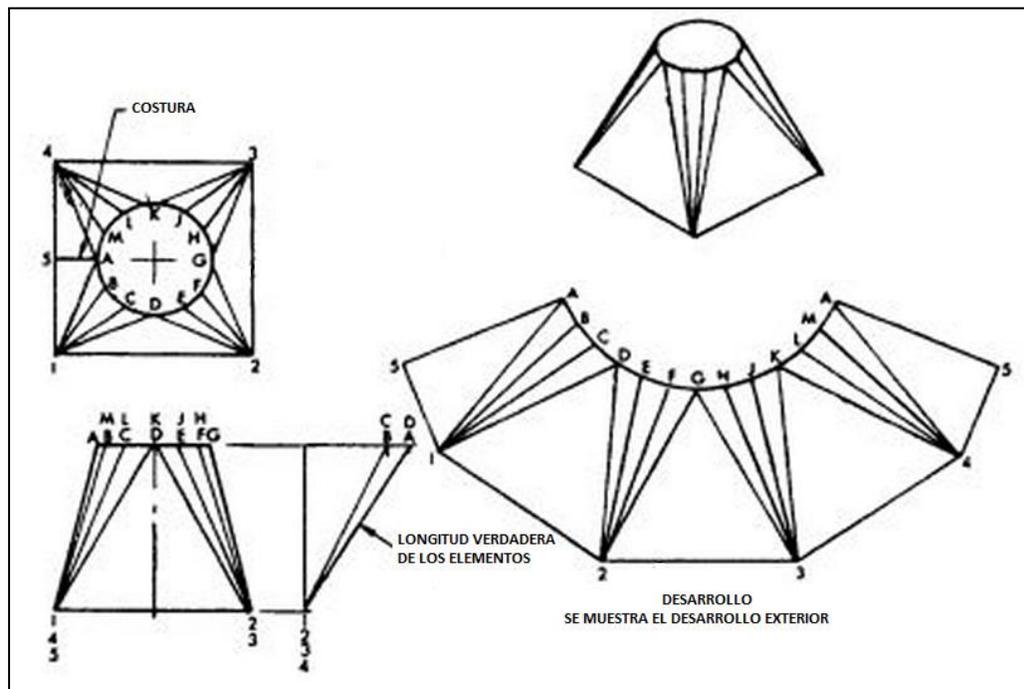


Figura 2.10: Geometría de la pieza de transición.  
Fuente: Deskrép.

### 2.3. Desarrollo del algoritmo para el dimensionamiento hidráulico de turbinas Michell Banki

A continuación se explica la lógica empleada para implementar el algoritmo desarrollado en el programa Matlab que permite obtener las principales dimensiones y parámetros necesarios para el diseño mecánico de una turbina Michell Banki. Las fórmulas y condiciones empleadas en éste se basan en la teoría empleada en el primer y segundo capítulo de este trabajo.

Éste es un algoritmo iterativo que permite obtener las dimensiones del rotor, la geometría de los álabes y del inyector, teniendo en cuenta la potencia solicitada y el número de álabes como variables de entrada. En el ítem de diseño de álabes, se indicó que el número de álabes adecuado para este caso sería de 24. Además, como se observa en el algoritmo, se asume que los álabes tienen un espesor de 3 mm.

Como se aprecia en el diagrama de flujo de la Figura 2.11, las variables de entrada serán la potencia en el eje de la turbina (HP) y el número de álabes (z). Se desea obtener:

- Una matriz de tres dimensiones donde se muestran los resultados  $[H(\text{m}) - D(\text{mm}) - Q(\text{m}^3/\text{s}) - B(\text{mm}) - d(\text{mm}) - C_2 (\text{m/s}) - W_2 (\text{m/s}) - U_2 (\text{m/s}) - B_r (\text{mm}) - A_p (\text{mm}) - R_a(\text{mm})]$  para  $N_s$  desde 40 hasta 160, a diferentes velocidades de sincronismo.
- Matrices de dos dimensiones para cada caso validado de la primera matriz en la cual se indiquen la geometría de la curva envolvente. Para calcular las dimensiones de la envolvente del inyector se utilizarán los valores obtenidos en la primera matriz. Se calcularán los valores del lugar geométrico de la curva envolvente para ángulos  $\theta$  desde  $0^\circ$  hasta  $90^\circ$ . Así se conseguirán  $[\tau_\theta (\text{mm}) - h_t(\text{mm})]$ .
- Una matriz que filtre los valores de la relación diámetro exterior y ancho del rotor ( $D/B_r$ ) cercanos a la unidad.

El desarrollo del programa se presenta en la página 5 de los Anexos en el presente proyecto.

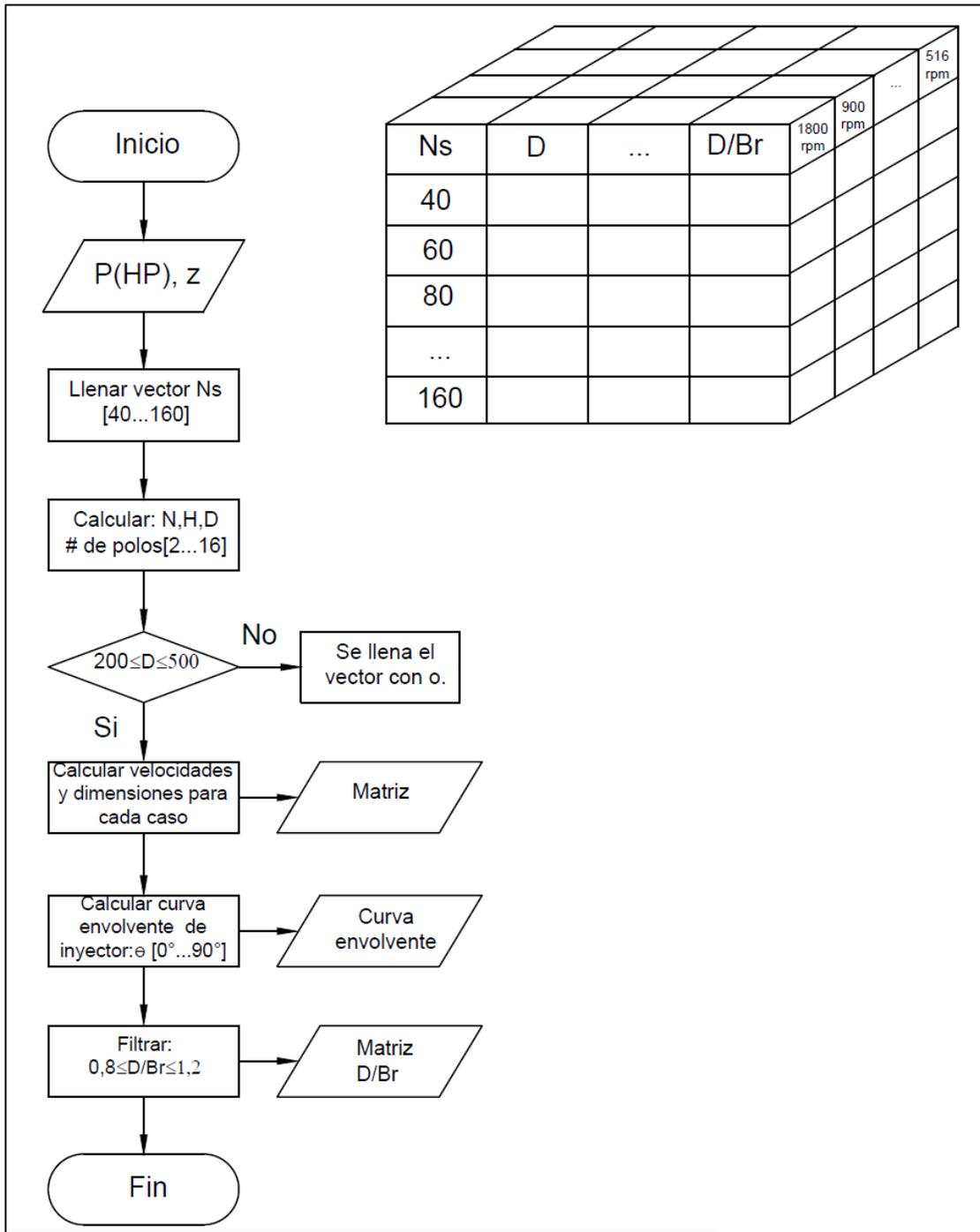


Figura 2.11: Diagrama de flujo del algoritmo para el dimensionamiento hidráulico de la turbina Michell Banki.

### 2.3.1. Resultados obtenidos para una turbina Michell Banki de 43 kW de potencia

Se ejecuta el programa para 57,6 HP (o 43 kW de potencia, incluyendo pérdidas mecánicas en el sistema de transmisión y en el generador) y 24 álabes, en la página 11 de los Anexos se puede observar los resultados de la primera matriz que nos muestra todos los valores para los cuales el diámetro exterior se encuentra entre 200 mm y 500 mm, seguido de aquellos cuyo relación entre el diámetro exterior y el ancho del rotor se aproxima a la unidad (página 14 de los Anexos); además de la geometría de la envoltura del inyector (página 16 de los Anexos).

En la página 25 de los Anexos se presenta la tabla “Validación de resultados para 43 kW”, aquí se desarrollan las operaciones ejecutadas en el algoritmo para una velocidad de 600 rpm de velocidad de giro de la turbina y salto neto de 22, 56 m. En la página 20, se observan los valores obtenidos para el mismo caso, esta vez se señala la geometría de la curva envolvente del inyector.

### 2.4. Zona de trabajo

Este análisis se basa en el criterio de estandarización de turbinas, el cual se utiliza para seleccionar y reubicarlas en distintos proyectos. La estandarización de turbinas se entiende como la cobertura de un determinado rango de aplicación, por un conjunto de ellas [2.13].

En este caso, para establecer la zona de trabajo de los resultados obtenidos de la Tabla 2.4, se utiliza la expresión del número específico de revoluciones ( $N_q$ ).

Reemplazando el número óptimo de revoluciones:

$$N = \frac{39,886 \cdot \sqrt{H}}{D}$$

Se obtiene:

$$N_q = \frac{39,886 \cdot \sqrt{Q}}{D \cdot H^{1/4}} \quad (2.68)$$

Luego, desde el punto de vista hidráulico, la turbina podría operar en todas las combinaciones de salto y caudal que cumplan con la siguiente expresión:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left( \frac{D \cdot N_q}{39,886} \right)^2 = Const \quad (2.69)$$

Se asumirá la condición mínima de operación de la turbina cuando trabaje con la cuarta parte del caudal de diseño (ver ecuación 2.70). En ese caso, la eficiencia hidráulica será de 75% según la Figura 2.12.

$$\frac{Q_{min}}{Q_{diseño}} = 0,25 \quad (2.70)$$

Además, la potencia mínima se obtiene teniendo en cuenta el Q min:

$$P_{min} = \rho * g * Q_{min} * H * \eta_t \quad (2.71)$$

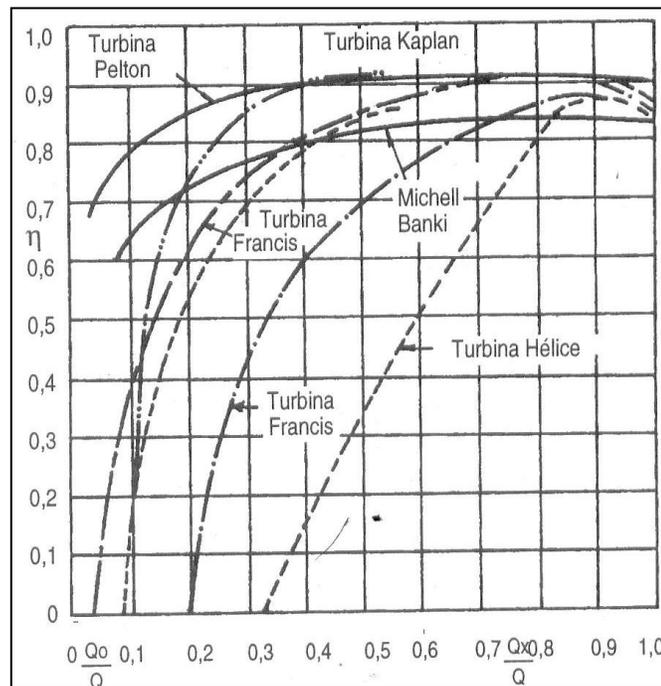


Figura 2.12: Diagrama de eficiencias hidráulicas de turbinas [2.14].

De los resultados obtenidos en la Tabla 2.4, se descartan las velocidades de rotación superiores a 600 rpm por ser muy elevadas para el caso de turbinas hidráulicas para

PCH's. Por otro lado, también se tomarán en cuenta las siguientes características teniendo en cuenta el contexto de los proyectos con PCH's:

- Los posibles proyectos en los cuales se podrían emplear la turbina, tienen valores de salto neto y caudales superiores a 50 metros y 0,045 m<sup>3</sup>/s, respectivamente.
- Se prefieren las opciones que presenten mayor zona de trabajo por su mayor versatilidad a distintas aplicaciones de salto y caudal.

Estas razones hacen que el caso seleccionado sea el primero de la Tabla 2.4, con los siguientes rangos de zona de trabajo (ver Figura 2.13):

- Salto: 10 a 55 metros.
- Caudal: 0,07 a 0,28 m<sup>3</sup>/s.

**TABLA 2.4**  
**RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANÁLISIS DE LA ZONA DE TRABAJO**

Caso	Diámetro del rotor	Caudal diseño	Salto neto	Velocidad	Caudal mínimo	Potencia mínima	$\frac{Q_{dis}}{\sqrt{H}}$	$\frac{Q_{inf}}{\sqrt{H}}$
	D (mm)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H (m)	N (rpm)	Q min (m <sup>3</sup> /s)	P (kw)		
1	315,8	0,28	22,6	600	0,070	15,41	0,0590	0,0147
2	301,3	0,31	20,5	600	0,078	10,88	0,0684	0,0171
3	346,4	0,32	19,9	450	0,080	10,90	0,0716	0,0179
4	330,4	0,35	18,2	450	0,088	10,85	0,0822	0,0205
5	375,3	0,35	17,9	514	0,088	10,72	0,0827	0,0207
6	358	0,39	16,3	514	0,098	10,87	0,0966	0,0241

Se observa que de la Lista de Proyectos Mini/micro presentados en la página 3 de los Anexos, esta propuesta podría ser instalada en la P.C.H. de Porotongo en San Martín. Este recurso hidráulico cuenta con las siguientes características: capacidad de 50 kW, 0,133 m<sup>3</sup>/s de caudal disponible y 52 metros de salto.

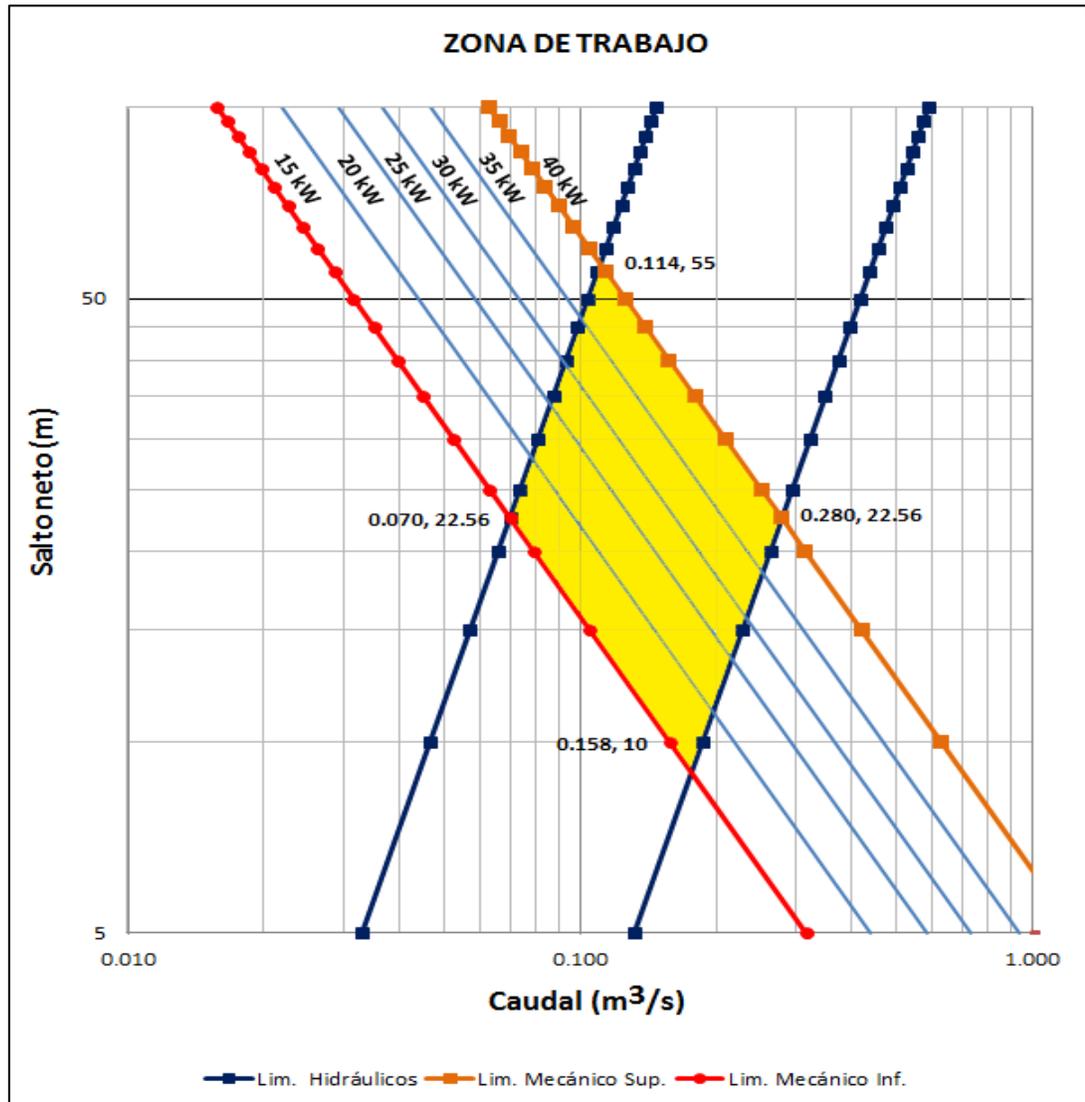


Figura 2.13: Gráfico logarítmico de la zona de trabajo de la turbina seleccionada para el grupo hidroenergético estudiado (40 kW).

En la Tabla 2.5 se indican las características más importantes de la turbina seleccionada.

**TABLA 2.5**  
**DIMENSIONES Y DATOS PRINCIPALES DE LOS COMPONENTES DE LA TURBINA**  
**SELECCIONADA**

<b>Características de la turbina</b>		
Caudal	Q	0,28 m <sup>3</sup> /s
Salto neto	H	22, 56 m
Velocidad de rotación	N	600 rpm
Velocidad específica	Ns	80 rpm
Angulo de entrada	$\alpha$	16°
Eficiencia de la turbina	$\eta$	70 %
<b>Rotor</b>		
Diámetro exterior	D	316 mm
Diámetro interior	d	208 mm
Ancho del rotor	Br	278 mm
Número de álabes	z	24
<b>Álabe</b>		
Espesor del álabe	e	3 mm
Radio del álabe	Ra	52 mm
<b>Inyector</b>		
Ancho del inyector	B	214 mm
Ancho de garganta	So	68 mm
Arco de admisión	$\theta_a$	90°

## 2.5. Componentes auxiliares

Adicionalmente al diseño de los principales componentes de la turbina, se deberán seleccionar elementos auxiliares que participan del funcionamiento adecuado del grupo hidroenergético. Entre estos se cuentan:

### 2.5.1. Válvula

Las válvulas controlan el paso del agua a la tubería de presión. Existen diferentes tipos; sin embargo, para este caso se utilizará la válvula de compuerta ya que se empleará para el cierre y paso del agua, mas no para su regulación.

Éstas cuentan con un orificio el cual es cerrado con un disco vertical de cara plana (compuerta) que se desliza en ángulos rectos sobre el asiento. (Ver Figura 2.14).

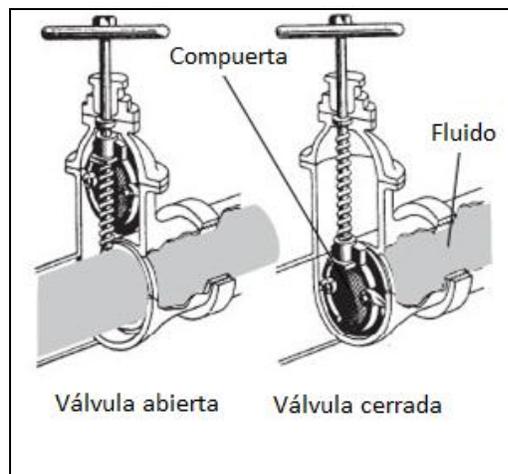


Figura 2.14: Válvula de compuerta.

Las válvulas de compuerta tienen como ventajas: alta capacidad, cierre hermético, bajo costo, diseño y funcionamiento sencillos, y poca resistencia a la circulación. Sin embargo, su control de la circulación es deficiente, para grandes caudales se requiere mucha fuerza para accionarla y debe estar abierta o cerrada por completo para evitar erosión del asiento o disco.

Cálculo de presión:

$$P_{valv} = \rho \cdot g \cdot Har + \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (2.72)$$

Donde:  $Har = H * 1.4$

Har: Altura de presión considerando una sobre presión del 40% por golpe de ariete del salto neto. Fuente: [2.13]

$$P_{valv} = 995 * 9,81 * (22,56 * 1.4) + \frac{995 * 5^2}{2}$$

$$P_{valv} = 320,7 \text{ kPa} \approx 47 \text{ psi}$$

Se debe tener en cuenta esta condición para la selección de la válvula compuerta. Más adelante se determinará la dimensión adecuada de acuerdo a las solicitudes y dimensionamiento de los componentes de la turbina indicados en la Tabla 2.5.

Por otro lado, se tendrá en consideración que para un diámetro por encima de 2 1/2", deberá tener las siguientes características: del tipo con conexiones bridadas según ANSI-B.16.5, clase ANSI 125 al menos, caras planas, cuerpo de hierro al carbono según ASTM A216 Gr WCB, vástago y cuña de acero inoxidable SS 13% Cr y asiento de estelite.

Las bridas deberán ser de acero al carbono, ASTM-A-181, clase 150, tipo sobrepuesto, según ANSI-B.16.5, cara plana o con resalte, de acuerdo a la aplicación. Las empaquetaduras para las bridas deberán ser de neoprene, espesura de 1/16", precortadas, para bridas ANSIB-16.5, clase 150. Los tornillos para las bridas deberán ser de acero al carbono ASTM-A-307-Gr.B, con tuercas hexagonales ASTM-A-194, en los diámetros adecuados a las bridas que puedan acoplar.

### **2.5.2. Selección del generador**

Como se mencionó, es la parte del equipo que recibe el giro de la turbina y transforma la energía mecánica del eje de la turbina, en energía eléctrica.

Los generadores síncronos se emplean frecuentemente para uso en grupos hidroenergéticos de esta escala de potencia, debido a que la frecuencia eléctrica dependerá de su velocidad de rotación y del número de polos. Esta característica lo convierte en el elemento central de la regulación de la frecuencia y potencia.

Por lo expuesto, teniendo en cuenta que el proyecto está dirigido a electrificar zonas aisladas de baja demanda de potencia, se empleará un generador eléctrico síncrono.



Figura 2.15: Generador WEG

Fuente: Catálogo de generadores síncronos WEG.

El detalle de las especificaciones técnicas del motor/generador trifásico se encuentra en la página 29 de los Anexos; en la Tabla 2.6 se indican las características más importantes.

**Tabla 2.6**

**CARACTERÍSTICAS DEL GENERADOR TRIFÁSICO SÍNCRONO WEG – IP55 [2.14]**

<b>CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS</b>		
Carcasa		225S/M
Potencia		45 kW
Velocidad nominal		1775 rpm
Corriente nominal en 220V		146 A
Corriente con rotor bloqueado ( $I_p/I_n$ )		7,2
Torque nominal		24,7 kgfm
Torque con rotor bloqueado ( $C_p/C_n$ )		2,3
Torque máximo ( $C_{m\acute{a}x}/C_n$ )		2,7
Rendimiento (%)	50	91
% de potencia nominal	75	92,2
	100	93
Factor de potencia ( $\cos\varphi$ )	50	0,75
	75	0,84
% de potencia nominal	100	0,87
Factor de servicio		1
Momento de inercia		0,69987 kgm <sup>2</sup>
Tiempo con rotor bloqueado		20 s
Peso aproximado		415 kg

### 2.5.3. Sistema de transmisión

A diferencia del sistema de transmisión con acople directo de la Figura 1.7, en este caso, es necesario emplear una transmisión de acople indirecto entre el generador y la turbina debido a que la velocidad de rotación de la turbina se diferencia del generador estandarizado y seleccionado para este proyecto.

Para hacer una adecuada selección del sistema de transmisión a emplear, se hará uso de la tabla “Comparación entre elementos de transmisión” de la página 27 de los Anexos.

Las principales consideraciones que se tuvieron en cuenta para optar por el sistema de transmisión por fajas son: presentan mayores dimensiones (relacionado con mayores relaciones de transmisión), mantenimiento sencillo (no requiere lubricación y el cambio de fajas no es complicado), bajo nivel de ruido y bajos precios.

Como las velocidades en las turbinas hidráulicas son bajas, se optará por fajas trapeciales. En el Capítulo 3 de este trabajo, se muestran los cálculos necesarios para su selección.



Figura 2.16: Correa trapecoidal envuelta [2.15].

## Referencias Bibliográficas

[2.1] MARCHEGUIANI, Ariel (2007). Turbina de flujo transversal o Michell - Banki. Buenos Aires: Universidad Nacional del Comahue, p. 5.

[2.2] 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.64. Ídem, p.10.

[2.3] Ídem,p 10.

[2.4] Ídem, p.9.

[2.5] ASSUREIRA, Marco (1994). *Anteproyecto de una microcentral hidroeléctrica de 15 kW de capacidad*.Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, p.95.

[2.6] Ídem, p.95.

[2.7] Ídem, p.95.

[2.8] MARCHEGUIANI, op.cit.p.11.

[2.9] Ídem. p.13.

[2.10] Ídem. pp.17 – 20.

[2.11] UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA, 2011. Hidrología. [en línea]. Disponible en: <http://www.uamenlinea.uam.mx/materiales/licenciatura/hidrologia/libro2-hidrologia/HU4.8-03.pdf> [2011, 20 de junio].

[2.12] DESKRÉP C. (2005). *Geometría descriptiva: Curso superior moderno*. Lima: Universitas, p.290.

[2.13] EGÚSQUIZA, op.cit.p.28.

[2.14] WEG (2011). Catálogo de generadores síncronos WEG. Brasil.

[2.15] OPTIBELT (2011). Catálogo de productos. [en línea]. Disponible en: <http://www.optibelt.de/index.php?id=449&L=1> [2011, 25 de junio].

## **CAPÍTULO 3**

### **DISEÑO MECÁNICO DEL GRUPO HIDROENERGÉTICO**

En este capítulo se realizarán los cálculos mecánicos para validar los resultados obtenidos de los cálculos hidráulicos del Capítulo 2, teniendo en cuenta los materiales que se proponen emplear para su fabricación.

Además, se harán los cálculos del sistema de transmisión seleccionado en el capítulo anterior. Por último, se verificará que la estructura soporte diseñada no falle por los esfuerzos desarrollados durante la transformación de energía.

#### **3.1. Diseño mecánico de la turbina**

Los cálculos mecánicos son necesarios para comprobar si los materiales utilizados para la fabricación de las piezas que la conforman se encuentran dentro de sus límites de esfuerzo admisibles; y además, se permiten determinar si la rigidez es suficiente de acuerdo a las dimensiones seleccionadas para cada una de ellas.

##### **3.1.1. Diseño mecánico del inyector**

Éste es el componente de la turbina que soporta la máxima presión en el momento del ingreso del flujo de agua. Para su fabricación se empleará una chapa de acero ASTM A36 debido a que es un acero de común uso en estructuras y elementos de máquinas cometidos a cargas medianas; por otro lado, es fácilmente maquinable y soldable

[3.1]. Para evitar su corrosión, se optará por revestir el total de esta pieza en resina epóxica.

Debido a que la cara inferior del inyector soportará los mayores esfuerzos, se incluirá un soporte en la parte intermedia, la cual denominaremos “Sector 2”. De esta forma, se evaluarán las otras dos zonas que se aprecian en la Figura. 3.1, “Sector 1” y “Sector 3”.

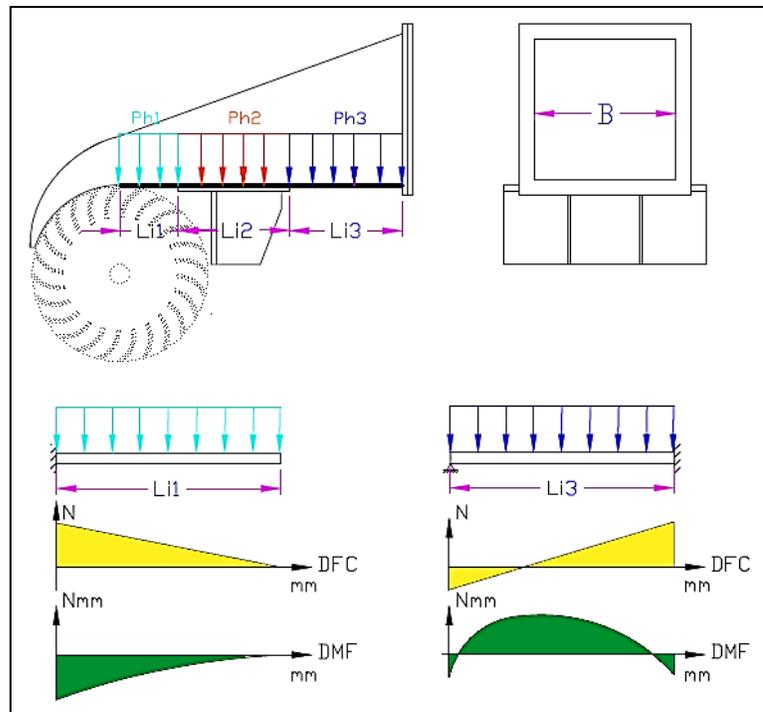


Figura. 3.1: Diagrama de esfuerzos en el inyector.

- Para comprobar que el espesor del inyector es el adecuado, se debe cumplir:

$$\sigma_{f \max} \leq \frac{\sigma_{fluencia}}{FS} \quad (3.1)$$

Donde:

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

$FS$  : Factor de seguridad del sistema, se considera 2 [3.2] .

$\sigma_{f \max}$  : Esfuerzo normal debido al momento flector máximo en la zona señalada en la Figura 3.1.

- El esfuerzo normal máximo por flexión, para el “sector 1” y “sector 3”, se calcula así:

$$\sigma_{f \max} \leq \frac{M_f \cdot t_i / 2}{I} \quad (3.2)$$

Donde:

$M_f$ : Momento flector máximo [N.mm].

$t_i$  : Espesor del inyector [mm].

$I$  : Momento de inercia de la sección [mm<sup>4</sup>].

- Fuerza debido a la presión del agua, para cada zona:

$$F_{hn} = Ph \cdot B \cdot Li_n \quad (3.3)$$

Donde:

$Ph = 308,3 \text{ kPa}$  (Ver ecuación 2.72)

$Li_n$ : Longitud tomada para el análisis [mm].  $n = 1, 2, 3$ .

- El momento flector máximo y el momento de inercia, se calcula de la siguiente manera, para los casos señalados:
  - Primer caso: La plancha se considera apoyada en un extremo y empotrada en el otro [3.3].

$$M_{f1} = Ph \cdot \frac{Li_1^3}{2} - \frac{3}{8} Ph \cdot Li_1^3 \quad (3.4)$$

- Segundo caso: La plancha se considera empotrada y en voladizo.

$$M_{f3} = Ph \cdot \frac{Li_3^3}{2} \quad (3.5)$$

- Momento de inercia de la sección rectangular.

$$I = \frac{Li \cdot t_i^3}{12} \quad (3.6)$$

- Con el espesor mínima de la plancha que cumpla este procedimiento, se verifica la deflexión máxima.
  - Primer caso:

$$y_f = F_{hn} \cdot \frac{Li_3^3}{185 \cdot E \cdot I} \quad (3.7)$$

- Segundo caso:

$$\gamma_f = F_{hm} \cdot \frac{Li_3^3}{8.E.I} \quad (3.8)$$

Donde:

E : Módulo de elasticidad del ASTM A36  $2,0 \cdot 10^{11}$  [Pa].

$\gamma_f$ : Flexión máxima en la sección de la plancha [mm].

**Tabla 3.1**  
**RESULTADOS DE CÁLCULOS EN EL INYECTOR**

Parámetro	Nomenclatura	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Unidades
Esfuerzo de fluencia	$\sigma_{fluencia}$	240	240	240	N/mm <sup>2</sup>
Factor de seguridad	FS	2	2	2	-
Presión hidrostática	Ph	308,3	308,3	308,3	kPa
Ancho del inyector	B	0,28	0,28	0,28	m
Longitud	Li	0,141	0,38	0,05	m
Fuerza hidrostática	Fh	12,2	0,3	4,3	kN
Espesor mínimo de la plancha	ti	2,5	-	4,4	mm
Flecha máxima	$\gamma_f$	0,0345	-	0,0008	mm

Como se observa, una chapa de acero ASTM A36 de 3/16" ( $\approx 4,8$  mm) es suficiente para la fabricación de todo el inyector.

### 3.1.2. Diseño del rotor

Debido al contacto permanente de todo este componente con un medio acuoso, se recomienda que se utilicen planchas de acero inoxidable para la fabricación de los discos laterales y los álabes.

De la gama de aceros inoxidables, se evalúan sus características para seleccionar el más adecuado para cada elemento. (Ver página 30 de los Anexos).

- Selección del acero para álabes y discos

De los tres tipos de aceros inoxidable, teniendo en cuenta que ni los esfuerzos generados ni la temperatura de trabajo son elevados, es conveniente el uso de un acero inoxidable austenítico de la serie 3XX, ya que los componentes del rotor en su mayoría serán maquinados.

El proceso recomendado para la soldadura de aceros austeníticos inoxidables de esta serie es la Soldadura TIG (Arco de tungsteno con gas). Algunas de sus características son: excelente calidad de la soldadura, no se producen salpicaduras, no se requiere ninguna limpieza posterior, la soldadura es posible en todas las posiciones y no se produce escoria que pudiese quedar atrapada en la soldadura [3.4].

En la página 31 de los Anexos se presenta la tabla “Tipos de aceros inoxidables - serie 3XX” con los más empleados de esta serie; los AISI 304,316, 304L y 316L. Entre ellos la diferencia fundamental es su contenido de carbono, este aspecto determinará su propensión a la corrosión intercrystalina en la soldadura.

Con un grado “L” (Low Carbon), generalmente la zona afectada por el calor no se expone a la temperatura crítica (450°C a 900°C) el tiempo suficiente para sensibilizarse y precipitar carburos. Generalmente, estos carburos precipitan en las uniones de grano, disminuyendo la cohesión de los mismos y generando que las zonas anexas resulten empobrecidas en cromo, con lo cual pierden su característica de inoxidables en dichas zonas, y por consiguiente su resistencia a la corrosión [3.5].

Los AISI 304L y 316L presentan menor contenido de carbono; por otro lado, el AISI 316L presenta mejores características para aplicaciones industriales.

- Selección del electrodo para el AISI 316L

El metal de aporte debería ser compatible con el metal base y proporcionar depósitos resistentes al agrietamiento que sean iguales o mejores que el metal base en términos de resistencia a la corrosión, resistencia mecánica y tenacidad. En ese sentido, el Manual de productos de Oerlikon recomienda el uso del electrodo INOX BW ELC

para el AISI 316L, en la página 31 de los Anexos se indican sus especificaciones técnicas.

- Selección del acero para el eje

Para el eje es recomendable el uso de un acero inoxidable martensítico de la serie 4XX. En este caso se empleará un AISI 410 comúnmente usados para ejes de bombas hidráulicas [3.6].

#### i. Diseño de los álabes

La verificación mecánica consiste en seleccionar el material, el espesor de los álabes y el espesor de la soldadura. Se recuerda que se asumió que estos tendrían 3 mm de espesor ( $e$ ) en el Capítulo 2, en la parte correspondiente al diseño hidráulico.

De acuerdo a la geometría obtenida de los cálculos hidráulicos, es conveniente emplear tubos de acero inoxidable AISI 316L de 4" de diámetro nominal con costura, de cédula 10, del cual se cortarán las secciones de álabes. (Ver página 32 de los Anexos). Además, se considerarán a los álabes como vigas empotradas en sus extremos, por el efecto de la soldadura, y cargadas uniformemente.

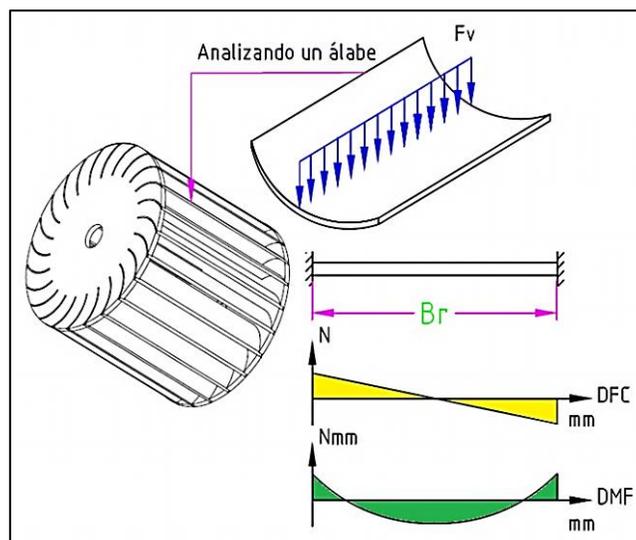


Figura 3.2: Diagrama de fuerzas y momentos en el álabe.

- Para que el álabe no falle por flexión:

$$\sigma_{max} \leq \frac{\sigma_{pul}^t}{FS} \quad (3.9)$$

Donde:

$\sigma_{max}$ : Esfuerzo máximo al cual es sometido [N/mm<sup>2</sup>].

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

FS : Factor de seguridad.

- El esfuerzo máximo se calcula:

$$\sigma_{max} = \frac{F_V \cdot Br \cdot c}{12 \cdot I_x} \quad (3.10)$$

Donde:

$F_V$ : Fuerza normal del agua sobre los álabes [N].

$Br$ : 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<sup>4</sup>].

En este caso, se analizará el caso más desfavorable, el cual sería cuando el rotor se encuentra frenado y el máximo caudal de agua ingresa por el inyector.

- La fuerza máxima a la que estaría sometido cada álabe, a todo el ancho del rotor, sería [3.7]:

$$F_V = \frac{\rho \cdot Q \cdot \Delta C_V}{x_z \cdot z} \quad (3.11)$$

Donde:

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

$Q$ : Caudal máximo de la turbina [m<sup>3</sup>/s].

$x_z$ : Coeficiente de arco de admisión.

$z$ : Número de álabes.

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

- Variación de las componentes de velocidad a lo largo del álabe en la dirección normal. Se calcula así:

$$\Delta C_V = V_2 \cdot \cos(\alpha_2 + \varepsilon) \quad (3.12)$$

Donde:

$\varepsilon$ : Ángulo de  $70^\circ$  mostrado en la Figura 3.4.

- Momento de inercia sobre el álabe [3.8]:

$$I_{xg} = \frac{[(Ra-e)^4 - Ra^4]}{8} \cdot \left[ \frac{\delta \cdot \pi}{180} + \text{sen}(\delta) \right] - A \cdot Cg^2 \quad (3.13)$$

Donde:

$e$ : Espesor del álabe [m].

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

$Cg$ : Centro de gravedad [m].

$A$ : Área transversal del álabe [m<sup>2</sup>].

$$A = \frac{\delta \cdot \pi}{180} \cdot e \cdot \frac{(d+e)}{2} \quad (3.14)$$

- Centro de gravedad del álabe ( $x_g, y_g$ ) [3.9]:

$$Cg = \frac{120 \cdot |(Ra-e)^3 - Ra^3| \cdot 2 \cos(\phi_1)}{\delta \cdot \pi \cdot |(Ra-e)^2 - Ra^2|} \quad (3.15)$$

$$\phi_1 = \frac{180 - \delta}{2} \quad (3.16)$$

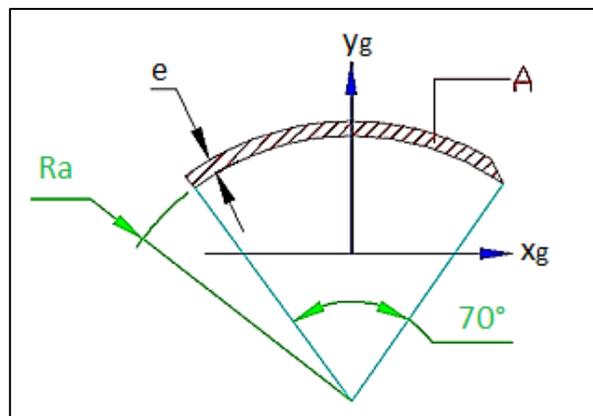


Figura 3.4: Geometría del álabe.

- Radio de giro del álabe:

$$C = Ra + e - Cg \quad (3.17)$$

En la Tabla 3.2 se muestran los cálculos correspondientes a la verificación de la resistencia de los álabes.

**Tabla 3.2**  
**VERIFICACIÓN DE ESPESOR Y MATERIAL DE ÁLABES**

Parámetro	Nomenclatura	Resultado	Unidades
Radio del álabe, ajustada con dimensión de tubería	Ra	54	mm
Espesor del álabe (espesor de la tubería)	e	3,05	mm
Ancho del rotor	Br	316	mm
Caudal de diseño	Q	0,28	m <sup>3</sup> /s
Coefficiente de admisión	x <sub>z</sub>	0,25	-
Velocidad a la entrada	V <sub>2</sub>	20,62	m/s
Ángulo de entrada	α <sub>2</sub>	16°	-
Ángulo del álabe	δ	70°	-
Ángulo ε	ε	68,75°	-
Ángulo Ø <sub>1</sub>	Ø <sub>1</sub>	55°	-
Variación de los componentes de velocidad	ΔC <sub>v</sub>	1,80	m/s
Área del álabe	A	106,29	mm <sup>2</sup>
Centro de gravedad del álabe	Cg	49,29	mm
Momento de inercia	I <sub>x</sub>	30,65	cm <sup>4</sup>
Distancia a la vena fluida	C	7,76	mm
Fuerza normal en el álabe	F <sub>v</sub>	83,45	N
Esfuerzo máximo	σ <sub>max</sub>	0,06	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo máximo pulsante AISI 316L	σ <sub>pul</sub> <sup>t</sup>	205	N/mm <sup>2</sup>

- Verificación de deflexión máxima [3.10]

$$y_{max} = \frac{(F_v/Br) \cdot Br^4}{384 \cdot E \cdot I_{xg}} \quad (3.18)$$

Teniendo en cuenta que el módulo de elasticidad (E) del AISI 316L es aproximadamente 1,9\*10<sup>11</sup> Pa, entonces se obtiene  $y_{max} = 7,02 * 10^{-6} mm$ . Como se aprecia, la flecha no es considerable al ser comparada como un elemento estructural.

❖ Soldadura en los álabes y discos laterales

Para verificar el cordón de soldadura se utilizará la teoría de uniones soldadas para elementos de máquinas sometidos a esfuerzos fluctuantes. Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq v_1 \cdot v_2 \frac{\sigma_{pul}^t}{FS} \quad (3.19)$$

Donde:

$\sigma_{eq a}$ : Esfuerzo equivalente [N/mm<sup>2</sup>].

$\sigma_{pul}^t$ : Esfuerzo de tracción pulsante del material por efecto de la presión del agua [N/mm<sup>2</sup>].

FS : Factor de seguridad.

$v_1$  : Coeficiente de forma dinámica para uniones soldadas.

$v_2$  : Factor de clase de calidad en la unión soldada según DIN 1912.

Como se aprecia en la Figura 3.5, el cordón de soldadura estaría soportando esfuerzos de tracción, en este caso, cada cordón estaría soportando la mitad de la fuerza normal en el álabe.

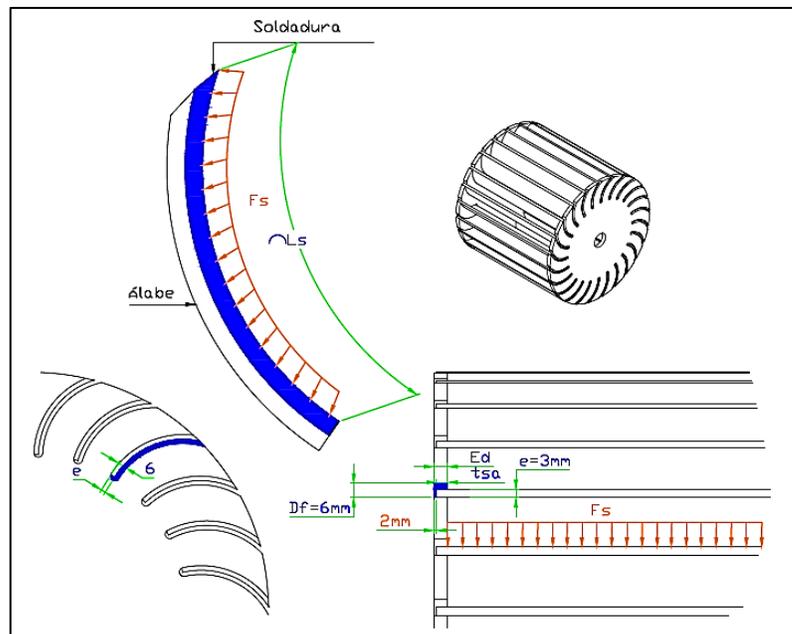


Figura 3.5: Soldadura entre los álabes y el disco.

- Fuerza que soporta cada cordón [N]:

$$F_s = \frac{F_V}{2} \quad (3.20)$$

- Esfuerzo de tracción en cada cordón:

$$n = \frac{F_s}{A_s} \quad (3.21)$$

$$A_s = t_{sa} \cdot \frac{\delta \cdot \pi}{180} \cdot R_a \quad (3.22)$$

Donde:

$A_s$ : Área de cada cordón de soldadura [mm<sup>2</sup>].

$t_{sa}$ : Espesor del cordón de soldadura [mm].

A continuación se muestran los resultados de la verificación del espesor del cordón de soldadura.

**Tabla 3.3**  
**VERIFICACIÓN DEL ESPESOR DEL CORDÓN DE SOLDADURA**

Parámetro	Nomenclatura	Resultado	Unidades
Fuerza en cada cordón de soldadura	$F_s$	41,7	N
Espesor del cordón de soldadura	$t_{sa}$	3,00	mm
Longitud del cordón	$L_s$	66,4	mm
Área del cordón de soldadura	$A_s$	199,3	mm <sup>2</sup>
Coficiente de forma dinámica para uniones soldadas	$V_1$	0,11	-
Factor de clase de calidad en la unión soldada	$V_2$	0,8	-
Esfuerzo de tracción en el cordón	$\sigma_{eq}$	0,21	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo máximo pulsante del AISI 316L	$\sigma_{pul}^t$	205	N/mm <sup>2</sup>
Factor de seguridad	FS	85	-

Según el Eurocódigo, para espesores a soldar entre 4 a 7 mm, el cordón de soldadura mínimo sería de 2,5 mm. Como se observa, se realizaron los cálculos con un espesor de 3 mm, se obtuvo un FS relativamente alto para esfuerzos pulsantes en soldadura. Esto nos indica que se puede optar por un espesor de cordón mayor a 3 mm. Su elección será determinante para seleccionar el espesor de los discos laterales ( $E_D$ ).

En este caso, se selecciona una plancha de 3/8" para atenuar los efectos de deformación de la soldadura; y a su vez, le dará mayor rigidez al rotor.

## ii. Diseño del eje

El eje estará apoyado en sus extremos en dos rodamientos (ver Figura 3.6). A su vez, para la conexión del eje con el rotor se utilizarán dos bridas las cuales estarán atornilladas a los discos del rotor y soldadas a dos cubos. A través de ellos se transmitirá la potencia al eje por medio de chavetas (ver Figura 3.7). Además, el eje transmitirá su potencia al generador mediante un sistema de transmisión por poleas.

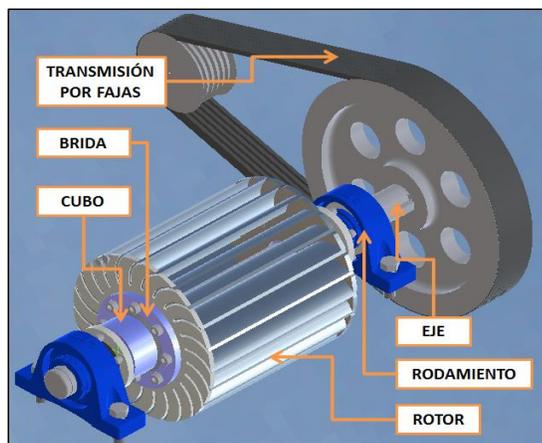


Figura 3.6: Esquema del sistema de transmisión.

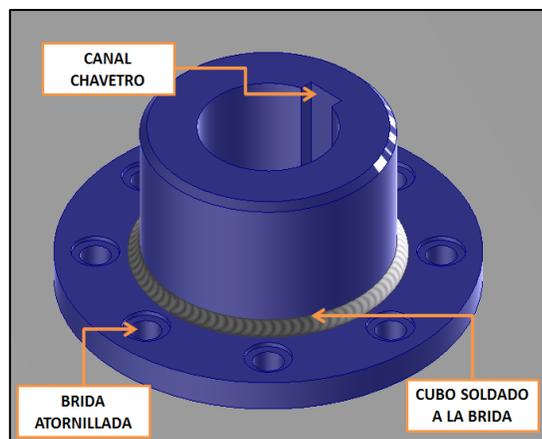


Figura 3.7: Detalle de cubo – brida.

- Las solicitaciones para el cálculo del eje son las siguientes:
  - Peso del rotor: Comprende la suma de los pesos de los álabes y los discos, principalmente:

Peso de los álabes:

$$W_{\text{álabes}} = \rho_{ac} \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot \delta \cdot Ra}{180} \cdot e \cdot Br \cdot z \quad (3.23)$$

Peso de los discos:

$$W_{\text{discos}} = 2 \cdot \rho_{ac} \cdot g \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot E_D \quad (3.24)$$

Peso del rotor:

$$W_{\text{rotor}} = W_{\text{discos}} + W_{\text{álabes}} \quad (3.25)$$

- Fuerza tangencial ocasionada por el chorro de agua:

Se calcula empleando [3.9]:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_m} \quad (3.26)$$

Donde:

$M_t$ : Momento torsor [N.m]

$d_m$ : Diámetro medio [m]

El momento torsor, se calcula:

$$M_t = \frac{P_t}{\eta_{GR} \cdot \frac{N \cdot \pi}{30}} \quad (3.27)$$

El diámetro medio, se calcula:

$$d_m = \frac{D+d}{2} \quad (3.28)$$

- Fuerza del chorro de agua:

$$F_{ch} = \frac{F_t}{\cos(\alpha_2)} \quad (3.29)$$

Descomponiendo la fuerza del chorro del agua en el plano yz (ver Figura 3.8), se calcula así:

$$F_{chY} = F_{ch} \cdot \cos(30^\circ - 16^\circ) \quad (3.30)$$

$$F_{chZ} = F_{ch} \cdot \sen(30^\circ - 16^\circ) \quad (3.31)$$

$$F_{y1} = F_{y2} = \frac{W_{\text{rotor}} + F_{chY}}{2} \quad (3.32)$$

- Momento flector máximo (ver Figura 3.8):

$$M_{f \max} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2} \quad (3.33)$$

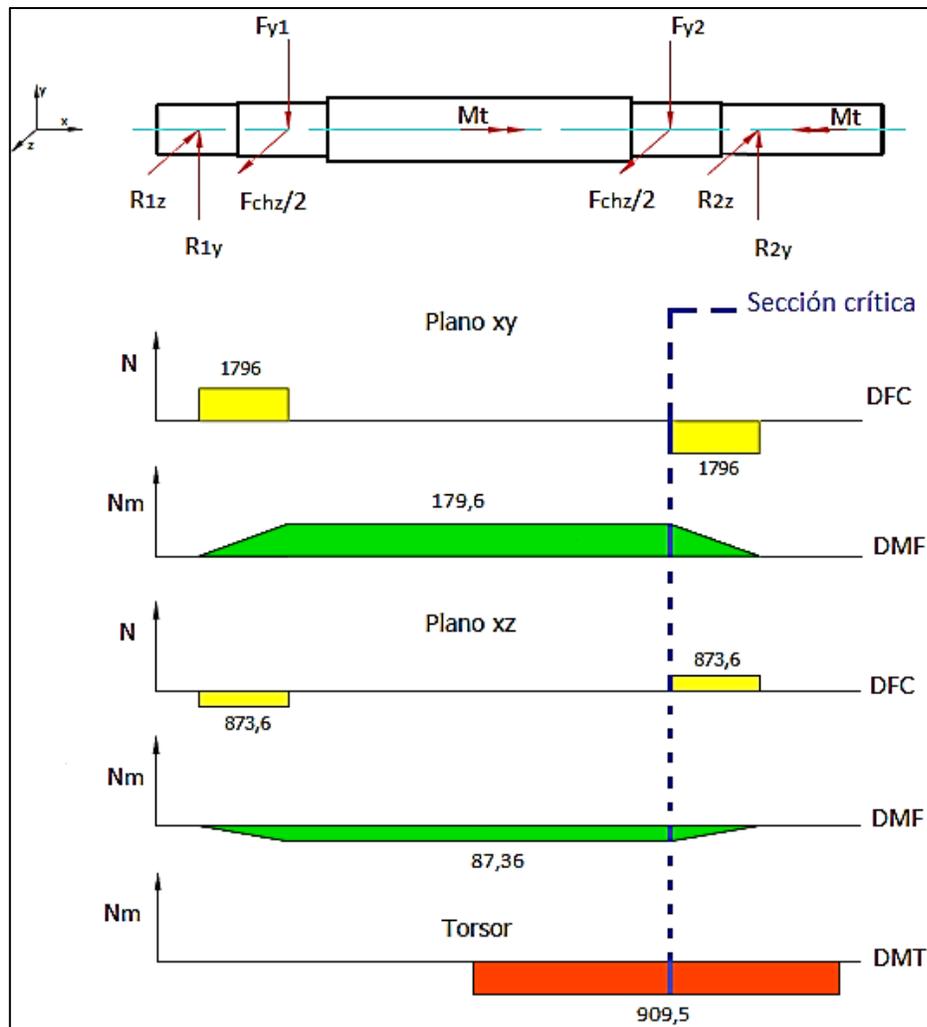


Figura 3.8: Fuerzas sobre el eje.

En la Tabla 3.4 se muestran los valores de las fuerzas y momentos a los que estará sometido el eje en régimen permanente y cuya nomenclatura se refiere a la Figura 3.8.

**Tabla 3.4**  
**FUERZAS SOBRE EL EJE**

Parámetro	Nomenclatura	Resultados	Unidades
Peso específico del AISI 316L	$\gamma_{AISI\ 316L}$	7,95	$g/cm^3$
Peso de álabes	$W_{\text{álabes}}$	119,0	N
Peso de los discos	$W_{\text{discos}}$	58,2	N
Peso del rotor	$W_{\text{rotor}}$	177,2	N
Potencia de la turbina	$P_t$	40000	W
Momento torsor	$M_t$	909,5	N.m
Diámetro medio	$d_m$	0,3	m
Fuerza tangencial producto del chorro	$F_t$	6942,4	N
Fuerza de chorro del agua	$F_{ch}$	7222,2	N
Fuerza de chorro en plano yx	$F_{ch_y}$	7007,7	N
Fuerza de chorro en plano zx	$F_{ch_z}$	1747,2	N
Momento flector máximo	$M_{f_{max}}$	200	N.m

Los esfuerzos máximos que soporta la turbina se generan cuando el rotor se encuentre bloqueado y en la sección crítica señalada en la Figura 3.8.

Sin considerar los efectos de fatiga, se aproxima un primer valor del diámetro del eje tomando un factor de seguridad relativamente alto, con este valor se prosigue con el cálculo de la verificación por fatiga.

❖ Primera aproximación:

El esfuerzo normal debido al momento flector máximo, deberá cumplir esta condición:

$$\sigma_{f\ max} \leq \frac{\sigma_{f\ Alt}}{S} \quad (3.34)$$

Donde:

$\sigma_{f\ Alt}$ : Resistencia máxima de flexión alternante en el material, considerando un AISI 410 [3.11]. Teniendo en cuenta que  $\sigma_B = 480\ N/mm^2$ , entonces  $\sigma_{f\ Alt} = 240\ N/mm^2$  [3.12].

$S$ : Factor de servicio estático, se considera 3.

$\sigma_{f\ max}$ : Esfuerzo flector máximo actuante en la sección [ $N/mm^2$ ], se calcula:

$$\sigma_{f\ max} = \frac{32.M_{f\ max}}{\pi.d^3} \quad (3.35)$$

En este primer cálculo, se obtiene un valor de diámetro de aproximadamente 28 mm, tomaremos 35 mm para comenzar los cálculos del análisis dinámico.

❖ Verificación por fatiga:

Los esfuerzos involucrados cuando la turbina se encuentra en funcionamiento tienen la siguiente naturaleza [3.13]:

- Los esfuerzos normales ocasionados por el momento flector y los esfuerzos cortantes son del tipo alternante.
- Los esfuerzos cortantes por momento torsor son de tipo pulsante puro.

Asumiendo:

- Acabado superficial del árbol acabado fino ( $R_t = 20\mu\text{m}$ ).
- Temperatura de trabajo, debido al ambiente acuoso: 25°C.
- Confiabilidad 50%.

Esfuerzos:

- Por ser un eje giratorio, entonces el esfuerzo normal producto del momento flector es alternante puro:

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32.M_{f\max}}{\pi.d^3} \quad (3.36)$$

$$\sigma_{fm} = 0$$

Donde:

$\sigma_{fa}$  : Esfuerzo normal alternante [N/mm<sup>2</sup>].

$\sigma_{fs}$  : Esfuerzo normal superior [N/mm<sup>2</sup>].

$\sigma_{fm}$  : Esfuerzo normal medio [N/mm<sup>2</sup>].

- Al tratarse de un eje giratorio en un solo sentido, el esfuerzo cortante ocasionado por el momento torsor es un pulsante puro:

$$\tau_{ts} = 2. \tau_{ta} = \frac{16.M_t}{\pi.d^3} \quad (3.37)$$

$$\tau_{tm} = \tau_{ta} \quad (3.38)$$

$$\tau_{ti} = 0$$

Donde:

$\tau_{ta}$  : Esfuerzo cortante alternante [N/mm<sup>2</sup>].

$\tau_{ts}$  : Esfuerzo cortante superior [N/mm<sup>2</sup>].

$\tau_{tm}$  : Esfuerzo cortante medio [N/mm<sup>2</sup>].

- Esfuerzo equivalente medio o estático según Von Mises:

$$\sigma_{m eq} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} \quad (3.39)$$

- Esfuerzos normales alternantes:

Por momento flector:

$$\sigma'_{fa} = \left( \frac{\beta}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot C_{carga} \cdot C_c} \right) \cdot \sigma_{fa} \quad (3.40)$$

Por momento torsor:

$$\tau'_{ta} = \left( \frac{\beta}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot C_{carga} \cdot C_c} \right) \cdot \tau_{ta} \quad (3.41)$$

- Esfuerzo equivalente según Von Mises:

$$\sigma'_{a eq} = \sqrt{\sigma'_{fa}^2 + 3 \cdot \tau'_{ta}^2} \quad (3.42)$$

- Factor de seguridad a la fatiga:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{m eq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{a eq}}{\sigma_{At}} \quad (3.43)$$

- Factor de seguridad a la fluencia:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{s eq}} \quad (3.44)$$

Donde:

$$\sigma_{s eq} = \sqrt{\sigma_{fs}^2 + 3 \cdot \tau_{ts}^2} \quad (3.45)$$

Iterando con diferentes valores de diámetro, hasta conseguir valores de factor de seguridad adecuados, se obtienen los siguientes resultados [3.14]:

**Tabla 3.5**  
**RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANÁLISIS DE FALLA POR FATIGA DEL EJE**

Parámetro	Consideraciones	Nomenclatura	Resultado
Diámetro del eje	Material: AISI 410	$d_{\text{eje}}$	60 mm
Coefficiente de superficie	$R_t = 10 \mu\text{m}$ y $\sigma_B = 500 \text{ N/mm}^2$	$C_s$	0,82
Coefficiente de tamaño	$d_{\text{eje}}$	$C_t$	0,64
Coefficiente de temperatura	$T = 25^\circ \text{ c}$	$C_{\text{temp}}$	1
Coefficiente de carga	Esfuerzos de flexión y torsión	$C_{\text{carga}}$	1
Coefficiente de confiabilidad	Confiabilidad asumida 50%	$C_c$	1
Factor de concentración de esfuerzos	No hay cambio de sección en la zona analizada.	$K_t$ $\beta$	1 1
Resistencia a la fluencia	Material: AISI 410	$\sigma_y$	270 $\text{N/mm}^2$
Resistencia a la tracción	Material: AISI 410	$\sigma_B$	480 $\text{N/mm}^2$
Esfuerzo flector alternante	Material: AISI 410	$\sigma_{f \text{ Alt}}$	240 $\text{N/mm}^2$
Factor de seguridad a la fatiga	-	FS	8,8
Factor de seguridad a la fluencia	-	FS	7,0

❖ Verificación por rigidez:

Éste análisis consiste en analizar la deformación torsional y transversal del eje.

- Verificación por deformación torsional:

Dobrovolski plantea que el valor admisible de ángulo de giro debería ser menor a 0,05 rad/m para ejes de máquinas en general [3.15].

$$\frac{\phi_{\text{total}}}{L_{\text{Util}}} \leq \phi_{\text{adm}} \quad (3.46)$$

Donde:

$\phi_{\text{total}}$ : Ángulo de torsión total, representa los efectos superpuestos de todas las cargas [rad], calculado mediante la ecuación 3.47.

$L_{\text{Util}}$  : Longitud axial del eje [m].

$$\frac{\phi_{\text{total}}}{L_{\text{Util}}} \leq \phi_{\text{adm}} \quad (3.47)$$

Para calcular el ángulo de giro, se emplea la siguiente ecuación [3.16]

$$\phi = \sum_{i=1}^n \frac{M_t \cdot L_i}{G \cdot J_i} \quad (3.48)$$

Donde:

Mt: Momento torsor [N.mm].

L : Longitud axial en el eje [mm].

G : Módulo de rigidez del material.

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

Se obtiene que el ángulo de torsión total es de 0,004 rad deformación torsional, con lo que finalmente se obtendría un ángulo torsional – útil de 0,01 rad/m. Se encuentra dentro del rango recomendado.

- Verificación por deformación transversal:

Dobrovolski indica que la flecha máxima para un eje de máquina en general debería ser menor a 0,16 mm; y el ángulo de inclinación en los apoyos tendría que ser menor a 0,7 rad para ejes de máquinas en general con apoyos de rodamientos [3.16]. Sin embargo, se debe de tener en cuenta las recomendaciones del fabricante de los rodamientos. En este caso se seleccionó rodamientos Y de SKF (rodamientos de inserción, son básicamente rodamientos rígidos de bolas obturados de las series 62 y 63). Estos permiten errores de iniciales de alineación de 0,088 rad y la desalineación debe limitarse a 0,035 rad [3.17].

$$f_{Sección} \leq f_{adm} \quad (3.49)$$

$$\theta_{Sección} \leq \theta_{adm} \quad (3.50)$$

Estos valores se calculan de la siguiente manera para el plano que contiene la deflexión máxima y flecha máxima ocasionadas por las fuerzas equivalentes en dicho plano.

$$\theta = \frac{F.L^3}{3.E.I} \quad (3.51)$$

$$f = \frac{F.L^2}{2.E.I} \quad (3.52)$$

Se obtiene 0,032 rad de ángulo de inclinación en los apoyos y 0,0005 mm de deformación lateral. Ambos valores se encuentran por debajo de los valores admisibles.

❖ Verificación dinámica del eje:

Aplicando el Método de la energía de Rayleigh, la velocidad crítica del eje del rotor de la turbina debe ser inferior a la velocidad de embalamiento [3.18]. Para calcular la velocidad crítica se emplea la siguiente expresión:

$$N_c = 28,89 \cdot \sqrt{\left(\frac{\sum W_i \cdot f_i}{\sum W_i \cdot f_i^2}\right)} \quad [\text{rpm}] \quad (3.53)$$

Donde:

$W_i$ : Cargas actuantes durante el análisis [N].

$f_i$ : Deformación transversal [m].

Para el caso de la turbina Michell Banki es 1,8 veces la velocidad nominal. La velocidad crítica es de 913 rpm, por debajo de los 1080 rpm [3.19].

➤ Cálculo de tornillos en unión brida – disco lateral:

Para la unión entre la brida y el disco lateral se utilizarán tornillos, el disco lateral tendrá que ser roscado. En este caso, los tornillos estarán sometidos a esfuerzos de corte por el momento torsor y esfuerzos normales de tracción debido al momento flector (ver Figura 3.8 en la sección crítica señalada).

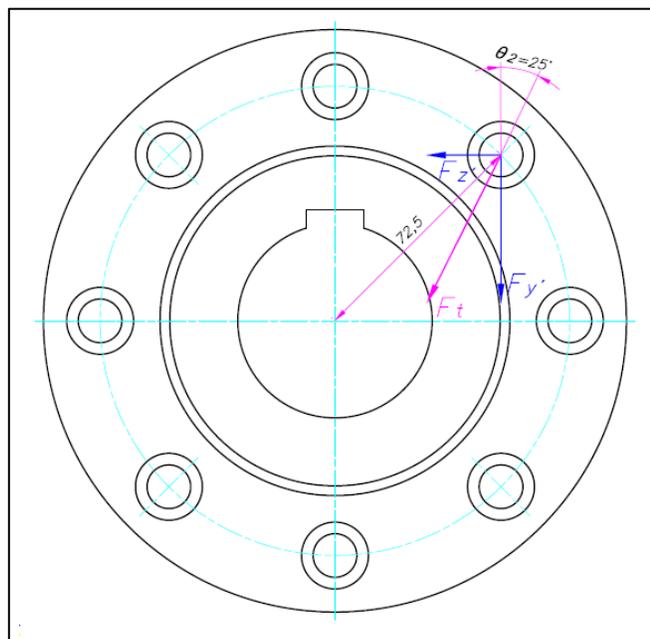


Figura 3.9: Fuerzas actuantes sobre los tornillos.

En la página 33 de los Anexos se muestra el detalle de la verificación de resistencia de los tornillos hexagonales de cabeza tipo Allen 3/8” – 16 – UNC-3/4” con el Método Elástico de las Consideraciones para el diseño de Tornillos de la AISC [3.16].

Se demuestra que la fuerza a la que estaría sometido el tornillo se encuentra por debajo a la fuerza de diseño máximo del tornillo.

➤ Cálculo de las chavetas:

Se emplearán dos chavetas para la unión entre los cubos y el eje, ambas se encargarán de transmitir el torque generado por la fuerza tangencial producto del chorro de agua hacia el eje. Además, se empleará una chaveta para unir la polea y el eje de la turbina, éste elemento transmitirá la potencia hacia la polea, y ésta a su vez hacia el generador.

En la página 36 de los Anexos se aprecia el método de cálculo para la verificación de la resistencia de las chavetas. Las dimensiones obtenidas se observan en la Tabla 3.6. Cabe mencionar que el material seleccionado es el AISI 410 para evitar su corrosión frente al medio acuoso de trabajo.

**Tabla 3.6**  
**CHAVETAS SELECCIONADAS**

Chaveta seleccionada	Diámetro del eje (d) [mm]
DIN 6885 18-11-63-A	60
DIN 6885 18-11-63-A	60
DIN 6885 16-10-90-A	55

➤ Cálculo del cordón de soldadura en la brida – cubo:

(Ver Figura 3.7) Para verificar el cordón de soldadura de la unión entre la brida y el cubo, se utilizará la teoría de uniones soldadas para elementos de máquinas sometidos a esfuerzos fluctuantes como en el caso de la soldadura de los álabes.

Se debe comprobar que:

$$FS_R = \frac{\sigma_{A'}}{\sigma_{a\ eq}} \quad (3.54)$$

$$\sigma_{A'} = v * \sigma_A \quad (3.55)$$

Donde:

$\sigma_A$ : Esfuerzo normal alternante, 202 [N/mm<sup>2</sup>] [3.21].

$\sigma_{A'}$ : Esfuerzo normal alternante modificado [N/mm<sup>2</sup>].

$v$  : Factor de calidad de la unión; 0,8 según DIN1912.

$FS_R$ : Factor de seguridad recomendado para cargas cíclicas.

- Fuerzas y momentos que soportan cada cordón:

Los cordones de soldadura de la unión brida – cubo soportará la fuerza del chorro que ocasionará esfuerzos de tipo alternante puro en la unión soldada; y además, el momento torsor ( $M_t$ ) ocasionará esfuerzos del tipo pulsante puro.

La fuerza del chorro en cada cordón:

$$Fb = \frac{\sqrt{\left(\frac{Fchy}{2}\right)^2 + \left(\frac{Fchz}{2}\right)^2}}{2} \quad (3.56)$$

- Esfuerzos cortante en cada cordón:
- Esfuerzo cortante producto del momento torsor:

$$t_{at} = \frac{Mt * dc}{2 * I_o} \quad (3.57)$$

$$I_o = \pi * \frac{((d_c + 2a)^4 - (d_c)^4)}{32} \quad (3.58)$$

Donde:

$A_s$ : Área de cada cordón de soldadura [mm<sup>2</sup>].

$t_{at}$ : Esfuerzo cortante por torsión [N/mm<sup>2</sup>].

$I_o$  : Momento polar de inercia [mm<sup>4</sup>].

$d_c$  : Diámetro del cubo [mm].

$a$  : Espesor del cordón [mm].

- Esfuerzo cortante producto de la fuerza del chorro:

$$t_n = \frac{Fb}{A} \quad (3.59)$$

$$A_c = \pi * \frac{((d_c + 2a)^2 - d_c^2)}{4} \quad (3.60)$$

Donde:

Ac: Área de cada cordón de soldadura [mm<sup>2</sup>].

$t_n$ : Esfuerzo cortante [N/mm<sup>2</sup>].

- Esfuerzo equivalente alternante, para este caso:

$$\sigma_{a\ eq} = \sqrt{1,8 * \left(\frac{t_n^2 + t_{at}^2}{v_{1c}^2}\right)} \quad (3.61)$$

Donde:

$v_{1c}$ : Factor de concentración de esfuerzos; para este caso 0,22.

$t_n$ : Esfuerzo cortante [N/mm<sup>2</sup>].

El factor de seguridad recomendado para cargas cíclicas en uniones soldados se debe encontrar en el rango de 1,5 a 3. Luego de realizar las iteraciones necesarias para diferentes dimensiones del ancho del cordón de soldadura, se opta por 5 mm ya que cumple con esta condición. En la Tabla 3.7 se indican los resultados obtenidos con este espesor de soldadura.

**Tabla 3.7**

**VERIFICACIÓN DE LA SOLDADURA EN LA UNIÓN BRIDA - CUBO**

Parámetro	Nomenclatura	Resultado	Unidades
Fuerza del chorro en cada cordón	Fb	311	N
Momento torsor	Mt	910	Nm
Esfuerzo alternante del AISI 316L	$\sigma_A$	202	N/mm <sup>2</sup>
Diámetro del cubo	dc	108	mm
Momento polar de inercia	lo	5,68	cm <sup>4</sup>
Área del cordón de soldadura	Ac	1775	mm <sup>2</sup>
Esfuerzo cortante producto de la torsión	$t_{at}$	8,7	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo cortante de la fuerza del chorro	$t_n$	0,2	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo equivalente alternante	$\sigma_{a\ eq}$	52,7	N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo alternante modificado	$\sigma_{A'}$	161,6	N/mm <sup>2</sup>
Factor de seguridad	FS	3,8	-

### 3.2. Diseño del sistema de transmisión

En el capítulo anterior se indicó que el sistema de transmisión seleccionado serían las correas trapezoidales. A continuación se realizará el cálculo de éstas con el objetivo de determinar los parámetros geométricos básicos de la transmisión como: diámetros de las poleas, distancias entre centros de poleas, longitud normalizada de la correa, tipo de perfil y cantidad de correas.

Consideraciones a tener en cuenta:

- Diámetro del eje del generador: 60 mm.
- Relación de transmisión: 3.
- Velocidad nominal de la turbina ( $n_2$ ): 600 rpm.
- Potencia nominal (P): 40 kW.

El método de cálculo a emplearse es el indicado en el Catálogo de productos de Optibelt para la selección de correas y poleas (basado en la norma DIN 2218) y se presenta en la página 37 de los Anexos. De los cálculos se concluyó que se requerirán:

- 6 correas estrechas de alto rendimiento, Optibelt-SK SPB 2360 Lw, según DIN 7753/1.
- 2 poleas acanaladas para perfil de correa trapecial SPB con diámetros de desarrollo (según DIN 2211 - ISO 4183): 150 mm y 450 mm, respectivamente.

### 3.3. Diseño de la estructura soporte

El bastidor recibirá las cargas producto del chorro de agua que impacta en el rotor de la turbina, el peso de la turbina; y además, el peso del generador (ver Figura 3.10).

El diseño de la estructura consistirá en verificar que no falle ni el bastidor ni los pernos de anclaje que fijarán la estructura sobre el suelo. En su conjunto, se empleará la teoría de cimentación de máquinas para estos fines.

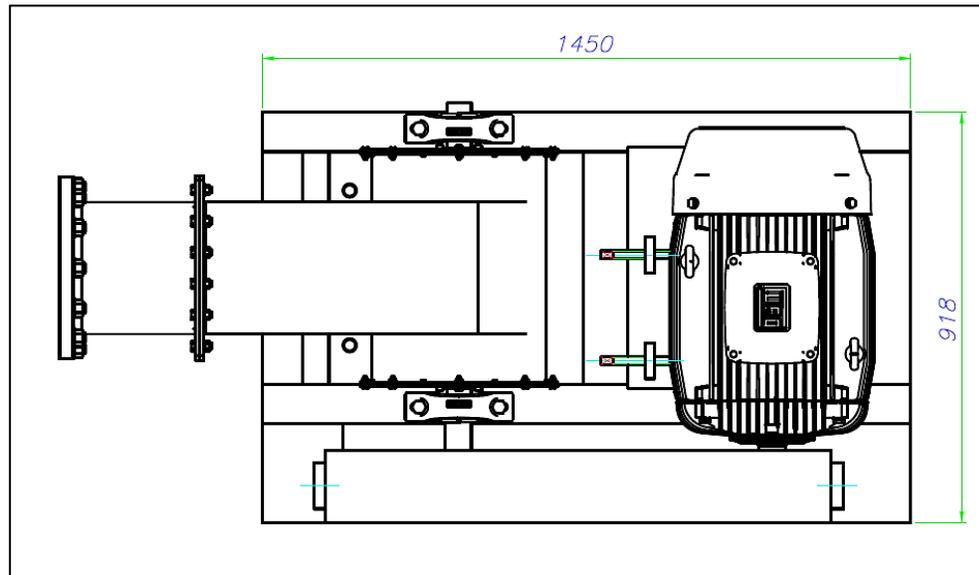


Figura 3.10: Vista de planta de grupo hidroenergético.

Se agrupan las cargas de acuerdo a su naturaleza empleando la norma DIN 4024-1:

- Grupo 1: Cargas estáticas de fabricación y montaje
- Grupo 2: Cargas estáticas en funcionamiento normal
- Grupo 3: Cargas dinámicas en funcionamiento normal
- Grupo 4: Cargas eventuales dinámicas.

Posteriormente, deben formarse los siguientes casos de cargas con los cuales se investigará el conveniente dimensionamiento de la cimentación.

- Caso M (cargas eventuales estáticas)  $M = G1$
- Caso B (cargas permanentes)  $B = G2 + G3$
- Caso S (cargas eventuales dinámicas)  $S = G2 + G4$ .

Seguidamente, las cargas estáticas y dinámicas, se modifican con factores de carga “ $\gamma$ ”. Luego, para cada caso, se verifica:

$$\phi \times Resistencia \geq \sum(\gamma \times Carga) \quad (3.62)$$

Donde:

$\phi$ : Factor de Resistencia ( $\phi < 1$ )

$\gamma$ : Factor de carga. Según DIN 4024-1.

Asumiendo un comportamiento plano y simétrico, se analizarán todos los elementos en el plano medio del bastidor, marcado como “Sección A-A” en la Figura 3.11.

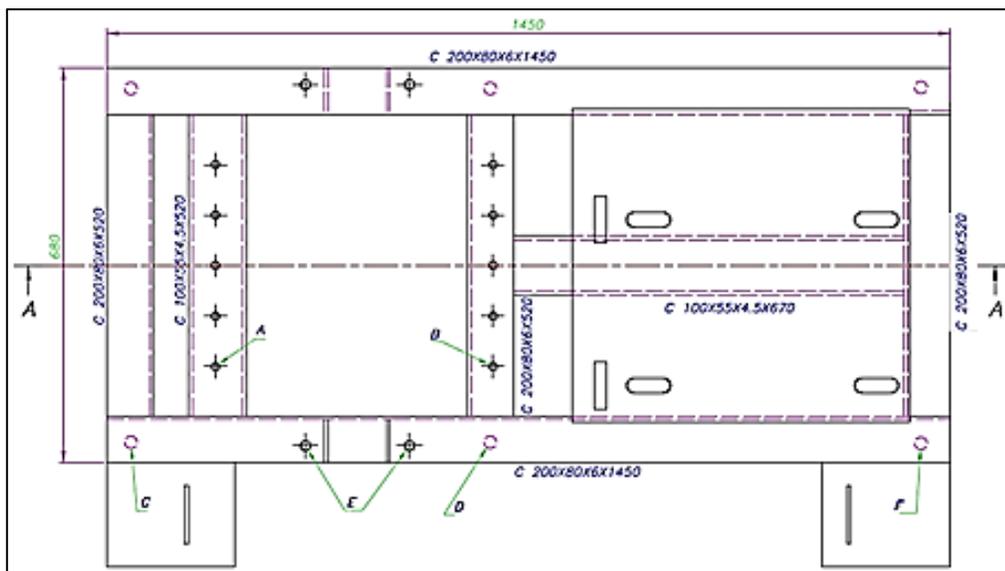


Figura 3.11: Localización de los puntos a analizar en la estructura.

Se agrupan las zonas que se verificarán. En ellas se identifican 6 puntos representativos para analizar (ver Figura 3.11). Donde se localizan:

Los valores de las fuerzas de tracción y cortantes, se trasladaron de los cálculos previos realizados en este capítulo y se detallan en la página 38 de los Anexos. Los resultados de este análisis se muestran en el “Cuadro general de cargas” que se encuentra en la página 43 de los Anexos.

- Verificación de los pernos de anclajes:

El anclaje se realizará en concreto, del tipo “vaciado en obra” con pernos de anclaje en J, según la norma ACI 318 – 2002. En este caso, se verifica la resistencia de los pernos bajo cargas combinadas (tracción y corte). Para que se encuentre dentro de la zona de operación segura de un anclaje bajo cargas de tracción y corte combinada, se debe cumplir:

$$\left(\frac{P_u}{\phi \cdot P_n}\right)^{5/3} + \left(\frac{V_u}{\phi \cdot V_n}\right)^{5/3} \leq 1 \quad (3.63)$$

Donde:

$P_u$ : Carga de tracción mayorada [N].

$V_u$ : Carga de corte mayorada [N].

$\phi$ : Factor de reducción de la resistencia para el caso de anclajes vaciados en obra.

En esta ecuación " $\phi \cdot P_n$ " es la menor carga de tracción que resistiría el perno de todos los modos de falla que se consideren; y, " $\phi \cdot V_n$ " es la menor carga cortante que el perno resistiría en diferentes situaciones analizadas. Entonces:

➤ Resistencia a cargas axiales:

$$\phi \cdot P_n = \min[\phi \cdot N_s, \phi \cdot N_{cb}, \phi \cdot N_{sb}, \phi \cdot N_p] \quad (3.64)$$

Donde:

$N_s$ : Carga nominal de tracción definida por el material del perno.

$N_{cb}$ : Resistencia nominal del hormigón a la falla cónica por tracción.

$N_{sb}$ : Resistencia nominal del hormigón al colapso lateral del concreto por tracción.

$N_p$ : Resistencia nominal al arrancamiento.

➤ Resistencia a cargas laterales:

$$\phi \cdot V_n = \min[\phi \cdot V_s, \phi \cdot V_{cb}, \phi \cdot V_{cp}] \quad (3.65)$$

Donde:

$V_s$ : Carga nominal de corte definida por el material del perno.

$V_{cb}$ : Resistencia nominal del hormigón a la falla cónica por corte de un solo anclaje.

$V_{cp}$ : Resistencia nominal del hormigón a la falla cónica por efecto de palanca en corte.

De los casos antes expuestos se delimita el análisis de la resistencia del bastidor y de los pernos de anclaje, mas no las posibles fallas del concreto. En ese sentido se tendrá:

$$\phi \cdot P_n = \phi \cdot N_s$$

$$\phi \cdot V_n = \phi \cdot V_s$$

Para el caso de perno de anclaje en J:

$$N_s = n \cdot A_{se} \cdot \sigma_{ut} \quad (3.66)$$

$$V_s = 0,6 \cdot n \cdot A_{se} \cdot \sigma_{ut} \quad (3.67)$$

*Donde:*

$n$  : Número de pernos de anclaje para cada lado de simetría.

$\sigma_{ut}$ : Esfuerzo de rotura del acero del anclaje. 400 MPa para ASTM F1554 grado 36 para diámetros menores de 2".

$A_{se}$ : Área efectiva del anclaje. Según las propiedades dimensionales de los pernos de anclaje vaciados en sitio roscado del ACI 318, es aproximadamente 300 mm<sup>2</sup> para pernos de 7/8".

$\phi$ : Factor de reducción equivalente a 0,9 ya que corresponde al caso de anclajes controlados por resistencia de tracción o de corte de un elemento de acero dúctil.

**Tabla 3.8**  
**VERIFICACIÓN DE RESISTENCIA DE LOS PERNOS DE ANCLAJE**

Caso	Nomenclatura	Pernos	Pernos	Unidades
		C	F	
Resistencia a cargas axiales	Pu	10,07	26,71	kN
	Pn	240	240	kN
Resistencia a cargas laterales	Vu	15,27	19,27	kN
	Vn	144	144	kN
Condición de zona de operación segura	-	0,03	0,07	-

En ambos casos, se verifica que los pernos de anclajes no fallarían por resistencia, según la condición de la ecuación 3.63.

- Verificación de la estructura:

La estructura que soportará a la turbina está constituida básicamente de perfiles en C tal como se observa en la Figura 3.11. Las mayores cargas sobre ella se ubicarán en la zona de las uniones atornilladas entre el soporte del inyector y la estructura soporte

de la turbina (A y B), además del perfil que soporta la chumacera donde reposará el eje (E). Las dimensiones de los perfiles se indican en la Tabla 3.9.

Para verificar la resistencia de la estructura bajo cargas combinadas, se debe cumplir:

➤ Corte

$$P_u \leq \phi \cdot P_n \quad (3.68)$$

$$P_n = \sigma_{fl} \cdot A_w \quad (3.69)$$

Donde:

$\sigma_{fl}$ : Esfuerzo de fluencia del ASTM A36, 220 MPa.

➤ Flexión

$$M_u \leq \phi \cdot M_n \quad (3.70)$$

$$M_n = \sigma_{fl} \cdot Z \quad (3.71)$$

**Tabla 3.9**

**DIMENSIONES DE LOS PERFILES SELECCIONADOS**

NOMENCLATURA DEL PERFIL	DIMENSIONES [mm]
Perfil A	100x55x4,5x520
Perfil B	200x80x6x520
Perfil E	200x80x6x1450

Se procede a verificar la resistencia de los perfiles seleccionados considerando las cargas indicadas en la Tabla 3.10.

**Tabla 3.10**  
**VERIFICACIÓN DE PERFILES**

Parámetro	Nomenclatura	Perfil A	Perfil B	Perfil E	Unidades
Área del alma	$A_w$	13,5	32,2	32,2	cm <sup>2</sup>
Módulo plástico de la sección	$Z$	41,2	27	27	cm <sup>3</sup>
Parámetro de reducción para estructuras de acero	$\phi$	0,9	0,9	0,9	-
Carga de tracción/compresión	$P_u$	51,86	51,86	33,54	kN
Momento flector	$M_u$	5,01	5,87	3,52	N.mm
Carga de tracción/compresión factorizada	$P_n$	297	784	784	kN
Momento flector factorizado	$M_n$	9,06	5,94	5,94	N.mm
Condición de zona de operación segura	$\phi \cdot P_n$	267.30	705.60	705.60	kN
Condición de zona de operación segura	$\phi \cdot M_n$	8,15	5,35	5,35	N.mm

Se comprueba que la estructura no fallaría ante las diversas situaciones previstas en los cálculos de acuerdo a las ecuaciones 3.68 y 3.70.

Finalmente, el grupo hidroenergético diseño tendría la disposición que se aprecia en la Figura 3.12.

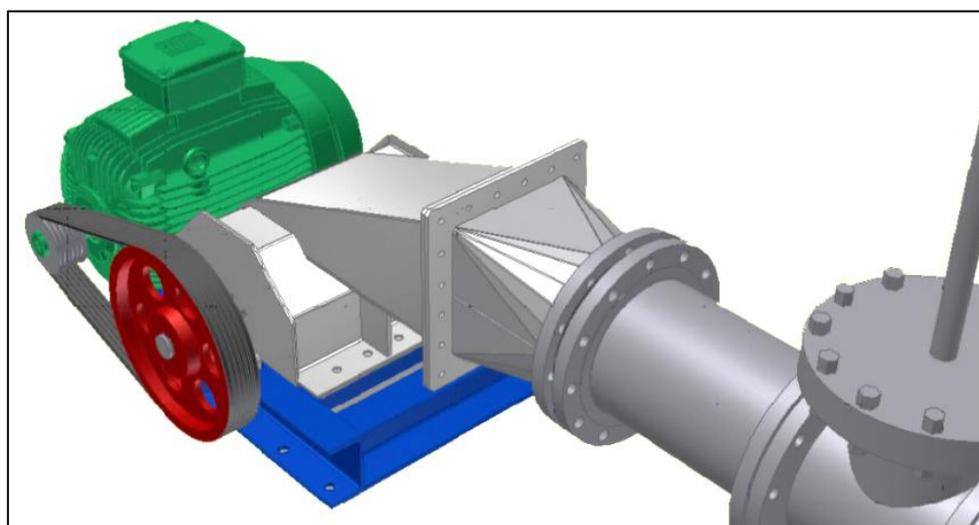


Figura 3.12: Grupo hidroenergético de 40 kW con turbina Michell Banki.

## Referencias Bibliográficas

- [3.1] Rodríguez, J. (2009). *Resistencia de Materiales 2*. Lima: PUCP, p. A1.
- [3.2] Ídem, p.1.30.
- [3.3] Ídem, p.4.30.
- [3.4] OERLIKON (2010). Manual de soldadura y catálogo de productos. p.35.
- [3.5] INDURA (2010). Manual de aceros inoxidables. Chile: 2M Impresores.
- [3.6] UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO (2008). "Clasificación de los aceros según norma SAE". [en línea]. Disponible en:  
<http://usuarios.fceia.unr.edu.ar/~adruker/Clasificaci%F3n%20de%20aceros%20Mat%20y%20Pro.pdf> [2011, 16 de noviembre].
- [3.7] EGÚSQUIZA, op.cit.p.86.
- [3.8] BAHAMONDE, R. (1988). *Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas*. Seis volúmenes. Quito: OLADE, p.23.
- [3.9] GRANVILLE, W. (2009). *Cálculo diferencial integral*. México: Limusa, p.62.
- [3.10] BUDYNAS, R. y NISBETT, K. (2011). *Shigley's mechanical engineering design*. New York: McGraw-Hill, p. 1020.
- [3.11] LAZO, J. (1995). *Ante proyecto de una microcentral hidroeléctrica con una turbina Michel Banki*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP, p.64.

[3.12] BUDYNAS, op.cit.p.1040.

[3.13] RODRÍGUEZ, op.cit.p.3.11.

[3.14] Ídem, p.3.54.

[3.15] Ídem, p.1.30.

[3.16] DOBROVOLSKI, V. (1980). *Elementos de máquinas*. Moscú: Ediciones MIR, p.350.

[3.17] Ídem, p.351.

[3.18] SKF (2012). Productos. [en línea]. Disponible en: [http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=6\\_1\\_25](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=6_1_25) [2012, 22 de julio].

[3.19] BAHAMONDE, op.cit.p.17.

[3.20] AISC (2011). *Steel Construction Manual*. Michigan: American Institute of Steel

[3.21] PASCUAL M., SALAS F., CARCEL F. J., PERALES M. Y SÁNCHEZ A. (2010). "TIG AISI-316 welds using an inert gas welding chamber and different filler metals: Changes in mechanical properties and microstructure". *Revista de Metalurgia*. Madrid, noviembre-diciembre, 493-498, 2010 ISSN: 0034-8570 eISSN: 1988-4222 doi: 10.3989/revmetalmadrid.1005.

[3.22] PRADO, G. (2006). "Estudio de scaling up en micro centrales hidroeléctricas: experiencias de soluciones prácticas – ITDG". Lima. [en línea]. Disponible en: [http://practicalaction.org/docs/energy/prado\\_estudio\\_de\\_scaling\\_up\\_en\\_mchs.pdf](http://practicalaction.org/docs/energy/prado_estudio_de_scaling_up_en_mchs.pdf) [2011, 16 de noviembre].

## CAPÍTULO 4

### COSTOS DE FABRICACIÓN

En este capítulo se indicarán los costos de los materiales a emplear para su fabricación, los costos de los componentes necesarios para su funcionamiento, el costo que implica su proceso de manufactura, el costo de diseño y el costo de instalación.

En la Tabla 4.1 se muestra un resumen de la lista de materiales y accesorios a adquirir (en la página 44 de los Anexos se encuentra la cotización detallada y los proveedores nacionales).

**Tabla 4.1**

**LISTA DE MATERIALES Y ACCESORIOS (Incluido IGV=18%)**

AGRUPACIÓN DE PRODUCTOS	TOTAL
Componentes auxiliares	S/. 14 450,40
Planchas, barras y perfiles	S/. 1,880,32
Tornillos, tuercas y arandelas	S/. 459,08
Galón de pintura epóxica, catalizador y disolvente	S/. 314,26
<b>SUB TOTAL</b>	<b>S/. 17,104.11</b>

En la Tabla 4.2 se muestra la lista de las piezas que deberán ser manufacturadas y cuyos planos se adjuntan a este trabajo con la numeración aquí señalada.

**Tabla 4.2**  
**LISTA DE PIEZAS SEGÚN PLANOS DE DISEÑO**

CÓDIGO DEL PLANO
A1-INSTALACIÓN GENERAL-001
A1-ENSAMBLE DE TURBINA-002
A2-ÁRBOL DE TURBINA-003
A3-CUBO BRIDADO-004
A1-INYECTOR DE TURBINA-006
A1-SOPORTE DE INYECTOR-007
A3-TAPA LATERAL-008
A3-CUBO PARA SELLO-009
A3-TOBERA DE SALIDA-010
A3-BASTIDOR DE TURBINA-011
A1-PIEZA DE TRANSICIÓN-012
A4-PERNO DE ANCLAJE-013
A3-GUARDA DE POLEAS-014

\*Leyenda: Tamaño de hoja-Descripción-Secuencia

La distribución de costos de los principales componentes del grupo se aprecia en la Figura 4.1

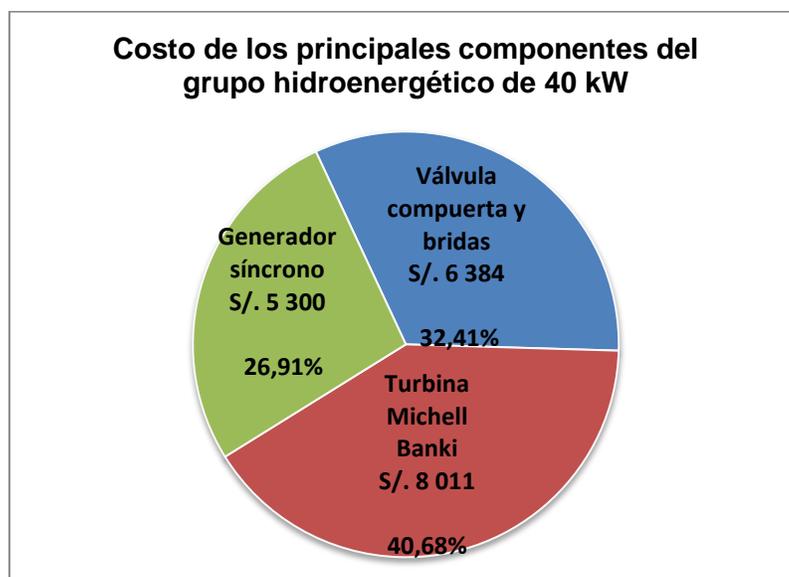


Figura 4.1: Costo de los tres principales componentes del grupo hidroenergético de 40 kW de potencia.

Adicionalmente, se debe de sumar el costo de diseño, costo de la manufactura y ensamble de cada una de las piezas que se indican en los planos, los cuales están detallados en la página 47 de los Anexos, cuyo monto es de aproximadamente S/. 4 842.

Finalmente, se estima el costo de fabricación del grupo hidroenergético de 40 kW de potencia empleando una turbina Michell Banki: S/. 21 950.

Al ser comparada, con otros proyectos similares con grupos hidroenergéticos de baja potencia. Según la ITDG, las turbinas Michell Banki de entre 5 a 250 kW tienen un costo de fabricación de alrededor de entre 200 a 600 USD/kW (sin incluir diseño) [4.1]. Es decir, el costo estaría entre S/. 600 a S/. 1 700. Con lo que se comprueba que el diseño pueda ser competitivo desde el punto de vista económico.

Por otro lado, demuestra ser más rentable y competitivo que los paneles fotovoltaicos, en el caso de que la geografía proporcione el recurso para la implementación del grupo hidroenergético.

Un ejemplo es el caso del proyecto RAPS (siglas en inglés de Suministro de Energía para Áreas Rurales), en el poblado de Padre Concha (Río Nanay, Iquitos). Éste cuenta con cuatro grandes paneles solares de unos 15 metros de largo por 5 metros de ancho, que contienen un total de 378 paños de celdas fotoeléctricas, de 1,50 m por 50 cm cada uno y que tienen la capacidad de producir 40 kW de potencia [4.2].

El costo de únicamente los paneles fue de aproximadamente US\$60 000 y el proyecto en pleno tuvo un costo de US\$415 000. Este tipo de tecnologías aún no es competitivo con la propuesta de turbinas hidráulicas como prioriza el MINEM en los lugares que cuenten con recursos hídricos aprovechables.

## Referencias Bibliográficas

[4.1] SOLUCIONES PRÁCTICAS (2008). Energías renovables y biocombustibles a pequeña escala para zonas aisladas de la Amazonía. Lima: Tecnología intermedia, ITDG. [en línea]. Disponible en: <[http://www.corpoica.org.co/SitioWeb/Documento/JatrophaContrataciones/PRESENTACION\\_ITDG.pdf](http://www.corpoica.org.co/SitioWeb/Documento/JatrophaContrataciones/PRESENTACION_ITDG.pdf)> [2012, 15 de mayo].

[4.2] EL COMERCIO (2008). Especial: La inacabable energía solar. Lima: Diario El Comercio . [en línea]. Disponible en: <<http://elcomercio.pe/edicionimpresa/html/2008-04-08/padre-cocha-tiene-luz-permanente.html>> [2012, 10 de mayo].

## CONCLUSIONES

- Se realizó el diseño hidráulico de la turbina de acuerdo a las formulaciones planteadas por Donat Banki y la teoría de Turbomáquinas. Entre sus principales componentes se tiene un rotor de aproximadamente 316 mm de diámetro y 338 mm de ancho, un eje pasante (atravesa al rotor) de 70 mm de diámetro (en su parte más ancha) con 888 mm de largo y un inyector horizontal de 286 mm de ancho con 78 mm de altura de la garganta. Tanto el rotor como el árbol del rotor serán fabricados de acero inoxidable, AISI 316L y AISI 410, respectivamente; mientras que el inyector se fabricará de una plancha de 3/16" de espesor de ASTM A36 el cual será revestido con resina epóxica. Esto para evitar los problemas de corrosión que podrían producirse debido al medio acuoso al que están expuestos estos componentes.
- Dentro del diseño mecánico, para la conexión del árbol con el rotor se utilizarán dos bridas las cuales estarán atornilladas a los discos del rotor y soldadas a dos cubos. A través de ellos se transmitirá la potencia al eje por medio de chavetas. Todos estos componentes también serán de acero inoxidable AISI 316.
- Las características nominales de la turbina son las siguientes: 40kW de potencia eléctrica, velocidad de rotación de 600 rpm, 70% de eficiencia, velocidad específica de la turbina de  $N_s$  de 80, salto neto de 22,5 m y caudal de diseño de  $0,28 \text{ m}^3/\text{s}$ . La zona de trabajo que abarca es: salto de 10 a 55 metros, caudal de  $0,07$  a  $0,28 \text{ m}^3/\text{s}$ .
- Se seleccionó un motor/generador síncrono de la marca WEG de 45 kW de potencia y 1775 rpm con carcasa 225S/M.
- Se optó por un sistema de transmisión indirecta por medio de poleas y fajas debido a la diferencia en las velocidades de rotación entre los ejes del generador y el motor. Se emplearán 2 poleas acanaladas para perfil de correa trapecial SPB

de 150 mm y 450 mm, respectivamente; además de 6 correas estrechas de alto rendimiento, Optibelt-SK SPB 2360 Lw.

- De acuerdo la zona de trabajo de la turbina diseñada, el proyecto en el cual podría ser implementada la turbina sería la P.C.H. de Porotongo en el departamento de San Martín. Este recurso hidráulico cuenta con las siguientes características: capacidad de 50 kW, caudal disponible de 0,133 m<sup>3</sup>/s y 52 metros de salto.
- Se implementó el algoritmo para el dimensionamiento de los principales componentes de la turbina Michell Banki en el programa Matlab cuyos datos de entrada deberán ser el número de álabes y la potencia mecánica. Se obtienen las dimensiones del rotor, el inyector, las velocidades del chorro y las características nominales como caudal, salto y velocidad de rotación.
- El costo de fabricación del grupo hidroenergético de 40 kW de potencia empleando una turbina Michell Banki es de aproximadamente S/. 21 950. De este monto, el generador síncrono representa el 26,91% (S/. 5 300, la válvula compuerta y sus bridas es el 32,41% (S/. 6 384); y por último, el costo de la turbina es de aproximadamente 40,68% (S/. 8 011).

## RECOMENDACIONES

- Prestar atención a los planos de fabricación en cuanto a los agujeros por lo cuales pasarán tornillos que unan dos piezas y que se requiera un rango de precisión alto.
- Durante el montaje, realizara la soldadura del inyector una vez que se haya asegurado que no chocará con el rotor. Recuérdese que la distancia entre ambos es mínima.

- Debido a las dimensiones del rotor, probablemente no sea necesario que se realice su balanceo; sin embargo, asegurarse de ello en alguna empresa especializada en vibraciones.
- Antes del montaje de la carcasa sobre el bastidor, colocar una fina lámina de neoprene en todo el borde de la carcasa para evitar fugas de agua.

### **OBSERVACIONES**

- En caso se quisiera emplear la turbina en condiciones diferentes al punto de diseño, se debe considerar que se deberá adquirir un generador síncrono de acuerdo a la potencia generada. Así mismo, se debe verificar la velocidad de giro de la turbina para seleccionar el nuevo sistema de transmisión a incorporarse.
- Considerando la geometría y el diseño optado, se recomienda la regulación de la frecuencia – potencia por el método de regulación de la carga el cual consiste en someter al generador a un estado de carga aproximadamente constante, sin manipular el caudal turbinado.

## BILIOGRAFÍA

AGENCIA DE COOPERACIÓN INTERNACIONAL DE JAPÓN, 2008. Estudio del Plan Maestro de Electrificación Rural con Energías Renovables en la República del Perú. Lima.

AISC, 2011. *Steel Construction Manual*. Michigan: American Institute of Steel Construction.

ASSUREIRA, M., 1994. *Anteproyecto de una microcentral hidroeléctrica de 15 KW de capacidad*. Lima: PUCP.

BAHAMONDE, R., 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.

DESKRÉP, C.L., 2005. *Geometría descriptiva: Curso superior moderno*. Lima: Universitas.

DIRECCIÓN GENERAL DE ELECTRIFICACIÓN RURAL, 2010. *Plan Nacional de Electrificación Rural 2011 - 2020*. Lima.

DOBROVOLSKI, V., 1980. *Elementos de máquinas*. Moscú: Ediciones MIR.

EGÚSQUIZA, J.C. y SÁNCHEZ J.C., 2009. *Diseño de un banco de pruebas para turbinas Michel Banki Laboratorio de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: PUCP.

INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICA E INFORMÁTICA, 2009. Proyecciones de la población del Perú 1995 - 2025 [multimedia]. Lima. Consulta: 23 de junio de 2011. <http://www.inei.gob.pe/biblioineipub/bancopub/Est/Lib0006/ANEX011.htm>>

- FERNÁNDEZ, G. A., KAIRIYAMA J. C., BOTTERÓN F. y KURTZ V. H., 2006. "Alternativas para el control de carga balastro". *Red Latinoamericana de Hidroenergía*. Quito, 2006, Volumen I.
- LAZO, J., 1995. *Ante proyecto de una microcentral hidroeléctrica con una turbina Michel Banki*. Tesis de pregrado de Ingeniería Mecánica. Lima: PUCP.
- INDURA, 2010. *Manual de aceros inoxidable*s. Chile: 2M Impresores.
- KURTZ, V., 2006. "Sistema mixto para el control de la generación en micro centrales hidroeléctricas". *Red Latinoamericana de Hidroenergía*. Quito, 2006, Volumen I.
- LEDESMA, P., 2008. *Regulación de frecuencia y potencia*. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid.
- MARCHEGUIANI, A., 2008. Turbina de flujo transversal o Michell - Banki. Buenos Aires: Universidad Nacional del Comahue, p. 5.
- MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS, 2011. "Programa de electrificación rural: Luza para todos". Lima. Consulta: 2 de junio de 2011. <[http://dger.minem.gob.pe/cpweb/INF\\_LPT.pdf](http://dger.minem.gob.pe/cpweb/INF_LPT.pdf)>
- OERLIKON, 2010. *Manual de soldadura y catálogo de productos*.
- PASCUAL M., SALAS F., CARCEL F. J., PERALES M. y SÁNCHEZ A., 2010. "TIG AISI-316 welds using an inert gas welding chamber and different filler metals: Changes in mechanical properties and microstructure". *Revista de Metalurgia*. Madrid, NOVIEMBRE-DICIEMBRE, 493-498, 2010 ISSN: 0034-8570 eISSN: 1988-4222 doi: 10.3989/revmetalmadrid.1005.
- POLO M., 1980. Turbomáquinas hidráulicas. Segunda Edición. México: Limusa.

PRADO, G., 2006. "Estudio de scaling up en micro centrales hidroeléctricas: experiencias de soluciones prácticas – ITDG". Lima. Consulta: 16 de noviembre del 2011.  
<[http://practicalaction.org/docs/energy/prado\\_estudio\\_de\\_scaling\\_up\\_en\\_mchs.pdf](http://practicalaction.org/docs/energy/prado_estudio_de_scaling_up_en_mchs.pdf)>

REGALADO, J., 2007. "Adopción de un sistema piloto de fuerza motriz hidráulico multipropósito de alto valor agregado para el desarrollo sostenible de comunidades rurales de Panamérica". Conferencia técnica presentada en el XXI Congreso Panamericano de Ingeniería Mecánica, Eléctrica, Industrial y Ramas Afines.

RODRÍGUEZ, J., 2009. Resistencia de Materiales 2. Lima: PUCP.

SOLUCIONES PRÁCTICAS, 1989. Microcentral Hidroeléctrica Piloto de Obrajillo. Lima: Tecnología intermedia, ITDG.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO, 2008. "Clasificación de los aceros según norma SAE". Consulta: 16 de noviembre del 2011.

<<http://usuarios.fceia.unr.edu.ar/~adruker/Clasificaci%F3n%20de%20aceros%20Mat%20y%20Pro.pdf>>

WEG, 2011. *Catálogo de generadores síncronos WEG. Brasil.*

3HC CENTRALES HIDROELÉCTRICAS, 2000. "Nuestra experiencia - obras". Lima. Consulta: 21 de junio de 2011. <<http://www.turbinas3hc.com/AlgunasObras.html> >