

Diseño de una turbina Michell-Banki para microcentrales hidroeléctricas rurales en Chuquisaca

Design of a Michell-Banki Turbine for rural micro-hydropower plants in Chuquisaca

Miguel Ángel Castellón Medinaceli ¹ • Alvaro Murillo Torres ² •
Luis Angel Muñoz Calizaya ³ • José Luis Ramos Cortez ³ • Marcelo Quispe Romero ³

Recibido: 16 de octubre 2025 / Revisado: 2 de marzo 2026 / Aceptado: 22 de mayo 2026 / Publicado: 29 de junio 2026

Resumen

En comunidades rurales de Chuquisaca, Bolivia, el acceso a la energía eléctrica continúa siendo limitado, lo que restringe el desarrollo de actividades básicas como la educación, el trabajo productivo y la atención en salud. Ante esta realidad, las microcentrales hidroeléctricas aparecen como una alternativa razonable para aprovechar ríos cercanos y generar energía de forma descentralizada. En este artículo, se presenta el diseño estructural de una turbina Michell-Banki pensada específicamente para las condiciones del río Chico que se encuentra en el departamento de Chuquisaca, con criterios orientados a su fabricación en talleres locales. La metodología empleada combina el análisis del caudal y del salto neto disponibles

✉ Miguel Ángel Castellón Medinaceli / castellon.miguel@usfx.bo
<https://orcid.org/0009-0009-1026-8717>

Alvaro Murillo Torres
<https://orcid.org/0009-0004-5953-5330>

Luis Angel Muñoz Calizaya
<https://orcid.org/0009-0002-3219-0083>

José Luis Ramos Cortez
<https://orcid.org/0009-0004-0513-9367>

Marcelo Quispe Romero
<https://orcid.org/0009-0001-8285-2826>

1 Docente investigador, responsable del Instituto de Investigación en Ingeniería Aplicada y Robótica, Facultad de Ingeniería y Ciencias Aplicadas Meca-Electrónicas (FICAM), Universidad Mayor, Real y Pontificia de San Francisco Xavier de Chuquisaca.

2 Docente, Apoyo Administrativos del Instituto de Investigación en Ingeniería Aplicada y Robótica, Facultad de Ingeniería y Ciencias Aplicadas Meca-Electrónicas (FICAM), Universidad Mayor, Real y Pontificia de San Francisco Xavier de Chuquisaca.

3 Estudiante investigador, Instituto de Investigación en Ingeniería Aplicada y Robótica, Facultad de Ingeniería y Ciencias Aplicadas Meca-Electrónicas (FICAM), Universidad Mayor, Real y Pontificia de San Francisco Xavier de Chuquisaca.

con el cálculo hidráulico y geométrico del rotor y el inyector, la selección de materiales comerciales y la verificación de esfuerzos mediante criterios clásicos de resistencia de materiales. A partir de un caudal de 0,28 m³/s y un salto neto de 22,56 m, se obtuvo una potencia aproximada a 43 kW, con esfuerzos mecánicos inferiores a los límites admisibles y un conjunto de piezas que puede construirse en talleres de la región. Los resultados muestran una potencia aproximada de 43 kW y una generación anual estimada de 238.032 kWh, suficiente para abastecer aproximadamente a 150 hogares rurales, confirmando la viabilidad técnica del diseño y su potencial para mejorar el acceso a la energía eléctrica en comunidades rurales de Chuquisaca.

Palabras clave: microgeneración hidroeléctrica, turbina Banki, electrificación rural, energía renovable distribuida.

Abstract

In several rural communities of Chuquisaca, Bolivia, access to electricity remains limited restricting educational, productive, and healthcare-related activities. In response to this challenge, micro-hydropower plants represent a viable alternative for harnessing nearby river resources and generating decentralized energy. This study presents the structural design of a Michell-Banki turbine specifically adapted to the conditions of the Río Chico in the Chuquisaca department, with design criteria oriented toward manufacturability in local workshops. The methodology integrates flow rate and net head assessments with the hydraulic and geometric design of the rotor and injector, the selection of commercially available materials, and the verification based on classical strength-of-materials criteria. Based on a flow rate of 0.28 m³/s and a net head of 22.56 m, an estimated power output of approximately 43 kW, with mechanical stresses remaining below allowable limits and with components suitable for local fabrication. The results indicate an approximate power output of 43 kW and an estimated annual energy generation of 238,032 kWh, enough to supply electricity to approximately 150 rural households, confirming the technical feasibility of the design and highlighting its potential to improve electricity access in rural communities of Chuquisaca.

Keywords: micro-hydropower generation, Banki turbine, rural electrification, distributed renewable energy.

Introducción

En diversas zonas rurales de América Latina el acceso a la electricidad continúa siendo limitado, situación que también se observa en Bolivia, donde parte de los hogares rurales aún no está conectada a la red eléctrica nacional. Esta condición restringe actividades esenciales como el estudio, el trabajo

y el acceso oportuno a servicios de salud. Según el informe de Responsabilidad Social Corporativa (RSC), el 60 % de los hogares rurales cuenta con energía eléctrica. (Energía, 2020, pág. 69).

En este contexto, las soluciones descentralizadas basadas en energías renovables han adquirido relevancia, y las microcentrales hidroeléctricas representan una alternativa viable en zonas con cursos de agua y caudales relativamente estables (Energía, 2020).

Entre las turbinas utilizadas en microcentrales hidroeléctricas, la turbina Michell-Banki destaca por su diseño simple, facilidad de fabricación y bajo requerimiento de mantenimiento, alcanzando eficiencias cercanas al 70% cuando es correctamente dimensionada. Además, puede construirse con materiales comerciales y fabricarse en talleres básicos, lo que la convierte en una alternativa viable para mejorar el acceso a la electricidad en zonas rurales (Benítez & Vargas, 2021; Paucar & Vera, 2024).

En el departamento de Chuquisaca, el río Chico ha sido identificado como un recurso hídrico con potencial para la instalación de microcentrales, debido a la combinación de caudales aprovechables y desniveles naturales (Gobierno Autónomo Municipal de Camargo, 2023).

A partir de estos antecedentes, el presente estudio plantea el diseño estructural de una turbina Michell-Banki para el río Chico, adaptada a las condiciones del entorno rural de Chuquisaca (Moreno & Sierra del Río, 2020) y fabricable con materiales comerciales disponibles. El estudio analiza los aspectos hidráulicos, geométricos y mecánicos del inyector, rotor y álabes. (Çengel & Cimbala, 2020).

El estudio busca responder si resulta técnica y económicamente viable utilizar esta turbina como parte de microcentrales hidroeléctricas orientadas a mejorar el acceso a la electricidad en comunidades rurales, considerando criterios de resistencia de materiales, disponibilidad de insumos y factibilidad de fabricación local (Shigley & Mischke, 2011).

Materiales y métodos

La metodología desarrollada en este estudio se basa en el análisis hidráulico, geométrico y estructural de una turbina Michell-Banki adaptada a las condiciones del río Chico, considerando criterios de eficiencia energética, resistencia mecánica y factibilidad de fabricación local.

Análisis hidrológico Río Chico

Los datos fueron obtenidos a partir del informe técnico (Gobierno Autónomo Municipal de Camargo, 2023). El caudal promedio durante la temporada seca de $Q = 0,28 \text{ m}^3/\text{s}$ medido por método de flotante in situ, mientras que el salto neto fue de $H = 22,56 \text{ m}$ determinado mediante análisis topográfico entre los puntos de captación y vertido.

Metodología general

El diseño corresponde a una microturbina Michell-Banki (potencia <100 kW) destinada a la electrificación rural, y su desarrollo se organizó en cinco etapas:

Teoría de turbomáquinas de flujo cruzado

En esta etapa, se calculan la velocidad del fluido y la potencia disponible utilizando los principios de turbomáquinas de flujo cruzado. Estos cálculos permiten determinar la eficiencia de la turbina

Dimensionamiento hidráulico y geométrico

Se determinaron la potencia útil de la turbina, el diámetro del rotor y la velocidad periférica óptima. Estas variables son fundamentales para garantizar que la turbina opere a máxima eficiencia.

Selección de componentes eléctricos

En esta etapa se seleccionaron los componentes eléctricos de la turbina, como el generador síncrono

con base en criterios de la potencia de salida.

Análisis estructural componentes principales.

Se realizó un análisis de resistencia estructural para asegurar que los componentes principales (inyector, rotor y álabes) sean capaces de soportar las fuerzas y esfuerzos durante la operación. Este análisis se llevó a cabo utilizando criterios de flexión y otros procedimientos que se detallan más adelante.

Validación constructiva y económica

Se validó la factibilidad de construcción local y la viabilidad económica del diseño mediante la verificación de disponibilidad de los materiales y asegurarse que la instalación sea adecuada para la implementación en comunidades rurales.

Diseño hidráulico

La potencia disponible se determinó considerando el Caudal y la altura según la siguiente expresión (Çengel & Cimbala, 2020):

$$P = \rho \times g \times Q \times H \times \eta_t \dots(2-1)$$

Donde P: potencia útil o neta entregada [W], η_t : eficiencia hidráulica de la turbina, ρ : densidad del agua [kg/m^3], g: aceleración de la gravedad [m/s^2], Q: caudal volumétrico del flujo [m^3/s] y H: salto neto de agua [m].

La velocidad chorro teórica se calculó mediante la siguiente ecuación (Universidad Nacional de Ingeniería (UNI), 2024):

$$C = \sqrt{(2gH)} \dots(2-2)$$

Donde: C: [m/s], $g = 9,81 \text{ m}/\text{s}^2$, $H = 22,56 \text{ m}$ (Çengel & Cimbala, 2020).

La velocidad real en la entrada del rotor considerando pérdidas por fricción, se calculó con la ecuación:

$$C_r = K_c \times \sqrt{(2gH)} \quad \dots(2-3)$$

Donde $K_c=0,98$ (Universidad Nacional de Ingeniería (UNI), 2024):

Según (Mockmore, 1949), la velocidad periférica óptima se determinó mediante:

$$U = 0,5 \times C_r \quad \dots(2-4)$$

Donde: U [m/s], D [m], N [rpm], relación óptima: $U/C_r = 0,50$ (máxima eficiencia).

Diámetro del Rotor

Diámetro exterior del rotor

El diámetro rotor exterior e interior según la literatura (Mockmore, 1949) se calculó con la siguientes ecuación:

$$D = \pi \cdot D \cdot N / 60 \quad \dots(2-5)$$

Diámetro interno del rotor

$$d = D \sqrt{\frac{(2 \cdot \sin(\alpha))}{(1 + \sin(\alpha))}} \quad \dots(2-6)$$

Donde: d [m], D [m], $\alpha = 16^\circ$ (ángulo entrada flujo) (Romero, 2020).

Diseño hidráulico inyector

El ancho del inyector se definió a partir del área de paso necesaria para el caudal de diseño con la velocidad del chorro. (UNI, 2024, p. 263)

$$B = Q / (C_r \cdot F) \quad \dots(2-7)$$

Donde: B [m], Q [m³/s], C_r [m/s], $F = B$ (sección cuadrada).

Continuidad de la garganta

La sección de garganta corresponde a la parte más estrecha por donde pasa el flujo. Se calculó aplicando la ecuación de continuidad (Streeter, Wylie, & Bedford, 2004)

$$Q = S_o \cdot C_r \Rightarrow S_o = (Q) / C_r \quad \dots(2-8)$$

Donde: S_o : área de la garganta [m²], $Q = m^3/s$, $C_r = m/s$

Velocidad específica de la turbina

$$N_s = (N \cdot \sqrt{P}) / H^{5/4} \quad \dots(2-9)$$

Donde: N_s [adim.], N [rpm], P [kW], H [m] (Masterring, 2025). El Rango óptimo Michell-Banki se encuentra entre 40 y 160 (Mockmore, 1949)

Selección generadora

El generador síncrono trifásico se selecciona por su estabilidad en operación aislada y su capacidad de mantener una frecuencia constante, priorizando una potencia cercana a 45 kW.

Análisis estructural

Se realizó un análisis estructural del inyector y rotor, asegurando que los materiales elegidos, como el acero ASTM A36 para el inyector y AISI 316L para el rotor, cumplan con los criterios de resistencia adecuados. Se verificó que los esfuerzos y la flecha estén dentro de los límites permitidos, con un factor de seguridad (FS) mínimo de 2,0.

La validación constructiva se efectuó mediante la verificación de disponibilidad de materiales locales, como chapas de acero y tuberías estándar, asegurando su accesibilidad en los mercados locales de Sucre.

Resultados

Potencia hidráulica neta disponible

La potencia hidráulica neta disponible se calculó a partir del caudal y del salto neto del río, para el diseño se tomó en cuenta una eficiencia de la turbina (η_t) del 70%, valor consistente con eficiencias típicas reportadas para turbinas Michell-Banki (Mockmore, 1949)

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.1

$$P = 0.70 * 1000 * 9.81 * 0.28 * 22.56 = 43,340 \text{ W} = 43.34 \text{ kW}$$

se obtuvo una potencia de aproximadamente 43,34 kW. Este valor representa la potencia neta que puede ser transferida desde el flujo de agua al rotor de la turbina Michell-Banki.

Velocidad del chorro a la salida del inyector

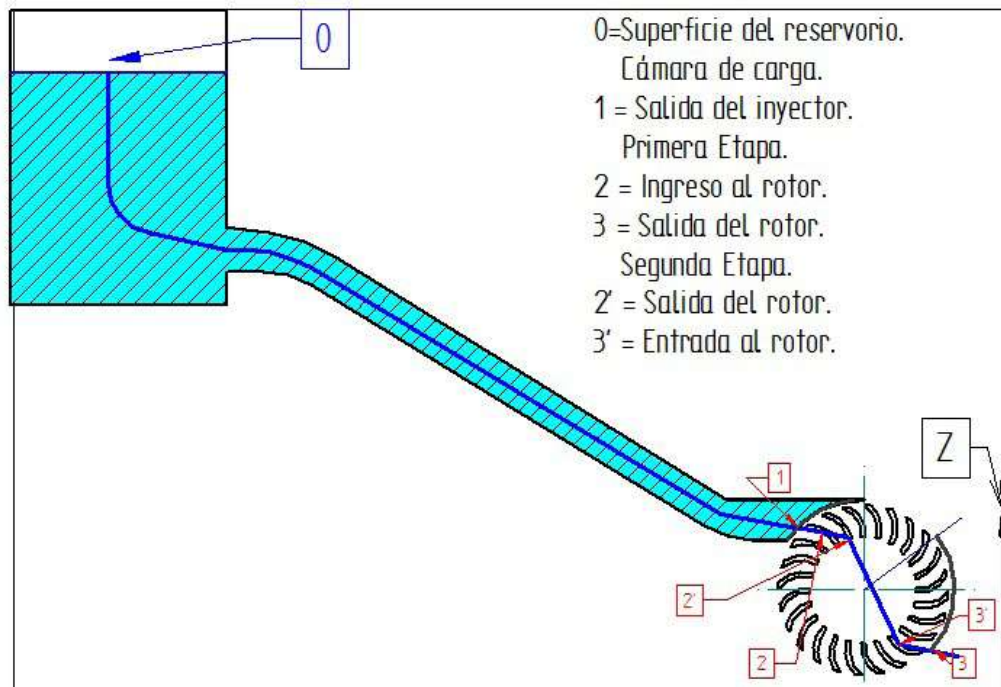
La velocidad teórica del chorro de agua se

determinó mediante la fórmula 2-2 resultando en una velocidad de $C = 21,07 \text{ m/s}$. Considerando las pérdidas de energía por fricción en el inyector, la velocidad real se calculó usando la fórmula 2-3, al sustituir los valores se obtuvo:

$$C_r = 0.98 * \sqrt{2 * 9.81 * 22.56} = 20.65 \text{ m/s}$$

La velocidad real $C_r = 20.65 \text{ m/s}$ corresponde a la velocidad de entrada del agua al rotor, parámetro fundamental para dimensionar el rotor, en la figura siguiente se puede apreciar el esquema del flujo y el rotor.

Figura 1. Esquema del recorrido del flujo a través del inyector y el rotor



Cálculo de la velocidad periférica del rotor y diámetro exterior

La velocidad periférica del rotor se calculó a partir de la velocidad angular del eje y la relación entre el diámetro del rotor y la velocidad del chorro. Esta relación está dada por la fórmula 2-5, que determinó la velocidad tangencial del borde del rotor. (Mockmore, 1949, pág. 7).

Para maximizar el rendimiento hidráulico, se adoptó la relación óptima entre la velocidad periférica del rotor y la velocidad del chorro de $U/C_r = 0,50$, valor recomendado por la literatura especializada (Mockmore, 1949). Con la velocidad real del chorro $C_r = 20,65 \text{ m/s}$, se obtuvo la velocidad periférica del rotor aplicando la ecuación 2-4:

$$U = 0.50 * 20.65 = 10.33 \text{ m/s}$$

Cálculo del diámetro exterior del rotor

Las turbinas Michell-Banki se clasifican como máquinas de velocidad específica baja a media, con valores comprendidos comúnmente entre 40 y 800 (Mockmore, 1949). Para este diseño se adoptó una velocidad de rotación de $N = 600$ rpm, valor que se encuentra dentro del rango característico de operación para alturas de caída entre 10 y 50 m. A partir de este valor, el diámetro exterior del rotor se determinó mediante la ecuación 2-5.

$$D = (60 \cdot 10.33) / (\pi \cdot 600) = 0.316 \text{ m} = 316 \text{ mm}$$

El diámetro exterior del rotor define la zona activa de impacto del chorro.

Cálculo del diámetro interior del rotor

El diámetro interior del rotor representa a la zona central que no recibe el chorro de agua. Su dimensionamiento debe ser grande para evitar que el chorro golpee al eje, pero lo más pequeño posible para aprovechar mejor el flujo y el área de trabajo (Romero, 2020).

Diámetro interior del rotor ecuación 2-6

$$d = D \sqrt{\frac{(2 \cdot \sin(\alpha/2))}{(1 + \sin(\alpha/2))}} = 208 \text{ mm}$$

Sustituyendo el valor: $D = 316$ mm, se tiene $d = 208$ mm

Altura radial del álabe

La altura radial, definida como la diferencia entre el radio exterior e interior del rotor, se estima mediante relaciones geométricas vinculadas a la eficiencia hidráulica según el modelo computacional realizado por (Alfaro, 2018).

$D = 316$ mm, $d = 208$ mm Por lo tanto:

$$A = (D - d) / 2 \quad \dots(3-1)$$

Dando como resultado 54 mm.

Parámetros del álabe del rotor

El álabe es el componente que recibe el impacto del chorro y transfiere el impulso al rotor. Sus dimensiones deben garantizar rigidez y facilidad de fabricación.

Espesor del álabe: $e = 3$ mm, Radio del álabe: $R_a = 52$ mm estos valores están basados en estudios experimentales que recomiendan perfiles curvos obtenidos de tubos metálicos o acero rolado como menciona el autor (Mockmore, 1949).

Cálculo del ancho del rotor

El ancho del rotor define la dimensión axial de trabajo del chorro dentro de la turbina. Este ancho debe ser ligeramente mayor que el del inyector, para permitir que el flujo impacte correctamente todos los álabes (UNI, 2024 ; Mockmore, 1949).

Ecuación 3-2 Ancho del rotor:

$$B_r = v \cdot B \quad \dots(3-2)$$

Donde: B_r : ancho del rotor [m], B : ancho del inyector [m], v factor de corrección (1.2 a 1.5 según literatura técnica). Las primeras investigaciones sobre turbinas de flujo cruzado fueron desarrolladas por (Mockmore, 1949). Para este diseño se consideró un ancho del inyector de 214 mm (0,214 m) y se asumió un factor de corrección de velocidad $v = 1,3$, según criterios comunes en la literatura especializada. Sustituyendo:

$$B_r = 1.3 \cdot 0.214 = 0.2782 \text{ m} = 278 \text{ mm}$$

Número de álabes del rotor

El número de álabes define la frecuencia de impacto del chorro. Debe equilibrar eficiencia y facilidad de fabricación, manteniendo $D/B_r \approx 1$ y una disposición par y simétrica para un buen balance dinámico.

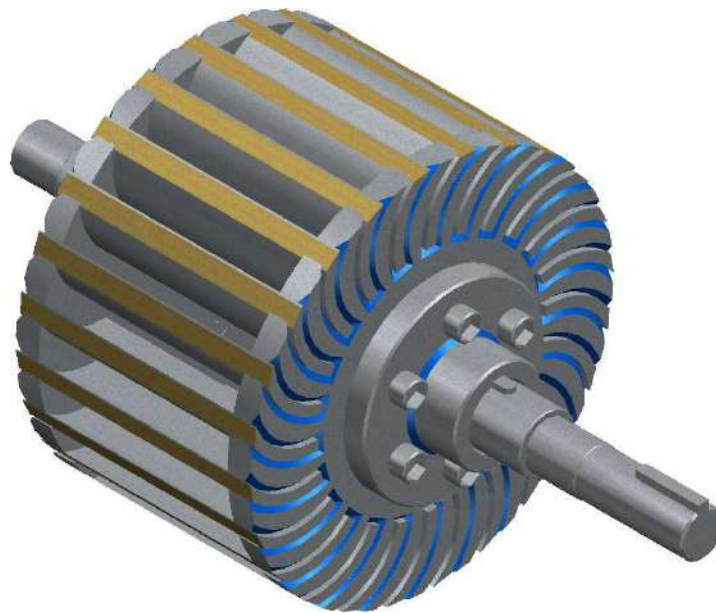
$$D/B_r = 316/278 \approx 1.14$$

En este diseño se obtuvo una relación = 1.14, lo que se encuentra dentro del rango reportado por diversos estudios sobre turbinas de flujo cruzado. Investigaciones clásicas como las de: (Benítez & Vargas, 2021; Mockmore, 1949), quienes

establecieron las bases teóricas y experimentales que continúan siendo referencia para el dimensionamiento de este tipo de turbinas. De acuerdo con los valores reportados en la literatura, entre ellos los trabajos de Ganz (1984), Alabama (1983), Resita (1983) y Oregón (1949), la

relación D/Br varía generalmente entre 0,25 y 4,25, con un número de álabes (Z) comprendido entre 20 y 30 y eficiencias hidráulicas que oscilan entre 68 % y 81 %. En consecuencia, se seleccionaron Z = 24 álabes y una relación D/Br = 1,14, valores consistentes con el rango óptimo reportado.

Figura 2. Geometría del Rotor y los Alabes



Diseño hidráulico del inyector

Ancho del inyector

Reemplazando en la ecuación 2-7

$$B = \frac{[0.28 \text{ m}]^3}{(20.65 \text{ m/s} * 214 \text{ mm})}$$

se tiene 214mm F: altura de la garganta del inyector [m] la altura del inyector es igual al ancho (diseño cuadrado para sección rectangular). B=F=0.214 m=214 mm.

Ancho de la garganta del inyector

$$So = 0.28 / 20.65 \approx 0.01356 \text{ m}^2$$

Asumiendo que el área de la garganta del inyector es de forma rectangular, se consideró una altura igual a F = 0,214 m, de acuerdo con el diseño geométrico adoptado

Ancho de la garganta calculado con la ecuación 2-8

$$So/F = 0.01356 / 0.214 = 0.0634 \text{ m} \approx 68 \text{ mm}$$

Ángulo de admisión

Este ángulo define la orientación del chorro respecto al eje del rotor. Los valores recomendados por la bibliografía para turbinas Michell-Banki son entre 90° y 110° (Mockmore, 1949, pág. 15). Se elige: $\theta=90^\circ$

Velocidad específica de la turbina y verificación de zona de trabajo

La velocidad específica (N_s) es un parámetro adimensional que relaciona la geometría de la turbina con su rendimiento, el caudal y el salto disponible. Se usa para verificar si el diseño propuesto entra dentro de la zona de operación óptima para una Michell-Banki (Masterring, 2025). Sustituyendo:

$$N_s = (600 * \sqrt{43.34}) / (22.56)^{1.25} = 600 * 6.58 / 33.52 = 118$$

La velocidad específica calculada ($N_s = 80$) se encuentra dentro del rango óptimo para turbinas Michell-Banki, que oscila entre 40 y 160 (Mockmore, 1949, pág. 20).

Asimismo, el punto de diseño definido por $Q = 0,28 \text{ m}^3/\text{s}$ y $H = 22,56 \text{ m}$ se ubica dentro de la zona operativa recomendada para este tipo de turbinas.

Validación de la zona de trabajo

Caudal: $Q_{\text{min}} = 0,07 \text{ m}^3/\text{s}$ (25% $Q_{\text{diseño}}$) a $Q_{\text{max}} = 0,28 \text{ m}^3/\text{s}$ (100%)

Salto: $H_{\text{min}} = 10 \text{ m}$ (44% $H_{\text{diseño}}$) a $H_{\text{max}} = 55 \text{ m}$ (244%)

Potencia: $P_{\text{min}} = 15 \text{ kW}$ (35% $P_{\text{diseño}}$) a $P_{\text{max}} = 45 \text{ kW}$ (104%)

La Tabla 3.1 muestra resultados de diseño hidráulico para 6 combinaciones estacionales de salto neto (H) y caudal de diseño (Q_{Dis}) del Río Chico, identificando parámetros óptimos de rotor (D), velocidad (N) y potencia mínima (P).

Tabla 1. Resultados de diseño para diferentes combinaciones de salto y caudal

RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS VALORES DE DISEÑO							
CASOS	Diámetro del Rotor	Caudal del Diseño	Salto Neto	Velocidad	Caudal Mínimo	Q_{Dis}/\sqrt{H}	Q_{Min}/\sqrt{H}
	D mm	Q.Dis m^3/s	Hm	N rpm	Q.Min m^3/s	P kW	
1	315,8	0,28	22,6	600	0,07	0,0589	0,0147
2	301,3	0,31	20,5	600	0,078	0,0685	0,0172
3	346,4	0,32	19,9	450	0,08	0,0717	0,0179
4	330,4	0,35	18,2	450	0,088	0,0820	0,0206
5	375,3	0,35	17,9	514	0,088	0,0827	0,0208
6	358	0,39	16,3	514	0,098	0,0966	0,0243

Justificación Caso 1: Máxima eficiencia ($N_s=80$ óptimo) rango operativo

Resumen de resultados finales del diseño de la turbina

Luego de aplicar los cálculos hidráulicos,

geométricos y de eficiencia, se definieron los valores finales del diseño, que corresponden a las dimensiones precisas de los componentes previamente calculados y validados.

Tabla 2. Dimensiones y parámetros finales de diseño de la turbina Michell-Banki

RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS VALORES DE DISEÑO		
Parámetro	Símbolo / Valor	Unidad
Caudal de diseño	$Q=0.28Q$	m^3/s
Salto neto	$H=22.56$	m
Velocidad de rotación	$N=600N$	rpm
Velocidad específica	$Ns=80$	-
Potencia hidráulica útil	$P=43.34$	kW
Eficiencia de la turbina	$\eta=0.70$	adim.
Diámetro exterior del rotor	$D=316$	mm
Diámetro interior del rotor	$d=208$	mm
Ancho del rotor	$Br=278$	mm
Ángulo de admisión del inyector	$\theta=90^\circ$	grados

Selección del generador

Se seleccionó un generador síncrono trifásico WEG 315 S/M de 45 kW y 600 rpm, por su capacidad de mantener frecuencia constante en operación aislada, su compatibilidad con la potencia de diseño y su adecuado rendimiento en ambientes con humedad elevada (WEG, 2024).

Análisis estructural

Criterio de resistencia por flexión

Se empleó el criterio de resistencia a la flexión propuesto por (Mott, 2006).

Fórmula 3-3 – Criterio de diseño por resistencia

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{fluencia} / F_s \quad \dots(3-3)$$

$\sigma_{fluencia}=240 \text{ N/mm}^2$: límite elástico del acero

ASTM A36 y $F_s=2$ se obtuvo el límite admisible reemplazando a la ecuación 3-3 :

$$\sigma_{fluencia} / F_s = 240 / 2 = 120 \text{ N/mm}^2$$

Cálculo del esfuerzo normal máximo por flexión

Fórmula 3-4 – Esfuerzo normal por flexión

$$\sigma_{fmax} = (M_f * t_i / 2) / I \quad \dots(3-4)$$

Dónde: M_f : momento flector máximo [N·mm], t_i : espesor del inyector (estimado inicialmente) [mm], I : momento de inercia de la sección [mm⁴] se evaluará el espesor mínimo requerido para cumplir con: $\sigma_{fmax} \leq 120 \text{ N/mm}^2$

Cálculo de la presión y fuerza hidrostática

La presión hidrostática fue calculada con la ecuación 3-5 (Çengel & Cimbala, 2020):

$$P_h = \rho g H + \frac{1}{2} \rho V^2 \quad \dots(3-5)$$

$$308300 \text{ Pa} = 308.3 \text{ kPa}$$

$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ (agua), $H = 22.56 \text{ m}$, $V = 3.54 \text{ m/s}$
(calculado en sección hidráulica)

Fórmula 3-6 Fuerza hidrostática en la plancha

Para determinar la carga que ejerce el agua sobre la superficie de entrada de la turbina, se calcula la fuerza hidrostática que actúa sobre la plancha.

Esta fuerza depende de la presión total del fluido y del área sobre la que actúa, considerando que la plancha está completamente sumergida en posición vertical. La expresión que la representa es (StudySmarter, 2025)

$$F_{hn} = P_h * B * L_{in} \quad \dots(3-6)$$

Para el Sector 1: $F_{h1} = 12,2 \text{ kN}$

Para el Sector 3: $F_{h3} = 4,3 \text{ kN}$

Momentos flectores

Fórmula 3.7- Momentos flectores

$$M_{f1} = \left(\frac{P_h * [L_{in}]^3}{2} \right) - \left(\frac{3}{8} * P_h * [L_{in}]^3 \right) \quad \dots(3-7)$$

Sector 1: $M_{f1} = 215.9 \text{ Nm} = 215900 \text{ N} * \text{mm}$

Sector 3: $M_{f3} = 19.27 \text{ Nm} = 19270 \text{ N} * \text{mm}$

Momento de inercia de la sección

Fórmula 3.8 – Momento de inercia rectangular

$$I = (L_i * t_i^3) / 12 \quad \dots(3-8)$$

Caso 1: $I_1 = 183.6 \text{ mm}^4$

Caso 3: $I_3 = 355.77 \text{ mm}^4$

Verificación de la flecha máxima

Usando el módulo de elasticidad para acero A36:
 $E = 210.110 \text{ Pa} = 2.105 \text{ N}/[\text{mm}]^2$

Fórmula 3-9 – Deflexión Sector 1

$$\gamma_{f1} = (F_{h1} * [L_{i1}]^3) / (185 * E * I) = 0.0345 \text{ mm}$$

Fórmula 3-10 – Deflexión Sector 3

$$\gamma_{f3} = (F_{h3} * L_{i3}^3) / (8 * E * I) = 0.0008$$

Diseño mecánico del rotor

El rotor de la turbina Michell-Banki es el componente que convierte la energía del agua en movimiento rotacional. Está compuesto por un cilindro central, discos laterales y álabes soldados radialmente. Dado su contacto permanente con agua, todos los elementos deben fabricarse con materiales de alta resistencia a la corrosión. Figura 3.2 – Vista 3D rotor completo con álabes (cilindro central, discos laterales, 24 álabes soldados AISI 316L).

Selección de material para discos y álabes

Los discos laterales y los álabes serán construidos con acero inoxidable de la serie 3XX, por sus propiedades anticorrosivas.

Entre las opciones evaluadas, se considera el uso de AISI 304L y AISI 316L, ambos con bajo contenido de carbono. Se selecciona el acero inoxidable AISI 316L, ya que ofrece (Steelprogroup, 2025). Estabilidad estructural sin necesidad de tratamiento térmico post-soldadura.

Diseño mecánico de los álabes

Los álabes de la turbina Michell-Banki, soldados sobre la superficie del rotor, reciben el impacto del chorro y transfieren la energía al sistema. Su diseño debe garantizar resistencia estructural, buena interacción con el flujo y facilidad de fabricación. Se empleó tubería curva de acero inoxidable AISI

316L, 4" Schedule 10, con espesor $e = 3,05$ mm y diámetro exterior $d = 114,3$ mm, según norma ASTM A-312, con un esfuerzo permisible de 72Mpa.

Geometría y parámetros del álabe

Cada álabe se modela como un arco circular de ángulo central $\delta = 70$. Lo que define su curvatura

Área de la sección del álabe

La sección transversal se calcula considerando el espesor e , y el diámetro d de la tubería curva :

Fórmula 3-9 – Área del álabe (Mockmore, 1949)

$$A = (\delta * \pi) / 180 * e * (d + e) / 2 \quad \dots(3-9)$$

$e = 3.05$ mm: espesor de la tubería $d = 114.3$ mm: diámetro exterior de la tubería

$$A = (70 * \pi) / 180 * 3.05 * (114.3 + 3.05) / 2 = [(218.8 \text{ mm})]^2$$

Centro de gravedad del álabe (Mockmore, 1949)

Fórmula 3.10– Ubicación del centro de gravedad

Dónde: $R_a = 54$ mm: radio medio del álabe, $e = 3.05$ mm, $\phi_1 = (180 - \delta) / (2) = 55$

Resultado adoptado: $C_g = 49.29$ mm

Momento de inercia del álabe

Fórmula 3-11 – Inercia del arco curvo

$$(I_{xg} = ((R_a - e)^4 - R_a^4) / 8 * (\pi \delta / 180 + \sin(\delta)) - A * C_g^2 \quad \dots(3-11))$$

Resultado adoptado: $I_{xg} = -63.36 \text{ cm}^4 = 633600 \text{ mm}^4$

Variación de velocidad del flujo según (Shigley & Mischke, 2011)

Fórmula 3-12 – Variación de componente de velocidad

$$\Delta C_v = V_2 * \cos(\alpha_2 + \epsilon) \quad \dots(3-12)$$

Donde: $V_2 = 20.62$ m/s: velocidad a la entrada, $\alpha_2 = 16$, $\epsilon = 68.75$ $\alpha_2 + \epsilon = 84.75$, $\cos(84.75) = 0.0965$

$$\Delta C_v = 20.62 * 0.0965 = 1.8 \text{ m/s}$$

Fuerza normal sobre el álabe

Antes de analizar el esfuerzo estructural de los álabes, es necesario calcular la fuerza ejercida por el chorro de agua sobre su superficie. Esta fuerza normal representa el impulso hidráulico transferido al rotor y depende directamente del caudal, la velocidad de entrada y la geometría del álabe. (Shigley & Mischke, 2011)

Fórmula 3-13 Fuerza del agua sobre el álabe

$$F_v = (\rho * Q * \Delta C_v) / (Z * X_z) \quad \dots(3-13)$$

Dónde:

$\rho = 1000$ kg/m³, $Q = 0.38$ m³, $\Delta C_v = 1.8$ m/s, $Z = 28$, $X_z = 0.25$ factor de chorro

reemplazando se tiene:

$$F_v = (1000 * 0.38 * 1.8) / (28 * 0.25) = 7684 = 83.45 \text{ N}$$

Cálculo del esfuerzo máximo

Finalmente, el esfuerzo máximo por flexión se calcula como:

Fórmula 3-14 – Esfuerzo en función de carga

$$\sigma_{max} = (C * F_v * Br) / (12 * I_x) \quad \dots(3-14)$$

Dónde: $C = 7.76$ mm: distancia entre vena fluida y centro de gravedad

$F_v = 83.45$ N: fuerza normal, $Br = 316$ mm: ancho del rotor, $I_x = 633600$ mm⁴

$$\sigma_{max} = (7.76 * 83.45 * 316) / (12 * 633600) = -2.69 \text{ N/mm}^2 = 2.69 \text{ Mpas}$$

Este valor es muy inferior al límite permisible, por lo tanto, el diseño es seguro. (Shigley & Mischke, 2011)

Discusión

La validación estructural del diseño de la turbina Michell-Banki, orientada a comunidades rurales de Chuquisaca, confirma la coherencia entre los principios teóricos aplicados y los resultados obtenidos.

En el inyector, el análisis de flexión en los sectores más exigidos mostró un esfuerzo de 12,2 kN, generado por una presión hidrostática de 308 kPa. Se recomendó un espesor mínimo de 4,4 mm, optando finalmente por una plancha de 4,8 mm (3/16") por razones de seguridad y disponibilidad comercial. Esto cumple con el criterio de resistencia propuesto por (Shigley & Mischke, 2011)

Respecto al álabe, modelado como una viga curva con doble empotramiento, el esfuerzo máximo obtenido fue de 0,06 N/mm², valor considerablemente inferior al límite pulsante del acero AISI 316L (205 N/mm²), con un factor de seguridad de FS = 3. El uso de tubería de 4" Schedule 10 con 3,05 mm de espesor resultó adecuado para soportar las cargas hidráulicas calculadas, garantizando rigidez estructural y facilitando su fabricación en talleres locales.

Ambos resultados son consistentes con lo esperado para turbinas Michell-Banki de pequeña escala y baja carga, respaldando la elección de materiales anticorrosivos, como AISI 316L para rotor y álabes, y AISI 410 para el eje. El proceso de diseño se guio por criterios clásicos de resistencia de materiales y manufactura aplicable.

Finalmente, la Figura A1 (Anexo 1) (<https://revistas.usfx.bo/index.php/rcti/article/view/2044/1935>) muestra el prototipo ensamblado, reforzando la viabilidad técnica del diseño y evidenciando la integración funcional de los componentes principales.

Impacto social y proyección del diseño

El diseño propuesto de turbina Michell-Banki

presenta un elevado potencial de aplicación en comunidades rurales de Chuquisaca, donde el acceso a la energía eléctrica aún es limitado. Según el (Viceministerio de Electricidad y Energías Alternativas, 2023), más del 20 % de las zonas dispersas del área rural boliviana carecen de conexión a la red nacional, lo que restringe su desarrollo.

En este contexto, las microcentrales hidroeléctricas representan una solución viable y sostenible. La turbina Michell-Banki destaca por su simplicidad constructiva, bajo costo operativo y capacidad de operar con caudales y saltos moderados, condiciones comunes en los ríos andinos. El diseño fue concebido para ser replicable, utilizando materiales locales y procesos de fabricación adaptables a talleres regionales (Moreno & Sierra del Río, 2020).

Desde el punto de vista técnico, el uso de acero inoxidable AISI 316L garantiza resistencia a la corrosión, mientras que la optimización del diseño permite una instalación estable y de larga vida útil. En lo social, la energía generada puede ser utilizada para el bombeo de agua, refrigeración de medicamentos, iluminación escolar o carga de dispositivos, mejorando sustancialmente la calidad de vida en zonas rurales.

No obstante, se identifican limitaciones, como la necesidad de caudal constante, la exposición a eventos climáticos extremos y la dependencia de personal capacitado para su implementación. Superar estos desafíos requerirá integrar el diseño con programas de formación técnica e institucional, que posibiliten su adopción en otras regiones con condiciones similares.

Análisis generación eléctrica anual

Para estimar la generación eléctrica anual se consideraron condiciones hidrológicas representativas del río Chico, con un caudal promedio de $Q_{prom} = 0,20 \text{ m}^3/\text{s}$, un salto neto de $H = 22 \text{ m}$ y un factor de disponibilidad del 85

%, que refleja periodos de estiaje, mantenimiento y variaciones estacionales (Viceministerio de Electricidad y Energías Alternativas, 2023):

$$E_{\text{anual}} = P \times 8760h \times \text{disponibilidad}$$

$$32 \text{ kW} \times 8760 \times 0,85 = 238.032 \text{ kWh/año}$$

El número de hogares beneficiados se obtiene

dividiendo la generación anual entre el consumo típico rural boliviano de 1.584 kWh/año por hogar (Gobierno Autónomo Municipal de Camargo, 2023), resultando en aproximadamente 150 familias.

Como se observa en la Tabla 3.3, el ahorro estimado refuerza la viabilidad económica del diseño. (CESSA, 2023):

Tabla 3. Ahorro anual vs CESSA

Escenario	P(kW)	kWh/año	Costo CESSA (Bs/año)	Ahorro (Bs/año)	Hogares
Sequía (25%)	15	111.780	129.765	129.765	71
Normal (80%)	32	238.032	276.117	276.117	150
Lluvias (100%)	43	320.220	371.055	371.055	207

La microcentral generaría un ahorro anual de Bs 275.267 para las 150 familias beneficiadas, equivalente a Bs 5,10 diarios por hogar (Bs 152,93/mes) en concepto de energía eléctrica evitada.

Conclusiones

El presente artículo desarrolló el diseño estructural de una turbina Michell-Banki orientada a microcentrales hidroeléctricas para zonas rurales del departamento de Chuquisaca. Se cumplieron los objetivos mediante el análisis mecánico del inyector, rotor y álabes, aplicando principios de resistencia de materiales y verificando condiciones de operación seguras y duraderas.

Los resultados validan la solidez del diseño: el inyector alcanzó un espesor óptimo de 4,8 mm con un adecuado factor de seguridad, y los álabes, fabricados en acero inoxidable AISI 316L, presentaron esfuerzos muy por debajo del límite admisible. El conjunto cumple con criterios de resistencia estructural, simplicidad constructiva y bajo mantenimiento.

El diseño, basado en las condiciones hidráulicas del

Río Chico, confirma la viabilidad de implementar este tipo de sistemas en contextos rurales con recursos limitados. La construcción es factible en talleres locales, y los materiales seleccionados aseguran una larga vida útil, incluso en entornos húmedos.

Se recomienda evaluar experimentalmente el rendimiento hidráulico del prototipo bajo condiciones reales de operación. Además, se sugiere incorporar un sistema básico de control y monitoreo de caudal y generación. A futuro, el diseño puede escalarse mediante versiones modulares, ajustables a la demanda local. Finalmente, se enfatiza la importancia de promover programas de capacitación técnica comunitaria, que garanticen el mantenimiento y sostenibilidad del sistema a largo plazo.

Bibliografía

- Alfaro, D. (2018). La simulación computacional del flujo en una turbina Michell-Banki. <https://es.scribd.com/document/393895403/Informe-Turbina-Michel-Banki-Presentacion>
- Benítez, A., & Vargas, L. (2021). Modelado hidrodinámico de turbinas de flujo cruzado en baja altura. *Revista Técnica*, 41(4), 223-233. http://www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0550_M.pdf
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2020). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill.
- CESSA. (2023). Información técnica. https://cessa.com.bo/media/archivos/documentos/ricarda_2023/licitacion_publica_152023/lic_pub_15-2023_terminos_de_referencia_estudio_tarifario_2023-2027.pdf
- Energía, O. L. de. (2020). Informe final RSC Bolivia <https://www.olade.org/wp-content/uploads/2021/03/Informe-final-RSC-Bolivia.pdf>
- Gobierno Autónomo Municipal de Camargo. (2023). Informe técnico del proyecto de riego Camargo-Chuquisaca.
- Masterring. (2025). Guía velocidad específica en ingeniería hidráulica. <https://www.numberanalytics.com/blog/ultimate-guide-specific-speed-hydraulic-engineering>
- Mockmore, C., & Merryfield, F. (1949). The Banki water turbine. <https://luk.staff.ugm.ac.id/bta/frenchriverland/1949MockmoreMerryfield-BankiWaterTurbine.pdf>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (3ra ed.). Pearson Educación.
- Paucar, S., & Vera, L. (2024). Microcentrales hidroeléctricas con tecnología turbulenta. *Revista Energía Sostenible*, 45, 1-15. https://ve.scielo.org/scielo.php?pid=S2665-03042024000100004&script=sci_arttext
- Shigley, J. E., & Mischke, C. R. (2011). *Diseño en ingeniería mecánica* (8va ed.). McGraw-Hill.
- Steelprogroup. (2025). Acero inoxidable 316. <https://asremavad.com/wp-content/uploads/2018/11/AK-steel-316-stainless-steel-data-sheet.pdf>
- Streeter, V. L., Wylie, E. B., & Bedford, K. W. (2004). *Mecánica de fluidos* (9na ed.). McGraw-Hill.
- Viceministerio de Electricidad y Energías Alternativas. (2023). Informe anual de electrificación rural.
- WEG Industrias S.A. (2024). Generadores sincrónicos línea G Plus. <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h1a/h70/WEG-w22-three-phase-induction-motor-technical-african-market-50024206-brochure-english-web.pdf>