

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DE 4 GRUPOS HIDROENERGÉTICOS PARA EL RANGO DE
POTENCIA DE 5 A 500kW CON TURBINAS MICHELL BANKI**

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

AUTOR

Sergio Angel Gamez Pulido

ASESORA:

Estela De La Gracia Assureira Espinoza

Lima, Febrero, 2020

RESUMEN

El Plan Nacional de Electrificación Rural del Perú del MEM reconoce la necesidad de incrementar el abastecimiento energético en zonas rurales del país para mejorar la calidad de vida mediante el aprovechamiento de recursos hídricos locales aplicando soluciones sencillas, de bajo costo y con participación local.

Esta situación motivó el desarrollo del presente trabajo el cual consiste en el diseño de cuatro grupos hidroenergéticos con turbinas Michell-Banki que cubran entre 5 a 500 kW de potencia, rango típico operación de minicentrales hidroeléctricas.

En el diseño de los grupos hidroenergéticos, unidades conformadas por turbina, sistema de transmisión y generador, la elección de las turbinas ha considerado su bajo costo, fácil construcción y operación y rendimiento estable a cargas parciales

Con la finalidad de lograr que 4 grupos cubran el rango de potencia objetivo se ha aplicado el concepto de estandarización, que se basa en diseñar una turbina para un valor de salto y caudal determinado la cual pueda cubrir un conjunto de saltos y caudales diferentes al del diseño, con una eficiencia de al menos 79%.

Las consideraciones para determinar los diámetros estandarizados de los rotores fueron la relación entre salto y rpm, el rango de la velocidad específica para turbinas y el fenómeno de cavitación. Se terminaron 24 diámetros iniciales, y luego de aplicar el análisis de multicriterio se definieron los 4 diámetros característicos. Procediéndose luego a completar el diseño hidráulico del rotor, inyector, álabes y eje. Seguidamente se realizó para cada una de las turbinas el diseño mecánico. Finalmente se definieron las combinaciones de salto y caudal de cada modelo, presentándose el resultado en forma gráfica, lo que facilitará la elección del modelo de grupo hidroenergético en base al salto neto y caudal del recurso.

DEDICATORIA

Dedicada a Geraldine Orfelinda Pulido
Melgarejo, mi madre. A quién siempre ha sido
mi motivo en la vida.



AGRADECIMIENTOS

Agradecer, en primer lugar, a mi familia debido al soporte y consejo en las decisiones tomadas durante la realización de este trabajo. En especial, a mis padres Geraldine Pulido y Angel Gamez, y mi abuela Juana Melgarejo.

En segundo lugar, a los docentes de la Pontificia Universidad Católica del Perú de quienes aprendí y aproveché las enseñanzas para convertirme en un ingeniero mecánico de calidad. En particular, agradecer a Mario Torres, Miguel Hadzich, Kurt Paulsen, Pedro Flores, Quino Valverde y Freddy Rojas.

En tercer lugar, agradecer a quién gracias a ella fue posible la presentación del trabajo de tesis, en calidad de asesora: Estela Assureira. Es una persona que destina su tiempo en mejorar la enseñanza, desde antes de mi ingreso a La Universidad; y por ello, la estimo.

Finalmente, a mis amigos que me acompañaron desde Estudios Generales Ciencias y, luego en, Facultad de Ciencias e Ingeniería. Asimismo, un gran aprecio a la Asociación de Estudiantes y Egresados de Ingeniería Mecánica de la PUCP, ASEIMEC-PUCP, por ser parte y disfrutar juntos del ambiente universitario.

TABLA DE CONTENIDOS

Tabla de contenidos	iv
Capítulo 1: Los grupos hidroenergéticos en el contexto de electrificación rural en el Perú	4
1.1.La electrificación rural en el Perú	4
1.2.Las microcentrales hidroeléctricas	8
1.3.Turbina Michell-Banki	18
Capítulo 2: Estandarización y selección de las turbinas Michell Banki para el rango de potencia entre 5kW a 500kW	26
2.1. Estandarización según criterios hidráulicos	26
2.2. Estandarización según criterios mecánicos	32
Capítulo 3: Diseño hidráulico y mecánico de las 4 turbinas Michell Banki	41
3.1. Diseño hidráulico de la turbina Michell-Banki	41
3.2. Diseño mecánico de la turbina Michell-Banki	62
Capítulo 4: Selección del sistema de transmisión, soportes y del generador	83
4.1. Selección de los soportes	83
4.2. Selección del generador	85
4.3. Selección del sistema de transmisión	87
Conclusiones	90
Bibliografía	94

CAPÍTULO 1

LOS GRUPOS HIDROENERGÉTICOS EN EL CONTEXTO DE ELECTRIFICACIÓN RURAL EN EL PERÚ

Este primer capítulo empieza con una descripción de la situación actual y el diagnóstico general para la electrificación rural en el Perú. Luego, define y caracteriza a las microcentrales hidroeléctricas. Finalmente, se define la operación y los principales elementos de los grupos hidroenergéticos en aquellas centrales con turbinas Michell Banki.

La razón del capítulo es exponer la problemática existente en la electrificación rural en el Perú y caracterizar, lo que sería, una posible solución: los grupos hidroenergéticos en las minicentrales hidroeléctricas como sistemas de generación de energía independientes de la red en el Perú.

1.1. La electrificación rural en el Perú

En el Perú, el acceso a la energía en zonas rurales es limitado por factores como la baja accesibilidad a localidades vulnerables por las drásticas condiciones ambientales, las bajas

producciones per cápita de los habitantes locales y los escasos niveles en la educación. (Murillo Huaman, García Portugal, & Carcausto Rossel, 2015)

Uno de los indicadores del desarrollo productivo es el coeficiente de electrificación el cuál el Ministerio de Energía y Mina, MEM, lo menciona: “el coeficiente de electrificación está dado por la población que cuenta con el servicio de energía eléctrica entre la población total”. (MEM, 2007)

Tabla 1. 1. Coeficiente de electrificación por departamentos del Perú. (López, Guerrero, & Montenegro, 2015)

N°	DEPARTAMENTO	COEF. DE ELECTRIFICACIÓN
1	Lima	99.1%
2	Ica	98.1%
3	Tumbes	98.1%
4	Tacna	96.4%
5	Arequipa	96.3%
6	Lambayeque	96.2%
7	Moquegua	94.6%
8	La Libertad	93.5%
9	Piura	93.4%
10	Ancash	93.1%
11	Junín	90.1%
12	Madre de Dios	89.3%
13	Cusco	88.3%
14	San Martín	87.8%
15	Apurímac	87.2%
16	Puno	86.7%
17	Ayacucho	85.4%
18	Pasco	83.8%
19	Ucayali	83.1%
20	Huancavelica	81.4%
21	Amazonas	77.1%
22	Loreto	76.1%
23	Cajamarca	75.8%
24	Huánuco	75.1%

Como se observa en la tabla 1.1, solo 11 departamentos del Perú tienen un índice de coeficiente de electrificación mayor de 90%, dejando a los 13 departamentos restantes con índices menores. En estos últimos departamentos, se encuentra mayor presencia de zonas rurales donde, efectivamente, el coeficiente es menor.

Desde la creación de la Dirección General de Electrificación Rural en el año 2007, este organismo competente ha tenido como propósito ejecutar el Plan Nacional de Electrificación Rural y promover los proyectos en las zonas de pobreza extrema del sector rural. Bajo su organización, se encuentra la Dirección de Fondos Concursables y la Dirección de Proyectos.(DGER/MEM, 2014)

1.1.1. Evolución de la electrificación

El crecimiento de la cobertura eléctrica del país ha sido reportado en los censos del año 1993, 2007 y 2015. El resultado reciente más alentador presentó la zona nacional con un 93,3% de cobertura. No obstante, aún es necesario seguir trabajando en la zona rural pues alcanzó 78% en la última fecha censada, se aprecia en la figura 1.1.

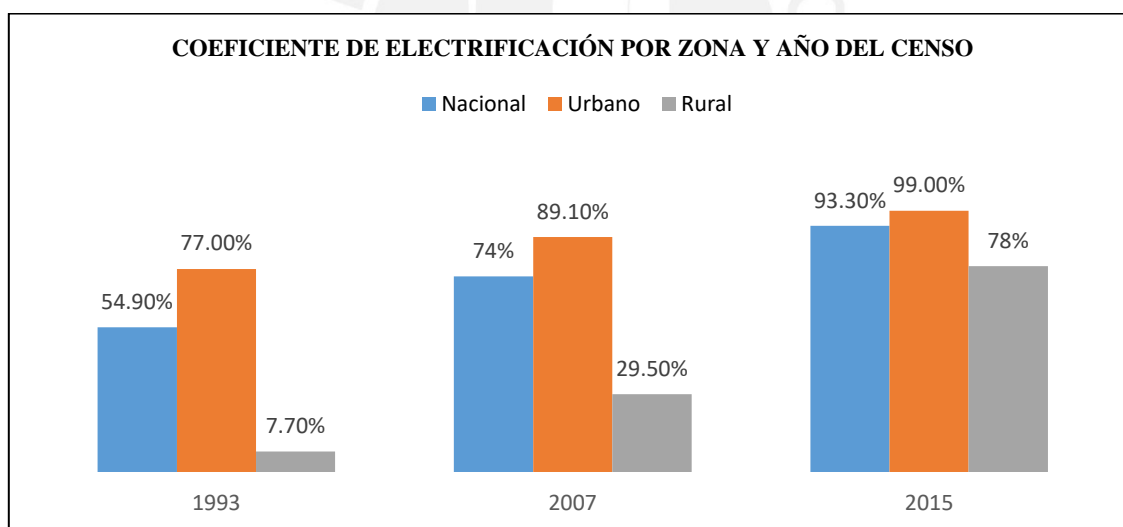


Figura 1. 1. Gráfico de barras del coeficiente de electrificación nacional, rural y urbana de acuerdo con el año del censo en el Perú. (DGER/MEM, 2015)

Ante la problemática de la falta de electrificación en las zonas rurales, el Ministerio de Energía ha ejecutado programas que involucran tecnologías aplicables a esta realidad peruana. Como primera alternativa, se consideró la extensión del Sistema Eléctrico Interconectado Nacional, SEIN. Debido a factores técnicos y económicos, no fue posible

extender esta medida, por lo cual se opta por usar la energía solar como una mejor solución aplicable, a través de paneles fotovoltaicos, para crear sistemas de consumo doméstico, como una segunda alternativa. Finalmente, la puesta en marcha de pequeñas centrales hidroeléctricas es considerada como una alternativa tecnológica rentable en lugares donde el recurso hídrico existe por ser una solución sencilla, económica y de fácil mantenimiento. (MINEM, 2015)

Los tratados de organizaciones de carácter mundial establecen reducir las emisiones contaminantes al medio ambiente y lograr un plan sostenible en base a las energías renovables. El Perú no es ajeno a estas medidas; es más, en años recientes, los nuevos proyectos impulsados por el Estado Peruano se basaron en el uso de la energía solar e hidráulica para abastecer la demanda energética de las comunidades rurales. (MINEM-HIDROGIS, 2011)

1.1.2. Potencial de la energía hidroeléctrica en las micro/minicentrales del Perú

Según el estudio del Plan Maestro que realizó la Agencia de Cooperación Internacional de Japón, JICA, se identificó 28 proyectos con una capacidad menor a 200 kW. Esto beneficiaría a 92 000 personas, lo que equivale a 18 498 viviendas y la capacidad eléctrica instalada sería de 2,655 MW (Agencia de Cooperación Internacional de Japón, 2008). En la figura 1.2, se aprecia el potencial energético por departamento.

La capacidad de la energía en una mini/micro central hidroeléctrica abarca desde 5 kW hasta 500 kW según la Organización Latinoamericana de Energía, OLADE, y el salto varía desde varios metros hasta docenas de metros; por tanto, es necesario que la ubicación de la central se encuentre cerca del lugar demandante debido a las pérdidas por el efecto de Joule.

Según el MEM, el sector energía se ha incrementado por el aumento en la demanda interna relacionada al crecimiento económico de productos y servicios. Esta demanda pasará desde

5,8 MW hasta un rango de 9,5 MW y 12,5 MW para el año 2025. Actualmente, los proyectos con energía hidroeléctrica de menor potencia a 20MW, desarrollan una potencia total de 746 MW. (MEM, 2013)

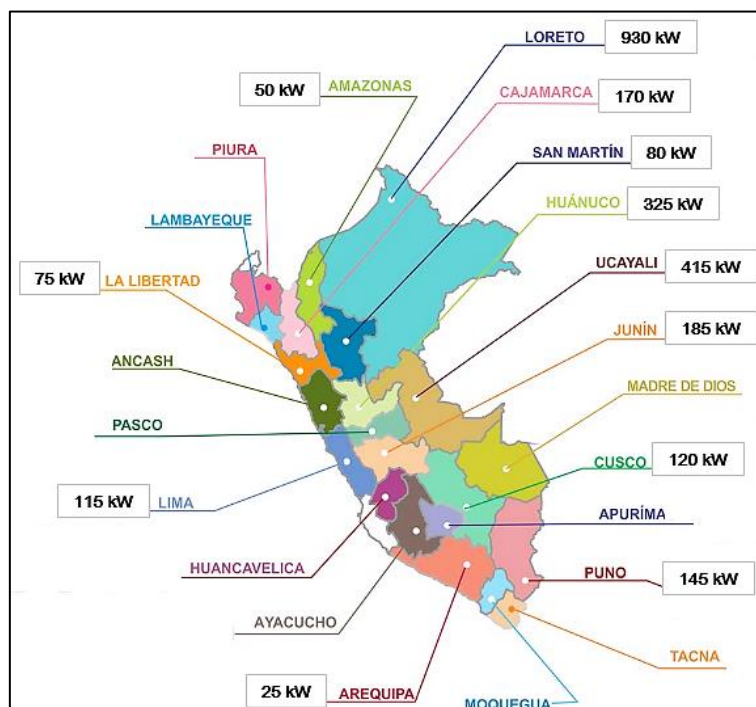


Figura 1. 2. Potencial de los proyectos hidroenergéticos para minicentrales por departamentos del Perú. (Agencia de Cooperación Internacional de Japón, 2008)

El estudio realizado por la JICA en el Plan Maestro de Electrificación Rural por energías renovables ha identificado que la falta de conocimiento adecuado de parte de los mismos habitantes de las comunidades rurales, la falta de capacidad de los gobiernos locales y regionales, la disruptiva brecha entre las decisiones y planes entre los niveles centrales y locales y la desigualdad en la distribución de los recursos financieros son algunos de los principales problemas para electrificar a las comunidades rurales con energías renovables. La principal contramedida para electrificar a estas comunidades sería el desarrollo de proyectos de electrificación por iniciativa de los pobladores locales, liderados por pequeñas empresas u organizaciones parecidas creadas por los mismos pobladores. No obstante, es necesario el

soporte institucional de parte de los gobiernos centrales y locales.(Agencia de Cooperación Internacional de Japón, 2008)

1.2.Las microcentrales hidroeléctricas

Una microcentral hidroeléctrica en el conjunto de obras civiles, equipos mecánicos y aparatos electromecánicos que generan energía eléctrica en base a un potencial, presente en el salto y caudal de agua. La escala de estos sistemas es relativamente pequeña, dentro del rango de potencias de 51 a 500 kW, según la OLADE.

En el Perú, cerca de la mitad de la generación eléctrica del país se produce por las grandes centrales hidroeléctricas. Sin embargo, las pequeñas y microcentrales hidroeléctricas no generan un porcentaje significativo en la generación. (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2016)

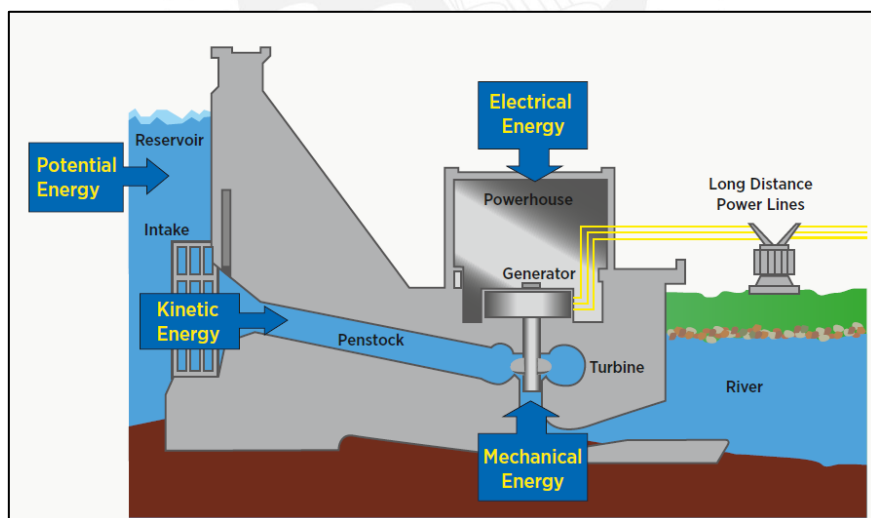


Figura 1. 3. Esquema típico de una central hidroeléctrica. (IRENA, 2012)

La principal característica de las microcentrales hidroeléctricas, siendo independiente de su capacidad en potencia, es la elevada eficiencia global que presentan respecto a las centrales térmicas, solares o eólicas.

La segunda característica es la confiabilidad de producción pues provee un suministro eléctrico fijo y estable, siendo confiable ante las variaciones ambientales, respecto a otras alternativas renovables como la solar o eólica que varía la señal en cuestión de minutos por ser más sensibles.

Además, es importante mencionar el bajo impacto ambiental que presenta al emitir mínimas emisiones contaminantes o material particulado hacia el mar, tierra o viento. En la figura 1.3, a través de un balance de materia se analiza que ingresa un flujo de agua y termina saliendo la misma materia, con otras propiedades dinámicas, es por esto por lo que la fuente se considera limpia.

1.2.1. El grupo hidroenergético

Es el equipo fundamental, por excelencia, de toda central hidroeléctrica. En este sistema electromecánico se desarrolla la transformación energética; siendo los principales componentes del grupo: la turbina, el generador y el sistema de control, véase la figura 1.4.

- Turbina: Las turbomáquinas, también llamadas máquinas rotodinámicas, transforman la energía cinética del fluido y la convierte en energía mecánica. En consecuencia, las turbinas hidráulicas son denominadas turbomáquinas pues se obtiene energía mecánica a la salida del elemento cuando varía la cantidad de movimiento del agua. (Coz, 1995)
- Generador: Es la máquina eléctrica utilizada para transformar la energía mecánica en energía eléctrica. La transformación energética se logra a través de la intervención de campos magnéticos que generan una diferencia de tensiones. Se clasifican dependiendo la velocidad nominal a la que giran: generador síncrono y generador asíncrono. (Chapman, 2012)

- Transmisión: Este sistema conecta a la turbina con el generador para que éste último pueda generar energía a una determinada velocidad angular. Se utilizan poleas para potencias menores a 100kW y caja de engranajes para mayores potencias. (Tarimer & Yuzer, 2011)
- Tablero de control: Es necesario conocer los parámetros de corriente, frecuencia eléctrica y el potencial eléctrico, por ello se utiliza un voltímetro, frecuencímetro y vatímetro, respectivamente. Estos instrumentos, ubicados a la entrada y salida del generador, se encuentran en el tablero de control.
- Regulador: Es conocido que el recurso natural no se puede considerar uniforme en el tiempo, lo que resulta en variaciones de la velocidad de la turbina y, por tanto, el voltaje producido. Por todo esto, el regulador tiene la misión de uniformizar la velocidad de rotación de la turbina hidroeléctrica.

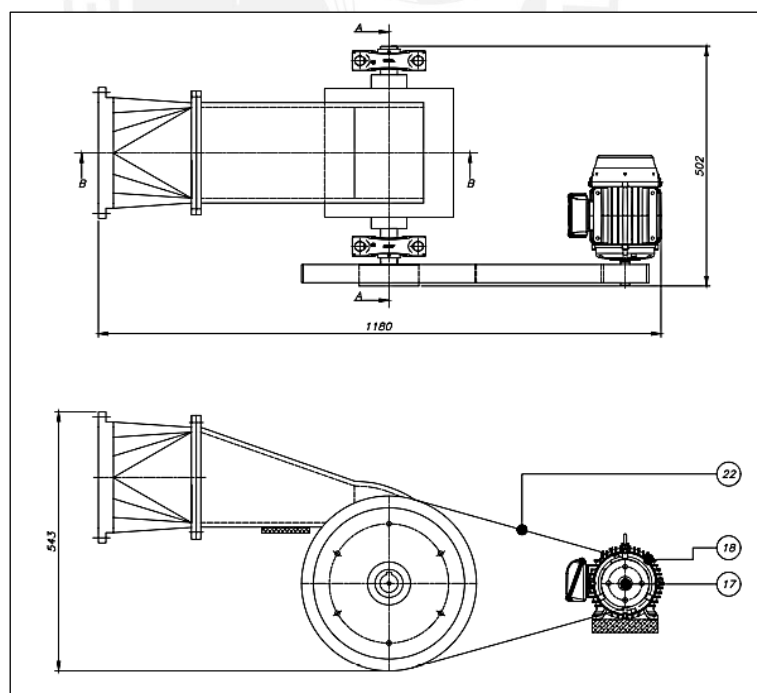


Figura 1. 4. Vistas generales del grupo hidroenergético de 12kW.

1.2.2. Proceso de transferencia de energía

El recurso hídrico se encuentra en una zona elevada respecto al equipo hidroenergético. Es decir, el fluido inicialmente presenta energía en forma potencial debido al diferencial de altura. Luego de pasar por sistemas de filtrado y desviación, la tubería de presión es por la cual el flujo de agua va al equipo hidráulico a cierta velocidad, figura 1.5.

El flujo de agua es direccionado a la turbina por un distribuidor, llamado alabe directriz, el cual cumple la función de acelerar el fluido y orientarlo hacia el rotor. De esta manera, la energía cinemática del agua es mayor a la entrada del rotor y, con ello, produce el torque mecánico necesario para generar energía.

Se tienen las siguientes consideraciones principales:

- Fluido ideal, sin viscosidad e incompresible con distribución uniforme.
- Las pérdidas por fricción son despreciables.
- El sistema de volumen control será de tipo inercial.
- El rotor es simétrico y perfectamente balanceado.
- La operación de la turbomáquina en régimen permanente.

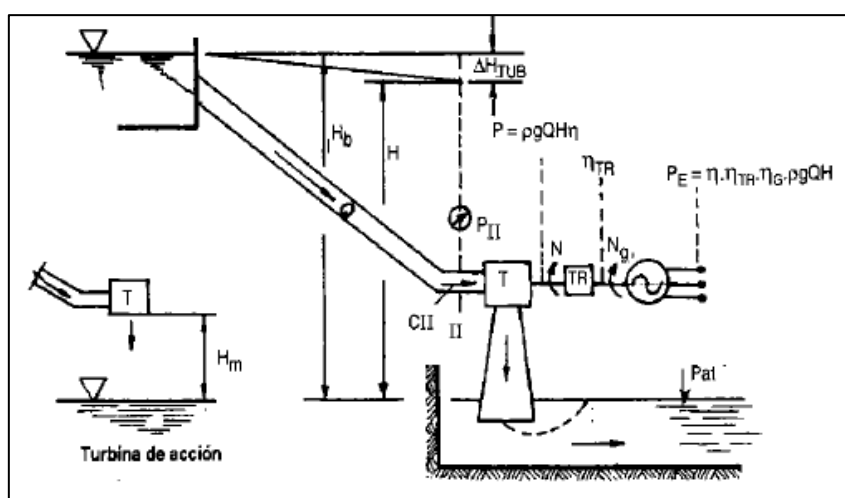


Figura 1. 5. Esquema técnico del grupo hidroenergético. Fuente: (Coz, 1995)

Para realizar el estudio de transferencia de energía en el rotor de la turbina Michell-Banki, es necesario aplicar un volumen de control tipo inercial en la proyección de este. Como se observa de la figura 1.6, el ingreso del flujo de agua al rotor se realiza en el punto (2) y la salida del chorro de agua para el primer efecto se encuentra en el punto (3). Hay que considerar que esta turbomáquina presenta dos efectos, es decir, que el agua contacta con la turbina dos veces antes de salir del rotor; para la demostración de transformación de energía, solo bastará asumir un efecto, el de (2) a (3).

La velocidad al ingresar al rotor es \vec{V}_2 y se descompone en una velocidad tangencial al rotor \vec{U}_2 , y una velocidad relativa entre el fluido y el rotor, \vec{W}_2 . Además, el ángulo entre las velocidades \vec{V}_2 y \vec{U}_2 se denomina α_2 ; y entre \vec{W}_2 y \vec{U}_2 , β_2 , indicados en la figura 1.6.

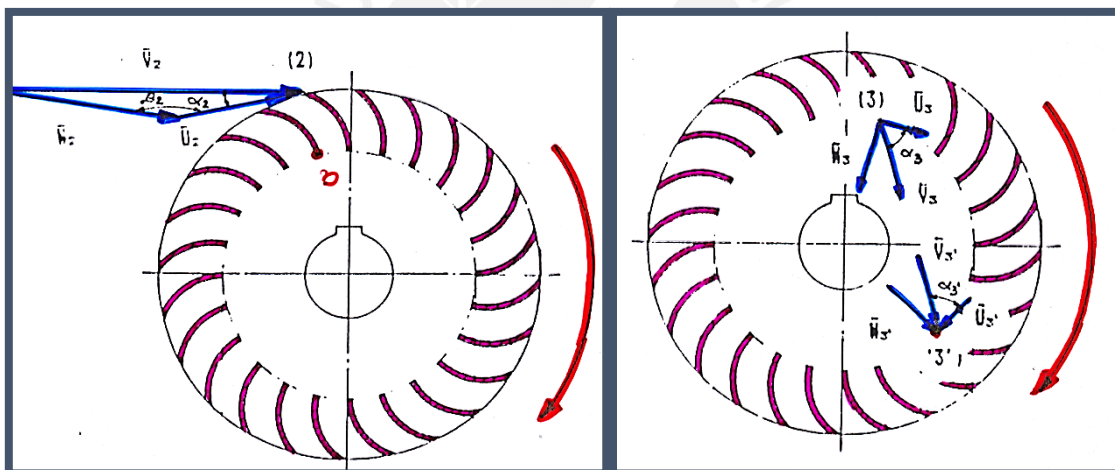


Figura 1. 6. Diagrama de velocidades en el rotor para la entrada (2) y salida (3) del primer efecto en la turbina Michell Banki. (E. Assureira, 2017)

De la expresión general de la Ecuación de Transporte de Reynolds, se obtiene la Ecuación de Momento de la Cantidad de Movimiento, Momento de *Momentum*, para el sistema de control inercial, descrita en la ecuación 1.1.

$$\sum \bar{M}_0 = \left. \frac{d\bar{H}}{dt} \right|_{sistema} = \frac{\partial}{\partial t} \int (\bar{r}x\bar{V})\rho dV + \int (\bar{r}x\bar{V})(\rho\bar{V} \cdot d\bar{A}) \quad [\text{Ec 1. 1}]$$

Donde,

\bar{M}_0 : Momento total respecto a “o” que actúa sobre el sistema [$N \cdot m$]

\bar{H} : Cantidad de movimiento angular del sistema [$kg \cdot m/s$]

\bar{r} : Vector posición de un diferencial de fluido respecto a “o” [m]

\bar{V} : Vector velocidad absoluta respecto a “o” [m/s]

\bar{A} : Vector área superficial del sistema de control [m^2]

En el caso particular de las turbinas de doble efecto, Michell Banki, se trabaja con un sistema de coordenadas cilíndricas, siendo las tres direcciones principales: radial, tangencial y axial, respectivamente. Por tanto, se obtienen los siguientes vectores de la velocidad a la entrada de la turbina, punto (2) de la figura 1.6:

$$\bar{V}_2 = \bar{W}_2 + \bar{U}_2 \quad [\text{Ec 1. 2}]$$

$$\bar{V}_2 = (V_{2r}, V_{2u}, 0) \quad [\text{Ec 1. 3}]$$

$$\bar{W}_2 = (W_{2r}, W_{2u}, 0) \quad [\text{Ec 1. 4}]$$

$$\bar{U}_2 = (0, U_{2u}, 0) \quad [\text{Ec 1. 5}]$$

Donde,

V_{2r} : Componente radial de la velocidad absoluta del agua. [m/s]

V_{2u} : Componente tangencial de la velocidad absoluta del agua. [m/s]

W_{2r} : Componente radial de la velocidad relativa del agua. [m/s]

W_{2u} : Componente tangencial de la velocidad relativa del agua. [m/s]

U_{2u} : Componente tangencial de la velocidad del sistema. [m/s]

Sabiendo que la componente U_{2u} es igual al producto de la velocidad angular de la turbina y el radio de la circunferencia mayor del rotor, se resuelve la ecuación 1.1 con las consideraciones asumidas, y el diagrama de velocidad de la figura 1.6 se obtiene:

$$T = \dot{m}(r_1 \cdot V_{2u} - r_2 \cdot V_{2u}) \quad [\text{Ec 1. 6}]$$

Donde,

T : Torque mecánico en el rotor. [$N \cdot m$]

\dot{m} : Flujo másico de agua. [kg/s]

De la ecuación 1.7, si el torque mecánico es multiplicado por la velocidad angular, se obtiene la potencia mecánica de la turbina. Sin embargo, lo que es necesario determinar es la potencia eléctrica del grupo hidroenergético, por lo que se multiplica una eficiencia del generador y se obtiene la potencia eléctrica, ver ecuación 1.8.

$$P_m = T \cdot \omega \quad [\text{Ec 1. 7}]$$

$$P_e = P_m \cdot \eta_G \quad [\text{Ec 1. 8}]$$

Donde,

P_m : Potencia mecánica [W]

ω : Velocidad angular del rotor [rad/s]

P_e : Potencia eléctrica [W]

η_G : Eficiencia del generador [-]

Finalmente, la ecuación que relaciona el potencial del recurso natural hídrico con la potencia eléctrica obtenida al final de grupo hidroenergético se muestra a continuación:

$$P_e = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H \cdot \eta_t \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_G \quad [\text{Ec 1. 9}]$$

Donde,

ρ : Densidad del agua [kg/m^3]

Q : Caudal de agua [m^3/s]

g : Aceleración gravitacional [m/s^2]

H : Salto neto de caída de agua [m]

η_t : Eficiencia de la turbina [-]

η_{tr} : Eficiencia de la transmisión [-]

De la ecuación 1.9, el potencial natural del recurso es el producto de la densidad, el caudal, la gravedad y el salto neto. Además, se recomienda un acoplamiento directo entre la turbina y el generador, de esta manera, la transmisión no afectaría a la potencia eléctrica pues existen pérdidas mecánicas en ella.

El trabajo ideal, llamado trabajo de Euler, es aquel donde las pérdidas por fricción, resbalamiento y turbulencia no se involucran en el cálculo. Hasta el momento, solo se ha trabajado en un estado idealizado. En la ecuación 1.10, se aprecia la relación del trabajo de Euler en función a las velocidades tangenciales y absoluta para la entrada y salida de la primera etapa para la turbina Michell Banki. De manera análoga, se puede demostrar que el trabajo de Euler es similar, en composición, para el segundo efecto, véase la ecuación 1.11.

$$We_1 = U_{2u} \cdot V_{2u} - U_{3u} \cdot V_{3u} \quad [\text{Ec 1. 10}]$$

$$We_2 = U'_{3u} \cdot V'_{3u} - U'_{2u} \cdot V'_{2u} \quad [\text{Ec 1. 11}]$$

Dónde:

We_1 : Trabajo de Euler para la primera etapa. [m^2 / s^2]

We_2 : Trabajo de Euler para la segunda etapa. [m^2 / s^2]

1.2.3. Clasificación de las turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas se clasifican de acuerdo con la variación de presión estática en el rotor, a la dirección del flujo a través del rotor y según el grado de admisión. En la primera clasificación, si la presión estática permanece constante en toda la operación del rotor, entonces se denomina turbina de acción; caso contrario, se denomina turbina de reacción. En la segunda clasificación, el tipo de turbina depende de la geometría del rotor. Se tienen 4

tipos: turbinas de flujo tangencial, radial, semi-axial y axial. En la tercera clasificación, las turbinas pueden recibir parcialmente el ingreso hacia el rotor, y en este caso se llama turbina de admisión parcial. Por otro lado, la turbina que recibe toda el agua en los alabes del rotor, se denomina turbina de admisión total.

Un parámetro importante en el diseño y comportamiento de las turbinas hidráulicas es la velocidad específica la cual depende de la velocidad angular, el salto neto y el caudal o potencia, como se observa en la ecuación 1.12 y 1.13. Estos valores adimensionales se utilizan para comparar, entre las turbinas, el rango de operación admisible.

$$Nq = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad [\text{Ec 1. 12}]$$

$$Ns = \frac{N \cdot \sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad [\text{Ec 1. 13}]$$

Donde,

Nq	:	Velocidad específica de caudal (Número de Brauer)
Ns	:	Velocidad específica de potencia (Número de Camerer)
N	:	Velocidad angular [rpm]
P	:	Potencia mecánica [HP]
Q	:	Caudal de agua [gpm]
H	:	Salto Neto [m]

Otra manera de clasificar a las turbinas hidráulicas es por la velocidad específica, caudal, salto y potencia con las que trabajan. En la tabla 1.2, se muestran los tipos de turbinas de acuerdo con los factores mencionados.

Tabla 1. 2. Clasificación de las turbinas hidráulicas según la velocidad específica, caudal, salto, potencia y eficiencia. (Coz, 1995)

	TURBINA	NS (rpm, HP, m)	Q (m ³ /s)	H (m)	P (kW)	η_{max} (%)
ACCIÓN	PELTON	1Ch: 30	0,05-50	30-1800	2-300000	91
		2Ch: 30-50				
		4Ch: 30-50				
		6Ch: 50-70				
TURGO	60-260	0,025-10	15-300	5-8000	85	
MICHELL-BANKI	40-160	0,025-5	1-50	1-750	82	
BOMBA	30-170	0,05-0,25	10-250	5-500	80	
REACCIÓN	FRANCIS	L: 60-150	1-500	2-750	2-750000	92
		N: 150-250				
		R: 250-400				
	DERIAZ	60-400	500	30-130	100000	92
	KAPLAN	300-800	1000	5-80	2-200000	93
AXIALES	300-800	600	5-30	100000	93	

Cabe mencionar, la turbina de acción de doble efecto, Michell Banki, presenta un rango de velocidad específica desde 40 a 160 en *rpm*. En adición, es la turbina de acción que presenta el menor rango de caudal, menos de $5 \text{ m}^3/\text{s}$, y salto neto, entre 1 a 50 *m*, por tanto, se utiliza en pequeñas centrales de baja potencia.

1.2.4. Campo de aplicación de las turbinas hidráulicas

Cada tipo de turbina hidráulica opera en un determinado campo de aplicación para diversos proyectos hidráulicos. Estos campos de aplicación se pueden representar mediante el diagrama de salto versus caudal como se observa en la figura 1.7.

De los 5 campos de aplicación para cada turbina mostrados en la figura 1.7, la turbina Michell-Banki, también llamada Ossberger, trabaja para pequeños saltos, menores a 100*m*, y caudales menores a $30 \text{ m}^3/\text{s}$. Los recursos que presentan esas características son

aprovechados por las pequeñas y minicentrales hidroeléctricas; por ello, se prefiere el uso de esta turbina respecto a las otras.

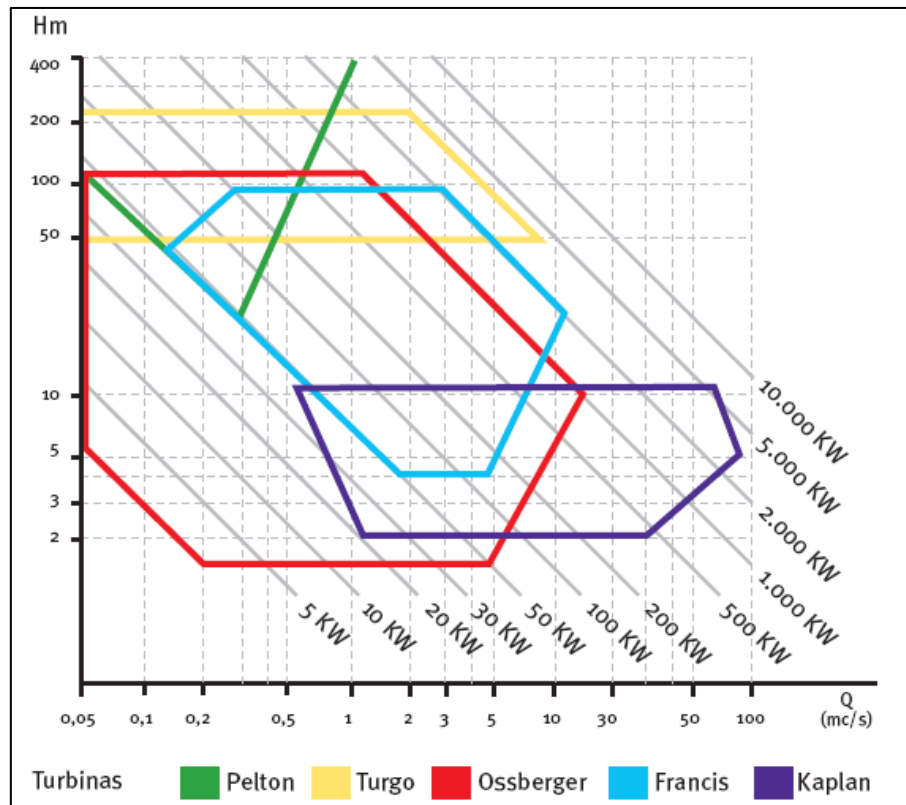


Figura 1. 7. Campo de operación de las turbinas hidráulicas. (Gho, 2016)

1.3. Turbina Michell Banki

La turbina Michell Banki es una turbomáquina propulsora y se clasifica como una turbina de flujo cruzado, de acción, de doble paso y admisión parcial.

El ingeniero australiano A.G.M. Michell fue el inventor de esta turbina de flujo cruzado, quien la patentó en el año 1903. La teoría de Poncelet estableció los parámetros para el desarrollo de la turbina Michell Banki. Entre 1912 y 1918, las publicaciones del profesor Donat Banki indicaron que el ángulo de la velocidad del chorro de agua a la entrada del rotor debe ser mínimo para conseguir la máxima eficiencia.

1.3.1. Elementos de la turbina Michell Banki

- Estructura de transición. La función de esta pieza es conectar la tubería forzada con el inicio del distribuidor disminuyendo las perturbaciones por el cambio de geometría entre ambos.
- Distribuidor. Es una parte estática que se encuentra en reposo y modifica las propiedades cinemáticas del agua para el ingreso al rotor. Las principales funciones del estator son las siguientes:
 - ✓ Acelera la velocidad del agua mediante el intercambio de la energía potencial a energía cinética
 - ✓ Direcciona el fluido hacia el rotor.
 - ✓ Actuar como órgano regulador del caudal a la entrada.
- Rotor. Elemento mecánico principal de las turbinas hidráulicas el cual presenta un sistema de álabes que giran a una determinada velocidad angular. La función principal del rotor es transformar la variación en la cantidad de movimiento en energía mecánica. La forma constructiva consiste en dos discos paralelos, unidos por un sistema de alabes de perfil circular mediante soldadura. En caso el caudal sea grande, es necesario colocar más discos para disminuir la deflexión del álabe.
- Eje. Árbol mecánico que transmite el toque desde el rotor hacia el generador. Se encuentra apoyado a los extremos por un soporte fijo y otro móvil. Existen dos geometrías aceptadas: pasante y no pasante.
- Carcasa. Protege a las partes internas de la turbina del medio ambiente y evita que el fluido entre en contacto con el exterior.

Los elementos de la turbina Michell-Banki mencionados anteriormente se pueden observar en la siguiente figura 1.8:

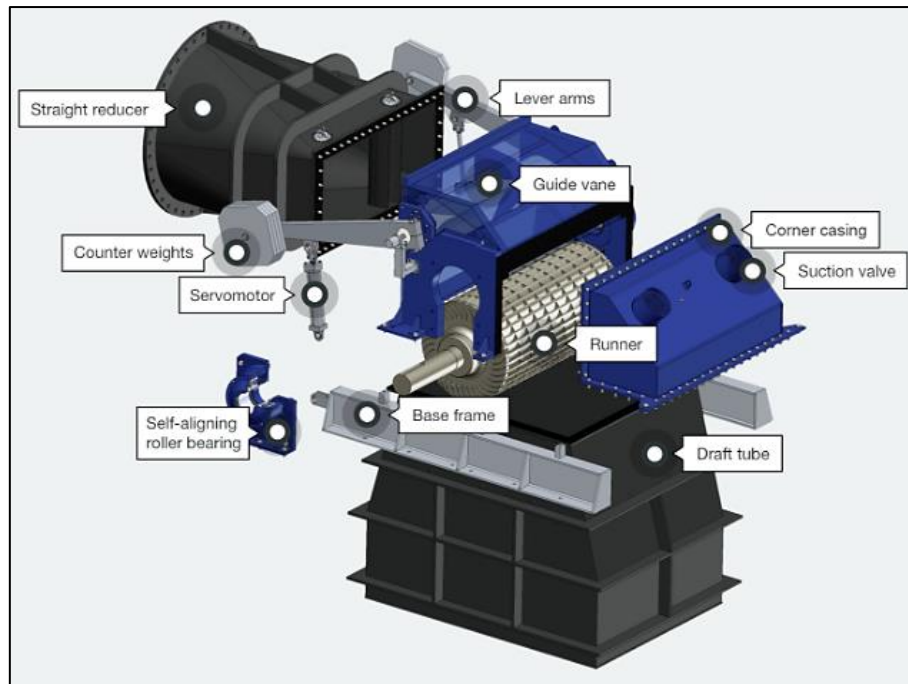


Figura 1. 8. Vista distribuida de la turbina Michell-Banki. (OSSBERGER, 2017)

1.3.2. Mejoras en la tecnología de diseño

La turbina Michell-Banki presenta una forma constructiva sencilla, pero con baja eficiencia respecto a las otras turbomáquinas propulsoras, llegando hasta un 82% como eficiencia máxima según Coz. Es por ello, se han realizado diversos estudios experimentales y numérico-computacionales para poder aumentar su rendimiento global modificando algún parámetro en su diseño original Ossberger. A continuación, se muestran 7 estudios que evidencian una mejora tecnológica.

- Sammartano et al. (2013) criticó que numerosos ensayos experimentales y computacionales han sido realizados con el propósito de obtener la mejor geometría en las máquinas de flujo cruzado pero el marco teórico de la secuencia de diseño para los parámetros de la turbina sigue siendo un misterio. El autor presentó una recopilación de los criterios disponibles de estas turbomáquinas mediante una novedosa práctica. Primero, seleccionó los ángulos de los álabes del rotor, el diámetro mayor del rotor y la forma del álabe deflector usando un análisis hidráulico. Segundo, usando simulaciones

computacionales de fluidos, logró determinar el diámetro interior del rotor y el número de álabes en el rotor. Cabe mencionar que el estudio terminó indicando que existe un ángulo de ataque de 22° que cumple para la mayor eficiencia en el diseño de las turbinas Michell-Banki. (Sammartano, Aricò, Carravetta, Fecarotta, & Tucciarelli, 2013)

- Adhikari et al. (2018) ha realizado destacados estudios experimentales y computacionales para encontrar el diseño óptimo de la turbina Michell-Banki para eficiencias entre 88% a 90%. Asimismo, menciona que el tipo de turbinas estudiadas son consideradas las más sencillas y baratas en términos de fabricación y mantenimiento. La principal conclusión es que la transformación energética en el alabe deflector y el diseño del rotor son dos factores fundamentales para el diseño de turbinas de alta eficiencia. (R. Adhikari & Wood, 2018)
- Chattha et al. (2014) concluye que la estandarización de las turbinas de flujo cruzado no solo facilita la manufactura en base de los recursos locales, sino que reduce los costos de manufactura en el estudio del diseño para un grupo de turbinas Michell-Banki en condiciones comunes en Pakistán. (Chattha, Khan, Iftexhar, & Shahid, 2014)
- Koirala et al. (2008) se basa en el patrón de flujo en la turbina Michell-Banki entre las dos etapas para analizar los efectos de la variación en el salto neto, la velocidad de la turbina y la apertura del álabe deflector. El estudio se divide en dos partes: la primera se enfoca en la medición de la eficiencia de la turbina y la segunda analiza el comportamiento y trayectoria del flujo mediante una cámara de alta velocidad. De esto, concluyó que la eficiencia aumenta de acuerdo a la apertura del álabe deflector y que la velocidad de 350 rpm sería la óptima. (Koirala, Thapa, & Nielsen, 2008)
- Metin et al. (2015) realizó una investigación sobre las condiciones para el óptimo trabajo de las turbinas de flujo cruzado para menores escalas de potencia. La investigación termina indicando que el rendimiento de estas turbinas depende en gran medida de las

condiciones de operación como el flujo de caudal, el salto neto hidráulico y el ángulo de inclinación del álabe deflector. (Alaattin, Metin ;Ilyas, Kandemir; Mahmut & Git, 2015)

- Olgun (1998) indagó en el estudio de los efectos en los parámetros geométricos de los rotores y estatores. Para estimar resultados, la variable dependiente fue la tasa de diámetros en el exterior y el interior de la turbina, y dos diferentes tipos de estatores. La conclusión principal fue la siguiente: las turbinas de flujo cruzado operan en un amplio rango de puntos de operación en contraste con otro tipo de turbinas. (Olgun, 1998)
- Adhikari et al. (2016) menciona que la cavitación es un problema existente en las turbinas hidráulicas y producen vibraciones en la operación. Por tanto, presenta un estudio basado en 3D Reynolds- Averaged Navier-Stokes (RANS), análisis computacional que concluye que a cavitación se encontró en la segunda etapa del rotor en estas turbinas de flujo cruzado. (R. C. Adhikari, Vaz, & Wood, 2016)

1.3.3. Ventajas y desventajas con otras turbinas

Las principales características de las turbinas Michell Banki, respecto a otros tipos de turbinas mencionados en el capítulo, se encuentran en la siguiente tabla 1.13, respecto a otras turbinas de acción.

Tabla 1. 3. Cuadro comparativo de la turbina Michell Banki respecto a otras turbinas de acción.

	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Michell Banki	Gran rango de velocidad específica [40,200]	Solo se puede trabajar en pequeños saltos y caudales
	Facilidad de fabricación local	Al construirse en talleres locales, no cumple con altos estándares
	La eficiencia no se afecta ante una carga parcial.	Presenta una eficiencia menor que 82%
	Representa una solución económica a mediano plazo.	Al aumentar la potencia, se reduce el beneficio económico.

Referencias Bibliográficas

- [1.1.] Adhikari, R. C., Vaz, J., & Wood, D. (2016). Cavitation inception in crossflow hydro turbines. *Energies*, 9(4), 1–13. <http://doi.org/10.3390/en9040237>
- [1.2.] Adhikari, R., & Wood, D. (2018). The Design of High Efficiency Crossflow Hydro Turbines: A Review and Extension. *Energies*, 11(2), 267. <http://doi.org/10.3390/en11020267>
- [1.3.] Agencia de Cooperación Internacional de Japón. (2008). *Estudio del Plan Maestro de Electrificación Rural con Energía Renovable en la República del Perú*. Lima. http://dger.minem.gob.pe/archivos/PlanMaestro_ER_Resumen.pdf
- [1.4.] Alaattin, Metin ; Ilyas, Kandemir; Mahmut, F. A. it; K. S., & Git, uleyman Y. (2015). Investigation of Optimum Working Conditions of a Micro Cross Flow Turbine. *Environmental Progress & Sustainable Energy* (Vol.34, 34(5), 1506–1511). <http://doi.org/10.1002/ep>
- [1.5.] Assureira, E. (2017). *Tablas y gráficos de turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo*. Lima.
- [1.6.] Chapman, S. (2012). *Máquinas Eléctricas*. (P. Roig, Ed.) (Quinta Edición). McGraw-Hill.
- [1.7.] Chattha, J. A., Khan, M. S., Iftekhar, H., & Shahid, S. (2014). Standardization of cross flow turbine design for typical micro-hydro site conditions in Pakistan. In *Power2014-32049* (pp. 1–8).
- [1.8.] Coz, F. (1995). Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos. In T. Sanchez & J. Ramirez (Eds.), (ITDG). Lima: ITDG.

- [1.9.] DGER/MEM. (2015). *Plan Nacional de Electrificación Rural. Periodo 2016-2025*. Lima.
- [1.10.] Gho, S. (2016). Enfoque de la Energía para el Siglo XXI.
- [1.11.] IRENA. (2012). *RENEWABLE ENERGY TECHNOLOGIES: COST ANALYSIS SERIES* (Vol. 1). Bonn.
- [1.12.] ITDG. (2004). Micro Centrales Hidroeléctricas: Una alternativa para el desarrollo rural, 22.
- [1.13.] Koirala, S., Thapa, B., & Nielsen, T. K. (2008). Analysis of the Flow Condition in a Cross Flow Turbine. In *3rd International Conference on the Developments in Renewable Energy Technology (ICDRET)* (pp. 3–6).
- [1.14.] López, F., Guerrero, D., & Montenegro, F. (2015). Actualización Política Energética del Departamento de San Martín. Moyobamba: Gobierno Regional de San Martín - GORESAM.
- [1.15.] MEM. Plan Energético Nacional 2014-2025 (2013). Perú.
- [1.16.] MINEM-HIDROGIS. Atlas del potencial hidroeléctrico del Perú (2011). Lima.
- [1.17.] MINEM. (2015). *Plan Nacional De Electrificación Rural (PNER) Periodo 2013 - 2022*. Lima.
- [1.18.] Murillo Huaman, V., García Portugal, E., & Carcausto Rossel, D. (2015). Mapa Energético: Herramienta de gestión para el acceso universal a la energía. Lima.
- [1.19.] Olgun, H. (1998). Investigation of the performance of a cross-flow turbine. *Internacional Journal of Energy Research*, 964(April), 953–964.

- [1.20.] Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería. (2016). La industria de la electricidad en el Perú: 25 años de aporte al crecimiento económico del país.
http://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro_documental/Institucional/Estudios_Economicos/Libros/Osinergmin-Industria-Electricidad-Peru-25anos.pdf
- [1.21.] OSSBERGER. (2017). Ossberger Turbine Crossflow.
<https://ossberger.de/en/hydropower-technology/ossbergerr-crossflow-turbine/>
- [1.22.] Sammartano, V., Aricò, C., Carravetta, A., Fecarotta, O., & Tucciarelli, T. (2013). Banki-Michell optimal design by computational fluid dynamics testing and hydrodynamic analysis. *Energies*, 6(5), 2362–2385. <http://doi.org/10.3390/en6052362>
- [1.23.] Tarimer, I., & Yuzer, E. O. (2011). Designing of a Permanent Magnet and Directly Driven Synchronous Generator for Low Speed Turbines. *T190 Electrical Engineering*, 6(6), 15–18.

CAPÍTULO 2

ESTANDARIZACIÓN Y SELECCIÓN DE LAS TURBINAS MICHELL-BANKI PARA EL RANGO DE POTENCIA ENTRE 5 A 500kW

La estandarización de las turbinas tipo Michell-Banki aplicables al rango de minicentrales hidroeléctricas se realizó en este capítulo. Básicamente, son dos criterios usados: mecánico e hidráulico. Luego de encontrar un número adecuado para cubrir el rango de la aplicación mencionada, se seleccionan las turbinas de interés bajo un análisis de múltiple-criterio, las cuales se diseñan preliminarmente en los capítulos posteriores.

Debido a que las turbinas Michell Banki han sido aceptadas por diversos países de Latinoamérica desde la década de los 90, por la simplicidad constructiva respecto a otras turbinas, la Organización Latinoamericana de Energía, OLADE, realizó una guía para el proceso de estandarización de las turbinas mencionadas, la cual se tomará como referencia para esta sección.

2.1. Estandarización según criterios hidráulicos

Según la OLADE, el proceso de estandarización corresponde a diseñar un número adecuado de turbinas que cubran, en sus campos de aplicación, un rango determinado. Por ejemplo, para poder cubrir el rango de 5 a 500kW de potencia, es necesario diseñar al menos

8 turbinas. En la figura 2.1 se muestra el diagrama de flujo para esta primera parte de la estandarización.

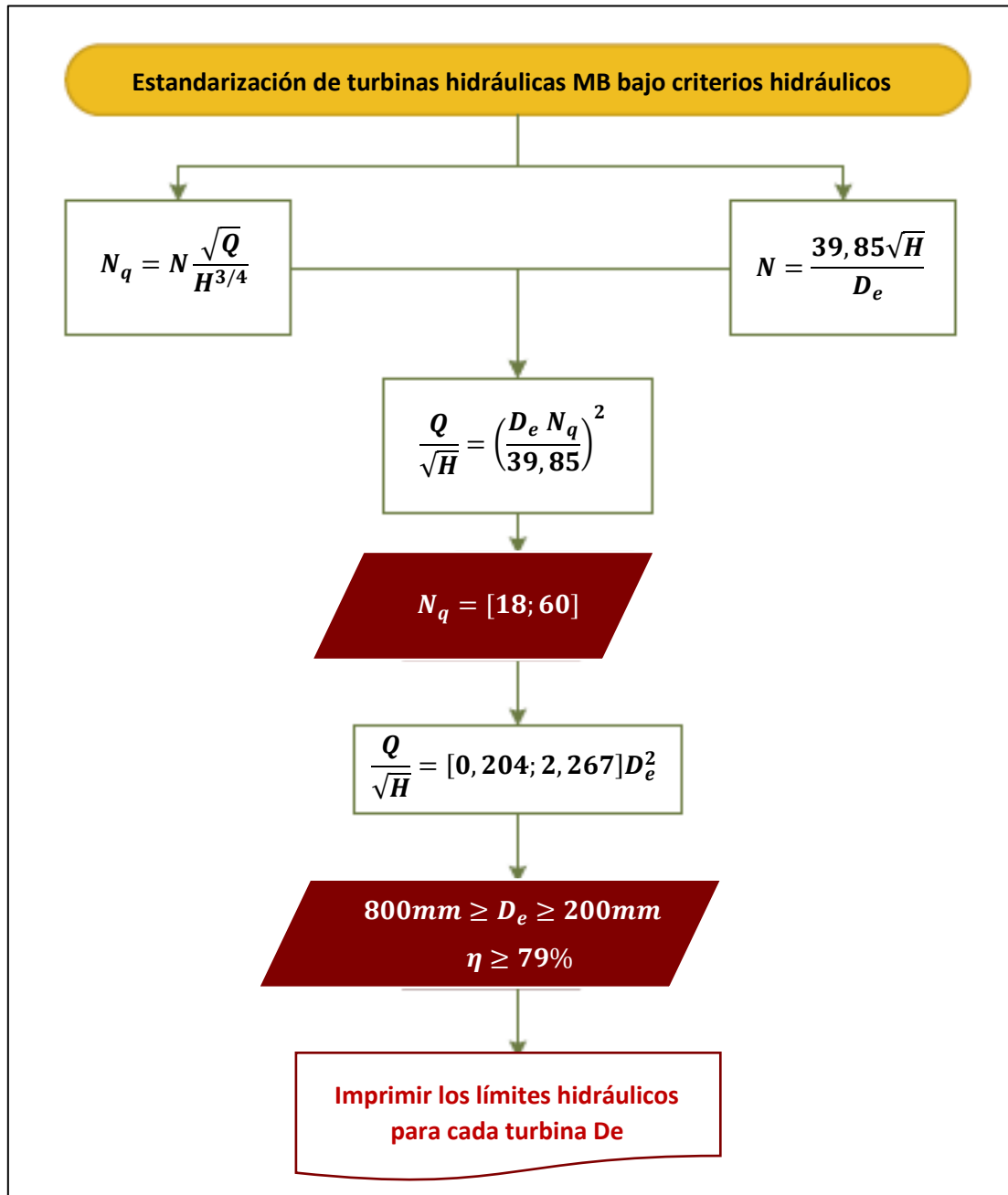


Figura 2. 1. Diagrama de flujo para la estandarización de las turbinas Michell Banki bajo el criterio hidráulico para potencias de 5 a 500 kW. (Gamez, 2019)

A partir de la siguiente ecuación que relaciona la velocidad específica como número adimensional:

$$Nq = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad [\text{Ec. 2.1}]$$

De acuerdo a las relaciones de velocidades en el diagrama para la primera y segunda etapa de la turbina tipo Michell-Banki, se deduce la siguiente expresión para la velocidad angular de la turbina de flujo cruzado:

$$N = \frac{39,85 H^{1/2}}{D_e} \quad [\text{Ec. 2.2}]$$

Donde,

D_e : Diámetro exterior del rotor [m]

Si se sustituye la expresión 2.2 en 2.1, y se despeja en función a la velocidad específica y al diámetro se la turbina, resulta la siguiente ecuación:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left(\frac{D_e \cdot Nq}{39,85} \right)^2 \quad [\text{Ec. 2.3}]$$

La expresión 2.3 indica que una turbina con cierto diámetro definido exterior D_e puede operar con cualquier combinación de salto y caudal que respete la relación anterior, de manera que la velocidad específica sea constante, es decir:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = K \quad [\text{Ec. 2.4}]$$

Para el tipo de turbina de acción de doble efecto, la velocidad específica de caudal varía entre un rango de 18 a 60. (Hydroenergy and Electricity Program Technical Department OLADE, 1986)

Si se incluye estos valores en la ecuación 2.4, se obtiene lo siguiente:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = (0,2040 - 2,267) \cdot D_e^2 \quad [\text{Ec. 2.5}]$$

La última expresión permite determinar los valores extremos de la razón de caudal y raíz cuadrada del salto para cada diámetro de turbina. En base a esta expresión, se consideran diferentes valores para el diámetro exterior del rotor de acuerdo a la fabricación local y el ensamble, difícil en diámetros menores a 200mm, obteniéndose los resultados en la tabla 2.2. Se aprecia la existencia de una superposición en el rango de aplicación debido a que los rangos entre los valores máximos y mínimos de la relación de salto y caudal se interceptan entre cada diámetro exterior y el interior. Por otro lado, la relación $\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{max} / \left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{min}$ es proporcional a la razón de la carga parcial y la carga mínima de la turbina, siendo esta última, la condición más desfavorable pues la eficiencia de la turbina es menor. En los resultados de la tabla 2.1, esta relación es de 9% en promedio para los casos establecidos.

Tabla 2. 1. Valores de la razón de salto y caudal para diferentes diámetros de rotor. (Gamez, 2019).

D_e [m]	$\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{min}$	$\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{max}$
0,200	0,0082	0,0907
0,250	0,0127	0,1417
0,300	0,0184	0,2040
0,400	0,0326	0,3627
0,500	0,0510	0,5667
0,600	0,0734	0,8161
0,700	0,1000	1,1108
0,800	0,1306	1,4509

Hasta el momento, solo se ha considerado el campo de aplicación teórico que puede trabajar una turbina con un determinado diámetro, pero no se ha considerado la eficiencia que logra alcanza en los diferentes puntos de operación. Si el caudal máximo está dado en la relación

$\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{max}$ y, considerando una misma altura de operación, se toma como caudal mínimo en la relación $\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{min}$; en base a la figura 2.2, se observa que cuando la razón de caudales sea mayor, menor será la eficiencia para la turbina.

En el caso de 200mm de diámetro, con los límites hidráulicos anteriores, puede llegar hasta 9% del valor de la carga máxima, lo que llevaría una eficiencia menor al 50%. Por esto, se trabajará con un rango recomendado de $0,0130 < \frac{Q}{\sqrt{H}} < 0,686$ para la turbina de 200mm (OLADE, 1980). A partir de esta premisa, se considera que la relación entre $Q_{inicial}/Q_{final}$ debe de ser por lo menos mayor a 0,46 para que la eficiencia no se encuentre por debajo del 80%, pues la misma disminuye a medida que la razón de caudal también lo hace como se observa en la figura 2.2. (Hydroenergy and Electricity Program Technical Department OLADE, 1986)

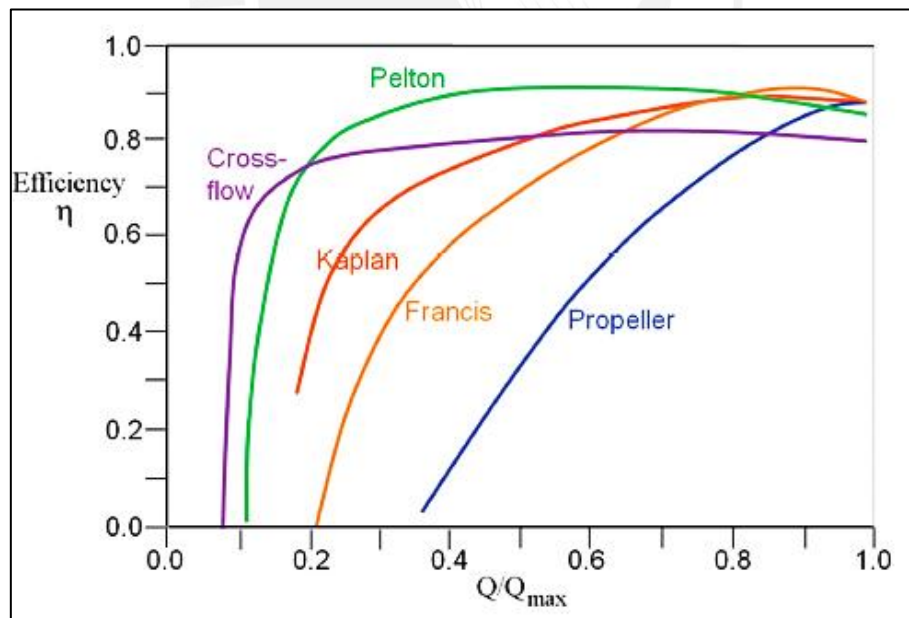


Figura 2. 2. Eficiencia vs descarga para la turbina Pelton, Flujo-cruzado, Kaplan, Francis y turbina hélice. (Sinagra, Sammartano, Aricò, Collura, & Tucciarelli, 2014)

Para la tabla 2.3, se partió del valor recomendado de 0,013 para el $\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{min}$. Luego, bajo una eficiencia no menor de 79%, se optó por $\frac{1}{2}$ para la razón de caudales, pues la eficiencia de la turbina se considera constante a partir de este punto, se determinó el $\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{max}$.

Después, del $\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{max}$ calculado para el primer rotor, se considera a este valor como el $\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{min}$ del segundo rotor. Se procede a repetir el mismo proceso para las ocho turbinas seleccionadas.

Observar que a partir del rotor de 600mm, la eficiencia cambia porque el valor máximo de $\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{max}$ esta limitado por un valor hidráulico recomendado, ver tabla 2.2. A partir de este caso, se trabaja con los $\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{max}$.

Tabla 2. 2. Valores de la razón de salto-caudal y eficiencia para diferentes diámetros de rotor. [2.6]

D_e [m]	$\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{min}$	$\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)_{max}$	$\frac{Q}{Q_{max}}$	$(\eta)_{min}$
0,200	0.013	0.0260	0.500	79
0,250	0.0260	0.0520	0.500	79
0,300	0.0520	0.1040	0.500	79
0,400	0.1040	0.2080	0.500	79
0,500	0.2080	0.4160	0.500	79
0,600	0.4160	0.8161	0.510	80
0,700	0.8161	1.1108	0.735	80
0,800	1.1108	1.4509	0.766	80

En el siguiente gráfico, se puede apreciar los campos de aplicaciones para diferentes diámetros de los rotores en base a la estandarización hidráulica limitada por las rectas en la escala logarítmica de la figura 2.3.

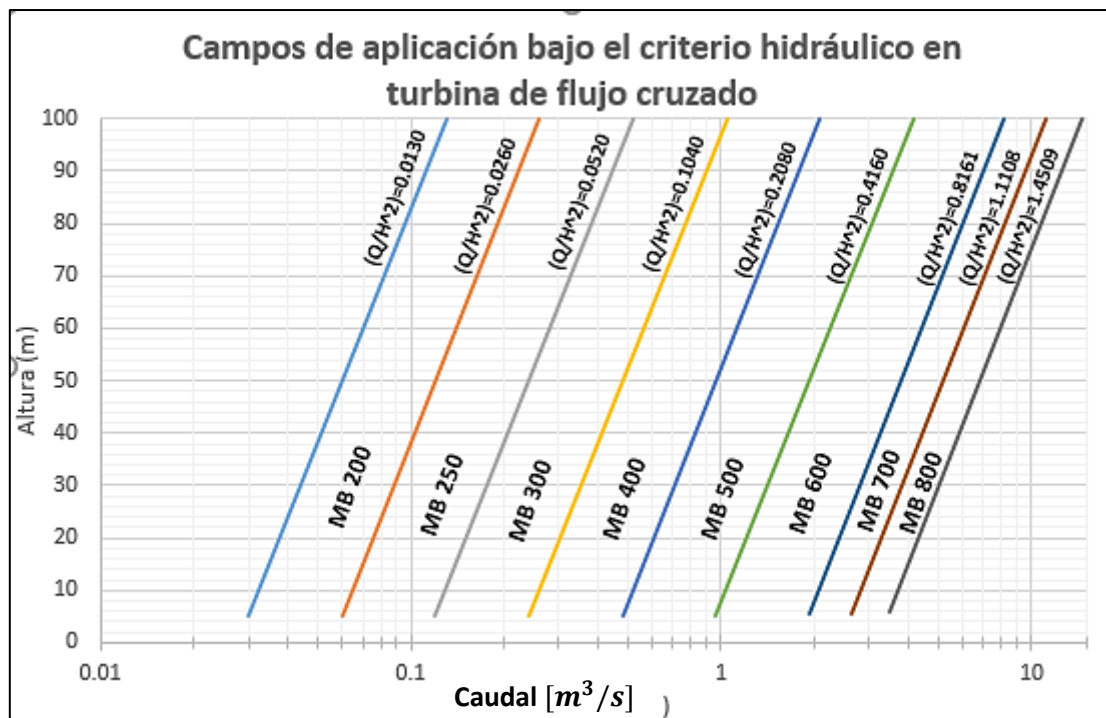


Figura 2. 3. Gráfico de Caudal vs Altura de agua. (Gamez, 2019).

2.2. Estandarización según criterios mecánicos

La segunda parte de la estandarización de las turbinas de flujo cruzado se determina bajo dos criterios mecánicos; es decir, que no fallen los componentes mecánicos que la conforman ni por la variación de potencia mecánica ni por la velocidad de giro. A continuación, se ilustra el diagrama de flujo para el criterio mecánico:

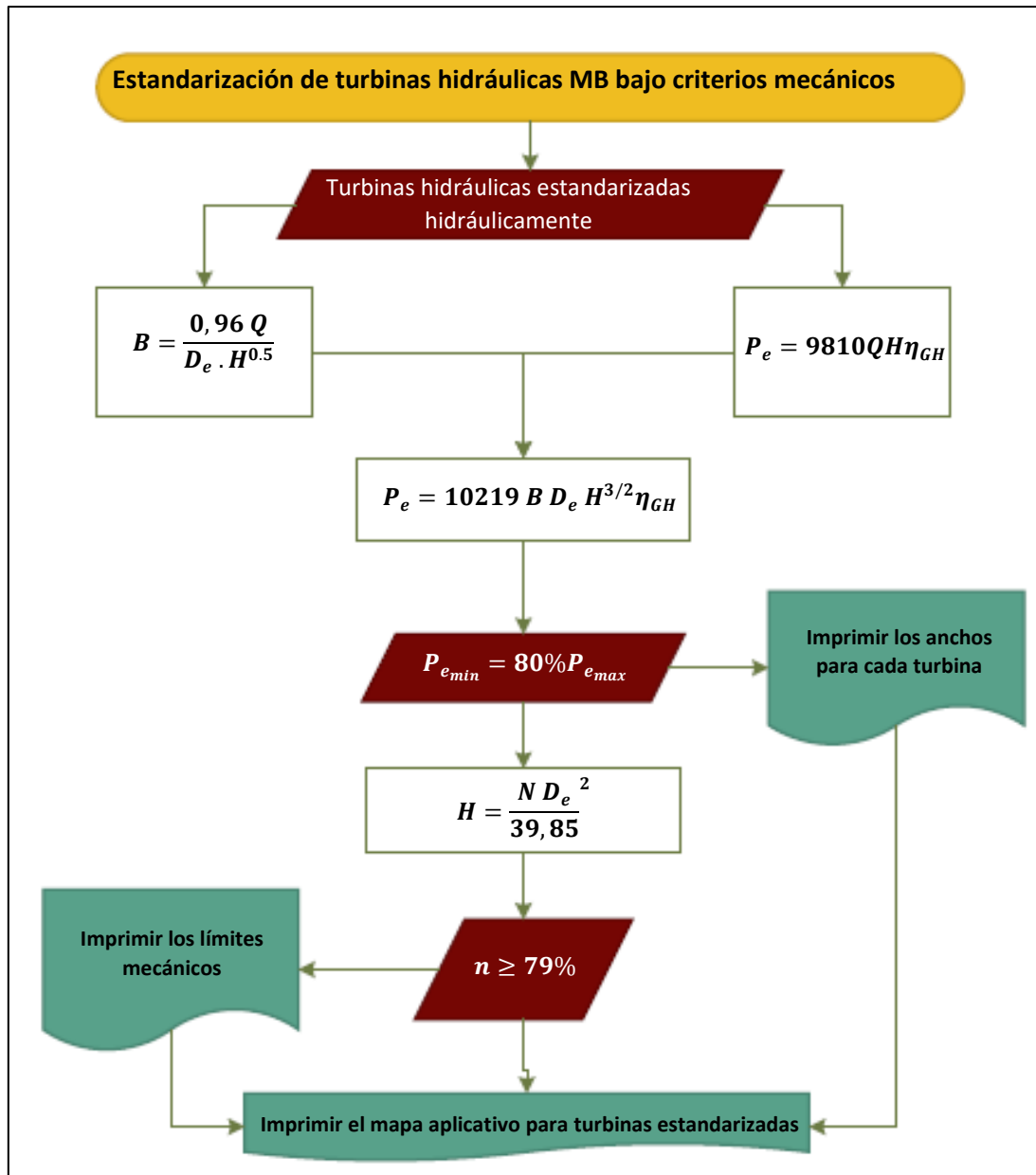


Figura 2. 4. Diagrama de flujo para la estandarización de las turbinas Michell Banki bajo el criterio mecánico para potencias de 5 a 500 kW. (Gamez, 2019)

2.2.1. Criterio bajo la variación de potencia

La relación que existe entre el ancho del inyector y la razón $\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)$, viene expresado por:

$$B = \frac{0.96}{D_e} \cdot \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad [\text{Ec. 2.6}]$$

Donde,

B : Ancho del rotor de la turbina hidráulica [m]

La relación entre el caudal y la raíz cuadrada del salto de agua corresponde un único ancho, B , y viceversa dado un diámetro de rotor, pues la geometría es constante. Además, la potencia que puede generar el grupo hidroenergético en una central hidroeléctrica es:

$$P_e = 9810 * Q * H * \eta_{GH} \quad [\text{Ec. 2.7}]$$

Donde,

P_e : Potencia eléctrica del grupo hidroenergético [W]

η_{GH} : Eficiencia del grupo hidroeléctrico [-]

Por tanto, de la ecuación 2.6 y 2.7, despejando el caudal, se llega a la siguiente ecuación de potencia eléctrica:

$$P_e = 10\,219 * B * D_e * H^{3/2} * \eta_{CH} \quad [\text{Ec. 2.8}]$$

En donde se observa que la potencia eléctrica de la central hidroeléctrica es directamente proporcional a B . Llegado a este punto, es importante mencionar que, para una turbina dada con un diámetro fijo, se admite una variación en la razón caudal-salto por lo que, si se fija un ancho de rotor, se cambiará la potencia eléctrica que esta turbina puede generar. De manera inversa, al tener una variación del ancho del rotor en la turbina, se puede obtener un rango en la potencia eléctrica, el cual estará fijo por la variación salto-caudal.

Siendo así, se empezará con el valor mínimo de la razón $\left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right)$ para cada diámetro de rotor de la tabla 2.2. Por sugerencia práctica de OLADE, se tomará una variación permisible de hasta 20% de la potencia generada como valor máximo; es decir, se elige una potencia de diseño y luego se adiciona el 20% por las variaciones en el tiempo, calculando un ancho inicial y uno

final. De esta manera, se definen los anchos de rotores para cada diámetro, como se muestra en la tabla 2.2.

Tabla 2. 3. Valores de anchos para cada diámetro de rotor. (Gamez, 2019)

ANCHO	B1 [mm]	B2 [mm]	B3 [mm]	B4 [mm]
MB 200	62	75	90	108
MB 250	100	120	144	173
MB 300	166	200	240	288
MB 400	250	300	359	431
MB 500	399	479	575	690
MB 600	666	799	958	1150
MB 700	1119	1343	-	-
MB 800	1333	1600	-	-

2.2.2. Criterio de la velocidad de rotación

En la ecuación 2.1, se mostró que la velocidad de rotación era función de la altura de agua y el diámetro del rotor. Un valor pragmático, recomendado en el Manual elaborado por OLADE en 1985, es 1000 rpm. Una turbina no debe exceder este valor para que no exceda el límite mecánico; de lo contrario, las partes de la turbina presentarían esfuerzos mayores a los admisibles. Sin embargo, un estudio numérico realizado en el 2016 por Ram Chandra, establece que la cavitación aparece en las turbinas Michell Banki a partir de las 500 rpm aproximadamente. (R. C. Adhikari et al., 2016)

Considerado que la velocidad de rotación máxima es de 500rpm; en la ecuación 2.1, se obtiene los valores de salto neto máximos y permisibles que puede alcanzarse para las turbinas Michell Banki previamente seleccionadas en tabla 2.3, como se observa en la tabla 2.4.

Tabla 2. 4. Alturas máximas y admisibles para el diámetro de rotor en milímetros. (Gamez, 2019)

DE [m]	0.200	0.250	0.300	0.400	0.500	0.600	0.700	0.800
H_{ADM} [m]	6	10	14	25	39	56	77	100
H_{MAX} [m]	25	39	56	100	100*	100*	100*	100*

De la figura 2.4, se observa que existen 8 turbinas de diferentes diámetros que presentan diferentes campos de aplicaciones. Por un lado, los límites hidráulicos para cada turbina están conformados por las líneas de pendiente positiva. Por otro lado, los límites mecánicos corresponden a las rectas horizontales; aquí se observan dos límites para cada turbina: uno que es recomendado y otro que es máximo.

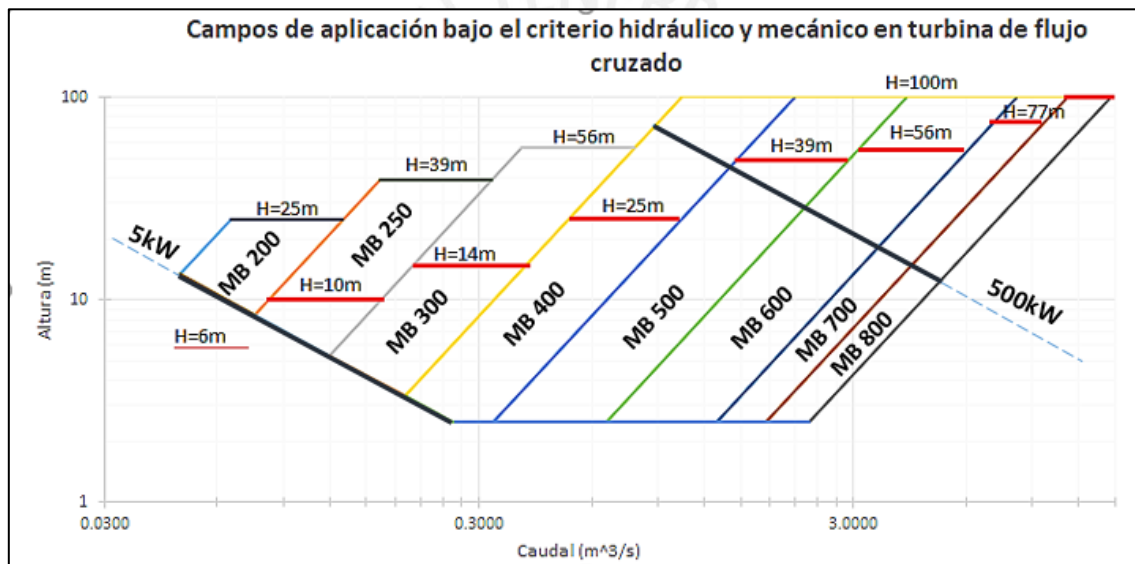


Figura 2. 5. Rangos de aplicación de las turbinas preseleccionadas Michell Banki en escala logarítmica.

Como se trabajará dentro de los límites de altura de agua recomendados, rectas de color rojo, el campo de aplicación de cada turbina debe encontrarse por debajo de cada uno. En el caso de la turbina MB200, diámetro de 200mm, tiene un campo de aplicación por encima del valor de altura de agua recomendado y, por tanto, no se trabajará en ese rango pues ocurriría cavitación en los álabes de la turbina. Para todas las demás turbinas, si existe un valor

recomendado. Otro punto es la potencia, al considerarse dentro de las mini y micro centrales hidráulicas, el rango de operación de estas centrales se encuentra dentro de 5kW y 500kW, es por eso que las turbinas MB500, MB600, MB700 y MB800 tiene el campo de aplicación limitados por la recta de 500kW de potencia y no por la altura máxima recomendada.

2.2.3. Análisis de múltiple-criterio

Para poder determinar qué turbinas estandarizadas se escogerán para diseñarlas preliminarmente, se usará el análisis de criterio múltiple. El primer paso consiste en determinar los campos de selección. El segundo paso tiene como finalizar evaluar cada uno de los tipos estandarizados de turbinas. Por último, se escoge a las opciones con mejores calificaciones bajo un análisis breve, como tercer punto. (Williamson, S.J. Stark, B.H Booker, 2011)

El primer criterio de selección es la de potencia de diseño de las turbinas estandarizadas, considerando una mayor calificación a las turbinas con menores potencias pues se aplica a las picocentrales hidroeléctricas; en cambio, a medida que aumenta la potencia no es recomendable por la baja eficiencia del tipo de turbina. El segundo criterio es el amplio rango de valores permisibles en el caudal y en la altura de agua, con una menor puntuación a las zonas que sean de menor amplitud. El tercer punto es la facilidad de construcción que se encuentra ligada al tamaño de la turbina en donde se prefieren las turbinas de menor geometría debido a su propia fabricación en un taller local. El cuarto punto es el mantenimiento y las horas ligadas a la condición del equipo que corresponden a la complejidad de la máquina. Finalmente, un criterio es si el componente se puede sustituir por otra turbina estandarizada; es decir, el campo de aplicación de una turbina está dentro del campo de otra turbina. Estos criterios se pueden observar en la tabla 2.5. Cabe mencionar que las eficiencias de las turbinas no se han considerado como un criterio porque se seleccionaron con un mínimo de 79% o 80% y, en cualquier caso, presenta una eficiencia similar.

Se observa de los criterios de la tabla 2.5, los mayores valores se aportan para el rango de aplicación y la facilidad de construcción. En la figura 2.5, se observa que la turbina con mayor rango de aplicación en la altura corresponde a MB 500 y las turbinas que presentan pocas piezas en su sistema son aquellas con diámetros pequeños, para este caso menor a 500mm. Esto indica que el área de interés corresponde desde las turbinas del tipo MB 250 hasta las MB 500. Además, las series MB 600, MB 700 y MB 800 solo tiene un alcance menor a 500kW, igual que la serie MB 500, pero se aplicadas a mayores caudales y al encontrar en un rango de potencia cercano a 500kW tienen un bajo puntaje en el criterio de potencia de la turbina pues se aleja del rango de las picocentrales hidroeléctricas.

Tabla 2. 5. Criterios de selección para el análisis de multi-criterio.

	CRITERIOS	VALORES
1	Potencia de la turbina	x0,2
a	Menores a 10kW	3
b	De 10kW a 100kW	2
c	Hasta 500kW	1
2	Rango de aplicación	x0,3
a	Menores a $0.4 \text{ m}^3/\text{s}$	2
b	Mayores a $0.4 \text{ m}^3/\text{s}$	1
3	Facilidad de construcción	x0,3
a	Diámetros menores a 500mm	2
b	Diámetros mayores a 500mm	1
4	Mantenimiento	x0,1
a	Diámetro menor a 500mm	2
b	Diámetro mayor a 500mm	1
5	Irreemplazable	x0,2
a	No se puede reemplazar	2
b	Se puede reemplazar	1

Luego de indicar cuales son las turbinas de interés, se han determinado varios anchos de las turbinas dado un diámetro. El último criterio de selección corresponde a si un tipo de turbina puede ser reemplazado por otro, para el caso de estandarización, la serie MB XX4, de mayor

ancho, puede reemplazar a las series XX1, XX2, y XX3 si es que se regula el ancho de ingreso al rotor, cosa que no puede ser en el caso inverso.

Es por ello, que solo se trabajará con las turbinas MB 254, MB 304, MB 404 y MB 504. Cabe mencionar la existencia del factor económico, el cual no se ha mencionado o evaluación directamente, pero guarda relación con los criterios técnicos mencionados en la tabla anterior.

En la figura 2.6, se observa el campo de aplicación final de las 4 turbinas Michell-Banki de las que sus principales componentes serán diseñados.

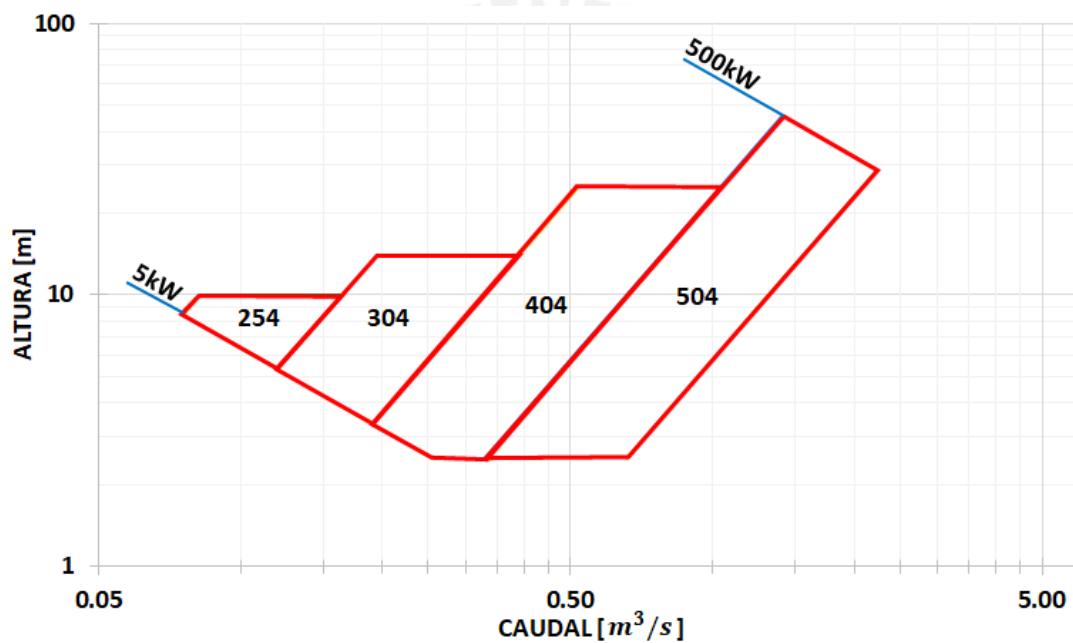


Figura 2. 6. Campo de aplicación de las turbinas seleccionadas y estandarizadas (Gamez, 2019)

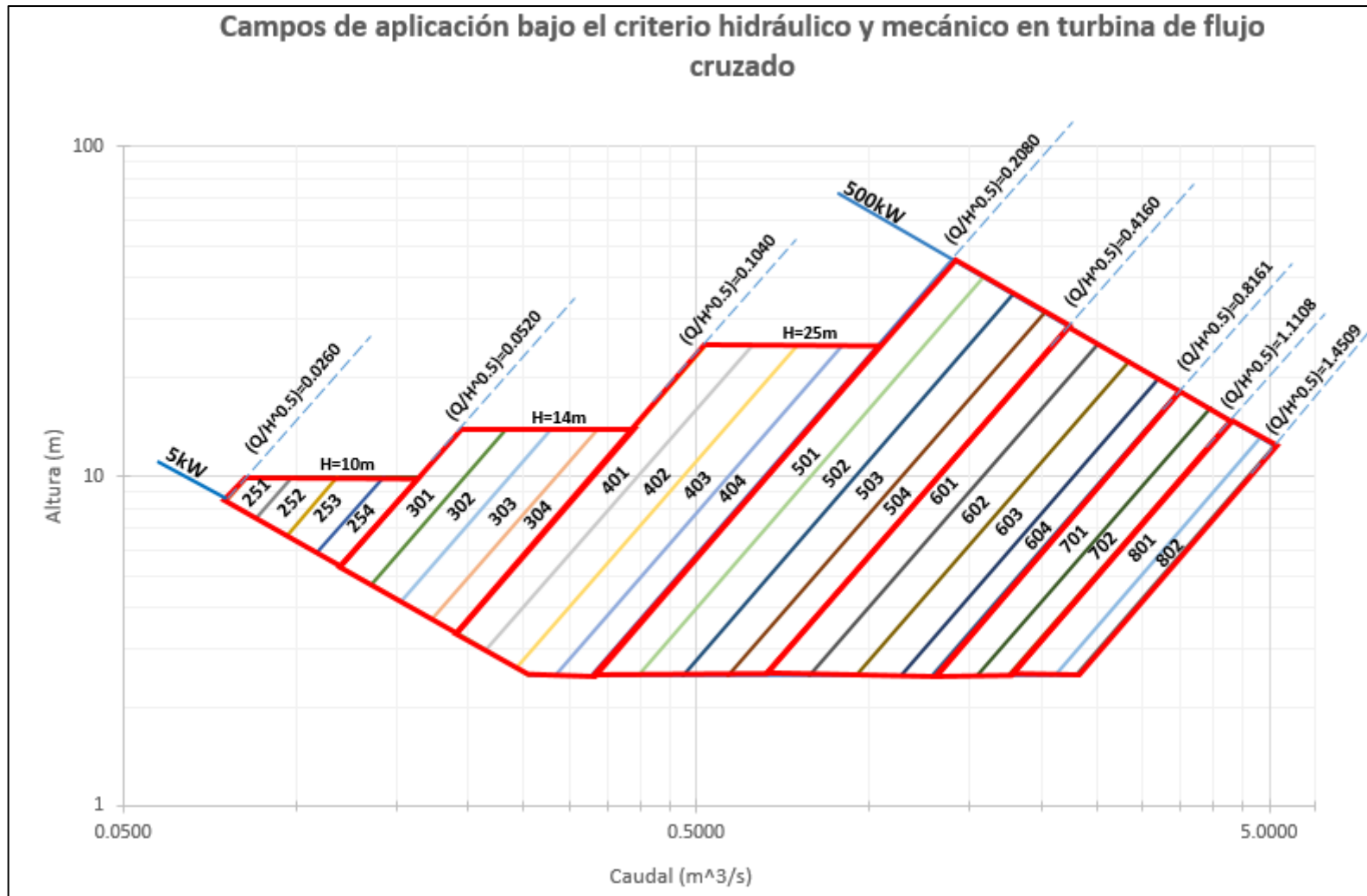


Figura 2. 7. Campo de aplicación de las 24 turbinas estandarizadas para el rango de potencia desde 5kW hasta 500kW. (Gamez, 2019)

Referencias Bibliográficas

- [2.1.] Adhikari, R. C., Vaz, J., & Wood, D. (2016). Cavitation inception in crossflow hydro turbines. *Energies*, 9(4), 1–13. <https://doi.org/10.3390/en9040237>
- [2.2.] Hydroenergy and Electricity Program Technical Department OLADE. (1986). Standardization of Hydraulic Turbines of the Michell-Banki, for use in Small Hydropower Stations, (3), 63–82.
- [2.3.] OLADE. (1980). Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas (1st ed., pp. 1–114).
- [2.4.] Sinagra, M., Sammartano, V., Aricò, C., Collura, A., & Tucciarelli, T. (2014). Cross-Flow turbine design for variable operating conditions. *Procedia Engineering*, 70, 1539–1548. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.02.170>
- [2.5.] Williamson, S.J. Stark, B.H Booker, J. D. (2011). Low Head Pico Hydro Turbine Selection using Multi-Criteria. En *World Renewable Energy Congress 2011 - Sweden* (pp. 1377–1385).
- [2.6.] Gamez (2019). Estandarización y selección de turbinas Michell-Banki para el rango de 5 a 500 kW en el Perú. En *XIV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica – CIBIM 2019*. (pp. 103-108).

CAPÍTULO 3

DISEÑO HIDRÁULICO Y MECÁNICO DE LA TURBINA

En el presente capítulo se describe el diseño de los componentes principales de las turbinas estandarizadas Michell-Banki para el campo de aplicación determinado anteriormente. Para ello, se parte de los siguientes parámetros de entrada: salto neto de agua y caudal.

El capítulo comienza analizando las relaciones hidráulicas correspondientes a la turbina Michell-Banki: la trayectoria de la velocidad de agua, el diagrama de velocidades de agua, la eficiencia de la turbina; para determinar las dimensiones del rotor, eje, inyector y pieza de transición de las turbinas. Luego, se diseñan los componentes bajo el criterio mecánico de la turbomaquinaria, es decir, se realizan los cálculos y diagramas necesarios para verificar que los elementos de máquina trabajan de manera admisible.

3.1. Diseño hidráulico de la turbina Michell-Banki

Se realiza el análisis hidráulico sobre los aspectos constructivos y las dimensiones generales de la turbina Michell-Banki que presenta el flujo cruzado de agua al interior del rotor para poder determinar las ecuaciones que describen la geometría de los principales componentes: rotor, árbol de transmisión principal, inyector y pieza de transición.

3.1.1. Trayectoria absoluta del flujo de agua en el rotor.

Las turbinas hidráulicas Michell-Banki se diseñan considerando que el chorro de agua no se encuentra en contacto con el eje; es decir, que la trayectoria absoluta no cruce o sea tangente a la periferia del eje. A continuación, se indican las relaciones cinemáticas para las direcciones que tendrá la velocidad de chorro de agua para el primer efecto, a través del rotor y el segundo efecto. En la figura 3.1, se observa el campo de velocidades a través de la turbina Michell-Banki.

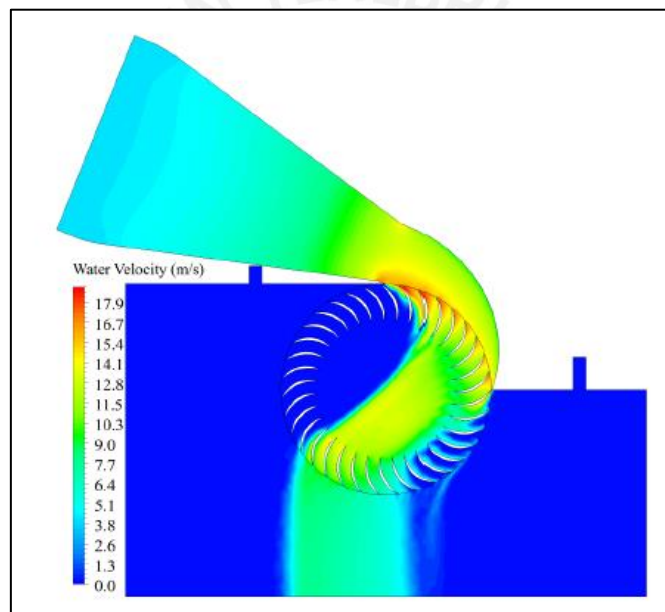


Figura 3. 1. Fronteras del campo de velocidades de agua en una turbina Michell Banki. Fuente: (Sammartano et al., 2013)

Primer efecto

La velocidad absoluta $V1$ se descompone en la velocidad del rotor $U1$ y la velocidad relativa $W1$, al ingreso del rotor. Para determinar la trayectoria, es necesario seguir un procedimiento gráfico, descrito a continuación.

Primero, se divide la magnitud de la velocidad U_1 , W_1 y el arco de álabe en partes iguales, como se aprecia en la figura 3.3.

A continuación, se traza líneas paralelas en la dirección U_1 que pasen por cada nodo de división del álabe, se observa las líneas amarillas en la figura 3.3.

Finalmente, en cada línea trazada, se adiciona una unidad de la velocidad U_1 de forma ascendente, iniciando desde 0 en el exterior y terminando en el interior. De esta manera, la trayectoria sería descrita por el trazo azul, figura 3.3.

Figura 3. 2. Pasos para graficar la trayectoria mediante método gráfico. Fuente. (Sarrate & Albrecht, 1962)

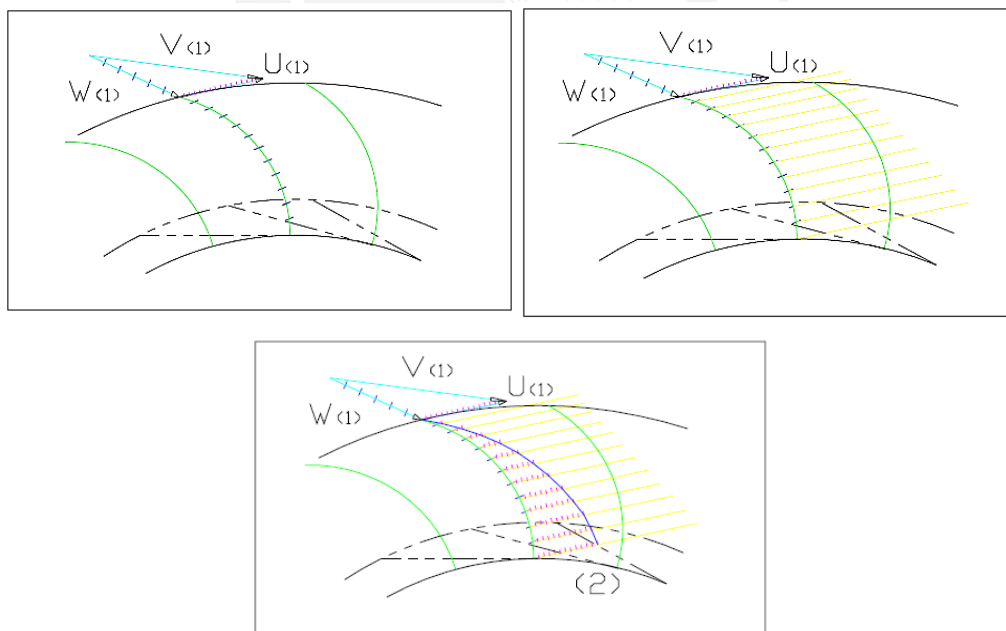


Figura 3. 3. Descomposición y división de las velocidades de agua en el rotor. (Egúsqiza & Sanches, 2006)

Trayectoria dentro del rotor

La trayectoria que tendría el agua en esta sección es de naturaleza parabólica pues solo es afectada por la gravedad en todo el trayecto mencionado. La velocidad W_2 y W_2' , por tanto, no son iguales en dirección, como se observa en la figura 3.4.

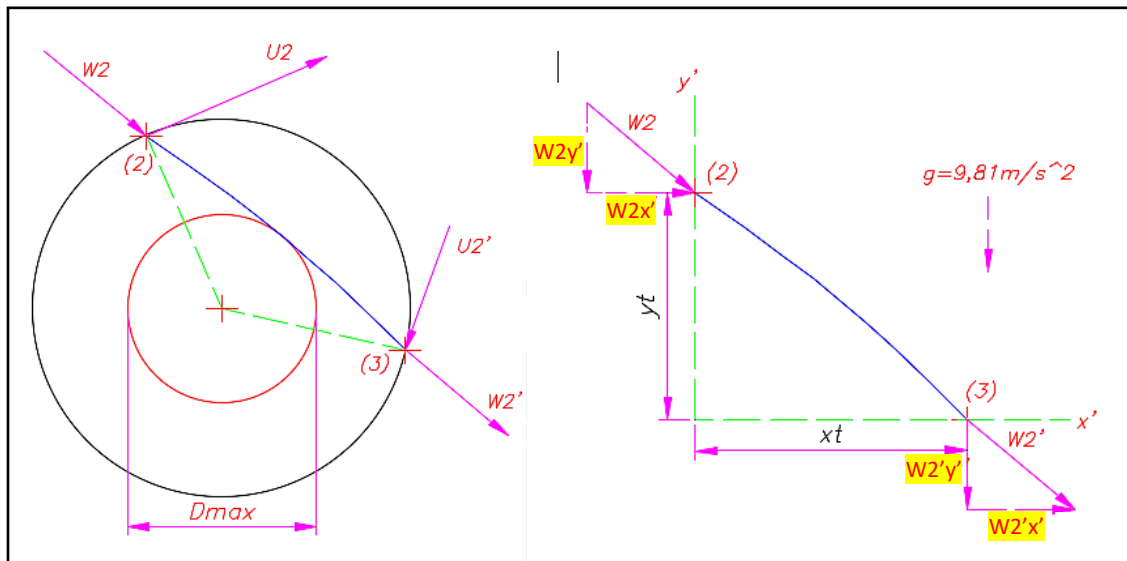


Figura 3. 4. Trayectoria interna del flujo de agua.

Si la trayectoria inicia en el punto 2, entonces la velocidad de partida será dada por la velocidad relativa del agua. Al plantearse un sistema de coordenadas para describir el trayecto de 2 a 3, como se muestra en figura 3.4., la velocidad en la dirección y' será influenciada por una aceleración de $9,81\text{m/s}^2$.

Siendo las funciones de las velocidades absolutas del agua en función del tiempo:

$$V_{y'}(t) = W_{2y'} + g * t \quad [\text{Ec 3. 1}]$$

$$V_x(t) = W_{2x'} \quad [\text{Ec 3. 2}]$$

Luego de un tiempo t_1 , la partícula de agua viaja de 2 a 3. En la dirección x , se describe un movimiento a velocidad constante $W_{2x'}$.

$$x_t = W2x' * t1 \quad [\text{Ec 3. 3}]$$

Quedando, la velocidad en la dirección y como;

$$W2'y' = W2y' + g * xt/W2x' \quad [\text{Ec 3. 4}]$$

Bastará con determinar cuál es la distancia recorrida en la dirección horizontal para poder calcular la velocidad en el punto 3.

3.1.2. Diagrama de velocidad del agua

La turbina Michell Banki se considera una turbina de acción pues la variación de presión en el dentro del rotor es cero; en otras palabras, el grado de reacción es nulo. (Egúsqiza & Sanches, 2006)

$$Gr = \frac{-\int_1^2 \frac{dP}{\rho}}{H * g} = \frac{H_{est}}{H} = 0 \quad [\text{Ec 3. 5}]$$

Para lograr la máxima eficiencia en el diseño de la turbina, se considera la velocidad rotativa a la entrada del rotor como la mitad de la componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada. Esto se corrobora con los estudios realizados por Sammartano en 2013. En la figura 3.5, se observa la tendencia de la eficiencia por la variación de la razón de estas velocidades y el valor máximo cuando V_1/U es igual a 2.

$$U_2 = \frac{V_{u2}}{2} \quad [\text{Ec 3. 6}]$$

Es menester determinar las velocidades a la entrada y a la salida del inyector, para esto se utilizará la ecuación de Bernoulli, considerando que la velocidad a la salida de la turbina tiene un valor despreciable.

$$\frac{P_o}{\gamma_w} + \frac{V_o^2}{2 * g} + z_o = \frac{P_1}{\gamma_w} + \frac{V_1^2}{2 * g} + z_1 + \Delta H_t + \Delta H_i \quad [\text{Ec 3. 7}]$$

Donde,

- V_i : Velocidad absoluta en el punto i [m/s]
 P_i : Presión absoluta en el punto i [kPa]
 Z_i : Altura geográfica del agua en el punto i [m]
 γ_w : Peso específico del agua [kg/m³]
 ΔH_t : Pérdidas debido a la naturaleza viscosa del fluido [m]
 ΔH_i : Pérdidas mecánicas debido a la fricción en el inyector [m]
 i : (0 para superficie del recurso hídrico; y 1, salida del inyector)

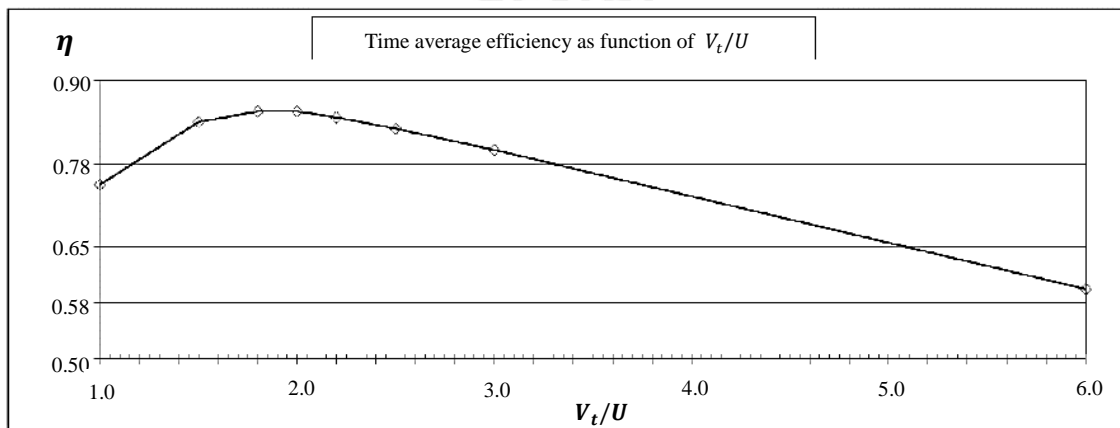


Figura 3. 5. Curva de eficiencia de la turbina Michell Banki en función a la razón de la velocidad absoluta respecto a la velocidad tangencial. Fuente: (Sammartano et al., 2013)

En la figura 3.6, el recorrido del flujo de agua es mostrado desde la toma de agua en el reservorio hasta la salida de la turbina Michell Banki. Para ello, se considera la misma presión atmosférica en el punto 0 y punto 1, y se desprecia la pérdida de energía por los accesorios en la tubería forzada. En cada punto mostrado se evalúa la magnitud y dirección de las velocidades.

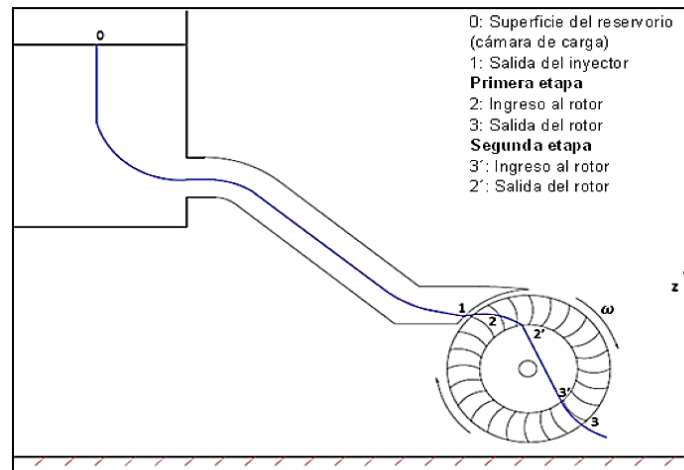


Figura 3. 6. Esquema del recorrido de flujo de agua para una turbina Michell Banki. Fuente: (Zuloeta, 2012)

$$V_1 = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = Kc \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad [\text{Ec 3. 8}]$$

La ecuación 3.8 relaciona a la velocidad en el punto 1, salida del inyector, y la altura de agua o salto bruto. Además, el coeficiente de velocidad del inyector se representa por Kc y depende de la forma constructiva del inyector, se tomará el valor de 0,98 (Egúsqiza & Sanches, 2006). Una importante consideración en la cinemática de la turbina es que la velocidad a la salida del inyector V_1 es la misma, en magnitud y dirección al ingreso del rotor V_2 .

En base al diagrama de velocidades de la figura 3.4, se analizan las componentes en el punto 2, al ingreso del rotor. Partiendo de la ley de cosenos para el triángulo en ese punto se tiene lo siguiente:

$$W_2^2 = V_2^2 + U_2^2 - 2 \cdot V_2 \cdot U_2 \cdot \cos(\alpha_2) \quad [\text{Ec 3. 9}]$$

Por otro lado, la componente radial de la velocidad relativa en el punto 2 es:

$$W_{2r} = W_2 \cdot \text{sen}(\beta_2) \quad [\text{Ec 3. 10}]$$

Entonces, si se despeja β_2 en función de α_2 , se logra la siguiente ecuación:

$$\beta_2 = \arcsen\left(\frac{\text{sen}(\alpha_2)}{\sqrt{1 - 0,75 \cdot \cos^2(\alpha_2)}}\right) \quad [\text{Ec 3. 11}]$$

Como se observa en la ecuación 3.11, si el valor de ángulo α_2 es conocido, por lo tanto, β_2 también lo es, bajo esta relación analítica.

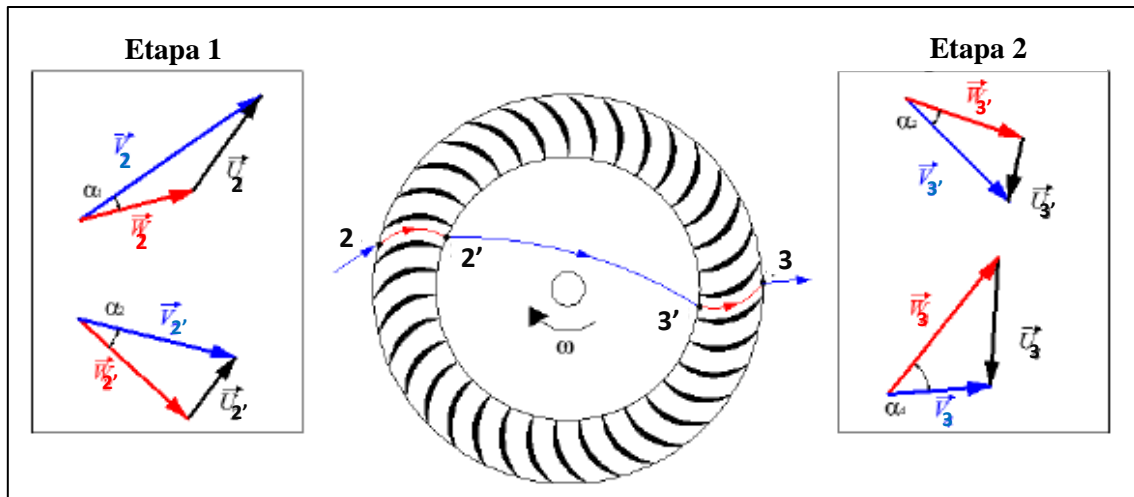


Figura 3. 7. Diagrama de velocidades para el primer efecto, de 2 a 2', y para el segundo efecto de 3' a

3. Fuente: (Sammartano et al., 2013)

El parámetro más importante para el diseño hidráulico de la turbina de flujo cruzado es el ángulo α_2 entre la trayectoria de la partícula de agua y la tangente de la circunferencia del rotor de la turbina (Sinagra et al., 2014). La teoría indica que este valor debe ser lo más cerca a cero posible pues en ese grado la eficiencia es óptima. Sin embargo, investigaciones experimentales realizadas por Fiuzart y Akerker en 1989 reportaron que se puede lograr una eficiencia máxima de 88% cuando el ángulo es 20° . Respecto al valor de β_2 , se recomienda el valor de 141° porque aumenta el rendimiento de la turbina bajo el experimento realizado en 2018 por Adhikari (R. Adhikari & Wood, 2018). Por un lado, el valor que debe tener β_2 , considerando la fórmula 3.11, es de $143,9^\circ$. Por otro lado, el valor recomendado de acuerdo

al experimento es de 141° . Para el diseño, se considera el dato experimental por presentar una mayor eficiencia.

Reemplazando la ecuación 3.6 en la ecuación 3.8, obtiene lo siguiente:

$$U_2 = \frac{V_{2u}}{2} = V_2 \cdot \frac{\cos(\alpha_2)}{2} \quad [\text{Ec 3. 12}]$$

$$V_2 = 4,43 \cdot Kc \cdot \sqrt{H} \quad [\text{Ec 3. 13}]$$

$$U_2 = 2,22 \cdot Kc \cdot \sqrt{H} \cdot \cos(\alpha_2) \quad [\text{Ec 3. 14}]$$

Resolviendo la última ecuación en función a U_2 ,

$$U_2 = 2,09 \cdot Kc \cdot \sqrt{H} \quad [\text{Ec 3. 15}]$$

Con la ley de senos en el triángulo de velocidades en el punto 2, se obtiene:

$$\frac{W_2}{\text{sen}(\alpha_2)} = \frac{V_2}{\text{sen}(180 - \beta_2)} \quad [\text{Ec 3. 16}]$$

Relacionando las cuatro últimas ecuaciones, resulta:

$$W_2 = \frac{4,43 \cdot Kc \cdot \sqrt{H}}{\text{sen}(180 - \beta_2)} \cdot \text{sen}(\alpha_2) \quad [\text{Ec 3. 17}]$$

$$W_2 = 2,359 \cdot \sqrt{H} \quad [\text{Ec 3. 18}]$$

Para obtener la ecuación 3.17 no se consideró el espesor del álabe del rotor, es por esto que como medida constructiva se afilará en los extremos por lo menos 1mm de achaflanado de 45° para que exista continuidad en el flujo de agua y no genere impacto o choques.

Luego que la pase por el punto 2, el siguiente punto se encuentra en el interior del rotor y se cumple lo siguiente:

$$W_2 = 2,359 \cdot \sqrt{H} \quad [\text{Ec 3. 19}]$$

$$V_{3u} = U_3 \quad [\text{Ec 3. 20}]$$

$$V_{3u} = W_3 = \frac{Q}{\pi \cdot D \cdot Br} \quad [\text{Ec 3. 21}]$$

El segundo efecto se encuentra relacionado con el primera pues la velocidad del punto 3' es similar a la velocidad 3 pero con una variación en la dirección y aumento de magnitud por la gravedad, como ya se explicó en la trayectoria absoluta del agua.

Luego de aplicar la ley de cosenos, las relaciones cinemáticas del punto donde sale el flujo de agua de la turbina son las siguientes:

$$V_{2'}^2 = W_{2'}^2 + U_{2'}^2 - 2 \cdot W_{2'} \cdot U_{2'} \cdot \cos(180 - \beta_2) \quad [\text{Ec 3. 22}]$$

A continuación, se muestra un cuadro resumen de los valores para el primer efecto a la entrada del rotor.

Tabla 3. 1. Valores de las velocidades a la entrada del rotor de la turbina Michell Banki.

VELOCIDAD		RESULTANTE	COMPONENTE RADIAL	COMPONENTE TANGENCIAL	COMPONENTE AXIAL
Absoluta	$[\vec{V}_2]$	V_2	V_{2r}	V_{2u}	V_{2a}
		$4,34 \cdot \sqrt{H}$	$1,95 \cdot \sqrt{H}$	$3,88 \cdot \sqrt{H}$	0
Tangencial	$[\vec{U}_2]$	U_2	U_{2r}	U_{2u}	U_{2a}
		$2,05 \cdot \sqrt{H}$	0	$2,05 \cdot \sqrt{H}$	0
Relativa	$[\vec{W}_2]$	W_2	W_{2r}	W_{2u}	W_{2a}
		$2,359 \cdot \sqrt{H}$	$1,485 \cdot \sqrt{H}$	$1,833 \cdot \sqrt{H}$	0

3.1.3. Eficiencia de la turbina Michell Banki

Las pérdidas que ocurren durante la transferencia de energía en la turbina tiene 3 naturalezas: hidráulica, mecánica y volumétrica:

- La primera ocurre por la resistencia que tiene el agua a fluir, es decir, la viscosidad real que presenta el fluido.

- La segunda sucede debido al calor liberado por la fricción entre los componentes de la turbina de flujo cruzado por el contacto relativo entre ellos.
- Finalmente, la tercera aparece pues no es sellada a la totalidad el fluido del medio y tiende a perderse un poco antes de entrar al rotor.

La magnitud de la eficiencia volumétrica es relativamente elevada y, la fricción es la que mayor pérdida ocasiona (M. Assureira, 1994). El rango de la eficiencia total de la turbomáquina oscila entre el 60% y 80%, al incorporar avances tecnológicos en el diseño de las turbinas estandarizadas que pueden llegar al 90%, se trabajará con el 80% de rendimiento global. En el siguiente gráfico, se ilustran valores usuales de los tipos de rendimientos en este tipo de turbinas de doble efecto.

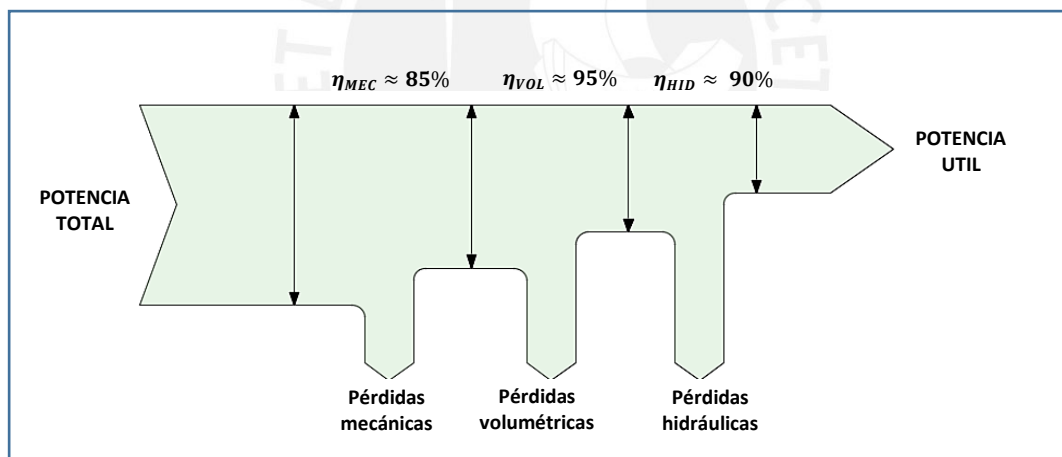


Figura 3. 8. Diagrama de *Sankey* para la potencia en una turbina Michell Banki.

3.1.4. Velocidad de rotación

La velocidad angular del rotor se encuentra definida por el diámetro de la turbina y el salto de agua entre el recurso y la turbina. La función se expresa de la siguiente manera:

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

[Ec 3. 23]

Donde,

N	:	Velocidad de giro del rotor [RPM]
D	:	Diámetro exterior del rotor [m]
H	:	Altura neta del agua [m]

3.1.5. Diseño del rotor de la turbina Michell Banki

El rotor se determina por 3 parámetros geométricos: el diámetro exterior, el diámetro interior y el ancho. Este elemento es el más importante de la turbina de doble efecto pues ocurre la transferencia de la cantidad de movimiento hacia trabajo mecánico.

- **Diámetro externo** : D [m]

Los diámetros de las turbinas Michell Banki no pueden ser mayores a $1m$ ni menores a $200mm$ por consideraciones prácticas de construcción y fabricación. (OLADE, 1980) La explicación se basa en que estas turbinas son usadas para bajos caudales y potencias. La mayoría de los autores mencionan, para pequeñas centrales, los diámetros más usados varían desde $200mm$ a $500mm$ (Facultad de Ingeniería - Laboratorio de Máquinas Hidráulicas, 1923).

Los factores que se toman en cuenta para el diseño son los siguientes:

- ✓ El rendimiento hidráulico es proporcional al diámetro del rotor.
- ✓ Los rotores de mayor tamaño presentan una menor velocidad de embalamiento.
- ✓ La proporción de ancho y diámetro externo no debe ser mayor a 2 pues la variación de sección entre la tubería y el inyector debe ser similar para obtener una transición continua y sea fácil de construirla.
- ✓ El grado de sencillez para la construcción y fabricación.

- **Diámetro interno** : d [m]

El diámetro interno es directamente proporcional al diámetro exterior con la influencia del ángulo α_2 , como se muestra en la siguiente ecuación (OLADE, 1980):

$$d = D \cdot \sqrt{\left(2 \cdot \frac{\text{sen}(\alpha_2)}{1 + \text{sen}(\alpha_2)}\right)} = 0,714 \cdot D \quad [\text{Ec 3. 24}]$$

- **Ancho del rotor** : Br [m]

Se buscan las menores pérdidas mecánicas e hidráulicas. Para lograrlo, el ancho del rotor es 20% mayor del ancho del inyector, siendo el factor determinante la relación de transición circular a rectangular. De esta manera, las pérdidas en la transición son menores. La verificación mecánica se realizará en el siguiente capítulo.

$$Br = v \cdot B = 1.2 B \quad [\text{Ec 3. 25}]$$

Donde,

B : Ancho del inyector [m]

3.1.6. Diseño de los álabes del rotor

Dos aspectos serán analizados: la geometría del álabe que dependerá de la facilidad de construcción debido al proceso de fabricación y el número de álabes que existe un número óptimo donde no influya demasiado la fricción ni el espesor.

- **Número de álabes** : Z [-]

El número de álabes se determina por la sencillez en la fabricación del rotor, la magnitud del diámetro exterior del rotor y el rendimiento global de la turbomáquina. Por un lado, el tener un gran número de álabes causa mayores pérdidas por fricción debido al creciente contacto que tiene el flujo de agua con estos elementos, disminuyendo el rendimiento global. Por otro lado, al disminuir el número de álabes se generan altos impactos, la generación no se realiza

de manera uniforme y parte del flujo no estará en contacto con el álabe, aumentando las pérdidas. Es por ello, se utilizarán valores recomendados por investigaciones científicas y experimentales de 20 alabes.

Tabla 3. 2. Resumen de los parámetros de diseño usados en estudios experimentales. *indica un valor para la máxima eficiencia. Fuente: (R. Adhikari & Wood, 2018)

Source	δ (deg)	β_{1b} (deg)	β_{2b} (deg)	R_2/R_1 (-)	N_b (-)	θ_s (deg)	η (%)
Macmore and Merryfield [7]	16	30	90	0.66	20	-	68
Varga [8]	16	39	-	0.66	30	-	77
Durali [9]	16	30	90	0.68	24	-	76
Dakers and Martin [10]	22	30	90	0.67	20	69	69
Johnson and White [11]	16	39	-	0.68	18	60	80
Nakase et al. [12]	15	39	-	0.68	26	90	82
Durgin and Fay [13]	16	39	-	0.68	20	63	66
Khosrowpanah [14,15]	16	39	90	0.68	15	58, 78, 90 *	80
Horthsall [16]	16	-	-	0.66	21	-	75
Ott and Chappell [17]	16	-	-	0.68	20	-	79
Fiuzat and Akerker [18]	20-24 *	39	90	0.68	20	90	89
Desai [19]	22 *-32	39	90	0.60-0.68 *-0.75	30	90	88
Totapally and Aziz [20]	22 *-24	39	55 *-90	0.68	35	90	90

- **Geometría del álabe del rotor:**

Es conocido en el sector hidroeléctrico que los álabes son sectores circulares de tubos de acero inoxidable. Adicionalmente, otro método de construcción se logra por el rolado de planchas de acero para obtener el perfil dinámico necesario.

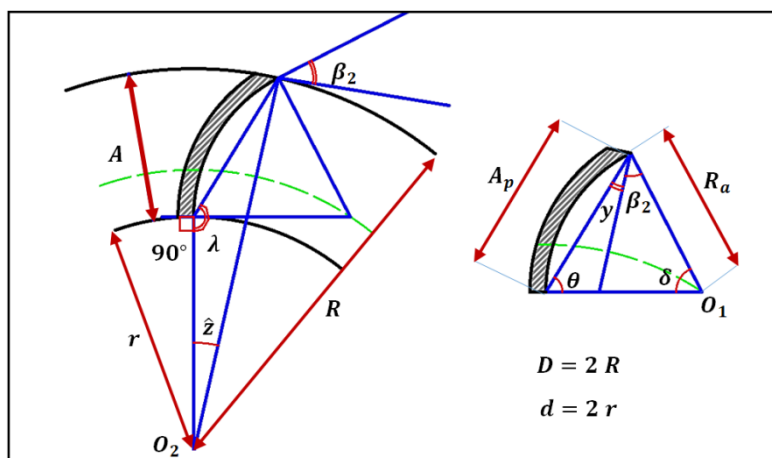


Figura 3. 9. Geometría del álabe del rotor.

De la figura 3.9, se observa que el alabe tiene una sección circular con centro en O_1 , el centro de los alabes pasa por el lugar geométrico de la línea intermitente de color verde. Si se considera que es una sección circular, los radios R_a describen un triángulo isósceles, por tanto:

$$\theta = y + \beta_2 \quad [\text{Ec 3. 26}]$$

El valor de β_2 ya se conoce previamente y se seguirá trabajando con 39° . Al aumentar 90° al ángulo θ se obtiene el ángulo λ pero este último ángulo es complemento de la suma de \hat{z} y y .

Si reemplazamos estas relaciones en la ecuación 3.26, se obtiene:

$$y + \frac{\hat{z}}{2} = 25,5^\circ \quad [\text{Ec 3. 27}]$$

$$\theta = 64,5^\circ - \frac{\hat{z}}{2} \quad [\text{Ec 3. 28}]$$

$$\lambda = 154,5^\circ - \frac{\hat{z}}{2} \quad [\text{Ec 3. 29}]$$

Adicionalmente, se obtiene lo siguiente de las correlaciones en la geometría del álabe:

$$\delta = 180^\circ - y - 39^\circ - \theta \quad [\text{Ec 3. 30}]$$

$$\delta = 51^\circ + \hat{z} \quad [\text{Ec 3. 31}]$$

La diferencia entre los radios del rotor se denomina A . Conociendo que la relación entre diámetro del rotor, externo e interno, corresponde a la ecuación 3.24; se obtiene de la ley de senos:

$$\frac{r}{R} = \frac{\text{sen}(30^\circ - 0,5 \hat{z})}{\text{sen}(150^\circ - 0,5 \hat{z})} \quad [\text{Ec 3. 32}]$$

$$\hat{z} = 9,21^\circ \quad [\text{Ec 3. 33}]$$

Finalmente, la ecuación que relaciona R_a en función a R , \hat{z} , δ , θ y λ es:

$$R_a = R \cdot \frac{\text{sen}(\hat{z})}{\text{sen}(\delta)} \cdot \frac{\text{sen}(\theta)}{\text{sen}(\lambda)} \quad [\text{Ec 3. 34}]$$

3.1.7. Diámetro máximo del eje del rotor

La turbina de flujo cruzado se caracteriza por que el flujo de agua impacta con el rotor dos veces, para ello el flujo tiene que pasar por el interior del rotor y no entrar en contacto con la periferia del eje. Entonces, es necesario determinar cuál debería ser el diámetro máximo del eje de rotor. Se utilizará la figura 3.9 para definir de forma gráfica los parámetros geométricos:

$$\theta_1 = \frac{R_a \cdot \delta}{W_2} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \quad [\text{Ec 3. 35}]$$

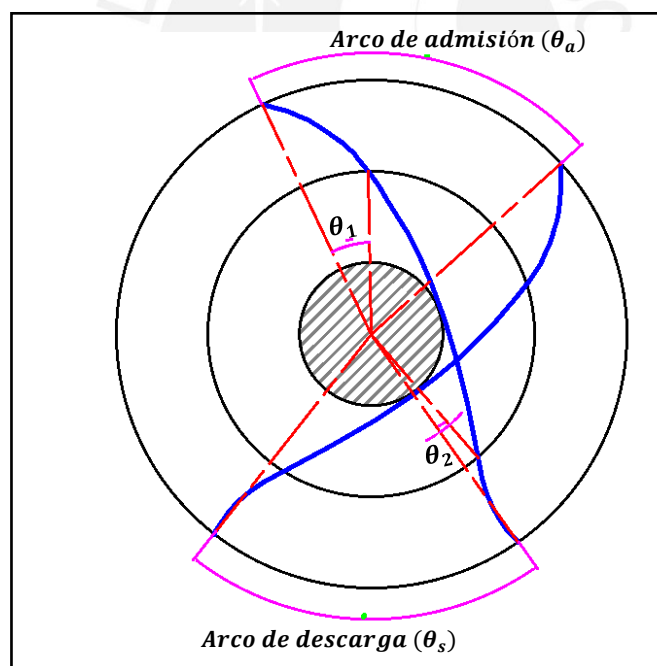


Figura 3. 10. Ángulo de admisión y descarga en el rotor de Michell Banki.

Siendo z_{adm} el número de álabes que se encuentra trabajando en la admisión, se tiene una relación entre el diámetro máximo que se le permite tener al eje del rotor, expresado por:

$$d_{eje_maximo} = d \cdot \text{sen}(\theta_1)$$

[Ec 3. 36]

3.1.8. Diseño del inyector

La principal función del inyector es canalizar el flujo hacia el rotor de forma uniforme y aumenta la velocidad del flujo. Su diseño afecta al rendimiento de la turbina y se parte del ya establecido ángulo $\alpha_2 = 20^\circ$.

De la tabla 3.2, donde se muestra un resumen de los principales parámetros geométricos para lograr una mayor eficiencia en las turbinas Michel Banki, se trabaja con el ángulo $\theta_a = 90^\circ$ para la admisión.

- **Disposición del inyector**

En la condición de entrada para el flujo de agua al rotor de la turbina, la sección cuadrada es acorde a la geometría del rotor pues el ancho se mantiene. Además, el perfil del alabe directriz, por lo general, es el contorno de circunferencia para el exterior, teniendo en cuenta que el centro de esta circunferencia no coincide con el eje de la turbina (“KEKENERGIA,” n.d.). Las 2 configuraciones usadas son mostradas a en la figura 3.11 Para el diseño del inyector se utilizará la disposición horizontal pues se obtiene una mejor disposición de la tubería forzada, a pesar que la eficiencia en la turbina es menor que una disposición vertical. (Chattha et al., 2014)

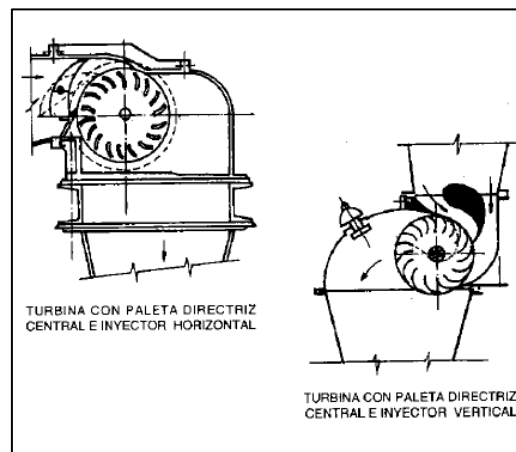


Figura 3. 11. Configuraciones del álabe directriz en la turbina Michell Banki.(Coz, 1995)

- **Ancho del inyector** : B [m]

El caudal de agua dividido entre la componente radial de la velocidad da como resultado el área de admisión y, de manera geométrica, este área se encuentra en función al ancho del rotor, el número de álabes, $\frac{1}{4}$ del total para este caso, y al diámetro del rotor, si se despega en función al ancho de inyector, se obtiene:

$$B = \frac{Q}{4,43 \cdot K_c \cdot (\pi \cdot D - e \cdot Z) \cdot \sqrt{H} \cdot \text{sen}(\alpha_2) \cdot x_z} \quad [\text{Ec 3. 37}]$$

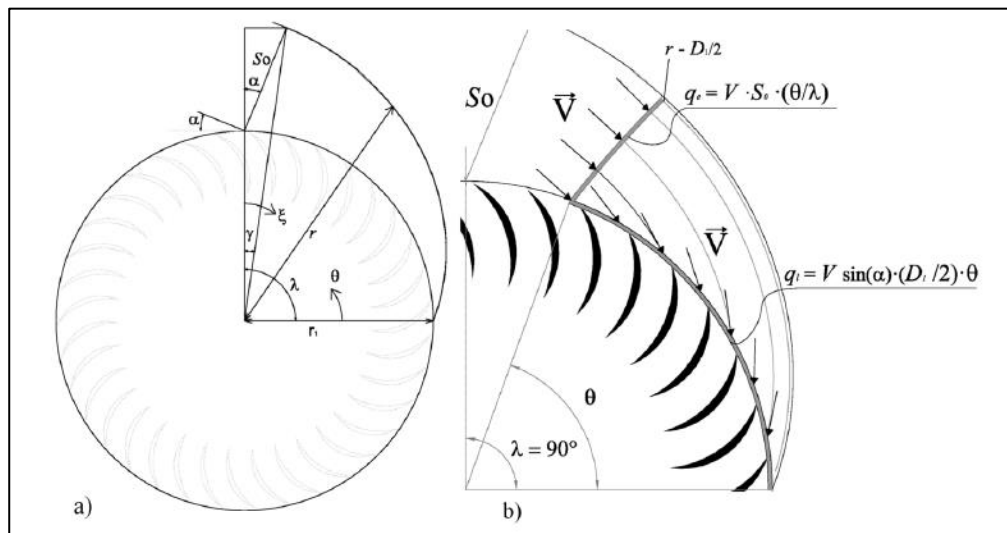


Figura 3. 12. Geometría del inyector de la turbina Michell Banki. Fuente: (Sammartano et al., 2013)

- **Ancho de la garganta del inyector** : S_0 [m]

Se determina mediante la ecuación de continuidad entre dos puntos: en el ancho de la garganta para el inyector y a la salida de este mismo. Además se considera que $V_0 \approx V_1$ en orden de magnitud.

$$V_0 \cdot S_0 \cdot B = V_1 \cdot \text{sen}(\alpha_2) \cdot x_z \cdot D \cdot \pi \cdot B \quad [\text{Ec 3. 38}]$$

$$S_o = \text{sen}(\alpha_2) \cdot x_z \cdot D \cdot \pi \quad [\text{Ec 3. 39}]$$

Donde,

x_z : Número de alabes a la entrada del rotor (0,25)

• **Altura de la garganta del inyector** : F [m]

Debido a la forma constructiva, el ancho y la altura de la garganta deben ser similares. El diámetro hidráulico, por tanto, sería equivalente a un cuadrado. Además, se recomienda que la tubería forzada, que conecta el recurso hídrico con la turbina, tenga un diámetro de valor cercano al diámetro equivalente hidráulico.

En la expresión 3.38, se consideró que las velocidades en la garganta y a la salida del inyector son similares. Al momento de calcular la altura de la garganta del inyector se debe asegurar esta condición cinemática.

• **Curva envolvente del inyector** : τ_θ [m]

Primero, se determina el arco de admisión del inyector, que se relaciona de la siguiente manera:

$$L_a = \frac{\pi \cdot D}{z} \cdot Z_a + Z_a \cdot e \quad [\text{Ec 3. 40}]$$

Donde el ángulo de admisión es proporcional a la longitud de arco de admisión:

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi \cdot D} \cdot L_a \quad [\text{Ec 3. 41}]$$

Usando el principio de vórtice libre para el flujo de agua dentro del inyector, se obtiene:

$$\frac{\theta_a}{\theta} = \frac{Q}{Q - Q_\theta} \quad [\text{Ec 3. 42}]$$

Después,

$$Q_{\theta} = \left(1 - \frac{\theta}{\theta_a}\right) \cdot Q \quad [\text{Ec 3. 43}]$$

Un diferencial de caudal será igual a un diferencial del área atravesada por la velocidad. Por otro lado, la ley de la invariabilidad del momento cinético establece:

$$\zeta = V_u \cdot \tau_{\theta} \quad [\text{Ec 3. 44}]$$

Donde,

ζ : Constante de Torbellino Hidráulico [-]

Ahora, se integra el caudal de agua:

$$\int dQ_{\theta} = B \cdot d\tau_{\theta} \cdot \frac{\zeta}{\tau_{\theta}} = \left(1 - \frac{\theta}{\theta_a}\right) \cdot Q \quad [\text{Ec 3. 45}]$$

Finalmente,

$$\theta = \theta_a \cdot \left(1 - B \cdot \frac{\zeta}{Q} \cdot \ln\left(\frac{\tau_{\theta}}{R}\right)\right) \quad [\text{Ec 3. 46}]$$

Para cualquier valor, la función de la curva del inyector toma la siguiente función:

$$\tau_{\theta} = R \cdot e^{\frac{\left(1 - \frac{\theta}{\theta_a}\right) \cdot Q}{B \cdot \zeta}} \quad [\text{Ec 3. 47}]$$

La constante de torbellino se calcula:

$$\zeta = 2,3 \cdot \eta_H \cdot \frac{D \cdot \sqrt{H}}{Kc} \quad [\text{Ec 3. 48}]$$

Se aprecia que la función que describe a la curva envolvente es una espiral logarítmica. De esta manera, el flujo de agua se distribuirá de forma suave y con las menores pérdidas posibles.

3.1.9. Pieza de transición de la turbina

Conectar la tubería forzada la cual presenta tiene forma circular y el inyector el cual tiene una sección rectangular, no sería posible sin este elemento de transición. Para poder fabricarla, es necesario un análisis de la geometría. Como se observa en la figura 3.12, esta pieza presenta una base circular y otra rectangular a cada extremo.

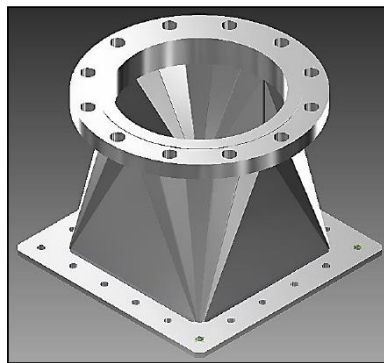


Figura 3. 13. Pieza de transición de la turbina Michell Banki. Fuente: (Zuloeta, 2012)

- **Diámetro de la tubería forzada**

Un parámetro para la base circular de la pieza de transición es el diámetro de la tubería forzada. Este diámetro se determina de acuerdo al caudal que puede fluir en la tubería. Un valor recomendado de la velocidad de agua oscila entre 4 a 6 m/s . (Universidad Autónoma Metropolitana, 2011) Se considera el valor de 5m/s para el cálculo.

$$Q = V_{tubería} \cdot \pi \cdot \frac{D_{tubería}^2}{4} \quad [\text{Ec 3. 49}]$$

El caudal es dado por el recurso y se determina un diámetro nominal. Cabe mencionar que los diámetros de tuberías se seleccionaran de medidas normalizadas. Con el diámetro de tubería obtenido y la sección rectangular al ingreso del inyector, se desarrolla el elemento de transición para poder identificar el proceso de construcción.

- **Desarrollo de la pieza de transición**

El método de triangulación se basa en segmentar la superficie original en determinados triángulos isósceles para poder trasladar a un plano los triángulos y, con ello, determinar el desarrollo de la superficie, se observa en la siguiente imagen el desarrollo.

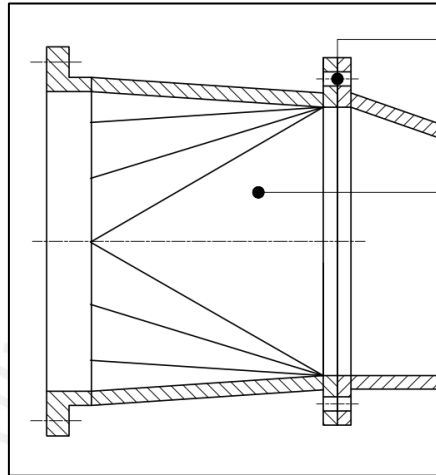


Figura 3. 14. Sección principal de la pieza de transición.

3.2. Diseño mecánico de la turbina Michell Banki

Las dimensiones geométricas del rotor, inyector y máximo diámetro del eje han sido determinadas por el diseño hidráulico en la sección anterior. No obstante, es necesario verificar y delimitar las demás dimensiones de la turbina Michell Banki bajo los criterios mecánicos, es decir, comprobar si la turbomáquina puede operar bajo las condiciones de carga para el rango dado. Adicionalmente, se considera la hermeticidad y el montaje de la turbina.

Todos los elementos que interaccionen con el agua deberán ser construidos con un material de acero inoxidable. De acuerdo a las condiciones de la aplicación, se utilizará acero inoxidable 304 L, aleado al Cromo y Níquel, el cual presenta resistencia a la corrosión intergranular. (VOESTALPINE, 2018).

A continuación, se muestran las principales propiedades mecánicas del acero inoxidable seleccionado.

PROPIEDADES MECÁNICAS										
Ensayo por choque sobre Probeta entall. mín. Joule	Ensayo Erichsen de est. en chapa de 1 mm. en mm.	Límite de fluencia ensayada en probeta caliente mín. N/mm ²				Dureza (Brinell) HB	Límite de fluencia mín. N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (L = 5d) mín. %	Contracción mín. %
		100°	200°	300°	400°					
137	-12	147	127	108	98	160	216	490-686	50	50
VALORES FÍSICOS										
Peso específico Kg/dm ³	Módulo de elasticidad a 20 °C	Resistencia eléctrica a 20 °C Ohm. Mm ² /m	Conductividad térmica a 20 °C cal/cm s. °C	Calor específico a 20 °C cal/g °C	Dilatación térmica 10 ⁻⁶ m/m °C entre 20 °C y					
					100°	200°	300°	400°	500°	
7.9	20.300	0.73	0.035	0.12	16	17	17	18	18	

Figura 3. 15. Propiedades mecánicas y valores físicos del acero 304L. Fuente: (VOESTALPINE, 2017).

3.2.1. Diseño mecánico y cálculo del inyector

El inyector es el primer componente que interactúa con el agua, después de la pieza de transición, pues recibe al flujo de agua a una elevada presión relativa respecto al proceso de transformación de energía. La cara inferior del inyector soportará más carga que cualquier otra superficie, por lo que se le añadirá un soporte intermedio para que no ocurra un exceso debido a la deflexión en esta cara.

Como se observa en la figura 3.16, la sección inferior se divide en 3 partes de acuerdo al tipo de apoyo, así mismo no es necesario realizar un análisis de igual magnitud en el segmento intermedio pues toda la carga debido a la presión del agua será soportada por el soporte adicional en toda su extensión.

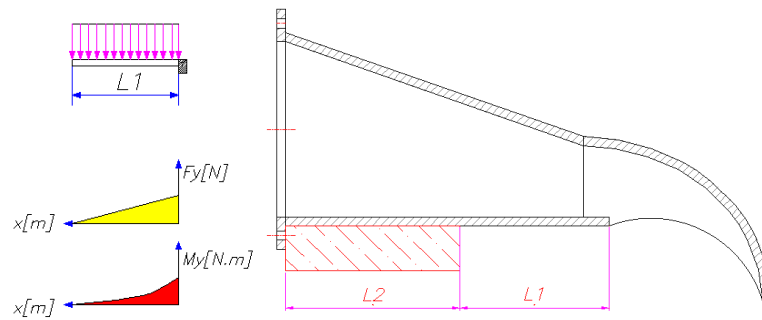


Figura 3. 16. Diagrama de cuerpo libre para la superficie inferior del inyector.

Para verificar que el inyector trabaje en condiciones admisibles en operación se debe cumplir que el esfuerzo máximo es menor que el esfuerzo de fluencia del material, se elige este esfuerzo y no el de rotura pues se trabaja con un material dúctil, dividido entre un factor de seguridad recomendado de 2 (Rodríguez, 2016).

$$\sigma_{f_{max}} \leq \frac{\sigma_{f_{material}}}{FS} \quad [\text{Ec 3. 50}]$$

Donde,

$\sigma_{f_{max}}$	Es el esfuerzo normal en el punto más crítico. [N/mm^2]
$\sigma_{f_{material}}$	Es la resistencia del material en la fluencia. [N/mm^2]
FS	Factor de seguridad [-]

Antes de proceder a determinar si cumple, se calcula la presión a la cual estaría entrando el agua al inyector, para ello, se considera un factor de sobre presión del 40% debido al golpe de ariete que puede ser producido por la válvula mariposa, y una velocidad promedio de 5m/s (Egúsquiza & Sanches, 2006).

$$P_{inyec} = \rho \cdot g \cdot H * 1.4 + \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad [\text{Ec 3. 51}]$$

Donde,

P_{inyec}	Es la presión al ingreso del inyector [N/mm^2]
-------------	--

Por lo tanto, la fuerza es la presión del agua entre el área o superficie inferior del inyector:

$$F_{inyec} = P_{inyec} \cdot B \cdot \sum_{n=1}^3 L_i \quad [\text{Ec 3. 52}]$$

Donde,

F_{inyec} Es la fuerza en dirección normal a la superficie inferior [N]

Es necesario determinar cuáles serían los puntos más críticos y las secciones en donde ocurren. De la figura 3.16, se aprecia que para la sección $L1$, la sección con mayor momento flector se encuentra en la base o al inicio de la superficie; mientras $L3$, en una sección intermedia. Considerar que el área se mantiene constante en toda la longitud de la superficie inferior.

Un primer caso ocurre en el segmento que se encuentra empotrado por un extremo y apoyado en el otro. Un segundo caso ocurre en el segmento que se encuentra empotrado por un extremo y en voladizo. El momento flector máximo, para cada caso, se describe mediante la siguiente fórmula:

$$M_{f_3} = P_{inyec} \cdot b \cdot A \quad [\text{Ec 3. 53}]$$

$$M_{f_1} = \frac{1}{2} P_{inyec} \cdot B \cdot \frac{L_1^2}{2} \quad [\text{Ec 3. 54}]$$

De acuerdo a la sección rectangular que presenta la superficie inferior, se calcula el momento de inercia para la sección:

$$I_{xx_i} = B \cdot \frac{t_{iny}^3}{12} \quad [\text{Ec 3. 55}]$$

Donde,

I_{xx_i} Es el momento de inercia de la superficie rectangular [mm^4]

t_{iny} Es el espesor de la superficie inferior [mm]

Al tener un mismo espesor los segmentos, solo se identifica el mayor momento flector y se verifica por resistencia. El esfuerzo máximo normal para cada elemento se determina por la siguiente expresión:

$$\sigma_{fmax} = \frac{M_{fmax} \cdot t_{iny}}{2 \cdot I_{xx}} \quad [\text{Ec 3. 56}]$$

Para la construcción del inyector se utiliza planchas de mayor al espesor mínimo por la resistencia del material. Puesto que el medio de contacto es agua, se logra encontrar partículas en el fluido y con cierta viscosidad influyen al deterioro del espesor, por posible corrosión; por tanto, se utiliza un espesor de 1/8" más que el mínimo resistente. En la siguiente tabla, se muestra un resumen de los valores principales para cada turbina seleccionada:

Tabla 3. 3. Resumen de cálculos para el inyector.

Parámetros	Unidad	MB 250	MB 300	MB 400	MB 500
Presión inyector	[kPa]	150	205	356	397
L1	[mm]	100	90	80	70
L2	[mm]	228	464	1009	1409
Momento flector 1	[N. m]	64.8	119	245	336
Esfuerzo máximo	[kPa]	55.7	61.7	84,7	72,4
Resistencia a la fluencia	[kPa]	216			
Espesor mínimo requerido	[in]	1/4			
Espesor seleccionado	[in]	1/4			

3.2.2. Diseño mecánico y cálculo del rotor

El procedimiento para fabricar el rotor de un buen acabado superficial consiste en fresar los discos para después unirlos mediante alabes soldados a estos. (OLADE, 1980). Respecto al espesor de los alabes, este valor es asumido para después verificarse por esfuerzo admisible mediante el análisis como viga empotrada en sus extremos por la soldadura

externa. Se recomienda, al igual que el inyector de la turbina, se fabriquen con acero inoxidable mediante planchas o tubos.

- **Diseño de los álabes del rotor**

Se verifica que el espesor del álabe sea mayor al mínimo espesor que podría trabajar considerando un factor de seguridad recomendado. En la sección anterior de diseño hidráulico, se mencionó los beneficios y desventajas de tener un espesor de álabe elevado, es por eso que la selección del espesor es un proceso iterativo que comienza asumiendo el valor de 3mm, por ser el mínimo en donde los efectos de calor debido a la soldadura externa no son considerables. En la figura 3.17, se muestra la distribución de la fuerza.

Se verifica que el espesor cumple con los requerimientos mecánicos cuando:

$$\sigma_{f_{maxima}} \leq \frac{\sigma_{tp}}{FS} \quad [\text{Ec 3. 57}]$$

Donde,

$\sigma_{f_{maxima}}$ Es el esfuerzo máximo en el álabe [N/mm^2]

σ_{tp} Es el esfuerzo pulsante por la tracción en el álabe [N/mm^2]

Considerando una simetría perfecta y sin balanceo del rotor, el esfuerzo máximo se describe mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma_{f_{maxima}} = \frac{F_{normal} \cdot Br \cdot c}{12 \cdot I_{xx}} \quad [\text{Ec 3. 58}]$$

Donde,

F_{normal} Es la fuerza normal hacia la superficie de los álabes [N]

c Es la distancia de la sección respecto a la vena superior [mm]

Se analiza el caso más desfavorable, cuando el rotor se bloquea y a plena carga, es decir, con una apertura total. Por lo tanto, la fuerza normal es:

$$F_{normal} = \frac{\rho \cdot Q \cdot V_2 (\cos(\alpha_2 + \delta))}{x_z \cdot Z} \quad [\text{Ec 3. 59}]$$

De acuerdo a la geometría del álabe, se calcula el momento de inercia del álabe mediante la siguiente ecuación (Hydroenergy and Electricity Program Technical Department OLADE, 1986):

$$I_{xx} = \frac{[(Ra - e)^4 - Ra^4]}{8} \cdot \left[\frac{\delta\pi}{180} + \sin(\delta) \right] + \frac{\delta\pi}{180} \cdot e \cdot \frac{d + e}{2} C_g^2 \quad [\text{Ec 3. 60}]$$

Donde,

e Es el espesor de álabe [mm]

C_g Es el centro de masa [mm]

La variable dependiente anterior, momento de inercia respecto al plano xx , se encuentra afectada por el cuadrado del centro de gravedad del álabe, el cual es calculado como:

$$C_g = \frac{\left(120^\circ * Abs[(Ra - e)^3 - Ra^3] \cdot 2 \cos\left(\frac{180^\circ - \delta}{2}\right) \right)}{\delta \cdot \pi \cdot Abs[(Ra - e)^2 - Ra^2]} \quad [\text{Ec 3. 61}]$$

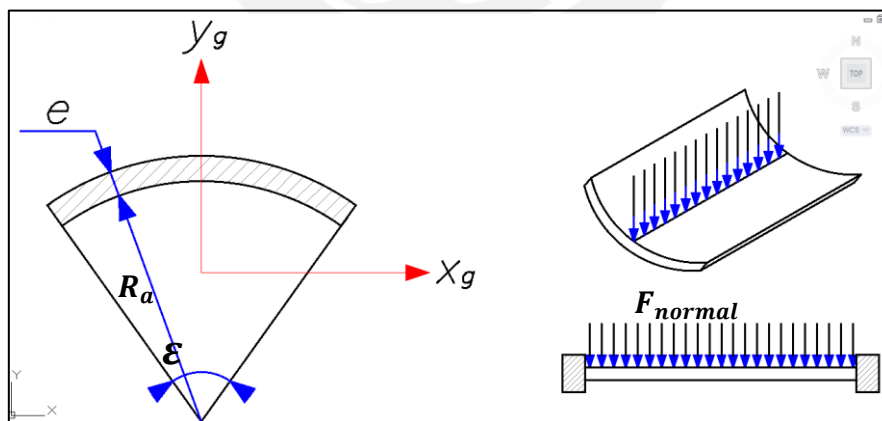


Figura 3. 17. Perfil y distribución de fuerzas en el álabe del rotor.

Se mencionó que los álabes se sueldan a los discos del rotor en los extremos, por lo que se calcula las uniones soldadas debido al esfuerzo pulsante. El álabe se encuentra restringido de

movimiento por el contacto superficial de la cavidad del disco mecanizado, de esta manera se asegura un soporte más estable. En otras palabras, el alabe sobresaldrá una distancia mayor al cateto del cordón de soldadura de la unión angular respecto a la cara del disco, 3mm. No obstante, se calcula para la condición más desfavorable que sucede cuando el cordón de soldadura soporta toda la carga normal.

Los esfuerzos en elementos de máquinas, al ser de naturaleza alternante, producen fatiga en un determinado número de revoluciones durante la operación; por lo tanto, se debe cuidar al momento de calcularlo (Paulsen, 2017).

Se cumple que,

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{eq'a}}{v_2 \cdot \sigma_{fAl}} + \frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_B} \quad [\text{Ec 3. 62}]$$

$$FS \geq FS_R \quad [\text{Ec 3. 63}]$$

$$\sigma_{eq'a} = \sqrt{\left(\frac{n_{na}}{v_{1n}} + \frac{n_{nf}}{v_{1f}}\right)^2 + 1,8 \cdot \left(\frac{t_{na}^2}{v_{1c}} + \frac{t_{a.a}^2}{v_{1c}}\right)} \quad [\text{Ec 3. 64}]$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(n_{nm} + n_{fm})^2 + 1,8 \cdot (t_{nm}^2 + t_{am}^2)} \quad [\text{Ec 3. 65}]$$

Donde,

$\sigma_{eq'a}$ Es el esfuerzo equivalente alternante [N/mm^2]

σ_{eqm} Es el esfuerzo equivalente medio [N/mm^2]

v_1 Es el factor de forma o factor de concentración de esfuerzos [-]

v_2 Es el factor de calidad de la unión [-]

FS_R Es el facto de seguridad relacionado a la fatiga

σ_{fAl} Es el límite a la fatiga alternante del material base [N/mm^2]

σ_B Es la resistencia máxima del material base [N/mm^2]

Respecto a la carga sobre el cordón, se considera que cada cordón soporta la mitad de la F_{normal} y el área queda definida por el segmento de circunferencia y el valor a , raíz del cordón, como se observa en la figura 3.18.

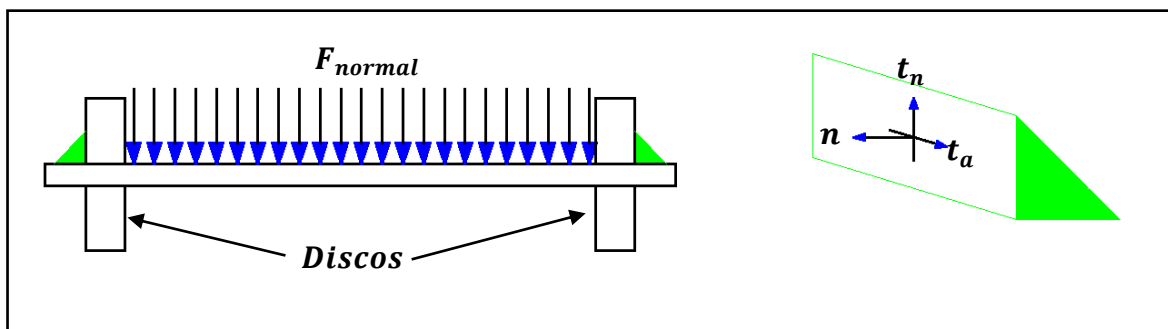


Figura 3. 18. Esquema del perfil de soldadura para el alabe con el disco del rotor.

Por lo que, el esfuerzo cortante normal será el actúe sobre el cordón de soldadura:

$$t_n = 0,5 * \frac{F_{normal}}{a * \delta * \pi * \frac{R_a}{180^\circ}} \quad [\text{Ec 3. 66}]$$

Donde,

t_n Es el esfuerzo paralelo al cateto y transversal al cordón [N/mm^2]

a Es la raíz del cordón [mm]

El esfuerzo calculado es el máximo que puede actuar en la soldadura. Sin embargo, el esfuerzo es alternante y presenta un valor medio igual a la mitad del máximo. En la siguiente tabla, se muestran los resultados el diseño de los álabes de cada rotor.

Tabla 3. 4. Resumen de cálculos para los álabes del rotor.

Parámetros	Unidad	MB 250	MB 300	MB 400	MB 500
Momento de inercia	[cm^4]	61,30	107,0	257,6	507,9
Esfuerzo equivalente alternante	[MPa]	0,789	1,85	4,95	8,93
Espesor del álabe nominal	[mm]	3			
FS_R	[-]	>100	47,9	17,9	9,9
Espesor del álabe seleccionado	[in]	1/8			

Se considera que la calidad de la soldadura es de calidad III, véase el Anexo AB, y para el factor de forma o factor de concentración de esfuerzos efectivo se considera 0,22 debido al cordón tipo ángulo y al efecto de cortadura, véase el Anexo AC.

Respecto al espesor del cordón, Eurocódigo recomienda un espesor mínimo del cordón de 2,5mm para un espesor de plancha entre 4 a 7 mm, Anexo AE, lo cual cumple para espesor de 3mm previamente seleccionado. Finalmente, el espesor de los discos se estima 1/4", valor comercial, para que los efectos de la soldadura no afecten su rigidez y deformación.

- **Diseño del árbol**

En esta etapa, se diseñará el árbol, eje que trasmite potencia a la polea motriz, con la finalidad de determinar el diámetro mínimo y seleccionar el diámetro adecuado para las secciones del árbol. Además, se calculará las bridas que transmiten la potencia desde el rotor de la turbina al árbol mediante la verificación de las uniones soldadas.

La carga hacia el árbol proviene del peso del rotor y la fuerza de chorro de agua que impacta en el rotor. Para la primera carga, se adicionará el peso de los álabes y de los discos ya que su geometría es conocida:

$$W_{rotor} = \rho_{acero} \cdot g \cdot \pi \cdot \delta \cdot R_a \cdot e \cdot Br \cdot \frac{Z}{180^\circ} + 2[\rho_{acero} \cdot g \cdot \pi \cdot D^2 \cdot E_D] \quad [\text{Ec 3. 67}]$$

Donde,

W_{rotor} Es el peso del rotor (alabes más discos) [N]

E_D Es el espesor del disco [m]

Dado una potencia de diseño de la turbomáquina, que es la mayor, se calcula el torque que produce:

$$T = \frac{P_t}{\eta_{GR} \cdot \omega} \quad [\text{Ec 3. 68}]$$

Donde,

T Es el torque mecánico al eje de la turbina [$N \cdot m$]

ω Es la velocidad angular del rotor [rad/s]

El momento torsor, torque mecánico, se produce debido a la aplicación de la fuerza del chorro de agua a cierta distancia del centro del rotor. Se considera el radio medio a la semisuma del diámetro interior y exterior del rotor, por lo que la fuerza tangencial será:

$$F_{tan} = \frac{T}{R_{medio}} \quad [\text{Ec 3. 69}]$$

Donde,

F_{tan} Es la fuerza tangencial al rotor [N]

R_{medio} Es el radio medio del rotor [m]

Como el ingreso del agua hacia el rotor se realiza con una inclinación de α_2 , entonces la fuerza del chorro de agua será igual a la fuerza tangencial del rotor entre el coseno del ángulo. Entonces, para poder descomponer la fuerza en componentes cartesianas es necesario determinar el ángulo que existe entre la fuerza del chorro y la abscisa. Este ángulo será igual a la diferencia de 30° , por geometría del rotor, menos α_2 , y las componentes cartesianas de la fuerza son:

$$F_{chorroy} = \frac{F_{tan}}{\cos(\alpha_2)} \cdot \cos(30^\circ - \alpha_2) \quad [\text{Ec 3. 70}]$$

$$F_{chorroz} = \frac{F_{tan}}{\cos(\alpha_2)} \cdot \text{sen}(30^\circ - \alpha_2) \quad [\text{Ec 3. 71}]$$

Donde,

$F_{chorroy}$ Es la fuerza del chorro en la componente Y [N]

$F_{chorroz}$ Es la fuerza del chorro en la componente X [N]

Finalmente, las fuerzas que actúan sobre el eje del rotor se denominan F_y para la componente vertical y F_z para la componente radial horizontal, ver figura 3.19. Por un lado, la primera fuerza será igual a la mitad de la fuerza del chorro en la misma dirección más la mitad del peso calculado. Por otro lado, la segunda fuerza será igual a la mitad de la fuerza del chorro en esa dirección.

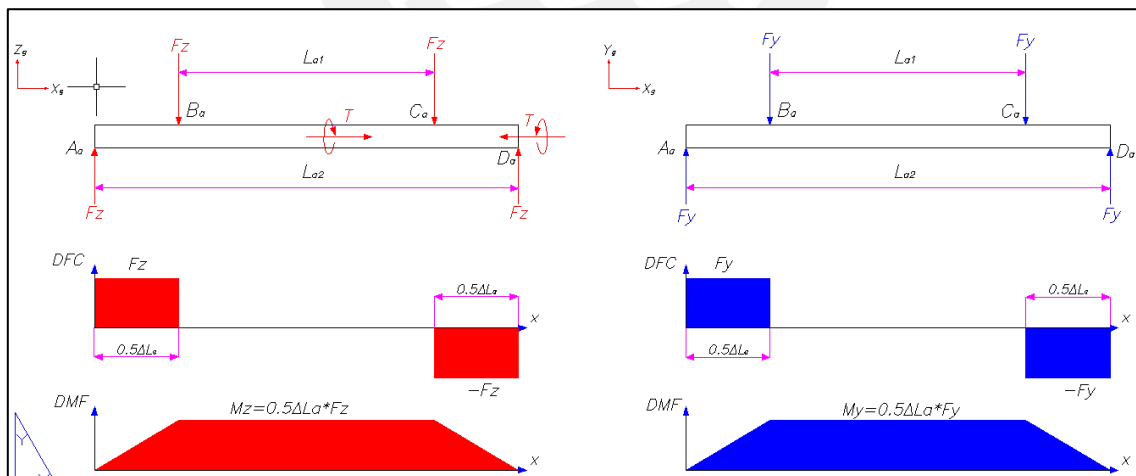


Figura 3. 19. Diagrama de cuerpo libre para la configuración de eje pasante.

Para determinar el diámetro del eje motriz se analizan las cargas alternantes y pulsantes del árbol. La naturaleza del esfuerzo normal debido al momento flector se considera alternantes; el esfuerzo cortante, pulsante debido al torsor. (Rodríguez, 2016)

Se asume una temperatura de trabajo de 20°C, debido a que el agua cumple la función de refrigerante, un acabado superficial de 10 μm , por el proceso de fabricación el cuál es mecanizado, y una confiabilidad de 90%.

El efecto del momento flector máximo en la sección más crítica produce un esfuerzo alternante que es igual al normal superior y se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_{f_a} = \sigma_{f_s} = 32 * \frac{M_{f_{max}}}{\pi * d^3} \quad [\text{Ec 3. 72}]$$

Donde,

σ_{f_a} Es el esfuerzo normal alternante debido al flector [N/mm^2]

σ_{f_s} Es el esfuerzo normal superior debido al flector [N/mm^2]

El esfuerzo cortante que se produce por el torque al eje, se calcula considerándolo pulsante puro:

$$\tau_{t_s} = 2. \tau_{t_a} = 2. \tau_{t_m} = 16 * \frac{T}{\pi * d^3} \quad [\text{Ec 3. 73}]$$

Donde,

τ_{t_s} Es el esfuerzo cortante superior debido al torsor [N/mm^2]

τ_{t_a} Es el esfuerzo cortante alternante debido al torsor [N/mm^2]

τ_{t_m} Es el esfuerzo cortante medio debido al torsor [N/mm^2]

Según la teoría de la máxima energía de distorsión para la aplicación del caso de estado plano de esfuerzo, se obtiene el esfuerzo medio equivalente:

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_{f_m}^2 + 3 \cdot \tau_{t_m}^2} \quad [\text{Ec 3. 74}]$$

Debido a la carga alternante y a las concentraciones de esfuerzo, como el canal chavetero en el eje, se trabaja con la amplitud del esfuerzo de trabajo aumentada. En esta amplitud, interfieren los factores de corrección que se eligen por las condiciones de operación que ya se mencionaron.

$$\sigma'_{f_a} = \left(\frac{\beta_k}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carg} \cdot c_c} \right) \cdot \sigma_{f_a} \quad [\text{Ec 3. 75}]$$

$$\tau'_{t_a} = \left(\frac{\beta_k}{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot c_{carg} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{t_a} \quad [\text{Ec 3. 76}]$$

Donde,

σ'_{f_a}	Es el esfuerzo normal alternante aumentado [N/mm^2]
τ'_{t_a}	Es el esfuerzo cortante alternante aumentado [N/mm^2]
c_s	Es el coeficiente de superficie [-]
c_t	Es el coeficiente de tamaño [-]
c_{temp}	Es el coeficiente de temperatura [-]
c_{carg}	Es el coeficiente de tipo de carga [-]
c_c	Es el coeficiente de confiabilidad estadística [-]
β_k	Es el factor efectivo de concentración de esfuerzos [-]

Según la teoría de la máxima energía de distorsión para la aplicación del caso de estado plano de esfuerzo, se obtiene el esfuerzo equivalente alternante:

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{\sigma'_{f_a}^2 + 3 \cdot \tau'_{t_a}^2} \quad [\text{Ec 3. 77}]$$

Por último, para verificar que el factor de seguridad sea el adecuado, se emplea la ecuación 3.62 considerando v_2 igual a la unidad y para el factor de seguridad a la fluencia se halla el esfuerzo equivalente de la misma manera que el esfuerzo equivalente medio. En la tabla 3.5,

se observa los principales resultados para el dimensionamiento para cada rotor. Se resalta que el árbol se dimensiona bajo el parámetro de fatiga pues es el fenómeno más crítico.

Tabla 3. 5. Resumen de cálculos para los rotores.

Parámetros	Unidad	MB 250	MB 300	MB 400	MB 500
Torque mecánico	[kN.m]	0,246	0,817	3,90	11,7
Diámetro del eje del rotor	[mm]	35	50	80	110
Esfuerzo alternante equivalente	[MPa]	83,0	85,6	91,7	94,5
Esfuerzo superior equivalente	[MPa]	37,3	39,9	43,5	48,0
Factor de seguridad - fatiga	[-]	2,42	2,32	2,15	2,07
Factor de seguridad - fluencia	[-]	13,1	12,3	11,3	10,2

- **Cálculo de las chavetas**

La configuración en la transmisión de potencia es simétrica por lo que basta calcular una de las dos chavetas que transmite la potencia desde la unión bridada al eje motriz. La transmisión del eje a la polea motriz se analizará en otra sección.

En el Anexo AG se muestra la verificación que debe cumplir la chaveta para que verifique a aplastamiento, es decir que resista a las condiciones de carga en operación normal y constante, así como en el momento del montaje.

Cabe mencionar que solo se diseña para una chaveta y bajo la norma DIN 6885 (DIN 6885-1, 1968), sin embargo, para la turbina MB404 y MB504 se usa la siguiente configuración: dos chavetas por cada lado, a 90° de separación. El arreglo mencionado se debe a que las dimensiones en una sola chaveta serían demasiadas grandes y distorsionaría el aspecto global del grupo. A continuación, se muestran los principales resultados en el diseño de las chavetas:

Tabla 3. 6. Resumen de cálculos para las chavetas

Parámetros	Unidad	MB 250	MB 300	MB 400	MB 500
Número de chavetas por lado	[-]	1	1	2	2
Ancho de la chaveta	[mm]	12	16	22	28
Alto de la chaveta	[mm]	8	10	14	16
Longitud de la chaveta	[mm]	32	50	63	110

- **Cálculo de la soldadura en la unión bridada**

Al igual que las uniones soldadas entre los álabes y los discos, para la fabricación de la unión tipo brida se realiza una unión bajo soldadura a tope, siendo necesario verificar el cordón. Para este elemento, la carga es de naturaleza constante/pulsante si no se considera los arranques y paradas de la máquina, pues se diseña para una operación constante en el tiempo. Principalmente, dos esfuerzos se producen en el cordón de soldadura: el esfuerzo cortante axial producto del momento torsor y el esfuerzo normal producto de la fuerza de impacto del agua contra los álabes del rotor. Para el primer esfuerzo, la fuerza resultante se calcula de la siguiente manera:

$$F_{cub} = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \quad [\text{Ec 3. 78}]$$

Se considera que solo trabaja la mitad del área, por lo que el primer esfuerzo en el cordón de soldadura se expresa de la siguiente manera:

$$t_{nF} = \frac{F_{cub}}{0.5 * A_{cord}} \quad [\text{Ec 3. 79}]$$

$$A_{cord} = \pi \cdot \frac{[(d_{cub} + 2a_{cub})^2 - d_{cub}^2]}{4} \quad [\text{Ec 3. 80}]$$

Donde,

t_{nF}	Es el esfuerzo cortante normal debido a F_{cub} [N/mm^2]
A_{cord}	Es el área del cordón de la unión bridada [mm^2]
d_{cub}	Es el diámetro menor exterior del cubo [mm]
a_{cub}	Es la garganta de soldadura en el cordón [mm]

Para el segundo esfuerzo, se ha determinado el momento torsor, por lo que, para este caso, el esfuerzo cortante será:

$$t_{aT} = \frac{T \cdot r_o}{I_o} \quad [\text{Ec 3. 81}]$$

$$I_o = \pi \cdot \frac{[(d_{cub} + 2a_{cub})^4 - d_{cub}^4]}{32} \quad [\text{Ec 3. 82}]$$

$$r_o = \frac{d_{cub}}{2} + a_{cub} \quad [\text{Ec 3. 83}]$$

Donde,

t_{aT} Es el esfuerzo cortante axial debido a T [N/mm^2]

Las fórmulas 3.74 y 3.77 son aplicables para este caso, pero se pueden simplificar debido a que no existe un esfuerzo alternante normal. De esta manera, solo se trabajará con el esfuerzo cortante que es de naturaleza pulsante pura. Asimismo, el cordón es plano en ángulo por lo que presenta un factor de forma igual, v_{1c} , a 0,22, véase el Anexo AC. Dicho esto, el esfuerzo equivalente alternante es:

$$\sigma_{eq'a} = \sqrt{1,8 \cdot \left(\frac{t_{na}^2}{v_{1c}} + \frac{t_{a.a}^2}{v_{1c}} \right)} \quad [\text{Ec 3. 84}]$$

Al ser de naturaleza constante, el esfuerzo equivalente medio no se incluye en la determinación del factor de seguridad. Quedando el factor de seguridad recomendado igual a:

$$FS_R \leq \frac{v_2 \cdot \sigma_{fAl}}{\sigma_{eq'a}} \quad [\text{Ec 3. 85}]$$

En la fórmula descrita, el coeficiente v_2 es igual a 0.5 debido a la fabricación local y baja calidad en la soldadura que puede presentar. De acuerdo a la tabla de “Factores de Seguridad recomendados para la construcción de máquinas”, véase el anexo 4, se indica para condiciones de impacto y condiciones medias de carga, el factor de seguridad recomendado oscila entre 2 a 4. (Vidosic, 1957).

Tabla 3. 7. Resumen de cálculos para las uniones bridadas.

Parámetros	Unidad	MB 250	MB 300	MB 400	MB 500
Alma del cordón soldado	[mm]	3	3	5	8
Perímetro del cordón(recorrido)	[mm]	40	55	85	115
Esfuerzo equivalente - cordón	[MPa]	21,2	40,5	53,6	55,5
Factor de seguridad - soldadura	[-]	5,10	2,67	2,01	1,95

Como se observa en la tabla 3.8, el alma para el cordón soldado no es igual las turbinas. Si bien se asumió 3mm para todas las máquinas, no fue posible obtener un factor de seguridad a la soldadura mayor a 2 para las dos turbinas más grandes. Se realizó un proceso iterativo para determinar el espesor mínimo que cumpla con esa condición de seguridad. A pesar de eso, la turbina MB500 cuenta con un valor menor que 2; queda a consideración del diseñador aumentar el alma, en este caso queda con los valores mostrados en la tabla.

- **Velocidades críticas de ejes [3.23]**

Al girar un eje, la excentricidad debido a una fuerza centrífuga ocasiona una deflexión pues el elemento tiene un comportamiento elástico. Se denomina velocidad crítica cuando las deflexiones se incrementan hacia el infinito, teóricamente. Cuando existen elementos que se encuentren ensamblado al eje, se utiliza el método de *Rayleigh* para masas concentradas:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g \sum w_i y_i}{\sum w_i y_i^2}} \quad [\text{Ec 3. 86}]$$

Donde w_i es el peso en la i -ésima posición e y_i es la flecha en la misma ubicación.

Para simplificar el detalle, se asume el cuerpo de naturaleza elástica y se utilizan coeficientes de influencia, denominadas a las deflexiones en la i -ésima posición por carga unitaria en la j -ésima posición. Considerando un eje simplemente apoyado, ver figura 3.20, se obtiene el siguiente coeficiente para una carga puntual:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} \frac{b_i x_i}{6 E I l} (l^2 - b_j^2 - x_i^2) & x_i \leq a_i \\ \frac{a_i (l - x_i)}{6 E I l} (2l x_i - a_j^2 - x_i^2) & x_i > a_i \end{cases} \quad [\text{Ec 3. 87}]$$

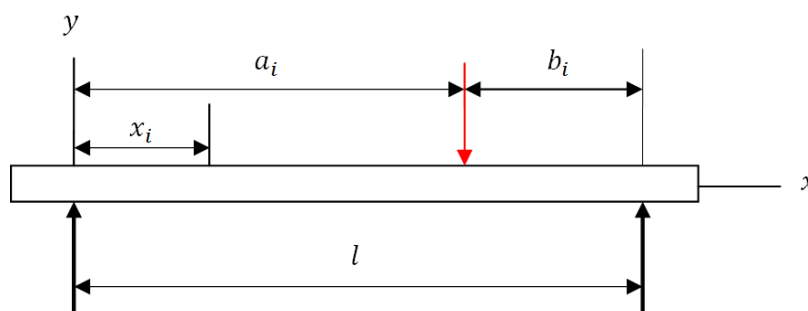


Figura 3. 20. Diagrama de una viga simplemente apoyada.

En el anexo 7, página 58, se observa el desarrollo del cálculo para los 4 grupos hidroenergéticos. Observar que se consideró el peso del rotor distribuido en dos masas en contacto con el árbol. El peso mismo del rotor se despreció pues influye desde 10 a 15% en el resultado de la velocidad crítica. Como la velocidad crítica se encuentra 5 veces por encima de la velocidad de operación,

$$\frac{w_{operación}}{w_{natural}} < 0,3 \text{ no es necesario más análisis pues se considera un eje rígido.}$$

Referencias Bibliográficas

- [3. 1.] Adhikari, R., & Wood, D. (2018). The Design of High Efficiency Crossflow Hydro Turbines: A Review and Extension. *Energies*, 11(2), 267.
<https://doi.org/10.3390/en11020267>
- [3. 2.] Assureira, M. (1994). *Anteproyecto de una microcentral hidroeléctrica de 15kW de capacidad*. Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [3. 3.] Chattha, J. A., Khan, M. S., Iftekhar, H., & Shahid, S. (2014). Standardization of cross flow turbine design for typical micro-hydro site conditions in Pakistan. In *Power2014-32049* (pp. 1–8).
- [3. 4.] Coz, F. (1995). Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos. In T. Sanchez & J. Ramirez (Eds.) (ITDG). Lima: ITDG.
- [3. 5.] DIN 6885-1. (1968). Mitnehmerverbindungen ohne Anzug; Paßfedern, Nuten, hohe Form. Berlin. Retrieved from <https://www.din.de/en/getting-involved/standards-committees/nam/standards/wdc-beuth:din21:506020>
- [3. 6.] Egúsquiza, J., & Sanches, J. (2006). *Diseño de un banco de pruebas para turbinas Michel Banki en el Laboratorio de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú*. Pontificia Universidad Católica del Perú. Retrieved from <http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/123456789/586>
- [3. 7.] Facultad de Ingeniería - Laboratorio de Máquinas Hidráulicas. (1923). Turbina de flujo cruzado o Michell-Banki. In *Pequeñas Centrales Hidráulicas* (pp. 1–25).
- [3. 8.] Gieck, K., & Gieck, R. (1990). *Engineering Formulas* (Sixth). New York: McGraw-Hill.

- [3. 9.] Hydroenergy and Electricity Program Technical Department OLADE. (1986). Standardization of Hydraulic Turbines of the Michell-Banki, for use in Small Hydropower Stations, (3), 63–82.
- [3. 10.] KEKENERGIA. (n.d.). Retrieved August 20, 2018, from www.kekenergia.hu-bankiturbina.htm
- [3. 11.] OLADE. (1980). Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas (1st ed., pp. 1–114).
- [3. 12.] Paulsen, K. (2017). Uniones soldadas. In *Elementos de máquinas* (p. 11). Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [3. 13.] Rodríguez, J. (2016). *Resistencia de Materiales 2*. Lima: PUCP.
- [3. 14.] Sammartano, V., Aricò, C., Carravetta, A., Fecarotta, O., & Tucciarelli, T. (2013). Banki-Michell optimal design by computational fluid dynamics testing and hydrodynamic analysis. *Energies*, 6(5), 2362–2385. <https://doi.org/10.3390/en6052362>
- [3. 15.] Sarrate, I. L., & Albrecht, K. (1962). *Hidráulica, motores hidráulicos, bombas*. Editorial Labor. Retrieved from <https://books.google.com.pe/books?id=JE9YngEACAAJ>
- [3. 16.] Sinagra, M., Sammartano, V., Aricò, C., Collura, A., & Tucciarelli, T. (2014). Cross-Flow turbine design for variable operating conditions. *Procedia Engineering*, 70, 1539–1548. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.02.170>
- [3. 17.] Universidad Autónoma Metropolitana. (2011). Hidrología. Retrieved September 20, 2018, from

<http://www.aumenlinea.uam.mx/materiales/licenciatura/hidrologia/libro2-hidrologia/HUA4.8-03.pdf>

- [3. 18.] Vidosic, J. (1957). *Machine Design Projects*. New York: The Ronald Press.
- [3. 19.] VOESTALPINE. (2018). ANTINIT 304L.
- [3. 20.] VOESTALPINE, B. (2017). Manual de Aceros Especiales. Retrieved February 20, 2018, from <http://www.bohlerperu.com/es/2356.php>
- [3. 21.] Wittel, H., Jannasch, D., Vošiek, J., & Spura, C. (2017). *Roloff/Matek Maschinenelemente* (23rd Ed.). Wiesbaden: Springer Vieweg.
<https://doi.org/10.1007/978-3-658-17896-3>
- [3. 22.] Zuloeta, R. (2012). *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW*. Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [3. 23.] Budymas, R. & Nisbett, K. (2008). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (8va Ed.). México D.F.: McGraw-Hill.

CAPÍTULO 4

SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN, SOPORTES Y DEL GENERADOR

En el presente capítulo, se seleccionan los componentes del sistema de transmisión mecánica por poleas y fajas del rotor al generador, y el tipo/clase del generador que se utiliza en cada grupo de generación con las turbinas estandarizadas ya diseñadas en el capítulo anterior.

Además, se seleccionan los soportes para los 4 grupos hidroenergéticos. Los tres grupos de menor potencia utilizan la configuración de eje pasante, mientras que el restante no tiene eje pasante. Sin embargo, los 4 grupos presentan los tipos de rodamientos similares, así como el soporte para cada uno.

4.1. Selección de los soportes

La configuración clásica, eje pasante, establece que sea un soporte fijo y otro móvil para que la dilatación térmica en el eje no provoque esfuerzos residuales debido a la posible interferencia mecánica. La configuración de eje no pasante, como su nombre lo dice, el eje no

pasará a través del rotor. Con esta configuración, no es posible diseñar la turbina pues los álabes que son perfiles abiertos no tienen rigidez torsional y fallarían por estabilidad o deformación máximo permisible.

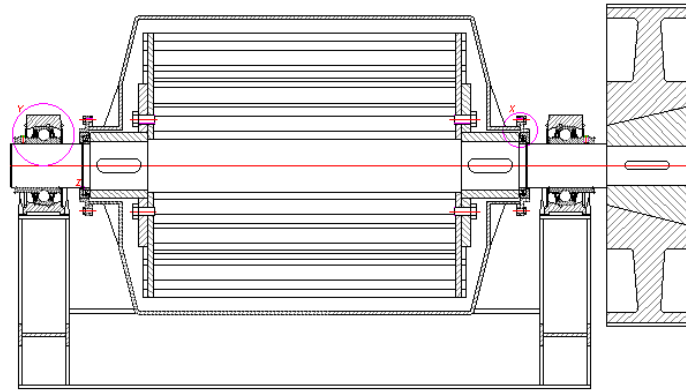


Figura 4. 1. Configuración de los soportes para el eje pasante en la turbina MB404.

Los soportes serán chumaceras de pie debido a la facilidad de montaje. Como se mencionó, existen dos tipos de soporte: uno fijo y otro móvil, ambos del tipo rodamiento rígido de bolas pues no existen grandes cargas radiales o grandes des-alineamientos angulares o lineales.

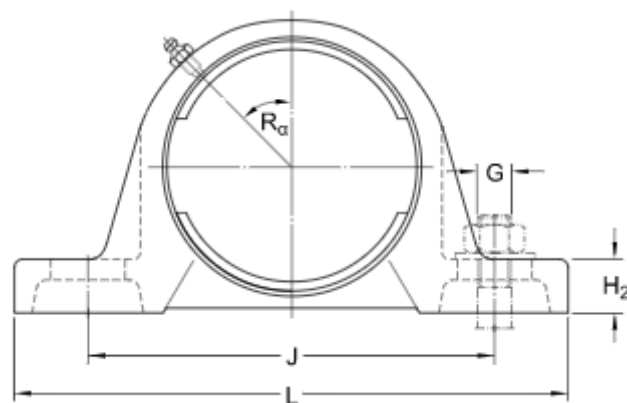


Figura 4. 2. Soporte utilizado en el rotor principal del grupo hidroenergético.(SKF Group, 2018)

Cabe mencionar, SKF propone una solución integral: Soportes doble - serie PD, los cuales fueron diseñados para aplicaciones en ejes en voladizo, sin embargo que esta solución es más

cara y no existe intercambiabilidad inmediata en el mercado; por lo que, se termina usando 4 soporte SNL. Desde el Anexo T hasta el Anexo W, se indica cual es mecanismo de cálculo para los soportes de cada grupo hidroenergético y cuál es, finalmente, la designación del soporte más rodamiento SKF.

Tabla 4. 1. Resumen de datos de entrada para la selección de los soportes.

	MB250	MB300	MB400	MB500
<i>F_y</i> [kN]	1,438	3,688	12,567	28,414
<i>F_z</i> [kN]	0,425	1,174	4,202	9,635
<i>d_{eje}</i> [mm]	35	50	80	100
Soporte	SYJ 507	SYJ 510	SYJ 516	-
Rodamiento	YAR 207-2F	YAR 210-2F	YAR 216-2F	YAR 220-2F
Unidad	SYJ 35 TF	SYJ 50 TF	SYJ 80 TF	SYJ 100 TF

4.2. Selección del generador

De los dos tipos mencionados, el generador que gira a la velocidad de sincronismo es el más usado en los grupos generación hidráulica. “El generador síncrono produce un campo magnético en el rotor ya sea mediante el diseño de éste como un imán permanente o mediante la aplicación de una corriente de cd a su devanado para crear un electroimán.” (Chapman, 2012, p. 147)

El generador síncrono puede tener anillos rozantes o un sistema de excitación independiente. Por lo general, se utilizan los anillos rozantes y las escobillas en la gran mayoría de máquinas síncronas de pequeña potencia por términos de eficientes/costo, a pesar que aumenta la necesidad de mantenimiento por el desgaste de estos elementos. Sin embargo, para el diseño de estos cuatro grupos hidroenergéticos se utilizaran los generadores de imanes permanentes: diodos rotativos.

Como se mencionó anteriormente, no se puede afirmar la existencia de una fuente eléctrica para alimentar al generador; por lo que, se debe garantizar la tensión residual del generador mediante este arreglo. En la siguiente figura, se aprecian las características de los componentes del tipo de generador seleccionado.

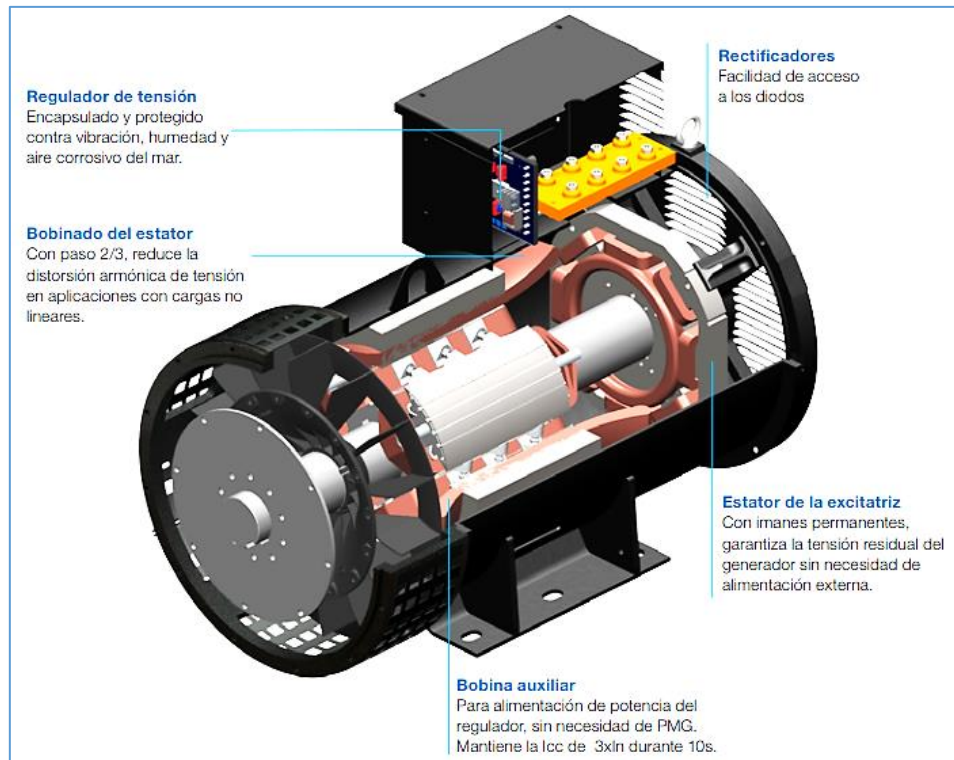


Figura 4. 3. Características constructivas del generador WEG- Línea G. (WEG, 2018)

Luego de haber definido la configuración básica del generador, se toma en cuenta las condiciones de operación de la máquina rotativa:

- La altitud dependerá de la ubicación del proyecto. Se considera un límite máximo de 2500m.s.n.m. (Factor de 0,85)
- La temperatura ambiente no sobrepasará los 40°C, por lo que no se aplica una corrección a la potencia nominal.

- El régimen de servicio será continuo; es decir, el generador sincrónico opera con la potencia de diseño de manera continua durante las 24h del día.

Finalmente, el tipo de generación de electricidad debe ser distribuida porque alimentaría a una comunidad y/o industrias locales, mas no al SEIN. Es por esta razón, la salida en el diferencial de tensión será 220V para cada fase con una frecuencia de 60Hz.

Tabla 4. 2. Datos generales para la elección del generador.

	MB 250	MB300	MB400	MB500
Potencia mecánica [kW]	12.9	42.8	204	500
Potencia selección [kW]	15.2	50.3	240	588
Potencia elegida [kW]	15.4	54.5	282	600
Serie WEG	GTA161AIHH	GTA201AIHV	GTA252AIR	GTA312AIDI

De la tabla anterior, se observa la serie del motor WEG para cada unidad de generación hidráulica. Notar que la potencia de selección ha sido afectada por los factores de corrección mencionados para las condiciones de operación.

Adicionalmente, todos los generadores seleccionados tienen 4 polos y, por ende, una velocidad de sincronismo de 1800 rpm. Esta velocidad debe ser constante en lo posible para mantener la frecuencia en 60Hz.

4.3. Selección del sistema de transmisión

La salida del eje principal de la turbina tiene como máxima velocidad 500 rpm, debido al limitante de efecto por cavitación, y alimenta a un generador el cual convierte la energía mecánica en eléctrica.

En las centrales hidroeléctricas, la turbina con el generador se acopla mediante un sistema de poleas y fajas o una caja reductora mediante engranajes. (Saket, 2008) Respecto a las turbinas Michell-Banki, se recomienda usar fajas cuando son potencias menores o iguales a 500kW. (Akcan, C Aksüt, M Yüksel, 2008).

Debido al amplio rango de potencia que cubren los grupos hidroenergéticos, se calcula el sistema de poleas y correas bajo el procedimiento de selección de fajas de potencia en el catálogo de *GATES* para los grupos hidroenergéticos, esto se presenta en desde el Anexo X hasta el Anexo Z. En el proceso de selección, los parámetros de entrada son la razón de aumento en la velocidad de rotación, el torque máximo y las velocidades de cada polea.

La configuración para los cuatro grupos hidroenergéticos es la siguiente: dos poleas, una conductora solidaria al eje-rotor y otra conducida solidaria al generador, y un conjunto de faja transmisoras de potencia, como se observa en la siguiente figura:



Figura 4. 4. Arreglo referencial en la transmisión de potencia de la turbina al generador. Fuente: (SKF Group, 2016)

Asimismo, en la siguiente tabla, se muestra un resumen de la selección de cada sistema de transmisión para los 4 grupos hidroenergéticos:

Tabla 4. 3. Datos generales de los sistemas de transmisión.

	MB250	MB300	MB400	MB500
Polea conductora	PHP 144-8M-30TB	PHP 144-8M-85TB	PHP 216-14M-115TB	PHP 168-20M-290RSB
Polea conducida	PHP 40-8M-30TB	PHP 40-8M-85TB	PHP 60-14M-115RSB	PHP 40-20M-290RSB
Faja	PHG 1760-8M-30	PHG 1760-8M-85	PHG 3850-14M-115	PHG 5200-20M-290
Marca	GATES			



Referencias Bibliográficas

- [4. 1.] Akcan, C Aksüt, M Yüksel, E. (2008). Response Surface Modeling of a Small Crossflow Hydro Turbine Rotor. In *Hidroenergía-International Conference on Small Hydropower* (pp. 82–93). Bled.
- [4. 2.] Chapman, S. (2012). *Máquinas Eléctricas*. (P. Roig, Ed.) (5th ed.). McGraw-Hill.
- [4. 3.] Saket, R. (2008). Design Development and reliability evaluation of micro hydro power generation system based on municipal waste water. In *IEEE Electric Power Conference* (pp. 1–8). Canada.
- [4. 4.] SKF Group. (2016). SKF Power Transmission belts, 3, 1–170.
- [4. 5.] SKF Group. (2018). SYJ 516. Retrieved June 9, 2018, from [https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/plummer-block-housings-Y-bearings/index.html?designation=SYJ 516](https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/plummer-block-housings-Y-bearings/index.html?designation=SYJ%20516)
- [4. 6.] WEG. (2018). Generadores Síncronos. Jaraguá do Sul. https://doi.org/https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/87411/WEG-Generadores_sincronicos.pdf

CONCLUSIONES

1. Los grupos hidroenergéticos con diámetros característicos de 250mm, 300mm, 400mm y 500mm consiguen cubrir con el rango típico de las minicentrales hidroeléctricas, 5 a 500kW, con eficiencias no menores a 79%.
2. El campo de aplicación para las 4 turbinas diseñadas permite la fácil selección del grupo hidroenergético a partir de la altura neta y caudal del recurso disponible.
3. Se logró determinar los 4 diámetros característicos a partir de las relaciones hidráulicas de velocidad específica y la relación de velocidad de giro. Además, debido a los criterios de fabricación, se trabajó con diámetros mayores de 200mm. Luego, se considera una carga parcial máxima admisible de 50% para mantener una eficiencia de 79%. Finalmente, se aplicó la estandarización y el análisis de multicriterio para seleccionar los diámetros característicos.
4. La estandarización ha determinado 24 turbinas que logran cubrir el rango de potencia de 5 a 500kW a través de criterios hidráulicos y mecánicos. Luego, se moderó el número de turbinas de 24 estandarizadas a 4 características mediante el análisis de multicriterio por factores de tamaño, área de aplicación, facilidad de construcción, mantenimiento y capacidad de sustituir a otras turbinas.
5. El diseño de 4 grupos hidroenergéticos que logran cubrir con el rango típico de las minicentrales responde a la necesidad de abastecimiento energético en comunidades de bajo coeficiente de electrificación rural, siendo una solución factible y sencilla.

BIBLIOGRAFÍA

1. Adhikari, R. C., Vaz, J., & Wood, D. (2016). Cavitation inception in crossflow hydro turbines. *Energies*, 9(4), 1-13. <https://doi.org/10.3390/en9040237>
2. Adhikari, R., & Wood, D. (2018). The Design of High Efficiency Crossflow Hydro Turbines: A Review and Extension. *Energies*, 11(2), 267. <https://doi.org/10.3390/en11020267>
3. Agencia de Cooperación Internacional de Japón. (2008). Estudio del Plan Maestro de Electrificación Rural con Energía Renovable en la República del Perú. Recuperado de http://dger.minem.gob.pe/archivos/PlanMaestro_ER_Resumen.pdf
4. Akcan, C Aksüt, M Yüksel, E. (2008). Response Surface Modeling of a Small Crossflow Hydro Turbine Rotor. En *Hidroenergía-International Conference on Small Hydropower* (pp. 82-93). Bled.
5. Alaattin, Metin ;Ilyas, Kandemir; Mahmut, F. A. it;K. S., & Git, uleyman Y. (2015). Investigation of Optimum Working Conditions of a Micro Cross Flow Turbine. *Environmental Progress & Sustainable Energy* (Vol.34, 34(5), 1506-1511. <https://doi.org/10.1002/ep>
6. Assureira, E. (2017). *Tablas y gráficos de turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo*. Lima.
7. Assureira, M. (1994). *Anteproyecto de una microcentral hidroeléctrica de 15kW de capacidad*. Pontificia Universidad Católica del Perú.
8. Chapman, S. (2012). *Máquinas Eléctricas*. (P. Roig, Ed.) (5.^a ed.). McGRAW-HILL.

9. Chattha, J. A., Khan, M. S., Iftexhar, H., & Shahid, S. (2014). Standardization of cross flow turbine design for typical micro-hydro site conditions in Pakistan. En *Power2014-32049* (pp. 1-8). Baltimore. <https://doi.org/10.1115/POWER2014-32049>
10. Coz, F. (1995). Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas: una guía para el desarrollo de proyectos. En T. Sanchez & J. Ramirez (Eds.) (ITDG). Lima: ITDG.
11. DGER/MEM. (2014). *Plan Nacional de Electrificación Rural. Periodo 2014-2023*. Lima. Recuperado de http://dger.minem.gob.pe/ArchivosDger/PNER_2014-2023/C0-PNER-2014-2023.pdf
12. DIN 6885-1. (1968). Mitnehmerverbindungen ohne Anzug; Paßfedern, Nuten, hohe Form. Berlin. Recuperado de <https://www.din.de/en/getting-involved/standards-committees/nam/standards/wdc-beuth:din21:506020>
13. Egúsqüiza, J., & Sanches, J. (2006). *Diseño de un banco de pruebas para turbinas Michel Banki en el Laboratorio de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú*. Pontificia Universidad Católica del Perú. Recuperado de <http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/123456789/586>
14. Facultad de Ingeniería - Laboratorio de Máquinas Hidráulicas. (1923). Turbina de flujo cruzado o Michell-Banki. En *Pequeñas Centrales Hidráulicas* (pp. 1-25).
15. Gho, J. S. (2016). Centrales de Pasada: Características y Experiencias. Recuperado 10 de septiembre de 2018, de <https://docplayer.es/15864554-Javier-samuel-gho-barba-ingeniero-quimico-diplomado-en-sistemas-y-tecnologias-energeticas-unu-www-bmghydroconsultores-cl.html>
16. Gieck, K., & Gieck, R. (1990). *Engineering Formulas* (Sixth). New York: McGraw-Hill.

17. Hydroenergy and Electricity Program Technical Department OLADE. (1986). Standardization of Hydraulic Turbines of the Michell-Banki, for use in Small Hydropower Stations, (3), 63-82.
18. IRENA. (2012). *RENEWABLE ENERGY TECHNOLOGIES: COST ANALYSIS SERIES* (Vol. 1). Bonn.
19. KEKENERGIA. (s. f.). Recuperado 20 de agosto de 2018, de www.kekenergia.hu-bankiturbina.htm
20. Koirala, S., Thapa, B., & Nielsen, T. K. (2008). Analysis of the Flow Condition in a Cross Flow Turbine. En *3rd International Conference on the Developments in Renewable Energy Technology (ICDRET)* (pp. 3-6).
21. López, F., Guerrero, D., & Montenegro, F. (2015). Actualización Política Energética del Departamento de San Martín. Moyobamba: Gobierno Regional de San Martín - GORESAM.
22. MEM. Plan Energético Nacional 2014-2025 (2013). Perú.
23. MINEM-HIDROGIS. Atlas del potencial hidroeléctrico del Perú (2011). Perú.
24. MINEM. (2015). *Plan Nacional De Electrificación Rural (PNER) Periodo 2013 - 2022*. Lima.
25. Murillo Huaman, V., García Portugal, E., & Carcausto Rossel, D. (2015). Mapa Energético: Herramienta de gestión para el acceso universal a la energía. Recuperado de http://www.fise.gob.pe/pags/PublicacionesFISE/Mapa_energetico_FISE.pdf
26. OLADE. (1980). Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas (1.^a ed., pp. 1-114).

27. Olgun, H. (1998). Investigation of the performance of a cross-flow turbine. *Internacional Journal of Energy Research*, 964(April), 953-964.
28. Organismo Supervisor de la Inversion en Energía y Minería. (2016). La industria de la electricidad en el Perú: 25 años de aporte al crecimiento económico del país. Recuperado de http://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro_documental/Institucional/Estudios_Economicos/Libros/Osinergmin-Industria-Electricidad-Peru-25anos.pdf
29. OSSBERGER. (2017). Ossberger Turbine Crossflow. Recuperado 10 de septiembre de 2018, de <https://ossberger.de/en/hydropower-technology/ossbergerr-crossflow-turbine/>
30. Paulsen, K. (2017). Uniones soldadas. En *Elementos de máquinas* (p. 11). Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
31. Rodríguez, J. (2016). *Resistencia de Materiales 2*. Lima: PUCP.
32. Saket, R. (2008). Design Development and reliability evaluation of micro hydro power generation system based on municipal waste water. En *IEEE Electric Power Conference* (pp. 1-8). Canada.
33. Sammartano, V., Aricò, C., Carravetta, A., Fecarotta, O., & Tucciarelli, T. (2013). Banki-Michell optimal design by computational fluid dynamics testing and hydrodynamic analysis. *Energies*, 6(5), 2362-2385. <https://doi.org/10.3390/en6052362>
34. Sarrate, I. L., & Albrecht, K. (1962). *Hidráulica, motores hidráulicos, bombas*. Editorial Labor. Recuperado de <https://books.google.com.pe/books?id=JE9YngEACAAJ>

35. Sinagra, M., Sammartano, V., Aricò, C., Collura, A., & Tucciarelli, T. (2014). Cross-Flow turbine design for variable operating conditions. *Procedia Engineering*, 70, 1539-1548. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.02.170>
36. SKF Group. (2016). SKF Power Transmission belts, 3, 1-170.
37. SKF Group. (2018). SYJ 516. Recuperado 9 de junio de 2018, de [https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/plummer-block-housings-Y-bearings/index.html?designation=SYJ 516](https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/plummer-block-housings-Y-bearings/index.html?designation=SYJ%20516)
38. Tarimer, I., & Yuzer, E. O. (2011). Designing of a Permanent Magnet and Directly Driven Synchronous Generator for Low Speed Turbines. *T190 Electrical Engineering*, 6(6), 15-18.
39. Universidad Autónoma Metropolitana. (2011). Hidrología. Recuperado 20 de septiembre de 2018, de <http://www.aumenlinea.uam.mx/materiales/licenciatura/hidrologia/libro2-hidrologia/HUA4.8-03.pdf>
40. Vidosic, J. (1957). *Machine Design Projects*. New York: The Ronald Press.
41. VOESTALPINE. (2018). ANTINIT 304L.
42. VOESTALPINE, B. (2017). Manual de Aceros Especiales. Recuperado 20 de febrero de 2018, de <http://www.bohlerperu.com/es/2356.php>
43. WEG. (2018). Generadores Síncronos. Jaraguá do Sul. https://doi.org/https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/87411/WEG-Generadores_sincronicos.pdf
44. Williamson, S.J. Stark, B.H Booker, J. D. (2011). Low Head Pico Hydro Turbine

Selection using a Multi-Criteria. En *World Renewable Energy Congress 2011 - Sweden* (pp. 1377-1385).

45. Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J., & Spura, C. (2017). *Roloff/Matek Maschinenelemente* (23.^a ed.). Wiesbaden: Springer Vieweg.
<https://doi.org/10.1007/978-3-658-17896-3>
46. Zuloeta, R. (2012). *Diseño de un grupo hidroenergético con una turbina Michell-Banki de 40kW*. Pontificia Universidad Católica del Perú.

