

UCLV
Universidad Central
"Marta Abreu" de Las Villas



FC
Facultad de
Construcciones

Departamento de Ingeniería Hidráulica

TRABAJO DE DIPLOMA

TÍTULO: Diseño Hidráulico de turbinas Michell-Banki para respaldo de generación de energía de consumo en la Central Hidroeléctrica Hanabanilla

Autor: Dainer Rodríguez Rodríguez

Tutor: MSc. Ing. István Gómez Ríos

UCLV
Universidad Central
"Marta Abreu" de Las Villas



FC
Facultad de
Construcciones

Department of Hydraulic Engineering

DIPLOMA THESIS

**Title: Hydraulic design of Michell-Banki turbine for backup generation to consume energy in
Hanabanilla Hydroelectric Enterprise**

Author: Dainer Rodríguez Rodríguez

Thesis Director: MSc. Ing. István Gómez Ríos

Santa Clara, June, 2019
Copyright©UCLV

Exergo

“...debemos estar contentos, pero no satisfechos...quedan muchas cosas por hacer.”

Fidel Castro Ruz

Resumen

Este proyecto se centra en el diseño hidráulico de una central mini hidroeléctrica a instalar en un emplazamiento adecuado dentro de la CHE Hanabanilla para ello. La motivación reside en el gran desarrollo de las energías renovables programado para el año 2020 en el Plan de Fomento de Energías Renovables 2020-2030, y posteriormente corregido los lineamientos de la Política Económica y Social de la Revolución basado en la Ley 81 el medio Ambiente.

El Plan de Energías Renovables, que concretamente establece un incremento de la potencia instalada en centrales hidráulicas de carácter renovable de 450 MW para la minihidráulicas (centrales de potencia menor de 10 MW) y de 360MW para las centrales de entre 10 MW y 50 MW.

Los pasos que se van a seguir en el proyecto son los siguientes:

- Elección de un emplazamiento adecuado dentro de la CHE para instalar una central mini hidroeléctrica. El proyecto se orientará hacia la instalación de una central dentro de otra central de pie de presa, aprovechando una tubería existente, y en la medida de lo posible, la infraestructura hidráulica ya instalada, como conducciones forzadas o la propia obra civil, a fin de reducir la inversión a realizar y minimizar el impacto ambiental.
- Determinación de las condiciones y parámetros hidráulicos de operación (caudal nominal y salto neto nominal). A partir de estas condiciones se podrá elegir el tipo y tamaño de la turbina a instalar.

Abstract

This project focuses on the hydraulic design of a mini hydroelectric plant to be installed in an appropriate location within the Hanabanilla CHE for this purpose. The motivation lies in the great development of renewable energies scheduled for 2020 in the Plan for the Promotion of Renewable Energies 2020-2030, and subsequently corrected the guidelines of the Economic and Social Policy of the Revolution based on the Law 81 the Environment.

The Renewable Energy Plan, which specifically establishes an increase in installed power in renewable hydropower plants of 450 MW for mini-hydro plants (power plants under 10 MW) and 360 MW for plants between 10 MW and 50 MW.

The steps that will be followed in the project are the following:

Choice of an appropriate site within the CHE to install a mini hydroelectric plant. The project will be oriented towards the installation of a power station inside another power station, taking advantage of an existing pipeline, and as far as possible, the hydraulic infrastructure already installed, such as forced conduits or the civil work itself, in order to reduce the investment to be made and minimize the environmental impact.

Determination of hydraulic operating conditions and parameters (nominal flow and nominal net jump). From these conditions you can choose the type and size of the turbine to be installed.

Agradecimientos

Me gustaría agradecer a lo largo de estos maravillosos cinco años, a todas las personas que han estado a mi lado apoyándome en especialmente, a mi familia, comenzando por mi abuelos, mis tíos, mis primos, haciendo mención especial a mi mamá la cual a luchando por mi desde los lugares que nadie se es capaz de imaginar, que desde hace más de 10 años ha ejercido también la labor de padre y me inculcado ese espíritu de lucha, cuando uno no cuenta con nadie más, que con uno mismo, a mi hermano, que a pesar de tener nuestras grandes diferencia, ha sido mi mano derecha en mi vida como universitario y hoy por hoy nos sentimos totalmente orgullosos el uno del otro, a mi padre, que ya hace más de 10 de diez años que no lo veo, pero que siempre sido mi paradigma y mi ejemplo a seguir como hombre, profesional, persona y padre.

También me gustaría agradecer a mi segunda familia, la de mi tutor, la cual me han acogido con mucho cariño y aprecio, agradecerle a Istvan por haber sido profesor, tutor, amigo, hermano mayor y padre, a Maye y a Cesar por haberme acogido y hacer de mi un hijo y hermano adoptivo.

A todos los profesores del departamento de Ingeniería Hidráulica de la Facultad de Construcciones de la UCLV, Roili, Matamoros, Dianeya, en especial a nuestro jefe de departamento Lamberto, el cual siempre comprensivo conmigo con respecto a la ingeniería y el baile, a todos los demás que nos atendieron a lo largo de estos 5 años.

Al Dream Team del cuarto del 101, a los que quedan y los que han quedado en el camino, Yaniel Vega, Pablo A. Luna, Mario Sergio, Luis R. Gonzalez, Dayron Palmero, Emmanuel, Alejandro Mendoza. A todos los compañeros del primer piso del ala A del C-3 y a los que ya se graduaron. A todos mis amigos del C-3 en especial al CDR del tercer piso.

A mi familia de amigos del Conjunto Danzario 5 de Diciembre, los cuales me bautizaron como Jorgito para la UCLV, los cuales han hecho que mi paso por la universidad valiera aún mucho más la pena, agradecer en especial a

Youry, Darien, Alejandro Cordovi, Daime, Amanda, Rosita, Greter, Guesler, Dainier, Juan Carlos, David, Javier, Leixa, Merlin, Layra, Luis Angel, Laura, Amalia, Ariatne, Denise, Haila, Yadian, Ana Beatriz, Sandra, entre otros.

No por ultimo menos importantes a esa persona que en estos últimos meses difíciles ha sido un gran apoyo emocional y uno de mis grandes motivos de felicidad y de alegría.

Contenido

Introducción	10
Problema científico a resolver:	12
Hipótesis	12
Objetivo General	12
Objetivos específicos	12
Tareas a realizar	12
División estructural del trabajo.	13
Capítulo I Estado del Arte	14
1.1 DESCRIPCIÓN DE LA ZONA DE ESTUDIO (UBICACIÓN)	14
1.2 Generación de energía	15
1.3 Centrales hidroeléctricas	16
1.3.1 TIPOS DE CENTRALES HIDROELÉCTRICAS	17
1.4 Turbomáquinas	19
1.5 Turbina hidráulica	21
1.6 Selección de las turbinas criterios propios	24
1.7 .Selección y Ubicación	25
Capitulo II: Parámetros Hidráulicos de selección de turbinas	32
2.1 Determinación salto neto	32
2.2 Número específico de revoluciones	33
2.3 DISEÑO Y CÁLCULOS HIDRÁULICOS	36
2.4 Diagramas de Velocidad	36
2.5 Geometría del Inyector	40
2.6 Geometría del Rodete	42
2.7 Geometría de la Carcasa	43
2.8 Análisis económico	43
2.9 Diseño de la turbina	44
Capitulo III Análisis de resultados	44
3.1 Cálculos hidráulicos	44
3.2 Disposición del grupo	47
3.3 Cálculos económicos	53
3.4 Energía generada	54
3.5 BALANCE ECONÓMICO	55
3.6 Diseño en software SolidWork	57
Conclusiones	62
Recomendación	63
Referencias bibliográficas	64
Anexos	65

Introducción

La generación de energías a partir del agua, la cual es la fuente de energía renovable más usada en el mundo para generar electricidad, aunque se están desarrollando otras fuentes alternativas como las olas del mar y el viento.

Nuestro país por su forma alargada y estrecha se ve incapacitada en la generación de energías a partir de los vientos y de las mareas. Por lo que explotamos las más accesibles.

Con la política de los lineamientos se establece en nuestro país una forma dinámica asociada al mejoramiento de toda la economía, tanto gubernamental como social, identificando e introduciendo buenas prácticas en el ahorro de energías y combustibles fósiles, para lograr esto en el artículo 247 se plantea y cito: " Potenciar el aprovechamiento de las distintas fuentes renovables de energía, fundamentalmente la utilización del biogás, la energía eólica, hidráulica, biomasa, solar y otras; priorizando aquellas que tengan el mayor efecto económico..." (Cuba, 2011).

Asociado a esto la CHE Hanabanilla se encuentra en un proceso de modificación, actualización y reacomodo de sus instalaciones, por esto decidió que debe realizar la construcción de un sistema asociado al sistema de generación que permita la autogeneración de su energía de consumo. Para ello a partir del propio conducto forzado de suministro de agua a las turbinas acoplará un sistema que permita generar energía con una turbina más pequeña.

Como estrategia inicial para escoger un posible aprovechamiento hidráulico se debe buscar la mayor caída o altura disponible, a partir del uso de una tubería instalada que suministra agua a los sistemas de enfriamientos de las turbinas las que son apropiadas a este sistema para ahorrar divisas por conceptos de nuevas instalaciones teniendo en cuenta siempre que es mejor modificar y de esta manera usar la cantidad mínima de agua que se requiera para satisfacer las necesidades de energía y potencia.

Para Cuba un programa de mini, micro y pequeñas centrales sobre la base de la importación total de los equipos, resulta poco atractivo por las dificultades

económicas a la que hay que enfrentarse, ya que el equipamiento principal, de producción mecánica muy especializada, en lo cual el principal valor añadido es el muy costoso en el mercado internacional. Sin embargo, en la fabricación de turbinas con pocos materiales se logran altísimos valores de producción, lo que resulta de gran interés para nuestra industria mecánica.

Problema científico a resolver:

La CHE Hanabanilla consume la energía que genera en sus funciones cotidianas disminuyendo el aporte total de MW/h, lo que imposibilita aportar un mayor número de energía al sistema electro-energético nacional.

Hipótesis

El Diseño Hidráulico de turbinas Michell-Banki para respaldo de generación de energía de consumo en la Central Hidroeléctrica Hanabanilla permitirá disminuir el consumo existente, así como aumentar la eficiencia de la planta generadora en cuanto al aporte al sistema electro-energético nacional.

Objetivo General

Diseñar parámetros Hidráulico de turbinas Michell-Banki para respaldo de generación de energía de consumo en la Central Hidroeléctrica Hanabanilla.

Objetivos específicos

- Realizar revisión bibliográfica de las maquinas hidráulicas generadoras de energía.
- Realizar levantamiento de datos de los sistemas actualmente instalados y en funcionamiento.
- Diseño del sistema de red hidráulica y diseño de la turbina mediante uso de software informáticos de última generación.

Tareas a realizar

- Revisión bibliográfica del tema de estudio.
- Selección de los parámetros hidráulicos necesarios para el diseño y establecimiento de turbinas hidráulicas.
- Simulación del sistema con las turbinas acopladas mediante el software Solidwork
- Visita a la CHE Hanabanilla

División estructural del trabajo.

Este trabajo estará estructurado en tres capítulos con una conclusión final y recomendaciones para dar cumplimiento a los objetivos.

El **Capítulo I:** Estado del Arte realizará una revisión bibliográfica de las condiciones reales de la CHE Hanabanilla y de los parámetros de selección de una turbina Hidráulica así como definirá el porqué de la selección de una turbina Michell-Banki para la generación de energía de consumo de la propia CHE.

El **Capítulo II:** Parámetros Hidráulicos de selección de turbinas fijará los cálculos de diseño de turbinas hidráulicas implementando el uso de software informáticos para la ayuda de dicho diseño.

El **Capítulo III:** Análisis de resultados aportará los resultados arribados en este trabajo así como el diseño del sistema y someramente el diseño de la turbina realizado en el software informático.

Capítulo I Estado del Arte

HIDROLOGÍA DEL RIO

Utilización de la energía hidráulica

Parte de la energía del agua que evoluciona siguiendo el ciclo hidrológico de la naturaleza se puede aprovechar para obtener trabajo útil, por ejemplo, por medio de una turbina; en vez de dejar que se pierda en rozamientos, excavación del lodo del río y acarreo de materiales. La energía cinética del agua de un río no suele exceder de los 20 J/Kg., mientras que por el contrario, la energía potencial puede llegar a valores del orden de los 3.000 J/kg.

1.1 DESCRIPCIÓN DE LA ZONA DE ESTUDIO (UBICACIÓN)

La Central Hidroeléctrica Hanabanilla toma el nombre por el embalse del cual se alimenta se encuentra situada a 22.05° Norte y 80.04° Oeste en la zona montañosa del municipio de Manicaragua en Villa clara.

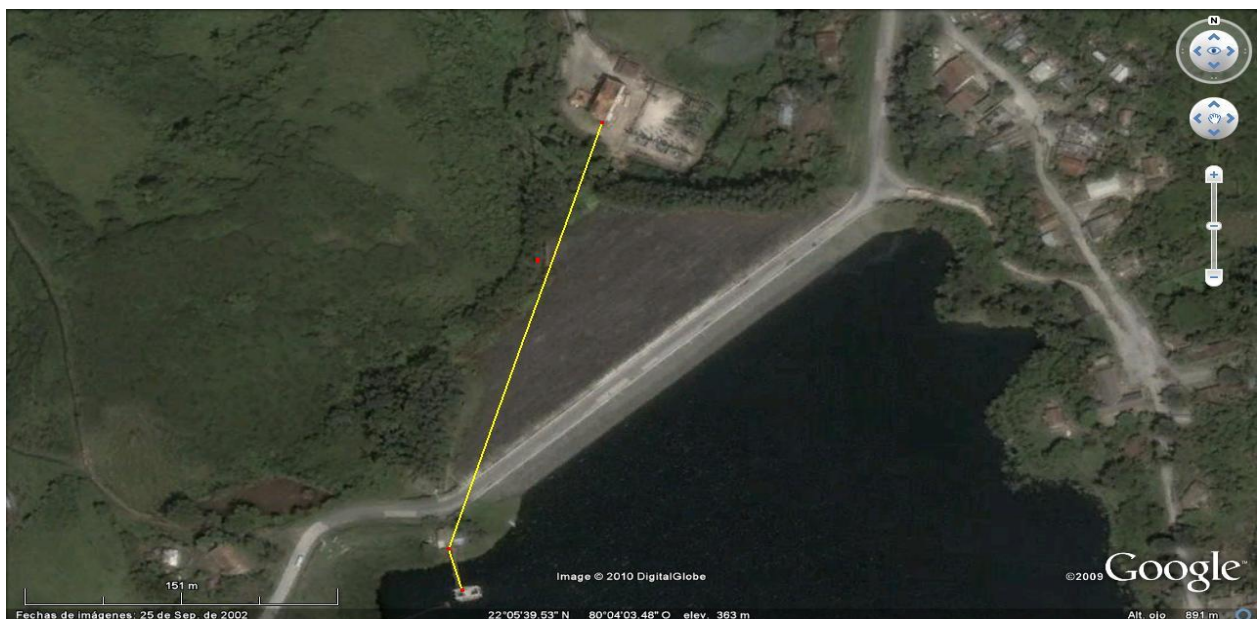


Imagen1.1: Foto satelital del software Digital Globe (Google)

El embalse del Hanabanilla.

El Embalse del Hanabanilla tiene una capacidad de 286 millones de metros cúbicos de agua. Tiene dos presas principales Hanabanilla y Jibacoa, dos presas auxiliares y el aliviadero con una capacidad de 1124,000 m³_segundos.

Tiene una cuenta de 186 Km² y un vaso de 19 km². Vierten sus aguas en el embalse los ríos Hanabanilla, Rio Negro y Guanayara. Los arroyos principales que también vierten sus corrientes en el embalse son, Trinitario, El Junco, Economía, El solitario, y el Cacao.

1.2 Generación de energía

La generación de energía eléctrica puede realizarse de diversas formas, siendo una de ellas mediante el flujo de corrientes de agua en zonas donde existe tal líquido de manera abundante. Normalmente, las centrales hidroeléctricas requieren de poco mantenimiento, al menos comparadas con otras centrales de generación y la contaminación es nula (Bättig, 1995).

Las turbinas hidráulicas llegan a operar durante períodos largos sin problemas importantes. Sin embargo, en ocasiones puede haber problemas difíciles de resolver, sobre todo en casos de rehabilitación de unidades generadoras, cuyos componentes han envejecido o quizás han sido reparados inadecuadamente (Sallaberger, 2002, Bättig, 1995, Phillip, 2003).

Potencial hidroenergéticos cubano

En el país se encuentran funcionando 147 Centrales Hidroeléctricas (CUBASOLAR, 2018).

Según CUBASOLAR (2018), de ellas 30 están conectadas al Sistema Eléctrico y 117 brindan el servicio de forma aislada a 8 486 viviendas y 416 objetivos económicos y sociales con una potencia instalada respectivamente de 61,5 y 65,2 MW.

HIDROENERGÍA EN CUBA: SITUACION ACTUAL

La de mayor potencia es la **Central Hidroeléctrica de Hanabanilla**, ubicada en el salto de igual nombre con una potencia instalada de **43 MW**.

En el 2017 se generaron 110 919.8 MWh: 106 527.6 MWh al SEN. (96%) 4 390.8 MWh sistemas aislados. (4%) Por generación, el país se ahorra un total de 29 909 toneladas de diésel y se dejan de emitir a la atmósfera 88 736 toneladas de CO₂ (CUBASOLAR, 2018).

Obras	Cantidad	Potencia MW)
Existentes en operación	147	65.7
En Inversión	11	2.9
Inversiones por ejecutar en presas existentes	68	32.4
Inversiones por ejecutar en obras hidráulicas no construidas	3	10.
Inversiones por ejecutar en trasvases en embalses	5	13.7
Total	234	124.7

Nota: Solo se aprovecha el 41% de la potencia a instalar

Figura: 1.5 Potencial hidroenergético, Fuente((CUBASOLAR, 2018)

- El potencial disponible permite llegar en los próximos años a más de 100 Mil kW, para lo cual hay que instalar unos 56.088 MW en presas y trasvases.
- El PROGRAMA Inversionista considera la instalación de 56 MW

1.3Centrales hidroeléctricas

Las centrales hidroeléctricas son instalaciones que permiten aprovechar la energía potencial gravitatoria (masa a una cierta altura) contenida en el agua de los ríos, al convertirla en energía eléctrica mediante turbinas hidráulicas acopladas a generadores eléctricos.

Además son sistemas a pequeñas escalas que pueden contribuir a brindar el servicio de electricidad en zonas y lugares no electrificados fortaleciendo la red

interconectada. Generalmente, estos proyectos son a filo de agua, es decir que se desvía temporalmente una parte del caudal de una corriente para la producción de energía eléctrica. .

Desde la antigüedad se pensó en aprovechar el fluido en caída ya sea para moler granos o mezclar elementos de construcción como se muestran en la figura a continuación.

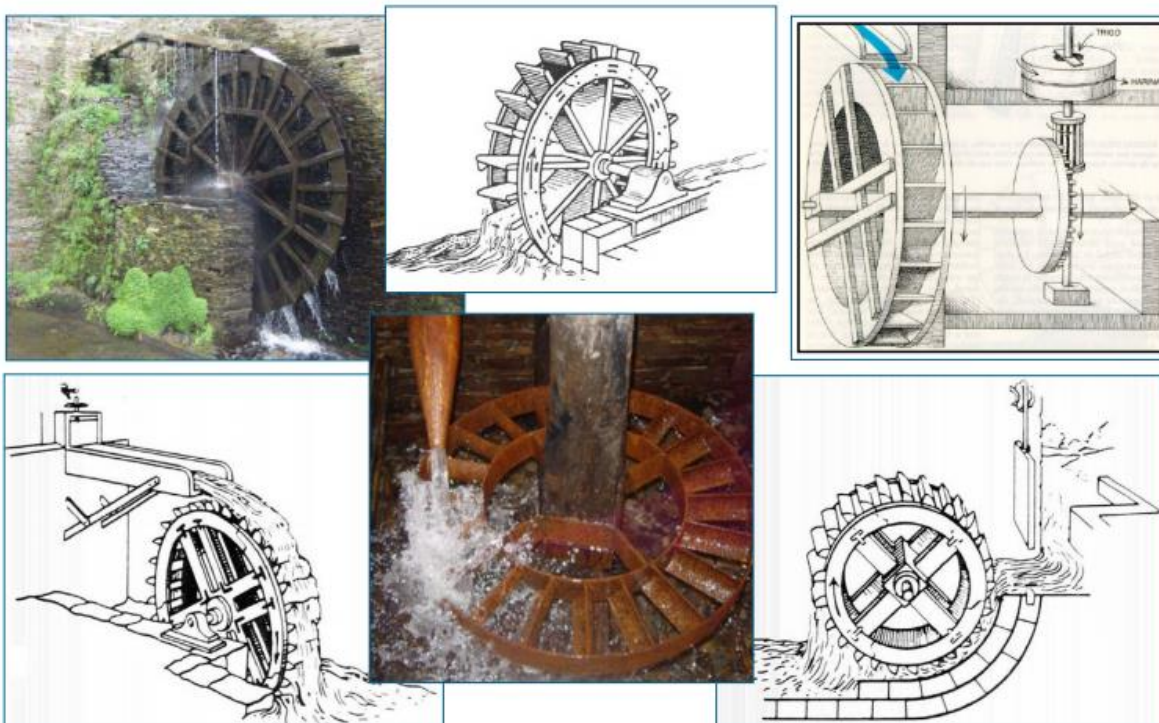


Figura: 1.1 Ruedas Hidráulicas

1.3.1 TIPOS DE CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Clasificación de las Centrales hidroeléctricas

Considerando las características constructivas y de operación de las centrales hidroeléctricas ellas pueden ser clasificadas de la siguiente forma:(Bas, 2016, POZA, 2008)

De acuerdo al tipo de embalse:

Centrales de pasada o sin embalse.

Centrales de regulación o con embalse.

Centrales de acumulación por bombeo.

De acuerdo a la altura neta del salto:

- Saltos de pequeña altura: $H \leq 14,99$ m
- Saltos de mediana altura: $15 \leq H \leq 49,99$ m
- Saltos de gran altura: $H \geq 50$ m

Según la potencia instalada: depende de cada país

Micro centrales: $P_a < 100\text{kW}$.

Centrales de pequeña potencia: $100 \leq P_a < 1.000\text{kW}$.

Centrales de media potencia: $1.000 \leq P_a < 10.000\text{kW}$.

Centrales de gran potencia $P_a \geq 10.000\text{kW}$.

Como explicamos anteriormente estas clasificaciones son tomadas en cuenta a la hora de definir una hidroeléctrica, en nuestro trabajo realizaremos una definición combinada más general y aplicable, es la que depende de la potencia instalada de generación y por supuesto del salto de agua. En la tabla a continuación se hace una descripción de estos criterios.

Tabla: 1.1 Tipos de centrales hidroeléctricas atendiendo al salto de agua y potencia:

Fuente: (OLADE)

Tipo de central hidroeléctrica	Rango potencia (kW)	Salto (m)		
		Bajo	Medio	Elevado
Micro	Hasta 50	≤ 15	15-50	≥ 50
Mini	50-500	≤ 20	20-100	≥ 100
Pequeña	500-5000	≤ 25	25-130	≥ 130

Mini Centrales Hidroeléctricas

Las Mini Centrales Hidroeléctricas, donde existen recursos hidroenergéticos aprovechables en pequeña escala, constituyen una de las fuentes de energía no convencionales y renovables más fácilmente accesibles, considerando que incorporan tecnologías probadas que en muchos casos requieren solo de adaptaciones para reducir las inversiones necesarias y principalmente acciones a nivel de gobierno que promuevan su implementación sistemática en números crecientes.

Una M.C.H. es una instalación donde se utiliza la energía hidráulica para generar reducidas cantidades de electricidad, por medio de uno o más conjuntos o grupos turbina-generator. **Esta será el criterio para nuestra instalación y diseño hidráulico.**

1.4 Turbomáquinas

Las bombas y las turbinas (algunas veces denominadas máquinas de fluidos) existen en una amplia gama de configuraciones. En general, las bombas agregan energía al fluido: realizan trabajo sobre el fluido; las turbinas extraen energía del fluido: el fluido realiza trabajo sobre ellas. Las máquinas de fluidos se pueden dividir en dos grandes categorías: máquinas de desplazamiento positivo (denotadas como de tipo estático) y turbomáquinas (denotadas como de tipo dinámico) (Munson, 1999, Streeter, 2013).

Las máquinas de desplazamiento positivo obligan a que un fluido entre o salga de una cámara al cambiar el volumen de ésta. Las presiones desarrolladas y el trabajo realizado son resultado de fuerzas estáticas esencialmente, más que de efectos dinámicos (Munson, 1999).

Por otra parte las turbomáquinas, poseen una colección de aspas, “cucharas”, canales de flujo o pasajes dispuestos en forma de “rotor” alrededor de un eje de rotación, sobre unos cojinetes. El giro del rotor produce efectos dinámicos que agregan o extraen energía del fluido (Munson, 1999).

Las turbomáquinas operan con base en los principios antes descritos. En vez de una cucharilla o una vela, a un eje giratorio se conecta un grupo de aspas, Las turbomáquinas operan con base en los principios antes descritos. En vez de una cucharilla o una vela, a un eje giratorio se conecta un grupo de aspas, superficies aerodinámicas, “cangilones”, canales de flujo o pasajes. Al eje giratorio se suministra energía (por medio de un motor, por ejemplo) que es transferida al fluido por las aspas (una bomba), o la energía es transferida del fluido a las aspas y está disponible en el eje giratorio como potencia del eje (una turbina).

El fluido usado puede ser un gas (como un ventilador de ventana) o un líquido (como con la bomba de agua de un automóvil o una turbina en la planta hidroeléctrica). Aunque los principios de operación básicos son los mismos sin importar que el fluido sea un líquido o un gas, pueden ocurrir diferencias importantes en la dinámica dependiendo del fluido. Por ejemplo, si la presión en cualquier punto dentro del flujo se reduce a la presión de vapor, cuando el fluido es un líquido, una consideración importante de diseño es la cavitación. Si el número de Mach se vuelve suficientemente grande, cuando el fluido es un gas los efectos de compresibilidad pueden ser importantes.

Las **turbomáquinas** se clasifican como máquinas axiales, mixtas o radiales, dependiendo de la dirección predominante del movimiento del fluido con respecto al eje del rotor a medida que el fluido pasa por las aspas. Para una máquina axial el fluido mantiene una componente importante la dirección de flujo axial desde la entrada hasta la salida del rotor. Para una máquina radial el flujo a través de las aspas incluye una componente sustancial de flujo radial en la entrada, salida o ambas cosas del rotor. En otras máquinas, denominadas máquinas mixtas, puede haber componentes significativas de velocidad radial o axial para el flujo a través de la hilera del rotor. Cada tipo de máquina posee ventajas y desventajas para diferentes aplicaciones y en términos de rendimiento en mecánica de fluidos (Munson, 1999).

1.5 Turbina hidráulica

Energía utilizada por las turbinas. La ley de Bernoulli para un flujo de agua sin fricción, establece que la energía total de una masa de agua permanece constante cuando el agua fluye. Cuando el agua fluye a través de una turbina hidráulica, la turbina extrae energía del agua. Si se hace caso omiso de la fricción, la diferencia de entre la energía total del agua en un punto y su energía total en otro punto representa la cantidad de energía entregada a la turbina por el agua entre los puntos (Monsalve, 2014).

Las turbinas convierten la energía de un salto de agua en energía de rotación en un eje. La selección del tipo de turbina a utilizar depende de las características del sitio, el factor dominante es la altura del salto y el caudal disponible. La selección depende también de la velocidad a la cual se requiere que gire el generador u otro equipo que este acoplado a la turbina. Otra consideración, las turbinas estarán supuestas a producir una potencia debajo del flujo de cual fue diseñada, esta es una consideración para su selección.

Tipos de turbinas hidráulicas

Turbinas Pelton

Son turbinas de acción en las cuales la tubería o tuberías transforman la energía de presión del agua en energía cinética (POZA, 2008).

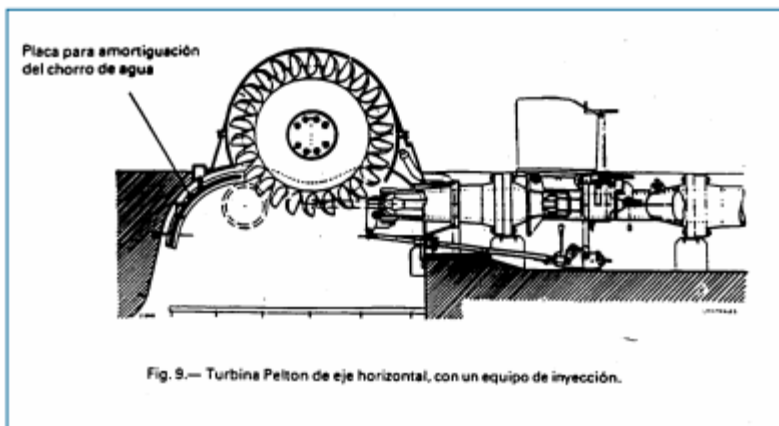


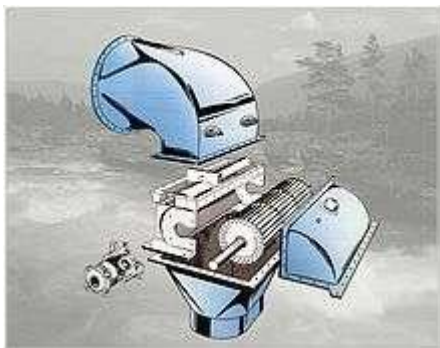
Figura:1.2 Turbina Pelton

Estas turbinas tienen una alta disponibilidad y bajo coste de mantenimiento. Se caracterizan por tener también un rendimiento bastante alto (superior al 90% en condiciones de diseño: Presenta una curva de rendimiento bastante plana con un rendimiento superior al 80% para un caudal del 20% del nominal. Las posibilidades que ofrece este tipo de turbina hacen que sea muy apropiada para operar con carga parcial, además de permitir una amplia variación de caudales en su funcionamiento.

Turbinas Michell-Banki

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica. El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular (F.Zarate: et al., 1987, Díez, 2016).

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



Turbinas Turgo

Estas turbinas pueden trabajar en saltos con alturas comprendidas entre 15 y 300 metro. Como la Pelton se trata de una turbina de acción pero sus álabes tienen una forma y disposición diferente(Díez, 2016).

Turbinas Francis

Son turbinas de reacción de flujo radial y admisión total, muy utilizadas en saltos de altura media equipadas con distribuidor de álabes regulables y un rodete de álabes

fijos. El rendimiento de las turbinas Francis es superior al 90% en condiciones óptimas de funcionamiento. Permite variaciones de caudal entre el 40% y el 105% del caudal de diseño, y el salto entre el 60% y el 125% del nominal.

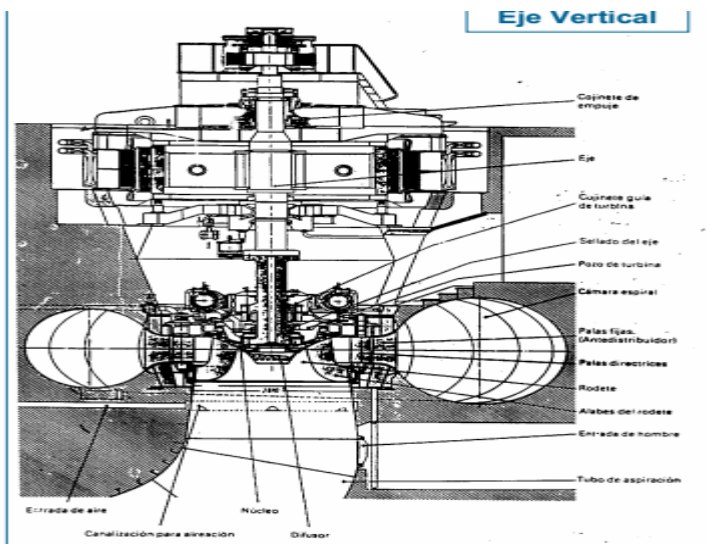


Figura: 1.3 Turbina Francis de eje vertical

Turbinas Kaplan y hélice.

Son turbinas de reacción de flujo axial. Estas se caracterizan por tener los álabes del rodete siempre regulables y los álabes de los distribuidores pueden ser fijos o regulables.



Figura: 1.4 Turbinas Kaplan

La variación admitida en el salto en estos tres tipos de turbina es del 60% al 140% del diseño, y en caudal, del 40% al 105% del caudal nominal para la de Hélice, del 15% al 110% por las Kaplan y las Semikaplan adoptan valores entre ambas.

Una regla general para seleccionar una caja de transmisión es de 3:1 estos son los rangos de velocidades de salida y entrada de la transmisión. Por ejemplo se necesita que un generador opera a 1800 rpm se selecciona una turbina que opere a 600rpm(Díez, 2016).

En algunos casos es posible seleccionar una turbina que opere exactamente a la velocidad de operación del generador, sin la necesidad de una transmisión de engranajes. Entonces el generador puede ser acoplado directamente al eje de la turbina. En las pequeñas y micro centrales eléctricas usualmente es más barato comprar por separado el generador, la transmisión de engranajes y la turbina, que comparar todo el equipo acoplado.

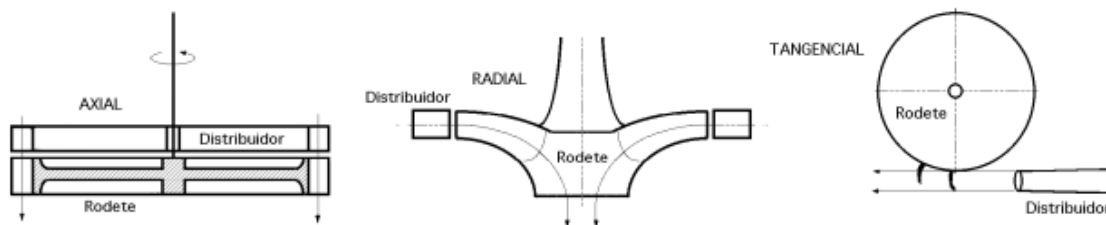


Figura: 1.1 Clasificación de turbinas a) Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial

1.6 Selección de las turbinas criterios propios

Se selecciona esta turbina a partir de su buen desempeño ante la presencia de un pequeño salto, del cual es capaz de aportar una cantidad responsable de energía, que es de fácil construcción así como su adquisición y fabricación en el territorio villaclareño, (Empresa Planta Mecánica) Fabric Aguiar Noriega, además por contar con estudios anteriores de este tipo de turbinas.

Después del estudio de los diferentes tipos de turbina, hay que realizar una selección del tipo de turbina que convendrá instalar. Los parámetros de funcionamiento como se verá más adelante, con un salto bruto de 40 m, un caudal medio de 87 l/s y un

caudal máximo de 200 l/s, es decir se trata de una microcentro. A través del ábaco de turbinas para todo tipo de caudales y saltos se puede prever qué tipo de turbina es la que se ajusta a las características expuestas. En la figura que aparece a continuación se pueden observar un ábacos que compara los tipos de turbina para proyectos más detallado acerca de minicentrales hidroeléctricas (Mallorca, 2010, F.Zarate: et al., 1987).

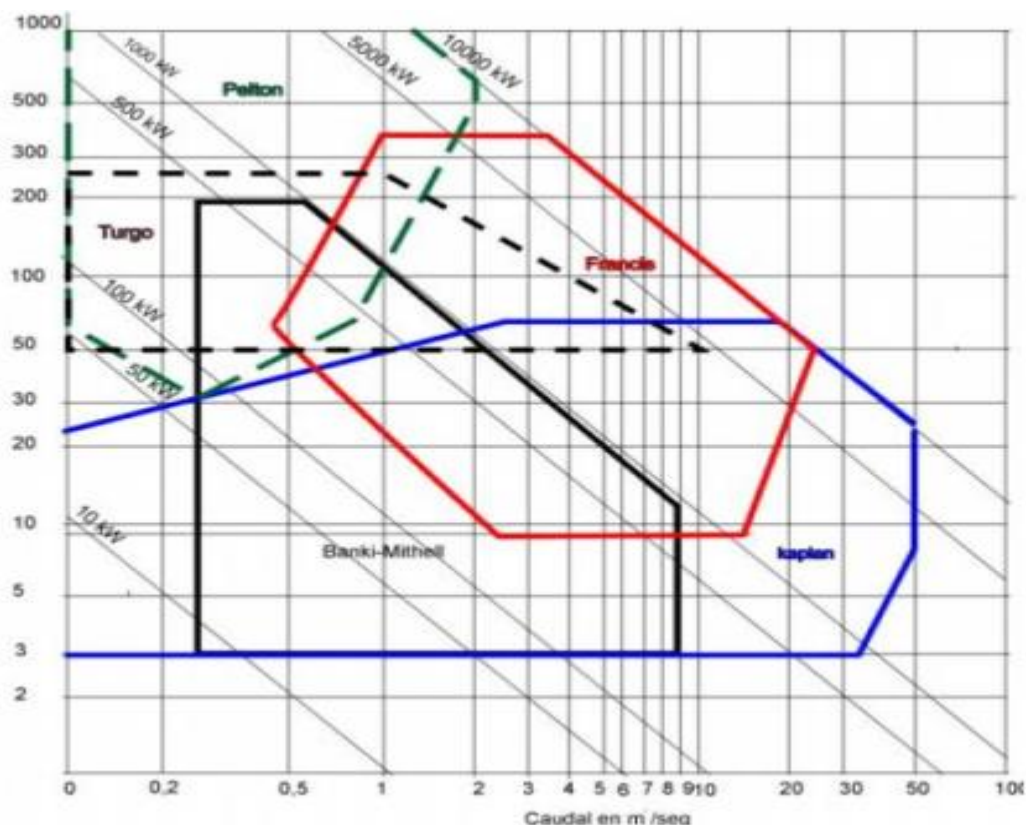


Figura 1.5 Ábaco de turbinas para centrales minihidráulicas

1.7. Selección y Ubicación

Si se analiza el ábaco de minicentrales hidroeléctricas se observa que la turbina adecuada entra dentro de los límites de una de flujo cruzado o flujo transversal, es decir una Michell-Banki. Debido a esta incongruencia se deberá hablar con los fabricantes que oferten un tipo de turbina que se adapte a estas condiciones. Los fabricantes, en general, no sólo trabajan por encargo, también tienden a realizar el estudio y evaluar cuál es la mejor opción para cada proyecto.

Nuestra selección está volcada a que existen productores locales de turbinas en nuestro país y provincia: como la empresa Fabric Aguiar Noriega (Planta Mecánica) de esta ciudad, abaratando los costos de nuestra central.

También se escoge este modelo de turbina ya que ofrece según se muestra en la figura a continuación atendiendo al caudal disponible una alta eficiencia y rápido mantenimiento.

Cuando se dispone de catálogos con gráficos similares al indicado en la figura: 1.2, la selección de la turbina Michell-Banki se realiza intersectando los datos de salto y caudal del proyecto.

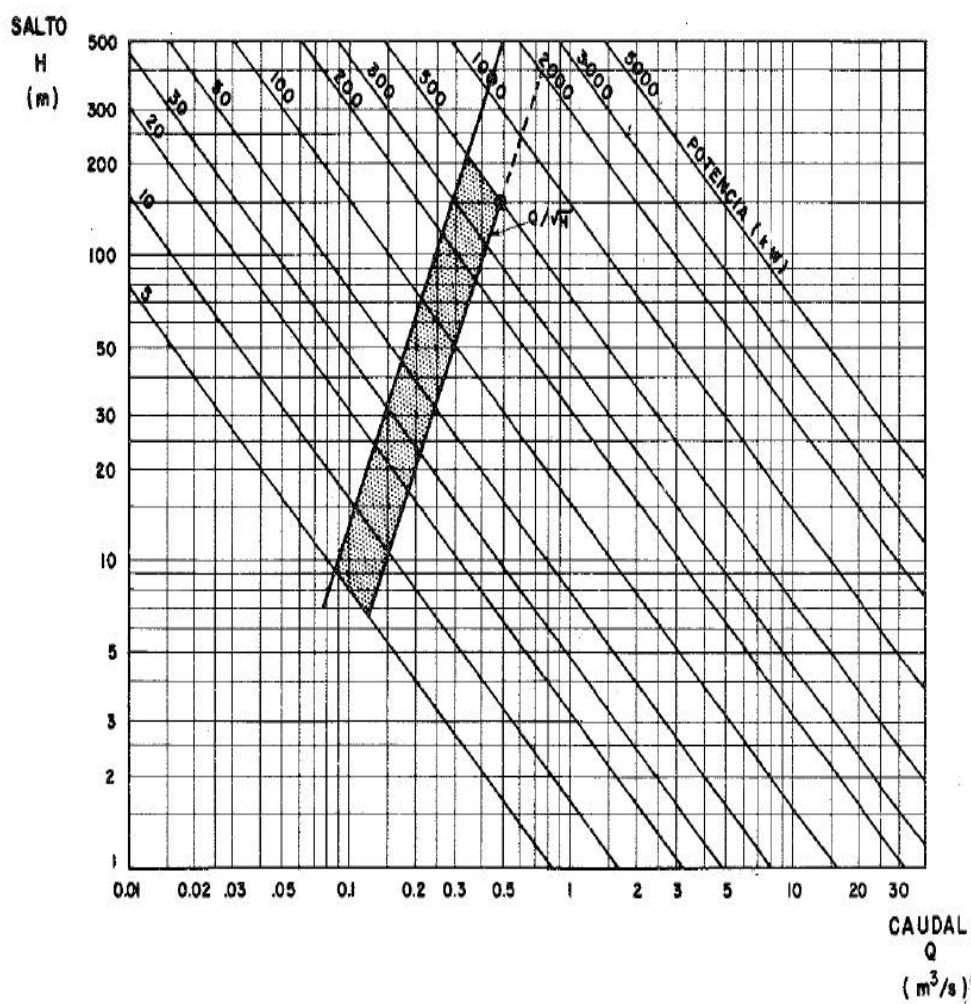


Figura 1.3 Gráfico de fabricante de la turbina Michell-Banki

Otro criterio de selección es la **RELACIONES DE SEMEJANZA**.- Para determinar las relaciones que existen entre las características de dos turbinas del mismo tipo, geométrica y dinámicamente semejantes, en el supuesto de que ambas tengan el mismo rendimiento hidráulico, podemos hacer las siguientes consideraciones:

Para el modelo: Potencia N' , nº de rpm n' , caudal Q' (m³/seg), par motor C' (m.kg), salto neto H_n
Para el prototipo: N , n , H_n , Q , C En el estudio hay que suponer las siguientes condiciones:

Las dos turbinas tienen la misma admisión, es decir, el mismo ángulo de apertura del distribuidor

- a) **b) El mismo número de unidades para cada turbina**, es decir, una sola rueda para las Francis y Kaplan-hélice, y un solo inyector para las Pelton.
- b) **c) El rendimiento se mantiene prácticamente uniforme en la zona de funcionamiento de las turbinas**,

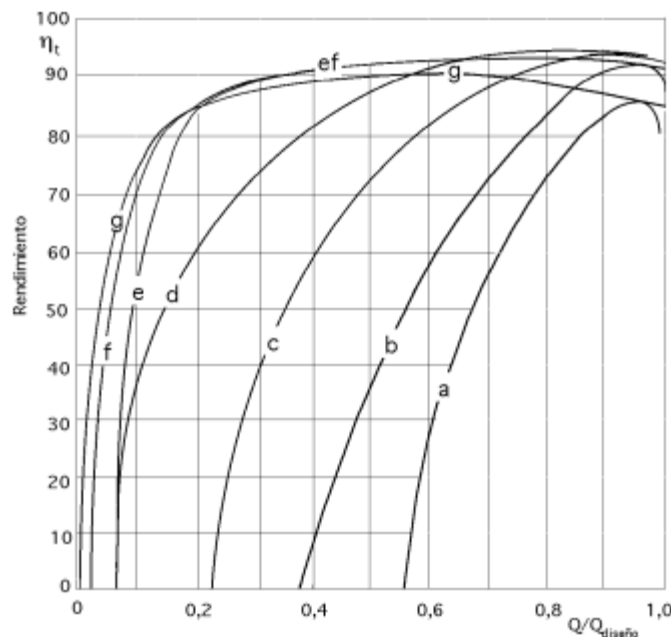


Figura: 1.4 Zona de funcionamiento de las turbinas (rendimientos) fuente : (Díez, 2016)

Para determinar el número de unidades que se instalarán en una central, es necesario considerar el estudio de evaluación de demanda del proyecto, porque en él se determinará el porcentaje de carga parcial con que operará la turbina cuando alcance la máxima demanda diaria el año inicial y si este porcentaje de carga parcial es superior a 30 % se recomienda utilizar una sola unidad, en caso de ser superior al 15 % se puede utilizar dos unidades y en casos excepcionales cuando esta relación es de 7.5 % se podría utilizar tres unidades. Estas recomendaciones se basan en el análisis de las curvas características de la eficiencia de la turbina a carga parcial y las variaciones de carga que se observan en los diagramas de cargas típicas para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (Perez, 2018, F.Zarate: et al., 1987).

Cuando no se dispone de catálogos que incluyen gráficos como el indicado, se recomienda solicitar la turbina al proveedor de equipos, dándole los siguientes datos:

- Potencia al freno de la turbina
- Salto neto de la central
- Número de unidades requeridas
- Sistema de regulación de velocidad requerido
- Características físicas y químicas del agua {cantidad de sólidos, grado de acidez, etc.

Asimismo, se solicitará a los fabricantes, que en la cotización se incluyan los siguientes datos técnicos:

- Potencia al freno de la turbina
- Salto neto que aprovecha
- Caudal máximo requerido para su operación a plena carga
- Velocidad óptima de giro
- Eficiencia
- Curvas de funcionamiento a carga parcial
- Inercia G D2
- Peso y dimensiones generales

- Materiales de sus componentes, tales como: el rodete, tobera o álabe directriz, eje, carcasa, etc.
- Facilidades y disponibilidad de repuesto
- Instrumentación requerida para su operación
- Tipo de herramientas requeridas para su mantenimiento

Finalmente, la selección definitiva de la turbina resultar de una evaluación técnica-económica que tomará en cuenta los siguientes criterios:

- Costos de inversión y facilidades de pago
- Plazo de entrega
- Costo de los repuestos
- Eficiencia
- Posibilidades de obtener o fabricar localmente los repuestos
- Antecedente de vida útil de otras turbinas producidas por el fabricante
- Infraestructura requerida para su mantenimiento
- Complejidad de su operación

Un caso particular de selección de turbinas ocurre cuando ésta no se adquiere de un fabricante o proveedor, sino se selecciona de un grupo de turbinas que estando en buenas condiciones, están fuera de servicio porque la central hidroeléctrica donde operaban, fue ampliada o sustituida por una subestación de un sistema eléctrico. En estos casos la turbina se le reubicará e instalará en un nuevo proyecto.

A diferencia de los generadores eléctricos, para reubicar una turbina además del dato de potencia al freno, es indispensable conocer también las condiciones de salto o caudal máximo con que operó inicialmente. Esto se puede comprobar si observamos la figura No. 1.2, en donde se muestra el gráfico caudal-salto donde se incluyen las curvas de potencia y de Operación a máxima carga que puede realizar una turbina geoméricamente determinada.

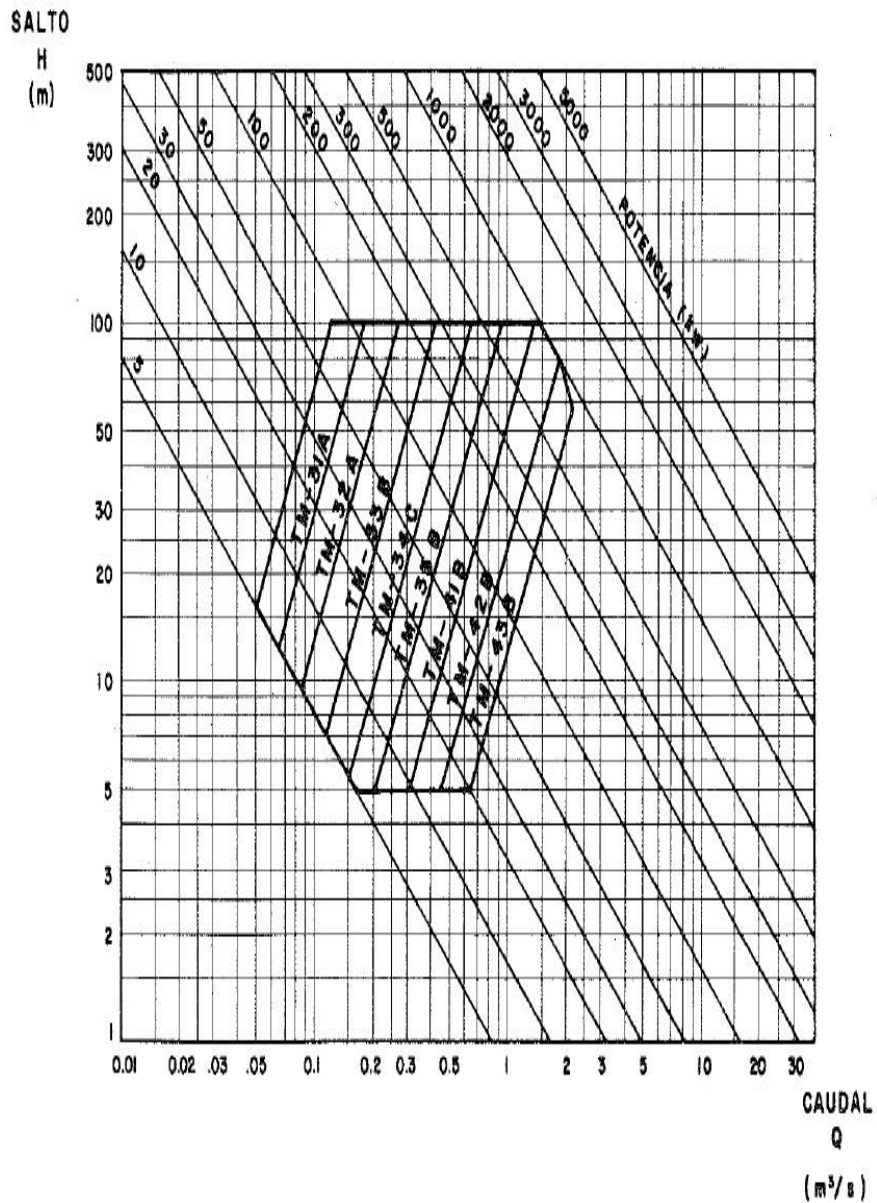


Figura 1.4 Diagrama para seleccionar turbinas Michell-Banki estandarizadas

Para conocer si una turbina está en condiciones de reubicarse en un proyecto hidroeléctrico, se requiere realizar dos comprobaciones: una de tipo hidráulico, por medio de la cual se determina si la geometría de la turbina permite satisfacer las condiciones de salto y caudal del proyecto, y la otra de tipo mecánico que nos permite determinar si los materiales utilizados en la turbina poseen la resistencia suficiente para soportar las nuevas condiciones de operación.

La comprobación de tipo hidráulico se puede realizar con el siguiente procedimiento:

- Cuando se conocen los datos de salto y potencia o caudal con que operó la turbina, se determina la característica $Q/\sqrt{H}$ de la misma. En el caso de desconocer estos datos, será necesario determinarlos en base a la geometría del rodete, para lo cual se procederá a un rediseño de la turbina.
- Con los datos de salto y caudal del proyecto donde se reubicará la turbina, se determina la característica $Q/\sqrt{H}$ del proyecto, para luego compararla con la característica obtenida para la turbina.
- La turbina podrá ser de utilidad en el proyecto si el porcentaje obtenido de la relación:

$$\% = \left(\frac{\frac{Q}{\sqrt{H}} \text{ del proyecto}}{\frac{Q}{\sqrt{H}} \text{ de la turbina}} \right) * 100 \quad \text{Ec.1.1}$$

Este resultado debe ser menor que el 100%, lo que representa el porcentaje de carga parcial con que operará la turbina cuando se satisfaga la potencia de diseño del proyecto. Aunque existen diferentes criterios de diseños, manuales y metodologías desde los ASTM de Estados Unidos hasta los de Japón nosotros utilizaremos los criterios aportados por la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE)

Capítulo II: Parámetros Hidráulicos de selección de turbinas

La turbina Michell-Banki es una de las turbinas que presenta mejores perspectivas de utilización en Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, por su simplicidad de diseño y fabricación, su buena eficiencia cuando opera a cargas parciales y su reducido costo de fabricación y mantenimiento.

2.1 Determinación salto neto

Antes de dimensionar los elementos que lo componen calcularemos el salto neto. Para ello necesitamos calcular las pérdidas de carga producidas por diferentes factores, las cuales se restarán al salto bruto.

Salto bruto disponible: 40 m.

Pérdida de carga por fricción

Se trata de la pérdida de carga por rozamiento viscoso.

$$h_f = f \frac{L * v^2}{D * 2g}$$

Donde:

v: es la velocidad media del fluido en la tubería.

L: es la longitud.

D: es el diámetro.

f: es el coeficiente de fricción, función de la rugosidad, el diámetro y el número de Reynolds.

El número de Reynolds se lo determina con la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{1000 \times \mu}$$

Donde:

ρ : Densidad de fluido

V: Velocidad del fluido, en m/s.

D: Diámetro interno de la tubería, en milímetros.

μ : Viscosidad dinámica, en $N \cdot m/s^2$

Para el valor de Reynolds, el factor de fricción depende exclusivamente de la rugosidad relativa y puede obtenerse de la siguiente deducción de Von Karman.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 * \log \left(3.7 \frac{D}{e} \right)$$

.

Para el cálculo de la velocidad en la entrada de la tubería de enfriamiento se utilizará la Ecuación de Bernoulli.

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{V_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{V_i^2}{2g} + Z_i + \Delta hf$$

Donde:

P_o: es la presión es la presión del reservorio, que es igual a la presión atmosférica, la cual es despreciable.

P_i: es la presión dentro de la tubería principal de la toma de agua, la cual es equivalente a 26.3 Bar.

V_o: es la velocidad inicial en el reservorio, la cual es despreciable debido a su pequeño valor.

V_i: es la velocidad en la entrada de la tubería de enfriamiento.

ΔZ: es la diferencia de elevación entre la cota de la entrada de la tubería principal de la toma de agua y la cota de la entrada de la tubería de enfriamiento, es decir: Z_o-Z_i.

Δhf: es las pérdidas por fricción con las paredes de la tubería principal de toma de agua, la cual es despreciable por el gran diámetro de dicha tubería.

g: es la aceleración de la gravedad.

γ: es el peso específico del agua.

2.2 Número específico de revoluciones

Su rango de aplicación lo definen los números específicos de revoluciones N_q y N_s, los cuales se obtienen con las fórmulas:

$$Nq = N * \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad \text{Ec. 1}$$

Y

$$Ns = N * \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad \text{Ec.2}$$

Donde:

- P es la potencia al freno de la turbina en C.V.
- Q es el caudal máximo que fluye por la turbina en m³ /seg
- H es el salto neto de la central en metros
- N es la velocidad de giro de la turbina en RPM

En el cuadro siguiente se puede observar el rango de aplicación de la turbina Michell-Banki en comparación con los rangos de aplicación de los otros tipos de turbinas. Cabe señalar que el 'rango que se indica para la turbina Michell-Banki se ha definido en base a las limitaciones de su diseño mecánico en el límite superior y la eficiencia en su rango inferior. Estos rangos pueden variar de acuerdo a las experiencias particulares que se presenten.

Tabla: 2.1 Rangos de aplicación de turbina fuente:(Rodríguez, 2018)

TIPO DE TURBINA	Nq	Ns
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta 9	Hasta 30
Turbina Pelton de 2 toberas	4-13	14-42
Turbina Pelton de 3 toberas o más	5-22	17-73
Turbina Michell-Banki	18-60	60-200
Turbina Francis Lenta	18-38	69-125
Turbina Francis Normal	38-68	125-225
Turbina Francis Rápida	68-135	225-450
Turbinas axiales	105-300	350-1000

Según Rodríguez (2018) las experiencias obtenidas con la turbina Michell-Banki se deduce que puede operar con saltos máximos comprendidos entre 100 y 200

metros, con eficiencias máximas comprendidas entre 80 % y 85 % y puede generar potencia máxima comprendidas entre 750 y 1000 kW.

De la tabla anterior se observa que el rango de aplicación de la turbina Michell-Banki se traslapa con el rango de aplicación de las turbinas Francis lentas y normales. Esto mismo se puede observar en la Figura No. 1.1 donde se muestra un gráfico para seleccionar tipos de turbinas.

Para diseñar una turbina Michell-Banki se requieren determinar los datos del salto neto aprovechable y el caudal máximo que fluirá por ella. En algunos proyectos este caudal corresponde al caudal mínimo anual que se dispone, obtenido del estudio hidrológico, y en otros proyectos se deduce de la potencia al freno que la turbina deberá entregar al generador para que este entregue al sistema eléctrico una potencia determinada.

La potencia al freno de la turbina se obtiene con la fórmula:

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g * \eta_{tr}} \quad \text{Ec.3}$$

Donde:

- P_g es la potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico
- η_g es la eficiencia del generador
- η_{tr} es la eficiencia de la transmisión mecánica entre la turbina y el generador

Con la potencia al freno de la turbina, el caudal de diseño se obtiene con la fórmula:

$$Q = \frac{P_T}{9,807 * H * \eta_T} \quad \text{Ec.4}$$

Donde:

- Q es el caudal máximo de diseño, en m³ /seg, que fluirá por la turbina
- P_T es la potencia al freno de la turbina en kW
- H es el salto neto aprovechable, en metros
- η_T es la eficiencia de la turbina cuando opera a plena carga

Otro parámetro necesario para el diseño de la turbina lo constituye el número óptimo de revoluciones con que deberá operar la turbina, que se deduce de la fórmula.

$$N = \frac{39,85 * H^{1/2}}{D_e} \quad \text{Ec.5}$$

Donde:

- N es el número de revoluciones óptimas en RPM
- D_e es el diámetro exterior del rodete, en metros
- H es el salto neto aprovechable, en metros

Cuando se diseña la turbina para que gire a una velocidad síncrona, el diámetro exterior del rodete se determina despejándolo de la fórmula anterior. Cuando la transmisión entre la turbina y el generador es a través de un sistema de bandas o engranajes se asume el diámetro del rodete y se aplica la fórmula anterior.

2.3 DISEÑO Y CÁLCULOS HIDRÁULICOS

Los cálculos hidráulicos de una turbina se realizan para determinar las dimensiones de sus elementos principales, en base al diseño que caracteriza a cada tipo de turbina.

El diseño de la turbina Michell-Banki se basa en que el inyector acelera y regula el flujo de agua que ingresa a la turbina y orienta el chorro de sección rectangular hacia los álabes del rodete, dándole un primer impulso, para que luego de atravesar el interior del rodete, dar un segundo impulso a los álabes, antes de salir hacia la descarga de la turbina.

2.4 Diagramas de Velocidad

Los perfiles de los álabes del rodete de una turbina, se determinan en base a los diagramas de velocidades en cada punto del rodete. Para determinar estos diagramas, es necesario definir la velocidad de salida del agua del inyector, la que se determina en base a la Ecuación de Bernoulli aplicada entre la entrada de la tubería de enfriamiento y a la salida del inyector.

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{C_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i \quad \text{Ec.6}$$

Donde:

- C_o y C_i , representan la velocidad de una partícula de agua en la entrada de la tubería de enfriamiento y en la salida del inyector respectivamente (Streeter, 2013).

- P_o y P_i , representan las presiones en la entrada de la tubería de enfriamiento y en la salida del inyector respectivamente. En este caso ambas presiones se pueden considerar iguales debido a que en la tubería de enfriamiento existe una succión.
- Z_o y Z_i , representan los niveles topográficos, en la superficie de la entrada de la tubería de enfriamiento y la posición del inyector respectivamente, y su diferencia es igual al salto bruto.
- γ y g , representan el peso específico del agua y la aceleración de la gravedad respectivamente.
- ΔH_t , es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería de presión.
- ΔH_i , es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector.

Con todas estas consideraciones se determina que la velocidad de salida del agua del inyector es (Rodriguez, 2018):

$$C_i = \sqrt{\left(\frac{P_o}{\gamma} + \frac{C_o^2}{2g} + \Delta Z - \Delta H_t - \Delta H_i\right) * 2g} \quad \text{Ec.7}$$

Asimismo, se define K_c , como el coeficiente de velocidad del inyector representado por:

$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \quad \text{Ec.8}$$

En forma práctica K_c posee valores comprendidos entre 0.97 y 0.98.

La velocidad del agua a la salida del inyector es igual a la velocidad de ingreso del agua al rodete. Este chorro de agua a su vez se orienta hacia el rodete con un ángulo promedio denominado α_2 , el cual posee valores prácticos que se encuentran alrededor de los 16 grados.

$$C_i = C_2$$

Se conocido que, en las turbinas de acción, la velocidad tangencial se expresa por:

$$C_i = K_u * C_2 * \cos \alpha_2 \quad \text{Ec.10}$$

Siendo K_u el coeficiente de velocidad tangencial que en el caso de las turbinas de acción poseen un valor aproximado a 0.5.

Con estas velocidades se determina la velocidad relativa.

$$W_2 = C_2 * \sqrt{1 - Ku * (2 - Ku) \cos^2 \alpha_2} \quad \text{Ec.11}$$

y con el ángulo β_2 se concluye la construcción del diagrama de velocidades, mostrado en la figura No. 5, en la entrada del rodete.

El ángulo α_1 varía generalmente entre 14° y 17° . Muchos autores utilizan este ángulo con valores que no sobrepasan los 16° .

α_1	β_1
15.0	28.18
15.2	28.51
15.4	28.85
15.6	29.17
15.8	29.50
15.9	29.67
16.0	29.83
16.1	29.99
16.102	30.00
16.2	30.15
16.4	30.48
16.6	30.80
16.8	31.12
17.0	31.44

De acuerdo a esto el ángulo β_1 variara de acuerdo a los valores mostrados en la tabla

En el interior del rodete, se cumple que los triángulos de velocidades son iguales, debido a que:

$$U_1 = U'_1$$

$$C_1 = C'_1$$

$$\alpha_1 = \alpha'_1$$

$$\beta'_1 = 180 - \beta_1$$

Siguiendo despeje matemático basado en el triángulo de la figura concluimos que:

$$\beta'_1 = \beta_1 = 90^\circ$$

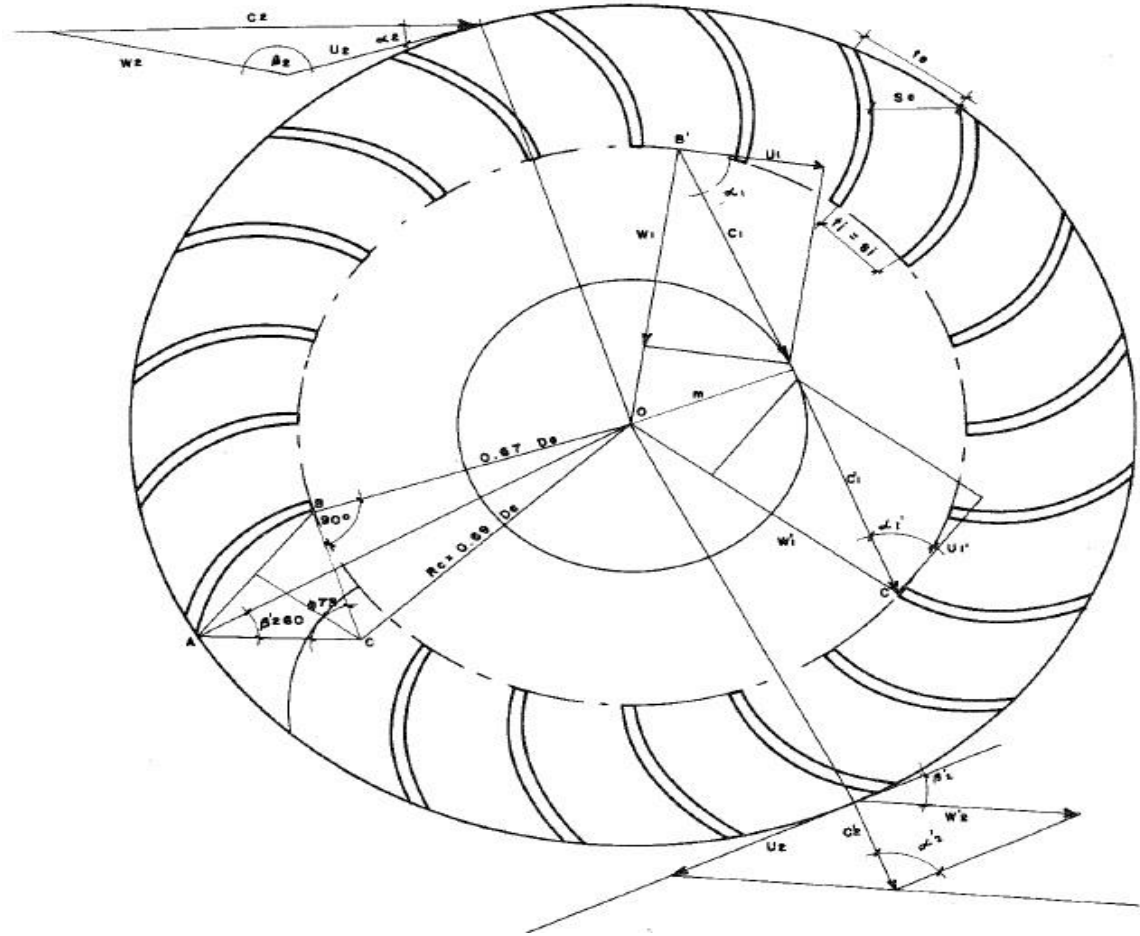


Figura: 2.1 Diagrama de velocidades para rodete Michell-Banki

A la salida del agua del rodete, se forma un diagrama de velocidades en el que:

$$U'_1 = U_1 = Ku * C_2 * \cos \alpha_2 \quad \text{Ec.12}$$

$\beta_2 = 180 - \beta'_2$, donde el valor de β'_2 se puede calcular según expresión.

$$\beta'_2 = \arcsen\left[\frac{\sin \alpha_2}{(1 - Ku(2 - Ku)\cos^2 \alpha_2)^{1/2}}\right] \quad \text{Ec.13}$$

La velocidad relativa estaría expresada por:

$$W'_2 = Kf * W_2 \quad \text{Ec.14}$$

Donde:

- Kf es el coeficiente de velocidad relativa que expresa la pérdida por fricción del agua con los álabes del rodete, y su valor puede aproximarse a 0.98.

Con estas velocidades se determina la velocidad absoluta del agua a la salida del rodete, expresada por:

$$C'_2 \quad \text{Ec.15}$$

$$= C_2$$

$$* \sqrt{Kf^2 * (1 - Ku(2 - Ku)\cos^2 \alpha_2) + Ku^2 * \cos^2 \alpha_2 - 2 * Kf * \cos^2 \alpha_2 (1 - Ku)}$$

El ángulo de salida con respecto a la tangente del rodete se obtiene con la siguiente expresión:

$$\alpha'_2 = \arcsen\left[\frac{Kf * \sen\beta'_2 \sqrt{1 - Ku(2 - Ku)\cos^2\alpha_2}}{\sqrt{Kf^2 + Ku * \cos^2\alpha_2(Ku - Kf^2(2 - Ku) - Kf)}}\right] \quad \text{Ec.16}$$

Todas estas velocidades se pueden expresar en forma práctica cuando se definen las constantes. Por ejemplo, si asumimos un ángulo, promedio α_2 , igual a 16° , un coeficiente de velocidad Kc igual a 0.98, un coeficiente de velocidad tangencial Ku igual a 0.5 y un coeficiente de velocidad relativa Kf igual a 0.98, obtenemos las siguientes expresiones prácticas (Rodríguez, 2018).

$$\begin{aligned} C_2 &= 4,34\sqrt{H} & U_2 &= 2,09\sqrt{H} \\ W_2 &= 2,40\sqrt{H} & W'_2 &= 2,35\sqrt{H} \\ C'_2 &= 1,20\sqrt{H} & \beta'_2 &= 29,83^\circ \text{ a } 30^\circ \\ \beta_1 &= 90^\circ \end{aligned}$$

Como se puede observar los diagramas de velocidades sólo dependen del salto y los ángulos son independientes de las condiciones de salto y caudal.

Para determinar la eficiencia hidráulica de la turbina se aplica la ecuación general de las turbinas:

$$\eta_h * g * H = U_2 * C_2 * \cos\alpha_2 - U'_2 * C'_2 * \cos\alpha'_2$$

y se obtiene que:

$$\eta_h = 2 * Kc^2 * \cos^2\alpha_2 * Ku(1 - Ku) * (1 + Kf) \quad \text{Ec.17}$$

Además de la eficiencia hidráulica, para determinar la eficiencia total de la turbina se requiere también; considerar las pérdidas volumétricas, las pérdidas por choques y las pérdidas mecánicas. En el caso de la turbina Michell-Banki su eficiencia puede alcanzar el 82 o/o cuando se obtienen buenos acabados en su fabricación.

2.5 Geometría del Inyector

Para definir la geometría del inyector es necesario considerar en el diseño una buena conducción y aceleración del flujo de agua, así como también una adecuada orientación y regulación de este flujo hacia los álabes del rodete.

Cuando se define una geometría de inyector con álabe directriz, se requiere definir el perfil del mismo, considerando un balance de pérdidas de presión en los

flujos de agua en que se divide el caudal por efecto del álabe. De tal forma que al tener igualadas ambas pérdidas, se obtenga la misma velocidad de salida en ambos conductos.

La única dimensión que varía en función del salto y caudal *con* que se diseña la turbina es el ancho del inyector, el cual se calcula con la fórmula:

$$B = \frac{Q}{p(\pi * De - eZ) * Ko * Kc * \sqrt{2 * g * H} * \text{sen}\alpha_2} \quad \text{Ec.18}$$

Donde:

- El ancho interno del inyector B, está expresado en metros
- Q: es el caudal máximo que fluirá por la turbina, en m³ /seg.
- p: es un factor de arco de admisión que para el caso del inyector que se desarrolla en el manual, tiene un valor de 1.
- De es el diámetro exterior del rodete, expresado en metros
- e: es el espesor de los álabes del rodete, expresado en metros
- Z: es el número de álabes del rodete
- Ko: es el porcentaje de la circunferencia exterior del rodete por donde ingresa el agua.

Una fórmula práctica para determinar el ancho del inyector cuya geometría se indica en la figura 3.5, se expresa por:

$$B = \frac{0,96*Q}{De\sqrt{H}} \quad \text{Ec.19}$$

Para el caso de inyectores con geometría diferente, se puede obtener una fórmula práctica en base a la expresión siguiente:

$$B = \frac{\text{constante}*Q}{De\sqrt{H}}$$

En este caso, utilizando la expresión general para el cálculo del ancho del inyector, se deberá encontrar la constante para cada geometría.

Las dimensiones del perfil del inyector' para diferentes diámetros de rodete, se muestra en la tabla No. 2. En el caso de utilizar diámetros de rodete diferentes a los indicados, se pueden determinar las dimensiones utilizando el método de interpolación lineal.

2.6 Geometría del Rodete

La geometría del rodete se determina en base a los ángulos obtenidos de los diagramas, así tenemos que la relación del diámetro interno D_i , con respecto al diámetro externo D_e , se expresa por:

$$\frac{D_i}{D_e} = \sqrt{\frac{(2 * Ku * \cos^2 \alpha_2 - 1) + \sqrt{1 - 4 * \cos^2 \alpha_2 * (1 - Ku) * Ku}}{2 * Ku^2 * \cos^2 \alpha_2}} \quad \text{Ec.20}$$

Considerando α_2 igual a 16° y Ku igual a 0.5, se obtiene el diámetro interno de la siguiente forma:

$$D_i = 0,66 * D_e$$

El radio de curvatura de los álabes del rodete se expresa también en función del diámetro del rodete y del ángulo del álabe β'_2 , así tenemos:

$$r = \frac{D_e}{4 * \cos \beta'_2} * \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_e} \right)^2 \right] \quad \text{Ec.21}$$

Sustituyendo los valores conocidos, se puede expresar en forma práctica por:

$$r = 0,163 * D_e$$

El ángulo de la curvatura de los álabes del rodete se obtiene con la fórmula:

$$\Phi = 2 * \arctan \left[\frac{\cos \beta'_2}{\left(\frac{D_i}{D_e} \right) + \sin \beta'_2} \right] \quad \text{Ec.22}$$

Cuando el ángulo α_2 es igual a 16° éste ángulo tiene un valor de 73°

Con estas dimensiones se tendría definido el perfil del rodete para un diámetro exterior asumido o calculado con la fórmula de la velocidad óptima de giro mostrada en el capítulo I. Al igual que en el inyector, conociendo el diámetro de rodete se puede encontrar automáticamente todas sus dimensiones.

El ancho interno del rodete se obtiene luego de realizar el diseño para el inyector y debe considerarse el espacio requerido para la soldadura de los álabes al disco. Una forma práctica de estimar el ancho del rodete es considerándolo como un 50% mayor que el ancho del inyector.

En el diseño de turbinas Michell-Banki también se debe considerar que desde el punto de vista teórico existe una limitante en cuanto al arco de admisión, expresado por:

$$\Phi_{BOC} = 2 * \arctan \left[\frac{\sqrt{1 - Ku(2 - Ku)\cos^2 \alpha_2}}{\left(\frac{D_i}{D_e} \right) * Ku * \cos \alpha_2} \right] \quad \text{Ec.23}$$

El máximo porcentaje de arco de admisión, se obtiene con la expresión:

$$Ko = \frac{\phi_{BOC}}{360^\circ} \quad \text{Ec.24}$$

Para los valores de α_2 igual a 16° y Ku igual a 0.5 se obtiene un valor de Ko igual a 0.334.

El porcentaje de admisión para el inyector mostrado en este capítulo es de 0.30.

Si consideramos que la trayectoria de una partícula de agua en el interior del rodete es rectilínea, se obtiene que el diámetro máximo del eje que atraviesa el rodete debe ser:

$$d = Di * \cos \left[\frac{\phi_{BOC}}{2} \right] \quad \text{Ec.25}$$

En forma práctica se obtiene:

$$d = 0,328 * De$$

2.7 Geometría de la Carcasa

La geometría de la carcasa de una turbina Michell-Banki se diseña considerando el arco de salida del flujo de agua en el rodete y su trayectoria.

El arco total del rodete se obtiene, (figura No. 9) con la fórmula:

$$\phi_t = \phi_0 + \phi_1 + \phi_2 + \phi_{BOC} \quad \text{Ec.26}$$

Donde:

- $\phi_0 = Ko * 360^\circ$
- $\phi_1 = \frac{r\phi}{W2} * \frac{360}{60} * N, \quad \phi \text{ en radianes}$
- $\phi_2 = \frac{\phi_1}{Kf}$

En relación se expresa por:

$$\phi_t = \phi_0 + 163^\circ$$

2.8 Análisis económico

Se realizará un pequeño análisis económico para saber si es factible la compra de la turbina en el exterior o se realizará en nuestro territorio, así como los valores de generación y de costos del kW/h ahorrado por la empresa valores que disminuirán el gasto total de kW comprado a la UNE traducido en aporte al sistema electroenergético nacional.

2.9 Diseño de la turbina

El diseño de la turbina con software para diseños se realizó utilizando el software Solidwork versión 4.1 el que permite realizar un dibujo con cortes tanto longitudinales como transversales del equipo dando una visión de cómo sería el diseño original dándole a los fabricantes un inicio de desempeño de fabricación.

El software Solidwork versión 4.1 de nacionalidad Norteamericana, permite randerizar el diseño aportando planos y vistas tridimensionales del equipo a fabricar.

Capítulo III Análisis de resultados

3.1 Cálculos hidráulicos

A partir de las ecuaciones formuladas en el capítulo anterior podemos arribar a conclusiones en este capítulo y comenzar a definir los valores hidráulicos necesarios.

Para la determinación de del salto neto, se nos hace indispensable calcular las pérdidas de cargas producidas en la tubería del sistema de enfriamiento.

Calculamos primeramente la velocidad en la entrada de la tubería de enfriamiento, por la Ecuación de Bernoulli.

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{V_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{V_i^2}{2g} + Z_i + \Delta hf$$

Donde:

$$P_o = 0.$$

$$P_i = 26.3 \text{ Bar} = 2630 \text{ KPa.}$$

$$V_o = 0.$$

$$\Delta Z = 248 \text{ m.}$$

$$\Delta hf = ?.$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\gamma = 9810$$

Despejando la Ecuación de Bernoulli, no queda:

$$V_i = \sqrt{(\Delta Z - \frac{P_i}{\gamma}) / 2g}$$

$$V_i = \sqrt{(248 - \frac{2630}{9810}) / (2 * 9.81)}$$

$$V_i = 3.55 \text{ m/s}$$

Con este valor de velocidad calculamos el Número de Reynolds, por la ecuación:

$$Re = \frac{\rho * V * D}{1000 * \mu}$$

$$Re = \frac{998.2 * 3.55 * 203}{1000 * 1.005}$$

$$Re = 715.8$$

Para este valor tan pequeño del Número de Reynolds, la ecuación del coeficiente de fricción que se utiliza es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 * \log\left(3.7 \frac{D}{e}\right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 * \log\left(3.7 \frac{203}{e}\right)$$

$$f = 0.042$$

Ya con estos valores podemos calcular las pérdidas de cargas producidas en la tubería, en un longitud de 52.27 m de tubería, con la ecuación:

$$hf = f \frac{L * v^2}{D * 2g}$$

$$hf = 0.042 * \frac{52.27 * 3.55^2}{0.203 * 2 * 9.81}$$

$$hf = 6.95 \text{ m}$$

Por lo que el salto neto es igual a:

$$Hn = Hb - hf$$

$$Hn = 40 - 6.95$$

$$Hn = 33.05 \text{ m}$$

Con estos parámetros se inició el diseño hidráulico de la turbina Michell-Banki.

Para seleccionar la potencia de generación a la que trabaja dicha turbina se realiza un cálculo previo con gasto diseño que marca el contador luego de la reducción de 8" de la tubería de enfriamiento, que es de $375 \text{ m}^3/\text{h} = 0.104 \text{ m}^3/\text{s}$. La carga hidráulica es de 40 m.

$$Pg = \frac{9.81QH}{\eta_t}$$

$$Pg = \frac{9.81 * 0.104 * 40}{0.78} = 52.32 \text{ kW}$$

Los valores de la potencia de generación sería de $P_g=100 \text{ kW}$.

Después de determinar el valor de generación se determina el valor de la potencia al freno, para lo cual se utilizó la fórmula:

$$P_t = \frac{P_g}{\eta_g * \eta_{tr}}$$

Donde:

- P_g es la potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico, o sea 100 kW.
- η_g es la eficiencia de un generador de 100 kW, igual a 93% (se aproximará a este valor de momento por ser un valor típico de rendimiento alcanzable por las centrales minihidráulicas).
- η_{tr} es la eficiencia de transmisión, considerando un sistema de bandas, o sea 95%.

Reemplazando valores se obtuvo una potencia al freno (P_t) de la turbina según Ec.3, se obtiene:

$$P_t = \frac{100}{0.93 * 0.95} = 113.19 \text{ kW}$$

✚ **Una potencia tan reducida no justifica la instalación de más de una máquina**

✚ Instalar dos máquinas de menor potencia permitiría turbinar mayor cantidad de agua, dado que para caudales bajos se podría utilizar una sola y optimizar el rendimiento. El inconveniente en este caso son los costes, dado que habría que realizar una compra mayor de material y la obra civil sería más complicada, así como la obra hidráulica.

3.2 Disposición del grupo

Se opta por instalar la turbina con una configuración de eje horizontal Instalar la turbina de esta manera reduce costes de obra civil al estar todo el conjunto en un mismo nivel y facilita el acceso a los diferentes órganos de la máquina para realizar reparaciones o mantenimiento.

Las turbinas de eje vertical se instalan cuando tienen potencias mayores por cuestiones de espacio, además el rendimiento se ve incrementado. Sin embargo, en turbinas de baja potencia la mejora del rendimiento no produce beneficios significativos

Con la potencia de frenado se determina el caudal de diseño, el que se obtiene con la Ec.4

$$Q = \frac{P_T}{9,807 * H * \eta_T}$$

Sustituyendo el valor del salto $H=40$; la eficiencia a plena carga de la turbina 78% y la potencia al freno, se obtuvo un caudal máximo de:

$$Q = \frac{113.19}{9,807 * 40 * 0.78} = 0.37 m^3/seg$$

El número óptimo de revoluciones, se determinó calcula según ecuación 5. En este caso se asumió dos diámetros exteriores del rodete de 0.4 y 0.3 m.

$$N = \frac{39,85 * 40^{1/2}}{0.4} = 630 \text{ RPM} \quad N = \frac{39,85 * 40^{1/2}}{0.3} = 840 \text{ RPM}$$

La imposición de que la turbina gire a la velocidad de sincronismo obliga a que en su punto nominal funcione con un rendimiento que no va a ser el máximo de la turbina.

Si después volvemos a realizar una comprobación de la aplicación en la turbina Michell-Banki, podemos saber con certeza el número específico de revoluciones y aplicando nuevamente la ecuación arriba calculada.

$$Nq = N * \frac{Q^2}{H^4} = 630 * \frac{0.37^2}{40^4} = 24.09 \quad Nq = N * \frac{Q^2}{H^4} = 840 * \frac{0.37^2}{40^4} = 32.12$$

Los valores Nq están comprendido dentro del rango de aplicación de la turbina Michell-Banki. Según ábaco de la figura 1.2. Pero el valor más idóneo para tomar es el menor, porque así minimiza el costo de dicha turbina, por lo que $Nq = 24.09$.

Para el cálculo del diagrama de velocidad para obtener los perfiles de los álabes del rodete de una turbina. Se determina a partir de la Ecuación de Bernoulli.

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{C_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i$$

Donde:

- $C_o = 3.55$ m/s.
- $P_o = P_i = 4.5$ Bar = 450 KPa.
- $\Delta Z = 40$ m
- $\gamma = 9810$
- $g = 9.81$
- $\Delta H_t = 6.95$ m
- $\Delta H_i = 1.584$ m. Obtenido del despeje de la ecuación del coeficiente de velocidad

del inyector, donde K_c es igual a 0.98. $K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}}$

Calculando la velocidad de acuerdo con la Ec.7.

$$C_i = \sqrt{\left(\frac{3.55^2}{2 * 9.81} + 40 - 6.95 - 1.584 \right) * 2 * 9.81} = 25.1 \text{ m/s}$$

La velocidad en el inyector es de 25.1 m/s. La velocidad del agua al ingresar al rodete es igual a la velocidad de salida del inyector ($C_i = C_2$).

La velocidad tangencial de la turbina se obtiene por la Ec.10. Donde el coeficiente de velocidad tangencial (K_u) es de 0.5.

$$C_i = K_u * C_2 * \cos \alpha_2$$

$$C_i = 0.5 * 25.1 * \cos 16 = 12.16 \text{ m/s}$$

Con las velocidades obtenidas se determina la velocidad relativa por la Ec.11

$$W_2 = C_2 * \sqrt{1 - K_u * (2 - K_u) \cos^2 \alpha_2}$$

$$W_2 = 25.1 * \sqrt{1 - 0.5 * (2 - 0.5) \cos^2 16}$$

$$W_2 = 13.66 \text{ m/s}$$

El diagrama de velocidades en la salida del agua del rodete tenemos que:

$$\beta_2 = 180 - \beta'_2$$

$$\beta'_2 = \arcsen\left[\frac{\sen \alpha_2}{(1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_2)^{1/2}}\right]$$

$$\beta'_2 = \arcsen\left[\frac{\sen 16}{(1 - 0.5(2 - 0.5) \cos^2 16)^{1/2}}\right]$$

$$\beta'_2 = 29.83$$

La velocidad relativa en la salida queda expresada.

$$W'_2 = Kf * W_2$$

Donde el coeficiente de velocidad relativa que expresa la perdida por fricción de agua con los alabes del rodete, $Kf = 0.98$.

$$W'_2 = 0.98 * 13.66$$

$$W'_2 = 13.39 \text{ m/s}$$

Con las velocidades obtenidas en la salida, calculamos la velocidad absoluta del agua a la salida del rodete.

$$C'_2$$

$$= C_2$$

$$* \sqrt{Kf^2 * (1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_2) + Ku^2 * \cos^2 \alpha_2 - 2 * Kf * \cos^2 \alpha_2 (1 - Ku) * Ku}$$

$$C'_2$$

$$= 25.1$$

$$* \sqrt{0.98^2 * (1 - 0.5(2 - 0.5) \cos^2 16) + 0.5^2 * \cos^2 16 - 2 * 0.98 * \cos^2 16 (1 - 0.5) * 0.5}$$

$$C'_2 = 6.12 \text{ m/s}$$

Calculando el ángulo de la salida del agua con respecto a la tangente del rodete se obtiene a partir de la expresión.

$$\alpha'_2 = \arcsen\left[\frac{Kf * \sen\beta'_2 \sqrt{1 - Ku(2 - Ku)\cos^2\alpha_2}}{\sqrt{Kf^2 + Ku * \cos^2\alpha_2(Ku - Kf^2(2 - Ku) - Kf)}}\right]$$

$$\alpha'_2 = \arcsen\left[\frac{0.98 * \sen29.83 \sqrt{1 - 0.5(2 - 0.5)\cos^216}}{\sqrt{0.98^2 + 0.5 * \cos^216(0.5 - 0.98^2(2 - 0.5) - 0.98)}}\right]$$

$$\alpha'_2 = 87.78$$

Para determinar la eficiencia hidráulica de la turbina se aplica la ecuación general de las turbinas la cual despejada nos queda.

$$\eta_h = 2 * Kc^2 * \cos^2\alpha_2 * Ku(1 - Ku) * (1 + Kf)$$

Donde Kc ya habíamos asumido q fura de 0.98.

$$\eta_h = 2 * 0.98^2 * \cos^216 * 0.5(1 - 0.5) * (1 + 0.98)$$

$$\eta_h = 0.8786 = 87.86 \%$$

Para determinar la eficiencia total de la turbina se hace necesario, considerar las pérdidas volumétricas, por choques y mecánicas. Cuando se obtienen buenos resultados en el cavado de la fabricación de las turbinas Michell-Banki, puede alcanzar valores de eficiencias hasta de 82%.

Para el diseño de la geometría del inyector, con el valor del diámetro exterior del rodete asumido, $De = 0.4$ m, determinamos el ancho del inyector por la formula práctica.

$$B = \frac{0.96 * Q}{De \sqrt{H}}$$

$$B = \frac{0.96 * 0.37}{0.4 \sqrt{40}}$$

$$B = 0.14 \text{ m}$$

Resultado un ancho de inyector de 0.14 metros.

El diseño del rodete comienza por determinar el diámetro de dicho rodete. Al trabajar con los valores prácticos de α_2 y Ku la ecuación nos queda expresada.

$$Di = 0,66 * De$$

$$Di = 0,66 * 0.4$$

$$Di = 0.264 \text{ m}$$

El radio de curvatura de los álabes del rodete se expresa también en función del diámetro del rodete y del ángulo del álabe β'_2 , este último al estar dentro de los valores prácticos, tenemos.

$$r = 0,163 * De$$

$$r = 0,163 * 0.4$$

$$r = 0.065 \text{ m}$$

El ángulo de la curvatura de los álabes del rodete se obtiene con la fórmula:

$$\Phi = 2 * \arctan \left[\frac{\cos \beta'_2}{\left(\frac{Di}{De}\right) + \sin \beta'_2} \right]$$

$$\Phi = 2 * \arctan \left[\frac{\cos 29.83}{\left(\frac{0.264}{0.4}\right) + \sin 29.83} \right]$$

$$\Phi = 73.7^\circ$$

En el diseño de turbinas Michell-Banki también se debe considerar que desde el punto de vista teórico existe una limitante en cuanto al arco de admisión, expresado por:

$$\Phi_{BOC} = 2 * \arctan \left[\frac{\sqrt{1 - Ku(2 - Ku)\cos^2 \alpha_2}}{\left(\frac{Di}{De}\right) * Ku * \cos \alpha_2} \right]$$

$$\Phi_{BOC} = 2 * \arctan \left[\frac{\sqrt{1 - 0.5(2 - 0.5)\cos^2 16}}{\left(\frac{0.264}{0.4}\right) * 0.5 * \cos 16} \right]$$

$$\Phi_{BOC} = 120.42^\circ$$

El máximo porcentaje de arco de admisión, se obtiene con la expresión:

$$Ko = \frac{\Phi_{BOC}}{360^\circ}$$

$$Ko = \frac{120.42}{360^\circ}$$

$$Ko = 0.335$$

El porcentaje de admisión para el inyector obtenido es mayor del 30 %, por lo que se puede obtener, de forma práctica, que el diámetro máximo del eje que atraviesa el rodete debe ser:

$$d = 0,328 * De$$

$$d = 0,328 * 0.4$$

$$d = 0.130 \text{ m}$$

Hasta aquí los cálculos hidráulicos necesarios de la turbina, se deben realizar otros cálculos mecánicos que no son objeto de este trabajo.

3.3 Cálculos económicos

Para el cálculo económico se utilizó una hoja de cálculo de Microsoft Excel del paquete del software micosoftword, realiz una tabla en la que se relacionaron variables como el costo de kW/h, kW/mes y kW/año, tomándose un promedio de kW/h con valor a 0.11 centavos establecidos por la UNE.

Según datos aportados por R.H Villa Clara tenemos la tabla 3.1 desde enero 2014 hasta diciembre 2018

Tabla: 3.1 Caudales promedios mensuales de ingreso a la CHE

Promedio de caudales mensuales de ingreso a la CHE Hanabanilla (l/seg)												
Año	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sep	Oct	Nov	Dic
2014	1254	1477	1404	1432	1453	1446	1271	1297	1276	1318	1270	1221
2015	1221	1152	1179	1062	1054	1176	1324	1111	1022	1146	1130	1210
2016	1242	1152	1356	1301	1337	1288	1284	1212	1004	1165	1187	1301
2017	1192	1198	1352	1227	1305	1324	1003	1186	1197	2145	1487	1299
2018	1295	1204	1239	1133	1269	1170	1178	973	996	1291	1242	1291
Prom	1241	1236,6	1306	1231	1284	1281	1212	1156	1099	1413	1363,2	1264
Máx	1295	1477	1404	1432	1453	1446	1324	1297	1276	2145	1982	1291

Estos datos de caudal nos sirven para hacer el análisis de la cantidad de energía que se podrá obtener en la mini central, así como determinar el caudal

de diseño como los demás parámetros que utilizaremos para el análisis de la factibilidad de la instalación.

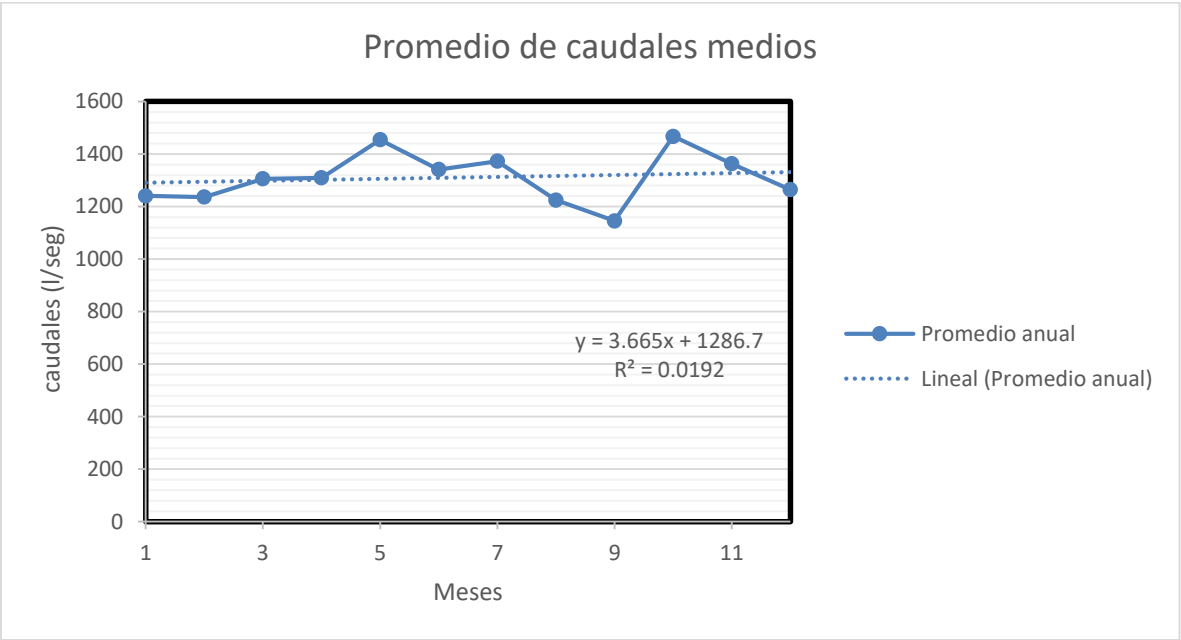


Figura: 3.1 Promedio de caudales ingresados a la CHE Hanabanilla

En esta grafica podemos observar que el mayor ingreso de caudal en los últimos 5 años se registra para los meses comprendidos entre julio y octubre con unos caudales promedios entre 1284 y 1413 l/seg aproximadamente, comprendidos en el periodo húmedo y los menores comprendidos en el periodo seco desde 1130- 1412l/seg desde noviembre a marzo.

A partir del grafico de tendencias planteado en figura 3.1 podemos arribar a la conclusión que tendremos un potencial de caudal capaz de abastecer el caudal necesario para nuestra turbina, y por ende lograr la generación de los 100kW/h.

3.4Energía generada

Debido a que el caudal es constante, se puede decir que la energía generada anualmente es constante, la única variación que sufre el caudal es respecto las horas del día, con lo cual si se quiere evaluar el gasto generado o energía producida anualmente, no interesa detallar por horas, sino más bien en todo caso por meses. En cualquier caso la energía generada anualmente resulta de 72,0 MW/mes, en la tabla 3.2 podemos observar los valores de energía generada para nuestra turbina.

Tabla: 3.2 Valores de energía generada

Potencia de Generación (kW)	Energía generada Día	Energía generada Mes	Energía generada Año
100,0	2400,0	72000,0	864000,0

El precio de la energía lo fija el Ministerio de energía y Minas con su Unión eléctrica Nacional Decreto 254/07 por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial, sitúa las centrales de energía hidroeléctrica con una potencia instalada inferior a 10 MW.

A partir de la energía generada anualmente, calculada en el apartado anterior, se obtienen los ingresos anuales. Se tomará la tarifa de los primeros 25 años, ya que no se hará el estudio para más tiempo, y el valor del kW promedio es de 0.11centavos.

$$864000 \times 0.11c = 95040.00 \text{ cup}$$

Para calcular el valor de los ingresos de los años siguientes se tendrá en cuenta una subida del IPC anual del 4%.

$$95040.00 \times 4\% = 38016.00 \text{ cup}$$

Se ha comprobado que se obtienen mayores beneficios si se auto consume esta electricidad que si se vende y en paralelo se sigue comprando a la empresa suministradora. Esto es debido a que el precio de compra es notablemente superior al de venta (UNE-empresa suministradora de electricidad) ya que cobran el mantenimiento de instalaciones, transporte y las pérdidas de carga cuando se compra, y cuando se vende pagan la electricidad neta.

3.5 BALANCE ECONÓMICO

A continuación se muestra el balance económico para una financiación externa sin intereses, o de carácter propio, para conocer el periodo de retorno de la inversión, decidir si interesa invertir en equipamiento o no.

A partir de la ficha de costo aportada por la Empresa Frabric Aguiar Noriega (Planta Mecánica), ver Anexo 1.

Tabla: 3.3 Balance económico para los próximos 10 años.

Año	Potencia [kW]	Energía anual [kWh]	Precio (cup/MWh)	Ingresos (cup)	Acumulado (cup)	Inversión (cup)	VAN (cup)
0	0	0	0	0	0	520347,95	-520347,95
1	100	864000	0,11	98841,6	98841,6	0	-421506,35
2	100	864000	0,11	98841,6	197683,2	0	-322664,75
3	100	864000	0,11	98841,6	296524,8	0	-223823,15
4	100	864000	0,11	98841,6	395366,4	0	-124981,55
5	100	864000	0,11	98841,6	494208	0	-26139,95
6	100	864000	0,11	98841,6	593049,6	0	72701,65
7	100	864000	0,11	98841,6	691891,2	0	171543,25
8	100	864000	0,11	98841,6	790732,8	0	270384,85
9	100	864000	0,11	98841,6	889574,4	0	369226,45
10	100	864000	0,11	98841,6	988416	0	468068,05

Como se puede observar en el balance económico la recuperación del capital invertido se produce en el año 5.

Estos resultados son muy positivos, ya que según la recomendación del MFP, las inversiones en construcción de minicentrales hidroeléctricas deben recuperarse entre los 8 y 12 años siguientes. La razón que explica esto, se basa en la inversión inicial que resulta elevada sobre todo debido al montaje, que encarece el presupuesto.

No obstante es importante resaltar que se trata de un proyecto que sale rentable, y esto ya supone un dato positivo. Al ser la empresa de carácter nacional y encontrarse en el territorio de Villa Clara, la ventaja que le supone es que entra dentro de las posibilidades de ser financiada externamente sin coste alguno por otras entidades públicas, el gobierno, o incluso la propia empresa CHE Hanabanilla.

Otras consideraciones económicas

Según la empresa 3HC en su página online ofrece turbinas del tipo de estudio para una potencia de 100kW un valor de 71000.00 USD FOB corriendo por los clientes los demás impuestos y aranceles encareciendo más el equipo y su puesta en marcha.

Afirmando y teniendo en cuenta que para la adquisición de esta turbina se tendría que multiplicar el valor del USD por los 25 CUP radicados en el país llegando a un costo total aproximado FOB 1 775000,00 CUP para un valor de 520347,95 CUP que nos costaría la fabricación en nuestro territorio.

MODELO: R313

Utiliza generador síncrono

Rango de Operación:

Potencia : 20 a 100 KW

Altura : 20 a 220 m

Caudal : 20 a 700 litros/seg.

Potencia	Valor FOB (*)
30 KW	US\$ 32,500
40 KW	US\$ 39,500
50 KW	US\$ 45,900
60 KW	US\$ 53,900
80 KW	US\$ 60,100
100 KW	US\$ 71,000

(*) Los precios son referenciales y considera generadores de 1800 rpm. Para precisar los precios solicite una cotización



[Solicitar Cotización](#)

Figura: 3.2 tabla de valores de modelos Michell- Banki, Fuente (<file:///E:/da/t%20mb.htm>)

3.6 Diseño en software SolidWork

El software nos permitió realizar un dibujo en 3D del sistema de instalación mostrando la situación actual y nuestra propuesta también se propuso un modelo de turbina para entregar a la empresa constructora.

A continuación se muestran los planos actuales y la propuesta así como figuras del diseño de la turbina.

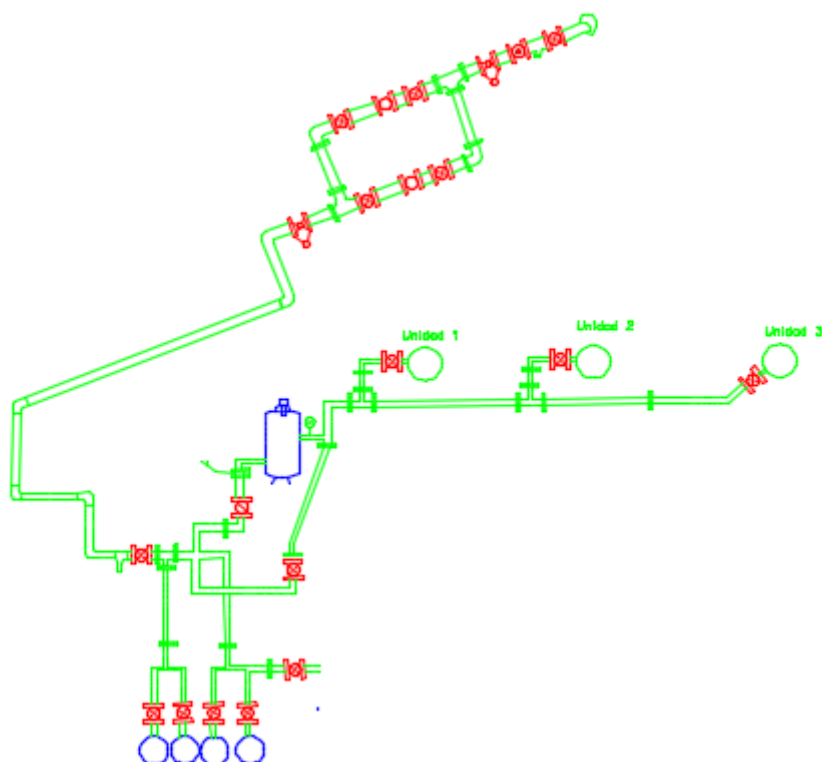


Figura: 3.3 Sistema actual del sistema de enfriamiento

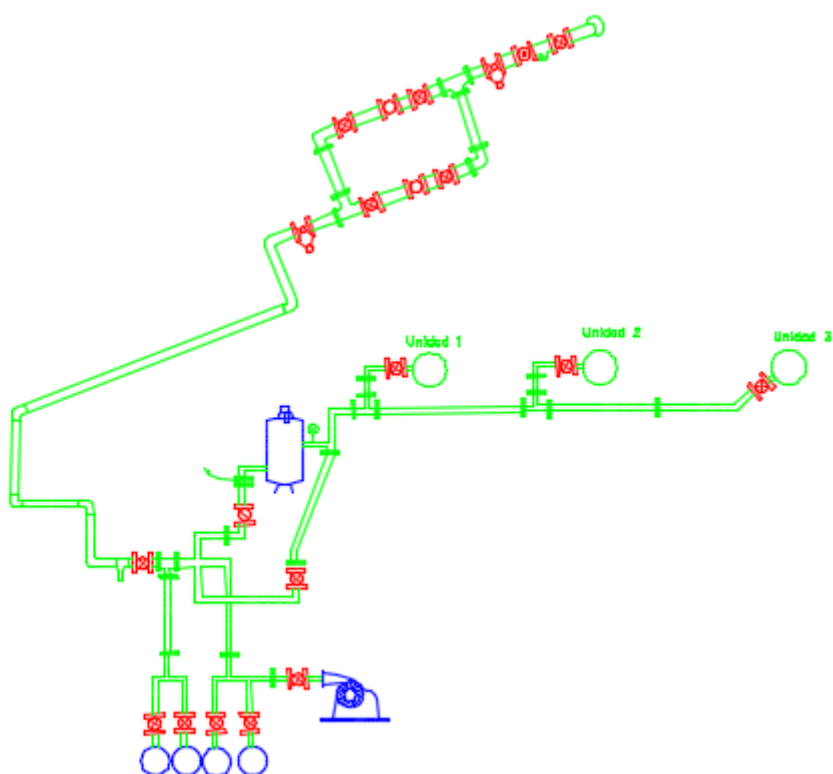


Figura: 3.4 Sistema actual del sistema de enfriamiento y la turbina conectada

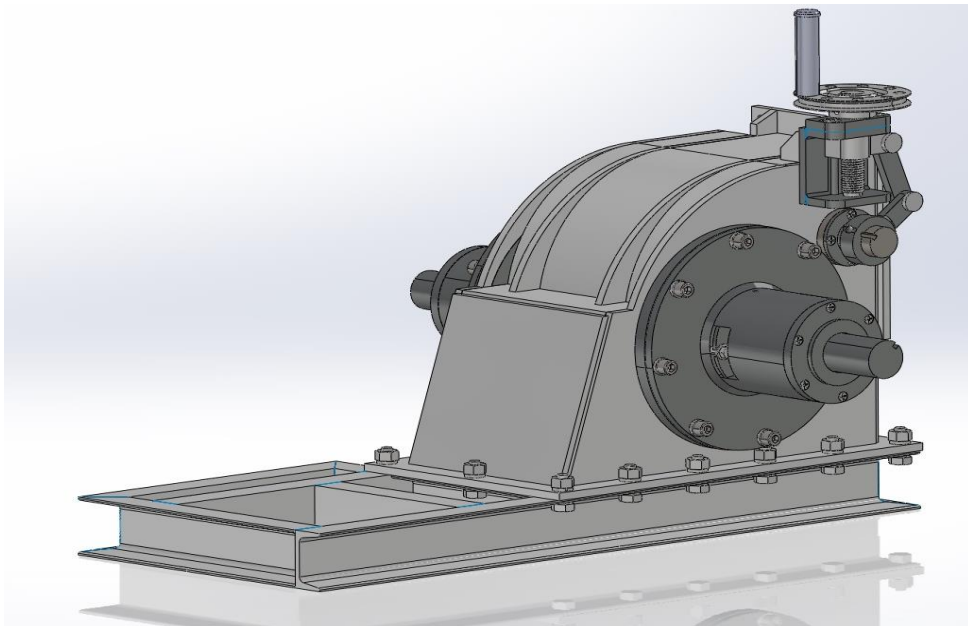


Figura: 3.5 Turbina Michell- Banki diseñada vista lateral trasera izquierda

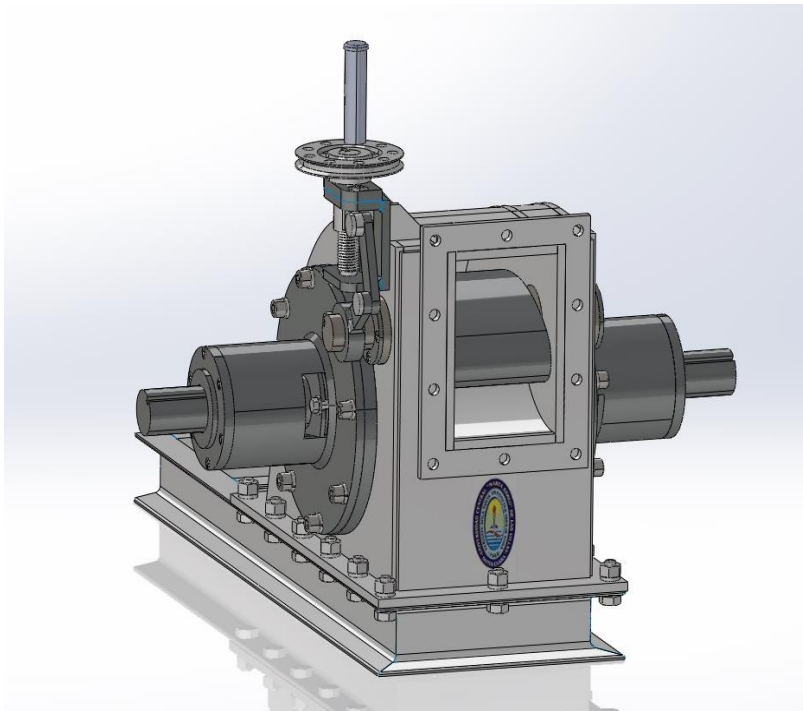


Figura: 3.6 Turbina Michell- Banki diseñada vista frontal izquierda

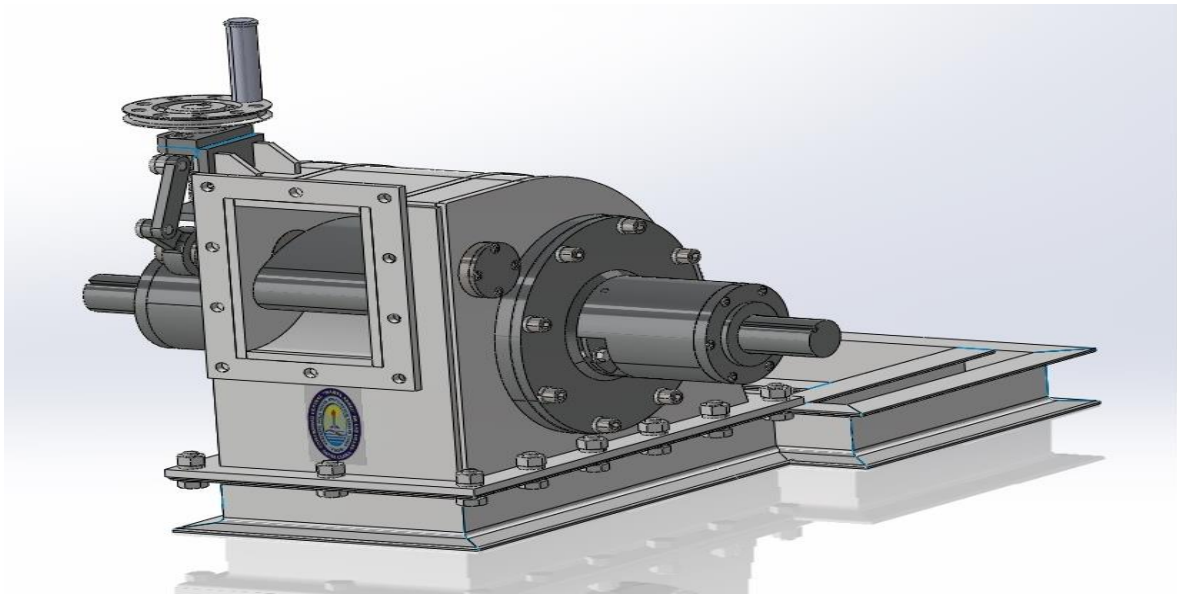


Figura: 3.7 Turbina Michell- Banki diseñada vista frontal derecha

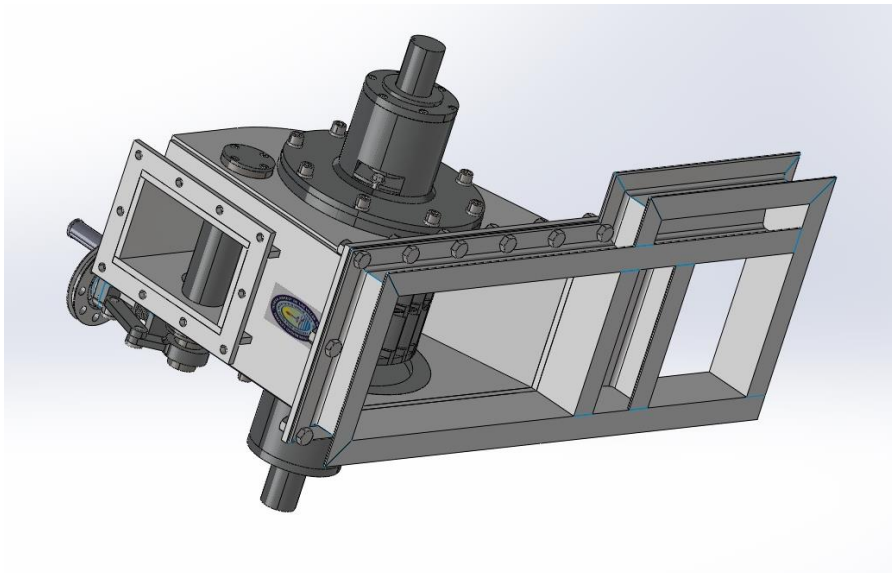
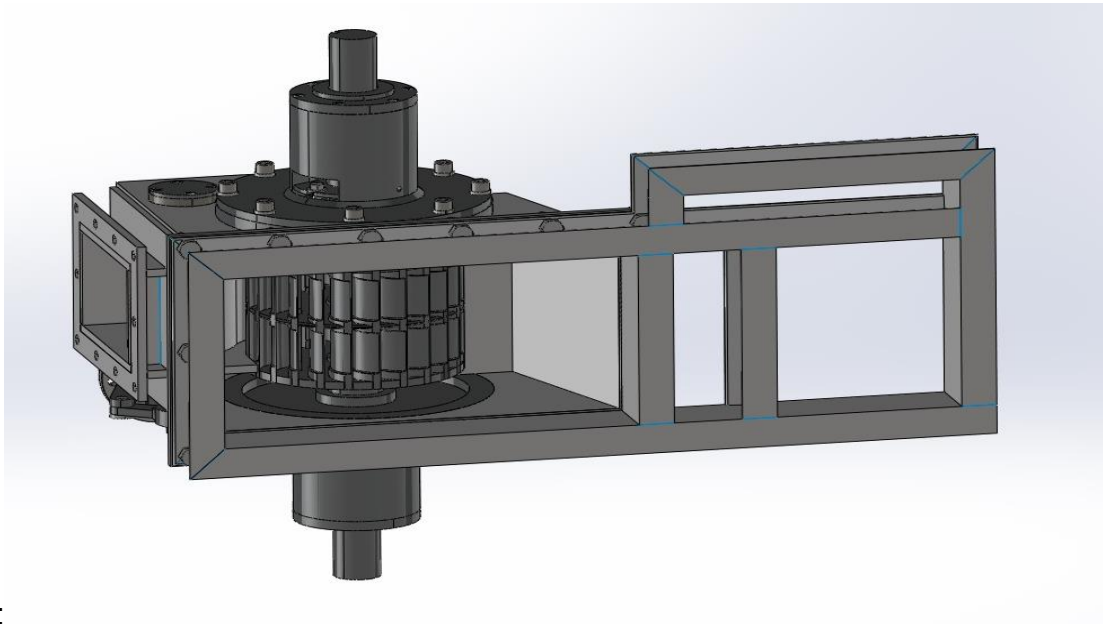


Figura: 3.8 Turbina Michell- Banki diseñada vista inferior derecha



:

Figura: 3.9 Turbina Michell- Banki diseñada vista inferior derecha con detalle de Alabes y árboles de acoples al generador

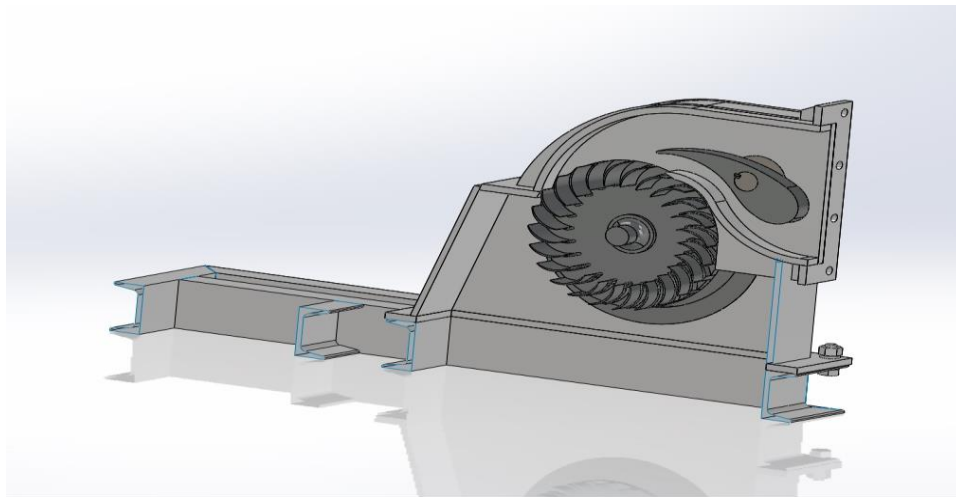


Figura: 3.10 Turbina Michell- Banki diseñada corte longitudinal detalle de alabes fijos y móviles con entrada y salida

Conclusiones

Con la realización de este trabajo se pudo arribar a las siguientes conclusiones:

1. La revisión bibliográfica permitió realizar el marco teórico referencial del trabajo de diploma.
2. El diseño de las turbinas Michell-Banki es poco complejo en su fabricación y de poco costo aspecto viable para las condiciones de nuestro país.
3. Posee un rango de aplicación muy variado, aunque su uso está más determinado para las cargas medias manteniendo las mismas condiciones de los flujos y gastos hidráulicos,
4. Pudimos constatar que aunque existe diferencias de criterios en los diseños y fabricación de estas turbinas en nuestro país se utiliza los de la OLADE.
5. Se opta por instalar la turbina con una configuración de eje horizontal Instalar la turbina de esta manera reduce costes de obra civil al estar todo el conjunto en un mismo nivel y facilita el acceso a los diferentes órganos de la máquina para realizar reparaciones o mantenimiento.
6. Se diseña una turbina para 100 kW/h capaz de abastecer de energía de consumo a la CHE Hanabanilla para un caudal de $0.37 \text{ m}^3/\text{seg}$, la que girará a unas 630 rpm, con una velocidad en el inyector de $25.1 \text{ m}/\text{seg}$, que conlleva a una optimización de los parámetros hidráulicos.
7. La turbina tendrá una eficiencia hidráulica de 87.86 %.
8. Se decide fabricar la turbina en la empresa Fabric Aguiar Noriega de Villa Clara la que cuenta con amplias experiencias en la fabricación de turbinas hidráulicas con una alta calidad.
9. La energía generada tendrá valores de 2400 kW/día, 72000.0kW/Mes y 864000.0kW/año, permitiendo ingresos anuales por valor de 38016.00cup.
10. El período de retorno de la inversión se realizara en 5 años aportando a partir de ahí ingresos y ahorros a la entidad.
11. Se corroboró la hipótesis de este trabajo de diploma que el diseño de turbinas Michell-Banki permitirá disminuir el consumo existente, así como aumentar la eficiencia de la planta generadora.

Recomendación

- Implementar los procedimientos para el diseño hidráulico como un procedimiento para la realización de diseños de turbinas Michell-Banki.
- Realizar encuentros de expertos del área de la Facultad de Ingeniería Mecánica e Industrial para implementar a partir de aquí proyectos conjuntos donde se involucre la empresa planta Mecánica del territorio Villaclareño.

Referencias bibliográficas

- BAS, P. H. 2016. *PROYECTO ELÉCTRICO PARA CENTRAL HIDROELÉCTRICA LIGÜERZANA(PALENCIA)* Tesis de Grado, UNIVERSIDAD DE CANTABRIA.
- BÄTTIG, M. F. A. R. 1995. Special design considerations for a replacement Francis Turbine. *International Journal on Hydropower and Dams*, 2.
- CUBA, P. C. D. 2011. Lineamientos de la Política Económica y Social del Partido y la Revolución. *In: IDEOLÓGICO* (ed.). Habana: Partido Comunista de Cuba.
- CUBASOLAR 2018. EMPLEO DE FUENTES RENOVABLES DE ENERGÍA EN CUBA. Segunda ed. Habana II Congreso Iberoamericano sobre microrredes con generación de renovables
- DÍEZ, P. F. 2016. TURBINAS HIDRÁULICAS. 1. Available: <http://www.termica.webhop.info/>.
- F.ZARATE:, AGUERRE:, C. & AGUERRE., R. Turbinas Michell-Bank: Criterios de Selección y Utilización. 1987 Universidad de la Plata La Plata 25.
- MALLORCA, G. D. 2010. MICROCENTRAL HIDROELÉCTRICA EN MALLORCA. 1, 100.
- MONSALVE, I. S. Centrales Hidráulicas Turbinas Hidráulicas 2014 Universidad de Antioquia. Universidad de Antioquia.
- MUNSON, B. A. O., T 1999. *Fundamentos de Mecánica de Fluidos.*, México, Limusa.
- PEREZ, J. 2018. *Procedimientos para el diseño estandarizado de turbinas Michell-Banki* Ingeniero Mecánico, Universidad Central Marta Abreu de Las Villas.
- PHILLIP, C. 2003. Francis turbines resurrected after 44 dormant years. *Hydropower and Dams*.
- POZA, J. M. D. E. 2008. *DISEÑO HIDRÁULICO Y MECÁNICO DE LA CENTRAL MINIHIDROELÉCTRICA DEL EMBALSE DE VALMAYOR*. Tesis de grado, UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS.
- RODRIGUEZ, Y. 2018. *Diseño estandarizado de turbinas Michell-Banki* Tesis de Grado, Universidad Central Marta Abreu de Las Villas.
- SALLABERGER, M. 2002. Design and manufacture of Francis runners for rehabilitation projects. *International Journal on Hydropower and Dams*, , 9.
- STREETER, V. L. 2013. *Mecánica de los fluidos*, La Habana, Mc Graw-Hill.

Anexos

Anexo 1 Ficha de costo por convenio

Fabric Aguiar Noriega					
	Ficha de Costos				
	Servicio	Fabricación Turb Michell banki			
	Cliente	Grupo Nacional Hidroenergías			
Materiales directos					
No.	Elemento	u/m	Cantidad	Precio	Importe
1	perfil I Acero de 200 mm	m	12	15,326541	183,92
2	Chapa acero 0,02 mm	m2	1	6,326587	6,33
3	Brra de Bronce para maquinar de 60 mm	m	1,5	21,45781	32,19
4	chapa de bronce de 0,02 mm	m2	1	19,421567	19,42
5	tornillo de 14mm	mm	50	0,154687	7,73
6	tornillo de 12mm	mm	16	0,1236547	1,98
7	tornillo de 16m	mm	16	0,2365897	3,79
8	tuercas 14 mm	mm	50	0,145462	7,27
9	tuercas 12 mm	mm	16	0,32456	5,19
10	tuercas 16 mm	mm	16	0,13254	2,12
11	bridas PVC	u	50	0,56478	28,24
12	bridas PVC	u	50	0,56478	28,24
13	bridas PVC	u	50	0,56478	28,24
14	perfil acero cil 60 mm	m	0,5	25,47893	12,74
15	perfil acero cil 50	m	0,5	23,05468	11,53

	mm				
16	pintura anticorr	L	5	17,25487	86,27
17	pintura esmal	L	5	21,546987	107,73
18	maquinado especial	h/H	162	1,967471	318,73
	Total				891,66
Materiales Indirectos					
19	Diseño del Puesto de trabajo y acondicionamientos	h/H	264	1,967471	519,41
20	mano de obras	h/H	1548	2,7570829	4267,96
21	mano de obras montaje	h/H	260	2,7570829	716,84
22	mano de obras mantenimiento y reparacion	h/H	1200	2,7570829	3308,50
	Total				8812,72
Otros gastos directos					
23	Gastos de Análisis	h/H	300	2,7570829	827,12
24	Materiales de impresión	u	500	9,025461	4512,73
25	Energía	cup	1250	2,7570829	3446,35
26	Comunicación	cup	1500	2,7570829	4135,62
27	salarios Complementarios	h/H	1400	2,7570829	3859,92
28	Servicios comprados				
29	Transportación	cup	24	6,546321	157,11
	Total				16938,86
30	Otros gastos Directos	cup	10000	15,254789	152547,89

31	Otros gastos Indirectos	cup	5000	15,254789	76273,95
32	Total de gastos directos				169486,75
33	Total de gastos indirectos				85086,66
34	Impuestos	%	25	9639,84	240996,06
35	Total de gastos	cup			495569,48
36	Margen comercial	%	5		24778,47
37	Total de gastos				520347,95