

Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas

Facultad de Ingeniería Mecánica



Trabajo de Diploma

*Título: Estandarización de modelos de turbinas hidráulicas
Michell-Bankí para el aprovechamiento del potencial
hidroenergético de Cuba.*

Autor: Markel Martínez González

Tutor: Dr. Félix Santos García

Santa Clara, Septiembre del 2015

"Año 57 de la Revolución"

Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas

Facultad de Ingeniería Mecánica



Trabajo de Diploma

*Título: Estandarización de modelos de turbinas hidráulicas
Michell Banki para el aprovechamiento del potencial
hidroenergético de Cuba.*

Autor: Markel Martínez González

Tutor: Dr. Félix Santos García

Santa Clara, Septiembre del 2015"

Año 57 de la Revolución"

Hago constar que el presente trabajo de diploma fue realizado en la Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas como parte de la culminación de estudios de la especialidad de Ingeniería en mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Institución, para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total y que además no podrá ser presentado en eventos, ni publicados sin autorización de la Universidad.

Firma del Autor

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido realizado según acuerdo de la dirección de nuestro centro y el mismo cumple con los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura referido a la temática señalada.

Firma del Tutor

Firma del Jefe de
Departamento donde se
defiende el trabajo

Pensamiento

“¡Y sí es cierto que en el pasado ocuparon su lugar los héroes de la guerra, en el futuro ocuparán ese lugar los héroes de la técnica!. Digo héroes porque el heroísmo de la ciencia no podrán alcanzarlo los individuos aislados. Las complejidades y las dificultades requerirán cada vez más del esfuerzo colectivo, del esfuerzo de todos, de la comprensión, en primer lugar, de todos, y del apoyo de todos. ¡Y el futuro tendrán que construirlo los hombres de ciencia!”

Fidel Castro Ruz.

Dedicatoria

A mis padres por su enorme esfuerzo y sacrificio a lo largo de mi estancia en la universidad.

Agradecimientos

A mi tutor Félix Santos García por su dedicación y atención brindada a cada instante para poder realizar el presente trabajo.

A mis padres, por su apoyo en todo momento y por depositar toda su confianza en mí.

A mi hermano y cuñada por su ayuda en la confección de este trabajo.

A mis compañeros de cuarto y en especial a mi amigo Jorge Luis Marrero García por su apoyo y sus consejos.

A todas las personas que me ayudaron ofreciéndome sus consejos y que de una forma u otra han hecho posible que me convierta en un profesional.

A todos muchas gracias

RESUMEN

Los proyectos hidroeléctricos a pequeña escala tienen un bajo impacto sobre el ambiente, debido a que no requieren grandes represamientos de agua; por esto es una buena opción para el suministro sostenible de energía eléctrica. En Cuba existen lugares donde no llega el servicio de electricidad a través del Sistema Electroenergético Nacional. Una de las alternativas de llevar la energía a estas zonas es la picogeneración hidroeléctrica. La limitante radica en que es difícil encontrar turbinas hidráulicas de bajo costo y de fácil operación adaptadas a las condiciones locales. La turbina Michell-Banki puede jugar un papel relevante en el desarrollo de pequeños proyectos hidroeléctricos. Sus ventajas están en su sencillo diseño, su fácil construcción y operación. Por lo que el presente trabajo tiene como objetivo la identificación de tecnología apropiada para aprovechar el potencial hidroenergético de Cuba, a partir de la estandarización, propiciando la transferencia de tecnologías, bajos costos, eficiencia y fiabilidad en el servicio. Siendo este un paso importante para lograr la producción local de turbinas Michell-Banki con $N \leq 1000 \text{ kW}$ utilizando procesos convencionales de manufactura y fácil montaje, ensamblaje y mantenimiento. En el presente trabajo se tienen en cuenta diversas consideraciones encontradas en la literatura y partiendo de ahí se establece la metodología de cálculo para la estandarización de modelos de turbinas Michell-Banki.

ABSTRACT

The small scale hydroelectric projects have a low impact on the environment, because it does not require large water impoundments; for this is a good option for sustainable electricity supply. In Cuba there are places where electricity service does not come through the National Electric System. One alternative to bring power to these areas is hydroelectric picogeneration. The limitation is that it is difficult to find low cost hydro turbines and easy operation adapted to local conditions. The Michell-Banki turbine can play an important role in the development of small hydropower projects. Its advantages are its simple design, ease of construction and operation. So the present study aims to identify appropriate technology to exploit the hydroelectric potential of Cuba, from standardization, promoting technology transfer, low costs, efficiency and reliability in service. This being an important step towards local production Michell-Banki turbine with $N \leq 1000 \text{ kW}$ using conventional manufacturing processes and easy assembly, assembly and maintenance. In this paper takes into account various considerations found in literature and hence starting the calculation methodology for standardizing models Michell-Banki turbines is established.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
Capítulo I. Tendencias en el desarrollo de la hidroenergía, características y particularidades.....	4
1.1. Tendencia internacional en el desarrollo de la hidroenergía.	4
1.2. Desarrollo hidroenergético en Cuba. Antecedentes y perspectivas.	6
1.2.1. Producción nacional de turbinas hidráulicas.....	10
1.3. Turbinas Hidráulicas, clasificación y características.....	15
1.3.1. Clasificación de las turbinas hidráulicas.	15
1.3.2 Principales características de las turbinas hidráulicas.....	16
1.4. Velocidad Específica.	23
1.4.1. Número específico de revoluciones (n_s).....	23
1.4.2. Número específico de revoluciones n_q	24
1.4.3. Número específico de revoluciones, n_s y n_q , su utilización en la clasificación y selección de turbinas.....	24
1.5. Selección de turbinas Hidráulicas.....	30
1.6. Estandarización de turbinas hidráulicas.	35
Capitulo II Criterios para el dimensionamiento y selección de parámetros en turbinas Michell-Banki	38
2.1. Principales características de las turbinas Michell-Banki a tener en cuenta en el dimensionamiento y selección de parámetros.....	38
2.2. Funcionamiento de las turbinas Michell-Banki.	41
2.3. Campo de utilización de las turbinas Michell Banki.	42
2.4. Componentes principales de la turbina Michell Banki.	45

2.5. Particularidades en el dimensionamiento y selección de la Turbina Michell-Banki.....	45
2.5.1. Condición de máxima utilización en las turbo máquinas de acción.	49
2.6. Diagramas de velocidades en una turbina Michell Banki.....	51
2.6.1 Coeficiente de velocidad k_C del inyector.....	55
2.6.2 Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor.....	57
2.7. Factores que influyen en la eficiencia hidráulica de la turbina.....	61
2.8. Criterios para el dimensionamiento y cálculo hidráulico de una turbina Michell Banki.....	62
2.8.1 Criterios para el dimensionamiento y cálculo hidráulico del rodete de una turbina Michell-Banki.....	62
2.9. Criterios para el cálculo y selección de la velocidad de giro del rotor de la turbina Michell Banki.	74
Capítulo III. Metodología de cálculo para la estandarización de turbinas hidráulicas Michell-Banki.....	77
3.1. La estandarización de turbinas hidráulicas Michell-Banki.	77
3.2. Metodología de cálculo para la estandarización de turbinas hidráulicas Michell Banki.	80
3.2.1. Selección del campo de parámetros, flujos, Q (m^3/s), carga, H (m) y potencia, N (kW) para la estandarización de turbinas hidráulicas.....	80
3.2.2. Selección de los tipos de turbinas a emplear.....	82
3.2.3. Selección de los diámetros de la turbinas.....	83
3.2.4. Selección de la zona de trabajo de cada diámetro.	84
3.2.4.1. Establecimiento de las zonas de trabajo para cada diámetro, limitada por el rendimiento de la turbina.....	84

3.2.4.2	Obtención de las ecuaciones de las líneas de isoeficiencia que limitan la zona de trabajo para cada diámetro, establecido.....	89
3.2.5.	Comprobación de la velocidad específica de las turbinas para cada diámetro seleccionado.	99
3.2.6.	Gráfico de potencia para los rangos de flujos y las cargas, establecidos para la estandarización.	99
3.2.7.	Selección de la velocidad de rotación de la turbina a partir del número óptimo de revoluciones.	100
3.2.8.	Dimensionamiento y cálculo hidráulico de los modelos de turbinas para la estandarización.	101
3.2.8.1.	Dimensionamiento y cálculo del rotor.	101
3.2.8.2	Dimensionamiento y cálculo de los álabes del rodete.	103
Capítulo IV	Estandarización de turbinas hidráulicas para Cuba.....	108
4.1.	Selección del campo de parámetros, flujos Q (m^3/s), carga H (m) y potencia N (kW) para la estandarización de turbinas hidráulicas.....	108
4.2.	Selección de los tipos de turbinas a emplear.....	109
4.3.	Selección de los diámetros de la turbinas.	110
4.4.	Selección de la zona de trabajo de cada diámetro.	111
4.5.	Obtención de las ecuaciones de las líneas de isoeficiencia que limitan la zona de trabajo para cada diámetro, establecido.....	111
4.5.1.	Obtención de las ecuaciones de las líneas de isoeficiencia que limitan la zona de trabajo para el diámetro más pequeño establecido para la estandarización en este caso 0.2 m, (200 mm).....	112
4.6.	Comprobación de la velocidad específica de las turbinas para cada diámetro seleccionado.	121

4.7. Gráfico de potencia para los rangos de flujos y las cargas, establecidos para la estandarización.	122
4.8. Selección de la velocidad de rotación de la turbina a partir del número óptimo de revoluciones.	123
4.9. Dimensionamiento y cálculo hidráulico de los modelos de turbinas para la estandarización.	127
4.9.1. Dimensionamiento y cálculo del rotor.	127
4.9.2. Dimensionamiento y cálculo de los alabes del rodete.	129
4.9.3. Diseño del inyector.	130
4.10. Estandarización de los modelos de turbinas a evaluar para la estandarización.	130
4.11. Evaluación de impacto de la estandarización.	130
CONCLUSIONES	133
RECOMENDACIONES	134
BIBLIOGRAFÍA	135
ANEXOS.....	140

INTRODUCCIÓN

La problemática del desarrollo de turbinas hidráulicas adquiere en el país una importancia científico-técnica y económica significativa, dada las condiciones especiales en que se acomete la producción industrial de estas turbomáquinas hidráulicas en la etapa actual.

El resultado de un grupo de desarrollo orientado con bases científicas en entidades de proyecto y producción nacional, ineludiblemente tiene una repercusión social, pues el desarrollo de las turbinas hidráulicas, independientemente de su uso para la generación de electricidad, está vinculado en la actualidad con el programa nacional “Desarrollo energético sostenible” del CITMA.

La hidroenergía en Cuba representa un valor significativo como fuente de Energía Renovable, no contaminante, propia, versátil e imperecedera. El potencial bruto total en los últimos estudios realizados asciende a 14600GWh/año que representando cifras importantes en la sustitución de combustibles fósiles. El interés en este tipo de fuente de energía inicia en la década de los 90, debido, entre otras causas, a que el país contaba con un suministro estable de combustible procedente de la extinta URSS, lo que llevó al desarrollo preferente de las termoeléctricas.

En el país existen 219 embalses construidos con diferentes fines, la gran mayoría están ejecutados para su aprovechamiento hidráulico. (INRH, 1993).

Una de las características más notorias lo constituye la posibilidad de desarrollar hidroeléctricas del tipo subterráneo o túneles verticales que permitan incrementar sustancialmente la generación. Existen 14 de estas obras ya estudiadas con 709 MW como planta pico y una generación de 1139 GWh. (INRH, 1993)

Estas obras aprovechan grandes cargas y poco caudal, debido a las condiciones de los ríos de poco volumen de escurrimiento y relativamente corta longitud; siendo un buen ejemplo de estos la CHE “Anabanilla”. No es este el caso para los

pequeños aprovechamientos donde se requiere la fabricación de turbinas hidráulicas que pueden ser producidas en el país con el correspondiente aseguramiento de los recursos de importación.

Particular importancia se le atribuye al hecho de que según la estandarización de turbinas hidráulicas para pequeñas centrales hidroeléctricas (INRH, 1993), de 219 presas y embalses alrededor de un 30% pueden ser equipados con turbinas del tipo Michell-Banki por lo que el desarrollo de estas posee una importancia vital para la utilización del potencial hidroenergético existente a nivel nacional.

Según la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE) la mayor fuente energética disponible en América Latina es la hidroenergía, con un potencial superior a los 800 000 MW, de los cuales apenas el 13% se aprovecha actualmente.

La tendencia actual internacional con respecto a la hidroenergía es la de aumentar la explotación de esta fuente renovable de energía, debido a que cada día disminuye más la reserva de combustible fósil, y esta fuente ofrece una solución estable a este problema mundial, por lo que se espera que aumente el porcentaje de la hidroenergía utilizada mundialmente.

En la actualidad se encuentra en proceso de desarrollo de Microturbinas para la electrificación de comunidades aisladas, el cual constituye un proyecto financiado por el Ministerio de Tecnología y Medio Ambiente (CITMA). Este proyecto aborda la investigación y desarrollo de turbinas pequeñas para la electrificación de pequeñas comunidades aisladas, esto se encuentra enmarcado en los criterios de estandarización de turbinas hidráulicas, lo cual posibilitara cubrir algunas de las necesidades del potencial hidroenergético. (Jauregui, 1994; OLADE, 1985).

Problema científico

Necesidad de aprovechar el potencial hidroenergético nacional para establecer proyectos de electrificación de pequeñas comunidades aisladas.

Hipótesis

Es posible lograr bajos costos, fiabilidad y estándares de eficiencia en el aprovechamiento del potencial hidroenergético de Cuba, a partir de la selección y estandarización de familias de turbinas hidráulicas Michell-Banki, adecuadas y adaptadas a las condiciones locales.

Objetivo general

Estandarizar modelos de turbinas Michell-Banki apropiadas para aprovechar el potencial hidroenergético de Cuba, propiciando la transferencia de tecnologías, bajos costos, eficiencia y fiabilidad en el servicio.

Objetivos específicos

1. Establecer los parámetros fundamentales que caractericen el potencial hidroenergético para proyectos de electrificación rural, en Cuba.
2. Elaborar un procedimiento metodológico para la estandarización de turbinas hidráulicas para proyectos de electrificación rural destinado a microaprovechamientos.
3. Estandarizar modelos de turbinas Michell-Banki candidatas para el aprovechamiento de recursos hidroenergéticos para zonas aisladas en Cuba.

Capítulo I. Tendencias en el desarrollo de la hidroenergía, características y particularidades.

1.1. Tendencia internacional en el desarrollo de la hidroenergía.

La generación de electricidad utilizando la energía del agua, a través de represas hidroeléctricas, tuvo un incentivo muy importante en la década del 70, cuando el precio del petróleo aumentó en forma considerable. En esa época construyeron o proyectaron las obras más importantes a nivel mundial, incluidos los mayores emprendimientos argentinos, como Chocón, Salto Grande o Yacyretá (cuya construcción comenzó en la década siguiente).

Pero esta forma de generar electricidad ha tomado actualmente un nuevo impulso. Según el último informe de la Asociación Mundial de la Hidroelectricidad (IHA) durante el año 2013 se incorporaron en el mundo unos 40 GW de capacidad hidroeléctrica, equivalente a más de 13 veces la capacidad de generación de Yacyretá, o 34 veces la de El Chocón. El año anterior, el aporte fue menor, pero para nada despreciable: se sumaron 30 GW de potencia en nuevas centrales. Según el informe citado, esta tendencia se ha mantenido en el nuevo milenio, y contrasta con un cierto enfriamiento de la actividad en los años 90. Dice el informe: “en la década del 1990 la capacidad hidroeléctrica mundial aumentó unos 100 GW, pero en la década siguiente el aumento se duplicó.

El sector hidroeléctrico está a punto de celebrar un hecho histórico, al superar los 1.000 GW de capacidad instalada a nivel mundial. Para tener una idea de magnitud, este número representa casi 100 veces el total de capacidad hidroeléctrica instalada de nuestro país, que ronda los 11 GW, según la Cámara Administradora del Mercado Mayorista Eléctrico (CAMMESA).

La cantidad de generación de energía hidroeléctrica varía cada año según las condiciones hidrológicas de cada río, pero en 2013 el total de generación mundial se estimó en 3.750 TW/h. Los países que lideran este rubro son China, Brasil, Estados Unidos, Canadá, Rusia e India, todos ellos con grandes economías e

importantes niveles de demanda de energía. A ellos le sigue Noruega, un país pequeño, con escasa población y que es un importante exportador de petróleo.

Por su parte, Turquía, que también integra el grupo de los 10 mayores productores de hidroelectricidad, está experimentando una rápida expansión en este sector, que le permite satisfacer el crecimiento significativo de la demanda nacional de electricidad.

En el ranking de nuevos emprendimientos hidroeléctricos, tanto Europa como África vienen haciendo un aporte mínimo, aunque por motivos opuestos. Europa tiene un alto porcentaje de aprovechamiento de sus recursos hídricos, a tal punto que es un dato significativo que siga incorporando energía proveniente de esta fuente, aunque sea mínima. El informe de IHA, aclara al respecto que “aunque la hidroenergía está bien desarrollada en Europa, aún queda un potencial remanente para nuevos emprendimientos o para repotenciación de los existentes”. África es el continente con menor desarrollo socioeconómico y es también el que tiene un menor grado de aprovechamiento de sus aguas para la generación eléctrica. Solo Egipto llega a 3 GW de potencia instalada, dentro de un total de 27 GW para todo el continente.

En América del sur, Brasil es la gran potencia hidroeléctrica, cubriendo un 70% de toda su demanda con esta fuente. Un caso particular es Paraguay, país que cubre la totalidad de su demanda de energía con generación a partir del agua, privilegio asociado a su participación en los dos grandes emprendimientos binacionales de la región (Itaipú y Yacyretá). A pesar de ello el país vecino está considerando la construcción de nuevas hidroeléctricas de mediano porte en su propio territorio.

Argentina se ubica en el extremo opuesto, ya que es el país sudamericano que en menor proporción produce electricidad a partir de una fuente hidráulica, alcanzando apenas un 31%, a pesar del gran impacto que el déficit del sector energético tiene sobre la economía del país (Key World Energy Statistics, 2010)

1.2. Desarrollo hidroenergético en Cuba. Antecedentes y perspectivas.

En la actualidad es de vital importancia el desarrollo de fuentes de energías renovables y no contaminantes, la razón por la cual la rama de la hidroenergía se ha visto desarrollada en nuestro país desde la década de los 80 hasta el presente.

El aprovechamiento progresivo del potencial hidroenergético del país es una realidad cuya expresión más significativa es el Programa de las mini y las microcentrales hidroeléctricas, el cual contemplaba arribar a 1990 con 250 instalaciones, año a partir del cual se detiene por el periodo especial. (INRH, 1996).

En la actualidad se encuentran funcionando 142 Centrales Hidroeléctricas. De ellas 32 están conectadas al SEN y 110 brindan el servicio de forma aislada, por lo general en las montañas, a 8 486 viviendas y 416 objetivos económicos y sociales, como son hospitales rurales, consultorios médicos, campamentos agrícolas, centros de beneficio de café, escuelas y centros comerciales.

La potencia total instalada es de 63323,6 kW, de ellos 60095 kW en instalaciones sincronizadas al SEN y 3228,6 kW en instalaciones aisladas.

Existen 33 instalaciones que trabajan las 24 horas del día durante todo el año, y el resto trabaja como promedio entre 12 y 18 horas.

La generación hidráulica en el país tiene una tendencia creciente por años, en el año 2013 se Generaron 130 425,3 MWh.

El esquema del potencial hidroenergético del país está dirigido en primer lugar a la explotación de los embalses existentes y en segundo lugar al análisis de los principales ríos y afluentes. En Cuba existe un potencial identificado de 122 343,7 kW en 230 sitios. De ellos sin explotar 56 MW que representa una generación de 274534,5 MWh. De este potencial existen 68 sitios que tienen las presas construidas donde se puede instalar una potencia de 32 368 kW siendo estas las más representativas y económicamente factibles. En presas no construidas se han identificado otros sitios entre ellos se destacan 3 con una potencia superior a

10000 kW y una energía de 58360 MWh. Del potencial total solo se explota el 51 %.

Dentro de las principales instalaciones existentes en el país funciona una sola CHE “Hanabanilla” y 9 PCHE, totalizando una potencia de 58630 kW.

Tabla 1.2.1 Principales instalaciones hidroeléctricas del país

No	Nombre	Pot(kW)	Provincia	Cantidad Unidades	Tipos de Turbinas
1	CM.Céspedes	1530	Santiago	1	Francis verticales
2	Corojo	2000	Granma	2	Francis horizontal
3	Río Yara	2600	Granma	2	Francis verticales
4	Guaso	1800	Guantánamo		
5	Los Asientos	500	Guantánamo		
6	Chambas	1040	Ciego de Ávila		
7	Zaza	2700	Sancti Spiritus	2	Kaplan
8	Nuevo Mundo	2000	Holguín	2	Francis horizontales
9	Bueycito	1460	Granma	2	Francis horizontales
10	Hanabanilla	43000	Villa Clara	3	Francis verticales

Actualmente se encuentra en marcha un programa de construcción de nuevas centrales hidroeléctricas en un grupo de lugares del país que por sus características pudieran representar un apoyo considerable para el desarrollo de la producción energética en Cuba. Este programa está establecido para el período del 2015 al 2022.

Tabla 1.2.2 Datos técnicos de las instalaciones

No	Proyecto	Pot(kW)	Energía Anual (MWh)	Carga (m)	Gasto (m ³ /s)	Vol.Turbinar (hm ³)	Provincia
1	Alacranes	3000	12700	14,94	24	325	Villa Clara
2	Canal Yara	250	1134	4,89	4,24	174	Granma
3	La Paila	754	3933	18,3	4,5	89,6	Pinar del Rio
4	Jimaguayu	800	3612	12,36	3,75	125,66	Camaguey
5	Cautillo	750	3185	23,66	8	66	Granma
6	Cauto El paso 1	650	2770	8	18	150	Granma
7	Cauto El Paso 2	700	2910	8	10	150	Granma
8	Juventud	800	4147	15,06	5,5	123,6	Pinar del Rio
9	Najasa I	250	1688	17,51	0,79	31,46	Camagüey
10	Lebrije	250	1250	18	1,45	31,46	Sancti Spiritus
11	Tuinicu	327	1872	34	1,19	25	Sancti Spiritus
12	Avilés	250	1491	18	2,9	70	Cienfuegos
13	Protesta de Baragua	1200	2880	10,37	14	200	Santiago de Cuba
14	Jaibo	150	1300	10	1,8	62	Guantánamo
15	La Felicidad	842	2170	10,8	9,35	63	Sancti Spiritus
16	Los Palacios	640	3380	18,7	4	61,2	Pinar del Rio
17	Guaso	2000	10000	192	2,11	No reg	Guantánamo

En Cuba se han construido 219 presas y unas 800 micropresas, las presas en general se construyeron para fines de riego o abasto, hay excepciones cuya

finalidad es contra inundaciones y recarga del manto subterráneo.(INRH, 1993, 1996).

A la inmensa mayoría de las 219 presas se les han hecho estudios de prefactibilidad con vista a determinar su potencial hidroenergético independientemente de que se genere con un régimen subordinado. Los estudios hasta la fecha arrojan que se podrán construir 25 PCHE con un potencial total de 25 MW y una cantidad de micro-mini en las que se podrán instalar otros 25 MW.

Sin haberse concluido la evaluación total de los recursos hidroenergéticos del país, hasta la fecha se han determinado posibilidades reales que alcanzan una potencia instalada de 660 MW con una generación media anual de 1400 GWh, lo que representa un ahorro de combustible superior a 500 mil toneladas anuales.

La importancia del aporte energético de estos recursos mayormente está vinculada a su estabilidad y autonomía, a sus ventajas operacionales y a su dispersión territorial, que en caso de necesidad permitiría mantener activadas numerosas instalaciones.

Mirando al futuro con una nueva óptica de este contexto energético, el Programa de mini y microcentrales hidroeléctricas provee el aprovechamiento de un potencial de unos 25 MW en algo más de 400 localidades en zonas aisladas, principalmente en las montañas y con las turbinas que se producen en el país. Esto ya es una realidad y su desarrollo es sostenido sobre una base de los equipos que se producen en Planta Mecánica. (Madruga Rodriguez), (IDEA, 1992).

Tomando como punto de partida el inventario nacional de las presas construidas y en construcción (INRH, 1993) en poder del Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos, el Área de Investigación y Desarrollo de Hidroenergía se dio a la tarea de elaborar una propuesta de estandarización de turbinas de modo que queden establecido los tipos, cantidad y modelos que dan respuesta a las necesidades de Cuba, buscando una producción seriada y con un mínimo de concesiones en cuanto a la eficiencia.

Resulta interesante que en este trabajo de estandarización se previó la posibilidad de introducir en el país la producción de turbinas de la familia Mitchell-Banki. Es de notar que de acuerdo a la capacidad tecnológica existente en el país, en lo que se fabrica una Francis pueden obtenerse de 15 a 20 del tipo Mitchell-Banki. (INRH, 1993)

El proceso de estandarización permite que no se ejecuten 219 proyectos de turbinas para 219 presas construidas y solo se necesitarían 21 proyectos y un menor número de juegos de dispositivos tecnológicos para lograr una eficiente producción seriada.

De la misma forma se procedió con la estandarización de turbinas Pelton solo que para mini y microcentrales hidroeléctricas del país.

1.2.1. Producción nacional de turbinas hidráulicas.

En 1983, por vía de la ONUDI se recibió la cooperación de dos especialistas de alto nivel y experiencia que por 8 meses elaboraron, con los datos estadísticos del Instituto de Hidroeconomía y de conjunto con otros técnicos cubanos, un trabajo de estandarización de las series de turbinas más recomendables para la explotación de nuestro potencial hidroenergético. Este trabajo resultó de un gran valor como punto de partida para el inicio de la explotación del potencial hidroenergético, sobre todo para las PCHE.

Paralelamente con el apoyo de dichos asesores y el trabajo de los especialistas cubanos, en Planta Mecánica se diseñó la primera familia de turbinas de impulso que luego fueron homologadas con los modelos de Alma-Ata.

Esta familia cubre el rango más característico de los requerimientos para el aprovechamiento hidroenergético en nuestras montañas, arroyos de pendiente abrupta y poco caudal, el desarrollo de esta familia venía a complementar el rango de trabajo de otra turbina de impulso que ya desde antes se había proyectado y fabricado en Cuba gracias a los esfuerzos de Pérez Franco del ISPJAE, los hermanos Guardado y un grupo de compañeros de Cubana de Acero.

También se han construido otras turbinas diseñadas fuera de la industria mecánica como por ejemplo en el ITM, por Jorge Pérez en Granma y por Rogers en Guantánamo, que ayudaron en buena medida al despegue inicial del programa antes del desarrollo de la producción mecánica industrial.(INRH, 1993)

Como se expresó antes, con asistencia técnica de la ONUDI se realizó el trabajo para determinar la familia de turbinas que cubre el mayor número de casos de nuestro posible aprovechamiento energético de presas y embalses y usando el laboratorio soviético se diseñó la turbina Pelton necesaria para las mini y las micro más representativas de dicho potencial.

A partir de esa documentación Planta Mecánica desarrollo un modelo mayor, dentro de la familia OLADE, que pone al país en camino de equipar algunas presas donde dicha turbina resulte la solución idónea, u otra que, hasta que se pudiera construir o adquirir la turbina idónea, permitieran ir dando algunas soluciones transitorias. (OLADE, 1985)

Las turbinas de hélice son de fabricación más compleja sobre todo las de tipo Kaplan de alabes ajustables así como las turbinas de Bulbo con el generador incorporado en el núcleo sellado.

Debido a un trabajo de años, la industria mecánica cubana produce hoy con calidad exportable 6 modelos de turbinas eficientes que posibilitan el aprovechamiento de nuestro potencial de mini y microcentrales. Esto no quita que con el apoyo de los usuarios e innovadores y el desarrollo de sus técnicas dichas turbinas puedan seguir perfeccionándose.

El país tiene por delante, además de este reto, desarrollar turbinas de hélice y modelos más pequeños de impulso que completen toda la gama de nuestros requerimientos.

Como resultado de un trabajo de años se logró contratar una licencia para la fabricación de turbinas Francis (F-30H), adquirir 2 PCHE para construir las cooperadamente y facilitar la capacitación y la transferencia de obreros y técnicos

cubanos, adquiriendo no solo el topográfico de la familia (licencia), sino los diseños completos para dos modelos horizontal y vertical (Carlos M. de Céspedes y Chambas) que cubren la gran mayoría de nuestras necesidades.

Adicionalmente, para el programa de mini micro en mayo de 1985 se logró adquirir a un precio simbólico (lo que costó la producción) la documentación técnica para la producción de una turbina de flujo cruzado para microcentrales y de una turbina de propela simple para aprovechar algunas presas del tipo METAZ. (INRH, 1993)

Las turbinas de flujo cruzado, más simples que las de reacción, desarrolladas en Planta Mecánica según documentos y asesoría de la OLADE y con documentación Checoslovaca, permitieron desarrollar modelos complementarios para aprovechamiento de bajas cargas y mayores flujos, fundamentalmente para microcentrales. Las experiencias de muchos prototipos instalados, junto con su explotación permitieron su perfeccionamiento.

Como se mencionó con anterioridad, fue a partir del año 1985 que la Fábrica de Equipos Industriales de la Empresa Planta Mecánica inicio la producción de turbinas hidráulicas tipo Pelton TP15 TP16 y su aseguramiento de piezas de repuesto.

En la actualidad la producción de turbinas Pelton se ha perfeccionado y ha alcanzado un elevado nivel de calidad, eficiencia y bajos costos.

Estas se producen con estructuras de montaje máquina-generador con sistemas de regulación manual y electrónica. Poseen cangilones de bronce al aluminio o acero inoxidable portando un deflector de chorro que actúa en caso de emergencia con un sistema de protección eléctrico.

En la tabla 1.2.3 se relacionan los modelos turbinas Pelton y sus características:

Tabla 1.2.3 Modelos de turbinas Pelton

Modelo	H (m)	Caudal Qopt.m³ /s	Pot N(kW)	Regulación	Observación
TP15	130-320	0.004(H) ^{1/2}	47-190	E M	*
TP16	40-130	0.0045(H) ^{1/2}	9-50	E M	*
P15.110	300-450	0.004(H) ^{1/2}	175-1200	M	*
P24.65	30-150	0.014(H) ^{1/2}	18-215	E M	*
2P15.50	100-230	0.008(H) ^{1/2}	67-380	E M	**
2P18.30	15-40	0.006(H) ^{1/2}	2.7-12	E M	**
2P24.65	30-150	0.028(H) ^{1/2}	38-430	M	**
* Con protección contra embalamiento. ** Doble chorro.				M: manual. E: electrónica.	

Las turbinas del tipo Francis se producen de flujo radial axial, útil en saltos con cargas de hasta 80 metros de altura y con velocidad específica de Ns 300. Se incluyen en el desarrollo de la institución cinco diámetros de rodete: 500, 630, 710, 900 y 1000 mm con potencias a generar de 100 a 1250 kW. El suministro de equipos auxiliares puede incluir válvulas de mariposa y chorro hueco, pieza intermedia de montaje y compuertas. (Comisión Nacional de Energía, 1993)

Otros de los equipos producidos por Planta Mecánica lo constituyen las turbinas Michell-Banki que poseen estructuras de montaje maquinas generador con sistemas de regulación manual. Su transmisión puede ser acoplada por correa y polea, a través de un manipulador o directamente al generador. Con uno o dos alabes directrices para un mejor aprovechamiento del caudal.

En la tabla 1.2.4 se relacionan las características de cada una de las turbinas Michell-Banki que se producen en la empresa:

Tabla 1.2.4 Características de las turbinas Michell-Banki producidas en Planta Mecánica

Modelo	H(m)	Caudal Qopt(.m³ /s)	Pot N(kW)	Regulación	Observaciones
MB2	10-100	0.026-0.25	120	M	*
15A2	5-16	0.17-0.45	30	M	*
15A3	15-60	0.6-1.8	800	M	*
MB30	4-20	4-20	10	M	*
MB60	15-60	1.2-4.0	1000	M	*
* Con protección contra embalamiento.					
En el caso de las turbinas MB2 se producen con una sola célula. Las otras se construyen con dos células (1/3 y 2/3).					

Las turbinas axiales no se han producido en el país hasta el presente. En el estudio de estandarización (Jauregui, 1994) está previsto el desarrollo de dos familias de turbinas axiales tubulares. Una de ellas la forma un total de 6 diámetros de rodets (450, 500, 630, 800, 1000, y 1120 mm.) que comprenden potencias de 75 a 1000 kW. (Martínez, 1997).

La segunda está formada por un total de 5 diámetros de rodets (500, 630, 800, 1000, y 1250.) y que genera potencias desde 30 a 320 KW.

Se incluye dentro del estudio el desarrollo de una familia de turbina axial del tipo Metz formada por dos diámetros (300 y 400 mm) y que genera potencias de 5 a 55 kW.

1.3. Turbinas Hidráulicas, clasificación y características.

1.3.1. Clasificación de las turbinas hidráulicas.

Las turbinas hidráulicas de acuerdo a su principio de funcionamiento se clasifican en:

1. Turbinas de acción.
2. Turbinas de reacción.

Turbinas de acción.

La presión del agua actúa directamente sobre los álabes del rodete, disminuyendo de valor a medida que avanza en su recorrido. Al estar el rodete completamente sumergido y sometido a la presión del agua, la carcasa que lo envuelve tiene que ser suficientemente robusta para poder resistirla. Dentro de las turbinas de acción se encuentran.

- a) Pelton.
- b) Michell-Banki

Turbinas de reacción.

La energía potencial se transforma en energía cinética, mediante un chorro de gran velocidad, que es proyectado contra los álabes fijos ubicados en la periferia de un disco. El agua, después de chocar contra los álabes, cae al canal de descarga con muy poca energía remanente, la carcasa puede ser ligera y solo tiene por misión evitar accidentes e impedir las salpicaduras del agua. Dentro de las turbinas de reacción se encuentran.

- a) Francis.
- b) Kaplan.
- c) Hélice o bulbo.

Tabla 1.3. 1 Clasificación de las turbinas hidráulicas.

La potencia.	Mini turbinas	< 1 kW de potencia
	Pico turbinas	Entre 1 y 3 kW
	Turbinas	> 3 kW de potencia
Posición de su árbol.	Horizontal.	Se conocen de todos los tipos con ambas disposiciones de árboles
	Vertical.	
Dirección de entrada del agua.	Radiales.	El agua entra perpendicularmente al eje, (Francis).
	Mixtas.	Combinación de axial y radial
	Axiales.	(Kaplan, hélice, Bulbo), el agua entra paralelamente al eje.
	Tangenciales.	El agua entra lateral o tangencialmente (Pelton) contra las palas, cangilones o cucharas de la rueda.

1.3.2 Principales características de las turbinas hidráulicas.

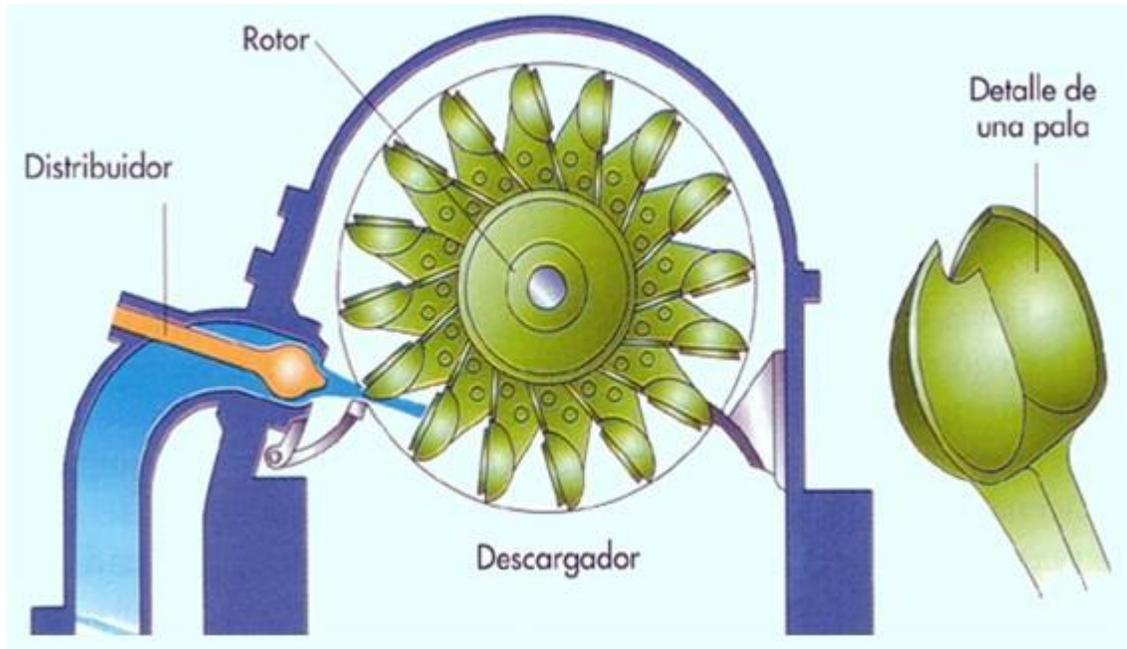
Turbina hidráulica Pelton.

Son turbinas de acción, en las que la tobera o toberas (una turbina de eje vertical puede tener hasta seis toberas, con uno o con dos rodetes) transforman la energía de presión del agua en energía cinética. Cada tobera produce un chorro, cuyo caudal se regula mediante una válvula de aguja. Suelen estar dotadas de un deflector, cuya misión es desviar el chorro para evitar que se embale la turbina, sin

tener que cerrar bruscamente la válvula de aguja, maniobra que podría producir un golpe de ariete. Se utilizan en saltos entre 40 y 1200 m (ESHA 1998).

El eje de las toberas está siempre situado en el plano meridiano del rodete. El agua sale de las cazoletas a velocidades muy bajas (idealmente a velocidad cero) con lo que la carcasa que rodea al rodete no tiene que resistir ninguna presión.

Figura 1.3.1 Esquema de una Turbina hidráulica Pelton.

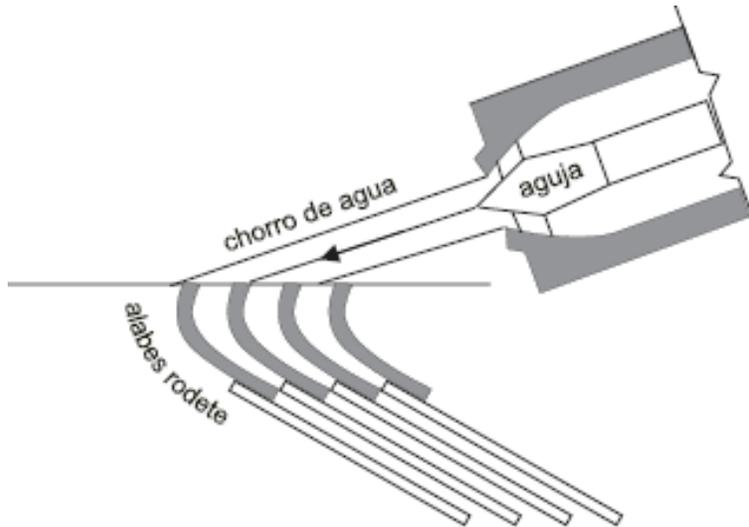


Turbina hidráulica Turgo.

Tiene similitud con la turbina Pelton, puede trabajar en saltos con alturas comprendidas entre 15 y 300 metros (ESHA 1998), se trata de una turbina de acción, pero sus álabes tienen una distinta forma y disposición. El chorro incide con un ángulo de 20° respecto al plano diametral del rodete, entrando por un lado del disco y saliendo por el otro. A diferencia de la Pelton, en la turbina Turgo el chorro incide simultáneamente sobre varios álabes de forma semejante a como lo hace el fluido en una turbina de vapor.

Su menor diámetro conduce, para igual velocidad periférica, a una mayor velocidad angular, lo que facilita su acoplamiento directo al generador, con lo que al eliminar el multiplicador reduce el precio del grupo y aumenta su fiabilidad.

Figura 1.3.2 Esquema de una Turbina hidráulica Turgo.



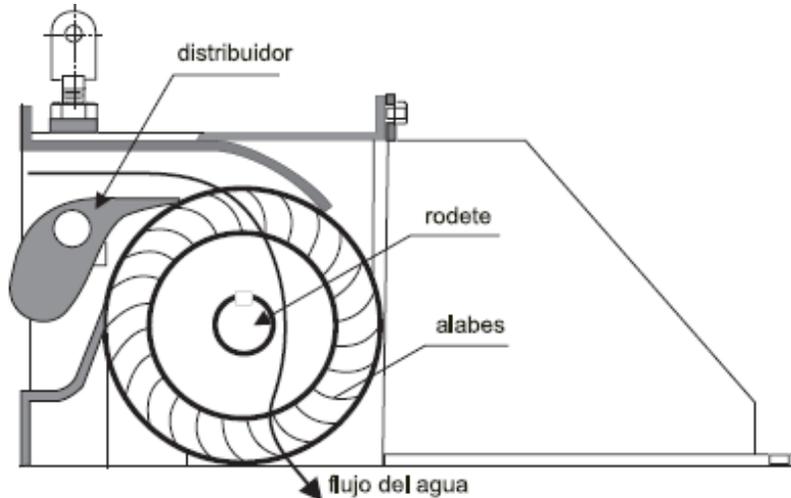
Turbina hidráulica Michell-Banki.

Esta turbina, conocida también con los nombres de Ossberger y también turbina de flujo cruzado, se utiliza con una gama muy amplia de caudales (entre 20 l/seg y 10 m³ /seg) y una horquilla de saltos entre 1 y 200 m (ESHA 1998). Su rendimiento máximo es inferior al 87%, pero se mantiene casi constante cuando el caudal desciende hasta el 16% del nominal, y tiene un mínimo técnico inferior al 10% del caudal de diseño (ESHA 1998).

El agua hace su entrada por el adaptador. La pala directriz móvil, o también llamada distribuidor, regula la cantidad de fluido que penetra en el interior, según gire sobre su eje, habilitando una entrada mayor o menor. Además se encarga de direccionar el flujo para que la interacción del fluido con el rodete sea óptima. El agua pasa a través de la primera etapa de álabes del rodete, que funciona casi completamente sumergido (incluso con un cierto grado de reacción). Después de pasar por esta primera etapa, el flujo cambia de sentido en el centro del rodete y vuelve a cruzarlo en una segunda etapa totalmente de acción. Ese cambio de

dirección no resulta fácil y da lugar a una serie de choques que son la causa de su bajo rendimiento nominal.

Figura 1.3. 3 Esquema de una turbina hidráulica Michell Banki.



El rodete consta de dos o más discos paralelos, entre los que se montan, cerca del borde, unas láminas curvas que hacen el papel de álabes, estas se fabrican de acero perfilado estirado en frío y solamente tienen una curvatura lineal o sección de cilindro. Estos rodetes se prestan a una construcción artesanal en países en vía de desarrollo, aunque naturalmente nunca alcanzarán los rendimientos de las unidades construidas con los medios técnicos apropiados.

Fruto de la investigación y el desarrollo se han ido incorporando ciertas mejoras técnicas y se han aplicado numerosas ideas constructivas, de manera que este tipo de turbinas apenas tiene competencia en el campo de los pequeños y medianos caudales.

Su régimen de revoluciones viene a situarse entre 50 y 2000 r.p.m. (ESHA 1998), en función de la caída y modelo de turbina concreto, se encuentra entre las turbinas de régimen lento. Es una turbina muy buena para caudales y caídas medios. A nivel de micro central no suele superar los 30 m por las dimensiones tan reducidas que resultan en el rodete.

Una de las posibles variaciones en la fabricación instalación consiste en el montaje de varios cuerpos de entrada de agua, el rodete está dividido en tres partes por discos sobre los que van montados los álabes, de manera que se permita la alimentación seccionada, por ejemplo, un tercio, dos tercios o tres tercios del rodete. Por otra parte, existen dos distribuidores. Con el pequeño se puede alimentar el primer cuerpo del rodete, produciendo $1/3$ de la potencia nominal. Con el álabe mayor se pueden alimentar los dos últimos cuerpos, llegando a generar $2/3$ de la potencia (Hernández C. A, 1980). Si ambos distribuidores se encuentran abiertos la producción de potencia es la total. Debido a la forma que tienen los álabes en el rodete no se van a producir esfuerzos axiales fuertes en el eje del mismo, a pesar de estar trabajando de una forma descompensada.

Turbina hidráulica Francis.

Son turbinas de reacción de flujo radial y admisión total, muy utilizadas en saltos de altura media, equipadas con un distribuidor de álabes regulables y un rodete de álabes fijos. En las turbinas Francis rápidas la admisión sigue siendo radial, pero la salida tiende a ser axial o flujo mixto. La turbina está fuertemente encastrada en el hormigón para evitar las vibraciones a bajo régimen.

En estas turbinas el agua se desplaza como encauzada en una conducción forzada, pasando del distribuidor fijo al rodete móvil al que cede su energía, sin entrar, en ningún momento, en contacto con la atmósfera. En las turbinas Francis los álabes distribuidores que regulan el caudal de agua que entra al rodete giran accionados mediante bielas accionadas por un anillo exterior que sincroniza su movimiento. Destaca la importancia de la carcasa y su caracol, en contraste con la envoltura de una Pelton.

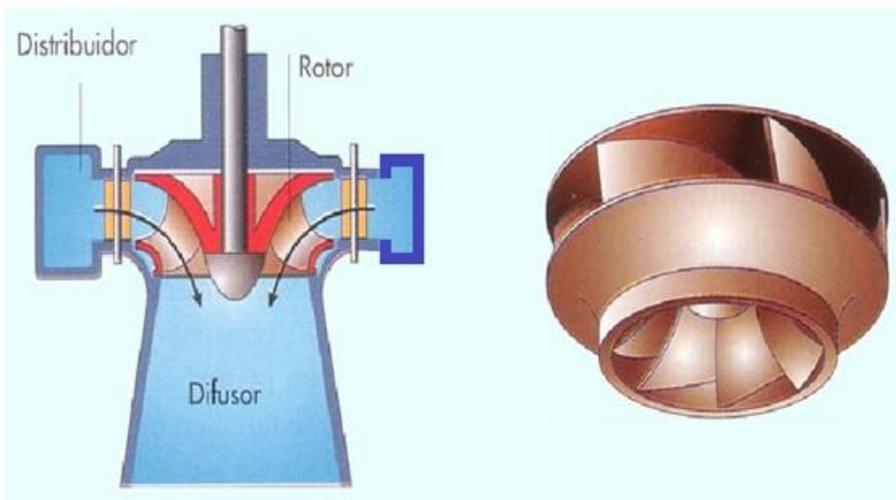
Las turbinas Francis pueden ser de cámara abierta generalmente para saltos de poca altura o de cámara en espiral. En las turbinas con cámara en espiral, la carcasa, dependiendo del tamaño, se construye en hormigón armado, en acero soldado o en hierro fundido (ESHA 1998).

Los álabes del rodete, cuando son pequeños suelen fabricarse en fundición de bronce al aluminio formando un solo cuerpo con el cubo. Cuando los rodetes son grandes los álabes, generalmente en chapa de acero inoxidable, se sueldan al cubo y a la llanta, generalmente en acero fundido.

En las turbinas de reacción, el agua a la salida del rodete, pasa antes de llegar al canal de descarga, por un tubo de aspiración o difusor, cuya misión es recuperar parte de la energía cinética contenida en el agua que abandona el rodete a una velocidad elevada.

Para disminuir la velocidad con que el agua llega al canal de descarga - la Pérdida cinética es proporcional al cuadrado de la velocidad, se aumenta la sección de salida del difusor adoptando un perfil cónico. Su función es especialmente crítica en los rodetes de alta velocidad específica porque el agua sale de estos rodetes a una velocidad especialmente elevada (ESHA 1998).

Figura 1.3. 4 Esquema de una turbina hidráulica Francis.

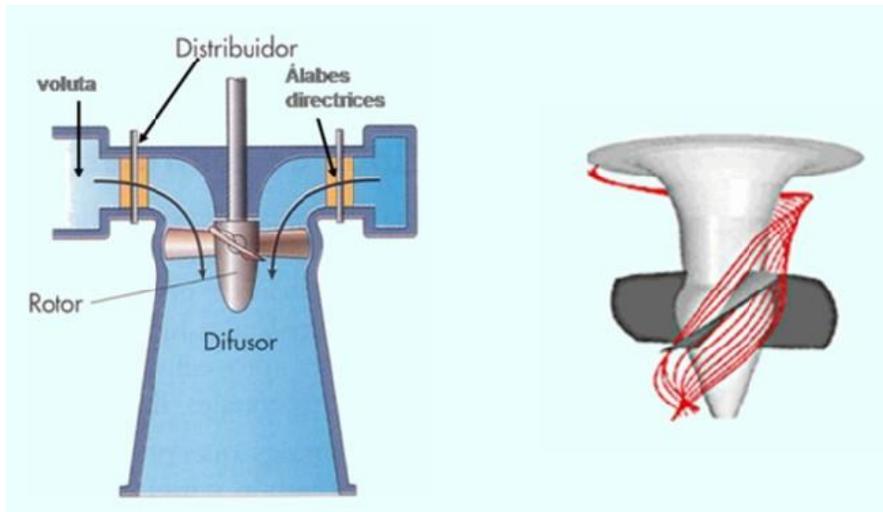


Turbina hidráulica Kaplan.

Los álabes del rodete son siempre regulables, mientras que los de los distribuidores, pueden ser fijos o regulables. Si ambos son regulables la turbina es una verdadera Kaplan; si solo son regulables los del rodete, la turbina es una Semi-Kaplan (ESHA 1998).

Para su regulación, los álabes del rodete giran alrededor de su eje, accionados por unas manivelas, que son solidarias de unas bielas articuladas a una cruceta, que se desplaza hacia arriba o hacia abajo por el interior del eje hueco de la turbina. Este desplazamiento es accionado por un servomotor hidráulico, con la turbina en movimiento. Las turbinas Kaplan son de admisión radial mientras que las semi-kaplan pueden ser de admisión radial o axial.

Figura 1.3. 5 Esquema de una turbina hidráulica Kaplan.

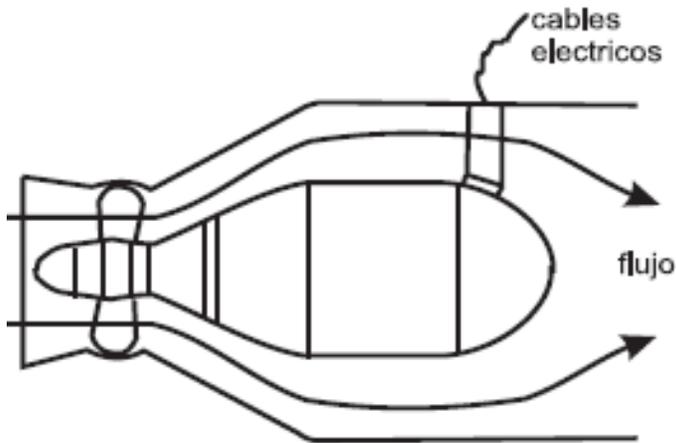


Turbina hidráulica Hélice o de Bulbo.

Se caracterizan porque tanto los álabes del rodete como los del distribuidor son fijos, por lo que solo se utilizan cuando el caudal y el salto son prácticamente constantes.

Una derivación de esta es la turbina bulbo, es una derivación de las anteriores, caracterizada porque el agua pasa axialmente a través de álabes directrices fijos y porque el generador y el multiplicador (si existe) están contenidos en una carcasa estanca, con forma de bulbo, sumergida en el agua. Del bulbo salen solamente los cables eléctricos debidamente protegidos (ESHA 1998).

Figura 1.3. 6 Esquema de una turbina hidráulica de Bulbo.



1.4. Velocidad Específica.

1.4.1. Número específico de revoluciones (n_s)

n_s es el número específico de revoluciones europeo y es el número de revoluciones por minuto a que giraría una turbina para que con un salto H_n de 1 metro, generase una potencia N de 1 CV. (Fernández, 2004)

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} \quad 1.4. 1$$

Por la forma en que se ha definido, resulta que todas las turbinas semejantes tienen el mismo número de específico revoluciones n_s , pudiéndose definir también n_s como el número de revoluciones de una turbina de 1 CV de potencia que bajo un salto de 1 metro tiene el mismo rendimiento hidráulico que otra turbina semejante de N (CV), bajo un salto de H_n metros, girando a n rpm.

En lugar de comparar las turbinas que difieren a la vez en el salto H_n , potencia N y velocidad n , se comparan entre sí las que dan la misma potencia $N = 1$ CV, bajo el mismo salto $H_n = 1$ m, y que sólo difieren en su velocidad n_s ; cada una de ellas define una serie de turbinas semejantes de igual rendimiento, cuyas dimensiones se obtienen multiplicando las de la turbina modelo por $\sqrt{(2 g H_n)}$.

1.4.2. Número específico de revoluciones n_q .

En USA se ha introducido el concepto de número específico de revoluciones n_q que debería tener un tipo de turbina determinado, para evacuar un caudal $Q' = 1 \text{ m}^3/\text{s}$, bajo un salto de $H_n' = 1 \text{ m}$, con el máximo rendimiento posible (Fernández, 2004).

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} \quad 1.4.2$$

1.4.3. Número específico de revoluciones, n_s y n_q , su utilización en la clasificación y selección de turbinas.

La forma de caracterizar a las turbinas por su n_q parece bastante racional, por cuanto los datos del problema suelen ser, generalmente, el caudal Q y el salto neto H_n , y no la potencia, como en el caso de n_s . Para calcular n_s es preciso determinar previamente la potencia fijando un rendimiento global que no se conoce, y que varía en cada salto con el caudal y con la velocidad y en cuyo cálculo hay que recurrir a métodos experimentales.

La ventaja de n_q frente a n_s radica en que no se basa en hechos hipotéticos, sino sobre datos que se pueden determinar exactamente antes de construir la turbina.

La relación entre n_q y n_s es:

$$n_s = \sqrt{\frac{\gamma \eta}{75}} n_q \quad 1.4.3$$

Y como el líquido es agua, resulta:

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta} n_q \quad 1.4.4$$

A partir de la experiencia acumulada en la fabricación y explotación de turbinas hidráulicas el número específico de revoluciones ha sido utilizado para su la

clasificación y selección de turbinas, estableciendo rangos para cada una de ellas. Estos rangos pueden variar de acuerdo a las experiencias particulares que se presenten.

La velocidad específica o número específico de revoluciones, rige el estudio comparativo de la velocidad de las turbinas, y es la base para su clasificación. Se emplea en la elección de la turbina más adecuada, para un caudal y altura conocidos, en los anteproyectos de instalaciones hidráulicas, consiguiendo una normalización en la construcción de rodets de turbinas. De hecho, número específico de revoluciones ya sea n_s o n_q , se podría denominar más bien característica, tipo o algún nombre similar, puesto que indica el tipo de turbina.

Al analizar las ecuaciones de n_s y n_q , (1.7.5) (1.7.6).

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} \quad 1.4.5$$

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} \quad 1.4.6$$

Tabla 1.4. 1 Valores de n_s y n_q para diversos tipos de turbinas según (Fernández, 2004).

Tipo de turbina	n_q	n_s
Pelton de un inyector.	6 ÷ 9	2 ÷ 300 ,
Pelton de varios inyectores.	9 ÷ 18	30 ÷ 60
Francis lenta.	18 ÷ 60	60 ÷ 200
Francis normal	60	200
Francis rápida	60 ÷ 140	200 ÷ 450
Francis de varios rodets, y T. hélice	140 ÷ 152	450 ÷ 500
Turbina hélice y Kaplan	152 ÷ 400	500 ÷ 1350

Tabla 1.4. 2 Valores de n_s y n_q para diversos tipos de turbinas según (OLADE 1980).

Tipo de turbina	n_q	n_s
Pelton un inyector	Hasta 9	Hasta 30
Pelton dos inyectores	4 ÷ 13	14 ÷ 42
Pelton tres inyectores	5 ÷ 22	17 ÷ 73
Michell-Banki	18 ÷ 60	60 ÷ 200
Francis lenta	18 ÷ 38	69 ÷ 125
Francis normal	38 ÷ 68	125 ÷ 225
Francis rápida	68 ÷ 135	225 ÷ 450
Axiales	105 ÷ 300	350 ÷ 1000

Se comprueba que a grandes alturas, para una velocidad y una potencia de salida dadas, se requiere una máquina de velocidad específica baja como una rueda de impulso. En cambio, una turbina con una alta n_s es la indicada para pequeñas alturas. Sin embargo, una turbina de impulso puede ser adecuada para una instalación de poca altura si el caudal (o la potencia requerida) es pequeño, pero, a menudo, en estas condiciones el tamaño necesario de la rueda de impulso llega a ser exagerado.

Además, de esta ecuación se observa que la velocidad específica de una turbina depende del número de revoluciones por minuto; cantidad que tiene un límite, y además debe tenerse en cuenta que para cada altura o salto existe un cierto número de revoluciones con el que el rendimiento es máximo. También depende de la potencia N a desarrollar, función a su vez del caudal Q de que pueda disponer, y de la altura H del salto. Fijada la potencia y el caudal aprovechable, el valor de la velocidad específica indica el tipo de turbina más adecuado.

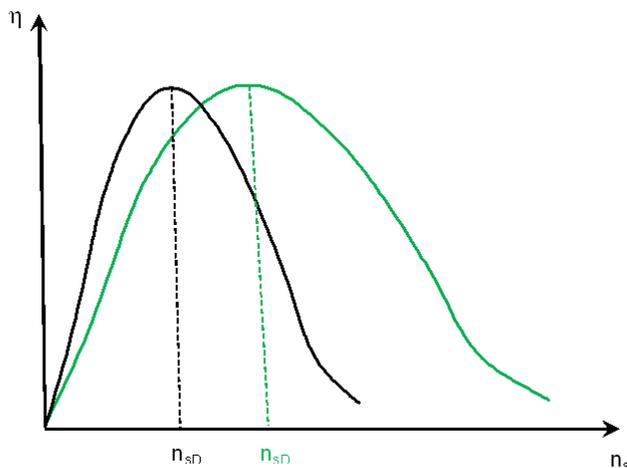
Hasta el momento, las ruedas de impulso se han utilizado para alturas tan bajas como 50 pies (15 m) cuando la capacidad es pequeña, pero es más frecuente que se utilicen para alturas mayores de 500.0 ó 1 000.0 pies (152,4 ó 304,8 m), pues

normalmente operan con una economía máxima si la carga es mayor que 900 pies (274.3 m) (García, 2011). La altura límite para turbinas Francis es cercana a 1 500.0 pies (457,3 m) debido a la posibilidad de cavitación y a la dificultad para construir revestimientos con el fin de soportar altas presiones; pero por lo general, suelen alcanzarse cargas de 900 pies (272,4 m) con este tipo de turbinas. Para cargas de menos de 100 pies (30,5 m) suelen usarse turbinas de hélice.

La velocidad específica tiene la cualidad de no contener el diámetro ni ninguna magnitud longitudinal de la máquina, no necesitando, por tanto, particularizarlo para un determinado miembro de la familia, todos los miembros de la familia le corresponderá el mismo número de velocidad específica.

Si se ensaya una turbo máquina de una familia y se calcula en el número de velocidad específica y sus rendimientos trabajando en una serie de situaciones diferentes, (H, Q y N), se pueden representar en un eje coordenadas η vs n_s los puntos que relaciona tales variables (figura 3.1). La curva obtenida es la misma para todos los miembros de la familia pues en cada uno de los puntos en que trabajan homológicamente tienen el mismo rendimiento y también la misma velocidad específica ya que, como hemos dicho, no depende de la magnitud de la máquina. Si se ensayase otra turbomáquina de otra familia se obtendría otra curva rendimiento - velocidad específica diferente.

Figura 1.4.1 Variación del rendimiento en función de la velocidad específica.



Del análisis de las curvas de la figura 1.4.1 se observa que una turbomáquina puede funcionar en infinitos puntos, entre los cuales destaca uno sobre los demás y es aquel que proporciona el rendimiento máximo.

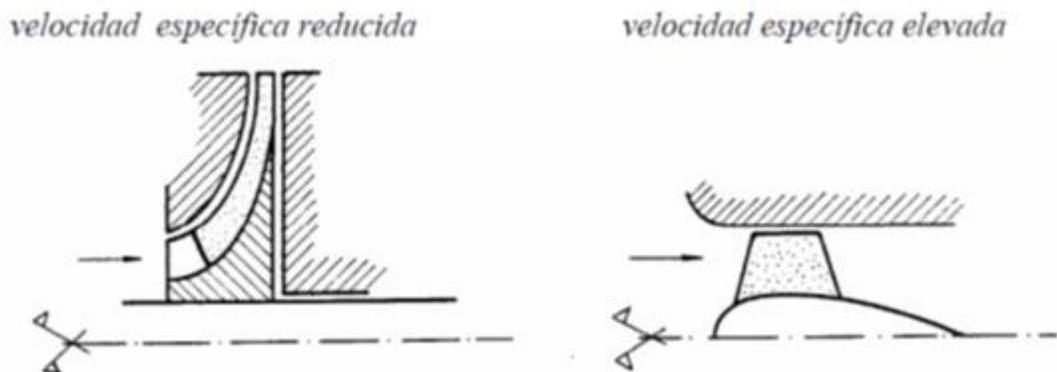
La velocidad específica que proporciona el rendimiento máximo es un parámetro característico a partir del cual se clasifican las turbomáquinas, denominándose precisamente a este valor velocidad específica de la turbomáquina (García, 2011). Es cierto que la máquina puede funcionar con otros valores de la velocidad específica pero estos serán velocidades específicas de funcionamiento o de trabajo pero no reciben el nombre de velocidad específica de la turbomáquina.

Si bien a cada velocidad específica le corresponde un determinado tipo de turbomáquina, de una manera general se puede afirmar que a las que son de tipo acción las que les corresponde una velocidad específica reducida, mientras que las de reacción alcanzan valores elevados.

Por otra parte la velocidad específica ha resultado ser el parámetro definitorio de una turbomáquina, el valor que mejor define su comportamiento y que de una manera más completa la representa.

Lo anterior se confirma por el hecho de que las empresas fabricantes de turbomáquinas y los investigadores que en ellas trabajan han realizado una base de datos de enorme utilidad tomando este valor como punto de partida.

Figura 1.4.2 Características de la turbomáquina de acuerdo a valor de la velocidad específica.



A lo largo de los años estudiaron las máquinas que fueron construyendo cuyo rendimiento consideraban bueno, de ellas calcularon su velocidad específica y anotaron una serie de variables constructivas y funcionales. Con estos valores realizaron una serie de gráficos en unos ejes coordenados, representando la velocidad específica en abscisas y determinados parámetros en ordenadas. Era interesante que estos últimos valores fuesen independientes del tamaño de la máquina y de la altura o energía con que trabajasen para que tuviesen una posterior utilidad para todos los miembros de la familia y su aplicación fuera lo más general posible. Por ello se trata de ángulos, relaciones de magnitudes longitudinales de la máquina y coeficientes de velocidad.

Todos los datos obtenidos representados en ejes cartesianos constituyen una serie de nubes de puntos que pueden ser sustituidas de manera aproximada por curvas, lo que constituye una base de datos de gran trascendencia aplicativa. En el momento de diseñar una nueva turbomáquina se calcula la velocidad específica, mediante datos de partida absolutamente fundamentales, y a partir de los gráficos mencionados se obtienen una serie de parámetros que permiten conocer unos valores muy valiosos para el diseño de la nueva máquina.

Los fabricantes de turbinas hidráulicas deben anunciar el valor de velocidad específica o número específico de revoluciones de sus equipos. Gran número de estudios estadísticos han permitido correlacionar, para cada tipo de turbina, la velocidad específica con el valor del salto neto H_n (García, 2011).

Tabla 1.4.3 Ecuaciones estadísticas que correlacionan la velocidad específica con el valor del salto neto H , para cada tipo de turbina.

Pelton (1 chorro)	$n_s = \frac{85.49}{H^{0.243}}$	Siervo y Lugaresi, 1978	2.6. 2
Francis	$n_s = \frac{3763}{H^{0.654}}$	Schweiger y Gregori, 1989	2.6. 3
Kaplan	$n_s = \frac{2283}{H^{0.486}}$	Schweiger y Gregori, 1989	2.6. 4

Flujo cruzado	$n_s = \frac{513.25}{H^{0.505}}$	Kpordze y Warnick, 1983	2.6. 5
Hélice	$n_s = \frac{2702}{H^{0.5}}$	USBR, 1976	2.6. 6
Bulbo	$n_s = \frac{1520.26}{H^{0.2837}}$	Kpordze y Warnick, 1983	2.6. 7

1.5. Selección de turbinas Hidráulicas.

En la selección de las turbinas hidráulicas deben ser tenidos en cuentas dos factores fundamentales.

1. La disponibilidad del recurso.
2. La demanda energética o posibilidades de conexión a red.

La disponibilidad del recurso esta dado fundamentalmente por la altura H está determinada principalmente por la topografía, y el flujo Q por la hidrología de la cuenca y las características del embalse.

$$N = \frac{1000 \cdot QH}{102} \eta \quad 1.5. 1$$

Para el mejor aprovechamiento del recurso se le debe prestar especial atención a rendimiento de la turbina, η .

Por otra parte debe tenerse en cuenta que al seleccionar una turbina para una instalación dada, se debe verificar la inmunidad contra la cavitación.

Uno de los principales criterios que se deben manejar a la hora de seleccionar el tipo de turbina a utilizar en una central, es el número específico de revoluciones n_q , n_s , cuyo valor exacto se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} \quad 1.5.2$$

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} \quad 1.5.3$$

Estos valores de cálculo de la velocidad específica son los correspondientes a la velocidad específica característica, calculada para el punto de diseño o rendimiento máximo.

Eligiendo una velocidad alta de operación, y por tanto una turbina de velocidad específica elevada, se reducirán el tamaño del rodete y el coste inicial. Sin embargo, se produce alguna Pérdida de rendimiento a velocidades específicas altas.

Tabla 1.5.1 Velocidades sincrónicas a 60 Hz.

n (rpm), para 60 Hz						
300	450	600	900	1200	1800	3600

Generalmente, es recomendable tener al menos dos turbinas en una instalación para que la central pueda seguir funcionando en el caso de que una de las turbinas esté fuera de servicio por una reparación o debido a una inspección, aunque la cantidad de turbinas disponibles dentro de una central también afecta la potencia establecida para las turbinas.

Realmente existe un número infinito de alternativas, lo que a su vez dificulta la toma de la decisión final sobre cuál turbina escoger; por esta razón se han señalado los siguientes conceptos para considerarlos durante el proceso de selección (Jáuregui, 1998).

1. La inmunidad frente a la cavitación: En la literatura se reportan varios métodos y nomogramas que permite determinar la altura máxima a la cual debe colocarse la turbina conociendo su velocidad específica, (que de antemano permite establecer el tipo de turbina).
2. Un rendimiento elevado.

3. Es importante tener presente que las ruedas de impulso tienen un número específico de revoluciones bajo; mientras que las turbinas Francis tienen valores medios y las de hélice valores altos.
4. Un tamaño no demasiado grande: conociendo la velocidad tangencial de la turbina, se puede establecer su tamaño.
5. La flexibilidad en la elección se consigue mediante la variación en el número de unidades (y por tanto la potencia al freno por unidad) y la velocidad de operación. La posibilidad de variar la elevación del eje también aporta algo de flexibilidad al proceso de selección.
6. Igualmente en la elección debe estudiarse además, la simplicidad de la instalación, costos (en los que se agregarán al de la turbina, los gastos de piezas, tuberías, canales, etc.), explotación y cuantas condiciones económicas deban considerarse en los diferentes casos que se presenten.

En ocasiones, una rutina de gran importancia dentro del proceso de selección de turbinas hidráulicas, es la comparación de éstas. Para comparar dos turbinas, se refieren a un salto cuya altura es la unidad (un metro), llamada salto típico, y cuyo caudal es la unidad (un metro cúbico por segundo). En este estudio comparativo de turbinas hay ciertas magnitudes referidas a ese salto típico denominadas características, constantes unitarias, de una turbina o valores específicos; características que, comparando las turbinas, son de suma aplicación práctica, ya que al indicar las condiciones de funcionamiento sometidas a la acción de un mismo salto, dan muy clara y aproximada idea del adecuado empleo en cada caso de los diferentes tipos de turbina utilizados actualmente para anteproyectos de instalaciones hidráulicas con estos tipos normales.

Con frecuencia, los dilemas en la elección del tipo de turbina se presentan entre las Pelton, la Michell-Banki y las Francis, debido a su buena comercialización y las condiciones de funcionamiento que ofrecen. Por esta razón, resulta ser de gran ayuda hacer un análisis específico de estas clases de turbinas (Santiago, 2013).

En la elección del tipo de turbina de reacción (Francis) o de acción (Pelton) se presenta una zona de indiferencia cuando n_s se ubica en las proximidades de 50 (ESHA 2006). Lo mismo puede decirse respecto a la elección entre turbinas rápidas y de hélice cuando n_s tiene un valor máximo de 400. En estos casos la elección depende de otras consideraciones de economía o de circunstancias de explotación de la central. Por ejemplo, cuando las aguas arrastran caudal sólido, que puede erosionar las turbinas, es más conveniente la turbina Pelton, en la que es muy fácil reponer la aguja y la boquilla de los eyectores a un bajo costo, mientras que en la Francis la reposición es más costosa en coste y tiempo (ESHA 2006). Si una central está destinada a suministro de fuerza con carga muy variable, como los casos de tracción eléctrica, es preferible emplear la Pelton que la Francis, porque ésta, a carga fraccionaria tiene mejor rendimiento.

En los campos de aplicación propuestos por diferentes autores para los diferentes tipos de turbina, existen zonas intermedias en la que decidirán sobre la elección entre Pelton, Michell-Banki y Francis, las condiciones locales, como son: limpieza del agua, naturaleza de la carga que ha de atender la central, etc. Pero vale la pena resaltar que esto no quiere decir que no existan turbinas Francis dentro de la zona señalada para las Pelton y La Michell-Banki, funcionando en perfectas condiciones (García, 2011). El problema adquiere mayor complicación, si al mismo tiempo que está indeterminado el tipo de turbina, se puede variar el número de grupos (cantidad de turbinas en la central).

En una forma más general, puede decirse que estando definido el campo de aplicación por la altura del salto principalmente y por el caudal, deberá emplearse el tipo normal y rápido Francis para saltos de pequeña y regular altura (hasta 200 m) aún con grandes caudales, y Francis lenta para altura grande y gran caudal, y para mucha altura (mayor de 60 m) y pequeños caudales la rueda tangencial Pelton (García, 2011) (ESHA, 1998).

Igualmente debe mencionarse la elección previa de la turbina, que se efectúa en el anteproyecto o proyecto provisional, en la que se determinan aproximadamente

las dimensiones de la turbina y de las obras de fábrica que la rodean, a fin de estimar el coste de éstas y organizar los trabajos; de la elección definitiva de las turbinas, que únicamente se podrá realizar después de haber consultado a las casas constructoras (ESHA, 1998).

Finalmente, en la consulta dirigida a las casas constructoras se indicarán todos los datos que se hayan determinado de antemano, como son: número de grupos, alturas de salto máxima, media y mínima; caudales máximo y mínimo para un salto determinado llamado crítico, utilización de la energía en el día y en el año, niveles máximo y mínimo de agua abajo, naturaleza del agua, impurezas, temperatura, cota sobre el nivel del mar, etc. (RETSscreen internacional, 2010). Se examinarán las ofertas recibidas, comparando precios de turbinas y alternadores, rendimientos y obras de fábrica necesarias, efectuando un estudio económico para ver qué solución resulta más ventajosa, o sea para cuál es mínima la suma de gastos de conservación anuales, coste de la energía Pérdida en el año e interés y amortización del capital invertido.

Actualmente se cuenta con dos tipos especiales de instalaciones no convencionales llamadas mini hidroeléctrica y micro hidroeléctrica, las cuales han revolucionado el sector de la generación de energía eléctrica, no sólo en países en desarrollo, sino también en países industrializados como Estados Unidos, donde el costo de la energía ha aumentado y se han implementado programas de incentivos para promover su uso. La clasificación como microhidroeléctrica se refiere a unidades con una capacidad de menos de 100 kW, mientras que mini hidroeléctrica se refiere a una capacidad del sistema de 100 a 1000 kW. (García, 2011).

Para estas aplicaciones además de las unidades especializadas Pelton, Francis y de hélice pequeñas, ha ganado un auge la aplicación de la turbina de flujo cruzado o turbina Michell-Banki; la cual consta de una turbina de impulso con una velocidad de rotación más alta que la de otras turbinas de impulso.

Otra alternativa a considerar en la elección de este tipo de maquinaria hidráulica, es usar una bomba comercial y operarla en la dirección inversa, pero debe tenerse presente que en el modo de turbina, el punto operativo de eficiencia óptima para la bomba, requiere una carga y un flujo más grandes que cuando ésta opera con eficiencia óptima en el modo de bombeo.

Se emplean unidades de bomba/turbina reversibles en instalaciones hidroeléctricas de bombeo/almacenamiento. Se bombea agua de un depósito más bajo a uno más alto durante periodos de baja demanda para las plantas eléctricas convencionales. Después, el agua se libera del depósito superior y las bombas se hacen girar en reversa para generar potencia durante periodos de alta demanda de energía eléctrica. Tales unidades requieren consideraciones de diseño especiales para operar de manera eficiente, en cualquiera de los dos modos. Para este fin es preciso hacer que una enorme masa de agua que se mueve a través de todo el sistema se mueva en la dirección opuesta; lo cual a su vez requiere desarrollar una técnica especial que se convierte en uno de los retos de la ingeniería.

1.6. Estandarización de turbinas hidráulicas.

Hoy en día se está convirtiendo en práctica común de los fabricantes desarrollar una unidad de turbina normalizada (Hernández, 1980), (OLADE, 1980). Entiéndase normalización o normalización es la actividad que tiene por objeto establecer, ante problemas reales o potenciales, disposiciones destinadas a usos comunes y repetidos, con el fin de obtener un nivel de ordenamiento óptimo (Jáuregui, 1994, 1998).

La normalización persigue fundamentalmente tres objetivos:

Simplificación: se trata de reducir los modelos para quedarse únicamente con los más necesarios.

Unificación: para permitir el intercambio a nivel nacional.

Especificación: se persigue evitar errores de identificación creando un lenguaje claro y preciso. (*Norma ISO International Organization for Normalization*)

La normalización de turbinas hidráulicas (OLADE 1980) consiste en diseñar un número adecuado de turbinas, de tal modo que se complementen en su campo de aplicación y que en su conjunto cubran el rango de aplicaciones de este tipo de turbina.

De tener acceso a información "normalizada", se tendría un sustancial ahorro de tiempo, costos de diseño, costos de construcción, reemplazo inmediato de partes o repuestos (Hernández 1980), (Jáuregui, 1994).

Uno de los inconvenientes para la fabricación de pequeñas turbinas hidráulicas en nuestra región, es la falta de normalización por series para los distintos tipos de turbinas hidráulicas a diferentes condiciones de Q y H. La disponibilidad de tecnologías adecuadas a la realidad regional, así como la experiencia acumulada sobre el particular en varios países latinoamericanos permitiría el desarrollo de tecnologías para la fabricación de equipos en los países de la región (Instituto Nacional de Energía, Ecuador, 1986). En este sentido la Secretaría Permanente de la Organización Latinoamericana de la Energía OLADE, elabora el Manual en Nueve Volúmenes denominado "Manual de Diseño y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas". El volumen I corresponde al Diseño de Normalización y Fabricación de Turbinas Michell-Banki (OLADE, 1980), (Hernández, 1980).

El manual elaborado por la OLADE responde a la necesidad de proporcionar las bases tecnológicas requeridas para producir turbinas de flujo transversal, más conocidas como MichellBanki y contiene los criterios técnicos necesarios para diseñar, establecer series normalizadas, y fabricar este tipo de turbina.

La metodología de cálculo y los diseños de series normalizadas de turbinas, se destinan para el libre uso de los países y sus instituciones, requiriéndose solamente que al utilizar la información contenida se haga expresa referencia al

Manual de la OLADE o cuando se emplee los diseños incluidos para la fabricación de turbinas se señale visiblemente la frase "Tecnología de la OLADE"

Cabe destacar que hasta el momento en el ámbito de Latinoamérica y el caribe, Cuba (Jáuregui, 1994, 1998) y Ecuador (Instituto Nacional de Energía, Ecuador, 1986). Son los únicos países que ha realizado este tipo de investigación. A nivel internacional China ha tenido éxito en la electrificación rural con pequeñas mini, micro y pico centrales hidráulicas, es precisamente por la fabricación "autóctona" de sus turbinas hidráulicas "normalizadas" y han reutilizado su diseño de manera recursiva.

(Espinal. D, 2015) elabora un procedimiento metodológico para la estandarización de turbinas hidráulicas para el aprovechamiento del potencial hidroenergético de bajas caídas. Y propone una normalización de modelos de turbinas hidráulicas Michell-Banki para el aprovechamiento del potencial hidroenergético de bajas caídas en República Dominicana.

Atendiendo a estos antecedentes se pretende desarrollar el presente tema de tesis para impulsar la actividad en el ámbito nacional.

Capítulo II Criterios para el dimensionamiento y selección de parámetros en turbinas Michell-Banki

2.1. Principales características de las turbinas Michell-Banki a tener en cuenta en el dimensionamiento y selección de parámetros.

Actualmente la turbina hidráulica de flujo cruzado es clasificada como una turbina límite, en parte como turbina de impulso y en parte como turbina de reacción, dado que posee ambas características. En los primeros diseños esta clasificación estrictamente no era correcta, fue diseñada como una turbina de presión constante o turbina de acción, posible debido al amplio espacio entre el dispositivo de regulación del flujo el álabe directriz y el rodete. El inyector directriz cumple la función semejante al inyector de la turbina Pelton, estrangulando el flujo desde la presión en la tubería forzada hasta la presión al interior de la carcasa.

La turbina Michell-Banki es una turbina de acción de flujo transversal y de admisión parcial, se emplea generalmente en aquellos proyectos de generación eléctrica donde se utiliza una fuente con caudal y salto medio para satisfacer las necesidades de generación. (OLADE, 1980).

En los diseños actuales, el inyector está muy cercano al rodete, lo que provoca que la presión del fluido en los canales del rodete (formado por los álabes y los platos), sea mayor que su entorno, se obtengan valores ligeramente mayores a la presión del interior de la carcasa (situación completamente adversa a la presentada en los primeros diseños de presión constante). Esta afirmación se confirma con los resultados obtenidos de estudios efectuados respecto a la distribución de presiones en el rodete de la turbina, por tanto, la suposición de la presión constante en el fluido en su paso por el rodete puede considerarse válida para el segundo efecto solamente, y no para el primer efecto.

Su particularidad reside en el hecho de que el agua atraviesa el rotor en dos etapas: los álabes periféricos giran de forma sucesiva por un flujo radial centrípeto y radial centrífugo (Cotacallapa, 2005).

Además de su baja velocidad de rotación, una de las grandes ventajas de dicha turbina es que su construcción es relativamente sencilla, puesto que sólo consta de dos a tres piezas en movimiento (Cotacallapa, 2005), (Góngora, 2012).

- El rotor (sin empuje axial).
- Los elementos de regulación del caudal (1 ó 2).

El rotor está totalmente protegido del impacto de hojas, ramas, algas, embalajes plásticos, etc., que son expulsados tras una media vuelta gracias al efecto combinado del flujo del agua y la fuerza centrífuga. (Gonçalves, 2007).

Desde el punto de vista del rendimiento máximo, la turbina Francis es superior a la Cross-Flow para un caudal equivalente al 80% del caudal nominal. Sin embargo, el modelo Cross-Flow ofrece un mayor rendimiento en su uso para porcentajes bajos del caudal nominal (hasta +/- 1/6 del caudal nominal para una compartimentación de 1/3 - 2/3). El rendimiento máximo no es siempre el mejor parámetro a considerar al elegir una turbina, pues todo dependerá de la frecuencia de los caudales turbinados (Hernández. C. A, 1980).

La turbina de flujo transversal o Michell-Banki es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Para las instalaciones hidroeléctricas de pequeñas dimensiones, su construcción resulta costosa. Para resolver este problema, deben desarrollarse modelos de turbinas hidráulicas Cross-Flow normalizados y altamente robustos (Instituto Nacional de Energía, Ecuador 1986).

Su sencillo diseño y su fácil construcción, lo que la hace atractiva en el balance económico de un aprovechamiento a pequeña escala. (Intermediate Technology Development Group, 1995).

Lo que la hace interesante frente a otras turbinas clásicas, es la sencillez de su construcción para ciertos rangos de caída y caudal, su costo significativamente menor.

Amplio rango en la velocidad de giro, y una eficiencia constante para un amplio rango de caudales aunque modesta (84%).

Puede tener un rendimiento satisfactorio con distintos caudales, gracias a un álabe regulador de caudal. (Intermediate Technology Development Group-Peru, 2005).

En el mundo existen empresas como Ossberger que producen este tipo de turbinas con capacidades de generación desde 15 kW hasta 3 000 kW, (Costa, 1994).

Debido a su facilidad de normalización puede presentar rotaciones específicas entre 40 y 200 rpm (OLADE, 1980). Por su simplicidad constructiva y las peculiaridades en cuanto a su funcionamiento, esta turbina se muestra altamente indicada para ser usada en micro central hidroeléctricas. Se destacan las siguientes ventajas:

1. Construcción simple, pocas piezas móviles, facilitando el mantenimiento;
2. Fácil instalación, disminuyendo los costos de obras civiles;
3. Costos iniciales inferiores a los otros dos tipos de turbinas usadas en centrales de bajas caídas.
4. Trabaja bajo condiciones ideales de funcionamiento, así sea funcionando con cargas parciales;
5. Puede trabajar en varias situaciones de caída y caudal, permitiendo su normalización, consecuentemente disminuyendo los costos de fabricación;
6. Componentes, como el disco de rotor, la tapa y las hélices pueden ser fabricados a partir de una chapa de acero al carbono;
7. Las hélices solamente son simples y talladas;
8. Se adapta a tubos de succión.
9. Recomendada para pequeñas centrales hidráulicas.
10. Alto rendimiento a bajas cargas o cargas parciales, hasta con un 10% del factor de carga, se obtienen rendimientos aceptables.
11. La altura neta no influye en sobremanera en el rendimiento de la turbina, como en el caso de turbinas convencionales (turbinas Pelton, Francis o Kaplan).

12. Simplicidad constructiva, su costo de fabricación es bajo.
13. Se puede emplear una altura de succión hasta de un 50% de la altura disponible, a pesar de ser posible un mayor porcentaje en el aprovechamiento y por razones de seguridad no se admite mayores valores (si la carga de montaje es de 1 a 5 metros, entonces la carga de succión debe ser de 1 a 3 metros).

2.2. Funcionamiento de las turbinas Michell-Banki.

La admisión del flujo de agua en la turbina es parcial. El chorro de agua que incide en el rotor de la turbina posee sección rectangular y atraviesa el rotor dos veces; a cada paso del fluido por el rodete se denomina efecto, por cuanto la turbina es de doble efecto. El flujo en la turbina es centrípeto centrífugo; centrípeto en el primer efecto y centrífugo en el segundo efecto.

No existe deflexión axial en el flujo en su paso por la turbina, es decir los vectores velocidad son siempre perpendiculares al eje de la turbina. La energía transferida en el primer efecto por el fluido al rotor está entre el 70% al 80% y en el segundo efecto los restantes 20% al 30% de la energía total aprovechada por la turbina (AkerKar, 1989). Es considerada como una turbina que opera entre el límite de las turbinas de acción y reacción, dado que los canales del rotor están llenos de agua cuya presión es ligeramente superior a la atmosférica.

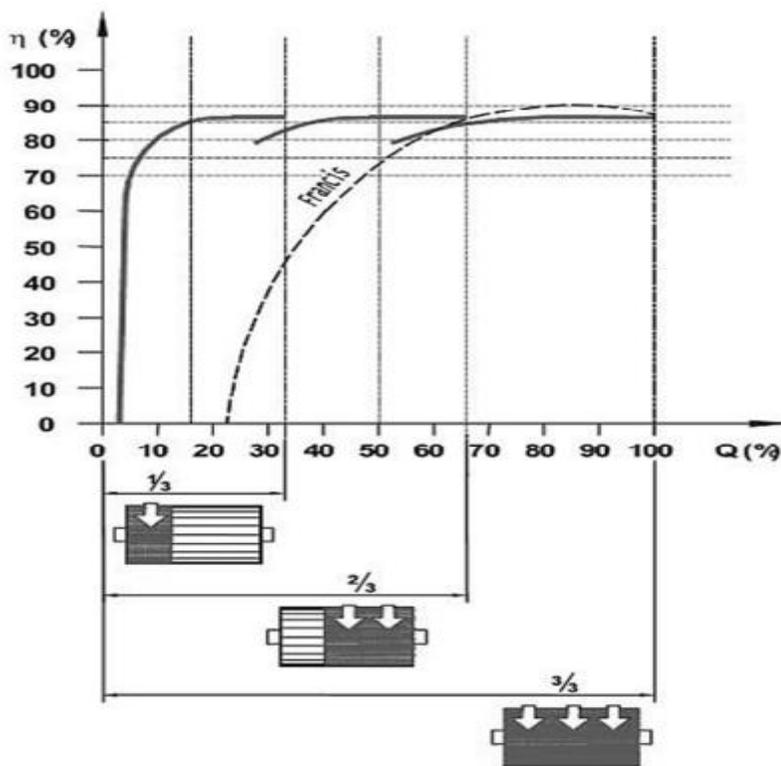
Una característica atractiva de estas máquinas es la forma aplanada de su curva de rendimientos. Esto se logra con un diseño de la turbina con admisión parcial. Se divide el rotor en 3 partes iguales y la admisión del agua se puede realizar por 1/3, 2/3 o la totalidad del rotor. Este tipo de diseño es el desarrollado por la firma Osserberger que construye una máquina como se ve en la figura 3.2.1. (Osserberg.com, 2012).

Esta clase de admisión permite obtener una curva de rendimiento como la de la figura 2.2.1 en la cual se observa la comparación con la curva de rendimiento de una turbina tipo Francis.

Su rendimiento máximo es inferior al 87%, pero se mantiene entre límites aceptables para caudales entre el 16% y el 100% del caudal máximo de diseño (1/3, 2/3 3/3).

Las turbinas Michell-Banki son máquinas muy robustas, pueden operar con una amplia gama de caudales, por lo que resultan adecuadas para las centrales no conectadas a la red general que sirven a comunidades aisladas.

Figura 2.2.1 Curva de rendimiento de una turbina Michell-Banki con admisión parcial (Osserberg.com, 2012).



2.3. Campo de utilización de las turbinas Michell-Banki.

La tabla 2.3.1 compara los rangos para los cuales la turbina hidráulica de flujo cruzado se recomienda en contraste con los demás tipo de turbinas de acción y reacción y se resume el rango de valores para los diferentes parámetros que caracterizan el comportamiento de la turbina y la figura 3.3.1 resume la

información recopilada, describiendo gráficamente el campo de acción recomendado para la turbina hidráulica de flujo cruzado.

La utilización de estas turbinas conectadas a la red general es poco frecuente, para saltos mayores a 100 m, a causa de su inferior rendimiento frente a las turbinas Pelton que sería su posible alternativa en este rango de saltos; la utilización con saltos menores que 100 m es más frecuente, especialmente en los casos en los que es ventajosa su capacidad de operar con caudales muy inferiores al nominal (García, 2011).

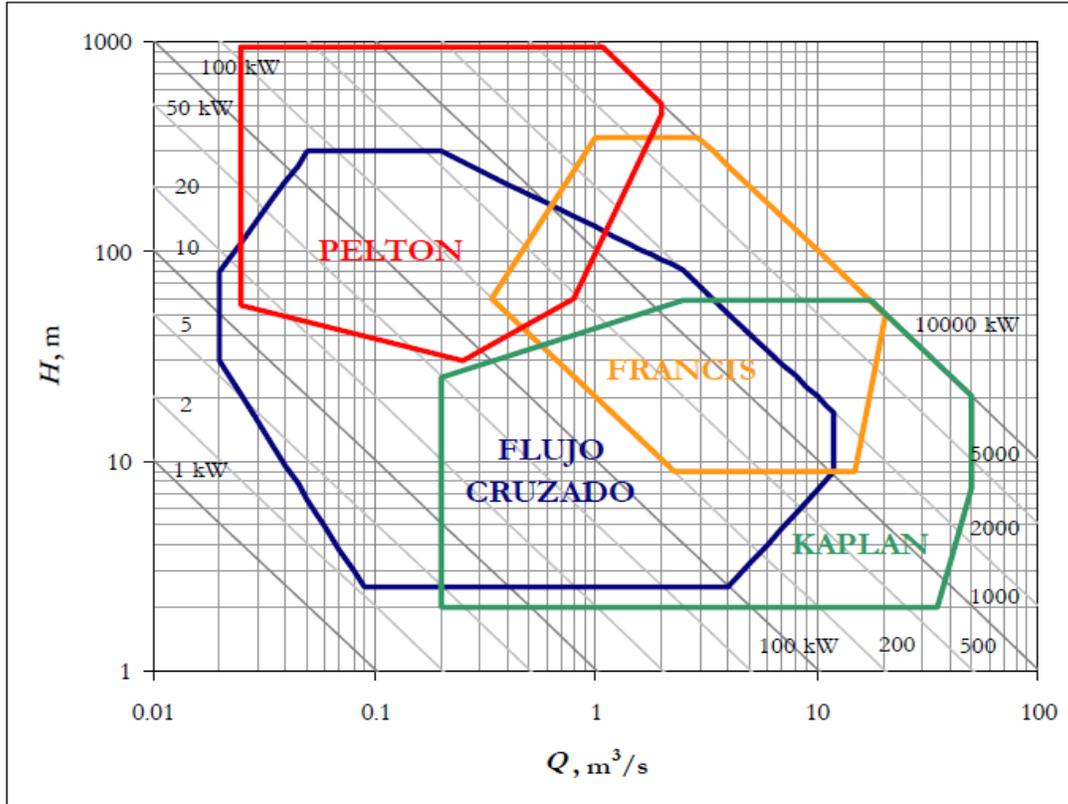
Tabla 2.3.1. Rangos de operación recomendados para la turbina hidráulica *Michell-Banki*.

Parámetro	Unidad	Recomendado	Rango	Ref.
Altura	m	1 a 200 (hasta 300)	1 a 100 (hasta 200)	[a]
			1 a 200 (hasta 400)	[b]
			1 a 50 (hasta 200)	[d]
			1 a 200	[e]
Caudal	m ³ /s	0.02 a 5 (hasta 12)	0.025 a 0.2 (hasta 0.4)	[a]
			0.02 a 7	[b]
			0.025 a 5	[d]
			0.02 a 8	[e]
Potencia	kW (HP)	Hasta 1,000 (1,350)	1.5 a 225 (2 a 300) hasta 750 (1 000)	[a]
			Hasta 750 (1 000)	[b]
			Hasta 150 (200)	[c]

CAPÍTULO 2. Criterios para el dimensionamiento y selección de parámetros en turbinas Michell Banki

			1 a 750 (1.5 a 1 000)	[d]
Eficiencia	%	Alrededor de 85	60 a 85	[a]
			Alrededor de 82	[d]
			Alrededor de 80	[e]
Revoluciones	RPM	50 a 2 000	60 a 2 000	[a]
			50 a 2 000	[b]
Altura de Succión	$\%H_{libre}$ (m)	0 a 50 (de 1 a 5)	0 a 50 (de 1 a 5 m)	[e]
Cifra Nq	$H(m)$, $Q(m^3/s)$, $N(RPM)$	5 a 60	7 a 67	[b]
			18 a 60	[c]
Cifra Ns	$H(m)$, $N(HP)$, $n(rpm)$	20 a 200	40 a 150	[a]
			20 a 200	[b]
			60 a 200	[c]
			40 a 160	[d]
[a] COZ P., A. F.; 1961 ([b] HERNÁNDEZ B., C. A.; 1980 [c] INE, 1986 [d] ITDG Perú, 1995 [e] NOZAKI, T.; 1985				

Figura 2.3. 1 Campo de utilización de la turbina hidráulica de flujo cruzado.



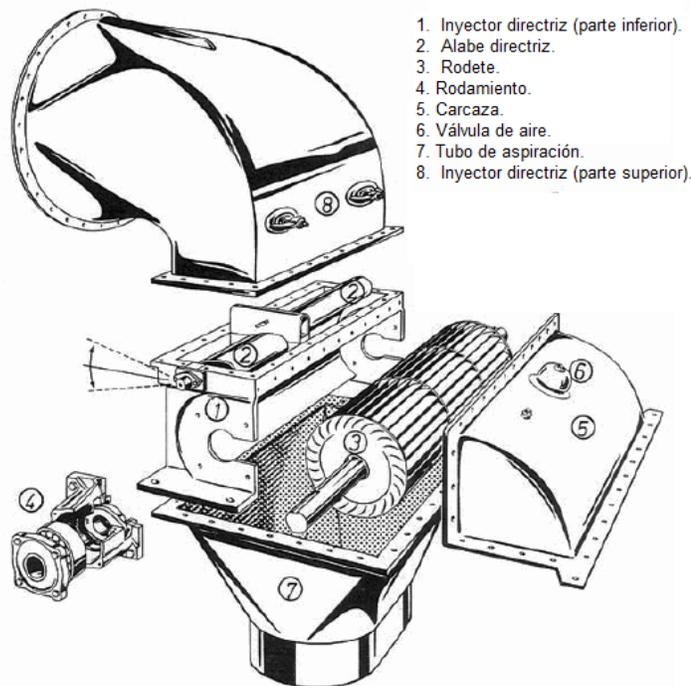
Se presume que la turbina *Michell-Banki* puede jugar un papel fundamental en el desarrollo de pequeños proyectos hidroeléctricos para uso rural, o en zonas aisladas que no cuenten con la prestación del servicio de energía eléctrica a través del Sistema de Interconexión Nacional (SENI).

2.4. Componentes principales de la turbina *Michell-Banki*.

Distribuidor, tobera, inyector o inyector directriz.

El distribuidor, tobera, inyector o inyector directriz; es un ducto cuya única finalidad es conducir al flujo de la tubería de presión de la central, mini central o micro central hidroeléctrica al rodete; transformando la energía potencial del fluido en energía cinética, de modo que el rodete pueda aprovechar esta energía.

Figura 2.4.1 Esquema de la turbina hidráulica de flujo cruzado.



Álabe directriz, paleta directriz o compuerta de regulación

Es un elemento prescindible de la turbina, cumple una función semejante al obturador en la turbina Pelton o a los álabes móviles en las turbinas Francis, la cual es regular la carga variando el caudal.

Rotor o rodete.

Elemento principal de la turbina, cuya finalidad es transformar la energía cinética del fluido en energía mecánica de la manera más eficiente, aprovechando en forma óptima toda la energía cinética del fluido obtenida de la energía potencial del salto.

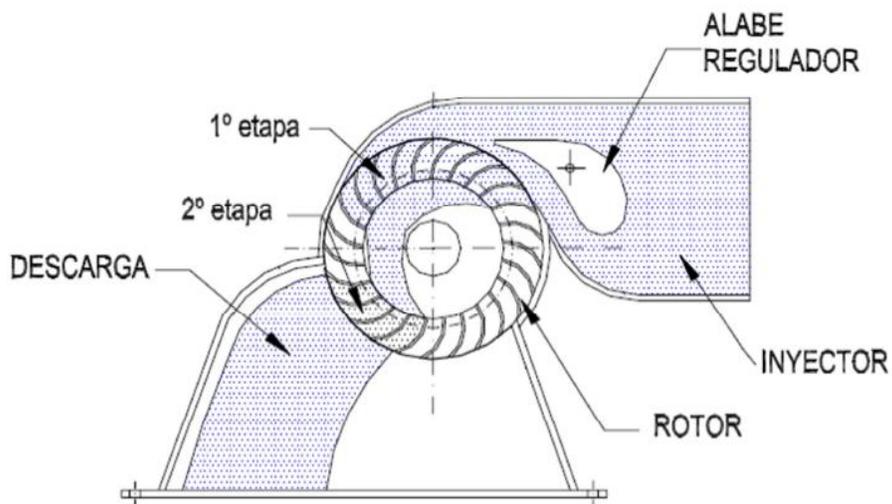
Carcaza

Elemento cuya finalidad fundamental es evitar el aspergeo del fluido en su trayectoria a través del rodete; dependiendo del modelo, otra finalidad puede ser, la de soportar la estructura de la turbina o parte de ella y transmitir los efectos o parte de ellos a los apoyos o soportes de la turbina; en el caso de emplear el tubo de aspiración, el elemento especificado debe asegurar la hermeticidad correspondiente para contar con la depresión requerida en toda la instalación.

Tubo de aspiración

Elemento cuya finalidad es semejante al tubo de aspiración de la turbina Francis, recupera parte de la altura libre.

Figura 2.4.2. Corte transversal de la turbina hidráulica de flujo cruzado.



2.5. Particularidades en el dimensionamiento y selección de la Turbina *Michell-Banki* como turbo máquina de acción.

Se considera a la turbina *Michell-Banki* como una turbo máquina de acción pura, por tal motivo se puede hacer una analogía con el análisis de máxima eficiencia como en las turbinas Pelton (Zarate, 1987).

Según la teoría de las turbo máquinas, se puede considerar como nivel de referencia la altura útil del salto y el eje de la turbina, arribando a la segunda forma de la ecuación de Euler para turbo máquinas (Mataix, 1967):

$$H = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad 2.5.1$$

Donde el primer término de esta ecuación representa la variación de energía cinética que se produce en el fluido entre la entrada y la salida de la máquina; el segundo término representa el cambio de presión debido a la variación de la fuerza centrífuga entre la entrada y la salida de la misma; y el tercer término, finalmente, traduce el cambio de presión debido a la variación de la velocidad relativa del fluido entre la entrada y la salida. Por lo tanto el primer término es energía cinética o dinámica y los otros dos términos energía de presión o energía estática, es decir:

$$H_{\text{tot}} = H_{\text{din}} - H_{\text{est}} \quad 2.5.2$$

El cambio energético está formado por un término que se conoce como dinámico y un término representativo del trabajo de las fuerzas de presión, que denominaremos estático. El grado de reacción es la relación entre la energía estática que se transforma dentro del rotor y la energía total.

$$G_R = \frac{H_{\text{est}}}{H_{\text{tot}}} \quad 2.5.3$$

En las turbinas de acción el grado de reacción G_R es igual a cero, es decir que se puede demostrar que $p_1 = p_2$, o sea que el escurrimiento a través del rotor es a presión constante. En definitiva, a la entrada y salida del rodete predomina la presión atmosférica (Mataix, 1982).

2.5.1. Condición de máxima utilización en las turbo máquinas de acción.

El agua no puede ceder toda su energía al rotor a su paso por entre los álabes. Necesita conservar una energía cinética residual para que ésta pueda correr hasta la descarga, manteniendo sus condiciones de flujo estable (Polo Encinas, 1976).

Se define un Factor de Utilización e y viene dado por la relación:

$$e = \frac{\text{Energía utilizada}}{\text{Energía utilizable}} = \frac{E}{E + \frac{C_2^2}{2g}} \quad 2.5.4$$

Se va a calcular el máximo de e en función de la relación u/C_1 (velocidad tangencial de la rueda a la velocidad absoluta del chorro). Si expresamos la energía en función del ángulo β se tiene:

$$E = \frac{uw}{g} (1 + \text{Cos } \beta) \quad 2.5.5$$

Mediante las componentes energéticas

$$E = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad 2.5.6$$

Se tiene:

$$e = \frac{\frac{uw}{g(1 + \text{Cos } \beta)}}{\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{C_2^2}{2g}} = \frac{uw(1 + \text{Cos } \beta)}{\frac{C_1^2}{2}} = \frac{2uw(1 + \text{Cos } \beta)}{C_1^2}$$

Como $C = u + w$ entonces $w = C_1 - u$ reemplazando tenemos.

$$e = \frac{2u(C_1 - u)(1 - \text{Cos } \beta)}{C_1^2}$$

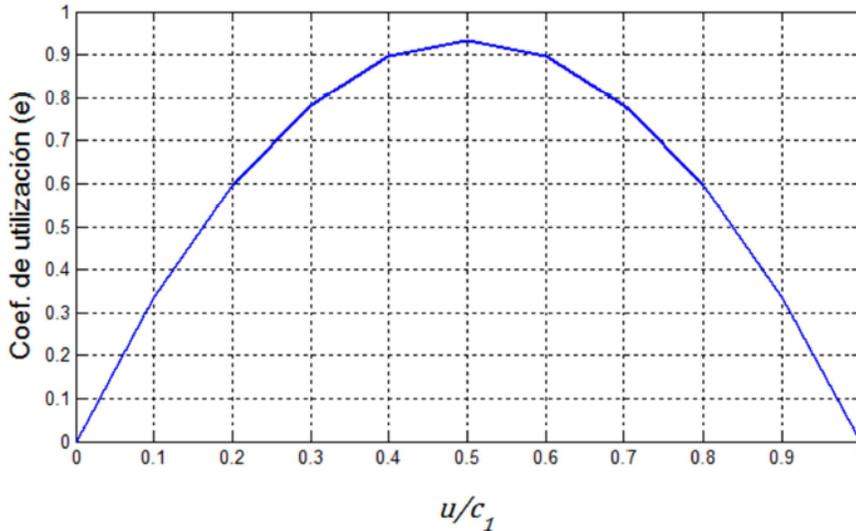
Reordenando se tiene:

$$e = 2 \left[\frac{u}{C_1} - \left(\frac{u}{C_1} \right)^2 \right] (1 + \cos \beta) \quad 2.5.7$$

La figura 2.5.1 muestra la variación del coeficiente de utilización en función de la relación entre la velocidad periférica del rotor y la velocidad absoluta del fluido (u/C_1) se puede apreciar claramente la máxima utilización de la energía del agua para una relación.

$$\frac{u}{C_1} = 0.5 \quad 2.5.8$$

Figura 2.5.1. Variación del coeficiente de utilización (e) (Dixon, 1998).



Derivando respecto a u/C_1 variable independiente e igualando a cero, se puede calcular el valor de u/C_1 que hace máximo al coeficiente de utilización e.

$$\frac{de}{d\left(\frac{u}{C_1}\right)} = 2 \left[\frac{u}{C_1} - 2 \left(\frac{u}{C_1} \right) \right] (1 + \cos \beta)$$

La segunda derivada es negativa, lo que prueba que la primera es un máximo. Como se está calculando u/C_1 para una turbina determinada, con un ángulo del álabe a la salida β fijo, se tiene que en la expresión anterior puede anularse el primer paréntesis.

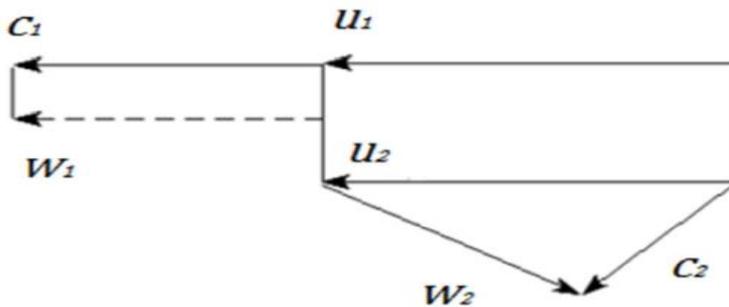
$$1 - 2 \frac{u}{C_1} = 0$$

Llegándose a la siguiente relación:

$$\frac{u}{C_1} = \frac{1}{2} \quad 2.5.9$$

La cual representa la condición para obtener una máxima utilización de la energía del agua con una turbina de acción convencional (Turbina Pelton), que se representa mediante los triángulos de velocidades en la Figura 2.5.2

Figura 2.5.2 Triángulos de velocidades que corresponden a la condición de máxima eficiencia (Instituto Nacional de Energía, 1986).



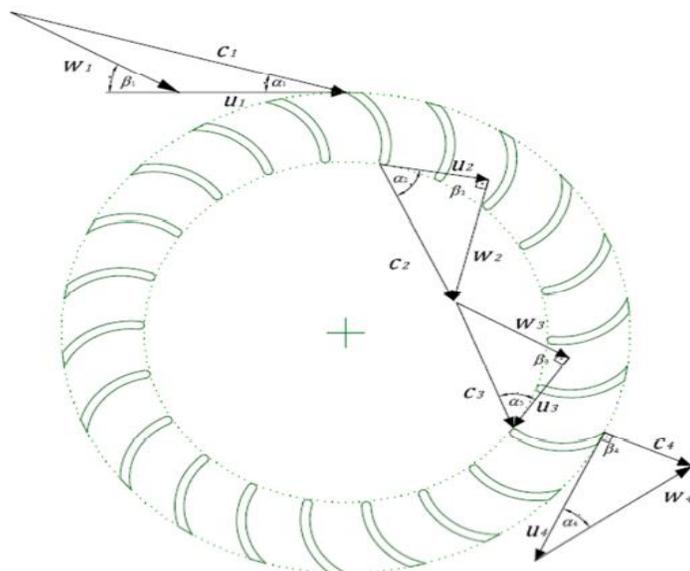
Considerando a la turbina *Michell-Banki* como una turbina de acción pura o de impulso, se puede realizar el diseño hidráulico de la misma haciendo un análisis análogo a lo que se ha realizado por diferentes autores para una turbina Pelton (Staniscia, 1990). Sin embargo, debido a las diferencias existentes entre las características de diseño de cada tipo de máquina, se debe realizar algunas consideraciones distintas a las realizadas en la turbinas Pelton.

2.6. Diagramas de velocidades en una turbina *Michell Banki*.

En la figura 2.6.1 se aprecian los triángulos de velocidades para las dos etapas ya mencionadas (García, 2011). Como puede verse, existe una total semejanza entre el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa y el de entrada a la

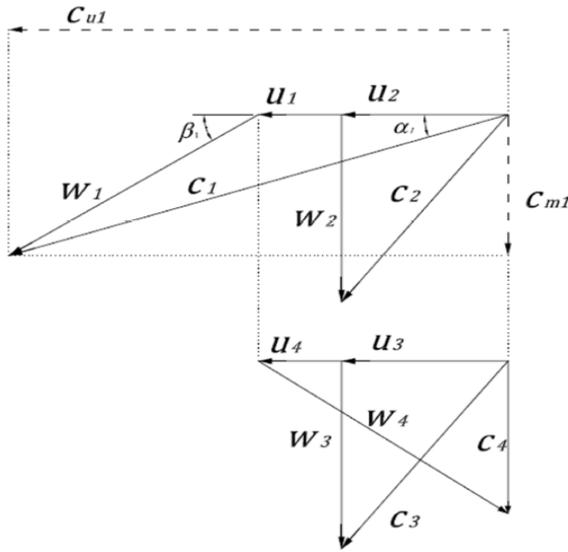
segunda etapa. Esto se debe a que el flujo en esa transición es una corriente libre que no interfiere con elemento alguno del rotor.

Figura2.6.1. Triángulos de velocidades para las dos etapas del rotor de la turbina Michell-Banki (Asuaje, y otros, 2011).



El diseño hidráulico de esta máquina se realiza con base a la suposición de que es una turbina de acción. Pero debido a estas características se debe modificar el principio de máxima utilización de la energía en lo referente a la relación de velocidades.

Figura 2.6.2 Triángulos de velocidades para la condición de máxima utilización de energía.



Esto se debe a que el agua no ingresa en forma totalmente paralela al plano longitudinal que contiene al eje como ocurre en una turbina Pelton. Esta modificación traerá aparejada una variación en los ángulos de entrada del fluido, considerados óptimos.

La velocidad absoluta de entrada del agua en el inyector para una máquina de acción está dada por (Cotacallapa, 2005).

$$C_1 = k_c \sqrt{2 g H} \quad 2.6.1$$

De acuerdo a esto y analizando los triángulos de velocidades:

$$w_1^2 = C_1^2 - u_1^2 - 2 C_1 u_1 \cos \alpha_1$$

Aplicando el principio de máxima utilización:

$$w_1^2 = C_1^2 - \left(\frac{C_{1u}}{2}\right)^2 - 2 C_1 \frac{C_{1u}}{2} \cos \alpha_1$$

Y observando el triángulo de velocidades.

$$w_1^2 = C_1^2 - \left(\frac{C_1 \cos \alpha_1}{2}\right)^2 - 2 C_1 \frac{C_1 \cos \alpha_1}{2} \cos \alpha_1$$

Simplificando:

$$w_1^2 = C_1^2 \left(1 - \frac{3}{4} \cos^2 \alpha_1\right) \quad 2.6.2$$

Si se cumple

$$C_{m1} = C_1 \sin \alpha_1 \quad 2.6.3$$

$$C_{m1} = w_1 \cos \beta_1 \quad 2.6.4$$

Relacionando la ecuación (3.6.2), la ecuación (3.6.3) y la ecuación (3.6.4) y despejando el ángulo β_1 se obtiene:

$$\beta_1 = \arcsen \frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cos^2 \alpha_1}} \quad 2.6.5$$

El ángulo α_1 varía generalmente entre los 14° y los 17°

Según ecuación. (2.6.5) el ángulo β_1 variará de acuerdo a los valores mostrados a continuación en la tabla 2.6.1.

La velocidad del agua a la salida del inyector es igual a la velocidad de ingreso del agua en el rodete. Este chorro de agua a su vez se orienta hacia el rodete con un ángulo promedio α_1 , el cual posee valores prácticos que se encuentran alrededor de 16 grados (OLADE, 1980).

Tabla 2.6.1 Variación del ángulo β_1 en función de α_1 .

α_1	β_1
15	28.187
15.2	28.519

15.4	28.850
15.6	29.179
15.8	29.507
15.9	29.671
16	29.834
16.1	29.997
16.102	30.000
16.2	30.159
16.4	30.482
16.6	30.804
16.8	31.125
17	31.444

2.6.1 Coeficiente de velocidad kC del inyector.

Los perfiles de los álabes de las turbinas se determinan en base a los perfiles 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 superficie del reservorio, donde la velocidad del agua es aproximadamente cero y la salida del inyector.

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{C_0^2}{2g} + Z_0 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} + Z_1 + \Delta H_t + \Delta H_i \quad 2.6.6.$$

Dónde:

C_0 y C_1 : Velocidad de una partícula de agua en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente (m/s).

P_0 y P_i : Presión en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente. En este caso las dos presiones pueden considerarse iguales a la atmosférica cuando la descarga de la turbina se hace sin tubo de succión. (Pa)

Z_0 y Z_i : Niveles topográficos, en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente, y su diferencia es igual al salto bruto. (m)

ΔH_t : Pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería de presión (m).

ΔH_i : Pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes del inyector (m).

Con estas consideraciones la velocidad de salida del agua del inyector se determina.

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \sqrt{2 g H} \quad 2.6.7.$$

Dónde:

H: es el salto neto, obtenido de la diferencia entre el salto bruto y las Pérdidas de presión en la tubería. (m)

K_C : se define como el coeficiente de velocidad del inyector.

$$k_C = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \quad 2.6.8.$$

El coeficiente de velocidad afecta a la velocidad absoluta de entrada y tiene en cuenta las Pérdidas que se generan en el escurrimiento dentro del inyector. De acuerdo a esto se puede indicar que el coeficiente k_C afectará en forma directa al rendimiento hidráulico de la turbina, de manera que cuando k_C se aleja de la unidad decreciendo su valor (lo que equivale a un inyector ineficiente) se hace necesario un incremento en el ángulo de admisión.

La velocidad de salida del eyector queda expresada.

$$C_i = k_c \sqrt{2 g H} \quad 2.6.9.$$

El coeficiente k_c es un valor determinado generalmente en forma experimental y se han obtenido valores que van desde 0,95 a 0,98, la OLADE indica este valor se ha comprobado de forma práctica en el rango 0,97 a 0,98. Los distintos investigadores han obtenido valores de k_c que van desde 0,95 (Ulku, 1988) o 0,97 a 0,98 (Scheurer; 1980), k_c toma valores entre 0,97 y 0,99), (Mataix, 1975) o 0,96 y 0,98 (Vivier, 1966).

Por su parte investigaciones sobre esta máquina realizadas arrojan valores tales como $k_c = 0,967$, valor que se adoptará en la etapa de diseño (Marchegiani, 1992). (Zarate, 1987)

2.6.2 Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor.

Como se mencionó anteriormente la velocidad del inyector está dada por la Ec. 3.6.1, que reduciéndola se tiene:

$$C_1 = k_c \sqrt{2 g H} \quad 2.6.10.$$

$$C_1 = k_c \sqrt{2 \times 9.81} \sqrt{H}$$

$$C_1 = 4.429 k_c \sqrt{H} \quad 2.6.11.$$

Considerando la hipótesis de impulso y de acuerdo al triángulo de velocidades a la entrada se tiene:

$$u_1 = \frac{C_{1u}}{2} = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1 \quad 2.6.12.$$

También es conocido que en las turbinas de acción, la velocidad u_1 se expresa por (OLADE):

$$u_1 = k_u C_1 \cos \alpha_1 \quad 2.6.13.$$

Siendo k_u el coeficiente de velocidad tangencial, que en el caso de las turbinas de acción poseen un valor aproximado a $k_u = 1 / 2$ o lo que es lo mismo $k_u = 0.5$

$$u_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1$$

Lo cual coincide con la ecuación (3.6.11)

Teniendo en cuenta.

$$C_1 = 4.429 k_C \sqrt{H} \quad 2.6.14.$$

Y sustituyendo

$$u_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1 = \frac{4.429 k_C \sqrt{H} \cos \alpha_1}{2}$$

Simplificando

$$u_1 = 2.214 k_C \sqrt{H} \cos \alpha_1 \quad 2.6.15.$$

Y si $\alpha_1 = 16,102^\circ$, la velocidad tangencial será:

$$u_1 = 2.127 k_C \sqrt{H} \quad 2.6.16.$$

Aplicando teorema del seno sobre el triángulo de velocidades a la entrada.

$$\frac{C_1}{\text{Sen}(180 - \beta_1)} = \frac{w_1}{\text{Sen} \alpha_1}$$

Despejando w_1

$$w_1 = \frac{C_1 \text{ Sen } \alpha_1}{\text{Sen } (180 - \beta_1)}$$

Reemplazando el valor de C_1 ecuación 3.6.10, en la última expresión se obtiene:

$$C_1 = 4.429 k_C \sqrt{H} \quad 2.6.17.$$

$$w_1 = 4.429 k_C \sqrt{H} \frac{\text{Sen } \alpha_1}{\text{Sen } (180 - \beta_1)}$$

Si $\alpha_1 = 16,102$ entonces $\beta_1 = 30^\circ$, por lo tanto la velocidad relativa al ingreso del queda:

$$w_1 = 2.458 k_C \sqrt{H} \quad 2.6.18.$$

La OLADE propone la siguiente expresión para el cálculo de la relativa de ingreso.

$$w_1 = C_1 \sqrt{1 - k_u(2 - k_u) \text{Cos}^2 \alpha_1} \quad 2.6.19$$

Por último para completar la resolución del triángulo de velocidades a la entrada se obtiene el valor de C_{m1} :

$$C_{m1} = C_1 \text{ Sen } \alpha_1 \quad 2.6.20.$$

$$C_{m1} = 4.429 k_C \sqrt{H} \text{ Sen } \alpha_1 \quad 2.6.21.$$

Es decir:

$$C_{m1} = 2.129 k_C \sqrt{H} \quad 2.6.22.$$

En el interior del rodete, se cumple que los triángulos de velocidades son iguales (OLADE, 1980), debido a que:

$$u_2 = u_3 \quad 2.6.23.$$

$$C_2 = C_3 \quad 2.6.24.$$

$$\alpha_2 = \alpha_3 \quad 2.6.25.$$

$$\beta_3 = 180 - \beta_2 \quad 2.6.26.$$

Por lo tanto se llega a la conclusión que:

$$\beta_3 = \beta_2 = 90^\circ \quad 2.6.27.$$

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

$$u_4 = u_1 = k_u C_1 \cos \alpha_1 \quad 2.6.28.$$

$$\beta_1 = 180 - \beta_4 \quad 2.6.29.$$

$$\beta_4 = \arcsin \left[\frac{\sin \alpha_1}{(1 - k_u(2 - k_u) \cos^2 \alpha_2)^{\frac{1}{2}}} \right] \quad 2.6.30.$$

La velocidad relativa a la salida estará expresada por (OLADE):

$$w_4 = k_f w_1 \quad 2.6.31.$$

Dónde:

k_f Coeficiente de velocidad relativa que expresa la Pérdida por fricción del agua con los álabes del rodete. Puede aproximarse a 0.98 (OLADE, 1980).

$$w_4 = 0.98 w_1 \quad 2.6.32.$$

La velocidad absoluta del agua a la salida del rodete, puede ser expresada por

$$C_4 = C_1 \sqrt{k_f^2 (1 - k_u(2 - k_u) \cos^2 \alpha_1) + k_u^2 \cos^2 \alpha_1 - 2 k_f \cos^2 \alpha_1 (1 - k_u) k_u} \quad 2.6.33.$$

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

$$\alpha_4 = \arcsen \left| \frac{k_f \text{Sen } \beta_4 \sqrt{1 - k_u(2 - k_u) \text{Cos}^2 \alpha_1}}{k_f^2 + k_u \text{Cos}^2 \alpha_1 (k_u - k_f^2(2 - k_u) - k_f)} \right| \quad 2.6.34.$$

Todas estas velocidades se pueden expresar en forma práctica cuando se definen las constantes. El ángulo $\alpha_1 = 16^\circ$, un coeficiente de velocidad $k_c = 0.98$, un coeficiente de velocidad tangencial $k_u = 0.5$ y un coeficiente de velocidad relativa $k_f = 0.98$ se obtienen las siguientes relaciones.

$$C_1 = 4.34 \sqrt{H} \quad 2.6.35.$$

$$u_1 = 2.09 \sqrt{H} \quad 2.6.36.$$

$$w_1 = 2.40 \sqrt{H} \quad 2.6.37.$$

$$w_4 = 2.35 \sqrt{H} \quad 2.6.38.$$

$$C_4 = 1.20 \sqrt{H} \quad 2.6.39.$$

$$\beta_1 = 29.83^\circ \cong 30^\circ \quad 2.6.40.$$

$$\beta_2 = \beta_2 = 90^\circ \quad 2.6.41.$$

Como puede observarse los diagramas de velocidad solo dependen del salto y los ángulos son independientes de las condiciones del salto y caudal.

2.7. Factores que influyen en la eficiencia hidráulica de la turbina.

La eficiencia hidráulica de la turbina se estima a partir de la ecuación general de las turbinas.

$$\eta_h g H = u_1 C_1 \text{Cos } \alpha_1 - u_4 C_4 \text{Cos } \alpha_4 \quad 2.7.1$$

Y se obtiene que:

$$\eta_h = 2 k_c^2 \cos^2 \alpha_1 k_u (1 - k_u) (1 + k_f) \quad 2.7.2$$

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

2.8. Criterios para el dimensionamiento y cálculo hidráulico de una turbina *Michell Banki*.

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 eyector 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 a la descarga de la turbina.

2.8.1 Criterios para el dimensionamiento y cálculo hidráulico del rodete de una turbina *Michell-Banki*.

Selección y cálculo del diámetro del rodete.

Para la selección y cálculo del diámetro adecuado del rotor de la turbina, se deben tener en cuenta algunos factores que gravitan en el diseño:

- Si se reduce el diámetro exterior del rodete se reduce el rendimiento hidráulico.
- El diámetro exterior del rodete influye notablemente en la velocidad de rotación de la turbina. Un rodete de mayor diámetro requiere de un multiplicador con mayor relación de transmisión y menor rendimiento de la misma.

- Los rodetes con diámetro exterior más grandes tienen una velocidad de embalamiento menor.
- Se debe mantener una cierta proporcionalidad entre el diámetro y el ancho de la turbina a fin de evitar cambios de sección demasiado bruscos entre la tubería y el inyector que provoquen fuertes perturbaciones en la vena fluida.

Una turbina Michell-Banki opera en condiciones similares cuando el valor $Q_D/\sqrt{H_D}$ es constante, también se sabe que la eficiencia de estas turbinas no varía apreciablemente en amplios intervalos de valores de Q y H. (Pérez 2007).

De acuerdo a la tabla (2.8.1) que es resultado de la experiencia recabada de distintos aprovechamientos hidroeléctricos existentes y pruebas de laboratorio realizadas a turbinas Michell-Banki. Estos han sido tomados como base, la realización de normalización por varios autores y productores de turbinas (Instituto Nacional de Energía, Ecuador, 1986).

Se parte de normalizar los siguientes diámetros:

D=200 mm, D=300 mm, D=400 mm, D=500 mm.

Tabla 2.8.1. Selección del diámetro del rotor (Instituto Nacional de Energía, Ecuador, 1986).

$\frac{Q}{\sqrt{H}}$	Diámetro exterior del rotor, D ₂ (mm)
0.02236 – 0.04743	200
0.04743 – 0.07906	300
0.07906 – 0.11068	400
0.11068 – 0.15812	500

El diámetro del rodete se puede calcular en función de la altura y de la velocidad de rotación expresada en la siguiente ecuación (2.8.1):

$$D_2 = 39.85 \frac{\sqrt{H}}{n} \quad 2.8.1.$$

Se tiene que la relación del diámetro interno D_i , con respecto al diámetro externo D_2 , se expresa por:

$$\frac{D_i}{D_2} = \sqrt{\frac{2(k_u \cos^2 \alpha_2 - 1) + \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_2 (1 - k_u) k_u}}{2 k_u^2 \cos^2 \alpha_2}} \quad 2.8.2.$$

Si consideramos $\alpha_2 = 16^\circ$ $k_u = 0,5$

$$D_i = 0,66 D_2 \quad 2.8.3.$$

Esto coincide con los resultados de (Pérez, 2007):

Dimensionamiento y cálculo de los álabes del rodete.

Radio de curvatura de los álabes del rodete.

El radio de curvatura, r de los álabes del rodete se expresan también en función del diámetro del rodete y el ángulo del álabe β_2 .

$$r = \frac{D_2}{4 \cos \beta_2} \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_2} \right)^2 \right] \quad 2.8.4.$$

Sustituyendo los valores conocidos se puede expresar como:

$$r = 0.163 D_2 \quad 2.8.5.$$

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

$$\phi = 2 \arctan \left[\frac{\cos \beta_2}{\frac{D_i}{D_2} + \sin \beta_2} \right] \quad 2.8.6.$$

Cuando el ángulo es igual a $\alpha_2 = 16^\circ$ este 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. Como

se ha podido observar, al igual que en el inyector conociendo el diámetro del rodete se puede encontrar todas sus dimensiones.

El ancho interno del rodete se obtiene luego de realizar el diseño al detalle del inyector y debe considerarse el espacio requerido para la soldadura de los álabes al disco.

En el diseño de una turbina *Michell-Banki* también se debe considerar que desde el punto de vista teórico existe una limitante en cuanto al arco de admisión, expresado por 2.8.7 (OLADE, 1989)

$$\angle BOC = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left| \frac{\sqrt{1 - k_u (2 - k_u) \operatorname{Cos}^2 \alpha_1}}{\left| \frac{D_i}{D_2} \right| k_u \operatorname{Cos} \alpha_1} \right| \quad 2.8.7.$$

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

$$k_o = \frac{\angle BOC}{360} \quad 2.8.8.$$

Considerando $\alpha_2 = 16^\circ$ $k_u = 0,5$

$$k_o = \frac{\angle BOC}{360} \quad 2.8.9.$$

$$k_o = 0.334 \quad 2.8.10.$$

El porcentaje de admisión se toma 0.30

Determinación del diámetro máximo del eje.

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

$$d = D_i \operatorname{Cos} \left| \frac{\angle BOC}{2} \right| \quad 2.8.11.$$

En forma práctica se obtiene:

$$d = 0.328 D_2 \qquad 2.8.12.$$

Selección del número de álabes del rotor.

La selección del número de álabes se realiza en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal ((Intermediate Technology Development Group Perú, 2005).

Se debe tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las Pérdidas y el efecto de reja.

En la tabla 2.8.2. Que se muestra a continuación tiene en cuenta las premisas enunciadas anteriormente y permite adoptar un número de álabes óptimo en función del diámetro del rotor (Paz Pérez, y otros, 2007).

Tabla2.8.2. Parámetros característicos de distintos aprovechamientos (Instituto Nacional de Energía, 1986).

Referencia.	$\frac{D_2}{D_i}$	$\frac{D_2}{B}$	Z	η_h
YOKOHAMA, 1985, Japón	0.66	4.25	26	80.60
VIGM, 1986, CCCP	0.63	3.00	24	78.00
GANZ,1984, Hungría	0.66	1.00	30	75.00
ALABAMA,1983, USA	0.66	0.25	20	75.00
RESITA, 1983, Rumania	0.66	1.28	24	73.00
KTU, 1987, TRAZBON, Turquía	0.54	0.81	24	71.30
OREGON, 1949, USA	0.66	1.09	20	68.00
VDI, 1981, Etiopía	0.67	3.26	36	66.00

LOS ANDES, 1973, Colombia	0.62	1.87	27	60.60
ODTU, 1985, ANKARA, Turquía	0.83	1.44	30	55.50

Tabla 2.8.3. Selección del número de álabes del rotor (Instituto Nacional de Energía, 1986).

Diámetro del rotor D_2 (mm)	Número de Álabes, Z
200	22
300	24
400	26
500	28

Selección del espesor de los álabes del rotor.

Para facilitar la construcción de los álabes frecuentemente se utilizan tuberías comerciales de acero al carbono sin costura, éstas son cortadas formando un arco de circunferencia con ángulo θ , como se muestra en la Figura 4-17.

La tabla 2.8.4. Muestra los diámetros y espesores de tuberías recomendados para la construcción de los álabes (Paz, 2007).

Figura 2.8.1. Sección transversal de un álabe del rotor.

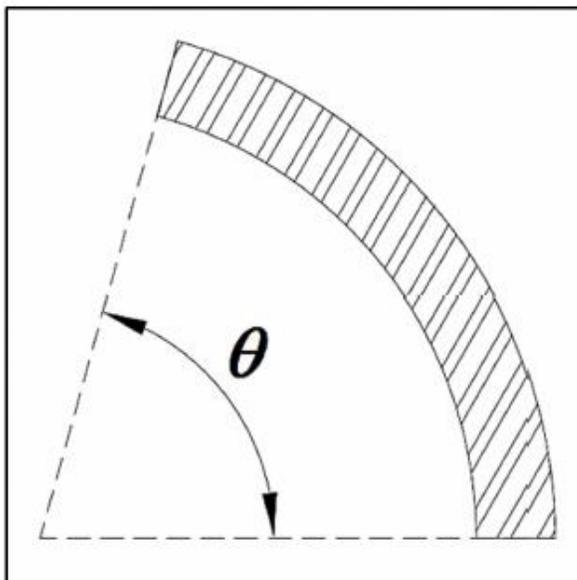


Tabla 2.8.4. Selección del espesor de los álabes del rotor (Instituto Nacional de Energía, 1986).

Rotor	Tubería			
	Diámetro (mm)	Diámetro nominal (pulg.)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)
200	200	2 ½"	5.16	8.62
300	300	4"	6.02	16.07
400	400	5"	6.55	21.78
500	500	6"	7.11	28.26

Dimensionamiento y cálculo del ancho del rotor.

Un factor importante a tener en cuenta es el cálculo del ancho del rotor. Este se calcula en función del diámetro seleccionado y los parámetros de funcionamiento Q y H (Intermediate Technology Development ITDG Group, Perú, 2005).

Considerando.

$$A_a = \frac{Q}{C_{m2}} \quad 2.8.13.$$

Dónde:

A_a Área de admisión (m²)

El área A_a se encuentra definida mediante la siguiente expresión.

$$A_a = P_z B Z_a \quad 2.8.14.$$

Dónde:

P_z Paso entre los álabes [m].

Z_a Número de álabes en la admisión.

El paso P_z se define como:

$$P_Z = \frac{\pi D_2}{Z} \quad 2.8.15.$$

Definiendo la relación X_Z como:

$$X_Z = \frac{Z_a}{Z} \quad 2.8.16.$$

Dónde:

X_Z Relación entre número de álabes de admisión Z_a y número de álabes totales del rotor Z .

El coeficiente X_Z varía normalmente entre 0,05 y 0,35; se adopta como valor de referencia:

$$X_Z = 0,175 \quad 2.8.17.$$

Igualando (2.8.14) y (2.8.15), considerando 2.8.17 y despejando B se tiene:

$$B = \frac{Q Z}{\pi D_2 C_2 \text{Sen } \alpha_2 Z_a} \quad 2.8.18.$$

Finalmente, la expresión para calcular el ancho del rotor queda (Zarate, 1987).

$$B = 0.259 \frac{Q}{k_c D_2 \sqrt{H} X_Z} \quad 2.8.19.$$

Cabe aclarar que el ancho del rotor dado por la ecuación anterior representa el valor de diseño mínimo requerido. Por otra parte la experiencia acumulada en la construcción de este tipo de máquinas demuestra que para que no existan Pérdidas de caudal en la interface entre el inyector y el rotor, el ancho del rotor deberá ser construido de 20 a 40 % mayor que el ancho del inyector (Pérez, 2007).

Diseño del inyector.

El inyector de una turbina de flujo transversal es el segundo componente de esta máquina que en conjunto con el rotor determinan la eficiencia de la misma. El inyector es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor. Esta conducción debe poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida, así como un bajo nivel de Pérdidas de carga, de manera que se logre la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética (Intermediate Technology Development Group, Perú, 2005).

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular, compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre el ancho del rotor determinado como ancho de admisión, una cara inferior y una cara superior envolvente que guía el flujo. La cara superior posee una curva con un ángulo α_1 óptimo constante en cada punto de la misma donde la velocidad absoluta será tangente. La cara inferior es recta y puede tener un ángulo de 5° como máximo.

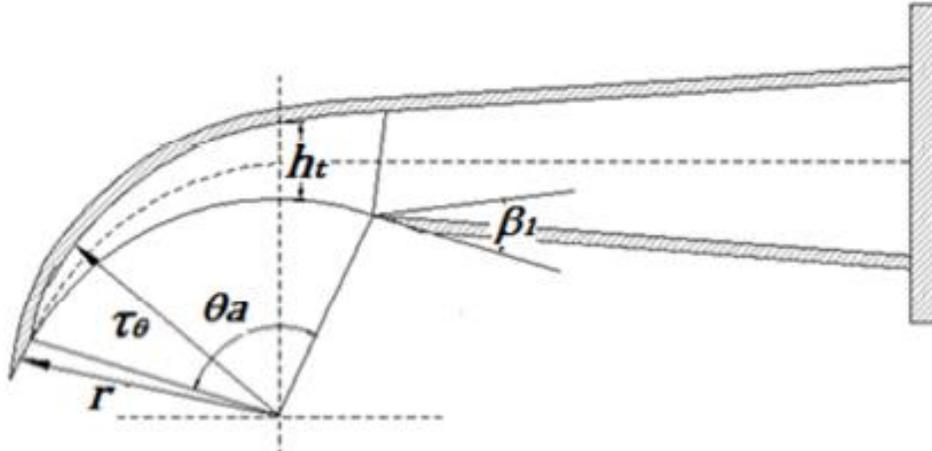
El chorro entra al rotor con un ángulo α_1 que es tangente a la periferia de la rueda. El flujo que abandona las paredes sólidas del inyector es definido como un chorro libre y como la velocidad a la salida tiene un valor un poco más pequeño que el valor de diseño, provoca un incremento en el arco de entrada.

La diversidad de diseño en la geometría del inyector hace que se adopten distintos ángulos de admisión. A través de las diversas investigaciones que se han realizado sobre esta máquina se tienen ángulos de admisión (θ_a) que van desde los 30° hasta los 120° , aunque gran parte de la bibliografía existente parece coincidir en que el ángulo de admisión θ_a óptimo para este tipo de turbina es de alrededor de los 90° .

Tanto el ángulo como el arco de admisión estarán definidos de acuerdo con el valor de X_z adoptado con anterioridad, es decir, por el número de álabes en la admisión.

A continuación, en la Figura 4-18 se observa el esquema del inyector con las principales dimensiones.

Figura 2.8.2. Dimensiones características del inyector (ITDG- Grup, 2006).



El arco de admisión viene dado por la siguiente expresión:

$$L_a = \frac{\pi D}{Z} + Z_a + Z_a e \quad 2.8.20$$

Luego:

$$\theta_a = \frac{360}{\pi D} L_a \quad 2.8.21$$

Dónde:

L_a Longitud del arco de admisión (m)].

e Espesor del álabes (m).

θ_a Ángulo de admisión del rotor (°).

τ_θ Radio de curva de la envolvente del inyector (m).

θ_i Ángulo de la envolvente en un punto cualquiera (°).

C Constante de la Ley de Torbellino Potencial (m^2/s).

η_h Rendimiento hidráulico

Finalmente, la altura del inyector h_t en cada punto de la envolvente está dada por:

$$h_t = r_{\theta} - r \quad 2.8.22.$$

Dónde:

h_t altura del inyector en cada punto de la envolvente, en (m).

Ancho del inyector.

Se conocen diferentes geometrías de inyector para turbinas *Michell-Banki*, varias de ellas se muestran en la figura No 6. Se puede observar que algunas de ellas poseen un álabe de compuerta, otras un álabe directriz con diferentes geometrías y en algunos casos se diseña un inyector sin álabes de regulación. También se diseñan eyectores con uno o dos compartimentos para mejorar la eficiencia de la turbina cuando trabaja a cargas parciales. En la figura se puede observar la variación de la eficiencia de la turbina de acuerdo al número de compartimentos y las proporciones de sus dimensiones.

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 de ambos conductos.

La OLADE (OLADE 1980) da a conocer la geometría de un inyector con álabe directriz, el cual se ha calculado de acuerdo a la metodología del apartado anterior y considerando un álabe cuya geometría aerodinámica reduzca el torque de accionamiento para la regulación del flujo de agua. Se ha demostrado con ayuda del computador que el perfil que se muestra en la figura No. 8 es función del diámetro del rodete $8b$ y no sufre variación cuando se diseña para diferentes saltos y caudales. La única dimensión que varía en función del salto y caudal con que se diseña la turbina es el ancho del inyector. La OLADE (OLADE 1980) propone la siguiente expresión:

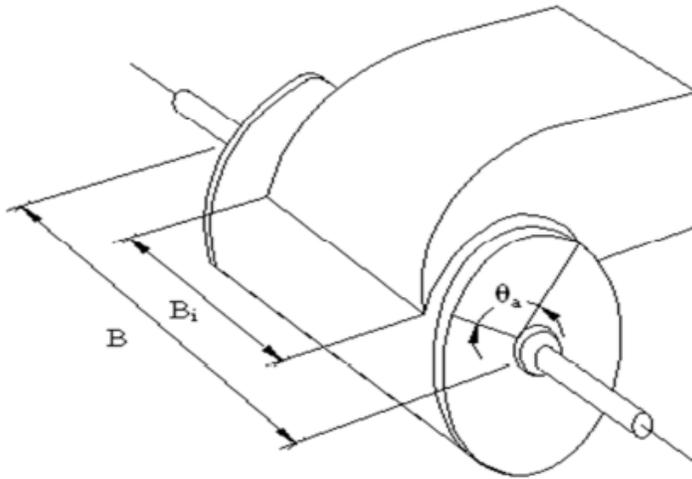
$$B_i = \frac{Q}{p (\pi D - e Z) k_0 k_c \sqrt{2 g H} \text{Sen } \alpha_1} \quad 2.8.23$$

Dónde:

p Factor de arco de admisión que para el caso que se desarrolla tiene el valor de 1.

K_0 Porcentaje de la circunferencia exterior por donde ingresa el agua.

Figura 2.8.3. Dimensiones características del inyector acoplado a la carcasa.



Para el cálculo del ancho del inyector, aplicando la ley de conservación de la masa entre la salida del inyector y la entrada del rotor se obtiene según (Pérez, 2007). Para caracterizar gráficamente al inyector se tiene la figura 2.8.2.

$$B_i = \frac{360 Q}{(\pi D - e Z) \theta_a k_c \sqrt{2 g H} \text{Sen } \alpha_1} \quad 2.8.24$$

Una formula práctica para determinar el ancho del inyector cuya geometría se indica en la figura 3.8.2 se expresa por (Catacora, 2004, 2012).

$$B = \frac{0.96 Q}{D_e \sqrt{H}} \quad 2.8.25$$

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

$$B = \text{Constante} \frac{Q}{D_e \sqrt{H}} \quad 2.8.26$$

Las dimensiones del perfil del inyector para diferentes diámetros del rodete se muestran en el Anexo III.1. En caso de utilizar diámetros del rodete diferentes a los indicados, se puede determinar las dimensiones utilizando el método de interpolación.

Razón de aspecto.

Esta relación expresa que proporción hay entre el ancho del rotor y el diámetro exterior del mismo.

$$\text{Razón de aspecto} = \frac{B}{D} \quad 2.8.27$$

La experiencia requiere que este valor esté comprendido entre 0,50 y 3,50 (Pérez, 2007).

2.9. Criterios para el cálculo y selección de la velocidad de giro del rotor de la turbina *Michell Banki*.

Una vez seleccionado el diámetro del rotor se procede a obtener la velocidad de giro. Por definición:

$$u_2 = WR_2 = \frac{2 \pi n}{60} \frac{D_2}{2} \quad 2.9.1$$

Dónde:

W: Velocidad angular (radianes / s).

R_2 : Radio exterior del rotor (m).

n : Velocidad de rotación (rpm).

D_2 : Diámetro exterior del rotor (m).

$$u_2 = \frac{\pi n}{60} D_2 \quad 2.9.2$$

Despejando n .

$$n = \frac{60}{\pi} \frac{u_2}{D_2} \quad 2.9.3$$

Reemplazando la expresión dada por ecuación (2.6.13) en ecuación. (2.8.27) y despejando.

$$n = k_u k_c \frac{\sqrt{2 g H}}{D_2} \text{Cos } \alpha_1 \frac{60}{\pi} \quad 2.9.4$$

Para las turbinas de reacción las condiciones óptimas se presentan cuando, $K_u=0.5$

Para $K_u=0.5$ la ecuación (3.9.2):

$$n = 42.284 k_c \frac{\sqrt{H}}{D_2} \text{Cos } \alpha_1 \quad 2.9.5$$

Para estas condiciones la velocidad calculada se le denomina número óptimo de revoluciones.

Para

$$k_n = 42.284 k_c \text{Cos } \alpha_1 \quad 2.9.6$$

El número óptimo de revoluciones será:

$$n_{op} = k_n \frac{\sqrt{H}}{D_2} \quad 2.9.7$$

Para las turbinas Michell-Banki, los valores de k_c y α_1 se recomiendan en determinados valores:

$$k_c = 0,98, \alpha_1 = 16,101^\circ$$

$$k_n = 39.85 \quad 2.9.8$$

Para la turbina Michell-Banki el cálculo del número óptimo de revoluciones se calcula por la expresión (2.9.9) la cual es normalmente utilizada por los especialistas en el diseño de estos equipos.

$$n_{op} = 39.85 \frac{\sqrt{H}}{D_2} \quad 2.9.9$$

El número óptimo de revoluciones para las turbinas Michell-Banki de la turbina unitaria coincide con las expresiones reportadas en la literatura especializada:

Para una carga unitaria $H_1=1$ el número óptimo de revoluciones será

$$n_u = k_u k_c \sqrt{2g} \cos \alpha_1 \frac{60}{\pi} \quad n_u = 39.84$$

$$n_u = 42.284 k_c \sqrt{2g} \cos \alpha_1 \quad n_u = 39.82$$

El número óptimo de revoluciones de una turbina unitaria siempre será $n=39.82$ rpm

Para el caso de la Turbina Michell-Banki

$$Nq = 39.84 \sqrt{Q_u} \quad 2.9.10$$

Capítulo III. Metodología de cálculo para la estandarización de turbinas hidráulicas *Michell-Banki*.

3.1. La estandarización de turbinas hidráulicas *Michell-Banki*.

La estandarización de turbinas hidráulicas (OLADE 1980) consiste en diseñar un número adecuado de turbinas, de tal modo que se complementen en su campo de aplicación y que en su conjunto cubran el rango de aplicaciones para un tipo de turbina.

Para establecer series normalizadas de turbinas, algunos autores (OLADE 1985) (Catacora, 2012), utilizan el número específico de revoluciones característico, expresada en función del caudal Q_D .

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q_D}}{H_D^{3/4}} \quad 3.1.1$$

Si para el punto de diseño Q_D y H_D , se hace corresponder la velocidad de rotación n con el valor del número óptimo de revoluciones de la turbina n_{op} :

$$n = n_{op}$$

La ecuación 3.1.1 queda de la siguiente forma:

$$n_q = n_{op} \frac{\sqrt{Q_D}}{H_D^{3/4}} \quad 3.1.2$$

El número óptimo de revoluciones de la turbina n_{op} se determina por la expresión (3.1.2).

$$n_{op} = k_n \frac{\sqrt{H_D}}{D_2} \quad 3.1.3$$

Dónde:

n_{op} Es el número óptimo de revoluciones de la turbina (rpm).

Sustituyendo (3.1.3) en (3.1.2) se obtiene el número específico de revoluciones n_q , expresado en función del diámetro del rodete.

$$n_q = k_n \frac{\sqrt{H_D}}{D_2} \frac{\sqrt{Q_D}}{H_D^{3/4}}$$
$$n_q = k_n \frac{1}{D_2} \frac{\sqrt{Q_D}}{H_D^{1/4}} \quad 3.1.4$$

De la expresión (3.1.4) se deduce que cuando se diseña una turbina hidráulica para una determinada condición del salto H_D y caudal Q_D , al asumir el diámetro del rodete, estamos definiendo el número específico de revoluciones que corresponden a las dimensiones de la turbina. Por tal motivo desde el punto de vista hidráulico, la turbina podría operar en todas las combinaciones de salto y caudal que cumplan con la siguiente expresión:

$$\frac{Q_D}{\sqrt{H}} = \left[\frac{D_2 n_q}{k_n} \right]^2 = k_D = \text{constante} \quad 3.1.5$$

Para las turbinas *Michell-Banki*:

$$k_n = 39.85 \quad 3.1.6$$

Para el caso específico de las turbinas *Michell-Banki* la ecuación (3.1.5) toma la siguiente forma.

$$\frac{Q_D}{\sqrt{H}} = \left[\frac{D_2 n_q}{39.85} \right]^2 = k_D = \text{constante} \quad 3.1.7$$

Si la misma turbina la operamos a cargas parciales, fuera de su punto de diseño Q_D , H_D , se podrían satisfacer un rango de combinaciones de carga y flujo.

Una vez establecido el rango de aplicación de determinado modelo de turbina, se pueden definir series de modelos que se complementen en su aplicación y con ello se consigue cumplir con el rango de aplicaciones para un modelo de turbina.

El número óptimo de revoluciones para las turbinas *Michell-Banki* en (rpm) está definido en la expresión 3.1.8.

$$n_{op} = 39.85 \frac{\sqrt{H_D}}{D_2} \quad 3.1.8$$

De esta expresión se deduce que a cada combinación de carga y diámetro le corresponde una velocidad de rotación n_{op} . Para utilizar acoplamiento directo, será necesario subdividir el campo de aplicación utilizando diferentes diámetros del rodete, de acuerdo a la velocidad sincrónica del generador. Generalmente la estandarización se realiza contemplando una transmisión por correas o engranes entre la turbina y el generador, la cual tiene una relación de transmisión de acuerdo al salto con que opera la turbina, esta girara a diferentes revoluciones por minuto y se deben hacer corresponder estas con la velocidad sincrónica del generador seleccionado a 60 Hz.

Es necesario resaltar que en la estandarización de la turbina *Michell-Banki* presenta la ventaja de poder establecer, para cada diámetro del rodete estándar, varios anchos de inyector, que a su vez define los tamaños de los rodetes de cada turbina estándar.

Para el caso de las turbinas *Michell-Banki* es muy sencilla la estandarización, ya que para un determinado diámetro puede ser adoptado un número de anchos del rodete para cubrir un mayor espectro por cada modelo y cubrir con una menor cantidad de modelos el espectro requerido en la región o país. En la estandarización se pueden establecer varios diámetros del eje, para la misma geometría de la turbina, en función del salto en que se pretenda ubicar. En estos casos se debe considerar que por razones mecánicas y geométricas existe un límite máximo del diámetro del eje del álabe directriz del inyector que a su vez define un ancho máximo del inyector para cada diámetro de rodete asumido.

El uso de las micro turbinas debe ir acompañado de la adopción de series normalizadas de turbinas. La adopción de la estandarización es el primer paso

para simplificar los proyectos, disminuir los costos iniciales y lograr un esquema operativo que disminuye los costos de mantenimiento operación y reemplazo. En general la estandarización de las turbinas Michell-Banki se realiza considerando como límite superior 100 m y que las unidades no desarrollan más de 1000.0 kW de potencia entregada por el generador al sistema eléctrico.

La selección del modelo de turbina a utilizar en un caso determinado se realiza intersectando los datos de salto y caudales en el gráfico de la estandarización. Para determinar el número de unidades requeridas se requiere determinar el porcentaje de carga parcial con que operara la turbina. Si el porcentaje de la carga parcial mínima es hasta un 30% se recomienda una sola unidad, en caso de ser superior al 15 % se recomiendan dos unidades y en casos excepcionales cuando esta relación es 7.5% se podría utilizar tres unidades. Estas recomendaciones se basan en el análisis de las curvas características de la eficiencia de la turbina Michell-Banki a cargas parciales.

3.2. Metodología de cálculo para la estandarización de turbinas hidráulicas Michell Banki.

La metodología utilizada es la propuesta por (Espinal. D, 2015) el cual desarrolla un procedimiento metodológico para la estandarización de turbinas hidráulicas para el aprovechamiento del potencial hidroenergético de bajas caídas.

3.2.1. Selección del campo de parámetros, flujos, Q (m^3/s), carga, H (m) y potencia, N (kW) para la estandarización de turbinas hidráulicas.

El campo de parámetros, flujos Q (m^3/s), carga H (m) y potencia, N (kW) para la estandarización de turbinas hidráulicas se selecciona en función a dos aspectos fundamentales:

1. La evaluación del recurso disponible: Atendiendo a las combinaciones de carga y el flujo identificados en las aplicaciones seleccionadas.
2. La evaluación del grafico de demandas energéticas a cubrir en las aplicaciones seleccionadas.

En la selección del campo de parámetros para la estandarización de turbinas hidráulicas *Michell-Banki* deben ser tenidos en cuenta además los siguientes aspectos:

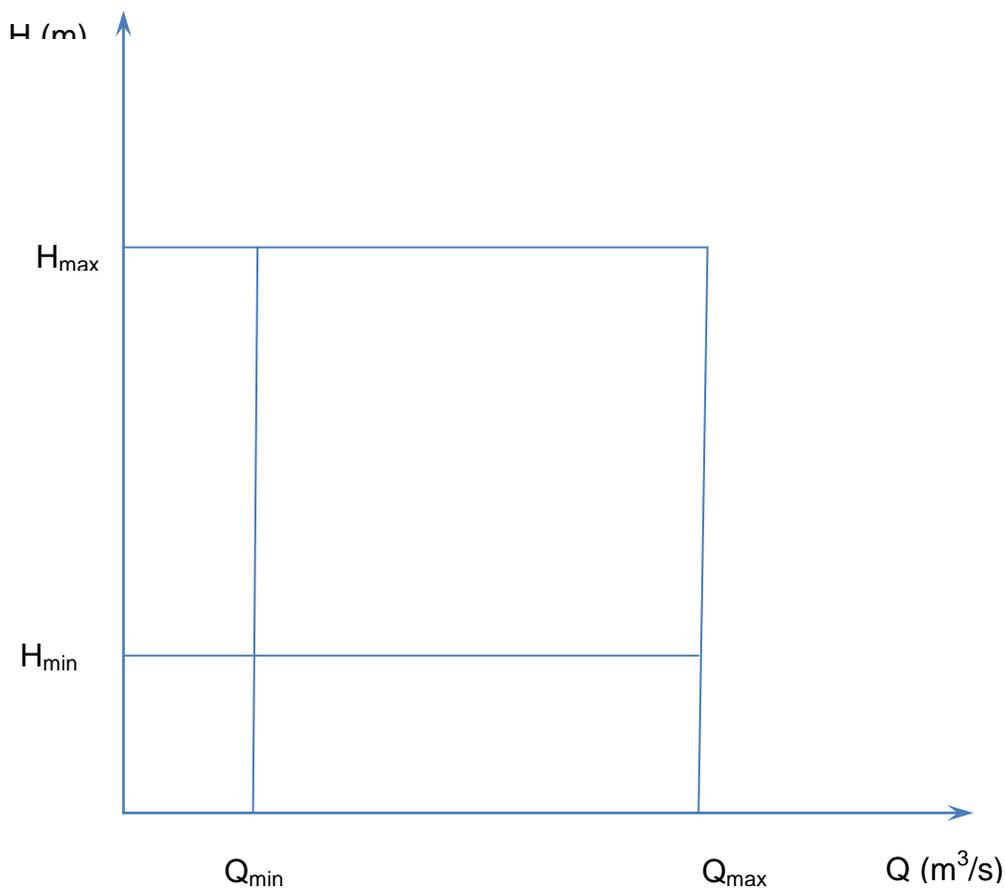
1. Para el caso específico de la carga mínima estará limitada a 2.5 m, en primera instancia por las posibilidades tecnológicas de las turbinas hidráulicas.
2. Para el caso de la carga la máxima estará limitada al rango de aplicación de la turbina.
3. Hay que tener en cuenta los diagramas de caudales de la cuenca y considerar que para aplicaciones en comunidades rurales aisladas las centrales serán a filo de agua, con vistas a disminuir los costos de las obras y los impactos.
4. Los usos de la energía eléctrica estarán limitados a servicios comunitarios y al uso residencial y en caso de que existan excedentes serán destinados y pequeñas aplicaciones comerciales. Para cada una de estas aplicaciones deben ser identificadas las demandas energéticas.

El campo de parámetros se obtiene a partir de determinar:

Tabla 3.2.1. Campo de parámetros, flujos Q (m^3/s), carga H (m) y potencia N (kW) para la estandarización de turbinas hidráulicas.

Parámetro	Mínimo	Máximo
Carga H , en (m)	H_{\min}	H_{\max}
Flujo Q , en (m^3/s)	Q_{\min}	H_{\max}
Potencia N (kW)	N_{\min}	N_{\max}

Figura 3.2.1. Campo de parámetros, flujos Q (m^3/s), carga H (m) para la estandarización de turbinas hidráulicas.

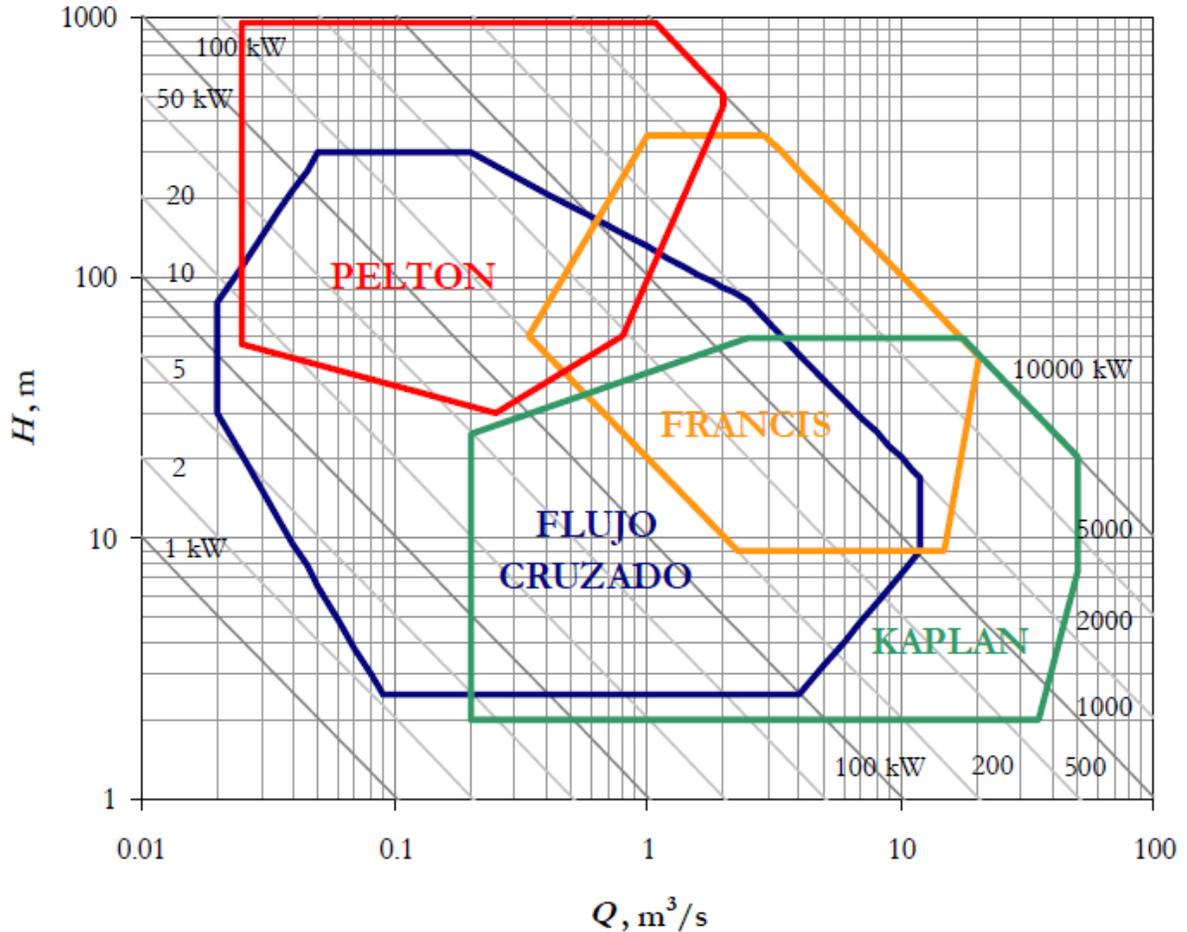


3.2.2. Selección de los tipos de turbinas a emplear.

Los tipos de turbinas a emplear se seleccionan de acuerdo al campo de parámetros establecidos para la estandarización: flujo, carga y potencia.

La selección se realiza delimitando el campo de parámetros establecido para la estandarización en el gráfico de selección de turbinas hidráulicas figura (3.2.2), según la ubicación de este campo se determina el tipos de turbinas utilizar.

Figura 3.2.2. Campo de utilización de las turbinas hidráulicas según su clasificación. (Rommel Benjamin 2005).



El campo de parámetros seleccionado, se delimita por el rango de flujo carga y potencia, establecido para la estandarización y se ubica en su totalidad en el gráfico de la figura (3.2.2). Se comprueba si existe superposición con el campo de aplicación de la turbina. Debe ser verificado si existe una superposición con las turbinas *Michell-Banki*.

3.2.3. Selección de los diámetros de la turbinas.

Los resultados mostrados en la tabla (3.2.2) se toman como criterio base para la realización de la estandarización por varios autores y han sido normalizados por varios fabricantes. Esta tabla es resultado de la experiencia recabada de distintos

aprovechamientos hidroeléctricos existentes y pruebas de laboratorio realizadas a turbinas Michell-Banki.

Se parte de normalizar los siguientes diámetros:

D=200 mm, D=300 mm, D=400 mm, D=500 mm.

Tabla 3.2.2. Selección del diámetro del rotor (Instituto Nacional de Energía, 1986).

$\frac{Q}{\sqrt{H}}$	Diámetro exterior del rotor, D ₂ (mm)
0.02236 – 0.04743	200
0.04743 – 0.07906	300
0.07906 – 0.11068	400
0.11068 – 0.15812	500

3.2.4. Selección de la zona de trabajo de cada diámetro.

La zona de trabajo de cada diámetro se establecerá:

1. En primera instancia estará limitada por el rendimiento de la turbina el cual debe mantenerse en determinado rango de Q_{\min} a Q_{\max} .
2. Una vez establecido el rango de trabajo para la primera sección de la turbina correspondiente a $1/3 B$, se amplía el rango a las dos secciones restantes, $2/3 B$ y $3/3 B$.

3.2.4.1. Establecimiento de las zonas de trabajo para cada diámetro, limitada por el rendimiento de la turbina.

La zona de trabajo de una turbina para un diámetro determinado se encuentra limitada por dos líneas de isoeficiencia correspondientes a Q_{\min} y Q_{\max} , respectivamente. Estas líneas se establecen de acuerdo al rendimiento mínimo admisible η_{\min} , que en todos los casos se asumirá en un porcentaje del caudal de diseño Q_D . Además de las líneas de isoeficiencia correspondientes a Q_{\min} y Q_{\max}

se traza la línea de isoeficiencia para Q_D que se corresponde con el rendimiento máximo.

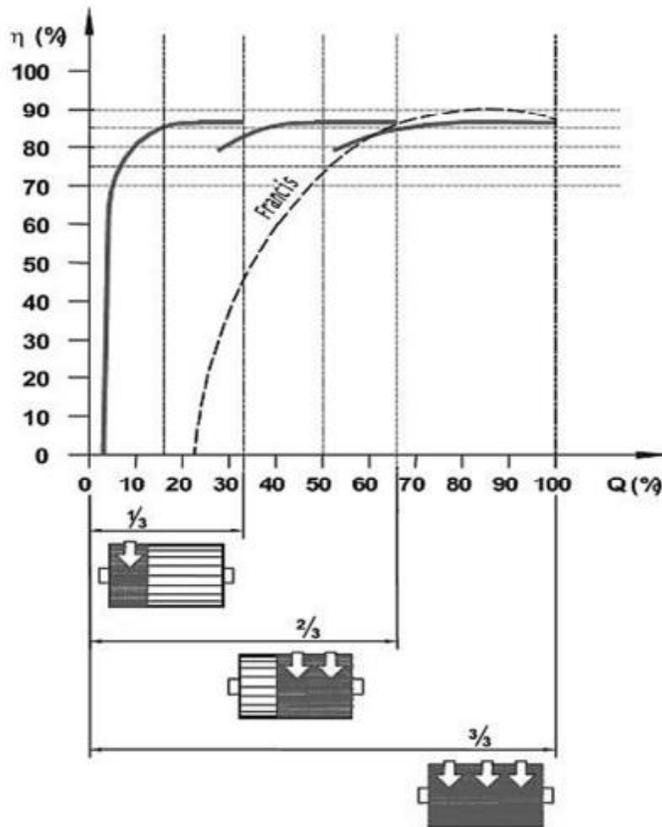
La línea de isoeficiencia para el punto de diseño para diámetro correspondiente se obtiene despejando Q_D de la ecuación 3.2.1.

$$\frac{Q_D}{\sqrt{H}} = \left[\frac{D_2 n_q}{k_n} \right]^2 = k_D = \text{constante} \quad 3.2.1$$

$$Q_D = k_D \sqrt{H} \quad 3.2.2$$

Para lograr la forma aplanada de su curva de rendimientos de la turbina *Michell-Banki*, lo cual es una característica muy atractiva para la generación aislada se toma para la estandarización un diseño de la turbina con admisión parcial. Se divide el rotor en 3 partes iguales y la admisión del agua se realiza por 1/3, 2/3 o la totalidad del rotor. Este tipo de diseño es el desarrollado por la firma *Osserberger* que construye una máquina como se ve en la *Figura 3.2.3*.

Figura 3.2.3 Curva de rendimiento de una turbina *Michell-Banki* con admisión parcial (Osserberg.com, 2012).



De acuerdo a la figura 3.2.3. El flujo total Q manipulado por la turbina *Michell-Banki* se divide de la siguiente forma.

Cuando la admisión de agua se realiza por la primera sección del rotor (S_1), correspondiente $1/3$ del ancho total del mismo.

El caudal de la primera sección del rotor se corresponde con $1/3$ del caudal total.

$$Q_{(S_1)} = \frac{1}{3} Q = 0.33 Q \quad 3.2.3$$

Según Osserberger (Osserberger.com, 2012), figura (3.2.3) el rango de flujo para el funcionamiento de la turbina *Michell-Banki* para la primera sección (S_1) correspondiente a $1/3$ del ancho total.

El flujo mínimo $Q_{\min(S_1)}$ es el 16 % del flujo total Q manipulado:

$$Q_{\min (S_1)} = 0.16 Q \quad 3.2. 4$$

El flujo mínimo $Q_{\max (S_1)}$ es el 33 % del flujo total Q manipulado:

$$Q_{\max (S_1)} = 0.33 Q \quad 3.2. 5$$

El flujo de diseño corresponderá al punto medio entre $Q_{\min (S_1)}$ y $Q_{\max (S_1)}$.

$$Q_{D (S_1)} = 0.25Q \quad 3.2. 6$$

Cuando la admisión de agua se realiza por dos secciones del rotor (S_2), correspondiente $2/3$ del ancho total del mismo.

$$Q_{(S_2)} = \frac{2}{3} Q = 0.66 Q \quad 3.2. 7$$

Según Osserberger (Osserberger.com, 2012), figura (3.2.1) el rango de flujo para el funcionamiento de la turbina *Michell-Banki* con dos secciones (S_2) correspondiente a el $2/3$ del ancho total.

El flujo mínimo $Q_{\min (S_2)}$ es el 33 % del flujo total Q manipulado y se corresponde con el flujo máximo de la sección uno, $Q_{\max (S_1)}$

$$Q_{\min (S_2)} = 0.33 Q = Q_{\max (S_1)} \quad 3.2. 8$$

El flujo mínimo $Q_{\max (S_2)}$ es el 66 % del flujo total Q manipulado:

$$Q_{\max (S_2)} = 0.66 Q \quad 3.2. 9$$

El flujo de diseño de igual forma corresponderá al punto medio entre $Q_{\min (S_2)}$ y $Q_{\max (S_2)}$.

$$Q_{D (S_2)} = 0.5 Q \quad 3.2. 10$$

Cuando la admisión de agua se realiza por la totalidad del rotor, las tres secciones, (S_3).

$$Q_{(S_3)} = \frac{3}{3} Q = Q \quad 3.2. 11$$

Según Osserberger (Osserberger.com, 2012), figura (3.2.3) el rango de flujo para el funcionamiento de la turbina *Michell-Banki* con tres secciones (S_3) correspondiente al ancho total es:

El flujo mínimo $Q_{\min (S_3)}$ es el 66 % del flujo total Q manipulado y se corresponde con el flujo máximo de la sección dos, $Q_{\max (S_2)}$

$$Q_{\min (S_3)} = 0.66 Q = Q_{\min (S_2)} \quad 3.2. 12$$

El flujo máximo para la totalidad del rotor, con tres secciones (S_3) se corresponde con el flujo total que debe manipular la turbina.

$$Q_{\max (S_3)} = Q \quad 3.2. 13$$

El flujo de diseño corresponderá al punto medio entre $Q_{\min (S_3)}$ y $Q_{\max (S_3)}$.

$$Q_D (S_3) = 0.8 Q \quad 3.2. 14$$

Puede establecerse una relación entre el flujo total o flujo máximo y los flujos para admisiones parciales del agua 1/3 y 2/3...

$$Q = \frac{Q_{\min (S_1)}}{0.16} = \frac{Q_{\min (S_2)}}{0.33} = \frac{Q_{\min (S_3)}}{0.66} \quad 3.2. 15$$

$$Q = \frac{Q_D (S_1)}{0.25} = \frac{Q_D (S_2)}{0.50} = \frac{Q_D (S_3)}{0.80} \quad 3.2. 16$$

$$Q = \frac{Q_{\max (S_1)}}{0.33} = \frac{Q_{\max (S_2)}}{0.66} = Q_{\max (S_3)} \quad 3.2. 17$$

3.2.4.2 Obtención de las ecuaciones de las líneas de isoeficiencia que limitan la zona de trabajo para cada diámetro, establecido.

La obtención de las ecuaciones de las líneas de isoeficiencia que limitan la zona de trabajo de cada diámetro, se realiza comenzando por el diámetro más pequeño establecido para la estandarización.

Para la primera sección del rotor $S_1=1/3$ del ancho total del rotor.

Evaluando la ecuación (3.2.2) para $Q_{\min(S_1)}$, $Q_{\max(S_1)}$ y $Q_D(S_1)$ pueden ser obtenidas las ecuaciones de las líneas de isoeficiencia correspondientes:

$$Q_D = k_D \sqrt{H} \quad 3.2.18$$

$$Q_{\min(S_1)} = k_{\min(S_1)} \sqrt{H} \quad 3.2.19$$

$$Q_D(S_1) = k_{D(S_1)} \sqrt{H} \quad 3.2.20$$

$$Q_{\max(S_1)} = k_{\max(S_1)} \sqrt{H} \quad 3.2.21$$

Para los diámetros seleccionados, los rangos de operación de las turbinas se encuentran en el siguiente límite según los porcentos de eficiencia fijados.

Flujo mínimo $Q_{\min(S_1)}$

Se toma como punto de partida que el flujo mínimo para la primera sección S_1 es igual al flujo mínimo del campo de parámetros para la estandarización, tabla 3.2.1.

$$Q_{\min(S_1)} = Q_{\min} \quad 3.2.21$$

Según la ecuación (3.2.22) al flujo mínimo de la primera sección $Q_{\min(S_1)}$ se corresponde con el 16% del flujo total manipulado por la turbina Q .

$$Q_{\min(S_1)} = 0.16 Q \quad 3.2.22$$

Igualando 3.2.21 y 3.2.22

$$Q_{\min(S_1)} = 0.16 Q = Q_{\min} \quad 3.2. 23$$

Flujo de diseño $Q_{D(S_1)}$

El flujo correspondiente al flujo de diseño se determina por la ecuación (3.2.23):

$$Q_{D(S_1)} = 0.25 Q \quad 3.2. 23$$

El flujo Q aun no es conocido, pero se tiene su ecuación de cálculo a partir de Q_{\min} , conocido, ecuación (3.2. 24)

$$Q = \frac{Q_{\min(S_1)}}{0.16} \quad 3.2. 24$$

Sustituyendo:

$$Q_{D(S_1)} = \frac{0.25}{0.16} Q_{\min(S_1)} \quad 3.2. 25$$

$$Q_{D(S_1)} = 1.5625 Q_{\min(S_1)} \quad 3.2. 26$$

El flujo máximo $Q_{\max(S_1)}$

Según la ecuación (3.2.27) al flujo máximo de la primera sección $Q_{\max(S_1)}$ se corresponde con el 33 % del flujo total manipulado por la turbina Q .

$$Q_{\max(S_1)} = 0.33 Q \quad 3.2. 27$$

Sustituyendo:

$$Q_{\max(S_1)} = \frac{0.33}{0.16} Q_{\min(S_1)} \quad 3.2. 28$$

$$Q_{\max(S_1)} = 2.0625 Q_{\min(S_1)} \quad 3.2. 30$$

Para obtener las funciones de las líneas de isoeficiencia será necesario determinar los coeficientes $k_{\min(S_1)}$, $k_{D(S_1)}$ y $k_{\max(S_1)}$, los cuales permiten evaluar la función

(3.2.2) para el valor del flujo mínimo $Q_{\min(S_1)}$, $Q_{\max(S_1)}$ y $Q_{D(S_1)}$, y la carga máxima que se establecerá según los parámetros establecidos para la estandarización según la tabla (3.2.1).

Para el flujo mínimo, $Q_{\min(S_1)}$

$$Q_{\min(S_1)} = k_{\min(S_1)} \sqrt{H} \quad 3.2.31$$

$$k_{\min(S_1)} = \frac{Q_{\min(S_1)}}{\sqrt{H}} \quad 3.2.32$$

Donde Q_{\min} y H se toma de la tabla 3.2.1, para los parámetros establecidos para la estandarización, los cuales son tomados para el diámetro mínimo establecido.

Para el flujo de diseño, $Q_{D(S_1)}$

$$Q_{D(S_1)} = k_{D(S_1)} \sqrt{H} \quad 3.2.33$$

$$k_{D(S_1)} = \frac{Q_{D(S_1)}}{\sqrt{H}} \quad 3.2.34$$

Donde $Q_{D(S_1)}$ se determina por:

$$Q_{D(S_1)} = 1.5625 Q_{\min(S_1)} \quad 3.2.35$$

Para el flujo máximo, $Q_{\max(S_1)}$

$$Q_{\max(S_1)} = k_{\max(S_1)} \sqrt{H} \quad 3.2.36$$

$$k_{\max(S_1)} = \frac{Q_{\max(S_1)}}{\sqrt{H}} \quad 3.2.37$$

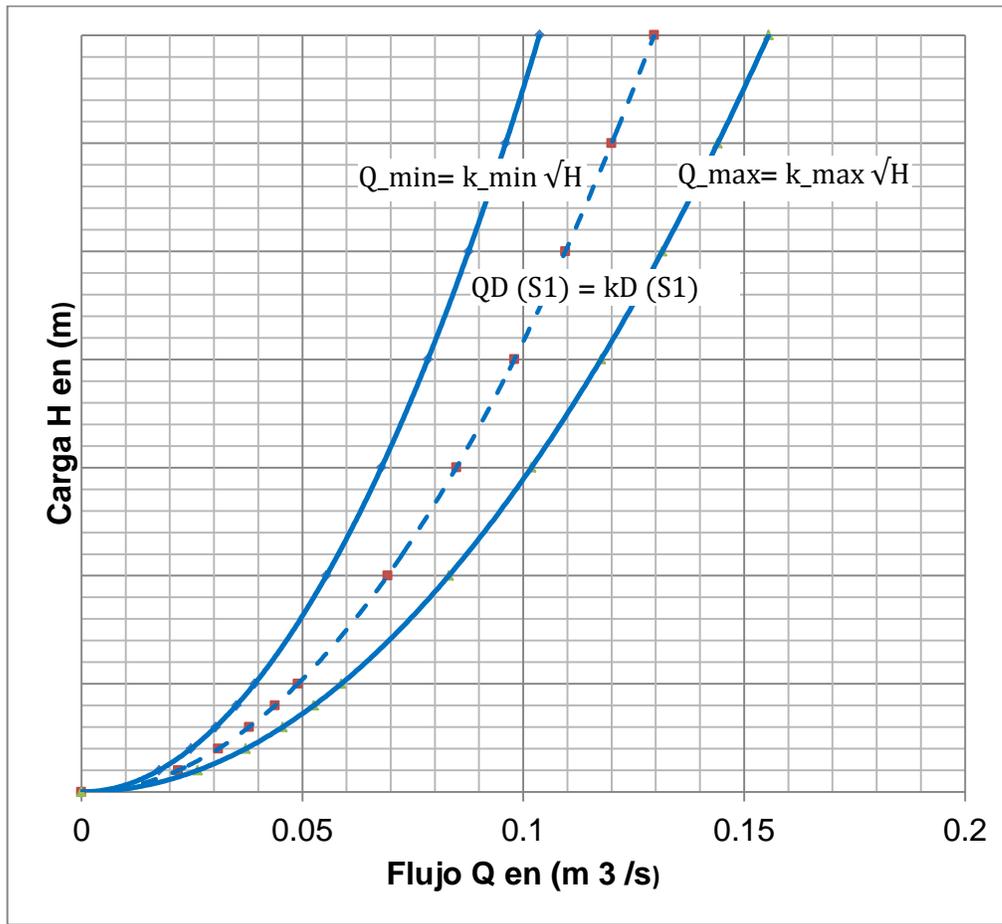
Donde $Q_{\max(S_1)}$ se determina por:

$$Q_{\max(S_1)} = 2.0625 Q_{\min(S_1)} \quad 3.2.38$$

Se verifica si $k_{\min}(S_1)$, $k_D(S_1)$ y $k_{\max}(S_1)$, para el diámetro seleccionado, se encuentra en el rango establecido por el Instituto Nacional de Energía (Instituto Nacional de Energía, Ecuador, 1986) y en el rango establecido por la OLADE (OLADE, 1980) para la estandarización, tabla 3.2.2.

Si la verificación de $k_{\min}(S_1)$, $k_D(S_1)$ y $k_{\max}(S_1)$, se encuentra en el rango, se grafican las curvas de isoeficiencia,

Figura 3.2.4 Líneas de isoeficiencia que definen el rango de operación de la turbina.



Para la segunda sección del rotor $S_2=2/3 B$ del ancho total del rotor.

$$Q_{\min}(S_2) = k_{\min}(S_2)\sqrt{H} \quad 3.2.39$$

$$Q_D(S_2) = k_D(S_2)\sqrt{H} \quad 3.2.40$$

$$Q_{\max(S_2)} = k_{\max(S_2)} \sqrt{H} \quad 3.2. 41$$

Para los diámetros seleccionados, los rangos de operación de las turbinas se encuentran en el siguiente límite según los porcentos de eficiencia fijados.

Flujo mínimo $Q_{\min(S_2)}$

Se toma como punto de partida que el flujo mínimo para la segunda sección es igual al flujo máximo de la primera sección.

$$Q_{\min(S_2)} = 0.33 Q = Q_{\max(S_1)} \quad 3.2. 42$$

Flujo de diseño $Q_{D(S_2)}$

El flujo correspondiente al flujo de diseño se determina por la ecuación (3.2.43):

$$Q_{D(S_2)} = 0.5 Q \quad 3.2. 43$$

El flujo Q aun no es conocido, pero se tiene su ecuación de cálculo a partir de Q_{\min} , conocido, ecuación (3.2.44)

$$Q = \frac{Q_{\min(S_1)}}{0.16} \quad 3.2. 44$$

Sustituyendo:

$$Q_{D(S_2)} = \frac{0.5}{0.16} Q_{\min(S_1)} \quad 3.2. 45$$

$$Q_{D(S_2)} = 3.121 Q_{\min(S_1)} \quad 3.2. 46$$

El flujo máximo $Q_{\max(S_2)}$

Según la ecuación (3.2.9) al flujo máximo de la primera sección $Q_{\max(S_1)}$ se corresponde con el 66 % del flujo total manipulado por la turbina Q .

$$Q_{\max(S_2)} = 0.66 Q \quad 3.2. 9$$

Sustituyendo:

$$Q_{\max(S_2)} = \frac{0.66}{0.16} Q_{\min(S_1)} \quad 3.2. 47$$

$$Q_{\max(S_2)} = 4.125 Q_{\min(S_1)} \quad 3.2. 48$$

Para obtener las funciones de las líneas de isoeficiencia será necesario obtener los coeficientes $k_{\min(S_2)}$, $k_{D(S_2)}$ y $k_{\max(S_2)}$, los cuales serán obtenidos evaluando la ecuación (3.2.2) para el valor de los flujos, $Q_{\min(S_2)}$, $Q_{\max(S_2)}$ y $Q_D(S_2)$ y la carga máxima que se establecerá según los parámetros establecidos para la estandarización según la tabla (3.2.1).

Para el flujo mínimo, $Q_{\min(S_2)}$

$$Q_{\min(S_2)} = k_{\min(S_2)} \sqrt{H} \quad 3.2. 49$$

$$k_{\min(S_2)} = \frac{Q_{\min(S_2)}}{\sqrt{H}} \quad 3.2. 50$$

Dónde:

$$Q_{\min(S_2)} = 0.33 Q = Q_{\max(S_1)} \quad 3.2. 51$$

H se toma de la tabla 3.2.1, para los parámetros establecidos para la estandarización, los cuales son tomados para el diámetro mínimo establecido.

Para el flujo, $Q_D(S_2)$ se determina por:

$$Q_D(S_2) = k_{D(S_2)} \sqrt{H} \quad 3.2. 52$$

$$k_{D(S_2)} = \frac{Q_D(S_2)}{\sqrt{H}} \quad 3.2. 53$$

Donde $Q_D (S_2)$ se determina por:

$$Q_D (S_2) = 3.121 Q_{\min (S_1)} \quad 3.2. 54$$

Para el flujo máximo, $Q_{\max(S_2)}$

$$Q_{\max (S_2)} = k_{\max (S_2)} \sqrt{H} \quad 3.2. 55$$

$$k_{\max (S_2)} = \frac{Q_{\max (S_2)}}{\sqrt{H}} \quad 3.2. 56$$

Donde $Q_{\max (S_2)}$ se determina por:

$$Q_{\max (S_2)} = 4.125 Q_{\min (S_1)} \quad 3.2. 57$$

Se verifica si $k_{\min (S_2)}$, $k_D (S_2)$ y $k_{\max (S_2)}$, para el diámetro seleccionado, se encuentra en el rango establecido por el Instituto Nacional de Energía (Instituto Nacional de Energía, Ecuador, 1986) y en el rango establecido por la OLADE (OLADE, 1980) para la estandarización, tabla 3.2.2

Si la verificación de $k_{\min (S_2)}$, $k_D (S_2)$ y $k_{\max (S_2)}$, se encuentra en el rango, se grafican las curvas de isoeficiencia,

Cuando la admisión de agua se realiza por la totalidad del rotor, las tres secciones, (S_3) , correspondiente al ancho total.

Evaluando la ecuación (3.2.2) para $Q_{\min (S_3)}$, $Q_{\max (S_3)}$ y $Q_D (S_3)$ pueden ser obtenidas las ecuaciones de las líneas de isoeficiencia correspondientes.

$$Q_{\min (S_3)} = k_{\min (S_3)} \sqrt{H} \quad 3.2. 58$$

$$Q_D (S_3) = k_D (S_3) \sqrt{H} \quad 3.2. 59$$

$$Q_{\max (S_3)} = k_{\max (S_3)} \sqrt{H} \quad 3.2. 60$$

Para los diámetros seleccionados, los rangos de operación de las turbinas se encuentran en el siguiente límite según los porcentos de eficiencia fijados.

Flujo mínimo $Q_{\min (S_3)}$

Se toma como punto de partida que el flujo mínimo para la tercera sección $Q_{\min (S_3)}$, igual al flujo máximo de la segunda sección $Q_{\max (S_2)}$.

$$Q_{\min (S_3)} = 0.66 Q = Q_{\max (S_2)} \quad 3.2. 61$$

Flujo de diseño $Q_{D (S_3)}$

El flujo correspondiente al flujo de diseño se determina por la ecuación (4.2.13):

$$Q_{D (S_3)} = 0.8 Q \quad 3.2. 62$$

El flujo Q aun no es conocido, pero se tiene su ecuación de cálculo a partir de Q_{\min} , conocido.

$$Q = \frac{Q_{\min (S_1)}}{0.16} \quad 3.2. 24$$

Sustituyendo

$$Q_{D (S_3)} = \frac{0.8}{0.16} Q_{\min (S_1)} \quad 3.2. 63$$

$$Q_{D (S_3)} = 5 Q_{\min (S_1)} \quad 3.2. 64$$

El flujo máximo $Q_{\max (S_2)}$

El flujo máximo de la primera sección $Q_{\max (S_3)}$ se corresponde con el 100 % del flujo total manipulado por la turbina Q .

$$Q_{\max (S_3)} = Q \quad 3.2. 65$$

Sustituyendo la ecuación

$$Q_{\max(S_3)} = \frac{1}{0.16} Q_{\min(S_1)} \quad 3.2. 66$$

$$Q_{\max(S_3)} = 6.25 Q_{\min(S_1)} \quad 3.2. 67$$

Para obtener las funciones de las líneas de isoeficiencia será necesario obtener los coeficientes $k_{\min(S_3)}$, $k_{D(S_3)}$ y $k_{\max(S_3)}$.

Para el flujo mínimo, $Q_{\min(S_3)}$

$$Q_{\min(S_3)} = k_{\min(S_3)} \sqrt{H} \quad 3.2. 68$$

$$k_{\min(S_3)} = \frac{Q_{\min(S_3)}}{\sqrt{H}} \quad 3.2. 69$$

Dónde:

$$Q_{\min(S_3)} = 0.66 Q = Q_{\max(S_1)} \quad 3.2. 70$$

H se toma de la tabla 3.2.1, para los parámetros establecidos para la estandarización.

Para el flujo, $Q_{D(S_3)}$ se determina por:

$$Q_{D(S_3)} = k_{D(S_3)} \sqrt{H} \quad 3.2. 71$$

$$k_{D(S_3)} = \frac{Q_{D(S_3)}}{\sqrt{H}} \quad 3.2. 72$$

Donde $Q_{D(S_3)}$ se determina por:

$$Q_{D(S_3)} = 5 Q_{\min(S_1)} \quad 3.2. 73$$

Para el flujo máximo, $Q_{\max(S_3)}$

$$Q_{\max(S_3)} = k_{\max(S_3)} \sqrt{H} \quad 3.2. 74$$

$$k_{\max (S_3)} = \frac{Q_{\max (S_3)}}{\sqrt{H}} \quad 3.2. 75$$

Donde $Q_{\max(S_3)}$ se determina por:

$$Q_{\max (S_3)} = 6.25 Q_{\min (S_1)} \quad 3.2. 76$$

Se verifica si $k_{\min (S_3)}$, $k_D (S_3)$ y $k_{\max (S_3)}$, para el diámetro seleccionado, se encuentra en el rango establecido por el Instituto Nacional de Energía y en el rango establecido por la OLADE para la estandarización, tabla 3.2.2.

Si la verificación de $k_{\min (S_3)}$, $k_D (S_3)$ y $k_{\max (S_3)}$, se encuentra en el rango, se grafican las curvas de isoeficiencia.

Zona de trabajo para siguiente diámetro i, establecido para la estandarización.

Para la primera sección del rotor $S_1=1/3 B$

El flujo mínimo de la primera sección S1 del diámetro siguiente $Q_{\min (D_{i+1}, s_1)}$, se toma menor que el flujo máximo de la tercera sección del diámetro anterior $Q_{\min (i, s_3)}$. El rango de flujo de la turbina debe ser seleccionado de forma que la constante k_D se encuentre en el rango establecido en la tabla (3.2.2) para el diámetro correspondiente.

$$Q_{\min (i, S_1)} = Q_{\max (i-1, S_3)} \quad 3.2. 77$$

$$H = 100 \text{ m}$$

Siguiendo el mismo procedimiento que el desarrollado para el primer diámetro seleccionado, se establecen las zonas de trabajo para el resto de los diámetros.

3.2.5. Comprobación de la velocidad específica de las turbinas para cada diámetro seleccionado.

$$\frac{Q_D}{\sqrt{H}} = \left[\frac{D_2 n_q}{39.85} \right]^2 = k_D = \text{constante} \quad 3.2. 78$$

Despejando n_q

$$n_q = \frac{39.85}{D_2} \sqrt{k_D} \quad 3.2. 79$$

Esta comprobación se realiza para los parámetros de trabajo medio de la turbina, haciéndolo corresponder con el flujo de diseño de la turbina funcionando con dos secciones $k_{D(s2)}$, para el diámetro seleccionado.

$$n_q = \frac{39.85}{D_2} \sqrt{k_{D(s2)}} \quad 3.2. 80$$

Para el caso de las turbinas *Michell-Banki* de acuerdo a los reportes de la literatura, debe comprobarse si la velocidad específica se encuentra en el rango de n_q de 10 a 60 y de n_s de 60 a 200.

3.2.6. Gráfico de potencia para los rangos de flujos y las cargas, establecidos para la estandarización.

$$N = 9.81 * Q * H * \eta$$

Para la turbina *Michell-Banki* asumimos un rendimiento de 0.75, un valor conservador y considerando que la misma se construye en condiciones locales sin grandes exigencias tecnológicas.

$$N = 9.81 Q H 0.75 \quad 3.2. 81$$

$$N = 8.2404 Q H \quad 3.2. 82$$

Para obtener las líneas de potencia constante se expresa la ecuación (3.2.82) en función de N:

$$Q = 0.12135 \frac{N}{H} \quad 3.2. 83$$

3.2.7. Selección de la velocidad de rotación de la turbina a partir del número óptimo de revoluciones.

Según lo planteado en el epígrafe 3.1, el número óptimo de revoluciones para las turbinas *Michell-Banki* en (rpm) está definido en la expresión 3.2. 84.

$$n_{op} = 39.85 \frac{\sqrt{H_D}}{D_2} \quad 3.2.84$$

De esta expresión se deduce que a cada combinación de carga y diámetro le corresponde una velocidad de rotación n_{op} . La estandarización se realiza contemplando una transmisión por correas o engranes entre la turbina y el generador, la cual tiene una relación de transmisión de acuerdo al salto con que opera la turbina, esta girara a diferentes revoluciones por minuto y se harán corresponder estas con la velocidad sincrónica del generador seleccionado a 60 Hz, tabla (1.5.1).

Tabla 1.5.1 Velocidades sincrónicas a 60 Hz.

n (rpm), para 60 Hz						
300	450	600	900	1200	1800	3600

Para cada diámetro seleccionado debe ser estimado el valor de la carga requerida para cada velocidad sincrónica establecida y hacerla coincidir con el número óptimo de revoluciones. En caso que el recurso no se encuentre en el intervalo de carga establecido se requerirá un multiplicador entre el generador y la turbina.

Despejando H_D de la ecuación:

$$n_{op} = 39.85 \frac{\sqrt{H_D}}{D_2} \quad 3.2.85$$

$$H_D = \left[\frac{n_{op} D_2}{39.85} \right]^2 = \left[\frac{1}{39.85} \right]^2 [n D_2]^2$$

Simplificando, el cálculo se realiza para todos los diámetros seleccionados.

$$H = 0.00062971 [n D_2]^2 \quad 3.2.86$$

Con los cálculos realizados hasta aquí pueden ser desarrollados los gráficos y rangos de operación recomendados para cada modelo de turbina seleccionado, limitando en los gráficos los parámetros establecidos para la estandarización.

3.2.8. Dimensionamiento y cálculo hidráulico de los modelos de turbinas para la estandarización.

3.2.8.1. Dimensionamiento y cálculo del rotor.

Cálculo del diámetro interior del rotor D_i .

Se tiene que la relación del diámetro interno D_i , con respecto al diámetro externo D_2 , se expresa por:

$$\frac{D_i}{D_2} = \sqrt{\frac{2(k_u \cos^2 \alpha_2 - 1) + \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_2 (1 - k_u)} k_u}{2 k_u^2 \cos^2 \alpha_2}} \quad 3.2.87$$

Si consideramos $\alpha_2 = 16^\circ$ $k_u = 0,5$

$$D_i = 0,66 D_2 \quad 3.2.88$$

Esto coincide con los resultados de (Pérez, 2007):

Cálculo del arco de admisión.

Limitante de arco de admisión:

$$\varphi_{BOC} = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left| \frac{\sqrt{1 - k_u (2 - k_u) \operatorname{Cos}^2 \alpha_1}}{\left| \frac{D_i}{D_2} \right| k_u \operatorname{Cos} \alpha_1} \right| \quad 3.2. 89$$

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

$$k_o = \frac{\varphi_{BOC}}{360} \quad 3.2. 90$$

Considerando $\alpha_2 = 16^\circ$ $k_u = 0,5$

$$k_o = \frac{\varphi_{BOC}}{360} \quad 3.2. 91$$

$$k_o = 0.334 \quad 3.2. 92$$

Dónde:

φ_{BOC} Limitante de arco de admisión.

k_o Máximo porcentaje de arco de admisión,

El porcentaje de admisión se toma 0.30

Determinación del diámetro máximo del eje del rotor.

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

$$d = D_i \operatorname{Cos} \left| \frac{\varphi_{BOC}}{2} \right| \quad 3.2. 93$$

En forma práctica se obtiene:

$$d = 0.328 D_2 \quad 3.2. 94$$

Cálculo del ancho del rotor.

$$B = 0.259 \frac{Q}{k_c D_2 \sqrt{H} X_z} \quad 3.2. 95$$

Cabe aclarar que el ancho del rotor dado por la ecuación anterior representa el valor de diseño mínimo requerido. Por otra parte la experiencia acumulada en la construcción de este tipo de máquinas demuestra que para que no existan Pérdidas de caudal en la interface entre el inyector y el rotor, el ancho del rotor deberá ser construido de 20 a 40 % mayor que el ancho del inyector (Pérez, 2007).

Cálculo de la razón de aspecto.

Esta relación expresa que proporción hay entre el ancho del rotor y el diámetro exterior del mismo.

$$\text{Razón de aspecto} = \frac{B}{D} \quad 3.2. 96$$

La experiencia requiere que este valor esté comprendido entre 0,50 y 3,50 (Pérez, 2007).

3.2.8.2 Dimensionamiento y cálculo de los álabes del rodete.

El radio de curvatura, r de los álabes del rodete.

El radio de curvatura, r de los álabes del rodete se expresan también en función del diámetro del rodete y el ángulo del álabe β_2 .

$$r = \frac{D_2}{4 \cos \beta_2} \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_2} \right)^2 \right] \quad 3.2. 97$$

Sustituyendo los valores conocidos se puede expresar como:

$$r = 0.163 D_2 \quad 3.2. 98$$

El ángulo de curvatura de los álabes del rodete ϕ .

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

$$\phi = 2 \arctan \left[\frac{\cos \beta_2}{\frac{D_i}{D_2} + \sin \beta_2} \right] \quad 3.2. 99$$

Cuando el ángulo es igual a $\alpha_2 = 16^\circ$ este ángulo tiene un valor de 73°

$$\phi = 73^\circ \quad 3.2. 100$$

Selección del número de álabes del rotor.

La selección del número de álabes se realiza en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal Tabla (3.2.3)

Tabla 3.2.3 Selección del número de álabes del rotor (Instituto Nacional de Energía, Ecuador 1986).

Diámetro del rotor D_2 (mm)	Número de Álabes, Z
200	22
300	24
400	26
500	28

Selección del espesor de los álabes del rotor

Para facilitar la construcción de los álabes frecuentemente se utilizan tuberías comerciales de acero al carbono sin costura, éstas son cortadas formando un arco de circunferencia con ángulo θ , como se muestra en la figura 3.2.5.

La tabla 3.2.4. Muestra los diámetros y espesores de tuberías recomendados para la construcción de los álabes (Intermediate Technology Development ITDG Group, Perú, 2005).

Figura 3.2.5 Sección transversal de un álabe del rotor.

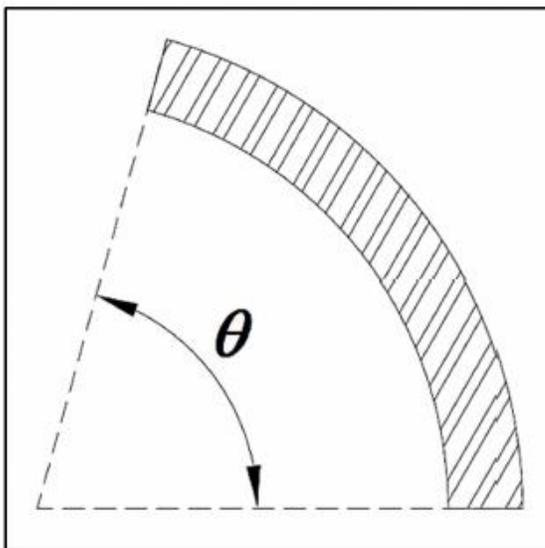
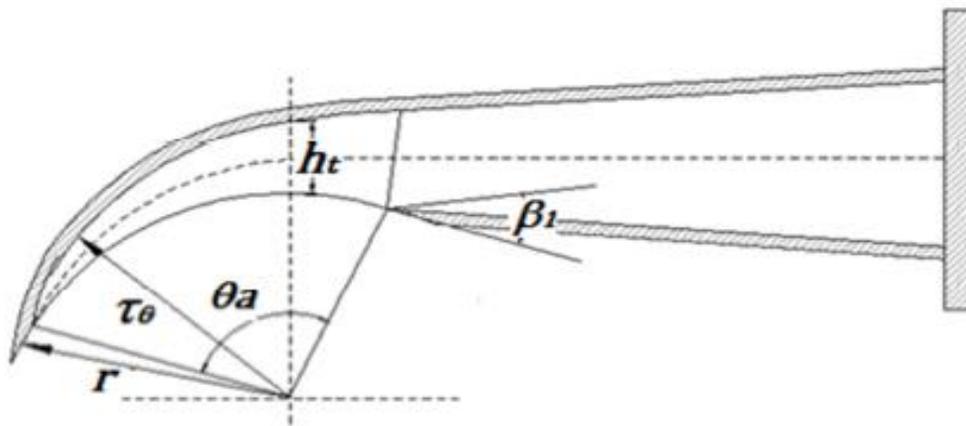


Tabla 3.2.4. Selección del espesor de los álabes del rotor (Instituto Nacional de Energía, Ecuador 1986).

Rotor	Tubería			
	Diámetro (mm)	Diámetro nominal (pulg.)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)
200	200	2 ½"	5.16	8.62
300	300	4"	6.02	16.07
400	400	5"	6.55	21.78
500	500	6"	7.11	28.26

Diseño del inyector.

Figura 3.2.6 Dimensiones características del inyector (ITDG- Grup, 2006).



El arco de admisión viene dado por la siguiente expresión:

$$L_a = \frac{\pi D}{Z} + Z_a + Z_a e \quad 3.2.101$$

$$\theta_a = \frac{360}{\pi D} L_a \quad 3.2.102$$

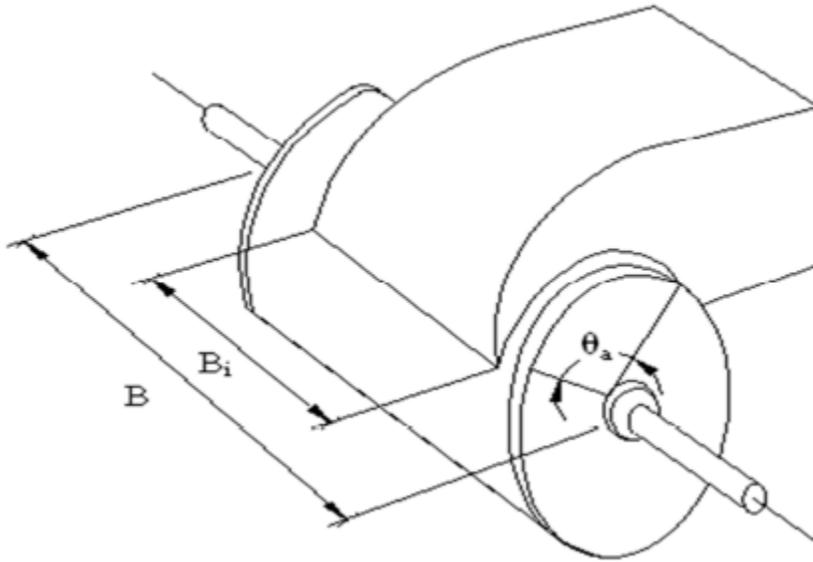
Finalmente, la altura del inyector h_t en cada punto de la envolvente está dada por:

$$h_t = \tau_{\theta} - r \quad 3.2.103$$

Ancho del inyector.

$$B_i = \frac{Q}{p (\pi D - e Z) k_0 k_c \sqrt{2 g H \text{ Sen } \alpha_1}} \quad 3.2.104$$

Figura 3.8.2. Dimensiones características del inyector acoplado a la carcasa.



$$B_i = \frac{360 Q}{(\pi D - e Z) \theta_a k_c \sqrt{2 g H} \text{Sen } \alpha_1} \quad 3.2.105$$

$$B = \frac{0.96 Q}{D_e \sqrt{H}} \quad 3.2.106$$

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

$$B = \text{Constante} \frac{Q}{D_e \sqrt{H}} \quad 3.2.107$$

Las dimensiones del perfil del inyector para diferentes diámetros del rodete se muestran en la tabla 3.2.4. En caso de utilizar diámetros del rodete diferentes a los indicados, se puede determinar las dimensiones utilizando el método de interpolación.

Capítulo IV Estandarización de turbinas hidráulicas para Cuba.

4.1. Selección del campo de parámetros, flujos Q (m³/s), carga H (m) y potencia N (kW) para la estandarización de turbinas hidráulicas.

Aunque Cuba no tiene grandes ríos, posee un importante potencial hidroeléctrico, del cual hoy se aprovecha sólo una parte. El país utiliza medianas y pequeñas caídas de agua y ríos, y tiene la posibilidad de utilizar muchas presas y canales ya construidos, listos para ser utilizados para producir energía eléctrica.

Para el caso de la electrificación de comunidades rurales a partir de recursos hídricos los parámetros sean seleccionados atendiendo a las exigencias establecidas para esta aplicación.

- Estará limitado a mini centrales hidroeléctricas a filo de agua, para disminuir los costos de las obras civiles y los impactos ambientales.
- Los usos de la energía eléctrica están limitados al uso residencial y a pequeñas aplicaciones comerciales.

El campo de parámetros será seleccionado teniendo en cuenta las siguientes consideraciones.

La carga mínima estará limitada a 2.5 m, en primera instancia por las posibilidades tecnológicas de las turbinas hidráulicas, la carga la máxima estará limitada a 100 m.

El rango para la carga será: 2.5 m a 100 m.

En el caso de la electrificación rural de comunidades aisladas las aplicaciones principales están en el rango de 10 a 100 viviendas, para estas se establece una potencia en el rango de 10 a 1000 kW en función a la disponibilidad del recurso y las demandas energéticas identificadas.

El rango de potencia será: 10 a 1000 kW.

Los flujos menores a $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$ tendrán muy bajo potencial energético, siendo del orden de pocos Watt por lo que no tendrán interés para las aplicaciones en la electrificación rural.

Para potencias máximas del orden de los 1000 kW y recursos de carga máxima 100 m, los flujos máximos requeridos estarán en el orden de los $4 \text{ m}^3/\text{s}$.

El rango para el flujo será: 0.05 a $4 \text{ m}^3/\text{s}$.

Los parámetros fundamentales caracterizados para la explotación del potencial hidroenergético en proyectos de electrificación rural en Cuba se resumen en la siguiente tabla.

A partir de estos datos se establece el campo de parámetros flujos Q (m^3/s), carga H (m) y potencia N (kW) para la estandarización.

Tabla 4.1. 1. Campo de parámetros, flujos Q (m^3/s), carga H (m) y potencia N (kW) para la estandarización.

Parámetro	Mínimo	Máximo
Carga H , en (m)	2.5	100
Flujo Q , en (m^3/s)	0.05	4
Potencia N (kW)	10	1000

4.2. Selección de los tipos de turbinas a emplear.

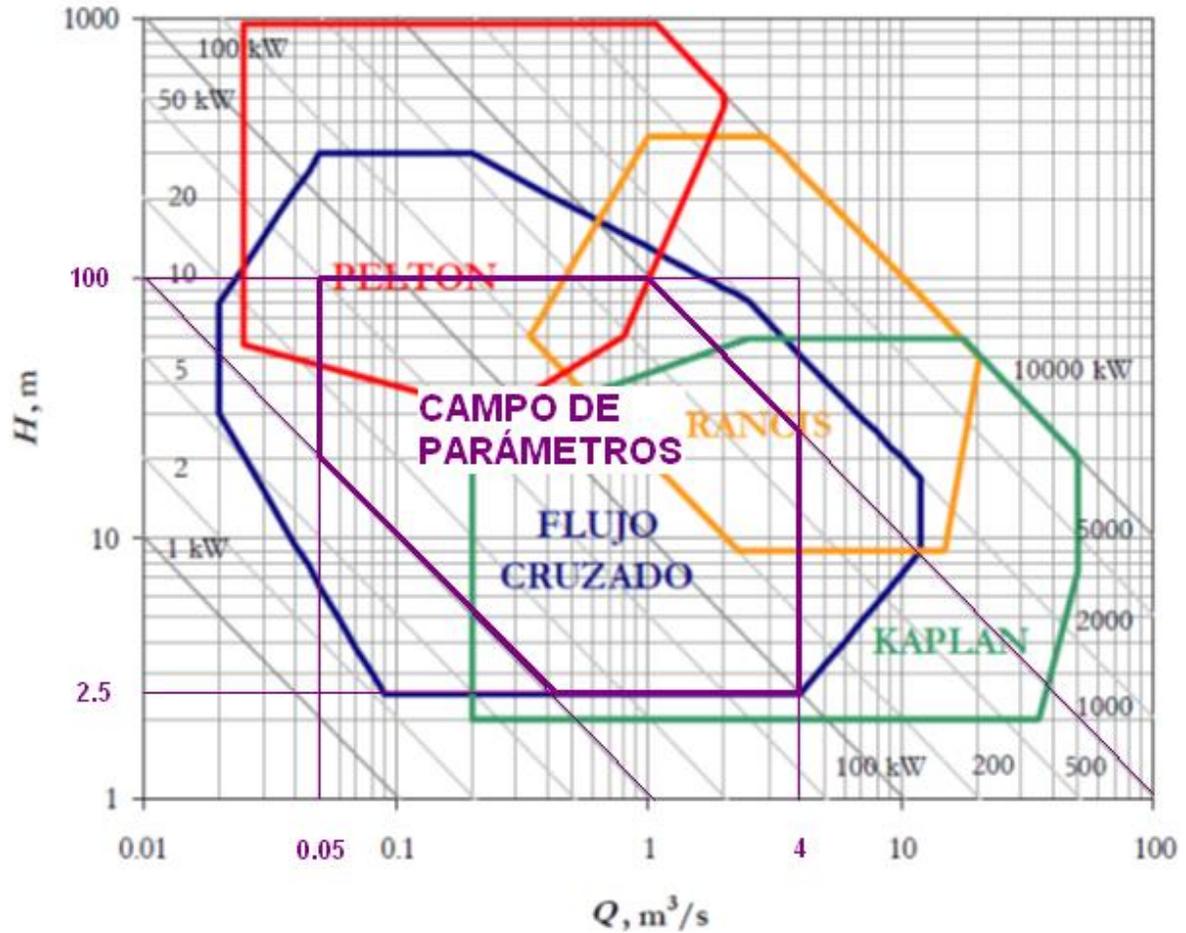
Los tipos de turbinas a emplear se seleccionan de acuerdo al campo de parámetros establecidos en la estandarización: flujo, carga y potencia.

La selección se realiza delimitando el campo de parámetros establecido para la estandarización en el gráfico de selección de turbinas hidráulicas figura (4.1.1), según la ubicación de este campo se determina el tipo de turbina a utilizar.

El campo de parámetros seleccionado, delimitado por el rango de flujos Q (m^3/s), carga H (m) y potencia N (kW), establecido para la estandarización se ubica en su totalidad dentro del campo de aplicación de la turbina Michell-Banki. Existe una superposición con las turbinas Kaplan, Pelton y Francis pero estas se desestiman.

Se escoge la turbina Michell-Banki ya que sus ventajas, sencillo diseño y fácil construcción, la convierten en una solución atractiva para utilizar en un proyecto de un aprovechamiento a pequeña escala.

Figura 4.1.1 Selección del tipo de turbina a emplear en la estandarización según el campo de utilización de las turbinas hidráulicas.



4.3. Selección de los diámetros de la turbinas.

De acuerdo a la tabla (3.2.2) que es resultado de la experiencia recabada de distintos aprovechamientos hidroeléctricos existentes y pruebas de laboratorio realizadas a turbinas Michell-Banki. Se parte de normalizar los siguientes diámetros:

$D_2= 0.2$ m (200 mm), $D_2= 0.3$ m (300 mm), $D_2=0.4$ m (400 mm), $D=0.5$ m (500 mm).

Tabla 3.2.2. Selección del diámetro del rotor (Instituto Nacional de Energía, 1986).

$\frac{Q}{\sqrt{H}}$	Diámetro exterior del rotor, D_2 (mm)
0.02236 – 0.04743	200
0.04743 – 0.07906	300
0.07906 – 0.11068	400
0.11068 – 0.15812	500

4.4. Selección de la zona de trabajo de cada diámetro.

La zona de trabajo de cada diámetro se establecerá:

1. En primera instancia
2. Una vez establecido el rango de trabajo para la primera sección de la turbina se amplía el rango a las dos secciones restantes.

4.5. Obtención de las ecuaciones de las líneas de isoeficiencia que limitan la zona de trabajo para cada diámetro, establecido.

La zona de trabajo de la turbina Michell-Banki seleccionada se establecerá para cada diámetro, limitando la zona de trabajo de cada diámetro por dos líneas de isoeficiencia correspondientes a Q_{\min} y Q_{\max} , respectivamente. Estas líneas se establecen por el rendimiento mínimo admisible η_{\min} , que se asumirá en un rango de ± 20 % del caudal de diseño Q_D . Además de las líneas de isoeficiencia correspondientes a Q_{\min} y Q_{\max} se traza la línea de isoeficiencia correspondientes al a Q_{\min} , Q_{\max} y Q_D . Se inicia por el diámetro más pequeño.

4.5.1. Obtención de las ecuaciones de las líneas de isoeficiencia que limitan la zona de trabajo para el diámetro más pequeño establecido para la estandarización en este caso 0.2 m, (200 mm).

Para la primera sección del rotor $S_1=1/3 B$

$$Q_{\min (0.2, S_1)} = 0.05 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$H = 100 \text{ m}$$

Se calcula el flujo de diseño por la expresión (3.2. 26).

$$Q_D (S_1) = 1.5625 Q_{\min (S_1)} \quad 3.2. 26$$

$$Q_D (S_1) = 1.5625 * 0.05$$

$$Q_D (0.2, S_1) = 0.0781 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

El flujo máximo Q_{\max} se determina por la expresión (3.2. 30).

$$Q_{\max (S_1)} = 2.0625 Q_{\min (S_1)} \quad 3.2. 30$$

$$Q_{\max (S_1)} = 2.0625 * 0.05$$

$$Q_{\max (S_1)} = 0.1031 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Para obtener las funciones de las líneas de isoeficiencia será necesario obtener los coeficientes $k_{\min (0.2, S_1)}$, $k_D (0.2, S_1)$ y $k_{\max (0.2, S_1)}$, los cuales permiten evaluar la función(3.2.2) para el valor del flujo mínimo Q_{\min} y la carga H, a partir de los parámetros establecidos para la estandarización según la tabla (4.1.1), para el diámetro mínimo establecido, $D_2=0.2 \text{ m}$ (200 mm).

$$k_{\min} = \frac{Q_{\min}}{\sqrt{H}} \quad 3.2.32$$

$$k_{\min(0.2, S_1)} = \frac{0.05}{\sqrt{100}}$$

$$k_{\min(0.2, S_1)} = 0.005$$

$$k_D = \frac{Q_D}{\sqrt{H}} \quad 3.2.34$$

$$k_{D(0.2, S_1)} = \frac{0.0781}{\sqrt{100}}$$

$$k_{D(0.2, S_1)} = 0.00781$$

$$k_{\max(0.2, S_1)} = \frac{Q_{\max}}{\sqrt{H}} \quad 3.2.37$$

$$k_{\max(0.2, S_1)} = \frac{0.1031}{\sqrt{100}} \quad 3.2.37$$

$$k_{\max} = 0.01031 \quad 3.2.37$$

Se verifica si la constante k_D , correspondiente al de diseño para el diámetro seleccionado, se encuentra en el rango establecido por el Instituto Nacional de Energía (Instituto Nacional de Energía, Ecuador, 1986) y en el rango establecido por la OLADE (OLADE 1980) para la estandarización, tabla 3.2.2.

El k_D se encuentra por debajo del rango 0.02236 – 0.04743, establecido por el Instituto Nacional de Energía para la estandarización para $D_2= 0.2$ m (200mm), tabla 3.2.2.

Se grafican las curvas de isoeficiencia para los coeficientes correspondientes a $D_2= 0.2$ m (200mm).

$$Q_{\min(0.2, S_1)} = k_{\min(0.2, S_1)}\sqrt{H} \quad 3.2. 39$$

$$Q_{\min(0.2, S_1)} = 0.005\sqrt{H}$$

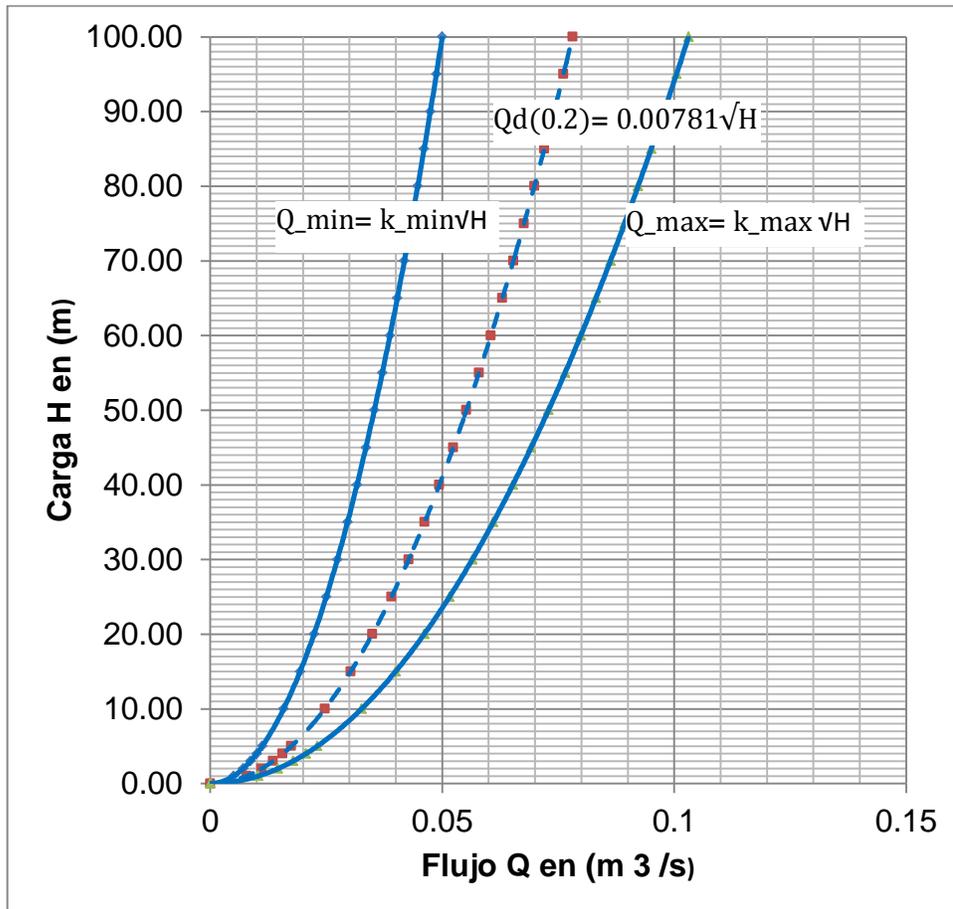
$$Q_{D(0.2, S_1)} = k_{D(0.2, S_1)}\sqrt{H} \quad 3.2. 40$$

$$Q_{D(0.2, S_1)} = 0.00781\sqrt{H}$$

$$Q_{\max(0.2, S_1)} = k_{\max(0.2, S_1)}\sqrt{H} \quad 3.2. 41$$

$$Q_{\max(0.2, S_1)} = 0.01031\sqrt{H}$$

Figura 4.1.2 Rango de operación de la turbina $D_2=200$ mm y la primera sección de rodete.



Para la segunda sección del rotor $S_2=2/3 B$

El flujo mínimo de esta sección se toma el flujo máximo de la primera sección.

$$Q_{\min(0.2, S_2)} = Q_{\max(0.2, S_1)} \quad 3.2. 42$$

$$Q_{\min(0.2, S_2)} = 0.1031 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

La H se mantiene igual a la carga máxima establecida para todas las variantes.

$$H = 100 \text{ m}$$

Se calcula el flujo de diseño por la expresión (3.2. 43).

$$Q_D (S_2) = 3.121 Q_{\min (S_1)} \quad 3.2. 43$$

$$Q_D (0.2, S_2) = 3.121 * 0.05$$

$$Q_D (0.2, S_2) = 0.1561 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Se calcula el flujo máximo $Q_{\max (S_2)}$ por la expresión (3.2. 48)

$$Q_{\max (S_2)} = 4.125 Q_{\min (S_1)} \quad 3.2. 48$$

$$Q_{\max (0.2, S_2)} = 4.125 * 0.05$$

$$Q_{\max (0.2, S_2)} = 0.2063 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Para obtener las funciones de las líneas de isoeficiencia será necesario obtener los coeficientes $k_{\min (0.2, S_2)}$, $k_D (0.2, S_2)$ y $k_{\max (0.2, S_2)}$, los cuales serán obtenidos evaluando las funciones (3.2.39) (3.2.40) y (3.2.41) para el valor del flujo mínimo Q_{\min} y la carga H, a partir de los parámetros establecidos para la estandarización según la tabla (3.2.1), para el diámetro mínimo establecido, $D_2=0.2 \text{ m}$ (200 mm).

$$k_{\min (S_2)} = \frac{Q_{\min (S_2)}}{\sqrt{H}} \quad 3.2. 50$$

$$k_{\min (0.2, S_2)} = \frac{0.1031}{\sqrt{100}}$$

$$k_{\min (0.2, S_2)} = 0.01031$$

$$k_D (S_2) = \frac{Q_D (S_2)}{\sqrt{H}} \quad 3.2. 53$$

$$k_D (0.2, S_2) = \frac{0.1561}{\sqrt{100}}$$

$$k_D (0.2, S_2) = 0.01561$$

$$k_{\max (S_2)} = \frac{Q_{\max (S_2)}}{\sqrt{H}} \quad 4.2. 39$$

$$k_{\max (0.2, S_2)} = \frac{0.2026}{\sqrt{100}}$$

$$k_{\max (0.2, S_2)} = 0.02026$$

El k_D se encuentra por debajo del rango 0.02236 – 0.04743, establecido por el Instituto Nacional de Energía, para la estandarización para $D_2= 0.2$ m (200mm), tabla (3.2.2).

Se grafican las curvas de isoeficiencia, evaluando las ecuaciones (3.2.39) (3.2.40) y (3.2.41).

$$Q_{\min (S_2)} = k_{\min (S_2)} \sqrt{H} \quad 3.2. 49$$

$$Q_{\min(0.2, S_2)} = 0.00536\sqrt{H}$$

$$Q_D (S_2) = k_D (S_2)\sqrt{H} \quad 3.2. 52$$

$$Q_D (0.2, S_2) = 0.00811\sqrt{H}$$

$$Q_{\max (S_2) } = k_{\max (S_2) }\sqrt{H} \quad 3.2. 55$$

$$Q_{\max (0.2, S_2)} = 0.01073 \sqrt{H}$$

Para la tercera sección del rotor $S_3=B$

El flujo mínimo de esta sección se toma el flujo máximo de la segunda sección.

$$Q_{\min (S_3)} = 0.66 Q = Q_{\max (S_2)} \quad 3.2. 61$$

$$Q_{\min (0.2,S_3)} = Q_{\max (0.2,S_2)}$$

$$Q_{\min (0.2,S_3)} = 0.2063 \frac{m^3}{s}$$

$$H = 100 \text{ m}$$

Se calcula el flujo de diseño por la expresión (3.2. 64).

$$Q_D (S_3) = 5 Q_{\min (S_1)} \quad 3.2. 64$$

$$Q_D (0.2, S_3) = 5 * 0.05$$

$$Q_D (0.2, S_3) = 0.2500 \frac{m^3}{s}$$

Se calcula el flujo máximo por la expresión (3.2. 67).

$$Q_{\max (S_3)} = 6.25 Q_{\min (S_1)} \quad 3.2. 67$$

$$Q_{\max (0.2, S_3)} = 6.25 * 0.05$$

$$Q_{\max (0.2, S_3)} = 0.3125 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Para obtener las funciones de las líneas de isoeficiencia será necesario obtener los coeficientes $k_{\min (0.2, S_3)}$, $k_D (0.2, S_3)$ y $k_{\max (0.2, S_3)}$, los cuales serán obtenidos evaluando las funciones (3.2.39) (3.2.40) y (3.2.41) para el valor del flujo mínimo $Q_{\min (0.2, S_3)}$ y la carga H , a partir de los parámetros establecidos para la estandarización según la tabla (3.2.1), para el diámetro mínimo establecido, $D_2=0.2$ m (200 mm).

$$k_{\min (S_3)} = \frac{Q_{\min (S_3)}}{\sqrt{H}} \quad 3.2. 69$$

$$k_{\min (0.2, S_3)} = \frac{0.2063}{\sqrt{100}}$$

$$k_{\min (0.2, S_3)} = 0.02063$$

$$k_D (S_3) = \frac{Q_D (S_3)}{\sqrt{H}} \quad 3.2. 71$$

$$k_D (0.2, S_3) = \frac{0.2500}{\sqrt{100}}$$

$$k_D (0.2, S_3) = 0.0250$$

$$k_{\max (S_3)} = \frac{Q_{\max (S_3)}}{\sqrt{H}} \quad 3.2. 75$$

$$k_{\max (0.2, S_3)} = \frac{0.3125}{\sqrt{100}}$$

$$k_{\max (0.2, S_3)} = 0.03125$$

El k_D se encuentra dentro del rango 0.02236 – 0.04743, establecido por el Instituto Nacional de Energía para la estandarización para $D_2= 0.2$ m (200mm), tabla 3.2.2, Se grafican las curvas de isoeficiencia, evaluando las ecuaciones (3.2.39) (3.2.40) y (3.2.41).

$$Q_{\min (S_3)} = k_{\min (S_3)}\sqrt{H} \quad 3.2. 68$$

$$Q_{\min(0.2, S_3)} = 0.02063\sqrt{H}$$

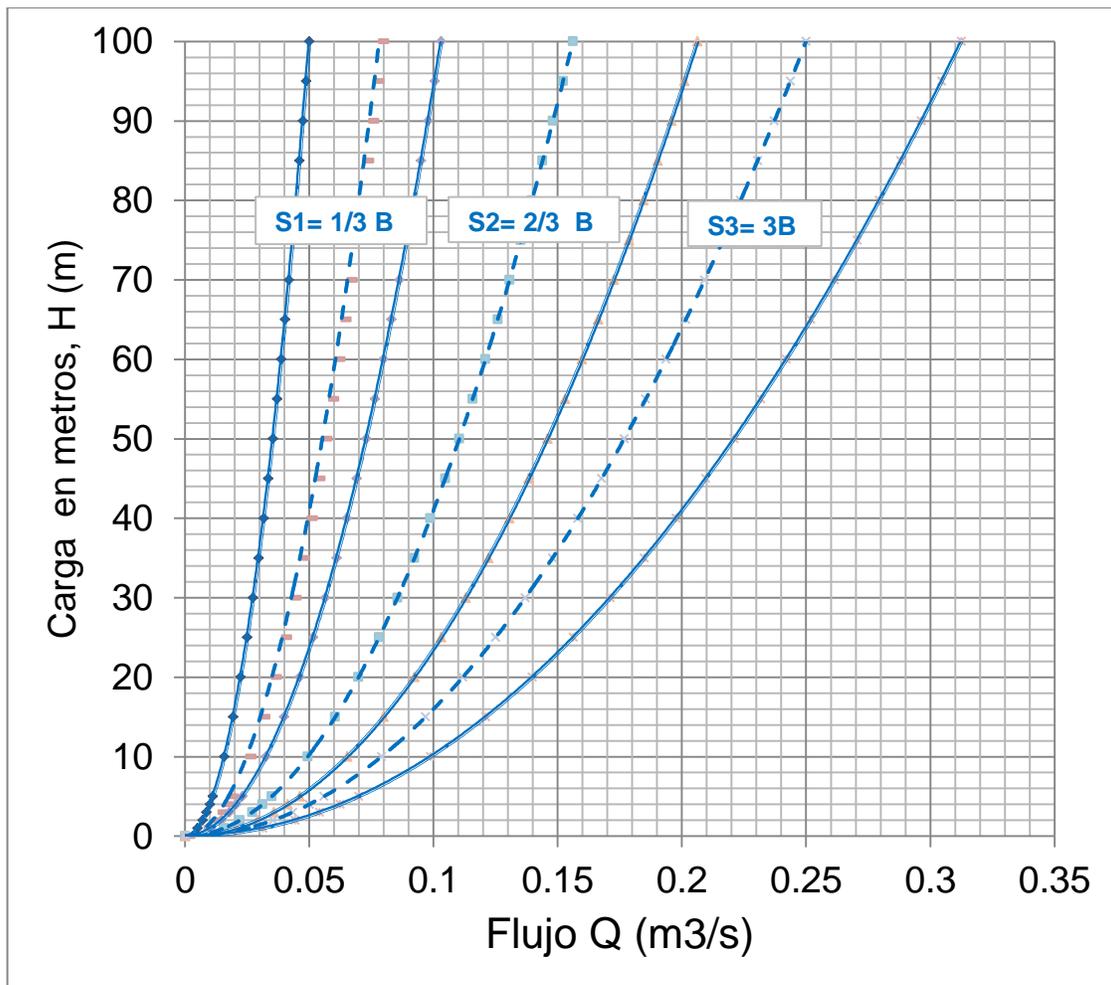
$$Q_D (S_3) = k_D (S_3)\sqrt{H} \quad 3.2. 71$$

$$Q_D (0.2, S_3) = 0.02500\sqrt{H}$$

$$Q_{\max (S_3)} = k_{\max (S_2)}\sqrt{H} \quad 3.2. 74$$

$$Q_{\max (0.2, S_3)} = 0.03125\sqrt{H}$$

Figura 4.1.3 Líneas de isoeficiencia que definen la zona de trabajo para el diámetro más pequeño establecido para la estandarización, 0.2 m, (200 mm).



Zona de trabajo para siguiente diámetro i , establecido para la estandarización.

Para la primera sección del rotor $S_1=1/3 B$

El flujo mínimo de la primera sección S_1 del diámetro siguiente $Q_{\min(D_{i+1}, s_1)}$, se toma menor que el flujo máximo de la tercera sección del diámetro anterior $Q_{\max(D_i, s_3)}$. El rango de flujo de la turbina debe ser seleccionado de forma que la constante k_D se encuentre en el rango establecido en la tabla (3.2.2) para el diámetro correspondiente.

$$Q_{\min (i, S_1)} = Q_{\max (i-1, S_3)} \quad 3.2. 77$$

$$H = 100 \text{ m}$$

Siguiendo el mismo procedimiento que el desarrollado para el primer diámetro seleccionado, $D_2=0.2 \text{ m}$ (200mm), se establecen las zonas de trabajo para el resto de los diámetros: $D_2= 0.3 \text{ m}$ (300 mm), $D_2=0.4 \text{ m}$ (400 mm), $D_2=0.5 \text{ m}$ (500 mm).

Las líneas de isoeficiencia para todos los diámetros de trabajo se muestran en el Anexo IV.2.

4.6. Comprobación de la velocidad específica de las turbinas para cada diámetro seleccionado.

Esta comprobación se realiza para los parámetros de trabajo medio de la turbina, haciéndolo corresponder con el flujo de diseño de la turbina funcionando con dos secciones $k_D (s_2)$, para el diámetro seleccionado.

$$n_q = \frac{39.85}{D_2} \sqrt{k_{D(s_2)}} \quad 3.2. 79$$

Para el primer diámetro seleccionado $D_2=0.2 \text{ m}$ (200mm) y primera sección del rotor (S1).

$$n_q = \frac{39.85}{0.2} 0.00781$$

$$n_q = 17.6$$

La velocidad específica se encuentra en el rango de n_q de 10 a 60 para el caso de las turbinas Michell-Banki de acuerdo a los reportes de la literatura (tabla 1.4.2).

De igual forma se realizan las comprobaciones para el resto de los diámetros: $D_2= 0.3 \text{ m}$ (300 mm), $D_2=0.4 \text{ m}$ (400 mm), $D=0.5 \text{ m}$ (500 mm). Ver Anexo IV.1.

4.7. Gráfico de potencia para los rangos de flujos y las cargas, establecidos para la estandarización.

$$N = 9.81 * Q * H * \eta$$

Para la turbina Michell-Banki asumimos un rendimiento de 0.75, un valor conservador y considerando que la misma se construye en condiciones locales sin grandes exigencias tecnológicas.

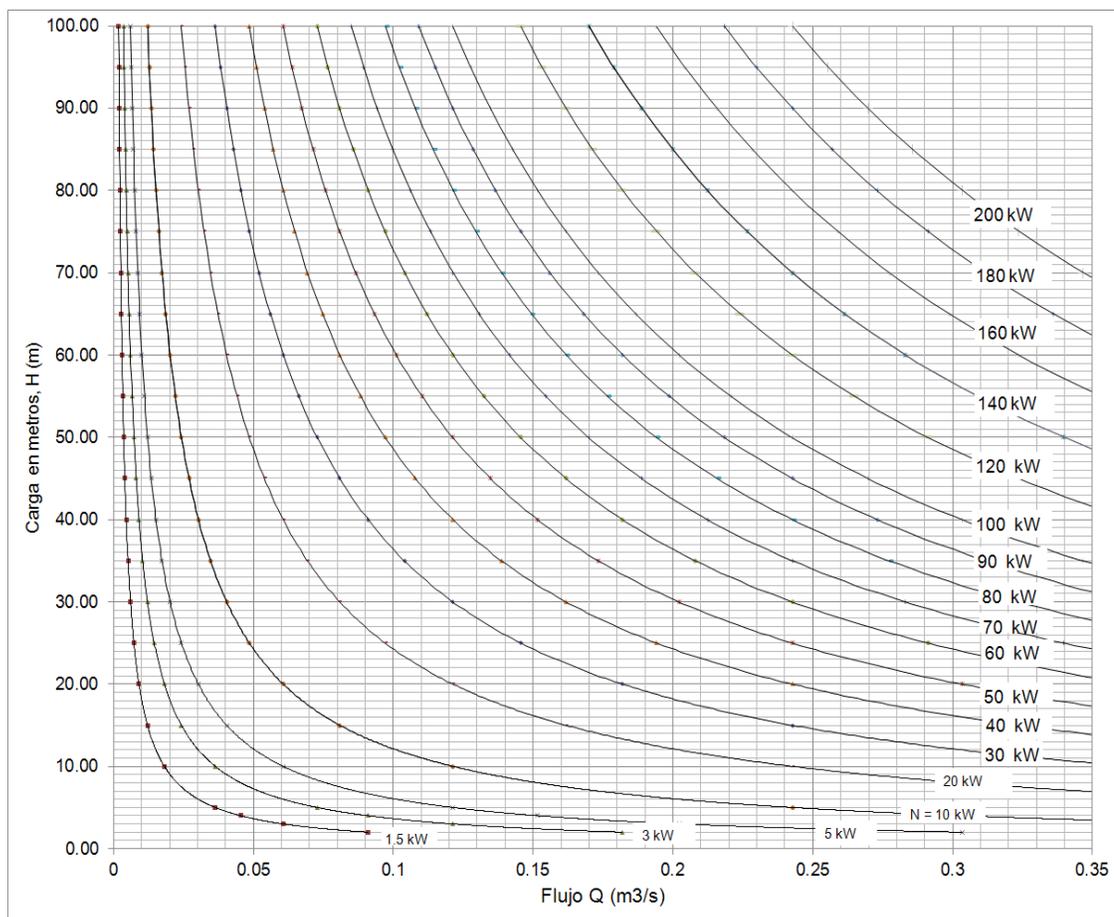
$$N = 9.81 Q H 0.75 \qquad 3.2. 81$$

$$N = 8.2404 Q H \qquad 3.2. 82$$

Para obtener las líneas de potencia constante se expresa la ecuación (4.2.56) en función de N:

$$Q = 0.12135 \frac{N}{H} \qquad 3.2. 83$$

Figura 4.7.1 Gráfico de potencia para el rango de flujos y cargas de la estandarización.



4.8. Selección de la velocidad de rotación de la turbina a partir del número óptimo de revoluciones.

Según lo planteado el epígrafe (3.1), el número óptimo de revoluciones para las turbinas Michell-Banki en (rpm) está definido en la expresión (3.1.8)

$$n_{op} = 39.85 \frac{\sqrt{H_D}}{D_2} \quad 3.1.8$$

De esta expresión se deduce que a cada combinación de carga y diámetro le corresponde una velocidad de rotación n_{op} . La estandarización se realiza contemplando una transmisión por correas o engranes entre la turbina y el generador, la cual tiene una relación de transmisión de acuerdo al salto con que

opera la turbina, esta girará a diferentes revoluciones por minuto y se harán corresponder estas con la velocidad sincrónica del generador seleccionado a 60 Hz, tabla (1.5.1).

La velocidad de rotación de la turbina se selecciona para las velocidades sincrónicas a 60 Hz de acuerdo a la tabla (1.5.1).

n (rpm)						
300	450	600	900	1200	1800	3600

Para cada diámetro seleccionado debe ser estimado el valor de la carga requerida para cada velocidad sincrónica establecida y hacerla coincidir con el número óptimo de revoluciones. En caso que el recurso no se encuentre en el intervalo de carga establecido se requerirá un multiplicador entre el generador y la turbina.

El cálculo se realiza para todos los diámetros seleccionados.

$$H = 0.00062971 [n D_2]^2 \qquad 3.2. 86$$

Diámetro $D_2 = 0.2$ m (200 mm) y $n=300$.

$$H = 0.00062971 [300 * 0.2]^2$$

$$H = 2.267 \text{ m}$$

Este cálculo se realiza por diámetros para cada velocidad sincrónica seleccionada.

Las cargas marcadas en rojo se salen del rango de aplicaciones de las turbinas con carga (H) menores de 100 m.

Tabla 4.8.1 Carga requerida para lograr las velocidades sincrónicas para los diámetros seleccionados.

D_2	n (rpm)						
	300	450	600	900	1200	1800	3600
	H (m)						

200	2.26	5.10	9.06	20.40	36.27	81.61	326.44
300	5.10	11.47	20.40	45.90	81.61	183.62	734.49
400	9.06	20.40	36.27	81.61	145.08	326.44	1305.76
500	14.16	31.87	56.67	127.51	226.69	510.06	2040.26

Se normalizan las siguientes velocidades de acuerdo a los diámetros seleccionados.

Tabla 4.8.2 Velocidades sincrónicas para los diámetros seleccionados.

D ₂	n (rpm)					
	300	450	600	900	1200	1800
	H (m)					
200	2.26	5.10	9.06	20.40	36.27	81.61
300	5.10	11.47	20.40	45.90	81.61	
400	9.06	20.40	36.27	81.61		
500	14.16	31.87	56.67			

Con los cálculos realizados hasta aquí pueden ser desarrollados los gráficos con los rangos de operación recomendados para cada modelo de turbina seleccionado, limitando en los gráficos los parámetros establecidos para cada modelo en la estandarización. Ver Anexos V.2, V.3 y V.4.

Figura 4.8.1 Número óptimo de revoluciones de la turbina para $D_2=0.2$ m (200mm)

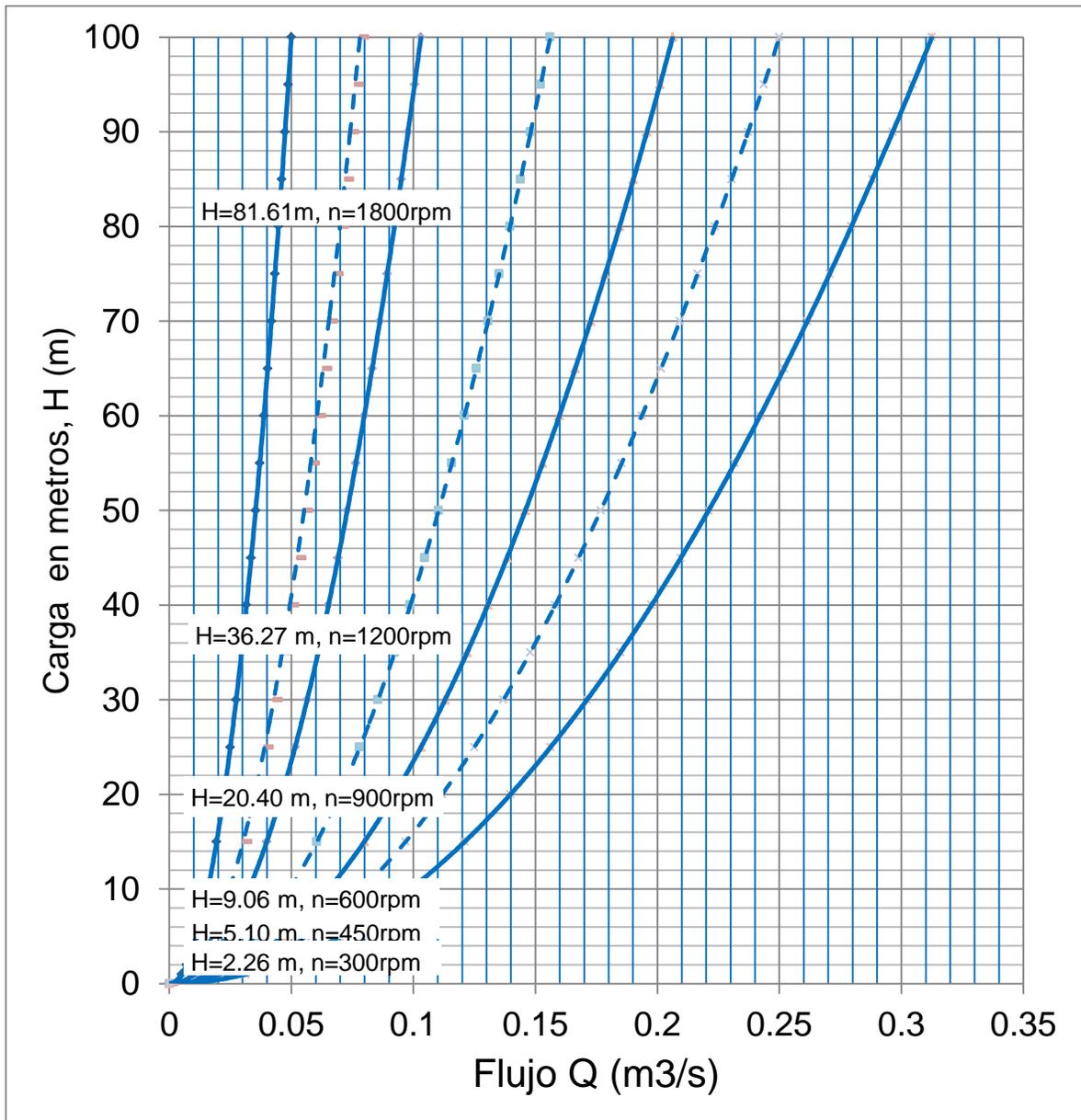
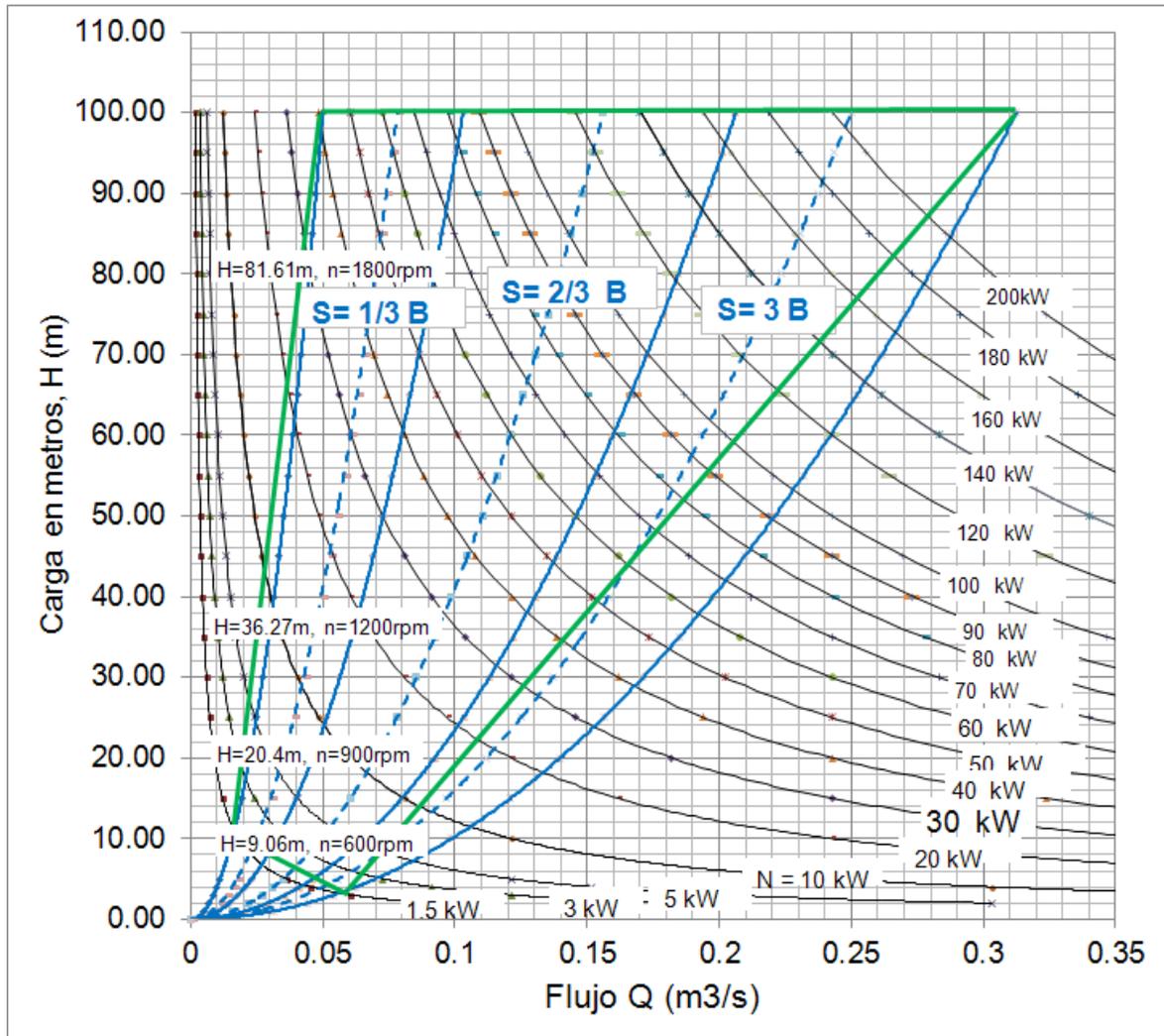


Figura 4.8.2 Rangos de operación recomendado para la estandarización, para el modelo de turbina Michell-Banki $D_2=0.2$ (200mm), limitado por número óptimo de revoluciones, rendimiento, potencia y carga.



4.9. Dimensionamiento y cálculo hidráulico de los modelos de turbinas para la estandarización.

4.9.1. Dimensionamiento y cálculo del rotor.

Cálculo del diámetro interior del rotor D_i .

Considerando $\alpha_2 = 16^\circ$ $k_u = 0,5$

$$D_i = 0,66 D_e$$

$$3.2.88$$

Cálculo del arco de admisión.

Limitante de arco de admisión:

Considerando $\alpha_2 = 16^\circ$ $k_u = 0,5$

$$k_o = 0.334 \quad 3.2. 92$$

El porcentaje de admisión se toma 0.30

Determinación del diámetro máximo del eje del rotor.

En forma práctica se obtiene:

$$d = 0.328 D_2 \quad 3.2. 94$$

Cálculo del ancho del rotor.

$$B = 0.259 \frac{Q}{k_c D_2 \sqrt{H} X_Z} \quad 3.2. 95$$

Cabe aclarar que el ancho del rotor dado por la ecuación anterior representa el valor de diseño mínimo requerido. Por otra parte la experiencia acumulada en la construcción de este tipo de máquinas demuestra que para que no existan pérdidas de caudal en la interfase entre el inyector y el rotor, el ancho del rotor deberá ser construido de 20 a 40 % mayor que el ancho del inyector (Paz, 2007).

Cálculo de la razón de aspecto.

Esta relación expresa que proporción hay entre el ancho del rotor y el diámetro exterior del mismo.

$$\text{Razón de aspecto} = \frac{B}{D} \quad 3.2. 96$$

La experiencia requiere que este valor esté comprendido entre 0,50 y 3,50 (Paz, 2007).

4.9.2. Dimensionamiento y cálculo de los alabes del rodete.

El radio de curvatura, r de los alabes del rodete.

$$r = 0.163 D_2 \quad 3.2. 98$$

El ángulo de curvatura de los alabes del rodete ϕ .

Cuando el ángulo es igual a $\alpha_2 = 16^\circ$ este ángulo tiene un valor de 73°

$$\phi = 73^\circ \quad 3.2. 100$$

Selección del número de álabes del rotor.

La selección del número de álabes se realiza en base a la Tabla (3.2.3).

Tabla 3.2.3. Selección del número de álabes del rotor (Instituto Nacional de Energía, Ecuador, 1986).

Diámetro del rotor D_2 (mm)	Número de Álabes, Z
200	22
300	24
400	26
500	28

Selección del espesor de los álabes del rotor

Para facilitar la construcción de los álabes frecuentemente se utilizan tuberías comerciales de acero al carbono sin costura.

La tabla 3.2.4. Muestra los diámetros y espesores de tuberías recomendados para la construcción de los álabes (Pérez, 2007).

Tabla 3.2.4. Selección del espesor de los álabes del rotor (Instituto Nacional de Energía, 1986).

Rotor	Tubería		
	Diámetro (mm)	Diámetro nominal (pulg.)	Espesor (mm)
200	2 ½"	5.16	8.62
300	4"	6.02	16.07
400	5"	6.55	21.78
500	6"	7.11	28.26

4.9.3. Diseño del inyector.

El diseño del inyector, diseño de la carcasa y diseño mecánico no son objetivos del presente trabajo, dejando esto para otra etapa de trabajo. Los parámetros calculados se muestran en el Anexo IV.1

4.10. Estandarización de los modelos de turbinas a evaluar para la estandarización.

Parámetros calculados para los modelos de turbinas seleccionados en la estandarización y los gráfico de estandarización para los diámetros y modelos de turbinas seleccionados en la estandarización de turbinas Michell-Banki para el aprovechamiento del potencial hidroenergético en Cuba se muestran en los anexos IV.1 y IV.5, en los anexos IV.2, IV.3, IV.4, se muestra el procedimiento usado para el desarrollo de la estandarización.

4.11. Evaluación de impacto de la estandarización.

Los proyectos hidroeléctricos a pequeña escala, especialmente a filo de agua como la temática abordada tienen un bajo impacto sobre el ambiente, debido a que no requieren grandes represamientos de agua; por esto son una buena opción para el suministro sostenible de energía eléctrica.

El principal impacto de la estandarización sería económico, se tendría un sustancial ahorro de tiempo, costos de diseño, costos de construcción, reemplazo inmediato de partes o repuestos (Hernández 1980), (Jáuregui, 1994). La estandarización permitiría la producción local de los modelos de turbinas Michell-Banki propuestos, garantizando los estándares de eficiencia establecidos.

En el año 2009, la Empresa de Hidroenergía le ahorró al país 39 088 toneladas de combustible y dejó de emitir más de 120 501 toneladas de dióxido de carbono a la atmósfera. La Hidroenergía seguirá creciendo y llegará próximamente a 70 000 kW de potencia instalada conectada o no al Sistema Electroenergético Nacional. Brindando el servicio eléctrico a más personas y objetivos económicos con los beneficios de la vida moderna en los lugares más intrincados. (CITMA-MINBAS, 2010)

Según lo estipulado en las evaluaciones del proyecto de mini centrales hidroeléctricas, existe coincidencia en que generan impactos positivos en las comunidades (Sánchez 2000). Los beneficios logrados no se limitan al acceso a la energía sino que se está logrando además el acceso a la comunicación y oportunidades para la generación de microempresas que promueven actividades productivas y comerciales, y por ende generan empleo e ingresos rurales. Sin embargo, según (ITDG Grup, 2005), la instalación sola de las mini centrales hidroeléctricas no es suficiente para asegurar que los sistemas sean administrados eficientemente y que los beneficiarios aprovechen al máximo la nueva fuente de energía. El trabajo administrativo y de organización, es un trabajo de largo plazo y depende del proceso de educación y acompañamiento.

En concordancia con lo señalado por (ITDG Grup, 2005), la evolución en relación al tema de MCHs ha sido así: se ha partido siempre de las necesidades de la población, y en los primeros años profundizó más en el aspecto tecnológico dado que se estaba desarrollando y adaptando la tecnología apropiada para la electrificación de poblaciones aisladas y su demostración práctica. Al madurar la tecnología de generación micro-hidro, el aspecto social empezó a ganar terreno. A

partir de esto se aprecia un aporte más ligado a microfinanzas, y por lo tanto se está optimizando el logro de mejores indicadores de gestión del crédito.

El impacto positivo producido por las MCHs en la economía local es percibido por la gran mayoría (87%) (Calderón 2005) de las personas beneficiadas. Incluso, quienes familiarmente sienten que sus ingresos no han mejorado reconocen los beneficios colectivos.

Según la evaluación de impacto social, entre los principales beneficios que se han obtenido gracias a la energía proporcionada por las MCHs, figuran: la iluminación de las viviendas, lo cual es percibido como un beneficio por un 82% de los encuestados, y le sigue el confort que se encuentra asociado a la utilización de diversos artefactos (televisión, planchas, licuadoras) que dan comodidad a las familias (74% de la población lo percibe así), (Sánchez 2005).

Asimismo, la instalación de las MCH en las localidades rurales consideradas ha generado amplias mejoras en los medios de vida de las familias y las poblaciones beneficiadas.

También la adquisición y uso de activos físicos tales como los artefactos eléctricos ha mejorado la calidad de vida en términos de bienestar y confort. El artefacto más utilizado es la televisión (69% de la población), (Sánchez 2005), seguido por la radio, artefacto tradicionalmente asociado al espacio rural (56%). También es importante el uso de licuadoras (46%), planchas (45%) y refrigeradoras (24%). La iluminación pública ha incrementado el uso de espacios públicos y ha aumentado los contactos sociales y la autoestima.

CONCLUSIONES

1. La turbina Michell-Banki es una turbina de acción de flujo transversal y de admisión parcial, se utiliza generalmente en aquellos proyectos de generación eléctrica donde se utiliza una fuente con caudal y salto medio para satisfacer las necesidades de generación en comunidades aisladas.
2. Las turbinas Michell-Banki son de baja velocidad específica, una de las grandes ventajas de dicha turbina es que su construcción es relativamente sencilla, lo que la hace atractiva en el balance económico de un aprovechamiento a pequeña escala en países en vías de desarrollo.
3. La adopción de la estandarización es el primer paso para simplificar los proyectos, disminuir los costos iniciales y lograr un esquema operativo que disminuye los costos de mantenimiento operación y reemplazo.
4. Para el caso de las turbinas Michell-Banki es muy sencilla la estandarización ya que para un determinado diámetro exterior D_2 puede ser adoptado un número de anchos del rodete B, para de esta forma cubrir un mayor espectro por cada modelo y cubrir con una menor cantidad de turbinas el espectro requerido en la región o país.
5. La estandarización de turbinas hidráulicas permite que con 4 modelos, de turbinas hidráulicas Michell-Banki, $D_2 = 200, 300, 400$ y 500 mm se cubra los flujos y cargas identificados.
6. La estandarización permitiría evaluar las producciones locales de los modelos de turbinas Michell-Banki, mejorando los estándares de eficiencia existentes.
7. Los modelos de turbinas propuestos en el presente trabajo son tecnológicamente realizables por la industria nacional.
8. El principal impacto de la estandarización sería económico, se tendría un sustancial ahorro de tiempo, costos de diseño, costos de construcción, reemplazo inmediato de partes o repuestos.

RECOMENDACIONES

1. Culminar el proceso de diseño y fabricación de modelos de turbinas.

BIBLIOGRAFÍA

1. **Comisión Nacional de Energía:** Algunos elementos sobre la fabricación de turbinas hidráulicas en Cuba. La Habana. Junio. 1993.
2. **INRH (1993).** Algunos elementos sobre la fabricación de turbinas hidráulicas en Cuba.
3. **INRH (1993).** Informe sobre la producción nacional de turbinas para minihidroeléctricas en la Empresa de Planta Mecánica.
4. **INRH (1993).** Inventario de los parámetros hidroenergéticos de las presas construidas y en construcción en la República de Cuba.
5. **INRH (1996).** Situación actual y perspectiva de la hidroenergía en Cuba. Ponencia al Seminario Técnico y Taller Internacional de Hidroenergía, INRH-HIDRORED-FAKT. Ciudad Habana.
6. **Espinal D (2014).** Procedimiento metodológico para la estandarización de turbinas hidráulicas para el aprovechamiento del potencial hidroenergético de bajas caídas. Tesis máster en tecnologías de energías renovables. Santo Domingo República Dominicana. Enero, 2015
7. **Madruga Rodríguez Emir.** Mini, micro y pequeñas centrales hidroeléctricas. Segundo Fórum Nacional de Energía.
8. Manual de energía renovable, Energía hidráulica, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la energía. (IDEA). 1992.
9. **Organización Latinoamericana de Energía, OLADE (1985).** *Manual de Diseño de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.* Vol. Volumen 4 Equipos. Bucaramanga, Colombia.
10. **AkerKar, B. P., Fiuzat, A. A. (1989).** *Better Efficiency for Cross-Flow Turbines.* Hydro Review, p 76-82; Diciembre 1989.
11. **Cadena, A. Moisés, G. Hoyos, E. (2003).** *Diseño de una propuesta para posibilitar la prestación de servicios de agua potable y energía como servicios complementarios en zonas aisladas y rurales,* en VI Seminario Internacional sobre Análisis y Mercados Energéticos” Universidad Nacional de Colombia, sede Medellín – Universidad de Los Andes. Medellín. Octubre de 2003.

-
12. **Calderón C. J. (2005)** .*Evaluación de impacto social del proyecto Fondo de Promoción de Micro centrales Hidráulicas (FPM)*. Intermediate Technology Development Group. ITDG. Lima.
 13. **Catacora E. A., Valero C., (2004):** *Diseño y fabricación de micro turbinas hidráulicas*. Seminario Internacional Energía Solar Medio Ambiente y Desarrollo. Cusco. Perú.
 14. **Catacora E. A., Valero C., (2012).** *Diseño y fabricación de micro turbinas hidráulicas*. Proyecto Libro Digital. PLD 0564. Lima, Perú. <http://www.guzlop-editoras.com/>.
 15. **Comisión Europea. European Small Hydropower Association, ESHA (1998).**Manual de Pequeña Hidráulica. Belgian
 16. **Comisión Europea. European Small Hydropower Association, ESHA 2006.** *Guía para el desarrollo de una pequeña central hidroeléctrica*. Bélgica.
 17. **Costa P. N. H.; Teixeira B. J. E. B. (1994).** *Análisis Computacional Bidimensional de Tuberías Cross – Flow*”. Secção de Termodinâmica Aplicada. Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Superior Técnico. Lisboa, Portugal.
 18. **Departament For Internacional Development. DFID. (2005)** *Guías Sobre Medios de Vida Sostenibles MVS*. [http://www.livelihoods.org/info/info_guidanceS](http://www.livelihoods.org/info/info_guidanceSheets.html)
[heets.html](http://www.livelihoods.org/info/info_guidanceSheets.html) Consultado en julio de 2005.
 19. **Dyner I, Álvarez C, Cherni J. SD (2005).** *For assessing the contribution of energy to sustainable livelihoods in poor developing nations*. Memories XXII International conference of system dynamics society. Boston. USA.
 20. **Ecuador. Instituto Nacional de Energía, INE (1986).** *Normalización de Turbinas Tipo Michell Banki*. Quito.
 21. **Fernández, D. P, (2004).** *Turbinas hidráulicas*. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria. España.
 22. **García, P. A (2011).** *Turbo máquinas – Turbinas Hidráulicas*. Facultad de Ingeniería Eléctrica y Electrónica. Universidad Nacional del Callao.
 23. **Gonçalves, C. S., Cotacallapa, R. B. (2007).** *Modelamiento de los Parámetros de Funcionamiento de la Turbina Hidráulica de Flujo Cruzado Aplicando el Método de*

Elementos Finitos. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Nacional de Ingeniería. Lima, Perú.

24. **Góngora, V. (2012)**. *Micro Turbinas para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Turbina Michell-Banki*. Tesis de Maestría en Ciencias de la Ingeniería. Mención en Recursos Hídricos. Universidad Nacional de Córdoba. Argentina.

25. **Gross, R. (2004)**. *Technologies and Innovation for System Change in the UK: Status, Prospects and System Requeriments of Some Leading Renewable Energy Options*, in Energy Policy. Special Issue: Energy Policy for a Sustainable Energy Future. 2004.

26. **Hernández. C. A, (1980)**. *Diseño y normalización de turbinas Michell Banki*. Organización Latinoamericana de Energía, OLADE. Quito, Ecuador.

27. **Instituto Nacional de Energía, INE (1986)**. *Normalización de Turbinas Tipo Michell-Banki*. Ecuador.

28. **Intermediate Technology Development Group, ITDG_Group. (1995)**. *Manual de las Mini y Micro centrales Hidráulicas*. Lima, Perú.

29. **Intermediate Technology Development. ITDG_Group (2006)**. *Ficha Técnica Turbina Michell-Banki*. Lima, Perú.

30. **Osserberg.com. 2012**. Osserberg.com. www.ossberger.de. [En línea]. <http://www.ossberger.de/cms/es/hydro/la-turbina-ossberger/>.

31. **Jáuregui S.L (1994)**. *Normalización de turbinas hidráulicas para pequeñas centrales hidroeléctricas en Cuba*. Ponencia XIII Fórum de Ciencia y Técnica. Publicación Universitaria. Universidad Central "Marta Abreu" de las Villas. Cuba.

32. **Jáuregui S.L (1998)**. *Normalización de turbinas hidráulicas para las presas Cubanas*. HIDRORED. 1/1998.

33. **Jiménez B. A. 1991**. *Planificación cultural y diseño de proyectos: Gestión de Proyectos Culturales*. Consejo Nacional de Universidades y escuelas politécnicas (CONVEP) Quito (Ecuador). 1991

34. **Lussier, R. N., y Pfeifer, S. (2001)**. *Un modelo transnacional para predecir el éxito en los negocios*. [versión electrónica]. Journal of Common Market Studies, 39(3), 228-239.

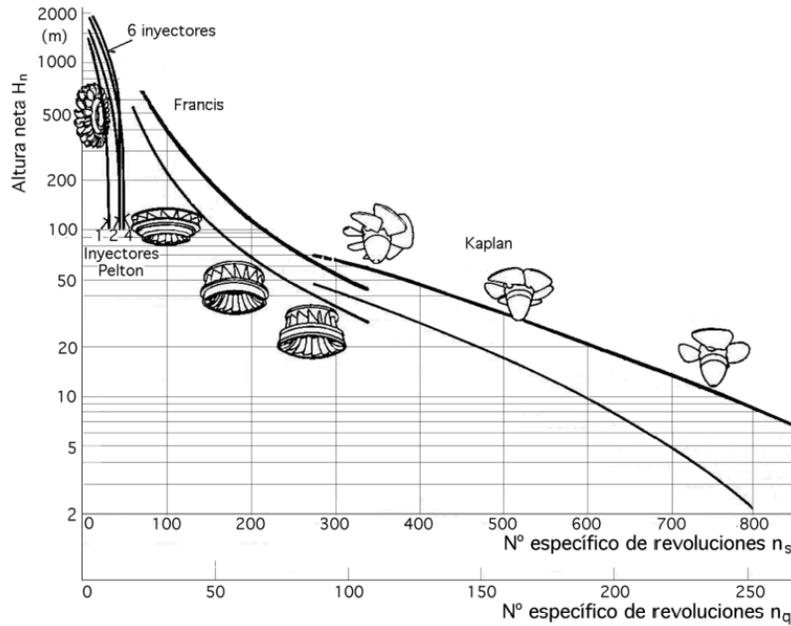
-
35. **Marchegiani A (1992).** *Metodología de diseño y cálculo de una turbina de flujo transversal.* Cuadernos de La Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue, Neuquén, Argentina.
36. **Marchegiani, A R.;** *Pequeñas Centrales Hidráulicas.* Cuadernos de La Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue, Neuquén, Argentina.
37. **Mattaix C. (1975).** *Turbo máquinas \ Hidráulicas;* Ed. ICAI; Madrid.
38. **Naranjo, L, Botero, S (2005).** *Informe Marco Legal. En Proyecto COLCIENCIAS. Plataforma para el soporte a la evaluación de políticas y a la toma de decisiones en energización de zonas no interconectadas en Colombia.* En Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín. Mayo 2005.
39. **Paz, P. E, Carroci, L. R., Magalhães F. P., Romero, L. C. (2007).** *Metodología de Diseño Hidráulico y Mecánico de una Turbina Michell-Banki.* Sao Pablo, Brasil.
40. **Pfleiderer, C. (1960).** *Bombas Centrífugas y Turbocompresores.* Traducción de la 4ta. Edición Alemana. Editorial Labor S. A. Madrid, España.
41. **Renewable energy for Sustainable Livelihoods RESURL (2005).** *Seminario taller sobre la energización rural en zonas rurales aisladas y medios de vida sostenibles.* Medellín – Colombia. Abril 2005.
42. **RETSscreen internacional, (2010).** Qubec, CANADA: Lionel Bulet, P.O. Box 4800.
43. **Sánchez, T (2000).** *Proyecto “Fondo de promoción de Micro centrales Hidroeléctricas” convenio BID – ITDG.* Documento realizado para ITC-UK y presentado en el “Rural Energy Workshop”, Brasil.
44. **Santiago, P., Peláez, R. J. D., Hernández, C. M. (2013).** *Construction and Performance Evaluation of a Michell Banki Turbine Prototype.* The First LACCEI International Symposium on Mega and Micro Sustainable Energy Projects, August 15, Cancun, Mexico.
45. **Secretaría Permanente de OLADE (1980).** *Manual de Diseño y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.* Volumen I. Diseño Normalización y Fabricación de Turbinas Michell Banki.. Quito, Ecuador.

-
46. **Smith, R. & Pulgarín, A. (2002).** *Optimización multiobjetivo con algoritmos genéticos: desarrollo de un modelo para electrificación rural*, en XI – Congreso latino iberoamericano de investigación de operaciones Chile 2002.
47. **Streeter, V. L., Wyle, E. B. y Bedford, K. W. (2000).** *Mecánica de Fluidos*. Bogotá, Colombia: McGRAW-HILL.
48. **Tell, I (2004).** *Form Economic Input to Human Right. ETC Foundation*. Energy, in Recommend. V1. Ed 2. 2004.
49. **Wilson D. G., Korakianitis T., (1998).** *The Design of High-Efficiency Turbo machinery and Gas Turbines*. 2nd ed. Prentice Hall.
50. **Zapata, J & Bayona, I. (2001).** *Nuevo esquema de organización para el suministro energético en las zonas no interconectadas de Colombia*. Revista Escenarios y Estrategias, N° 8. Bogotá, Diciembre de 2001. Disponible En: <http://www.upme.gov.co/revista/web/nuevo.htm> # [Fecha de consulta: Marzo de 2005].
51. **Zarate, C. F., Aguerre, R. A. (1987).** *Turbina Michell-Banki: Criterios de Diseño, Selección y Utilización*; Universidad Nacional de La Plata; La Plata.

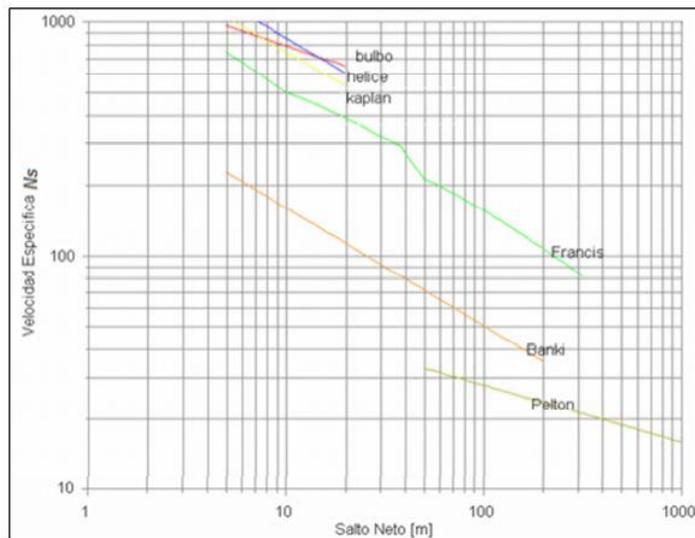
ANEXOS.

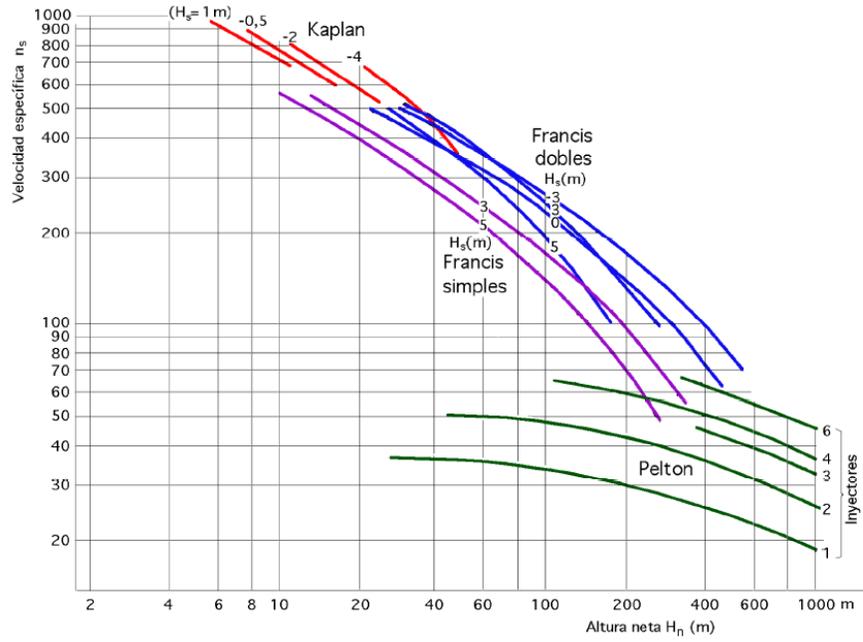
Anexo I.1 Clasificación e intervalos de aplicación para turbinas hidráulicas según la velocidad específica.

(Cortesía de VoithHydro, Inc.)

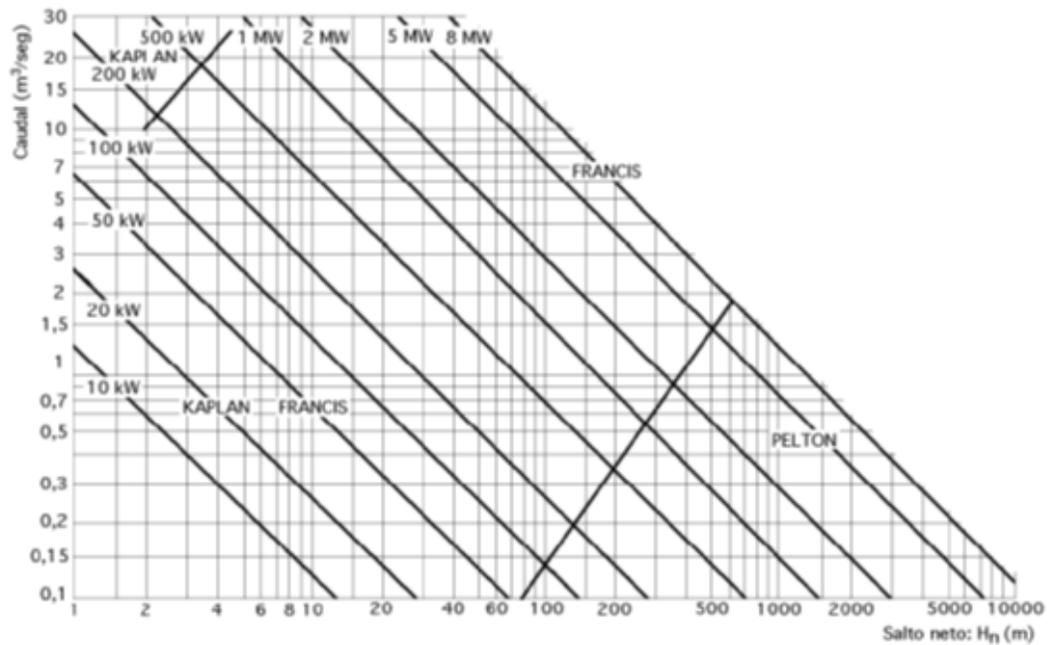
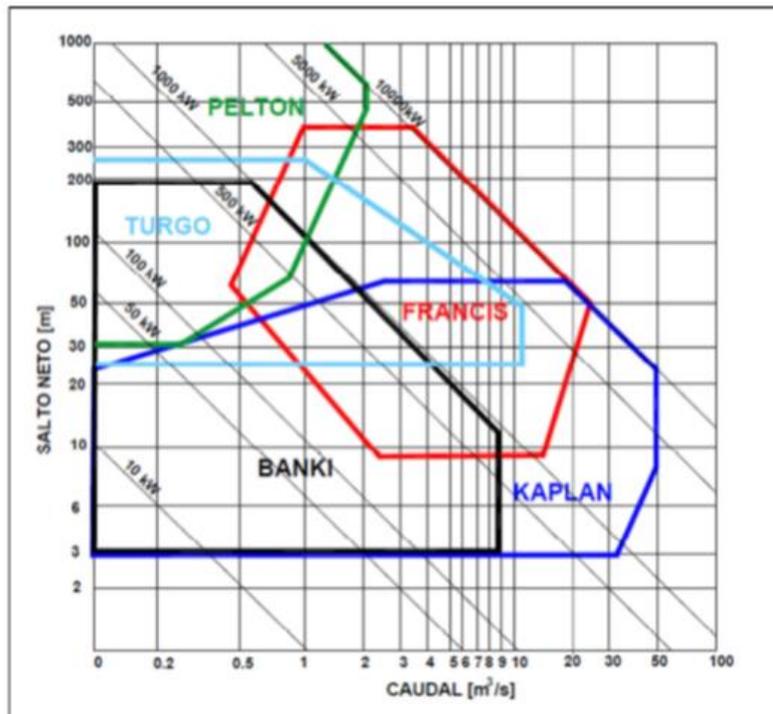


(Fernández Mosconi).

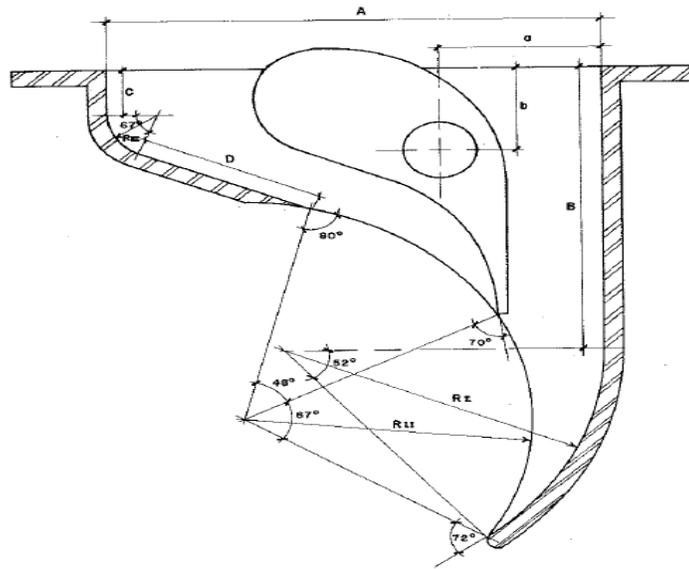




Anexo I.2 Clasificación e intervalos de aplicación para turbinas hidráulicas según la velocidad específica (Fernández Mosconi).



Anexo II.1 Principales dimensiones del eyector para diferentes diámetros del rodete (ITDG- Grup, 2006).

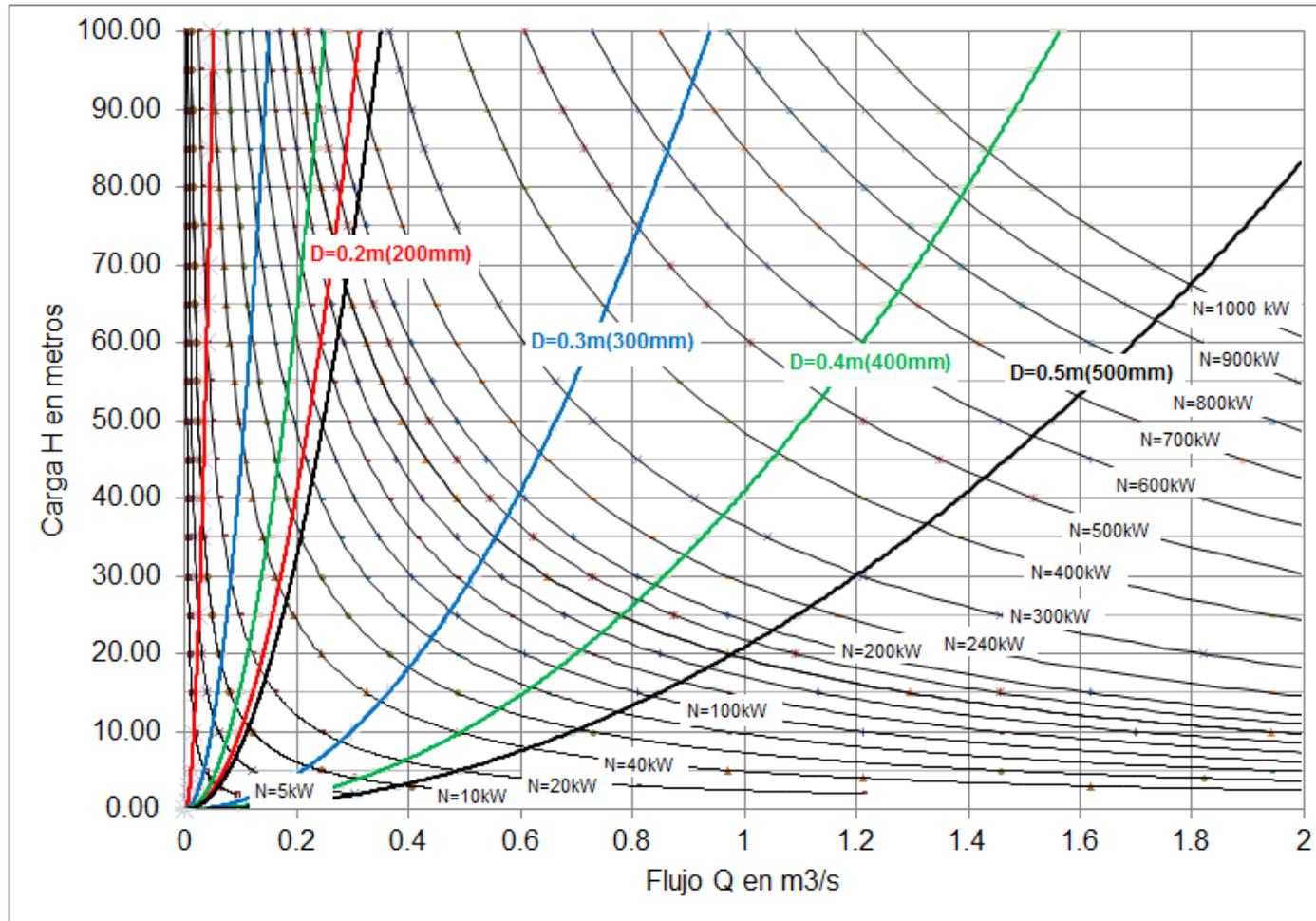


COTA (mm)	Diámetro del rodete D_e (mm)			
	300	400	500	600
A	261	348	435	522
B	195	260	325	390
C	31	41	52	62
D	102	136	170	204
a	85	113	142	170
b	55	73	92	110
R_I	168	224	280	336
R_{II}	151	201	252	302
R_{III}	28	37	47	56
R_1	94	125	157	188
R_2	39	52	65	78
R_3	31	41	52	62
R_4	60	80	100	120
R_5	100	133	167	200
R_6	70	93	117	140
R_7	133	177	222	266
X	35	47	58	70
Y	116	155	193	232
l_1	51	68	85	102
L_2	98	131	163	196
L_3	20	27	33	40

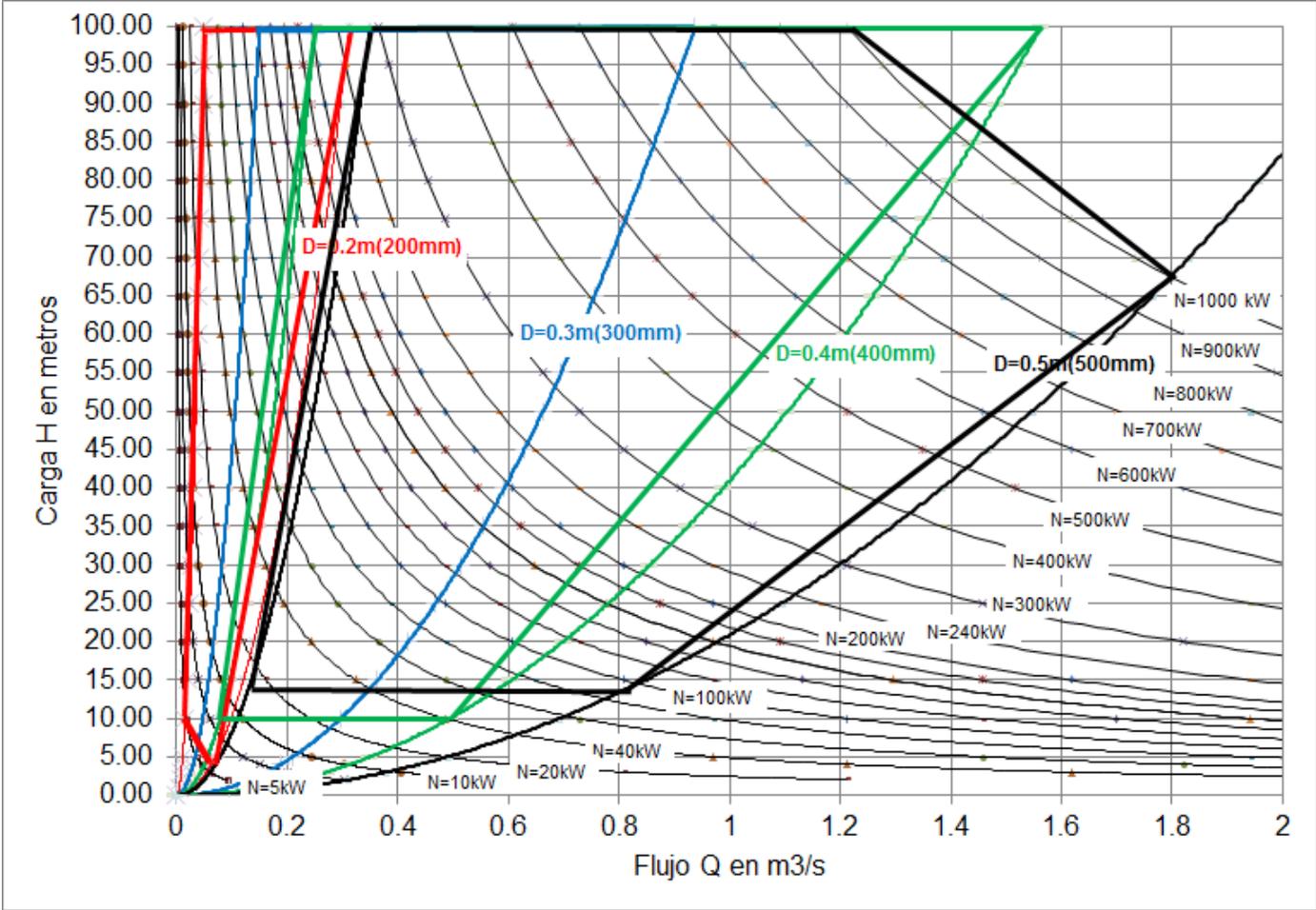
Anexo IV.1 Parámetros calculados para los modelos de turbinas seleccionados en la estandarización.

D ₂	Parám.	Ancho del rodete B									Rango k _D Recomendado	
		Primera sección S1 (1/3 B)			Segunda sección S2 (2/3 B)			Tres secciones S3 (3/3 B)				
		Mínimo	Diseño	Máximo	Mínimo	Diseño	Máximo	Mínimo	Diseño	Máximo	Mínimo	Máximo
0.2	Q (m ³ /s)	0,0500	0,0781	0,1031	0,1031	0,1561	0,2063	0,2063	0,2500	0,3125		
	K	0,005	0,00781	0,01031	0,01031	0,01561	0,02063	0,02063	0,02500	0,03125	0.02236	0.04743
	nq	14,1	17,6	20,2	20,2	24,9	28,6	28,6	31,5	35,2		
	B (m)	0.05			0.10			0.16				
	Di (m)	0.13										
	Z	22										
0.3	Q (m ³ /s)	0,150	0,234	0,309	0,309	0,468	0,619	0,619	0,750	0,938		
	K	0,01500	0,02344	0,03094	0,03094	0,04682	0,06188	0,06188	0,07500	0,09375	0.04743	0.07906
	nq	15,9	19,8	22,8	22,8	28,7	32,2	32,2	35,5	39,7		
	B (m)	0.10			0.20			0.31				
	Di (m)	0.20										
	Z	24										
0.4	Q (m ³ /s)	0,250	0,3906	0,5156	0,5156	0,7803	1,0313	1,0313	1,2500	1,5625		
	K	0,02500	0,03906	0,05156	0,05156	0,07803	0,10313	0,10313	0,12500	0,15625	0.07906	0.11068
	nq	15,4	19,2	22,1	22,1	27,8	31,2	31,2	34,3	38,4		
	B (m)	0.12			0.24			0.39				
	Di (m)	0.26										
	Z	26										
0.5	Q (m ³ /s)	0,350	0,5469	0,7219	0,7219	1,0924	1,4438	1,4438	1,7500	2,1875		
	K	0,03500	0,05469	0,07219	0,07219	0,10924	0,14438	0,14438	0,17500	0,21875	0.11068	0.15812
	nq	14,5	18,2	20,9	20,9	26,3	29,5	29,5	32,5	36,3		
	B (m)	0.14			0.27			0.44				
	Di (m)	0.33										
	Z	28										

Anexo IV.2 Líneas de isoeficiencia que definen la zona de trabajo para cada diámetro y modelos de turbinas.



Anexo IV.3 Construcción de la zona de trabajo para cada diámetro y modelos de turbinas seleccionados en la estandarización.



Anexo IV.4 Gráfico de estandarización para los diámetros y modelos de turbinas seleccionados en la estandarización de turbinas Michel Banki para el aprovechamiento del potencial hidroenergetico de Cuba.

