

**Universidad Central
“Marta Abreu” de Las Villas
Facultad de Ingeniería
Mecánica**



CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE EJE HORIZONTAL

**Centro de Estudios
Energéticos y de
Tecnologías Ambientales
(CEETA)**



**Autor: Armando
Aragón Betancourt**

**Tutor: Dr. Félix Santos
García**

Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas

Facultad de Ingeniería Mecánica

Centro de Estudios Energéticos y de Tecnologías Ambientales CEETA



TRABAJO DE DIPLOMA

**Criterios para la selección de parámetros característicos de turbinas
hidrocinéticas de eje horizontal**

Autor: Armando Aragón Betancourt

Tutor: Dr. Félix Santos García

Santa Clara

Julio, 2013

"Año 55 de la Revolución"

Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas

Facultad de Ingeniería Mecánica

Centro de Estudios Energéticos y de Tecnologías Ambientales CEETA



TRABAJO DE DIPLOMA

**Criterios para la selección de parámetros característicos de turbinas
hidrocinéticas de eje horizontal**

Autor: Armando Ramón Aragón Betancourt

Tutor: Dr. Félix Santos García

Consultante: Ing. Yaidel Muñis

Santa Clara

Julio, 2013

"Año 55 de la Revolución"

PENSAMIENTO

*El más elevado tipo de hombre es el que obra antes de hablar, y
práctica lo que profesa.*

DEDICATORIA

Esta tesis se la dedico especialmente a mi familia piedra angular de lo que soy hoy en día, para mi novia Martilu la que me brinda amor y cariño que me ayuda a seguir adelante y ser mejor, cada día para todos mis amigos que hicieron de mi etapa universitaria una linda experiencia

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer en primer lugar a mi familia por su apoyo y paciencia

A mi tutor Félix Santos por su ayuda incondicional y por su amistad

A mi novia Marta y familia

A dos grandes compañeros sin los cual no me sería posible mi tesis Yaidel y Férvida

A mis amigos de cuartos

A los profesores de facultad por su educación y conocimientos impartidos

RESUMEN

El presente trabajo está dirigido a establecer criterios para el dimensionamiento de rotores de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal. El principal objetivo del mismo es la determinación de la combinación de parámetros característicos de rotores de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal, que den como resultado maximizar la eficiencia y bajar los costos.

El procedimiento que se propone está encaminado a mejorar los métodos de cálculo que se reportan en la literatura científica, a partir de la utilización de modelos matemáticos que describan la interrelación de las dimensiones físicas del rotor con la eficiencia, logrando la conceptualización de un método robusto y eficiente de cálculo.

Para la obtención del modelo matemático se partió de la utilización un software de reconocimiento de imagen a escala llamado “Engauge Digitizer” en el cual permitió el procesamiento de imágenes que contiene los gráficos obtenidos de resultados experimentales. Del procesamiento de estos resultados se obtiene una amplia base de datos. Esta base de datos fue procesada en el software de Matlab R2010 realizando la programación de secuencias y la interpolación.

Se obtiene un modelo matemático que permite interrelacionar el coeficiente de potencia C_p en función del número de palas y el coeficiente de celeridad permitiendo realizar un análisis de su interrelación analíticamente. A partir de un método analítico puede ser adaptado el modelo para el análisis de la interrelación de otros parámetros característicos como lo son el diámetro del rodete, la velocidad del fluido y la potencia en el eje de la máquina.

SUMMARY

This work is aimed at establishing criteria for sizing rotors horizontal axis hydrokinetic turbines. The main objective is the determination of the characteristic parameter combination hydrokinetic turbine rotor with horizontal axis, which result maximize efficiency and lower costs.

The proposed procedure aims to improve the methods of calculation are reported in the scientific literature, from the use of mathematical models describing the interaction of the physical dimensions of rotor efficiency, achieving a robust conceptualization and efficient computation.

To obtain the mathematical model was based on the use of recognition software scale image called "Engauge Digitizer" in which image processing enabled containing the graphics obtained from experimental results. The processing of these highlighted to get a comprehensive database. This database was processed in Matlab R2010 performing software programming and interpolation sequences.

This gives a mathematical model to interrelate the power coefficient C_p as a function of the number of blades and the coefficient of speed allowing an analysis of their interaction analytically. From an analytical method can be adapted for the analysis model of the

interrelation of other faces characteristic such as the impeller diameter, the flow velocity and the shaft power of the machine.

TABLA DE CONTENIDOS

PENSAMIENTO	i
<i>El más elevado tipo de hombre es el que obra antes de hablar, y práctica lo que profesa.</i>	i
DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
RESUMEN	iv
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1. Generalidades sobre turbinas hidrocínéticas	5
1.1 Las corrientes marinas y fluviales como recurso energético.	5
1.2 Turbinas hidrocínéticas.....	5
1.3 Alternativas tecnológicas para el aprovechamiento de las corrientes marinas y fluviales.....	8
1.3.1 Características de las tecnologías de las turbina hidrosinética.....	8
1.4 Aspectos económicos y ambientales relacionados con el aprovechamiento de los recursos hidrocínéticos.....	11
1.5 Situación en cuba sobre el aprovechamiento de las corrientes marinas y estudios de potencial.....	12
CAPÍTULO 2. Parámetro características de las turbinas hidrocínéticas.....	13
2.1 Particularidades de la conversión de la energía hidrocínética.....	13
2.1.1 La energía de corrientes de agua.	13
2.1.2 Potencia extraída por el rotor.....	15
2.3 El rotor de las turbinas hidrocínéticas, particularidades y características..	21
2.3.1 Área de barrido del rotor (A).....	22
2.3.2 Las palas o alabes del rotor	24

2.4	Otros componentes de una turbina hidrocinética.....	31
2.4.1	Rodamientos del rotor.....	31
2.4.2	La transmisión	32
2.4.3	El generador eléctrico.....	32
2.5	Potencia real:.....	34
2.6	Profundidad mínima útil	34
CAPÍTULO 3. Criterios para la selección de parámetros característicos de turbinas hidrocinéticas de eje horizontal.		36
3.1	Parámetros característicos de las turbinas hidrocinéticas de eje horizontal	36
3.2	Evaluación de la interrelación entre los parámetros característicos de las turbinas hidrocinéticas de eje horizontal	39
3.3	Modelación matemática de la dependencia λ vs C_p	39
3.3.1	Ecuación analítica de la superficie	43
3.4	Validación de los modelación matemática de la dependencia λ vs C_p ..	44
3.5	Selección de los parámetros característicos de las turbinas hidrocinéticas a partir del modelo matemático obtenido.	44
3.5.1	Análisis de la interrelación del coeficiente de potencia, la celeridad y el número de palas.....	44
3.5.2	Análisis de la interrelación entre la potencia, la velocidad del fluido, el diámetro del rotor y la potencia obtenida.	45
3.5.3	Evaluacion del modelo matemático para un numero de palas $Z=3$ y coeficiente de celeridad $\lambda = 3,6$	45
3.5.4	Evaluacion del modelo matemático para un numero de palas de $Z=2$ y un coeficiente de celeridad $\lambda = 7,4$	47
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		49

Recomendaciones	50
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	51
ANEXOS.....	53
Anexo I Tabla de puntos obtenidos a través de software	53
Anexo II Código de programación en Matlab	54
Anexo III Figuras empleadas.....	56

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de diploma se encuadra dentro del campo científico y tecnológico, consistente en desarrollar fuentes propias de aprovechamiento sostenible de recursos energéticos marinos y fluviales de carácter renovable.

Este campo es absolutamente actual ya que a consecuencia del progresivo encarecimiento de los recursos energéticos fósiles, que serán en un futuro próximo cada vez más escasos y de explotación más compleja, es necesario encontrar fuentes energéticas sustitutivas como lo son las fuentes renovables. Dentro del grupo de las energías renovables se encuentran los recursos marino y fluviales, en los días de hoy poco estudiadas y aprovechadas, pero que en un futuro inmediato tendrán un sustancial avance e importancia, tanto tecnológica como económica.

Por otra parte la necesidad actual de reducir las emisiones de CO₂, para ajustarnos a las tasas de emisión fijadas en el convenio de Kyoto, nos obliga a buscar dentro de las energías denominadas limpias, fuentes alternativas de generación eléctrica.

Por estos motivos, en estos últimos años, y tras empezar a explotar la energía eólica terrestre, se están empezando a fijar como objetivo el obtener energía de la de los recursos marinos y fluviales.

Los motores hidráulicos precursores de las turbinas son las ruedas hidráulicas. Estas ruedas giraban por la acción del agua (generalmente por gravedad), y su energía se empleaba para elevar agua o mover molinos cuya finalidad fundamental era la de moler granos de cereales. Llegaron a alcanzarse buenos rendimientos, de hasta el 80 %; pero tenía el inconveniente de los pequeños caudales utilizables y de las pequeñas alturas no superiores al diámetro de la

rueda que obviamente tenía una limitación. Sus orígenes se centran, coincidiendo los estudiosos más comprometidos con el tema, en el Mediterráneo oriental. Estrabón cita ya ruedas elevadoras en el río Nilo. En Egipto se han encontrado arcaduces (recipientes cerámicos para recoger el agua) semejantes a los de las norias, fechados en una o dos centurias antes de Cristo. Se conoce que Siria tenía ruedas hidráulicas en la época Imperial. En el libro *Pneumática*, que se atribuye a Filón de Bizancio (300-200 a.c.) son tratados aparatos para sacar agua, y Vitruvio (de origen Romano), en su libro *Arquitectura*, habla de cuatro tipos de aparatos elevadores de agua, entre ellos la noria, y distingue las impelidas por una corriente superior y las impelidas por una corriente inferior.

Hacia el año 1000 se registraban en Irán un número basto de norias en el río Ahwaz. Los árabes hacían referencia a las ruedas hidráulicas como saquiya. En diversos tratados se hace referencia a este tipo de artefactos como nazura, dawlab, as-saniya, y hattara, aunque el más común resulta ser el de nazura. Desde mediados del siglo XIX, y con los avances de la técnica que permitieron crear motores hidráulicos más potentes y que pudieran aprovechar mayores alturas y/o caudales, la tecnología convencional para generar electricidad a partir de la hidroenergía se realiza con el empleo de turbinas hidráulicas en donde el 3 agua es canalizada a través de diques y tuberías para poder usar la energía potencial. Aparece la turbina, en la que la energía potencial del agua se transforma previamente en energía cinética que luego es cedida al rodete. El surgimiento de la máquina de vapor y la posterior evolución de los equipos de bombeo y las máquinas térmicas para obtener energía mecánica desplazaron la utilización de las ruedas por turbinas hidrocinéticas o ruedas hidráulicas.

Las características insulares y la crisis económica (motivado por la rotura del bloque soviético y por el bloqueo estadounidense) llevaron a Cuba a una situación energética preocupante, donde escaseaban recursos para hacer funcionar las instalaciones e infraestructuras (básicamente petróleo, que antiguamente se importaba a bajos precios), que a su vez, superaban los años de operatividad. Los apagones en la red eléctrica eran constantes y de larga duración, por lo que la

situación social y económica del país estaba altamente afectada. La actividad productiva, docente y doméstica se veía continuamente interrumpida sin permitir el correcto desarrollo de las tareas correspondientes, empeorando el nivel de vida y la situación económica de la población. En este marco surgió la política nacional de la Revolución Energética Cubana (REC), basada en los principios de la autosuficiencia, el ahorro y el uso racional de la energía.

La REC ha sido reconocida, en el ámbito internacional (VI Convención Internacional de Medio Ambiente y el Desarrollo (PNUMA)), como ejemplo para la conservación del medio ambiente, la sostenibilidad y la lucha contra el cambio climático. Además, esta política se está exportando a otros países de Latinoamérica como opción de desarrollo y respuesta a necesidades energéticas.

Objetivo General:

Establecer criterios para la selección de parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal a partir de análisis de la interrelación de los mismos, logrando bajos costos y maximizar la eficiencia.

Objetivos específicos:

- Identificación de los parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal.
- Obtener modelos matemáticos que permitan evaluar la interrelación entre los parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal.
- Establecer criterios para la selección de parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal

Hipótesis.

La obtención de modelos matemáticos que describan la interrelación entre los parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal, permitirá establecer criterios para la selección de la combinación de estos que den como resultado bajos costos y maximizar la eficiencia.

CAPÍTULO 1. Generalidades sobre turbinas hidrocinéticas

1.1 Las corrientes marinas y fluviales como recurso energético.

Un recurso energético importante reside en la energía cinética contenida en las corrientes marinas y fluviales. Los efectos se amplifican cuando las corriente atraviesa zonas estrechas limitadas por masas de terreno, incrementándose la velocidad. El proceso de captación se basa en convertidores de energía cinética similares a los aerogeneradores.

Entre las ventajas que se pueden esperar de estos aprovechamientos cabe citar: Posibilidad de predecir su disponibilidad, factores de capacidad del 40 al 60% (el doble de otras fuentes renovables intermitentes); impacto medioambiental mínimo; no producen contaminación visual, polución o ruido ya que sus rotores son lo suficientemente lentos, no afectando la biodiversidad; se puede decir que esta tecnología es inmune a las tormentas.

Se han desarrollado multitud de experimentos con distintos dispositivos para demostrar la posibilidad de explotación a nivel industrial de esta forma de energía. En la actualidad existen ya desarrollados diversos modelos que intentan aprovechar los recursos fluviales y marinos, para generar energía eléctrica y otras aplicaciones.

1.2 Turbinas hidrocinéticas

La concepción de este dispositivo, proviene del diseño de aerogeneradores en tierra, y consta de un molino sumergido a cierta profundidad y fijado a un pilar central o por cables. Estas turbinas poseen hélices desde decenas de centímetros a 20 m de diámetro, acopladas directamente a un engranaje multiplicador que

mueve el generador eléctrico, la potencia unitaria puede oscilar desde unos W a 1000 kW.

Este tipo de turbina se coloca en el paso de una corriente libre y no necesitan represar el agua para su funcionamiento por lo que la energía que captan es la energía cinética de las corrientes, su configuración es similar a la de las granjas eólicas y las máquinas tienen varias similitudes.

A diferencia de los aerogeneradores la energía de las corrientes tiene una densidad energética muy superior a la eólica, por lo que la energía extraíble por unidad de área barrida es mucho mayor.

Tabla 1.1 Comparación de la intensidad energética de la energía de las corrientes marinas con la eólica.

<i>Fuente energética.</i>	<i>Velocidad (m/s).</i>	<i>Energía extraíble por unidad de área barrida (kW/m²).</i>
Eólica.	15	2
Corrientes marinas	3	14

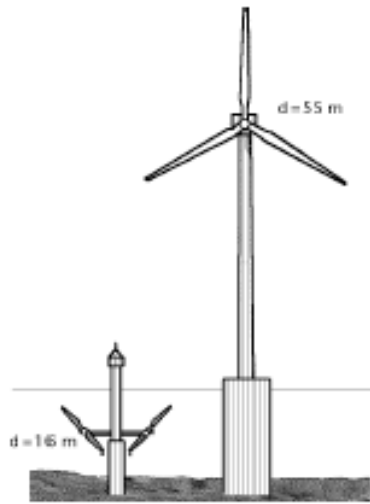


Figura 1.1 Comparación entre un generador eólico y una turbina

Nota: Para obtener 1 MW por energía solar se requiere $70 \times 70 \text{ m}^2$ de paneles solares

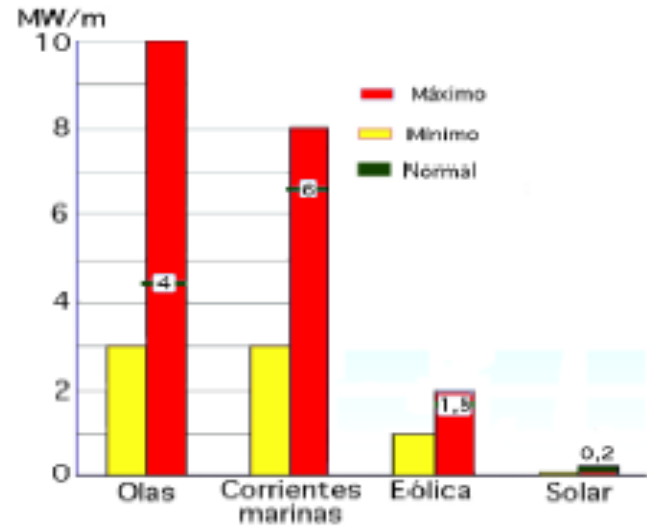


Figura 1.2 Energía anual capturada en MW/m por unidad de tamaño del sistema.

Entre las ventajas que se pueden esperar del aprovechamiento de los recursos hidrocinéticos cabe citar: Gran intensidad energética muy superior a la eólica, fácil estimación de su disponibilidad, rendimientos superiores al 40%, impacto medioambiental mínimo, no produce impacto visual y no produce ruido.

El obstáculo principal para la explotación de esta fuente es el económico, los costes de inversión tienden a ser altos con respecto al rendimiento, debido a las bajas y variadas cargas hidráulicas disponibles. Estas bajas cargas exigen la utilización de voluminosos equipos para manejar relativamente grandes cantidades de agua, en comparación con los recursos hídricos tradicionales. Por ello, esta fuente de energía es sólo aprovechable en lugares en los que el cierre no suponga construcciones demasiado costosas. La limitación para la construcción de estos emplazamientos, se centra en el mayor coste de la energía producida.

1.3 Alternativas tecnológicas para el aprovechamiento de las corrientes marinas y fluviales

1.3.1 Características de las tecnologías de las turbina hidrosinética

Las máquinas empleadas en la conversión de este tipo de energía son muy similares a las empleadas en la energía eólica y han estado fuertemente influenciadas por las mismas.

El principal rasgo característico de las máquinas para el aprovechamiento de las corrientes marinas lo es la posición relativa de su eje de rotación.

1. Eje Horizontal (Rotores Axiales tipo hélice).
2. Eje vertical (Rotores de flujo cruzado).

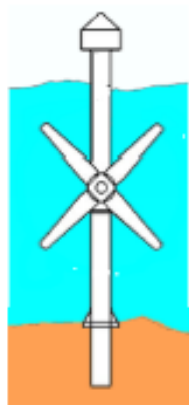


Figura 1.3 Esquema de una máquina de eje horizontal (*Rotores Axiales tipo hélice*).



Figura 1.4 Esquema de una máquina de eje vertical (*Rotores de flujo cruzado*).

Las de eje horizontal han sido las utilizadas en la energía de las corrientes por su alta eficiencia y en la actualidad la mayoría de los fabricantes están enfocados en este tipo de máquinas.

Las máquinas de eje vertical han ido ganando un espacio muy importante porque operan sin problemas ante los cambios de dirección de la corriente, unido a que los elementos del tren de potencia y el generador pueden estar fuera del agua, hacen que este tipo de máquinas sea muy ventajosa en determinados

emplazamientos y muy atractiva desde el punto de vista económico por su sencillez, facilidad de construcción y bajos costos de mantenimiento, su principal limitante está en que los niveles de eficiencia están entre 5 y 10 puntos porcentuales por debajo de las turbinas de eje horizontal. Las turbinas de eje horizontal tienen una eficiencia que esta entre un 35 y 45 por ciento mientras que las de eje vertical se encuentra entre un 30 y un 40.

Las turbinas de eje horizontal al ser más eficientes son turbinas muy atractivas pero tienen los inconvenientes asociados a la complejidad constructiva debido al sellado de las partes y componentes de las maquinas en un medio que es altamente agresivo para las máquinas, los costos de mantenimientos son relativamente muy superiores. Otro aspecto a tener en cuenta con estas tecnologías es el escalado, la mayoría de los autores refieren que para grandes proyectos los costos de fabricación pueden disminuir abruptamente.]

1.3.2 Turbinas en conductos.

Las turbinas inmersas en un flujo de corrientes de fluido extraen la energía reduciendo la velocidad del flujo sin apenas reducir la presión a su paso por el rotor, existe un límite teórico para la conversión de la energía cinética del flujo, que según Betz es del 59,6% para un disco actuante correspondiente a la superficie frontal. Al colocar la turbina en un conducto la energía se extrae principalmente como consecuencia de una caída de presión. La caída de presión depende de la forma del conducto, si este se diseña en forma de difusor aumenta la caída de presión recuperando parte de la altura correspondiente a la velocidad aguas abajo. Gubert y Foreman descubrieron que con una turbina con difusor se puede obtener 4.25 veces más energía que con la misma simplemente inmersa el fluido.

Además de un considerable mejor aprovechamiento del recurso las turbinas de conducto tienen otras ventajas: En las zonas de baño donde existen gran cantidad de objetos flotantes se puede colocar una reja en la apertura del conducto reduciendo la posibilidad de daños en la turbina por objetos, la pérdida de vidas

humanas o daños a la vida acuática. El conducto impide la incidencia de la luz solar sobre la parte interior de la turbina reduciendo el crecimiento de algas que es uno de los principales problemas que se pueden provocar.

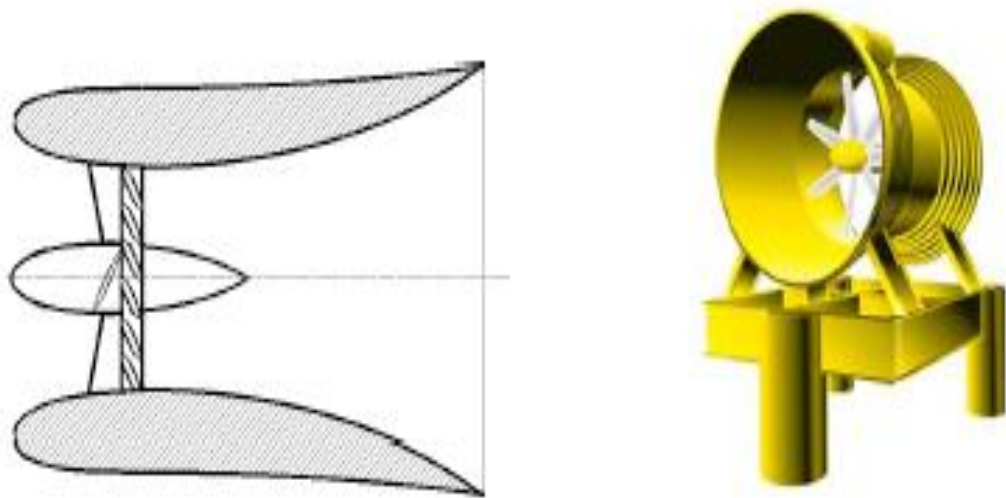


Figura 1.5 Esquema de una turbina en conducto o difusor.

1.3.3 Alternativas para el soporte de las turbinas.

A la hora de colocar la turbina existen dos tendencias.

1. Mono pilote: Previamente arreglado se coloca un *mono pilote*, alternativas que se adapta preferentemente a aguas poco profundas alrededor de los 20 m.
2. Sobre un sistema flotante, con los convenientes amarres que pueden ser por cables o por cadenas.

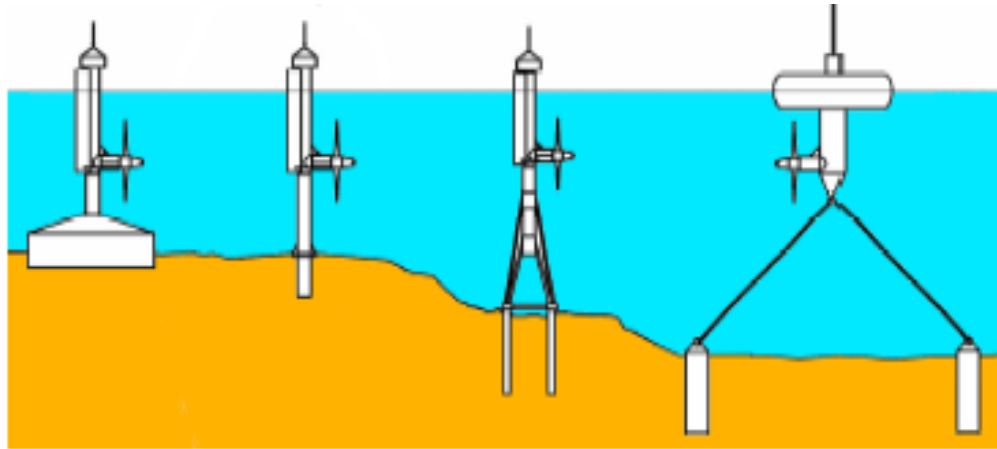


Figura 1.6 Alternativas para el soporte de las turbinas.

1.4 Aspectos económicos y ambientales relacionados con el aprovechamiento de los recursos hidrocinéticos

Aspectos económicos.

Las instalaciones para la conversión de los recursos hidrocinéticos tienen costos por kW instalados muy variables, dependen del tipo de proyecto y las condiciones para el desarrollo del mismo. Los costos tienen una componente de incertidumbre alta debido a que no existen muchos productores en el mundo y las informaciones sobre un mismo fabricante muchas veces son dispersas y variables. Algunos fabricantes como Blue Energy refiere que para grandes proyectos en dependencia de las condiciones del entorno sus precios fluctúan entre 1000 y 1100 USD/kW, la compañía Marine Current Technologies MCT refiere costos para proyectos similares de 1400 y 1600 USD/kW dichos costos son altamente competitivos con las tecnologías fósiles tradicionales y con la energía eólica que es una tecnología renovable altamente competitiva, otras compañías refieren costos un poco más elevados de alrededor de los 2000 USD/kW instalado. Con los pequeños proyectos sucede algo similar los precios son altamente fluctuantes, y se refieren a costos de entre 1500 y 6000 USD/kW. Esta problemática sugiere una fuerte valoración técnico-económica en cada sitio propuesto para poder determinar cuáles son los lugares más factibles desde el punto de vista económico.

1.5 Situación en Cuba sobre el aprovechamiento de las corrientes marinas y estudios de potencial.

Del aprovechamiento de este tipo de energía en Cuba no tiene antecedentes hasta el momento, pero los estudios sobre recursos marinos y fluviales son bastante amplios, el grupo empresarial GeoCuba posee una información detallada sobre las direcciones, batimetría, geología de fondos y velocidades de las corrientes, aunque estos estudios no han sido realizados desde el punto de vista energético, el CITMA y el CESAM (Centro de Estudios y Servicios Ambientales) de Villa Clara, también poseen una base de datos que puede ser de gran utilidad en este sentido y además poseen datos de gran interés para los estudios de impacto ambiental, aunque tampoco han estudiado estos recursos desde el punto de vista energético.

El Centro de Estudios de Termo energética Azucarera CETA perteneciente a la universidad Central “Marta Abreu” de las Villas con la colaboración de la Delegación Provincial del CITMA, Geo Cuba y el CESAM en Villa Clara, ha identificado en el pedraplen hacia la cayería norte en el municipio de Caibarien en Villa Clara, tres puentes con buenas características para el desarrollo de prototipos de turbinas marinas, dichos puentes son el “Canal de la U”, el “Canal de los Barcos” y el “Puente de la Guasas”. El potencial de la corriente en estos puentes se estima alrededor de 470 kW.

En la UCLV se ha venido trabajando sostenidamente desde hace algunos años en el campo de las turbinas hidráulicas en conjunto con Planta Mecánica de Villa Clara se construyeron los prototipos de turbinas Pelton (5kW) y Francis (3 kW), necesarias para cubrir las necesidades de pequeños asentamientos, con corrientes de agua de menor caudal y más altura que los embalses. También en nuestro centro se construyó y se diseñaron las series de turbinas axiales para algunos canales y presas de baja carga.

CAPÍTULO 2. Parámetro características de las turbinas hidrocínéticas

Múltiples son los factores que hay que tener en cuenta para el diseño de una turbina hidrocínética, cada uno de ellos aportan datos valiosos que ayudan al perfeccionamiento del diseño y la explotación de las turbinas.

2.1 Particularidades de la conversión de la energía hidrocínética.

Uno de los parámetros más importantes en el tratamiento de cualquier fuente energética es la potencia. En este caso, cuando se instala una turbina hidrocínética, lo que se hace es interceptar una cierta cantidad de agua en un área de tamaño “A” que viene a ser el área proyectada del rotor, lo que se conoce como área de barrido por la máquina. En dicha área se produce la transformación de la energía cinética del agua en potencia mecánica que es entregada a través del eje de la turbina. La potencia suministrada por una turbina hidrocínética, depende en primera instancia de la superficie barrida por la hélice y, por tanto, de la longitud de las palas.

2.1.1 La energía de corrientes de agua.

La energía cinética del agua, debida a la masa de agua en movimiento es:

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} \rho A v^3 t \quad 2.1.$$

Dónde:

A. Área de barrido

E_c . Energía cinética del agua interceptada, J.

m. masa del agua, kg.

v. velocidad instantánea del agua, m/s.

t = tiempo, (s)

Por tanto la potencia teórica o potencia disponible en el fluido (N_{teo}) será:

$$N_{teo} = \frac{E_c}{t} = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad 2.2$$

Dónde:

N_{teo} . Potencia teórica o potencia disponible en el fluido, W.

La densidad de potencia es un parámetro que caracteriza la potencia por unidad de área de la sección transversal al flujo (generalmente se da en kW/m²) y se determina por la siguiente ecuación.

$$\left(\frac{P}{A_f} \right)_{agua} = \frac{1}{2} \rho v^3 \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad 2.3$$

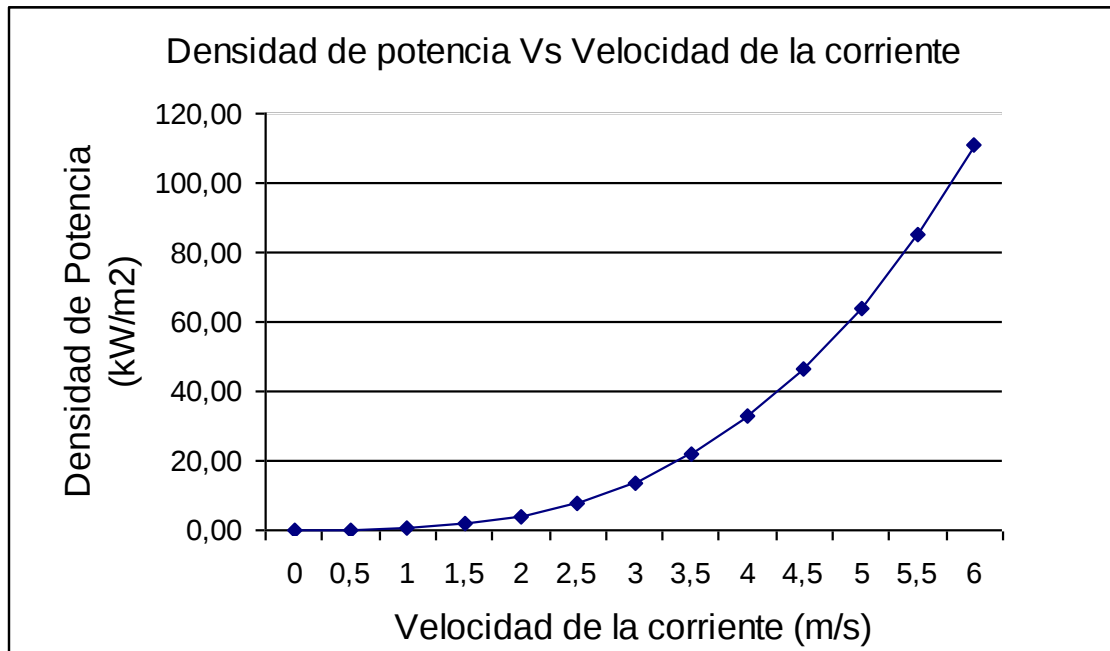


Figura 2.1 Densidad de potencia vs velocidad de la corriente.

2.1.2 Potencia extraída por el rotor.

En la práctica no es posible extraer toda la potencia disponible en el fluido, lo cual puede ser analizado a partir de un balance de energía.

$$N_{extraida} = N_u - N_{fluido\ salida} = \frac{1}{2} m (V_1^2 - V_2^2)$$

$$N_u = E_{cinetica\ entrada} = \frac{1}{2} m V_1^2$$

$$N_{fluido\ salida} = E_{cinetica\ salida} = \frac{1}{2} m V_2^2$$

Donde

$N_{extraida}$: Potencia extraída por el rotor

N_u : Potencia a la entrada

$N_{eflujo\ salida}$: Potencia a la salida

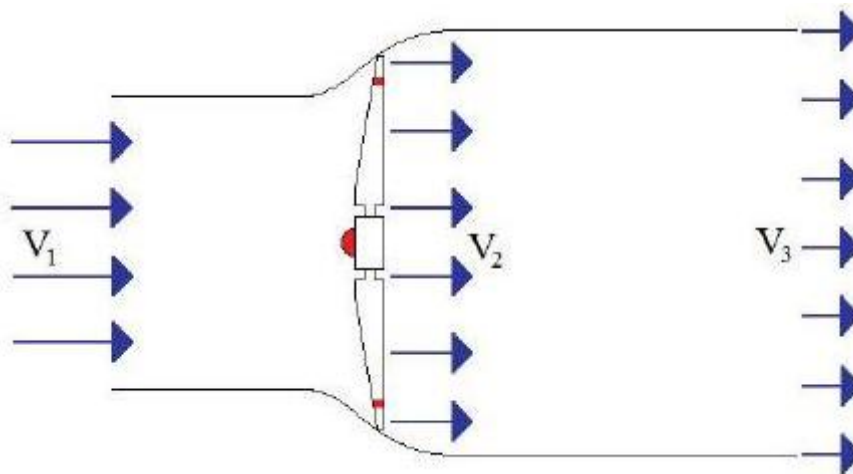


Figura 2.2 Relación entre velocidades

Donde:

V_1 : Velocidad del fluido sin perturbar, antes de su paso por el plano del rotor.

V_2 : Velocidad del fluido después de su paso por el plano del rotor.

Cuanto menor sea la velocidad de salida, mayor será la energía cinética que aprovechen los álabes del rotor. Idealmente se podría frenar completamente el agua y obtener toda su energía cinética, pero entonces no habría flujo. En el extremo opuesto, podríamos maximizar el caudal eliminando los obstáculos de su camino interponiendo un aro en lugar de un rotor pero entonces no se obtendrá potencia alguna. **Betz en 1927 estableció que** “La máxima potencia que se puede obtener, en teoría, de un fluido en corriente libre, con una turbina ideal nunca puede superar al 59,26% de la potencia del flujo incidente” lo que se ha conocido como **Límite de Betz**.

Para llegar a este resultado, **Betz** partió de la siguiente suposición: La velocidad promedio del fluido en la sección del rotor, es el promedio de la velocidad del fluido sin perturbar V_1 , y la velocidad del fluido después de su paso por la sección del rotor, V_2 , esto es:

$$V_{media \text{ rotor}} = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad 2.4$$

Donde:

$V_{media. rotor}$: Velocidad media del fluido durante el paso por el rotor, m/s.

El flujo másico de la corriente a través del rotor es:

$$m = A_r \rho V_{media \text{ rotor}} = A_r \rho \frac{V_1 + V_2}{2} \quad 2.5$$

$$N_{extraida} = \frac{1}{2} A_r \rho \left(\frac{V_1 + V_2}{2} \right) (V_1^2 - V_2^2) \quad 2.6$$

$$N_{extraida} = \frac{1}{4} A_r \rho (V_1 + V_2) (V_1^2 - V_2^2) = \frac{1}{4} A_r \rho (V_1 + V_2) (V_1 - V_2) (V_1 + V_2) \quad 2.7$$

Si se toma ($V_2 = b V_1$) con ($0 < b < 1$), resulta:

$$N_{extraida} = \frac{1}{4} A_r \rho (V_1 + bV_1)(V_1 - bV_1)(V_1 + bV_1) = \frac{1}{4} A_r \rho V_1^3 (1+b)(1-b)(1+b) \quad 2.8$$

$$N_{extraida} = \frac{1}{4} A_r \rho V_1^3 (1+b)(1-b^2) \quad 2.9$$

haciendo

$$\frac{dN_{extraida}}{db} = 0 \quad 2.10$$

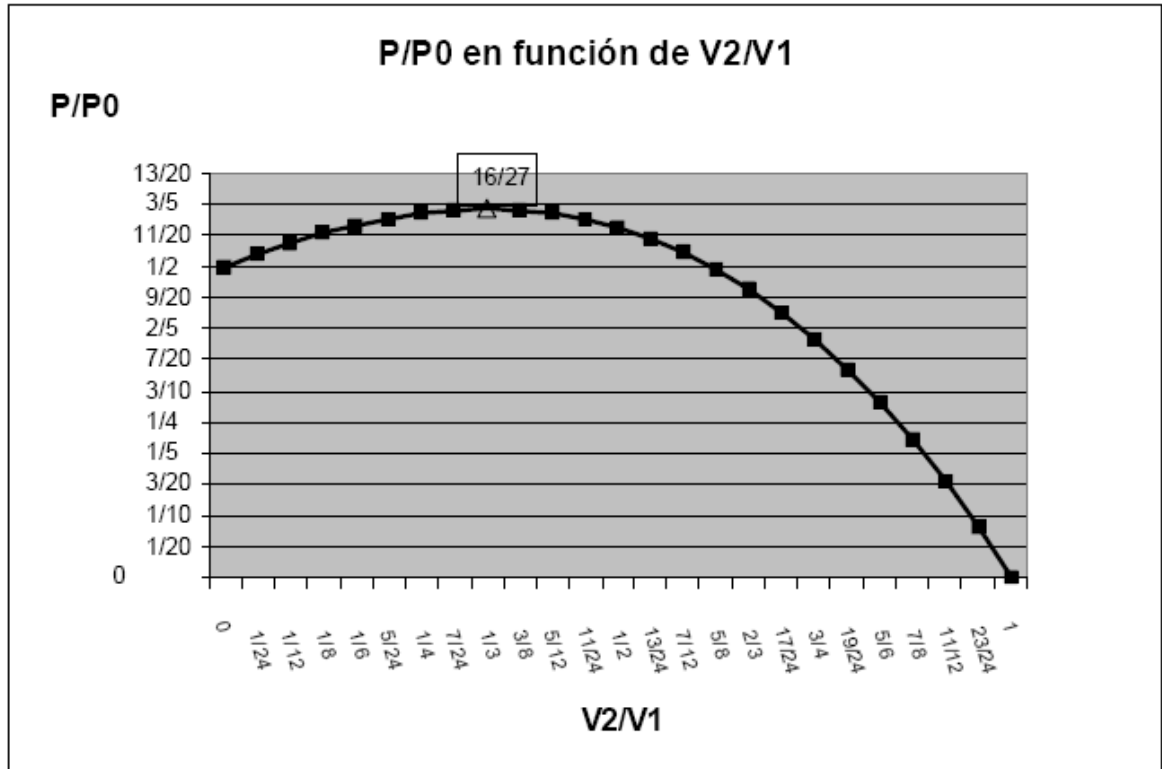
$$b = \frac{1}{3} = \frac{V_2}{V_1}; V_1 = 3V_2 \quad 2.11$$

$$N_{disponible} = \frac{\rho A V_1^3}{2} \quad 2.12$$

$$N_{util\ max} = \frac{\rho A V_1^3}{2} \left(1 + \frac{1}{3}\right) \left(1 * \frac{1}{9}\right) = \frac{8 \rho A V_1^3}{27} \quad 2.13$$

$$n_{maximal} = \frac{N_{util\ max}}{N_{viento}} = \frac{16}{27} = 0,595 = 59\% \quad 2.14$$

A este cociente $N_{disponible}$, $N_{útil\ máxima}$ se le llama coeficiente de potencia **Cp**. Si se representa esta relación en función de (v_2/v_1), Figura 2.2, se observa que el valor máximo de $P/P_{máx}$ es de 0,59 y se obtiene para $v_2/v_1=1/3$, donde el radio del tubo de corriente aumenta en un factor de 1,73. La aplicación de esta teoría nos da una primera cota máxima para el rendimiento de la turbina. Hasta este momento no se ha tratado todavía ningún aspecto constructivo, por tanto, el valor de 0,59 será un máximo teórico. En la práctica este valor deberá estar afectado por los rendimientos de los distintos componentes del sistema: turbina, multiplicador (si lo hay), alternador, por ello no cabría esperar en ningún caso más de un 50 % como rendimiento global.

Figura 2.3 P/P_0 en función de V_2/V_1

El resultado anterior supone una gran diferencia, desde el punto de vista del rendimiento, con respecto a las centrales hidráulicas convencionales. En éste tipo de centrales, con un correcto diseño se suele alcanzar sin problemas rendimientos globales del orden del 80-90%.

$$C_{P_{\max}} = \frac{16}{27} = 0.5926 \quad 2.15$$

El Límite de Betz (1927) y expresa que: La máxima potencia que se puede obtener, en teoría, de una corriente de flujo con una turbina ideal nunca puede superar al 59,26% de la potencia del flujo incidente. Este límite ha sido cuestionado debido a que el modelo es muy sencillo y se han propuesto otros modelos. La realidad ha demostrado que aún con los mejores diseños no se ha logrado superar el 48% de la potencia del flujo incidente y cuando por razones de fabricación se debe modificar levemente la configuración óptima este valor

desciende al 42%. En la actualidad para determinar las características más significativas de cada tecnología diversos autores han propuestos diferentes métodos según sus particularidades. La teoría más general es la que toma en cuenta los diferentes aspectos de eficiencia y los planteamientos teóricos de la ley de Betz.

En la práctica para representar la eficiencia de conversión del flujo en potencia en el eje de la turbina se añade una constante C_p :

$$N_{eje} = N_{teo} C_p = \frac{1}{2} C_p \rho A v^3 \quad 2.16.$$

Dónde:

N_{eje} . Potencia en el eje de la turbina hidrotimétrica, W.

C_p , Coeficiente de Potencia, adimensional.

2.2 Factores que afectan la potencia de salida en el eje de la turbina hidrocinética.

A partir de la ecuación anterior se puede observar que hay tres factores que afectan la potencia de salida en el eje de la turbina:

a) La velocidad de la corriente de agua.

La potencia del eje de la turbina es proporcional al cubo de la velocidad de la corriente aguas arriba. Esto significa que si se duplica la velocidad del agua, la potencia de salida del rotor será incrementada por un factor de ocho.

Para extraer una cantidad dada de potencia la maquina se vuelve más grande a medida que la velocidad de corriente disminuye. Una maquina a una velocidad de corriente de 0.5 m/s tendría que ser ocho veces el tamaño de una maquina a una velocidad de corriente de 1 m/s para producir la misma potencia en el eje.

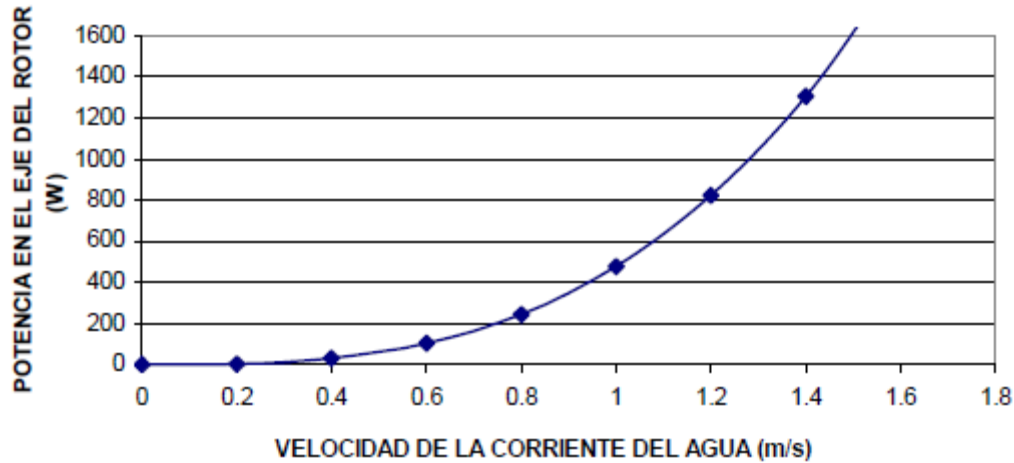


Figura 2.4 Potencia en el eje del rotor vs velocidad del agua, para una turbina con área de barrido, $A = 2.72 \text{ m}^2$ y $C_p = 0.35$

b) Coeficiente de Potencia (C_p)

La potencia de salida es además directamente proporcional al coeficiente de potencia. Es imposible extraer toda la energía del agua fluente porque el agua que ha pasado por el rotor debe alejarse de este y por lo tanto debe aún tener alguna energía cinética. Se puede mostrar teóricamente que el máximo coeficiente de potencia ($C_{p_{\max}}$) es 0.59, ($0 \leq C_p \leq 0.592$) para una máquina que opera sobre fuerzas de sustentación tales como un propulsor (hélice) o un rotor Darrieus y el valor de 0.33 para una máquina que opera sobre fuerzas de arrastre tales como una rueda hidráulica que flota en una corriente libre.

De lo anterior se puede observar que para obtener la máxima potencia de salida en el eje deberíamos usar el tipo de rotor disponible más eficiente, logrando que este barra un área de sección transversal de corriente en correspondencia con las demandas energéticas y más pretenciosamente, colocarlo en una velocidad de corriente más rápida que se pueda encontrar.

2.3 El rotor de las turbinas hidrocinéticas, particularidades y características.

El rotor es el componente más importante de la turbina, su función es extraer al fluido una fracción de su energía cinética convirtiéndola en energía mecánica que será entregada luego a un generador eléctrico. El rotor puede estar constituido desde dos a múltiples palas.

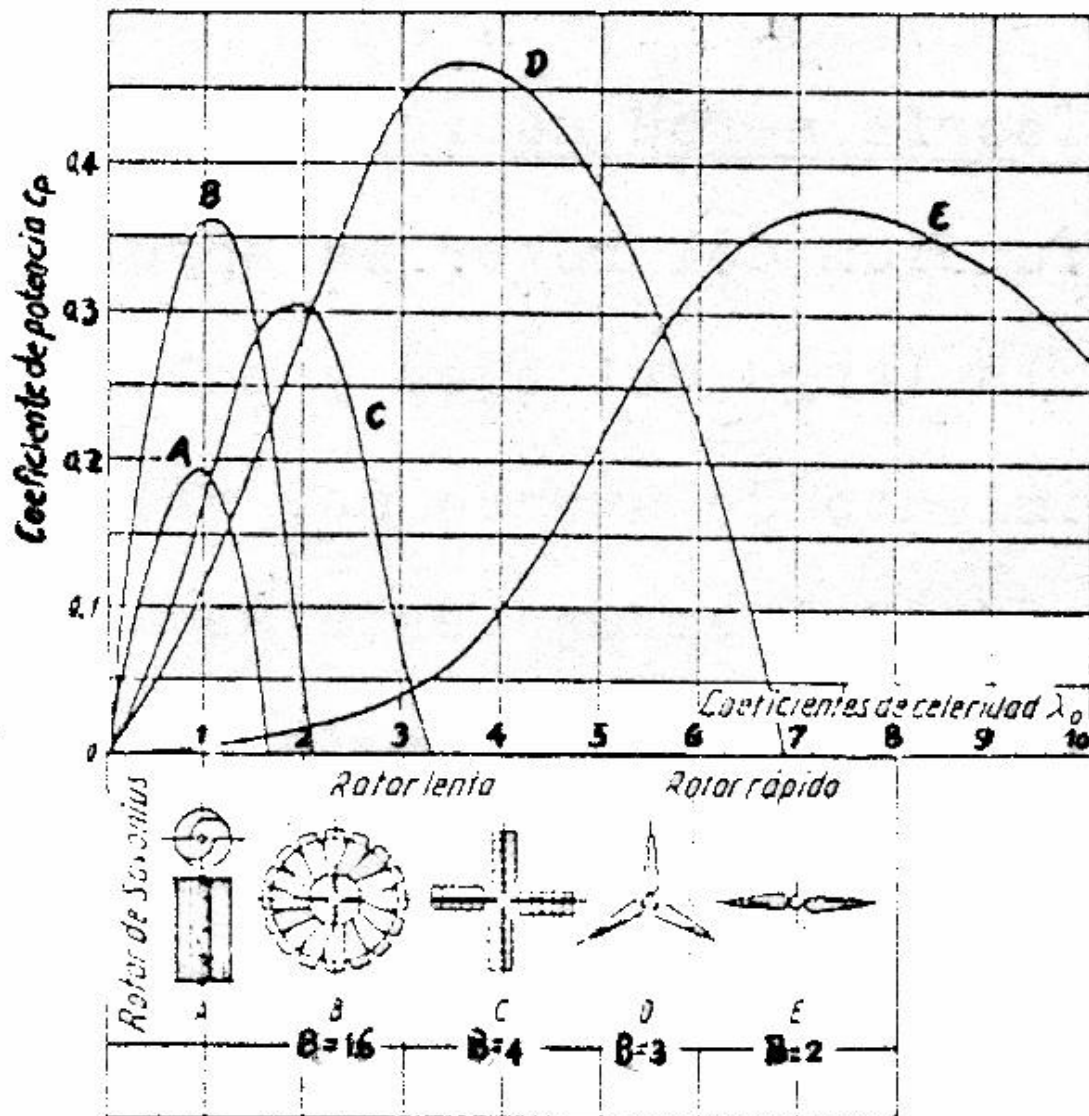


Figura 2.5. Coeficiente de potencia C_p para diferentes tipos de rotores.

2.3.1 Área de barrido del rotor (A)

La potencia en el eje de la turbina es directamente proporcional al área de barrido del rotor.

a) Rotor de eje horizontal

Si el área barrida transversalmente es perpendicular a la horizontal:

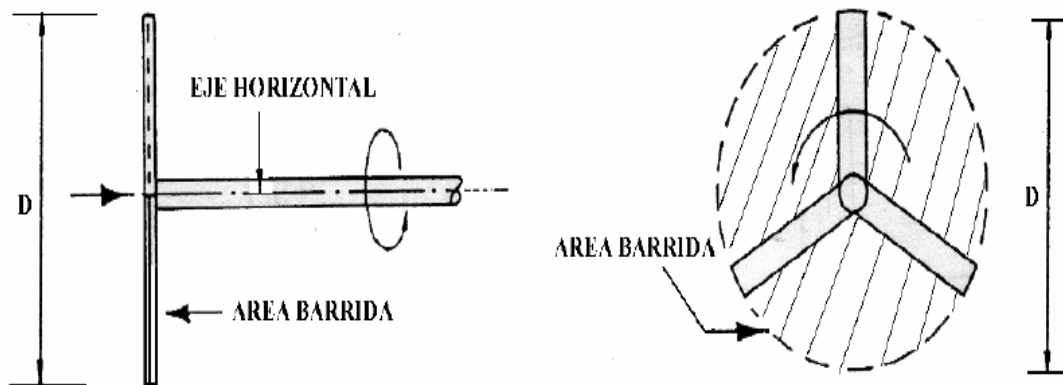


Figura 2.6 Rotor de Eje horizontal

$$A = \pi \frac{D^2}{4} = \pi R^2 \quad 2.17.$$

Donde:

D. Diámetro del rotor (diámetro del círculo barrido por las palas), m

R. Radio del rotor (radio del círculo barrido por las palas), m.

b) Rotor de eje inclinado

Si el rotor es de eje inclinado con respecto a la dirección de la corriente del agua,

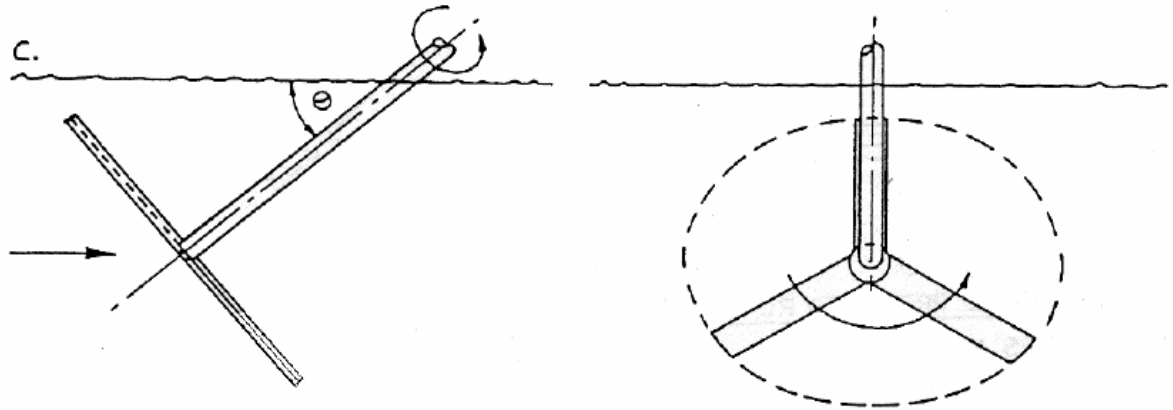


Figura 2.7. Rotor de eje inclinado.

Entonces el área barrida perpendicular a la dirección de la corriente será:

$$A = \pi \frac{D^2}{4} \cos \theta = \pi R^2 \cos \theta \quad 2.18.$$

Donde:

θ . es el ángulo formado por el eje de la turbina y el nivel del agua, grados

c) Rotor de eje vertical.

Para máquinas de eje vertical (corriente transversal), con un radio R uniforme alrededor del eje de rotación igual a $(D/2)$ y altura H , el área A barrida es:

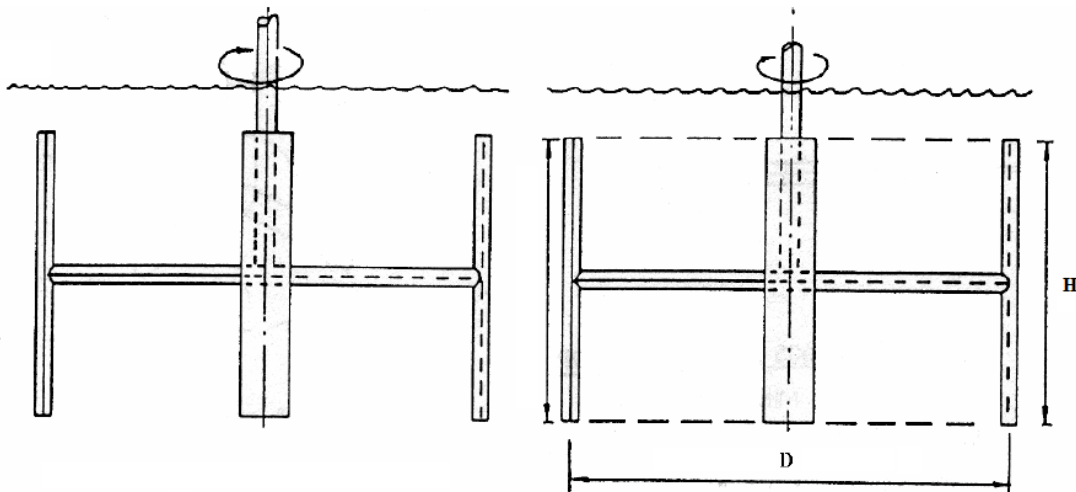


Figura 2.8 Rotor de eje vertical

$$A = \text{Altura} \times \text{Anchura} = H D = 2 H R$$

2.19

Donde:

D. Diámetro del rotor (diámetro del círculo barrido por las palas), m.

R. Radio del rotor (radio del círculo barrido por las palas), m.

H. longitud de las palas, m.

de aplicación al rotor Savonius y a los rotores Darrieux de palas planas.

2.3.2 Las palas o alabes del rotor

Son los elementos encargados de extraer parte de la energía cinética del río y transformarla en energía mecánica en el eje de transmisión a través del giro de las mismas palas.

a) Dimensionamiento del alabe de la turbina y selección del perfil.

Asimismo, debido a la alta velocidad que requieren para ser acoplados a los generadores eléctricos, se hace necesario hacer un cálculo hidrodinámico cuidadoso y el mismo se hace en forma iterativa y sección por sección para diferentes posiciones del alabe, a lo largo del radio. Sin embargo, con buena precisión y para fines prácticos se pueden usar las ecuaciones de la teoría del diferencial de pala, y que para el caso de pequeñas máquinas son lo suficientemente precisas. Esta teoría del diferencial de pala simplificada se utiliza cuando el requerimiento de potencia no es muy grande y la velocidad media del fluido no es mayor de 1.5 m/s. Una vez conocido el diámetro de la turbina, que resulta de la ecuación de potencia, sigue el dimensionamiento de las palas y para esto se hace necesario tomar algunas decisiones adicionales sobre: el número de palas a utilizar, el tipo de sección estándar que se usará para la fabricación de la pala entre otros. Una vez definido el valor nominal de la celeridad λ_0 de un rotor y del coeficiente de potencia ($0 \leq C_p \leq 0.592$), se establecen los respectivos valores de la cuerda "c" y del ángulo ϕ , teniendo en cuenta que: Para que el problema de la variación longitudinal de la pala quede completamente resuelto falta determinar el ángulo " β " de inclinación de la pala llamado también ángulo de torsión el cual como se sabe es igual a:

$$\beta = \phi - \alpha$$

2.20.

Donde α es el ángulo de incidencia aparente sobre el perfil aerodinámico, es decir, el ángulo que forma la dirección de la velocidad resultante w con respecto a la dirección del perfil que no produce sustentación alguna. El ángulo α está directamente relacionado con el coeficiente de sustentación C_L del perfil para valores de α no mayores de 10° según el tipo de perfil aerodinámico.

Cuando se diseña las palas de una turbina hidrocinética se busca que en condiciones óptimas la influencia del rozamiento del perfil a elegir sea reducida al mínimo, lo cual se logra para valores de α comprendidos entre 4° y 9° , según el perfil de modo que para toda la pala se toma el mismo valor de α , esto trae como resultado que el coeficiente de sustentación C_L sea también constante para todas las secciones de la pala.

Para seleccionar el perfil aerodinámico que se utilizará en el rotor de una turbina hidrocinética, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

La sencillez en su fabricación, una relación de aspecto (longitud de pala / longitud de la cuerda) adecuada con el fin de obtener una profundidad de envergadura razonable. El menor desplazamiento posible del centro de presiones del perfil aerodinámico con respecto al eje longitudinal de la pala, con el fin de evitar efectos torsionales indeseables.

Sin embargo, no todos los perfiles aerodinámicos conocidos satisfacen estas condiciones. Entre otros, se mencionan los siguientes como los perfiles más comúnmente aplicados y son: Clark Y, Naca 0012, Naca 0015, Naca 4412, Naca 23000 (simétrico), Naca 23018, y los perfiles Gottingen G 419, G 428, G587, G 590, G 623 y G 682.

Los perfiles tienen distintos nombres según su geometría. Se denominan biconvexos si el intradós y el extradós son convexos y plano-convexos si tienen el extradós convexo y el intradós plano y de doble curvatura si el intradós y el extradós son cóncavos.

En general, los tipos de perfiles utilizados en las máquinas rápidas son de la serie NACA (National Advisory Committee of Aeronautics), y vienen determinados por un conjunto de cifras que definen su geometría.

Nomenclatura de los perfiles NACA-4

La primera cifra tiene un significado geométrico, e indica la máxima flecha de la línea media de la cuerda en %, proporcionando la máxima curvatura.

La segunda cifra tiene un significado geométrico, e indica su posición, es decir, la distancia desde el borde de ataque hasta la posición de la máxima flecha de la línea media o máxima curvatura

Las dos últimas cifras indican el espesor relativo máximo en % respecto a la cuerda.

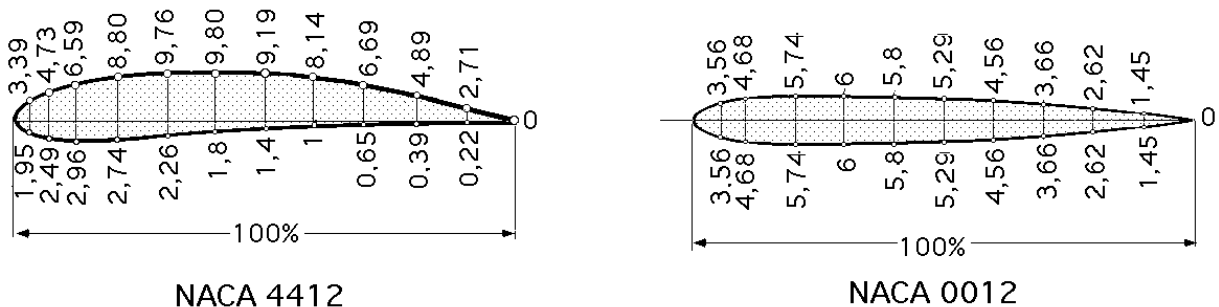


Figura 2.9.- Perfiles NACA

El perfil se obtiene mediante dos parábolas tangentes en el punto de máxima línea media

Ejemplo: El perfil NACA2415, tiene un 2% de altura máxima de la línea media, situada a un 40% del borde de ataque, con un espesor relativo del 15%.

Los perfiles NACA44XX tienen el intradós con parte convexa, por lo que son de construcción más compleja y al igual que los anteriores el XX indica el máximo espesor del perfil.

Nomenclatura de los perfiles NACA-5.

La primera cifra indica el valor del coeficiente de sustentación ideal de la curvatura del perfil, multiplicado por 20 y dividido por 3.

Las dos cifras siguientes indican el doble de la posición de la flecha máxima de la línea media (curvatura) en % de la cuerda

Las dos últimas cifras indican el espesor relativo máximo de la cuerda en %, igual al del perfil NACA de 4 cifras

El perfil se obtiene mediante una parábola cúbica conectada a una línea recta que llega hasta el borde de salida.

La serie 230XX muy utilizada en rotores de aeroturbinas se corresponde con perfiles simétricos biconvexos, indicando la relación XX el espesor máximo.

Modificaciones a los perfiles NACA de 4 y 5 cifras.

Se pueden añadir dos cifras más a la nomenclatura básica de 4 ó 5 cifras, cuyo significado es el siguiente:

La primera indica el radio de curvatura de la distribución de espesores en el borde de ataque con una escala entre 0 y 8, tal que el nº 6 indica perfil no modificado. La segunda cifra indica la posición de máximo espesor en décimas de cuerda, no estando localizado en el 30%.

Existen otros tipos de perfiles como los de la serie NASA (antecesora de la NACA), Göttinger, Clark, etc, que incluyen en su nomenclatura no sólo características geométricas, sino también su comportamiento aerodinámico.

b) Tamaño y número de palas.

En la elección del número de palas se requiere tener en cuenta razones no solo de tipo analítico sino, también empírico que ayudaran a una mejor solución.

Una mayor celeridad permite obtener mayores rpm del rotor así como requerir una menor multiplicación para accionar al generador.

Las turbinas de hidrocínéticas para estas aplicaciones utilizan dos, tres y hasta cuatro palas de forma aerodinámica. En aquellos lugares donde la velocidad del agua es baja, el diseño de tres palas extraerá más potencia. La bajísima solidez (σ) de los rotores de dos palas les da una celeridad y una eficiencia aerodinámica ligeramente superior que los de su contraparte de tres palas. Una rueda de tres palas opera más suavemente que los diseños de dos palas, los cuales tienen problemas con el balance y vibración conforme se incrementa la carga.

Para todos los fines prácticos, el rotor de tres palas es tan bueno como el de dos palas, pero tiene la ventaja adicional de poseer gran estabilidad y una baja velocidad de arranque debido a la mayor área efectiva de sus palas.

La superficie total de las palas se calcula mediante la expresión.

$$S_T = Z S_i = Z c H = \sigma A \quad 2.21$$

Donde:

S_T . Superficie total de las palas (m^2).

Z . Número de palas.

S_i . Superficie de una pala (m^2).

c . Cuerda del álabe (m).

σ . Coeficiente de solidez.

Coeficiente de solidez.

Por coeficiente de solidez se puede interpretar, como la relación entre el área geométrica de la pala y el área barrida por ella en su giro.

$$\sigma = \frac{S_T}{A} = \frac{Z S_i}{A} = \frac{Z c H}{D H} = \frac{Z c}{2 R} \quad 2.22$$

Para obtener la superficie de una pala se divide el área total así obtenido por el número de ellas.

$$S_i = \frac{S_T}{Z} \quad 2.23$$

c) Consideraciones sobre la velocidad angular de la turbina

La relación de velocidad específica o periférica TSR, Tip-Speed-Ratio, es un término que sustituye al número de revoluciones por minuto n del rotor; sirve para comparar el funcionamiento de máquinas diferentes, por lo que también se le suele denominar velocidad específica o coeficiente de celeridad. El TSR indica que la periferia de la pala circula a una velocidad TSR veces mayor que la velocidad del fluido ($\mathbf{v}$) y es la relación entre la velocidad periférica ($\mathbf{u}$) de la pala y

la del punto más exterior sobre la misma a partir del eje de rotación, y la velocidad (v) del fluido, en la forma:

$$TSR = \frac{\text{Velocidad de la periferia de la pala}}{\text{Velocidad del fluido}} \quad 2.24$$

$$\lambda_0 = \frac{R\omega}{v} = \frac{\pi Rn}{30v} \quad 2.25$$

$$\lambda_0 = \frac{\omega \cdot R}{2R} \quad 2.26$$

Donde:

λ_0 coeficiente de celeridad.

ω velocidad angular de rotación

La celeridad λ_0 , que se escoge a conveniencia del diseño a desarrollar. Para generar electricidad se trabaja con valores de λ_0 de al menos 5, mientras que para bombeo de agua, se usan valores de alrededor de 10.

Tabla 2.1. Relación entre la celeridad y el número de palas.

Celeridad (λ_0)	Número de alabes recomendados (Z)
1	6-20
2	4-12
3	3-6
4	2-4
5-8	2-3
8-15	4-2

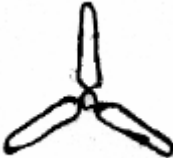
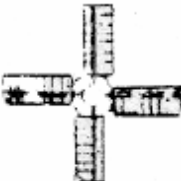
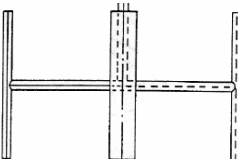
λ_0	Z	Tipo de rotor.	λ_0	Z	Tipo de rotor.
1	2		3.5	3	
1	16		7	2	
2	4		6	3	

Figura 2.10. Relación entre la celeridad, el número de palas y el tipo de rotor.

En la figura que a continuación se presenta se puede comprender más claramente los distintos procesos de transformación que sufre la energía manipulada en una turbina hidrocínética y un esquema de sus componentes vitales. La energía es capturada en su forma primitiva como energía cinética del agua, punto 1 de la figura, hasta llegar a representarse por un determinado valor de tensión y corriente eléctrica, punto 4, pasando por diversas transformaciones mecánicas.

2.4 Otros componentes de una turbina hidrocínética.

Para que una turbina hidrocínética pueda realizar la conversión de la energía cinética del río en energía eléctrica se, requiere de un conjunto de componentes tales como: El rotor, las palas del rotor, la transmisión, el generador, el tablero de control, etc. Cada uno de estos componentes deben estar seleccionados de forma tal que la combinación de ellos de por resultado alta eficiencia y bajos costos.

2.4.1 Rodamientos del rotor.

El eje del rotor debe ser sostenido en rodamientos o cojinetes que lo sostiene en la posición correcta relativa a la corriente del río y permiten que éste gire tan libremente como sea posible. Si se tiene que sostener el eje en cada extremo por un rodamiento montado sobre una estructura, al menos uno de los rodamientos debe permitir algún movimiento axial para soportar la flexión de la estructura y ambos deben permitir algún desajuste para compensar los errores del montaje.

El rotor propulsor de eje inclinado tiene un rodamiento por encima del agua por lo que es conveniente un cojinete de una sola hilera de bolas. El rodamiento utilizado es del tipo auto alineado y sellado o montado en una polea de hierro fundido tan comúnmente utilizado en maquinaria agrícola. Este rodamiento proporciona una ubicación axial para el eje del rotor, además conduce el empuje axial hacia el rotor. Además, se tiene un rodamiento en el otro extremo del eje ubicado dentro del agua, el cual presenta las mismas características que el anterior rodamiento.

2.4.2 La transmisión

Es el elemento encargado de transmitir la potencia mecánica del rotor al generador eléctrico. Su función consiste en elevar la velocidad del rotor desde unos cuantos rpm hasta velocidades de cientos rpm que son las requeridas usualmente por los generadores comunes. Como elementos de transmisión se utilizan fajas y poleas.

Se dispone de una fracción de la energía de la corriente del río extraída por el rotor de la turbina en el eje que gira el cual ejerce un torque (o fuerza que la hace rotar) en contra de una carga. Las fajas planas montadas sobre superficies convexas de la polea son de difícil desgaste, no son muy afectados por el sol y la lluvia y toleran un desajuste. La eficiencia de la transmisión por faja plana para nuestro caso es alrededor del 85 %, dando un alineamiento razonable del eje.

2.4.3 El generador eléctrico

Es el componente productor de la energía eléctrica que se acopla directa o indirectamente al eje de la turbina. Es la parte encargada de transformar la energía mecánica recibida por el rotor en energía eléctrica útil.

Existen dos tipos de generadores, en general, los de corriente alterna CA y los de corriente continua CC, siendo más usados los de CA debido a que trabajan bien a distintas velocidades de rotación rpm, mientras que los de CC necesitan de velocidades de rotación rpm casi constantes y relativamente elevadas lo cual no es muy fácil de conseguir con turbinas hidrocinéticas debido a la naturaleza variable de la velocidad del agua que provoca también la variación de la velocidad de giro del rotor.

a) Características de los generadores

- *Voltaje*

En nuestro medio se venden generadores monofásicos con voltajes de salida de 12, 24, 120 y 240 V, y generadores trifásicos que utilizan 240/415 V. Cuando no se considera el uso de transformadores de voltaje, entonces los equipos y los aparatos que se conectaran al sistema deberán ser compatibles en voltaje.

- *Perdidas por conversión de energía*

Esto se debe a que cada componente del sistema pierde energía en forma de fricción, calor, ruido, etc. La eficiencia de los generadores para producir energía útil varía entre 60% para pequeños generadores de corriente alterna, 80% para rangos entre 5 y 10 Kw. y 90% para equipos mayores a 50 Kw.

- *Potencia de salida*

Es la potencia que queda luego de haber considerado todas las pérdidas en el sistema, está en función de la eficiencia del equipo completo. Conociendo la eficiencia de los generadores, se puede predecir con aproximación la potencia de salida del generador que se desea utilizar. Sin embargo, estos datos deben ser suministrados por el proveedor de estos equipos al momento de su venta.

- *Factor de potencia ($\cos \phi$)*

Si el circuito externo es solamente resistivo, entonces la corriente y el voltaje se hallan en fase, el valor de uno es directamente proporcional al del otro y el factor de potencia es $\cos \phi = 1$. Ya que el voltaje y la corriente varían con el tiempo, en la siguiente expresión se trata del valor promedio de la potencia de salida del generador.

Para cargas resistivas, el valor de la potencia en volt – amperios o vatios es el mismo. Por ejemplo, si un generador de 220 V genera una corriente de 25 A, tendría una potencia de salida de $220 \text{ V} \times 25 \text{ A} = 5.5 \text{ Kw}$.

b) Generadores de Corriente Alterna

Los generadores de corriente alterna o simplemente alternadores pueden ser de tipos: monofásicos y trifásicos. Comercialmente se pueden adquirir generadores monofásicos para cubrir todos los rangos de potencia, mientras que los trifásicos cubren los rangos de 2– 3 Kw. Sin embargo, la generación monofásica se utiliza en esquemas menores a 10 – 15 Kw. ya que, por debajo de esta potencia nominal, las cargas individuales representarían un gran porcentaje del total de la capacidad del generador y balancear las cargas se tornaría muy difícil.

Entre los generadores de velocidad constante se tiene el sincrónico aplicable para potencias medias y altas, el de inducción para potencias pequeñas y el de magnetización permanente (imanes permanentes), para potencias muy pequeñas.

Luego al tomar las características de eficiencia para los dispositivos como el generador eléctrico y el tren de potencia instalado se obtiene la siguiente ecuación:

2.5 Potencia real:

$$P_{real} = \frac{1}{2} \eta_1 \eta_2 C_p \rho A_o v^3 \quad 2.27$$

Donde

P , Energía por segundo (watts);

η_2 , Eficiencia de la transmisión;

η_1 , Eficiencia del Generador

C_p , Coeficiente de Potencia (0.59% máx.)

ρ , densidad del agua;

A_o , área activa del dispositivo;

v^3 , Velocidad de la corriente de agua.

2.6 Profundidad mínima útil

La profundidad requerida del agua será menor en velocidades de corrientes más rápidas debido al área reducida de barrido (es decir un rotor más pequeño) apropiado para la máquina. En una velocidad de corriente de 1.8 m/s se requiere una profundidad del agua de 1.6 metros para extraer una potencia hidráulica de salida de 800 Watts de la máquina.

De lo anterior podemos concluir que una corriente de agua debe tener una velocidad de al menos 0.8 m/s y una profundidad de al menos 1.75 metros antes de que se puedan extraer cantidades convenientes de potencia por turbinas que operan en corriente libre.

CAPÍTULO 3. Criterios para la selección de parámetros característicos de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal.

En este capítulo se tomarán temas relacionados con los parámetros característicos, la interrelación entre ellos y los modelos matemáticos de las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal que permitirán obtener resultados de mayor eficiencia.

3.1 Parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal

El diseño del rotor de una turbomaquina es uno de los temas que más se han estudiado en lo relativo a su diseño y sobre el que se sigue investigando, con el objeto de lograr la configuración que permita el mayor rendimiento posible, asegurando a la vez la robustez, la estabilidad y la ligereza necesarias. Es por ello que, para conseguir el diseño de una turbina hidrocínética que mejor se adecúe a las necesidades del proyecto, será necesario evaluar el comportamiento e interrelación de sus parámetros principales que den como resultado alta eficiencia y bajos costos de operación y mantenimiento.

Un parámetro generalmente usado es la celeridad, el cual es un término que sirve para comparar el funcionamiento de diferentes máquinas, en relación a su eficiencia a la hora de transformar la velocidad del fluido en revoluciones del eje. La celeridad (λ) indica que la periferia de la pala circula a una velocidad λ veces mayor que la velocidad del fluido v . Es la relación entre la velocidad del punto más exterior de la pala ($u = R \cdot \omega$) y la velocidad del fluido v .

Lo conveniente es tener un diseño y un perfil con un valor de celeridad alto, de forma que la velocidad de la corriente se traduzca en un número de revoluciones por minuto mayor en el eje, logrando mayor eficiencia en la generación de energía eléctrica. Esto solo es posible mediante el uso de los rotores basados en la

sustentación, los cuales favorecen además obtener valores de C_p elevados. Por ello se recomienda un sistema basado en el empuje ascensional cuyas configuraciones posibles son: rotor bipala y tripala. A pesar de que el rotor bipala tiene su máxima C_p para un λ mayor, el tripala funciona de forma más equilibrada, por lo que la experiencia práctica ha demostrado es la mejor opción. La mayoría de los fabricantes han optado por un rotor tripala, situando las palas a 120° consiguiendo un sistema más equilibrado. El sistema se asimila a un generador eólico pequeño, con un perfil, preferiblemente, alabeado.

Otro de los parámetros que caracterizan una turbina hidrocínética es el diámetro del rotor, el cual es directamente proporcional a la potencia captada por la turbina.

$$N_{elec} = C_p * \rho * A * v^3 * n_{tr} * n_g \quad 3.1$$

Donde:

n_{tr} . Rendimiento de la transición

n_g . Rendimiento del generador

Sabiendo que:

$$A = \pi \frac{D^2}{4} = \pi R^2 \quad 2.17$$

Según los datos seleccionados por el estudio de la demanda energética y una vez elegido el perfil se estima C_p y los rendimientos del alternador y la transmisión se seleccionan tomando los valores recomendados por la literatura según el caso correspondiente.

$$R = \sqrt{\frac{P}{C_p * \rho * \pi * v^3 * n_{tr} * n_g}} \quad 3.2$$

Otro de los parámetros importantes es la velocidad de giro del rotor, el cual está muy estrechamente relacionado con el valor de celeridad de diseño (λ y el diámetro del rotor R).

Sabiendo que:

$$\lambda = \frac{\omega * R}{v} \quad 2.26$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad 3.3$$

Sustituyendo 3.3 en 2.26 y despejando (n)

$$n = \frac{60 * \lambda}{\pi * D} \quad 2.26$$

Otro parámetro característico que ha sido ampliamente usado en el dimensionamiento de los rotores hidrocineéticos es el área de barrido del rotor (A), que es el área frontal del mismo; para ello se le puede suponer como una máquina motriz, a la que de antemano se tiene que prefijar y asignar la energía que se desea genere.

Conocidos los datos energéticos requeridos o de la fuente energética, se igualan, y se determina el área A barrida y con esta las dimensiones principales de las palas y el rotor.

$$N_{aje} = N_{teo} \quad C_p = \frac{1}{2} C_p \rho A v^3 \quad 2.16$$

Despejando el valor de A se obtiene:

$$A = \frac{N_{aje}}{\frac{1}{2} \rho v^3 C_p} \quad 3.4$$

Una vez determinada el área de barrido requerida se determina el diámetro del rotor por simple sustitución existen otros parámetros que caracterizan los rotores hidrocineéticos como son el coeficiente de solidez y la cuerda y el número de palas.

$$\sigma = \frac{S_T}{A} = \frac{Z S_i}{A} = \frac{Z c}{2 R} \quad 2.21$$

Para obtener la superficie de una pala se divide el área total así obtenido por el número de ellas.

$$S_i = \frac{S_T}{Z}$$

2.23

El éxito debe ser logrado con la selección más adecuada de los parámetros característicos y la su combinación más adecuada.

3.2 Evaluación de la interrelación entre los parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal

Los métodos empleados en la actualidad para la determinación de los parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas parten de la selección de coeficientes de potencia **C_p** y/o la celeridad de diseño (λ), estos métodos se basan en la utilización de gráficos o tablas obtenidos de resultados que la práctica ha demostrado dan mejores consecuencias.

3.3 Modelación matemática de la dependencia λ vs C_p

La obtención del modelo partió de la utilización un software de reconocimiento de imagen a escala llamado “Engauge Digitizer” en el cual permitió el procesamiento de imágenes que contiene los gráficos.

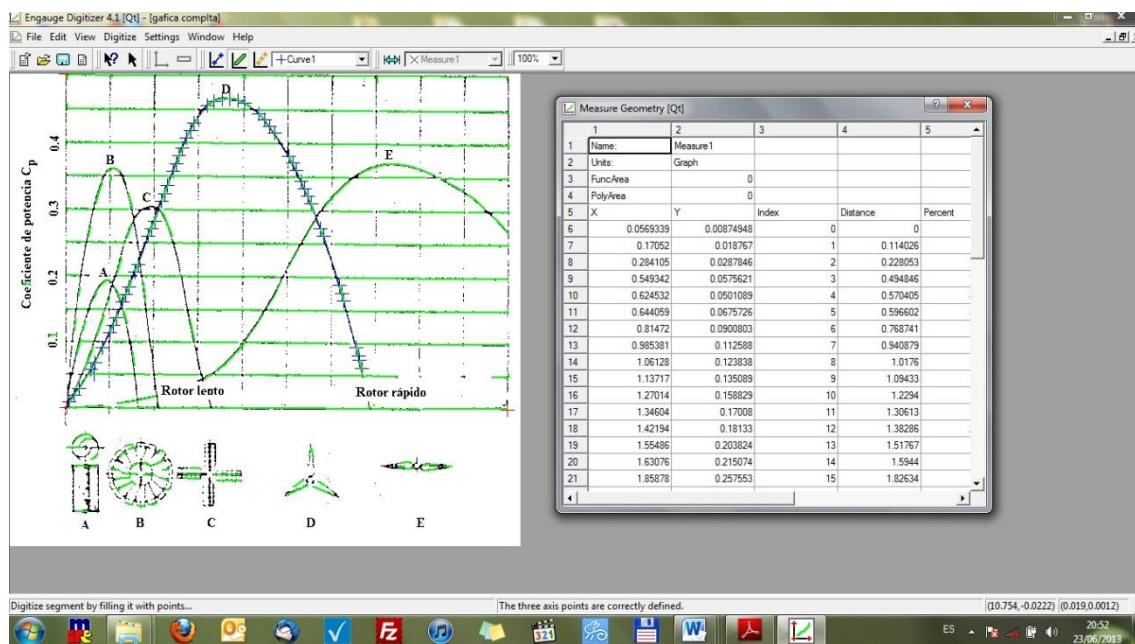


Figura 3.2. Procesamiento de las curvas empleando Engauge Digitizer

Los valores obtenidos (anexo I) fueron procesados en el software de Matlab R2010 en el cual se emplearan una serie de herramientas útiles para lograr el objetivo planteado. Lo que se puede apreciar en. En la figura 3.2

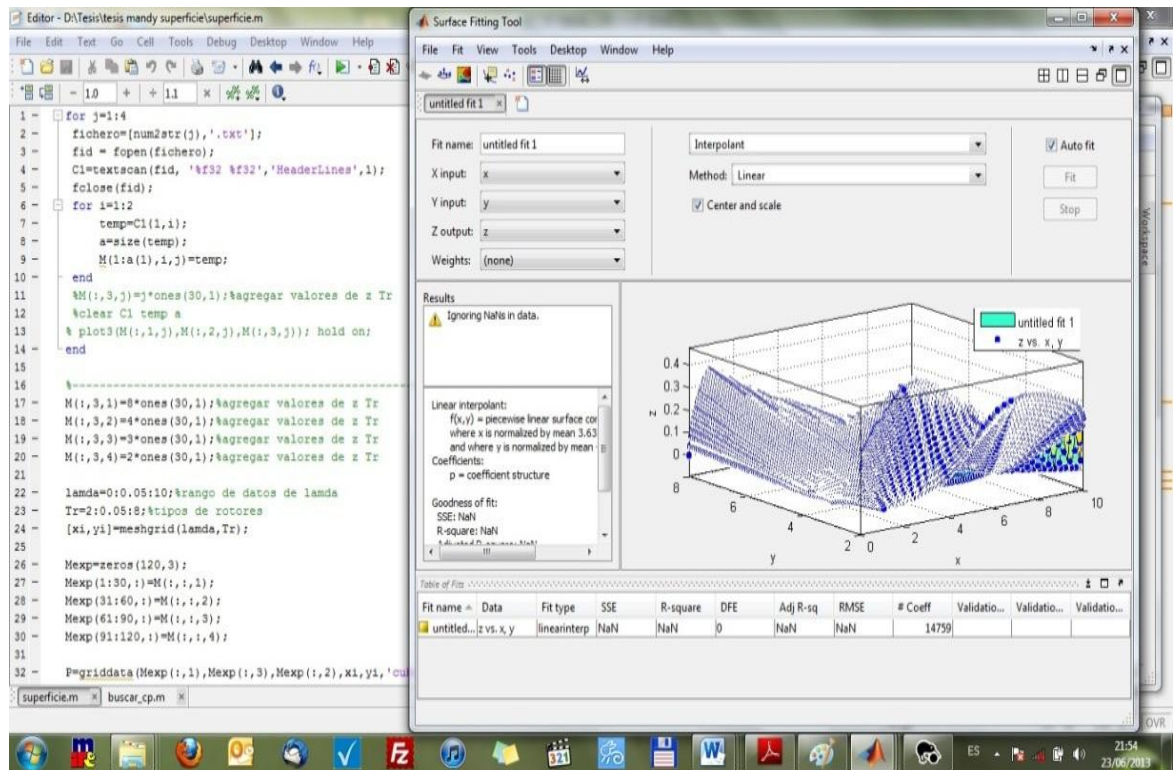


Figura 3.3. Procedimiento para la interpolación

Se realizó una programación (véase anexo II) que permitiera ingresar los puntos de las curvas B, C, D, E, a partir de los que se obtuvieron una superficie dependiente de tres variables, C_p , λ y numero de palas. Para lograr la obtención de la superficie fue necesario usar el método de interpolación

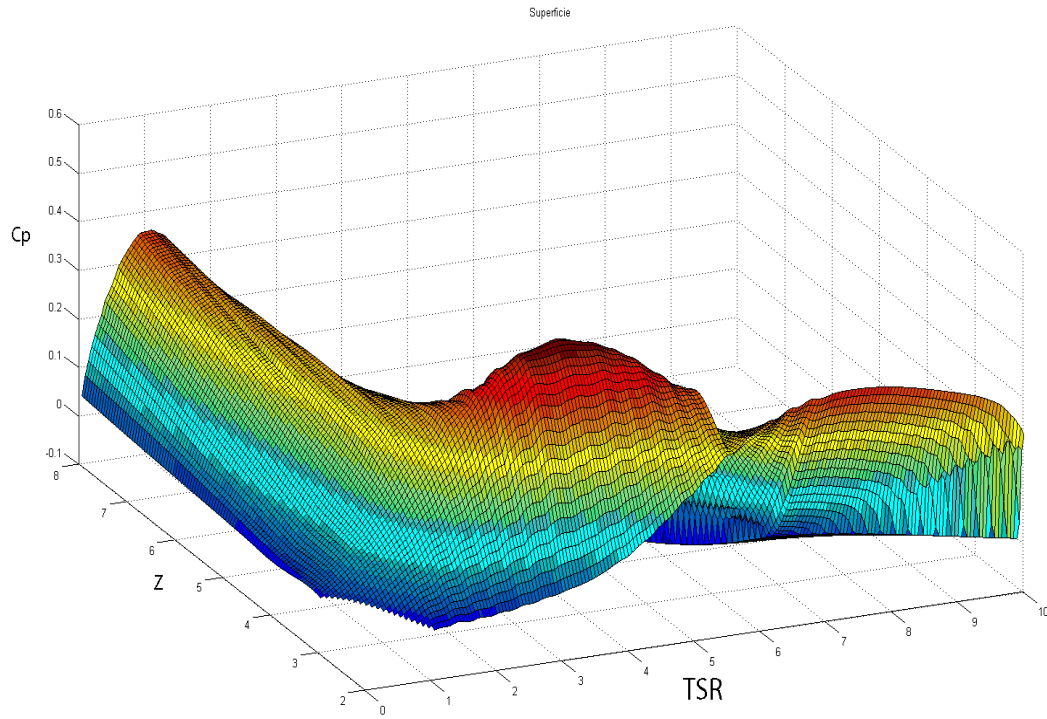
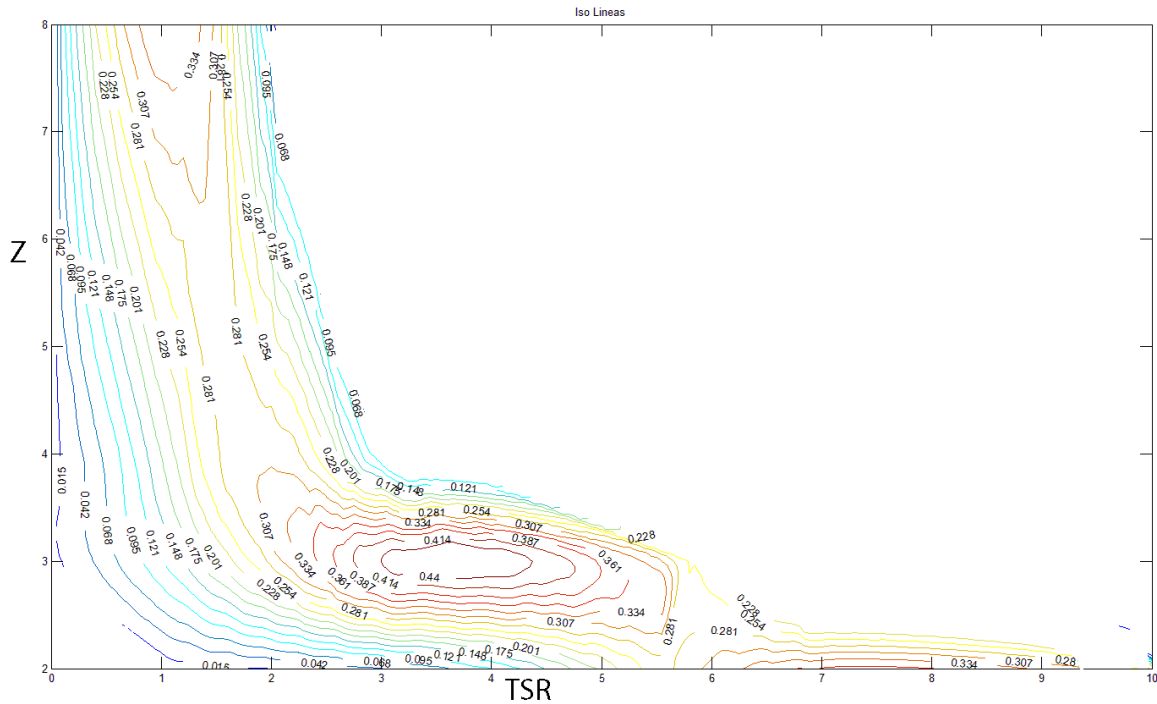


Figura 3.4. Superficie interpolada en función de C_p , λ y tipo de rotor

Una vez obtenida la superficie se empleó herramienta surface fittinig que permite obtener las isolíneas partiendo de la superficie interpolada



3.3.1 Ecuación analítica de la superficie

Por medio de un ajuste polinomial se obtiene un modelo matemático que interrelaciona el coeficiente de potencia C_p en función del número de palas y el coeficiente de celeridad permitiendo realizar un análisis de su interrelación analíticamente.

La ecuación obtenida con una ajuste de R-square= 0.9932 fiabilidad se sometió a prueba para comprobar su funcionabilidad, lo cual se realizó en Matlab (anexo IV) evaluando numéricamente la ecuación y graficando los resultados para posteriormente compararla con curvas fiables obtenida de manera experimental por compañías pioneras en la materia.

$$C_p = p_{00} + p_{10} * \lambda + p_{01} * z + p_{20} * \lambda^2 + p_{11} * \lambda * z + p_{02} * z^2 + p_{30} * \lambda^3 + p_{21} * \lambda^2 * z + p_{12} * \lambda * z^2 + p_{03} * z^3 + p_{31} * \lambda^3 * z + p_{22} * \lambda^2 * z^2 + p_{13} * \lambda * z^3 + p_{04} * z^4 + p_{32} * \lambda^3 * z^2 + p_{23} * \lambda^2 * z^3 + p_{14} * \lambda * z^4 + p_{05} * z^5$$

3.5

Donde:

$p_{00} = 2.572$	$p_{03} = -0.1753$
$p_{10} = -3.525$	$p_{31} = 0.007762$
$p_{01} = -2.69$	$p_{22} = 0.0672$
$p_{20} = 0.5155$	$p_{13} = 0.1046$
$p_{11} = 3.088$	$p_{04} = 0.0148$
$p_{02} = 1.002$	$p_{32} = -0.0003063$
$p_{30} = -0.01682$	$p_{23} = -0.004457$
$p_{21} = -0.3567$	$p_{14} = -0.004456$
$p_{12} = -0.874$	$p_{05} = -0.0004876$

3.4 Validación de los modelación matemática de la dependencia λ vs C_p .

Si analizamos los resultados del modelo, representados por isolíneas en la fig 3.4 y los comparamos con los gráficos (2.9) y tablas (2.1) propuestos por algunos autores para la selección de los parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas, podemos llegar a la conclusión que existe correspondencia entre estos y los modelos obtenidos.

3.5 Selección de los parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas a partir del modelo matemático obtenido.

A continuación se realizara un análisis de la interrelación entre C_p y λ como también entre N y V

3.5.1 Análisis de la interrelación del coeficiente de potencia, la celeridad y el número de palas.

Del análisis de la figura 3.4 podemos concluir:

Para los rotores de arrastre con numero de palas mayores o iguales a 4 experimentan grandes variaciones en el coeficiente de potencia con la celeridad, debiéndose mantener esta en el rango de 1 a 2.

Para rotores de sustentación de dos palas y tres se pueden lograr variar la celeridad en cierto rango sin afectaciones considerables en el factor de potencia. Para tres palas la celeridad optima es del orden de 3.5 lo cual coincide con el criterio de varios autores y para dos palas esta seria por el orden de 7.

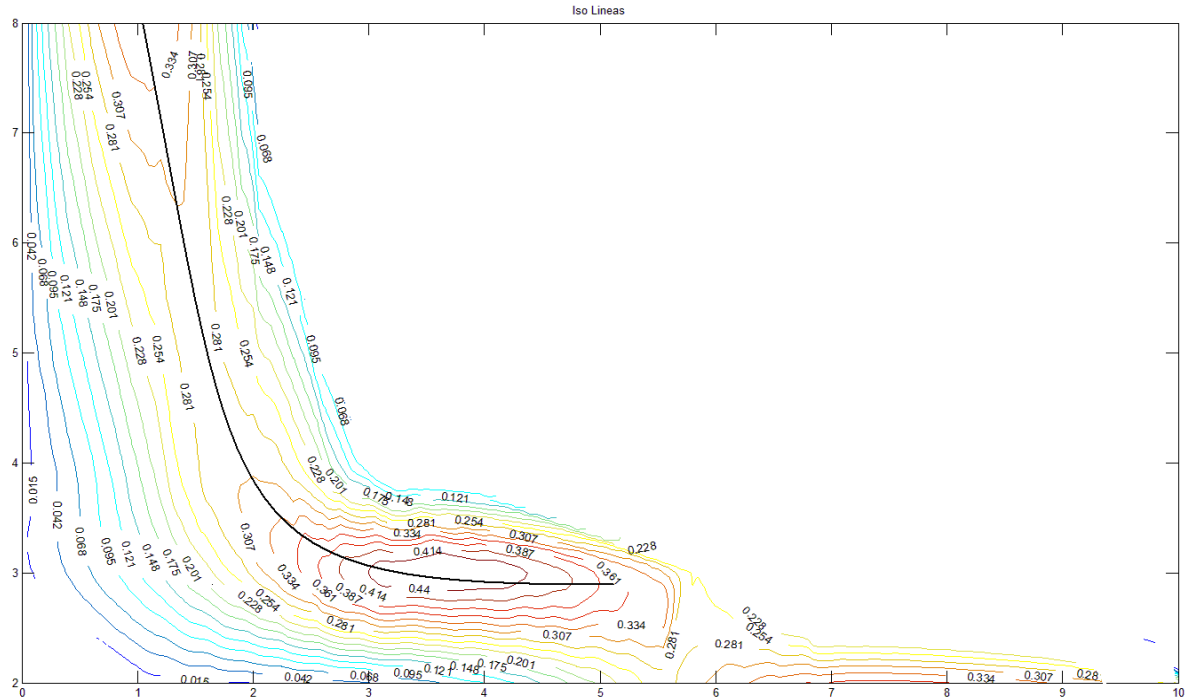


Figura 3.5. Comportamiento de la interrelación del coeficiente de potencia C_p , número de palas y el coeficiente de celeridad.

3.5.2 Análisis de la interrelación entre la potencia, la velocidad del fluido, el diámetro del rotor y la potencia obtenida.

Si evaluamos el modelo matemático obtenido para un número de palas determinado, para la celeridad a la cual le corresponde un coeficiente de potencia es máximo tenemos

3.5.3 Evaluación del modelo matemático para un número de palas $Z=3$ y coeficiente de celeridad $\lambda = 3,6$

Evaluando el modelo obtenido para $Z=3$ y $\lambda = 3,6$ se obtiene un valor de máximo $C_p=0.47$

Sustituyendo este valor en la ecuación 2.16, asumiendo la densidad del agua 1000 kg/m^3 y despejando la potencia en el eje

$$N_{\text{eje}} = N_{\text{teo}} \quad C_p = \frac{1}{2} C_p \rho A v^3 \quad 2.16$$

$$N = \frac{C_p * 1000}{2} * \frac{\pi * D^2}{4} * v \quad 3.6$$

Se obtiene la ecuación que interrelaciona la potencia en el eje de la turbina con el diámetro del rotor y la velocidad del fluido, para $Z=3$ y $\lambda = 3,6$ garantizando un máximo $C_p=0.47$

A través de un código realizado en Matlab que permitirá obtener una superficie con sus isolíneas respectivas, obteniendo la dependencia entre la velocidad del fluido, el diámetro del rotor y la potencia en el eje de la turbina hidrocínética.

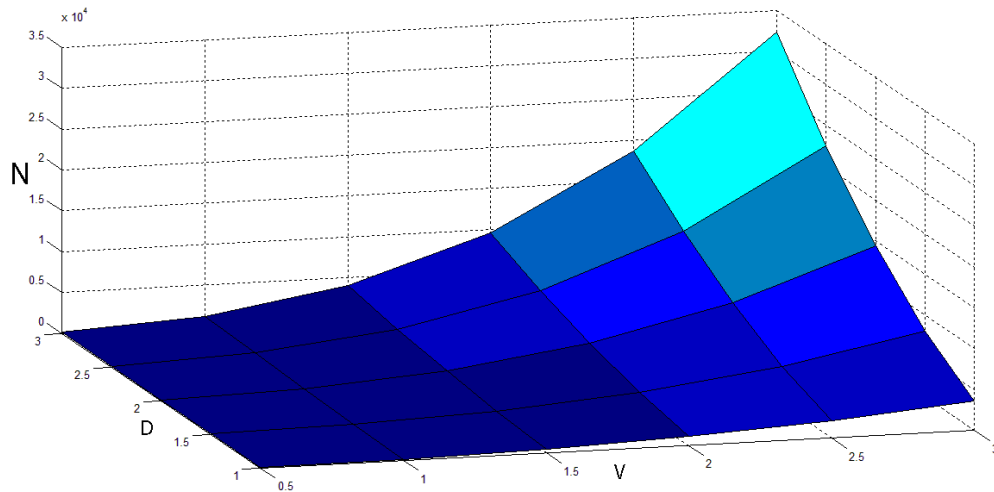


Figura 3. 6 Superficie de potencia

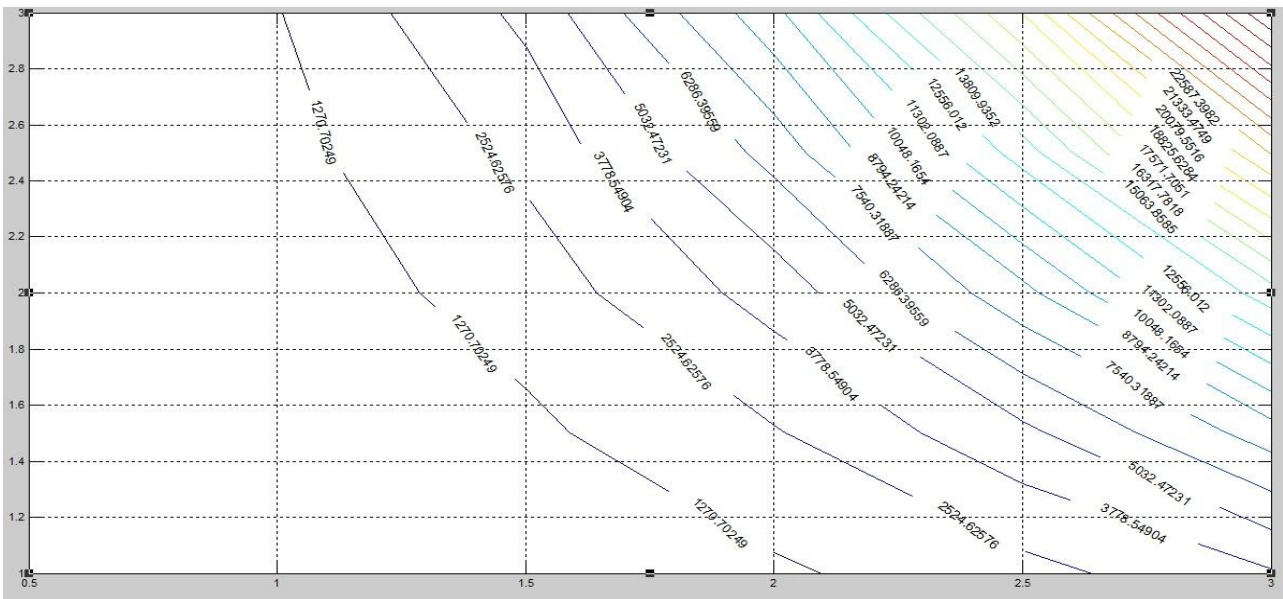


Figura 3. 6 Iso líneas de potencia $z=3$ $\lambda=3,6$

Este modelo nos permite para un rotor de tres palas ($Z=3$), según el caso de estudio seleccionar para una demanda de potencia determinada, cual es el diámetro del rotor partiendo de la velocidad del fluido o a partir del diámetro del rotor, cual es la potencia que se obtendría con este tipo de tecnología.

3.5.4 Evaluación del modelo matemático para un número de palas de $Z=2$ y un coeficiente de celeridad $\lambda = 7,4$

Siguiendo un procedimiento similar al epígrafe 3.5.3 y para un valor de $Z=2$ y $\lambda = 7.4$.

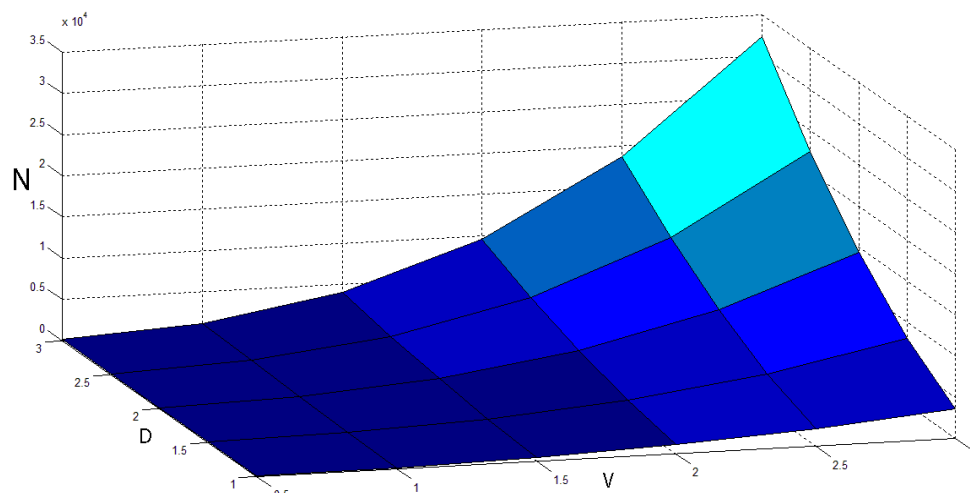


Figura 3. 7 Superficie de potencia

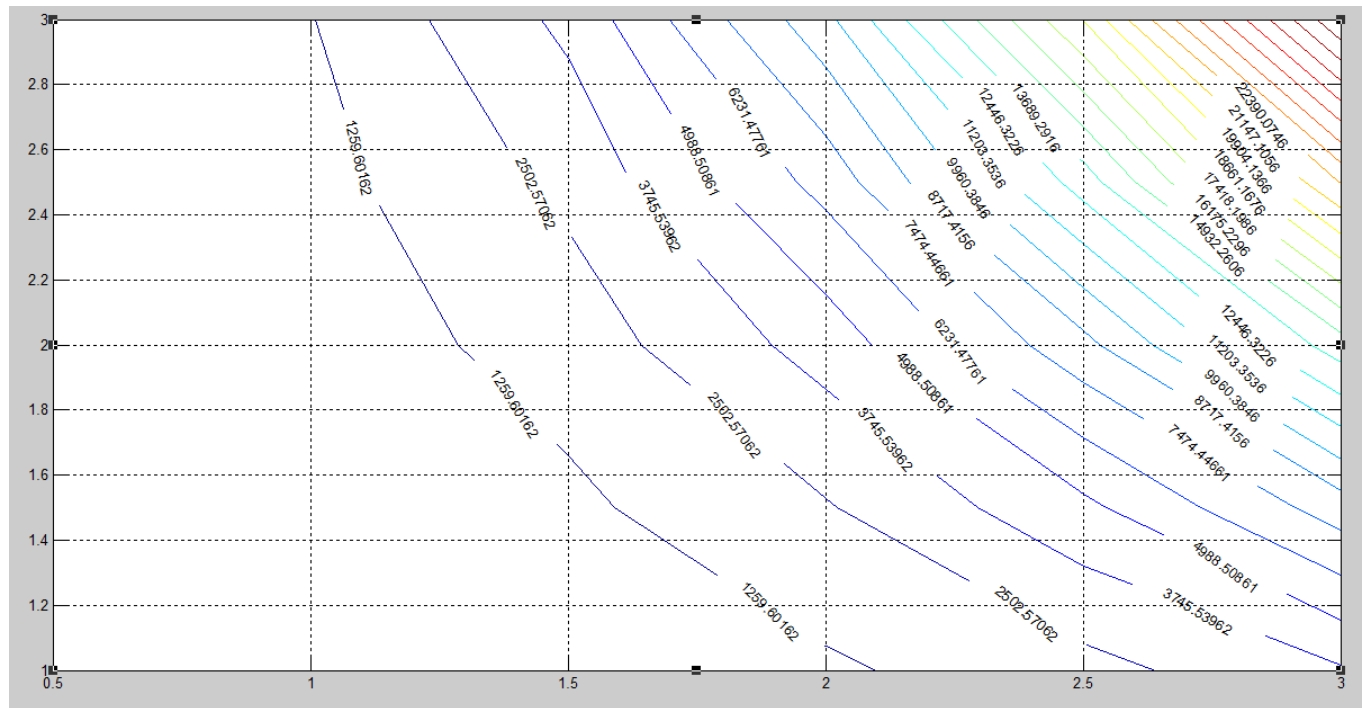


Figura 3. 8 Iso líneas de potencia $z=2$ $\lambda=7,4$

Este modelo nos permite para un rotor de tres palas ($Z=2$), según el caso de estudio seleccionar para una demanda de potencia determinada, cual es el diámetro del rotor partiendo de la velocidad del fluido o a partir del diámetro del rotor, cual es la potencia que se obtendría con este tipo de tecnología.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

1. El diseño del rotor de una turbina hidrocínética es uno de los temas que más se han estudiado en lo relativo a su diseño y sobre el que se sigue investigando. El objetivo principal es lograr la configuración que permita: alto rendimiento, asegurando robustez, estabilidad y la ligereza.
2. Los métodos consultados en la literatura especializada para la determinación de los parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas, se basan en la utilización de gráficos o tablas, obtenidos de la práctica en la experimentación de estas turbomáquinas.
3. Se obtiene un modelo matemático que interrelaciona el coeficiente de potencia C_p en función del número de palas y el coeficiente de celeridad, el cual permite realizar un análisis de su interrelación analíticamente.
4. Analizados los resultados del modelo, comparándolos con resultados obtenidos por algunos autores para la selección de los parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas, podemos llegar a la conclusión que existe correspondencia entre estos y los modelos obtenidos.
5. Los modelos matemáticos obtenidos describen la interrelación de los parámetros característicos de las turbinas hidrocínéticas de eje horizontal, con el coeficiente de potencia, permitiendo establecer criterios para la selección de la combinación de estos, que den como resultado alto rendimiento, asegurando robustez, estabilidad y la ligereza.
6. Para los rotores de arrastre con número de palas mayores o iguales a 4 se experimentan grandes variaciones en el coeficiente de potencia con la celeridad, debiéndose mantener esta en el rango de 1 a 2.

7. Para rotores de sustentación de dos y tres palas se pueden lograr variar la celeridad en cierto rango sin afectaciones considerables en el factor de potencia.
8. Para todos los fines prácticos, el rotor de tres palas es tan bueno como el de dos palas, pero tiene la ventaja adicional de poseer gran estabilidad y una baja velocidad de arranque debido a la mayor área efectiva de sus palas.

Recomendaciones

- 1 Se recomienda desarrollar una herramienta informática para la selección de los parámetros característicos de turbinas hidrocinéticas de eje horizontal a partir de los modelos matemáticos obtenidos.
- 2 Continuar investigando y desarrollando modelos matemáticos que permitan evaluar la interrelación entre los parámetros característicos de las turbinas hidrocinéticas de eje horizontal.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. desarrollo de un rotor eólico experimental a escala y su ensayo en túnel de viento. septiembre 28.2012 cita disponible en
<http://cliv2.ing.unlp.edu.ar/public/actas%20congreso/28.schupbach.cliv2.pdf>
2. schupbach1. ensayo de rotores eólicos en pequeña escala. septiembre 2011 cita disponible en
http://usuario.arnet.com.ar/marman/marman/proyecto/proyecto_final.html
3. c. julio Mario Rodriguez. coeficientes de potencia. febrero 2012 cita disponible en
<http://www.revistas.unal.edu.co>
4. a. María José cuesta. aerogeneradores de potencia inferior. octubre 2010 cita disponible en
<http://www.ciemat.es/>
5. Maricarmen guerra. desafíos tecnológicos en generación mareomotriz mayo 2011 cita disponible en
<http://10.12.1.7/prensa/jr.pdf>
6. diseño de una turbina de río. octubre 2005 cita disponible en:
<http://www.repositoriodigital.ipn.mx>
7. Francisco M. González. Modelación del Rotor de Turbinas. Enero 2012 cita disponible en
<http://www.fglongatt.org/Reportes/RPT2007-02.pdf>.
8. Juan Manuel castro Castrillón. caracterización mecánica de un hidrogenerador de eje horizontal. marzo 2005 cita disponible en
<http://kimerius.com/app/download/5780663477/C%C3%A1culo+y+dise%C3%B1o+de+la+h%C3%A9lice+%C3%B3ptima+para+turbinas+e%C3%B3licas.pdf>
9. Bianucci. Energía del mar y los océanos. Febrero 2002 cita disponible en:
<http://arandu.org.ar/pub/apunte1-mareomotriz.pdf>.
10. Leyva. Energía del mar, sueño o realidad. Febrero 2007 cita disponible en
<http://www.granma.cubaweb.cu/secciones/ciencia/ciencia363.htm>.
11. Scanavino. Energía mareomotriz. Mayo 2007 cita disponible en
<http://www.monografias.com/trabajos6/enma/enma.shtml#ma>
12. Chingotto (Junio 2006) Energía Mareomotriz. Volumen,
13. Fernandez. Energía Mareomotriz. Mayo 2007 cita disponible en
<http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/EnergiasAlternativas/mar/PDFs/1MA REAS.pdf>
14. Asóciate, Energía: Proyecciones mundiales-recurso, consumo y emisiones de Co2. Marzo 2002.
15. Autores. Estadística del viento. Mayo 2002 cita disponible en

http://www.usuarios.arnet.com.ar/marman/proyecto/proyecto_final.htm.

16. Autores. Estudian posibilidad de utilizar mareas de Nuevitas para generar electricidad. Febrero 2007 cita disponible en: <http://www.granma.cu/espanol/2007/abril/mar3/mare.html>

17. White, Fluid Mechanics, ed. McGraw-Hill. 2002, Irland.

18. Autores. Generación-Centrales mareomotriz. Mayo 2007 cita disponible en <http://www.oni.escuelas.edu.ar/olimpi98/Energia-Vs-Ambiente/mareomo.htm>.

19. Villarrel. Geopolítica de la energía. Abril 2003 cita disponible en <http://www.pensamientocritico.org/igovil1004.htm>

20.. López, Informe sobre la energía de las corrientes de mareas. Mayo 2007.

22. Casavant. Instream Tidal Power Plant Feasibility Study General Evironmental and Federal Permitting Issues. Mayo 2006 cita disponible en <http://www.epri.com/oceanenergy/attachments/streamenergy/reports/004TISECDeviceReportFinal111005.pdf>

23. Leyva. Investigan aprovechamiento de la energía proveniente de la corriente de marea. Marzo 2007 cita disponible en <http://www.juventudrebelde.cu/cuba/2007-05-08/investigan-aprovechamiento-de-la-energia-proveniente-de-la-corriente-demarea/>.

24. Telles. La energia renovable, energía responsable. Septiembre 2005 cita disponible en: <http://www.monografias.com/trabajos25/energia-renovable/energiarenovable.shtml#mareom>

25.C. Autores. Las mareas. Mayo 2007 cita disponible en <http://www.oarval.org/tidessp.htm>

ANEXOS

Los siguientes anexos permitirán una mejor comprensión de los temas tratados anteriormente

Anexo I Tabla de puntos obtenidos a través de software

Curva B		Curva C		Curva D		Curva E	
TSR	Cp	TSR	Cp	TSR	Cp	TSR	Cp
0,136	0,100	0,058	0,010	0,039	0,010	1,154	0,006
0,158	0,113	0,231	0,034	0,365	0,040	1,514	0,010
0,179	0,125	0,365	0,052	0,614	0,070	1,874	0,015
0,201	0,138	0,481	0,072	0,883	0,102	2,273	0,022
0,347	0,198	0,596	0,090	1,115	0,136	2,614	0,029
0,368	0,210	0,674	0,107	1,308	0,167	2,975	0,039
0,390	0,223	0,771	0,126	1,502	0,202	3,280	0,049
0,431	0,236	0,907	0,156	1,851	0,260	3,566	0,066
0,471	0,247	0,985	0,173	2,103	0,307	3,815	0,083
0,512	0,259	1,140	0,205	2,316	0,342	4,046	0,103
0,552	0,272	1,237	0,227	2,471	0,368	4,277	0,123
0,574	0,284	1,296	0,246	2,606	0,392	4,489	0,145
0,674	0,309	1,431	0,267	2,818	0,422	4,663	0,167
0,733	0,322	1,661	0,294	3,144	0,452	4,856	0,188
0,792	0,333	1,812	0,299	3,637	0,467	5,108	0,224
0,910	0,353	1,888	0,303	4,144	0,454	5,301	0,245
1,081	0,358	2,037	0,299	4,462	0,435	5,476	0,267
1,268	0,348	2,187	0,293	4,704	0,415	5,842	0,304
1,340	0,337	2,187	0,293	5,112	0,370	6,072	0,323
1,394	0,324	2,260	0,282	5,315	0,339	6,359	0,340
1,448	0,313	2,334	0,269	5,556	0,305	6,626	0,354
1,483	0,301	2,370	0,260	5,831	0,253	6,987	0,364
1,621	0,243	2,570	0,213	6,069	0,205	7,329	0,369
1,722	0,190	2,694	0,163	6,252	0,169	7,688	0,367
1,757	0,178	2,783	0,134	6,397	0,132	8,046	0,362
1,825	0,144	2,855	0,109	6,542	0,092	8,365	0,351
1,907	0,090	2,945	0,086	6,670	0,062	8,684	0,341
1,942	0,077	3,053	0,053	6,778	0,029	9,004	0,329
2,057	0,002	3,162	0,028	6,832	0,014	9,304	0,316

Anexo II Código de programación en Matlab

```

for j=1:4
    fichero=[num2str(j),'.txt'];
    fid = fopen(fichero);
    C1=textscan(fid, '%f32 %f32','HeaderLines',1);
    fclose(fid);
    for i=1:2
        temp=C1{1,i};
        a=size(temp);
        M(1:a(1),i,j)=temp;
    end
    %M(:,3,j)=j*ones(30,1);%agregar valores de z Tr
    %clear C1 temp a
    % plot3(M(:,1,j),M(:,2,j),M(:,3,j)); hold on;
end

%-----
M(:,3,1)=8*ones(30,1);%agregar valores de z Tr
M(:,3,2)=4*ones(30,1);%agregar valores de z Tr
M(:,3,3)=3*ones(30,1);%agregar valores de z Tr
M(:,3,4)=2*ones(30,1);%agregar valores de z Tr

lamda=0:0.05:10;%rango de datos de lamda
Tr=2:0.05:8;%tipos de rotores
[xi,yi]=meshgrid(lamda,Tr);

Mexp=zeros(120,3);
Mexp(1:30,:)=M(:,1);
Mexp(31:60,:)=M(:,2);
Mexp(61:90,:)=M(:,3);
Mexp(91:120,:)=M(:,4);

P=griddata(Mexp(:,1),Mexp(:,3),Mexp(:,2),xi,yi,'cubic');%,'v4' 'nearest' 'cubic'
%plot3(Mexp(:,1),Mexp(:,2),Mexp(:,3),'o'); hold on;
%mesh(xi,yi,P);

[m,n] = size(P);
k=1;
for i=1:n
    for j=1:m
        z(k) = P(j,i);
        x(k) = xi(j,i);
        y(k) = yi(j,i);
        k = k+1;
    end
end

% surf(x,y,z);
% shading interp
sftool(x,y,z);
% contour(x,y,z,20)

figure;
surf(xi,yi,P)
title('Superficie')

```

```
figure;  
contour(xi,yi,P,20,'ShowText','on',...  
    'LevelList',[-0.064 -0.037 -0.010 0.015 0.042 0.068 0.095 0.121 0.148 0.175 0.201 0.228 0.254  
0.281 0.307 0.334 0.361 0.387 0.414 0.440]);  
title('Iso Lineas')
```

Anexo III Figuras empleadas

Figura 3. 5. Comportamiento de la interrelación del coeficiente de potencia C_p , número de palas y el coeficiente de celeridad.

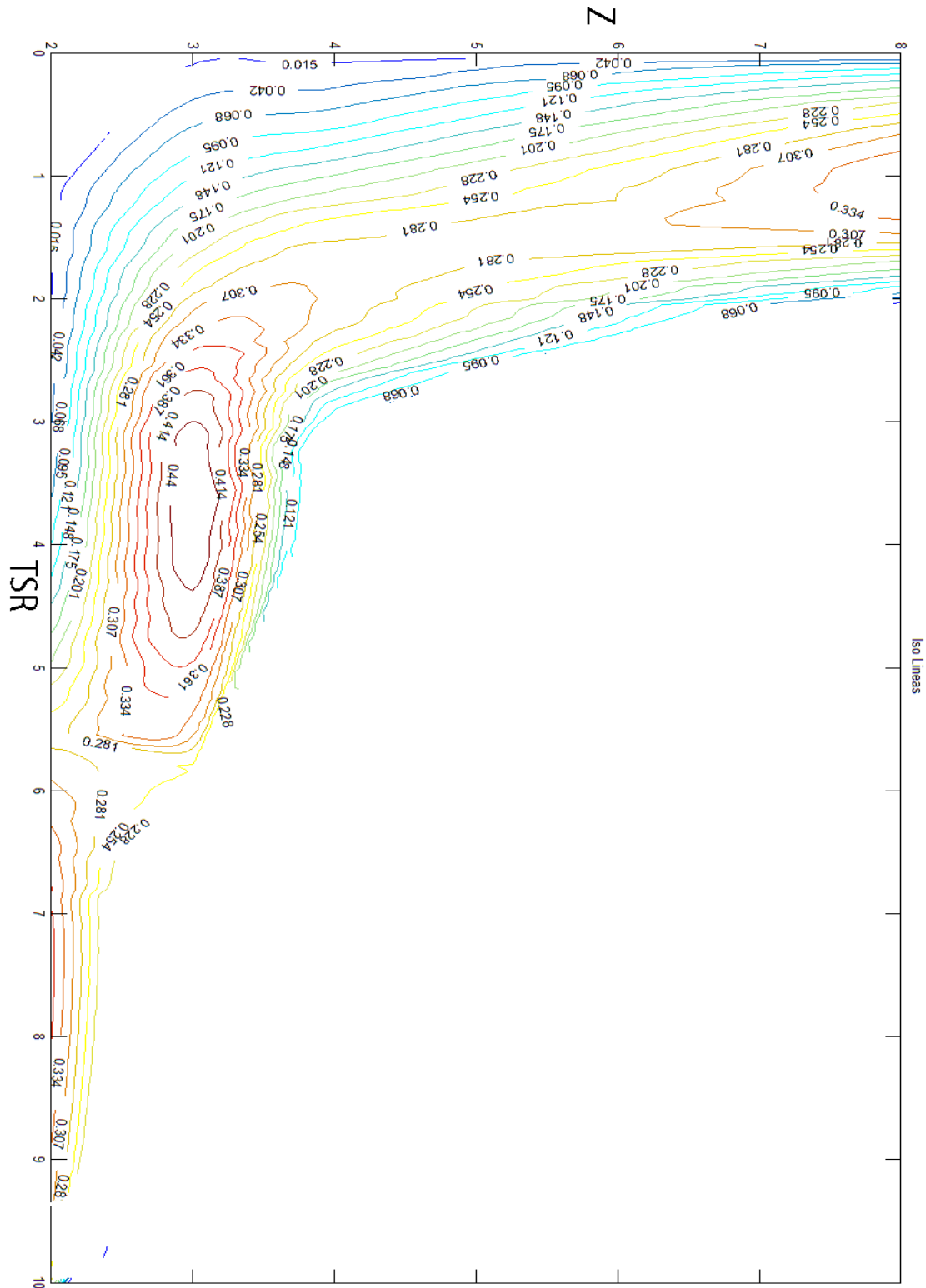


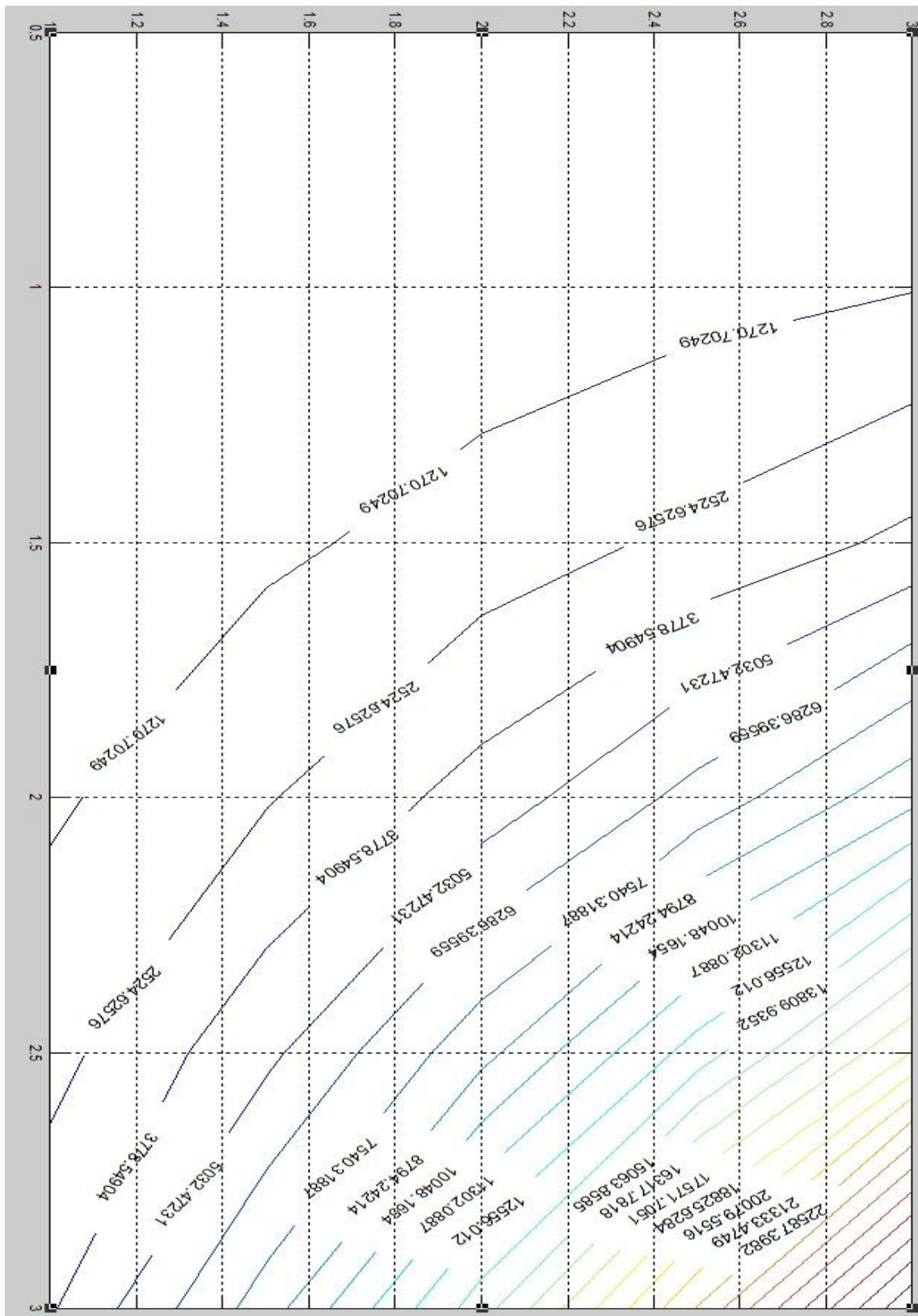
Figura 3. 9 Iso líneas de potencia $z=3$ $\lambda=3,6$ 

Figura 3. 10 Iso líneas de potencia $z=2$ $\lambda=7,4$ 