



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**COMPORTAMIENTO HIDRÁULICO DE TURBINAS CINÉTICAS
DE FLUJO AXIAL EN CANALES A SUPERFICIE LIBRE,
COMO UNA ALTERNATIVA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA
HIDROELÉCTRICA EN OBRAS Y ESTRUCTURAS EXISTENTES.**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

INGENIERÍA CIVIL – HIDRÁULICA

PRESENTA:

MARCO POLO ROBALDI VÁZQUEZ

TUTOR:

DR. RAFAEL BERNARDO CARMONA PAREDES

–2011–



JURADO ASIGNADO:

Presidente: **DR. OSCAR FUENTES MARILES**

Secretario: **DR. JESÚS GRACIA SÁNCHEZ**

Vocal: **DR. RAFAEL BERNARDO CARMONA PAREDES**

1er. Suplente: **DR. EDGAR G. MENDOZA BALDWIN**

2do. Suplente: **M.I. GERMÁN JORGE CARMONA PAREDES**

Ciudad Universitaria, México D.F.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Rafael Bernardo Carmona Paredes

FIRMA

Agradecimientos

Al Posgrado en Hidráulica, Facultad de Ingeniería U.N.A.M.

Al Dr. Rafael Carmona Paredes, quien ha sido mi mentor durante el curso de este trabajo, y durante mi tiempo como alumno en la maestría. Agradezco su apoyo y manifiesto mi admiración por su calidad como académico y como profesional.

Al M.I. Germán Carmona, por el diseño y construcción del sistema de estanqueidad, transición y transmisión del modelo físico-experimental de la THC, sin duda esta tesis no hubiese sido posible sin su ayuda; agradezco también las observaciones para mejorar el modelo físico, así como su tiempo en las charlas de tiempo libre.

Dr. Gustavo A. Paz Soldán Córdova, titular de la clase de diseño de plantas hidroeléctricas, por la motivación en el tema de alternativas de generación eléctrica y la necesidad en México de explotación de recursos.

Al Dr. Jesús Gracia, quien me guio en algún momento con referencias e información sobre el tema.

A mis profesores de clase: Víctor Franco y Edgar Mendoza, por su motivación y paciencia durante el proceso de enseñanza en clases y por las observaciones para mejorar este trabajo.

Al Dr. Oscar Fuentes, por sus asesorías extra clases y paciencia durante la enseñanza en el aula.

Al grupo de Hidráulica Computacional y Aplicada, Facultad de ingeniería, UNCuyo, Argentina.

Mis mas sincero agradecimiento a mi amigo y colega: Martin Hidalgo, quien fue mi asesor en el uso del programa de modelación numérica ANSYS-CFX, durante la estancia de investigación en la universidad nacional de Cuyo, Argentina. El agradecimiento se hace extensivo también a Facundo Correas, quien me dio su opinión y comentarios en más de una ocasión para mejorar el modelo CFD.

A mis amigos:

Alejandra Casilimas y Cesar Luna, quienes me ayudaron durante las pruebas de laboratorio. Así también a Rocío Salinas, amiga y compañera de clases.

José Juan Barrera, alumno de doctorado en hidráulica y auxiliar en la clase de Diseño de plantas hidroeléctricas, por su motivación a encontrar el tema de investigación que he abordado.

A mis padres:

Conrado y Laura: Les amo con todo mi corazón, son mi mayor ejemplo y fuente de inspiración.
Gracias por su apoyo y comprensión.

A mis hermanos:

Aní, Vero y Toño: Gracias por cuidar de mis papás durante mi ausencia, les quiero mucho.

Contenido

CONTENIDO	5
ÍNDICE DE FIGURAS	7
ÍNDICE DE TABLAS	8
ÍNDICE DE GRÁFICAS	8
ÍNDICE DE FOTOGRAFÍAS.....	9
SIMBOLOGÍA.....	9
RESUMEN	11
ABSTRACT	11
INTRODUCCIÓN.....	12
OBJETIVO DE LA TESIS	13
ALCANCES Y LIMITACIONES.....	13
1 MINI CENTRALES DE GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA.....	14
1.1 CLASIFICACIÓN DE CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.....	14
1.2 SITUACIÓN DE LAS MINICENTRALES HIDRÁULICAS (MINI HIDRÁULICA)	15
1.3 SITUACIÓN DE LA HIDROELÉCTRICA Y MINI HIDROELÉCTRICA EN MÉXICO.....	17
1.3.1 <i>Antecedentes y estado actual</i>	17
1.3.2 <i>Evaluación del potencial mini hidráulico en México</i>	19
2 DESCRIPCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS HIDROKINÉTICAS.....	21
2.1 DIFERENCIA ENTRE UNA THC Y UNA TURBINA CONVENCIONAL.....	21
2.2 ANTECEDENTES	23
2.3 CLASIFICACIÓN DE TURBINAS HIDROKINÉTICAS	24
2.4 PROCESO DE TRANSFORMACIÓN DE ENERGÍA EN TURBINAS HIDROKINÉTICAS.....	24
2.5 DISCIPLINAS QUE INTERVIENEN EN EL DISEÑO DE TURBINAS HIDROKINÉTICAS.....	25
2.6 TENDENCIAS DE APLICACIÓN DE TURBINAS HIDROKINÉTICAS	25
2.6.1 <i>En ríos y canales</i>	25
2.6.2 <i>En corrientes marinas</i>	26
3 PRINCIPIOS QUE RIGEN EL COMPORTAMIENTO DE TURBINAS HIDROKINÉTICAS DE FLUJO AXIAL	27
3.1 TEORÍA DE EXTRACCIÓN DE ENERGÍA CINÉTICA EN FLUIDOS	27
3.1.1 <i>Potencia aerodinámica extraída por el rotor</i>	28
3.1.2 <i>Límite de Betz</i>	30
3.1.3 <i>Límite de Newman</i>	32
3.1.4 <i>Funcionamiento de turbinas en conductos</i>	32
3.2 APLICACIÓN DE LA TEORÍA DEL DISCO ACTUADOR EN CANALES DE SECCIÓN RECTANGULAR CON FLUJO A SUPERFICIE LIBRE	33
3.2.1 <i>Algoritmo de cálculo</i>	40
3.3 ASPECTOS AERODINÁMICOS.....	41
3.3.1 <i>Componentes de un perfil aerodinámico</i>	41
3.3.2 <i>Fuerzas actuantes en perfiles aerodinámicos</i>	42
4 DISEÑO DEL EXPERIMENTO.....	44
4.1 ESCENARIO DEL EXPERIMENTO.....	44
4.1.1 <i>Condiciones del canal: Gasto y Pendiente</i>	44
4.1.2 <i>Condiciones de la THC</i>	44

4.2	DISEÑO DE LA TURBINA HIDROKINÉTICA.....	44
4.2.1	<i>Sistema de propulsión</i>	44
4.2.2	<i>Sistema de transmisión</i>	45
4.3	EQUIPO DE MEDICIÓN.....	46
4.3.1	<i>Medidor de velocidad de corriente</i>	46
4.3.2	<i>Medidor de niveles en el canal</i>	47
4.3.3	<i>Medidor de velocidad de giro de la THC</i>	47
4.4	PLAN DE PRUEBAS Y MEDICIONES	47
4.4.1	<i>Número de mediciones con ADV</i>	47
4.4.2	<i>Número de mediciones con el limnómetro</i>	49
4.4.3	<i>Número de mediciones con tacómetro</i>	50
5	RESULTADOS OBTENIDOS	51
5.1	OBSERVACIÓN DEL COMPORTAMIENTO HIDRÁULICO DE LA TURBINA.....	51
5.1.1	<i>Comportamiento de la THC en estado semi ahogado</i>	51
5.1.2	<i>Comportamiento de la THC en estado completamente ahogado</i>	52
5.2	ALTERACIÓN DEL TIRANTE HIDRÁULICO DEBIDO A LA INTRUSIÓN DE THC EN EL SENO DE UN CANAL RECTANGULAR	53
5.3	ÍNDICE DE TURBULENCIA.....	54
5.4	PERFIL DE DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDADES	55
5.5	CURVA DE DECAIMIENTO DE VELOCIDAD DEBIDO A LA COLOCACIÓN DE LA THC EN EL CANAL.....	55
5.6	COMPARATIVA ENTRE LOS RESULTADOS OBTENIDOS DEL MODELO HIDRÁULICO Y EL MODELO NUMÉRICO COMPUTACIONAL.....	56
5.6.1	<i>Introducción</i>	56
5.6.2	<i>Metodología</i>	56
5.6.3	<i>Teorías y simplificaciones durante la modelación numérica</i>	57
5.6.3.1	Fuente de impulso.....	57
5.6.3.2	Condiciones de frontera y criterio de convergencia.....	58
5.6.4	<i>Resultados</i>	59
5.6.4.1	Tirante hidráulico	59
5.6.4.2	Decaimiento de velocidad	60
5.6.4.3	Perfil de velocidades.....	60
5.6.4.4	Tensión de corte	63
5.7	LECTURA DE RPMs DE LA THC.....	64
5.8	EXTRACCIÓN DE ENERGÍA	65
6	CONCLUSIONES.....	66
6.1	RECOMENDACIONES.....	66
6.2	OBSERVACIONES ADICIONALES A LA SECCIÓN 3.2	67
6.2.1	<i>Condición de máxima extracción considerando contracción del canal</i>	67
6.2.2	<i>Limitaciones del modelo matemático</i>	67
6.2.3	<i>Consideraciones para futuros modelos matemáticos en canales con diferente sección geométrica</i>	67
6.2.3.1	Sobre la relación de obstrucción	67
6.2.3.2	Sobre la pérdida de energía específica debido a la intrusión de una turbina hidrocínética.....	68
6.2.4	<i>Sobre la pendiente en el fondo del canal</i>	68
7	ANEXOS	69
7.1	CRITERIO DE DIMENSIONAMIENTO DEL ROTOR Y DE LAS ASPAS DE UNA THC DE FLUJO AXIAL	69
7.1.1	<i>Rotor</i>	69
7.1.1.1	Dimensionamiento de un rotor de eje horizontal	69
7.1.1.2	Dimensionamiento de un rotor de eje inclinado.....	70
7.1.2	<i>Aspas del rotor</i>	70
7.1.2.1	Criterio de selección del número de aspas.....	71
7.1.2.2	Criterio de selección del tipo de perfil de las aspas.....	71
7.1.3	<i>Dimensionamiento de las aspas del perfil</i>	73
8	REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA	74

Índice de figuras

Figura 1-1. Sistemas hidrológicos en México. (C.N.H. 2010).....	17
Figura 2-1. Área de influencia de la THC.	22
Figura 2-2. Esquema del proceso de transformación de energía en una THC.	24
Figura 2-3. Esquema de variables que intervienen en el proceso generación de energía en una THC.	24
Figura 2-4. Comparación entre un aerogenerador eólico y una turbina de corrientes marinas para obtener 1 MW.....	26
Figura 3-1. Representación de tubo de corriente y disco actuador.....	27
Figura 3-2. Variación de presión y velocidad en el tubo de corriente.	27
Figura 3-3. Límites de extracción de potencia para rotores eólicos ideales operando a diferentes velocidades específicas. Glauert (1963) y Pinilla (1985).	31
Figura 3-4. Comparativo de coeficiente de rendimiento teórico y real para diferentes rotores eólicos. Pinilla (1985)....	31
Figura 3-5. Comparación de la eficiencia y el caudal de turbinas Kaplan y turbinas en conductos.....	32
Figura 3-6. Comportamiento del tirante hidráulico al colocar una turbina cinética de flujo axial en el seno de un canal de sección rectangular con flujo a superficie libre.....	33
Figura 3-7. Perfil situado en el seno de una corriente fluida.	41
Figura 3-8. Componentes de un perfil aerodinámico.	41
Figura 3-9. Diagrama de las fuerzas actuando sobre un elemento de pala.....	42
Figura 3-10. Comportamiento de los coeficientes de sustentación y arrastre en un perfil aerodinámico.....	43
Figura 3-11. Algoritmo para el diseño de un aspa de turbina. Mejía, et ál (2005).....	43
Figura 4-1. Características geométricas del rotor (sistema de propulsión).	45
Figura 4-2. Planos de diseño.	45
Figura 4-3. Características de la sonda del ADV.....	46
Figura 4-4. Especificaciones de la sonda del ADV.	46
Figura 4-5. HorizonADV, Software de recolección de datos del equipo ADV.	46
Figura 4-6. WinADV, Software de Interpretación de datos obtenidos del equipo ADV.....	46
Figura 4-7. Software de recolección de datos para el limnómetro.....	47
Figura 4-8. Trazado de malla en el canal para ubicar los puntos de medición y registro de datos.	48
Figura 4-9. Configuración del equipo ADV para las mediciones del flujo.	48
Figura 4-10. Registro de velocidades en el software Horizon ADV.	49
Figura 4-11. Interpretación de datos registrados del equipo ADV, Software: WinADV.....	49
Figura 5-1. Volumen de control al centro del nodo, para el solucionador ANSYS-CFX.....	56
Figura 5-2. Representación de una fuente de impulso.	57
Figura 5-3. Fuente de impulso Vs teoría.	58
Figura 5-4. Perfil considerando la zona de capa limite.	58
Figura 5-5. Perfil con malla fina en la zona de capa limite.....	58
Figura 5-6. Distribución de velocidades al centro del canal (vista longitudinal).....	62
Figura 5-7. Ubicación de planos de referencia y comparación en el modelo numérico.....	62
Figura 5-8. Campos vectoriales y líneas de corriente (vista en planta).....	62
Figura 5-9. Trazo de vectores velocidad al eje de la THC.....	62
Figura 5-10. Ubicación de puntos de sondeo y trazo de líneas de corriente.....	64
Figura 5-11. Tensión de corte en el fondo del canal.....	64
Figura 6-1. Pérdida de energía específica al colocar una turbina cinética de flujo axial en el seno de un canal de sección rectangular.	68
Figura 7-1. Rotor de eje horizontal.....	69
Figura 7-2. Rotor de eje inclinado.....	70
Figura 7-3. Gráfica polar, coeficiente de sustentación Vs coeficiente de arrastre, perfil: NACA 0015.....	72
Figura 7-4. Coeficiente de sustentación Vs ángulo de ataque (α), perfil: NACA 0015.....	72
Figura 7-5. Sección transversal de un perfil unitario.....	72
Figura 7-6. Vista frontal del aspa del rotor.....	73

Índice de tablas

Tabla 1.1 Clasificación según la generación eléctrica	14
Tabla 1.2 Clasificación según la altura	14
Tabla 1.3 Clasificación según el gasto	14
Tabla 1.4 Clasificación según la obra civil	14
Tabla 1.5 Potencial Hidroeléctrico Nacional.	17
Tabla 1.6 Capacidad efectiva instalada por tipo de generación al mes de agosto de 2010.....	18
Tabla 1.7 Generación por fuente en México al 2010.	18
Tabla 1.8 Potencial mini hidráulico instalado en México. C.F.E. 2010.	19
Tabla 3.1. Forma de estimar el rendimiento global del sistema.....	30
Tabla 3.2. Coeficiente de potencia máximo según el número de rotores.	32
Tabla 3.3. Relaciones de continuidad.....	34
Tabla 5.1 Datos de entrada.	59
Tabla 5.2 Diferencia absoluta en % entre modelo físico y numérico para la gráfica 5-13.	59
Tabla 5.3 Diferencia absoluta en % entre modelo físico y numérico para la gráfica 5-14.	59
Tabla 5.4 % de aceptación para la gráfica 5-15, en referencia a los resultados de laboratorio.	60
Tabla 5.5 % de aceptación para la gráfica 5-16, en referencia a los resultados de laboratorio.	60
Tabla 5.6 Número de RPMs de la THC medidas en laboratorio.	64
Tabla 7.1 Recomendación del número de aspas en turbinas, de acuerdo a la celeridad de diseño. Fernández (2003). ..	71

Índice de gráficas

Gráfica 1-1.Pronóstico del desarrollo mini hidráulico mundial. CONAE (2005).....	15
Gráfica 1-2. Pronóstico de desarrollo mini hidráulico al 2020, por regiones. CONAE (2005).	16
Gráfica 5-1. Lectura 2, canal c /pendiente 1:00.	53
Gráfica 5-2. Lectura 1, canal c /pendiente 1:00.	53
Gráfica 5-3. Lectura 4, canal c /pendiente 1:500.	53
Gráfica 5-4. Lectura 3, canal c /pendiente 1:500.	53
Gráfica 5-5. Lectura 1, canal c /pendiente 1:00.	54
Gráfica 5-6. Lectura 2, canal c /pendiente 1:00.	54
Gráfica 5-7. Lectura 3, canal c /pendiente 1:500.	54
Gráfica 5-8. Lectura 4, canal c / pendiente 1:500	54
Gráfica 5-9. Velocidades al centro del rotor de la THC (lectura aguas arriba del canal).....	55
Gráfica 5-10. Velocidades al centro del rotor de la THC (lectura aguas abajo del canal).	55
Gráfica 5-11. Decaimiento de velocidad al eje del rotor de la THC, para canal con pendiente 1:00.....	55
Gráfica 5-12. Decaimiento de velocidad al eje del rotor de la THC para canal con pendiente 1:500.....	55
Gráfica 5-13. Alteración hidráulica para modelo físico Vs modelo numérico para canal con pendiente 1:00.	59
Gráfica 5-14. Alteración hidráulica para modelo físico Vs modelo numérico para canal con pendiente 1:500.	59
Gráfica 5-15. Decaimiento de la velocidad al eje del rotor de la THC para pendiente 1:00.	60
Gráfica 5-16. Decaimiento de la velocidad al eje del rotor de la THC para pendiente 1:500.	60
Gráfica 5-17. Comparativa de distribución de velocidades para los planos PRE y POST THC, entre el modelo físico y numérico (pendiente del canal 1:00).	61
Gráfica 5-18. Comparativa de distribución de velocidades superficiales para los planos PRE y POST THC, entre el modelo físico y numérico (pendiente del canal 1:500).	61
Gráfica 5-19. Tensión a lo largo del fondo del canal (pendiente del canal 1:00).	63
Gráfica 5-20. Tensión a lo largo del fondo del canal (pendiente del canal 1:500).	63
Gráfica 7-1. Relación entre C_p Vs celeridad, según el número de aspas.	71

Índice de fotografías

Fotografía 2-1. Turbina hidrocínética en prueba. Rio Cauca (Cali). Hidrored (2003).....	21
Fotografía 2-2. Rotor parcialmente fuera del agua. Hidrored (2003).	21
Fotografía 2-3. Turbina hidrocínética comercial, potencia 35 KW, rio Mississippi, E.U.A.	25
Fotografía 2-4. Proyecto Seaflow Devon-UK.....	26
Fotografía 4-1. Sistema de propulsión de la THC.	45
Fotografía 4-2. Limnómetro con sensor.	47
Fotografía 4-3. Toma de lecturas de velocidad con equipo ADV.	49
Fotografía 4-4. Toma de lecturas de velocidad con equipo ADV.	49
Fotografía 4-5. Registro de mediciones en computadora.....	50
Fotografía 4-6. Toma de mediciones del tirante.....	50
Fotografía 4-7. Toma de lecturas con tacómetro.....	50
Fotografía 5-1. Generación de oscilaciones en la superficie libre de canal, dirección aguas abajo de la THC.....	51
Fotografía 5-2. Inclusión de aire al fluido producido por la THC en estado semi ahogado.	51
Fotografía 5-3. Aire atravesando el rotor de la THC.	51
Fotografía 5-4. Ubicación de la THC en el canal.....	52
Fotografía 5-5. Condición ahogada y en funcionamiento de la THC.....	52
Fotografía 5-6. Deflexión de las líneas de corriente al atravesar la THC.....	52
Fotografía 5-7. Zona de alentamiento de la velocidad del agua y tendencia de las líneas de corriente a la entrada de la THC.	52

Simbología

Subíndices	Definición
t	Flujo que pasa por la turbina
d	Flujo desviado (flujo que no pasa por las hélices de la turbina)
e	Entrada, según el sentido de la corriente.
s	Salida, según el sentido de la corriente.
1, 2, 3, 4, 5	Número de estación.
h	Hidráulico (a)

Símbolo	Definición
v	Velocidad de la corriente o en el canal.
ρ	Densidad del fluido
g	Gravedad
p	Presión
γ	Peso específico
α	Coefficiente de velocidad
H	Carga hidráulica bruta.
h	Carga hidrostática
m	Masa
t	Tiempo
E	Energía
\varnothing	Diámetro de rotor de turbina
y	Tirante hidráulico
A	Área
Q	Flujo másico por unidad de tiempo
P	Potencia extraída por la turbina
P_D	Potencia disipada por la turbulencia aguas abajo.
F	Fuerza del disco actuador sobre el fluido
C_P	Coefficiente de potencia
C_T	Coefficiente de empuje (a dimensional) normalizado.
C_L	Coefficiente de sustentación
C_D	Coefficiente de arrastre
η	Eficiencia
C	Cuerda de la sección de la aspa
z	Número de aspas (a dimensional)
λ_L	Celeridad local para el radio (a dimensional)
λ_D	Celeridad de diseño (a dimensional)
r_L	Distancia del centro del rotor a la sección evaluada.
r	Radio de la turbina
θ	Angulo formado por la velocidad relativa con el plano de rotación del rotor.
F_r	Número de Froude
ψ	Relación de obstrucción
h_f	Pérdida de energía debido a la fricción en las paredes del canal
h_t	Pérdida de energía transmitida a la turbina
h_T	Pérdida de energía total del tramo en análisis.

Resumen

Este documento presenta el estudio del comportamiento, así como los efectos de la inclusión de una THC (turbina hidrocínética) de flujo axial en el seno de un canal rectangular con flujo a superficie libre bajo régimen subcrítico. Para este estudio, se diseñó un modelo físico experimental probado dentro del laboratorio de hidráulica del posgrado de la Facultad de Ingeniería, UNAM.

Al final del trabajo, se presenta una comparación entre los resultados obtenidos del modelo físico experimental y los resultados de un modelo numérico CFD (computational fluid dynamics).

Abstract

This paper presents the study of the behavior and effects of inclusion of a THC (hydrokinetic turbine) axial-flow within a rectangular channel with free surface flow under subcritical regime. For this study, we designed an experimental physical model tested in the laboratory of hydraulic graduate of the Faculty of Engineering, UNAM.

At the end of work, a comparison between the results of the experimental physical model and the results of a numerical CFD model (computational fluid dynamics) is presented.

Introducción

Si lo admitimos, hoy día nos preocupa la crisis energética, así como el calentamiento global; ya que estamos hablando de un problema mundial que no hace distinción alguna entre países y situación económica. Se plantea entonces un problema colectivo: ¿Cómo satisfacer las demandas energéticas sin causar daños ambientales? La respuesta nos conduce al uso de métodos de generación energética, que toma en cuenta *las energías renovables*.

Las energías renovables pueden ayudar en la solución de muchos problemas ambientales, como: el cambio climático, el calentamiento global, los residuos radiactivos, las lluvias ácidas, la contaminación atmosférica, la disminución proporcional de emisiones de gases, el efecto invernadero; así también en problemas sociales y políticos como: aumentar el valor agregado de las actividades económicas, el aumento en el costo de los recursos energéticos, el declive de las reservas energéticas conocidas, simultáneamente con la reducción a la dependencia de los combustibles fósiles.

Una turbina hidrocínética es un dispositivo que permite el aprovechamiento de la energía asociada a la velocidad del agua. Ésta representa una alternativa de generación eléctrica en sitios aislados, y generación distribuida en redes interconectadas para el caso de canales y ríos caudalosos.

En la actualidad, existen pocos estudios en la literatura abierta sobre turbinas hidrocínéticas (THC) en aplicaciones para ríos y ninguna en su aplicación en canales, por lo que este documento describe el estudio que se hizo para conocer efectos de la inclusión de una THC de flujo axial en el seno de un canal rectangular con flujo a superficie libre bajo régimen subcrítico.

En el capítulo 1, se describe la condición de México ante las minicentrales de generación eléctrica, posteriormente en el capítulo 2 y 3 se presentan las características y principios que rigen el comportamiento de una THC, particularmente, en el subtema 3.2 se revisa un modelo matemático-teórico para predecir la alteración del tirante hidráulico y extracción de energía específica debido a la intrusión de una turbina cinética de flujo axial.

En el capítulo 4 y 5, se trata el diseño del modelo físico-experimental probado en laboratorio y los resultados obtenidos, respectivamente.

En particular, el subtema 5.6 refiere un trabajo de investigación que se hizo en conjunto con el Grupo de Hidráulica Computacional y Aplicada (ef.) de la Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Cuyo, Argentina, con el fin de obtener mayor información sobre mencionado tema.

Objetivo de la tesis

Describir el comportamiento hidráulico de turbinas cinéticas de flujo axial en canales a superficie libre, como una alternativa de generación de energía hidroeléctrica en obras y estructuras existentes.

Alcances y limitaciones

Analizar la perturbación y alteración del tirante hidráulico debido a la intrusión de una THC (turbina hidrocínética) de flujo axial, así como el comportamiento del fluido –índice de turbulencia, pérdida de energía específica, presión, tensión de corte y extracción de energía eléctrica– en las cercanías de una THC, con el propósito de justificar el uso de éstas en canales, como una alternativa de generación hidroeléctrica no convencional.

La tesis se apoya en la construcción de un modelo sencillo de THC, para verificar el modelo matemático-teórico descrito en la sección 3.2. El modelo no describe la parte eléctrica, electrónica ni de construcción a escala real; sin embargo, se mencionan algunas recomendaciones que se encontraron durante la presente investigación.

1 Mini centrales de generación hidroeléctrica

La hidroenergía es quizás la forma más antigua de aprovechamiento energético que el hombre ha usado para el desarrollo de sus actividades productivas. A través de la rueda hidráulica los antiguos romanos industrializaron la molienda de granos, los aserraderos o simplemente usaban a está como fuerza mecánica.

Después de la segunda guerra mundial se dio un gran auge al desarrollo de la hidroelectricidad de gran capacidad, con centrales de varios centenares de megawatt. No obstante, la construcción de estas mini centrales se siguió dando principalmente en varios países de Europa y en algunos de Asia.

1.1 Clasificación de centrales hidroeléctricas

Actualmente, no existe una convención mundial aceptada para la clasificación de una pequeña central hidroeléctrica, en cuanto a nombres y rangos de potencia. Estas denominaciones varían según el país. La convención que vamos a usar será según la terminología usada en la ley del servicio público de energía eléctrica en México, en donde se menciona que un “pequeño productor” será aquel que instale en una central una potencia no mayor a 30 MW.

Tabla 1.1 Clasificación según la generación eléctrica	
Tipo de central	Capacidad (MW)
Micro central	Menos de 1.
Mini central	De 1 a menos de 10.
Pequeña central	De 10 a menos de 30.

Tabla 1.2 Clasificación según la altura	
Tipo de central	Altura (m.)
De baja caída.	Menos de 30.
De mediana caída.	De 30 a menos de 150.
De alta caída.	De 150 a menos de 300.
De muy alta caída.	De 300 a menos de 2,000.

Tabla 1.3 Clasificación según el gasto	
Tipo de central	Gasto (m ³ /s.)
Gasto pequeño	$Q < 5$.
Gasto mediano	$5 \leq Q < 25$.
Gasto grande	$Q \geq 25$.

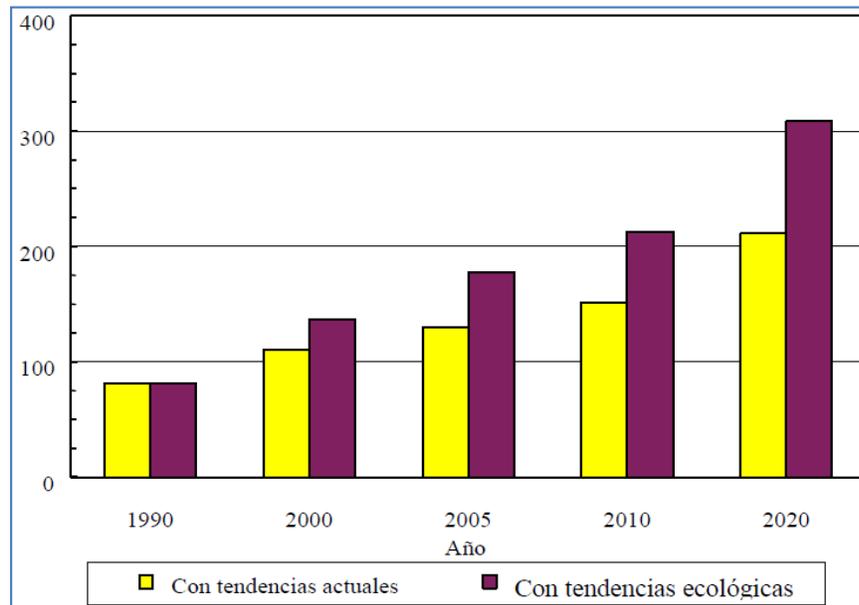
Tabla 1.4 Clasificación según la obra civil	
Tipo de central	Características de su funcionamiento.
De pasada Con almacenamiento	La potencia varía con el escurrimiento superficial del agua. El almacenamiento sirve para retener la energía potencial y ser usada de acuerdo a la demanda energética.

1.2 Situación de las minicentrales hidráulicas (mini hidráulica)

El potencial mini hidráulico en el mundo es incierto, esto debido a que hacen falta planes o políticas para incentivar su desarrollo.

El potencial mundial mini hidroeléctrico técnica y económicamente viable, se ubica alrededor de los 1,000 TWh/año. Dicho potencial se ha desarrollado en un 15 % hasta el año 2000; es decir, que en la actualidad se producen del orden de 150 TWh/año de generación eléctrica con base en mini hidráulica en todo el mundo.

En las décadas por venir, el Consejo Mundial de Energía ha estimado en alrededor de un 4% de incremento de este valor por año en el período 2000-2020; es decir, 5.5 TWh/año o su equivalente en potencia de 1,500 MW/año, para llegar a un total de 240 TWh (en promedio). Esto significa la construcción anual de unas 300 pequeñas centrales hidráulicas en forma global.

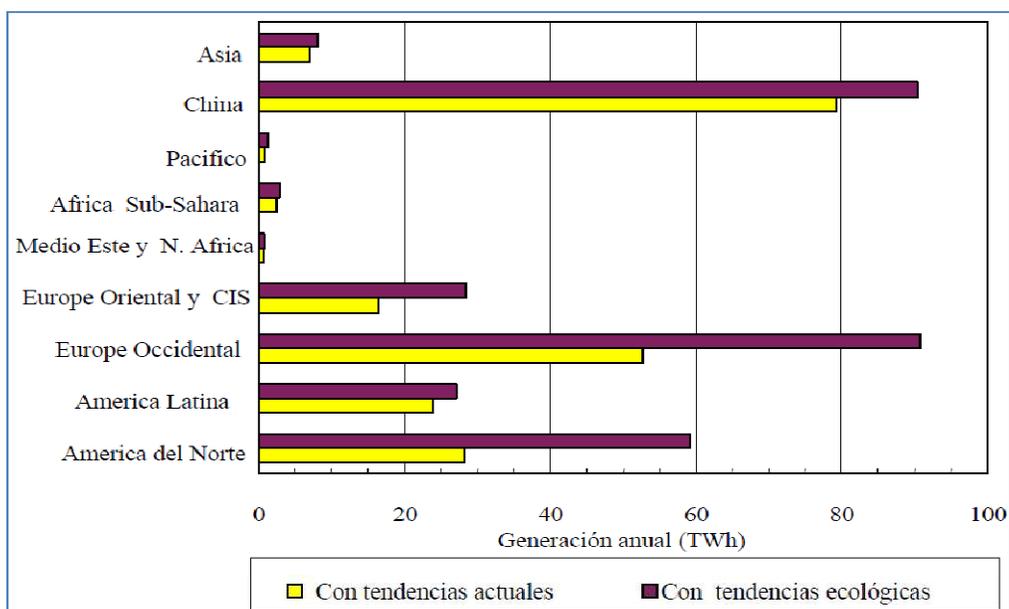


Gráfica 1-1. Pronóstico del desarrollo mini hidráulico mundial. CONAE (2005).

De acuerdo al estudio realizado, se espera que los países latinoamericanos logren multiplicar por ocho la actual capacidad instalada en mini hidráulica (de 2.8 a 22 TWh/año); es decir, su potencial económicamente explotado pasaría del 1.6 % a un 12 %.

A nivel mundial existe la tendencia a la “generación distribuida”; es decir, que en el futuro cada vez habrá menos “grandes centrales” que desde lugares remotos transmitan bloques importantes de potencia y habrá muchas “pequeñas centrales” que produzcan el fluido eléctrico cerca de los centros de consumo, incluso llegando al “auto-abasto” individual para una sola empresa o conjuntos habitacionales.

Bajo esta premisa, la mini hidráulica se ve como una de las alternativas más atractivas en aquellos sitios con recursos hidráulicos susceptibles de ser explotados con estos fines.



Gráfica 1-2. Pronóstico de desarrollo mini hidráulico al 2020, por regiones. CONAE (2005).

En algunos países ya se promueven reformas al sistema de tarifas de electricidad a favor de cobrar un impuesto por usar combustible de origen fósil. La idea es ir tendiendo el puente hacia la independencia de hidrocarburos para la generación de electricidad y motivar el desarrollo de nuevas fuentes energéticas. En este sentido, también la mini hidráulica tendrá un atractivo más para su desarrollo.

1.3 Situación de la hidroeléctrica y mini hidroeléctrica en México

1.3.1 Antecedentes y estado actual

La generación de energía eléctrica inició en México a fines del siglo XIX. La primera planta generadora que se instaló en el país fue en 1879, estuvo en León Guanajuato y era utilizada por la fábrica textil “La Americana”. Para 1889 ya operaba la primera planta hidroeléctrica en Batopilas, Chihuahua. Durante cierto tiempo la industria eléctrica fue de carácter privado, hasta el 2 de diciembre de 1933, cuando se decretó que la generación y distribución de electricidad eran actividades de uso público, sin embargo, fue hasta el 27 de septiembre de 1960, que el presidente Adolfo López Mateos decidió nacionalizar la industria eléctrica y desde entonces se comenzó a integrar el sistema eléctrico nacional, extendiendo la cobertura del suministro y acelerando la industrialización.

A la fecha, en México, la Comisión Federal de Electricidad (C.F.E.) es la encargada de construir, operar, generar y transmitir la energía eléctrica en todo el país. Con el propósito de estudiar los proyectos hidroeléctricos, como parte del plan de desarrollo del sector eléctrico en México, se ha dividido el territorio nacional en cinco regiones –que a su vez agrupan a una o varias cuencas hidrográficas en función de sus características hidroclimatológicas– en donde se han identificado cerca de 500 proyectos con una potencia instalable de más de 40,000 MW.



Figura 1-1. Sistemas hidrológicos en México. (C.N.H. 2010).

Tabla 1.5 Potencial Hidroeléctrico Nacional.

Regiones	Número de proyectos	Potencia Instalable MW	Generación media anual GWh
Golfo	123	5 552	15 785
Norte	11	494	997
Pacífico Sur	113	10747	25 263
Pacífico Norte	149	14 200	25 263
Sureste	102	9712	39 536
Total	498	40 705	112 752

De acuerdo a los datos publicados a agosto del 2010, México cuenta con 51,571.10 MW de capacidad efectiva instalada, de los cuales el 22% corresponde a generación hidroeléctrica.

Tipo de generación	Capacidad efectiva en MW	Porcentaje
Termoeléctrica	23,474.67	46
Hidroeléctrica	11,174.90	22
Carboeléctrica	2,600.00	5
Geotermoeléctrica	964.5	2
Eoloeléctrica	85.25	0
Nucleoeléctrica	1,364.88	3
Termoeléctrica (Productores Independientes)	11,906.90	23
Total	51,571.10	100

Tipo de generación	Porcentaje
Geotermia	2.72
Carbón	7.15
Nuclear	3.03
Eólica	0.114
Productores independientes	32.55
Hidráulica	12.64
Hidrocarburos	41.85
Total	100.00

A la fecha, México ha establecido diferentes políticas para definir el puente de transición hacia el uso de energías no contaminantes.

Un ejemplo de interés que ha mostrado en materia energética, es la firma del protocolo de Kioto, en el 2000, en el que los países industrializados se comprometen a reducir para el periodo 2008–2012, el total de sus emisiones de gases de efecto invernadero por lo menos en un 5% en relación con los niveles de 1990, y en donde México como un país en vías de desarrollo, se compromete a:

- En la medida de sus posibilidades disminuir la emisión de gases de efecto invernadero a través del uso de tecnología limpia, eficiencia energética y uso de energías renovables.
- Participar con los países desarrollados miembros del protocolo, en los llamados mecanismos flexibles de cumplimiento.

Así también a crear proyectos de generación de energía eléctrica:

- socialmente aceptables;
- ambientalmente sustentables y;
- económicamente viables.

1.3.2 Evaluación del potencial mini hidráulico en México

A la fecha, se desconoce el potencial “pequeño, mini y micro hidráulico” real con que cuenta México; Sin embargo, el panorama nacional de la mini-hidráulica se puede dividir en centrales públicas y privadas que se encuentran en operación y/o las que por alguna causa están fuera de servicio.

Actualmente se cuenta con 22 centrales privadas, 12 en operación, 2 inactivas y 8 en construcción, con permisos otorgados por la Comisión Reguladora de Energía, con una capacidad instalada en operación de 83,5 MW. Al 2010, la C.F.E. ha publicado una lista de centrales hidroeléctricas públicas en operación, con su correspondiente capacidad efectiva, de donde se ha hecho una lista de centrales menores a 30 MW, según el criterio establecido en la sección 1.1.

Tabla 1.8 Potencial mini hidráulico instalado en México. C.F.E. 2010.

Nombre de la central	unidades	Fecha de entrada en operación	Capacidad efectiva instalada (MW)	Ubicación
Bartolinas	2	20-nov-40	1	Tacámbaro, Michoacán
Electroquímica	1	01-oct-52	1	Cd. Valles, San Luis Potosí
Itzúcuaro	2	01-ene-29	1	Peribán los Reyes, Michoacán
Micos	2	01-may-45	1	Cd. Valles, San Luis Potosí
Portezuelos II	2	01-ene-08	1	Atlixco, Puebla
Tirio	3	01-ene-05	1	Morelia, Michoacán
Ixtaczoquitlán	1	10-sep-05	2	Ixtaczoquitlán, Veracruz
Jumatán	4	17-jul-41	2	Tepic, Nayarit
Portezuelos I	4	01-ene-01	2	Atlixco, Puebla
Schpoiná	3	07-may-53	2	V. Carranza, Chiapas
Tamazulapan	2	12-dic-62	2	Tamazulapan, Oaxaca
Texolo	2	01-nov-51	2	Teocelo, Veracruz
Colina	1	01-sep-96	3	Sn Fco. Conchos, Chihuahua
San Pedro Porúas	2	01-oct-58	3	Villa Madero, Michoacán
Bombaná	4	20-mar-61	5	Soyaló, Chiapas
Luis M. Rojas (Intermedia)	1	01-ene-63	5	Tonalá, Jalisco
Zumpimito	4	01-oct-44	6	Uruapan, Michoacán
Colotlipa	4	01-ene-10	8	Quechultenango, Guerrero
Platanal	2	21-oct-54	9	Jacona, Michoacán
Encanto	2	19-oct-51	10	Tlapacoyan, Veracruz
Mocúzari	1	03-mar-59	10	Álamos, Sonora
Puente Grande	2	01-ene-12	12	Tonalá, Jalisco
Botello	2	01-ene-10	13	Panindícuaro, Michoacán
Salvador Alvarado (Sanalona)	2	08-may-63	14	Culiacán, Sinaloa
Minas	3	10-mar-51	15	Las Minas, Veracruz
Camilo Arriaga (El Salto)	2	26-jul-66	18	El Naranjo, San Luis Potosí
Oviáchic	2	28-ago-57	19	Cajeme, Sonora
José Cecilio del Valle	3	26-abr-67	21	Tapachula, Chiapas
Boquilla	4	01-ene-15	25	Sn Fco. Conchos, Chihuahua
Chilapan	4	01-sep-60	26	Catemaco, Veracruz
Ambrosio Figueroa (La venta)	5	31-may-65	30	La Venta, Guerrero

De la tabla 1.8 se puede observar que México cuenta con una capacidad mini-hidráulica total instalada de 270 MW, que representa el 2.41% de la capacidad hidroeléctrica total instalada en el país, y que a su vez representa el 0.03% dentro del total de generación por fuente de energía en México.

Según datos de la Comisión nacional para el uso eficiente de la energía (CONUEE), el potencial estimado para centrales con capacidades instaladas menores a los 10 MW se sitúa en los 3,250 MW, 34 centrales instaladas dentro de este rango de capacidad, generándose 479 GWh/año.

Una tarea importante que se deberá cumplir en breve, a fin de promover el aprovechamiento de estos recursos, es el estudio de la factibilidad técnica y económica de desarrollar proyectos en los distintos sitios identificados.

México cuenta con recursos hidráulicos muy importantes a lo largo y ancho de todo el país, sin embargo, este potencial apenas comienza a ser explotado y a pesar de que existen proyectos eléctricos en construcción que emplean fuentes renovables, la contribución de estas energías apenas figura a nivel global en la generación de energía en nuestro país, por lo que uno de los grandes retos es aprovechar ese recurso en forma ordenada, sistemática y óptima; por lo que es definitivo el apoyo a la investigación y el desarrollo de nuevas tecnologías que permitan de forma económica, segura y confiable el empleo de los recursos renovables con los que cuenta el país.

2 Descripción y características de las turbinas hidrocinéticas

Estas turbinas son conocidas también como turbinas hidrocinéticas o de flujo libre.

Las turbinas funcionan básicamente como un molino de viento sumergido en el agua, que aprovechan la energía cinética para transformarla en electricidad o fuerza mecánica; por lo que la mayoría de los principios de estas máquinas son derivados de las turbinas de viento.



Fotografía 2-1. Turbina hidrocinética en prueba. Rio Cauca (Cali). Hidrored (2003).



Fotografía 2-2. Rotor parcialmente fuera del agua. Hidrored (2003).

La THC a diferencia de una turbina hidráulica convencional –que utiliza la energía potencial del agua por diferencia de alturas– aprovecha la velocidad del agua en relieves planos.

La tecnología empleada es un avance en relación con los impactos ambientales debido a que no es necesario almacenar energía potencial en lagos artificiales con el uso de diques de agua y, consecuentemente, no se necesita interferir con el curso natural de los ríos; por lo que se considera una forma no convencional para generar electricidad, que emplea una fuente renovable de energía.

2.1 Diferencia entre una THC y una turbina convencional

Considere una corriente en un canal en donde la pendiente es muy próxima a cero o nula, con una velocidad de escurrimiento dada. De acuerdo con la ecuación 2.1.1 de potencia de máquinas hidráulicas, se tiene que la potencia es despreciable ya que no representa una carga justificable para la construcción de infraestructura hidroeléctrica.

$$P = \gamma Q H \eta \quad [2.1.1]$$

Sin embargo esto no es del todo cierto, ya que el fluido mantiene energía cinética aprovechable que hace que el fluido se mueva.

Considere ahora una turbina hidrocinética, en donde la potencia producida por esta máquina depende del área de influencia de la hélice de la turbina, de su longitud y del número de álabes.

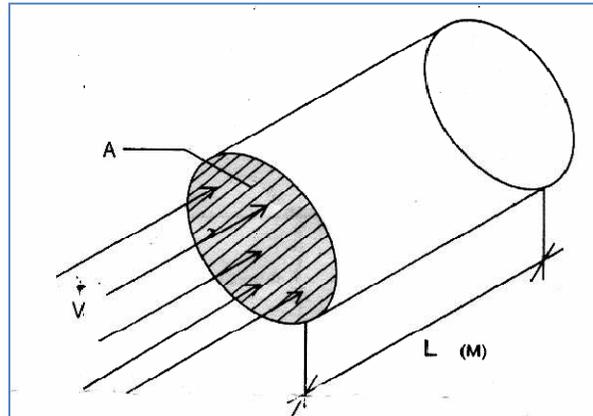


Figura 2-1. Área de influencia de la THC.

En donde, la ecuación de la energía de la masa de agua en movimiento está dada por:

$$E = \frac{1}{2} m v^2 \quad [2.1.2]$$

donde:

E Energía cinética, kgm^2/s^2 .

m Masa del líquido que atraviesa el área de influencia de la THC, kg.

v Velocidad del flujo, m/s.

Considerando la ley de conservación de masa, para un instante t , se tiene:

$$\frac{E}{t} = \frac{1}{2} \frac{m}{t} v^2 \Rightarrow P = \frac{1}{2} Q v^2 \quad [2.1.3]$$

donde:

P Potencia, kgm^2/s^3 .

Q Flujo másico durante un instante sobre área de influencia, kg/s.

El término anterior resulta práctico; en ingeniería, al flujo másico por unidad de tiempo se le conoce como gasto; sin embargo, con objeto de mantener una nomenclatura universal, se coloca la siguiente expresión:

$$Q = \rho A v \quad [2.1.4]$$

Sustituyendo, [2.1.4] en [2.1.3] se tiene:

$$P = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad [2.1.5]$$

donde:

ρ Densidad del líquido, kg/m^3 .

A Área de influencia, m^2 .

v Velocidad del líquido, m/s.

La expresión 2.1.5 representa la ecuación de extracción de potencia ideal.

2.2 Antecedentes

Una de las primeras patentes de este tipo de turbinas fue suscrita por Georges Darrieus en 1931 (Darrieus 1931). Él inventó una turbina con el eje de rotación transversal al flujo de la corriente y las hélices con una sección de perfil aerodinámico, análogo a la de las alas de los pájaros. El concepto de la turbina desarrollada por Darrieus sufrió algunas modificaciones, para sacar provecho de las corrientes. En 1995 este concepto fue optimizado por Alexandre Gorlov (Gorlov 1991) quien montó las hélices en forma helicoidal obteniendo de este modo uniformidad en su funcionamiento.

Uno de los primeros artículos en la literatura brasileña acerca del uso de energía cinética para generar electricidad, es un reporte de un prototipo de turbina del tipo eje horizontal diseñado por el Instituto Nacional de Investigación Amazónica (INPA), llamado cata-agua (Harwood, 1985) en este artículo Harwood describió un propulsor multihélice tipo turbina de 4 metros de diámetro que es anclado en el río para generar electricidad. Este equipo fue experimentado en los ríos de la región amazónica con velocidades del agua de 0,7 hasta 1,5 m/s y probó ser funcional. Sin embargo en este proyecto no hubo protección contra residuos flotantes, muy comunes en estos ríos, limitando su operación sólo a lo experimental. Los mecanismos de transmisión mecánica usados en este sistema se hicieron con cadenas e introdujeron pérdidas significativas, aparte del hecho de no ser suficientemente robustos para soportar un régimen de trabajo intenso (24 horas al día).

La experiencia más destacable es el caso de la turbina Garman, diseñada por el Británico Peter Garman, un investigador quien inició en Intermediate Technology Development Group (ITDG) sus actividades en el tema. La falta de fondos hizo que ITDG descontinuara la investigación. Entre 1988 y 1994, Peter Garman, el ingeniero responsable del proyecto iniciado por ITDG continuó con el trabajo por cuenta propia desarrollando una turbina de eje inclinado respecto a la horizontal (aprox. 30°) para el bombeo de agua, diseño que obtuvo el premio a la tecnología apropiada en 1990.

En 1996, el Programa de Energía de ITDG-Perú, inició algunas actividades conjuntas con Peter Garman para adaptar su diseño .la turbina Garman, en la generación de electricidad en pequeñas potencias y así satisfacer las pequeñas demandas de energía en las pequeñas comunidades ribereñas de la selva peruana, con la posibilidad de que una vez probado su funcionamiento, se pueda transferir dicha tecnología a otras regiones donde existan recursos hídricos utilizables mediante esta máquina.

Este prototipo se ha empezado a aceptar, sin embargo aun no es comerciable y no se tienen estudios sobre el comportamiento de éstas turbinas a largo plazo, ni el comportamiento de estas frente al arrastre de sólidos flotantes.

Con la mira de que esta tecnología pueda ser aprovechada en canales con gasto considerable, para generación mini hidroeléctrica, se pretende estudiar el comportamiento hidráulico y de generación de éstas.

2.3 Clasificación de turbinas hidrocínéticas

Las turbinas hidrocínéticas pueden ser clasificadas en dos tipos:

- El primero es de eje vertical, con su eje de rotación perpendicular al flujo de agua.
- El segundo es de eje horizontal o axial, con su eje de rotación en la dirección del flujo.

2.4 Proceso de transformación de energía en turbinas hidrocínéticas

El proceso de transformación de energía comienza de la siguiente forma:

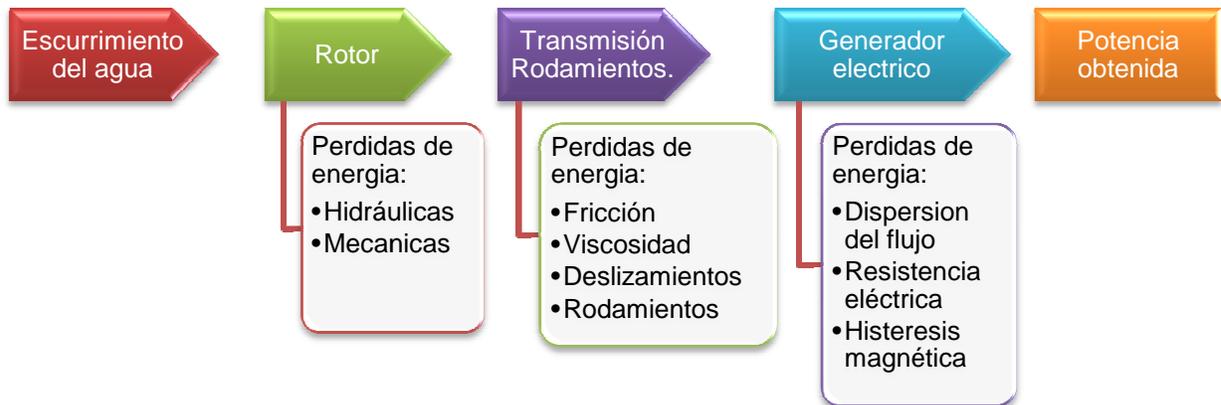


Figura 2-2. Esquema del proceso de transformación de energía en una THC.

La energía entra en su forma primitiva como energía cinética del agua a las hélices de la turbina, accionando un eje (flecha) que transmite el giro a un generador eléctrico que se encarga de transformar la energía mecánica en energía eléctrica.

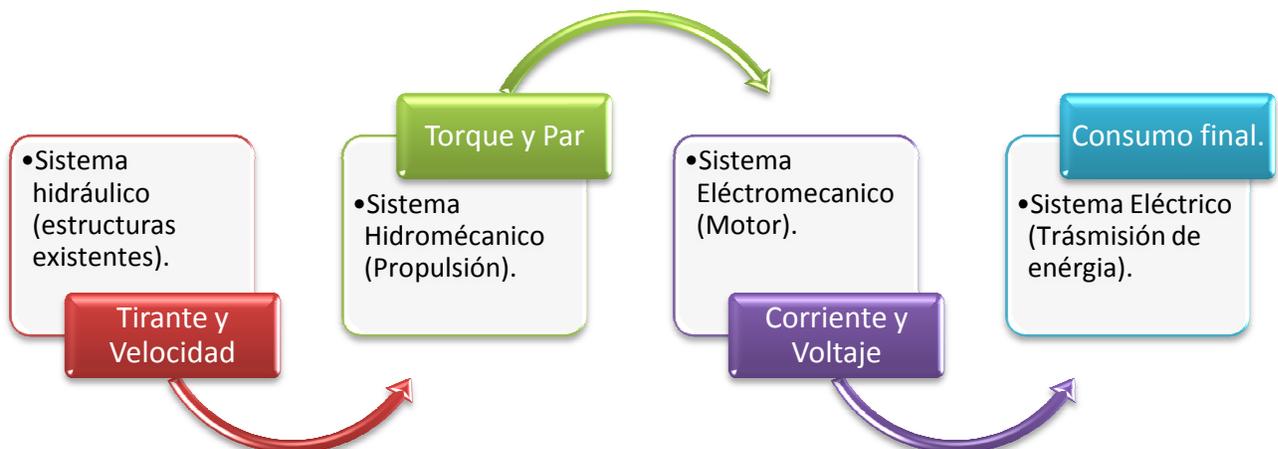


Figura 2-3. Esquema de variables que intervienen en el proceso generación de energía en una THC.

2.5 Disciplinas que intervienen en el diseño de turbinas hidrocinéticas

El diseño de una turbina hidrocinética, es un trabajo que envuelve muchas de las disciplinas de la Ingeniería, como:

- Ingeniería civil,
- Aerodinámica y mecánica,
- Electrónica de control y potencia,
- Electrotecnia y electromagnetismo,
- Estudio atmosférico, climático y ambiental.

La presente tesis, se limita a los primeros dos puntos, haciendo especial enfoque en el comportamiento hidráulico de las turbinas hidrocinéticas. Considerando que los principios en los que se basa el diseño de estas máquinas, obedece al diseño de aerogeneradores.

2.6 Tendencias de aplicación de turbinas hidrocinéticas

2.6.1 En ríos y canales

El uso de turbinas hidrocinéticas en ríos con gran caudal y pendiente ligera, se soporta en la idea de aprovechar la corriente del río sin necesidad de la construcción de una represa o dique. La aplicación de esta turbina, tanto en ríos como en canales prismáticos se encuentra en fase de investigación y desarrollo.



Fotografía 2-3. Turbina hidrocinética comercial, potencia 35 KW, río Mississippi, E.U.A.

La fotografía 2-3, ilustra la primera turbina hidrocinética comercial instalada en las cercanías de una central hidroeléctrica preexistente, que junto con otra, aumentarán el rendimiento en un 5%.

2.6.2 En corrientes marinas

El interés de extracción de energía de las corrientes marinas, se debe –de acuerdo a [2.1.5]– a que las variables: densidad del agua (que es 850 veces superior a la del aire) y velocidad del fluido, toman mayor importancia en la generación eléctrica.

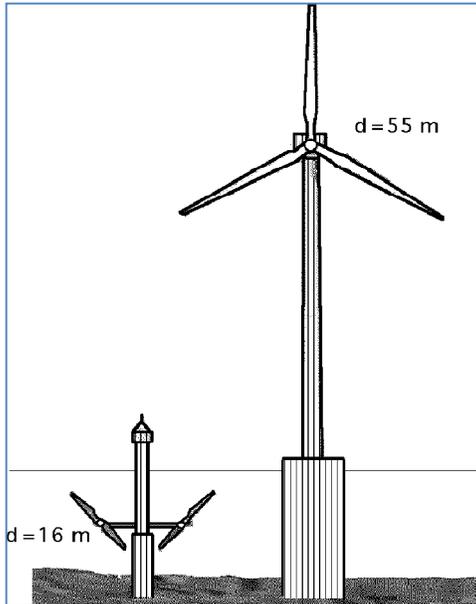


Figura 2-4. Comparación entre un aerogenerador eólico y una turbina de corrientes marinas para obtener 1 MW.



Fotografía 2-4. Proyecto Seaflow Devon-UK.

En general, las turbinas para las corrientes marinas suponen una tecnología relativamente nueva de donde se puede extraer gran cantidad de energía.

3 Principios que rigen el comportamiento de turbinas hidrocinéticas de flujo axial

3.1 Teoría de extracción de energía cinética en fluidos

Rankine en 1865 propuso por primera vez la teoría de cantidad de movimiento axial, o teoría de extracción de energía del viento, en donde propone que: la potencia es extraída por medio de un disco actuador en el cual se produce una caída súbita de presión en el fluido en contacto con el disco sin ningún cambio en la velocidad axial del fluido.

"Al localizar un disco actuador simple con un número infinito de palas en una corriente de flujo, el flujo de aire no perturbado en frente al disco experimenta una reducción en la velocidad debido a la presencia del disco. Al ocurrir una caída de presión a través del disco, la velocidad del aire se disminuye y consecuentemente el tubo de corriente se expande".

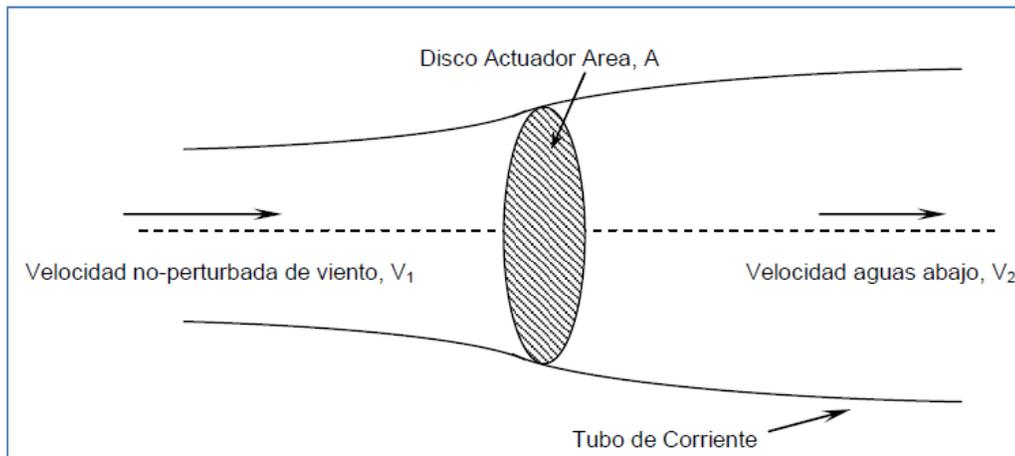


Figura 3-1. Representación de tubo de corriente y disco actuador.

En esta teoría, se asume que el flujo de corriente en el tubo de corriente es unidireccional, enteramente axial, incompresible y sin viscosidad.

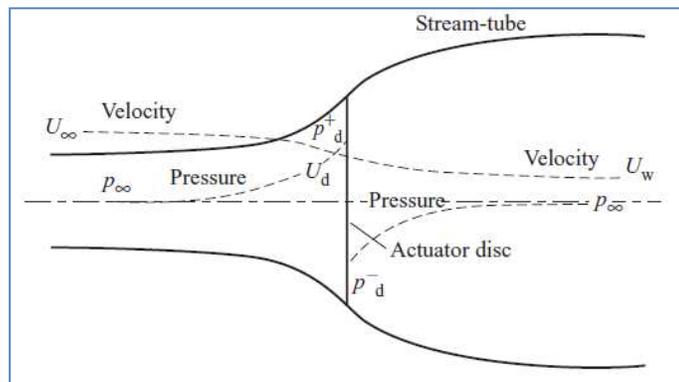


Figura 3-2. Variación de presión y velocidad en el tubo de corriente.

Aplicando la ley de conservación de masa a la figura 3-1, se tiene que:

$$\frac{dm}{dt} = \rho A v \rightarrow \rho A v_e = \rho A v = \rho A v_s \rightarrow Q_e = Q_s \quad [3.1.1]$$

Luego, de la ley de cantidad de movimiento, tenemos:

$$F = m a = -Q (v_e - v_s) = \rho A v (v_e - v_s) \quad [3.1.2]$$

Aplicando la ecuación de Bernoulli, por separado entre las secciones aguas arriba y aguas abajo del disco actuador, se tiene:

$$p_e + \frac{1}{2} \rho v_e^2 = p + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad [3.1.3]$$

$$p_s + \frac{1}{2} \rho v_s^2 = p + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad [3.1.4]$$

Igualando [3.1.3] y [3.1.4] se obtiene a [3.1.5] que define el salto de presiones a través del disco actuador:

$$(p_e - p_s) = \frac{1}{2} \rho (v_e^2 - v_s^2) \quad [3.1.5]$$

Igualando [3.1.2] y [3.1.5] se obtiene:

$$\rho A v (v_e - v_s) = \frac{1}{2} \rho A (v_e^2 - v_s^2) \rightarrow v = \frac{1}{2} \frac{v_e^2 - v_s^2}{v_e - v_s} \quad \therefore \quad v = \frac{1}{2} (v_e + v_s) \quad [3.1.6]$$

La expresión anterior indica que la velocidad en el plano del rotor es el promedio de sus velocidades aguas arriba y aguas abajo.

3.1.1 Potencia aerodinámica extraída por el rotor

Combinando los principios de conservación de masa, energía y cantidad de movimiento, se puede determinar la máxima potencia extraída por el disco actuador.

1.- Si la velocidad del fluido que entra en el disco actuador, es V_1 y la velocidad que sale es V_2 , entonces, la velocidad en el disco será el promedio aritmético de ambas velocidades.

$$v_{Disco} = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad [3.1.7]$$

2.- El flujo másico que entra al rotor será entonces:

$$Q_1 = Q_2 \rightarrow \rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \rightarrow \rho A \left(\frac{v_1 + v_2}{2} \right) \quad [3.1.8]$$

3.- La potencia extraída por el disco se puede expresar como:

$$P = \frac{1}{2} Q v^2 \rightarrow P = \frac{1}{4} \rho A (v_1 + v_2) (v_1^2 - v_2^2) \quad [3.1.9]$$

4.- La máxima potencia extraída ocurre cuando:

$$\frac{dP}{dv_1} = 0 \quad \text{o cuando:} \quad v_{Disco} = \frac{2}{3} v_1 \quad [3.1.10]$$

Comprobación: haciendo un cambio de variable, $V_2 = bV_1$ para $0 < b < 1$, de [3.1.9] tenemos:

$$P = \frac{1}{4} \rho A v_1^3 (1+b) (1-b^2) \quad [3.1.11]$$

Derivando la expresión y obteniendo sus raíces, se tiene que:

$$\text{Cuando: } \frac{dP}{db} = 0, \text{ las soluciones son } \left\{ \begin{array}{l} b = -1 \quad \text{que no cumple: } 0 < b < 1 \\ b = \frac{1}{3} = \frac{v_2}{v_1} \therefore v_1 = 3 v_2 \end{array} \right.$$

Este valor, permite hallar la potencia máxima de extracción del rotor.

La máxima extracción de energía ocurre cuando el disco actuador experimenta 2/3 de la velocidad no perturbada del viento y la velocidad aguas abajo es 1/3 de V_1 . Por lo que, la máxima potencia extraída por el disco actuador es:

$$P = \frac{1}{4} \rho A v_1^3 (1+b) (1-b^2) \rightarrow \frac{1}{4} \rho A v_1^3 \left(1 + \frac{1}{3}\right) \left(1 - \frac{1}{9}\right) \Rightarrow \frac{8}{27} \rho A v^3 \quad [3.1.12]$$

donde:

A Área, m^2

ρ Densidad de agua, kg/m^3

v Velocidad del agua, m/s

3.1.2 Límite de Betz

$$C_p = \frac{\text{Potencia máxima extraible}}{\text{Potencia teorica}} = \frac{8/27 \rho A v^3}{1/2 \rho A v^3} = \frac{16}{27} \approx 0.5923 \quad [3.1.13]$$

C_p Es el coeficiente de potencia o "Límite de Betz" en honor a Albert Betz, quien en 1926 deduce esta ley que indica que solo el 59.23% de del total de la energía se puede extraer bajo condiciones ideales. Esta última ecuación define el coeficiente de rendimiento de rotores eólicos, que es la relación entre la potencia extraída por el disco actuador y la potencia disponible en el viento en un tubo de corriente con la misma área (A) del disco. En la práctica existen 2 razones por lo que no es posible extraer toda la potencia disponible de una corriente:

- Para que el agua nos dé toda su energía cinética tendría que detenerse, lo que no se puede hacer.
- Para convertir la energía del movimiento del agua en energía eléctrica, es necesario un rotor de turbina, que está limitado a su eficiencia de conversión.

La ecuación [2.1.5] entonces se puede escribir como:

$$P = \frac{1}{2} \rho A v^3 C_p \quad (\text{en watts}) \quad [3.1.14]$$

La ecuación de Betz proporciona el límite superior de las posibilidades de un aerogenerador, pero en sí es poco fina, pues no tiene en cuenta una serie de factores como:

- La resistencia aerodinámica de las palas,
- La pérdida de energía generada en la rotación,
- La compresibilidad del fluido,
- La interferencia de las palas.

En la práctica hay que tener en cuenta un rendimiento de los diversos mecanismos que componen al sistema, de esto que [3.1.14] pueda expresarse como:

$$P = \frac{1}{2} \rho A v^3 C_p \eta \quad (\text{en watts}) \quad [3.1.15]$$

Fernández (2003), recomienda hacer un balance de los distintos componentes para predecir el rendimiento global del sistema.

Tabla 3.1. Forma de estimar el rendimiento global del sistema.	
índice de desempeño / Rendimiento	Porcentaje
Betz	59.2
Hélice	85
Multiplicador	98
Alternador	95
Trasformador	98
Total	45.91

La igualdad de [3.1.15] representa la ley de potencia que puede ser extraída de la energía cinética.

Glauert (1963), analiza la teoría general de cantidad de movimiento y encuentra límites claros de extracción de potencia para rotores eólicos ideales operando a diferentes velocidades específicas. La curva de la teoría de Glauert muestra el rendimiento del rotor eólico ideal, asumiendo que no existen pérdidas por fricción en la medida que el flujo de aire atraviesa el rotor y que el rotor tiene un número infinito de palas; esta curva teórica puede ser interpretada como el límite de rendimiento máximo para diferentes rotores eólicos, cada uno operando con su velocidad específica óptima.

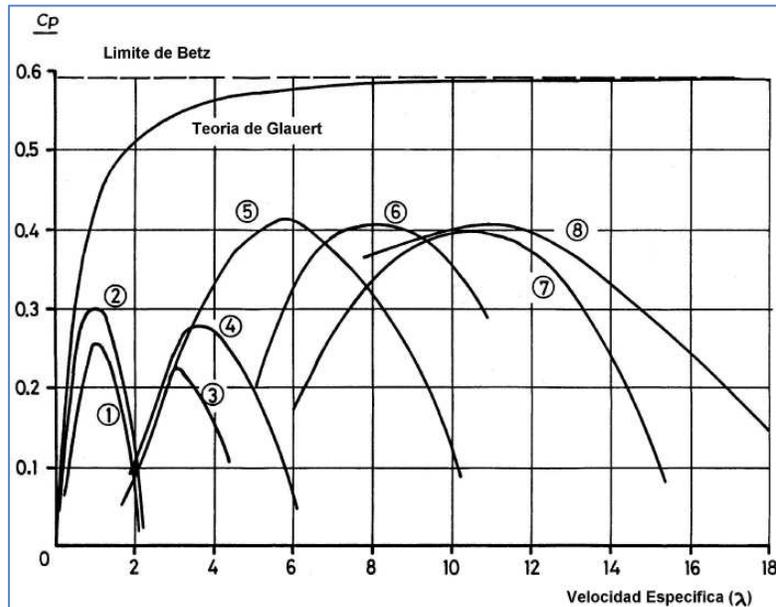


Figura 3-3. Límites de extracción de potencia para rotores eólicos ideales operando a diferentes velocidades específicas. Glauert (1963) y Pinilla (1985).

#	Rotor Eólico	Tipo	Diámetro en metros	Número de Palas	Coefficiente de Rendimiento Máximo (C_p máx.)	Velocidad específica (λ_{opt})
1	Kijito – Kenia	Horizontal	6	24	0.255	1
2	Multipala Americano	Horizontal	3	18	0.300	1
3	Musgrove – UK	Vertical	6	2	0.220	3
4	Pionier-I	Vertical	15	2	0.280	3.6
5	Sandia-Darrius	Vertical	17	2	0.410	5.8
6	ECN-Petten	Horizontal	25	2	0.405	8
7	Cavendish	Horizontal	5	2	0.395	10.5
8	NASA Mod-OA	Horizontal	38	2	0.405	11

Figura 3-4. Comparativo de coeficiente de rendimiento teórico y real para diferentes rotores eólicos. Pinilla (1985).

La curva de la figura 3-3, indica que los rotores eólicos de baja velocidad específica (λ -bajo) tienen un rendimiento de extracción de potencia inferior a los rotores de alta velocidad específica (λ -alto) en los cuales su rendimiento se aproxima asintóticamente al límite de Betz. La combinación de estas dos teorías con la información aerodinámica de perfiles facilita el estudio, diseño y predicción del rendimiento de rotores eólicos reales.

3.1.3 Límite de Newman

Newman (1986), demostró que el límite del coeficiente de potencia de una turbina de eje horizontal de dos discos de rotor en serie (disco doble) está dado por:

$$C_p = \frac{16}{25} \approx 0.64$$

C_p Coeficiente de potencia para una turbina de eje horizontal con dos rotores en serie.

Las condiciones en las que la potencia máxima se genera, requiere que la velocidad de paso del primer rotor sea $0.80 V_1$, y la velocidad de flujo que rodea el rotor aguas abajo sea $0.4 V_1$.

Posteriormente Newman, amplió esta teoría, encontrando que el coeficiente de potencia para una turbina de eje horizontal con infinitud de discos de rotor en serie, esta dado por:

$$C_p = \frac{2}{3} \approx 0.667$$

A continuación se coloca la tabla 3.2, para identificar los límites de potencia máximos en turbinas de flujo axial hasta ahora vistos.

Tabla 3.2. Coeficiente de potencia máximo según el número de rotores.	
Diseño de la turbina hidrocínética	Coeficiente de potencia máximo
Un solo Rotor	0.592
Dos rotores en serie	0.640
varios rotores en serie	0.667

3.1.4 Funcionamiento de turbinas en conductos

Al colocar la turbina en un conducto, la expansión queda limitada por la geometría del mismo –es decir, el conducto elimina las pérdidas en los extremos de las palas de las turbinas de flujo axial– por lo que la energía se extrae principalmente como consecuencia de una caída de presión que depende de la forma del conducto; si éste se diseña en forma de difusor, aumentará la caída de presión recuperando parte de la altura correspondiente a la velocidad aguas abajo. Las turbinas pueden llegar a altas eficiencias de conversión de energía, del orden del 90%.

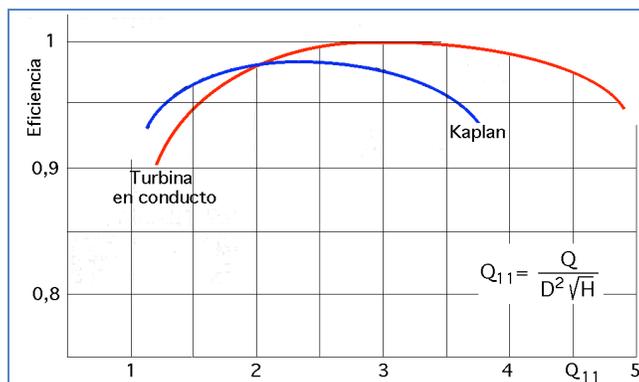


Figura 3-5. Comparación de la eficiencia y el caudal de turbinas Kaplan y turbinas en conductos.

3.2 Aplicación de la teoría del disco actuador en canales de sección rectangular con flujo a superficie libre

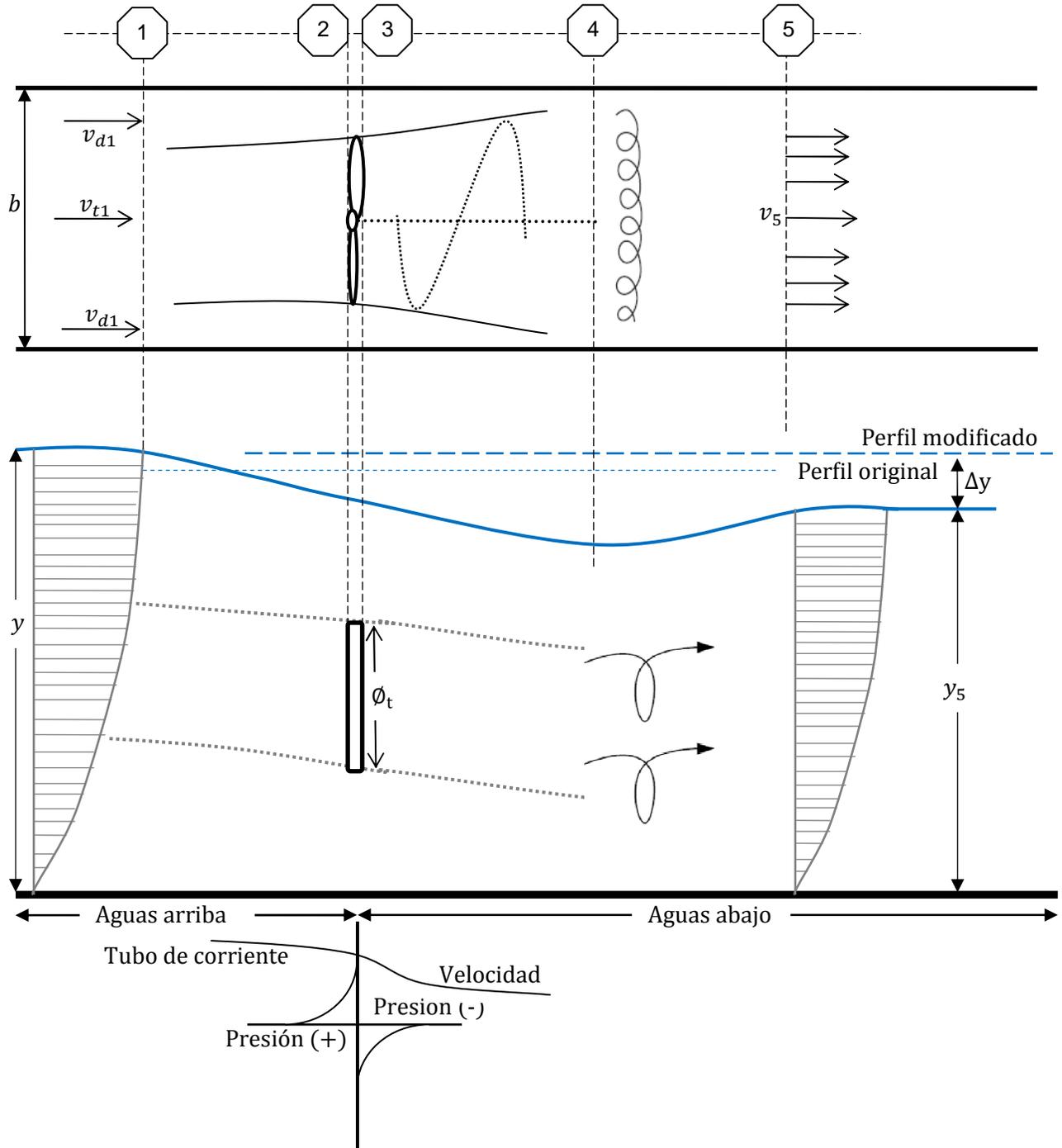


Figura 3-6. Comportamiento del tirante hidráulico al colocar una turbina cinética de flujo axial en el seno de un canal de sección rectangular con flujo a superficie libre.

Tabla 3.3. Relaciones de continuidad.							
Región	Variable	Sección en análisis					
		1	2	3	4	5	
Flujo que pasa por la turbina	Área	$A_{t1} = A_t \alpha_e$	A_{t2}		$A_{t4} = A_t \frac{\alpha_e}{\alpha_s}$	No existe influencia de la turbina en esta estación.	
	Velocidad	$v_{t1} = v$	$v_{t2} = v_{t3}$		$v_{t4} = v \alpha_s$		
	Gasto	$Q_{t1} = A_t v \alpha_e = Q_{t2} = A_t v \alpha_e = Q_{t3} = A_t v \alpha_e = Q_{t4}$					
	Tirante	$y_{t1} = y$	y_{t2}	y_{t3}	$y_{t4} = y_4$		
Flujo desviado	Área	$A_{d1} = A_h - A_t \alpha_e$ $A_{d1} = by - A_t \alpha_e$			$A_{d4} = \frac{by - A_t \alpha_e}{\alpha_d}$	No existe flujo desviado en esta estación.	
	Velocidad	$v_{d1} = v$			$v_{d4} = v \alpha_d$		
	Gasto	$Q_{d1} = (by - A_t \alpha_e)v$			$Q_{d4} = (by - A_t \alpha_e)v$		
	Tirante	$y_{d1} = y$			$y_{d4} = y_4$		
Total	Área	$A_1 = A_h = by$			$A_4 = A_h = by$	$A_5 = b(y - \Delta y)$	
	Velocidad	$v_1 = v$				$v_5 = \frac{vy}{y - \Delta y}$	
	Gasto	$Q_1 = Q = vby$			$Q_4 = vby$	$Q_5 = vby$	
	Tirante	$y_1 = y$			y_4	$y_{d5} = y_5 = y - \Delta y$	
	Presión	$p_1 = \frac{1}{2} \gamma y^2$			$p_4 = \frac{1}{2} \gamma y_4^2$	$p_4 = \frac{1}{2} \gamma (y - \Delta y)^2$	

La figura 3-6, describe un canal con un disco actuador, en donde se asume que existe una velocidad uniforme tanto aguas arriba (donde no existe influencia del disco actuador) así como aguas abajo, una profundidad y un ancho constante b (limitado por paredes verticales), así también que el flujo es viscoso.

Originalmente esta teoría fue desarrollada para canales con mareas, según Houlsby, et ál (2009), su finalidad fue establecer un modelo numérico para cuantificar los efectos de extracción en sistemas de mareas. Las consideraciones son las siguientes:

- Flujo axial, ideal, incompresible, unidireccional y viscoso.
- En algunos sentidos el cálculo es un híbrido entre presión a superficie libre y tubería.
- No existe entrada ni salida de agua en el tramo que se analiza.
- Flujo sub-crítico ($Fr < 1$) y gradualmente variado; es decir, se presentan pequeños cambios de tirante en la dirección del flujo.
- Fondo de canal plano y de pendiente uniforme antes y después de la actuación de la turbina.
- Cada sección de análisis presenta una distribución hidrostática de presión dada, esto es independiente de la actuación o no de la turbina.
- La pérdida de energía más importante es la que se cede al movimiento de las aspas de la turbina y en segundo término, las pérdidas debidas a la fricción tanto en las piezas mecánicas como en las paredes del canal.

El razonamiento considera 2 regiones:

- La primera, limitada por el flujo que atraviesa la turbina y
- La segunda, representada por el flujo desviado.

En la tabla 3.3 se han establecido relaciones de continuidad que usaremos durante este apartado. Comenzaremos aplicando la ecuación de energía en canales, dada por:

$$E = y + \frac{v^2}{2g} \quad [3.2.1]$$

Así como la ecuación de continuidad entre las estaciones 1 y 4, para el flujo desviado:

$$y + \frac{v^2}{2g} = y_4 + \alpha_d^2 \frac{v^2}{2g} \quad [3.2.2]$$

Es conveniente ajustar [3.2.2] a la forma:

$$y - y_4 = \frac{v^2}{2g} (\alpha_d^2 - 1) \quad [3.2.3]$$

Entre las estaciones 1 y 2, así como entre 3 y 4, para el flujo que pasa por la turbina:

$$y + \frac{v^2}{2g} = y_{2t} + \alpha_e^2 \frac{v^2}{2g} \quad [3.2.4]$$

$$y_{3t} + \alpha_e^2 \frac{v^2}{2g} = y_4 + \alpha_s^2 \frac{v^2}{2g} \quad [3.2.5]$$

Luego, el empuje producido por el disco actuador se define con la expresión:

$$F_t = \gamma y A_t = \rho g y A_t \quad [3.2.6]$$

Combinando [3.2.2] y [3.2.4], se tiene:

$$y_{2t} + \alpha_e^2 \frac{v^2}{2g} = y_4 + \alpha_d^2 \frac{v^2}{2g} \quad [3.2.7]$$

Despejando el valor de y_4 de [3.2.5] y sustituyendo en [3.2.7] se tiene:

$$y_{2t} + \alpha_e^2 \frac{v^2}{2g} = \left(y_{3t} + \frac{v^2}{2g} (\alpha_e^2 - \alpha_s^2) \right) + \alpha_d^2 \frac{v^2}{2g} \quad [3.2.8]$$

Combinando [3.2.8] con [3.2.6], resulta:

$$y_{2t} - y_{3t} = \frac{v^2}{2g} (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) = \frac{F_t}{\gamma A_t} \quad [3.2.9]$$

De donde:

$$F_t = \frac{1}{2} \rho A_t v^2 (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) \quad [3.2.10]$$

Observe que [3.2.10] representa la fuerza horizontal que la turbina ejerce sobre el fluido.

Luego, la pérdida de fuerza *–teórica–* del fluido al atravesar la turbina entre las estaciones 1 y 4 está dada por:

$$F_{1-4} = \gamma A (y_1 - y_4) \leftrightarrow \gamma \left(\frac{by + by_4}{2} \right) (y - y_4) = \frac{1}{2} \rho g b (y^2 - y_4^2) \quad [3.2.11]$$

Considerando la ecuación de impulso y cantidad de movimiento entre las estaciones 1 y 4:

$$\underbrace{F_{1-4} - F_t}_{\text{expresion 1}} = \underbrace{\rho \sum Q v}_{\text{expresion 2}} \quad [3.2.12]$$

Desarrollando la expresión 1 de [3.2.12]; es decir, sustituyendo [3.2.10] y [3.2.11] se tiene:

$$\frac{1}{2} \rho \{ g b (y^2 - y_4^2) - A_t v^2 (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) \} \quad [3.2.13]$$

Desarrollando la expresión 2 de [3.2.12] se tiene:

$$\begin{aligned} \rho \sum Q v &= \rho \sum \{ (Q_{t4} \cdot v_{t4}) - (Q_{t1} \cdot v_{t1}) \} + \{ (Q_{d4} \cdot v_{d4}) - (Q_{d1} \cdot v_{d1}) \} \\ \rho \sum Q v &= \rho \sum \{ (v \alpha_e A_t) (\alpha_s v) - (v \alpha_e A_t) (v) \} + \{ v (by - \alpha_e A_t) (\alpha_d v) - v (by - \alpha_e A_t) (v) \} \\ \rho \sum Q v &= \rho \cdot v^2 \{ (\alpha_e A_t) (\alpha_s - \alpha_d) + by (\alpha_d - 1) \} \end{aligned} \quad [3.2.14]$$

Combinando [3.2.13] y [3.2.14] para después ajustar términos, se tiene:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \rho \{ g b (y^2 - y_4^2) - A_t v^2 (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) \} &= \rho \cdot v^2 \{ (\alpha_e A_t) (\alpha_s - \alpha_d) + by (\alpha_d - 1) \} \\ (y^2 - y_4^2) &= \frac{2 \cdot v^2}{g b} \left\{ \frac{1}{2} A_t (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) + (\alpha_e A_t) (\alpha_s - \alpha_d) + by (\alpha_d - 1) \right\} \end{aligned} \quad [3.2.15]$$

Si consideramos la relación de continuidad en la estación 4, de acuerdo a la tabla 3.3 tendremos:

$$A_4 = A_{t4} + A_{d4} = A_t \frac{\alpha_e}{\alpha_s} + \frac{by - \alpha_e A_t}{\alpha_d} \quad [3.2.16]$$

Dividiendo [3.2.16] entre b , que es un valor constante para todo el canal, y despejando el valor de y_4 se tiene:

$$\frac{\chi y_4}{\chi} = \frac{A_t \alpha_e}{b \alpha_s} + \frac{\chi y}{\chi \alpha_d} - \frac{A_t \alpha_e}{b \alpha_d} \rightarrow y_4 = \alpha_e \frac{A_t}{b} \left(\frac{\alpha_d - \alpha_s}{\alpha_s \cdot \alpha_d} \right) + \frac{y}{\alpha_d}$$

Conviene ajustar la expresión anterior con la relación de obstrucción, dada por:

$$\psi = \frac{A_t}{A_h} = \frac{A_t}{b \cdot y}, \text{ de donde, obtenemos:}$$

$$y_4 = y \left\{ \alpha_e \cdot \psi \left(\frac{\alpha_d - \alpha_s}{\alpha_s \cdot \alpha_d} \right) + \frac{1}{\alpha_d} \right\} = \frac{y [\alpha_e \cdot \psi (\alpha_d - \alpha_s) + \alpha_s]}{\alpha_d \cdot \alpha_s} \quad [3.2.17]$$

Al sustituir el valor de y_4 de [3.2.17]; primero en [3.2.15], y después en [3.2.3], para dejar ambas expresiones en función de los coeficientes α_e , α_s y α_d , resulta:

$$y^2 - \left[\frac{y [\alpha_e \cdot \psi (\alpha_d - \alpha_s) + \alpha_s]}{\alpha_d \cdot \alpha_s} \right]^2 = \frac{2y v^2}{g} \left\{ \frac{1}{2} \psi (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) + \alpha_e \psi (\alpha_s - \alpha_d) + (\alpha_d - 1) \right\} \quad [3.2.18]$$

$$y - \left[\frac{y [\alpha_e \cdot \psi (\alpha_d - \alpha_s) + \alpha_s]}{\alpha_d \cdot \alpha_s} \right] = \frac{v^2}{2g} (\alpha_d^2 - 1) \quad [3.2.19]$$

Luego, al dividir [3.2.18] entre [3.2.19]:

$$y + \frac{y [\alpha_e \cdot \psi (\alpha_d - \alpha_s) + \alpha_s]}{\alpha_d \cdot \alpha_s} = \frac{4 \cdot y \cdot \cancel{g} \cdot \cancel{v}^2}{\cancel{g} \cdot \cancel{v}^2 (\alpha_d^2 - 1)} \left\{ \frac{1}{2} \cdot \psi (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) + \alpha_e \cdot \psi (\alpha_s - \alpha_d) + (\alpha_d - 1) \right\}$$

$$1 + \frac{[\alpha_e \cdot \psi (\alpha_d - \alpha_s) + \alpha_s]}{\alpha_d \cdot \alpha_s} = \frac{2 \cdot \chi}{\chi (\alpha_d^2 - 1)} \left\{ \psi (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) + 2 \alpha_e \psi (\alpha_s - \alpha_d) + 2 (\alpha_d - 1) \right\} \quad [3.2.20]$$

Simplificando la [3.2.20]:

$$\frac{1}{2} \alpha_e \psi (\alpha_d - \alpha_s) \left(\frac{\alpha_d^2 - 1}{\alpha_s \cdot \alpha_d} + 4 \right) = \psi (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) + \frac{(1 - \alpha_d)^3}{2 \cdot \alpha_d}$$

Despejando el valor de α_e resulta la expresión:

$$\alpha_e = \frac{\alpha_s \left\{ 2 \alpha_d \psi (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) - (\alpha_d - 1)^3 \right\}}{\psi (\alpha_d - \alpha_s) (\alpha_d^2 + 4 \alpha_d \alpha_s - 1)} \quad [3.2.21]$$

Si re-escribimos a [3.2.19]:

$$1 - \left[\frac{[\alpha_e \cdot \psi(\alpha_d - \alpha_s) + \alpha_s]}{\alpha_d \cdot \alpha_s} \right] = \frac{v^2}{2gy} (\alpha_d^2 - 1) \quad [3.2.22]$$

Y luego dividimos [3.2.21] entre [3.2.22] para eliminar α_e , tenemos:

$$\alpha_d^4 \left(\frac{v^2}{2gy} \right) + \alpha_d^3 \left(\alpha_s \frac{2v^2}{gy} \right) - \alpha_d^2 \left(\frac{v^2}{gy} - 2\psi + 2 \right) - \alpha_d \left(\alpha_s \frac{2v^2}{gy} + 4\alpha_s - 4 \right) + \frac{v^2}{2gy} - 2\alpha_s \psi + 4\alpha_s - 2 = 0$$

Considerando el número de Froude, dado por:

$$F_r = \frac{v}{\sqrt{gy}}, \text{ obtenemos la expresión:}$$

$$\alpha_d^4 \left(\frac{1}{2} F_r^2 \right) + \alpha_d^3 (2\alpha_s F_r^2) - \alpha_d^2 (F_r^2 - 2\psi + 2) - \alpha_d (2\alpha_s F_r^2 + 4\alpha_s - 4) + 2 \left(\frac{1}{4} F_r^2 - \alpha_s \psi + 2\alpha_s - 1 \right) = 0$$

[3.2.23]

Para estimar la pérdida de energía que sufre el líquido, se aplica la ecuación de impulso y cantidad de movimiento entre las secciones 1 y 5 – considere que en el punto 4, altura de la mezcla resulta variable–:

$$\gamma A (y_1 - y_5) - F_t = \rho \sum Q_s \cdot v_s - Q_1 \cdot v_1$$

$$\frac{1}{2} \rho g b (y^2 - (y - \Delta y)^2) - F_t = \rho b y v^2 \left(\frac{y}{y - \Delta y} - 1 \right) \quad [3.2.24]$$

Dividiendo entre $\rho g b y^2$, resulta:

$$\left(\frac{\Delta y}{y} \right) - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\Delta y}{y} \right)^2 - \frac{F_t}{\rho g b y^2} = \frac{\Delta y \cdot v^2}{gy(y - \Delta y)}$$

Para continuar definiremos el valor C_T . Ordenando [3.2.10] resulta:

$$F_t = C_T \cdot \frac{1}{2} \rho A_i v^2 \quad [3.2.25]$$

Donde C_T está dado por:

$$C_T = (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) \quad [3.2.26]$$

Haciendo un cambio de variable,

$$\frac{F_t}{\rho g b y^2} = \frac{C_T \cdot \psi \cdot F_r^2}{2}$$

Resulta una expresión cúbica, dada por:

$$\frac{1}{2} \left(\frac{\Delta y}{y} \right)^3 - \frac{3}{2} \left(\frac{\Delta y}{y} \right)^2 + \left(\frac{\Delta y}{y} \right) \left(1 - F_r^2 + \frac{C_T \cdot \psi \cdot F_r^2}{2} \right) - \left(\frac{C_T \cdot \psi \cdot F_r^2}{2} \right) = 0 \quad [3.2.27]$$

Luego, la potencia debido al giro del sistema de propulsión se obtiene con la expresión:

$$P = \alpha_e \cdot v \cdot F_t = \frac{1}{2} \rho A_t v^3 \alpha_e (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) = \frac{1}{2} \rho A_t v^3 C_p \quad [3.2.28]$$

Donde: $C_p = \alpha_e (\alpha_d^2 - \alpha_s^2) \quad [3.2.29]$

Observe que [3.2.28] se cumple, de acuerdo a [3.1.14].

La pérdida de potencia debido a la mezcla en la salida de la turbina se calcula como:

$$P_D = \frac{1}{2} \rho A_t v^3 \left[\alpha_e \cdot \alpha_s^2 + \alpha_d^2 \left(\frac{1}{\psi} - \alpha_e \right) - \frac{1}{\psi} \left(\frac{1}{1 - \Delta y / y} \right)^2 + \frac{2g(y_4 - y_5)}{\psi \cdot v^2} \right] \quad [3.2.30]$$

Si se desea conocer la potencia extraída del canal de forma total, se tendrá:

$$P_T = P + P_D \quad [3.2.31]$$

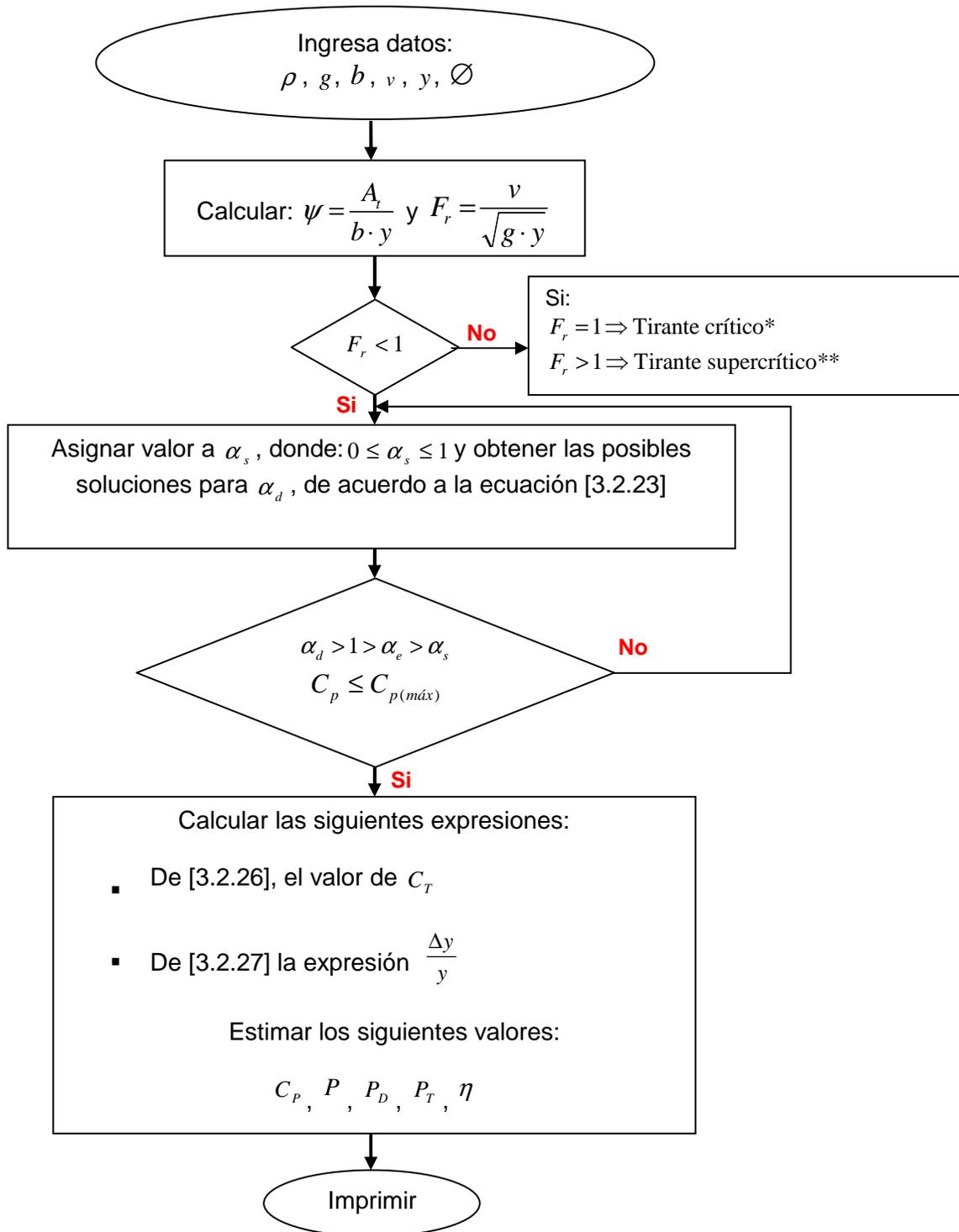
Y de [3.2.31], resulta:

$$P_T = \rho g b y v \Delta y \left(\frac{F_r^2 \cdot y}{2 \cdot (\Delta y - 1)} + 1 \right) \quad [3.2.32]$$

Entonces, la eficiencia de la turbina se expresa como:

$$\eta = \frac{P}{P + P_D} = \frac{P}{\rho g b y v \Delta y \left(\frac{2 \cdot (\Delta y - 1)}{F_r^2 \cdot y} + 1 \right)} \quad [3.2.33]$$

3.2.1 Algoritmo de cálculo



* Sí el tirante es crítico, no es posible la extraer energía al líquido.

** Sí el tirante es supercrítico, se debe hacer un estudio del comportamiento de la THC, ya que puede presentarse salto hidráulico.

3.3 Aspectos aerodinámicos

Cuando un objeto está situado en el interior de un flujo de fluido, se presenta una resistencia al avance del fluido que depende del contorno del cuerpo y de su posición en relación a la dirección del fluido. La dirección de la fuerza resultante de interacción entre el fluido y el cuerpo varía dentro de $\pm 90^\circ$ de la dirección del flujo. A la componente perpendicular al flujo se le llama: fuerza de sustentación (C_L) y la fuerza paralela al flujo se le llama: fuerza de arrastre (C_D).

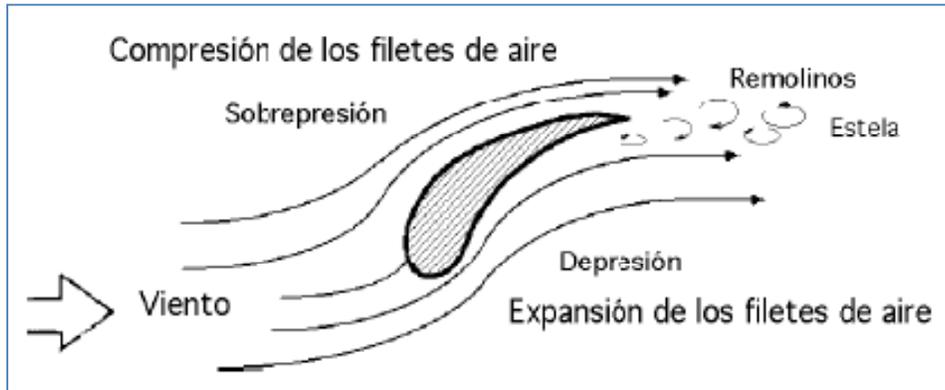


Figura 3-7. Perfil situado en el seno de una corriente fluida.

En un elemento de hélice, la fuerza de sustentación tiende a impulsar el rotor, mientras que la fuerza de arrastre tiende a frenarlo. Ya que el elemento básico en una turbina cinética de flujo a superficie libre es el rotor (compuesto por las hélices), se hace necesario entonces un *diseño aerodinámico* de la hélice.

3.3.1 Componentes de un perfil aerodinámico

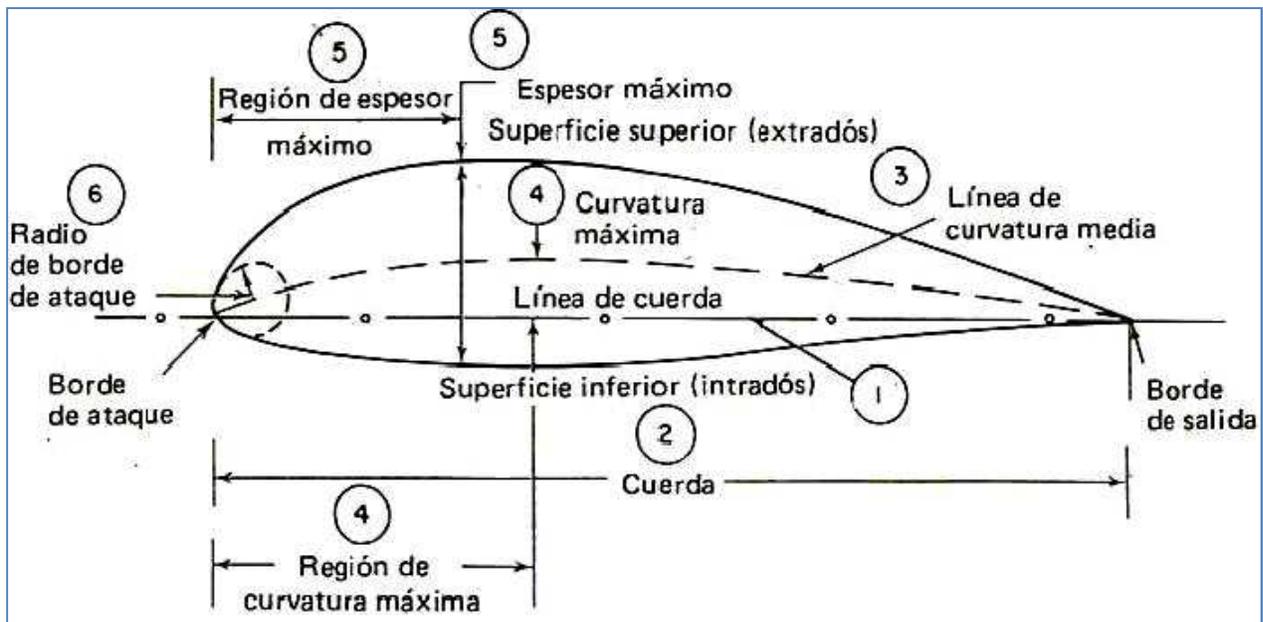


Figura 3-8. Componentes de un perfil aerodinámico.

donde:

1. La línea de cuerda es una línea recta que une el borde de ataque y el borde de fuga del perfil.
2. La cuerda es la longitud de la línea anterior. Todas las dimensiones de los perfiles se miden en términos de la cuerda.
3. La línea de curvatura media es la línea media entre el extradós y el intradós.
4. Curvatura máxima es la distancia máxima entre la línea de curvatura media y la línea de cuerda. La posición de la curvatura máxima es importante en la determinación de las características aerodinámicas de un perfil.
5. Espesor máximo es la distancia máxima entre la superficie superior e inferior (extradós e intradós). La localización del espesor máximo también es importante.
6. Radio del borde de ataque es una medida del afilamiento del borde de ataque. Puede variar desde 0, para perfiles supersónicos afilados, hasta un 2 por 100 (de la cuerda) para perfiles más bien achatados.

3.3.2 Fuerzas actuantes en perfiles aerodinámicos

Un buen diseño aerodinámico, será aquel en donde la influencia del rozamiento del perfil a elegir sea reducida al mínimo.

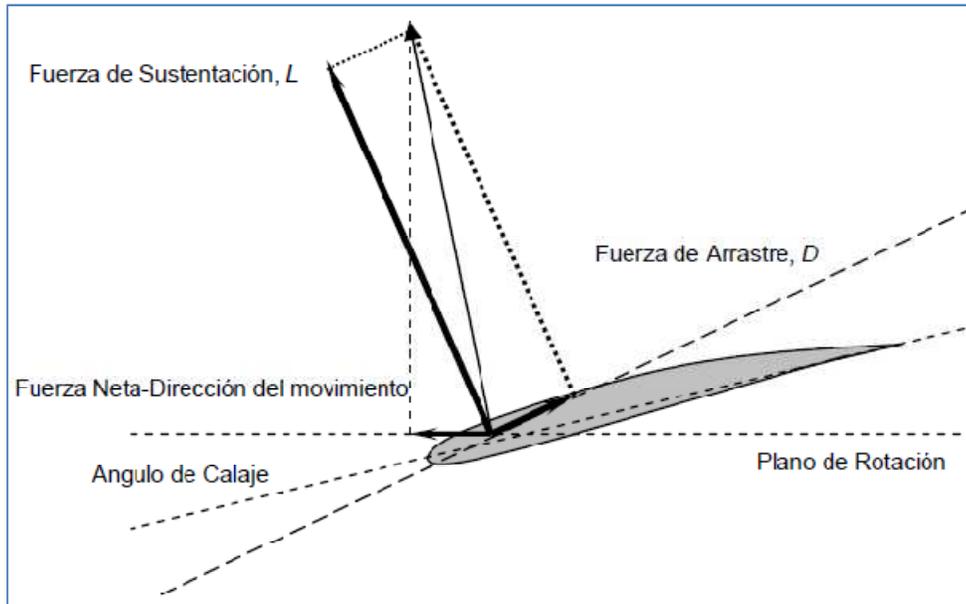


Figura 3-9. Diagrama de las fuerzas actuando sobre un elemento de pala.

Estos coeficientes (sustentación y arrastre) se han determinado experimentalmente en túneles viento, para un número amplio de perfiles aerodinámicos.

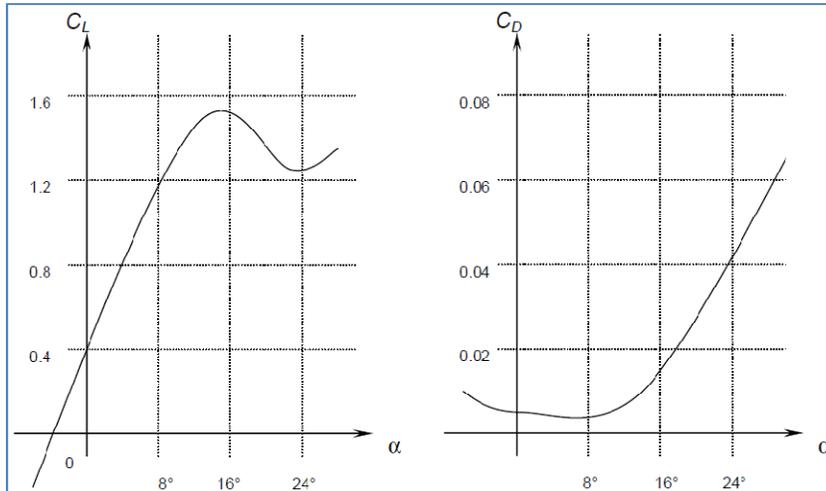


Figura 3-10. Comportamiento de los coeficientes de sustentación y arrastre en un perfil aerodinámico.

De acuerdo a la gráfica 3-10, se observa que, los perfiles aerodinámicos alcanzan su valor máximo de coeficiente de sustentación en ángulo de ataque entre 10° y 15°. Después de este valor el perfil entra, en lo que se conoce, como la condición de pérdida. En esta condición los perfiles disminuyen severamente su capacidad de generar fuerza de sustentación y su arrastre crece rápidamente.

Luego, para aumentar el desempeño aerodinámico del perfil, se debe tener una relación:

$$\frac{C_L}{C_D} = \text{Máxima, donde} \begin{cases} C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot v^2} = \text{Coeficiente de sustentación.} \\ C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot v^2} = \text{Coeficiente de arrastre.} \end{cases}$$

En la práctica existen diversos perfiles aerodinámicos comerciales que presentan buen resultado. En el caso de que se desee diseñar un perfil aerodinámico, se recomienda utilizar la metodología propuesta en la siguiente figura:

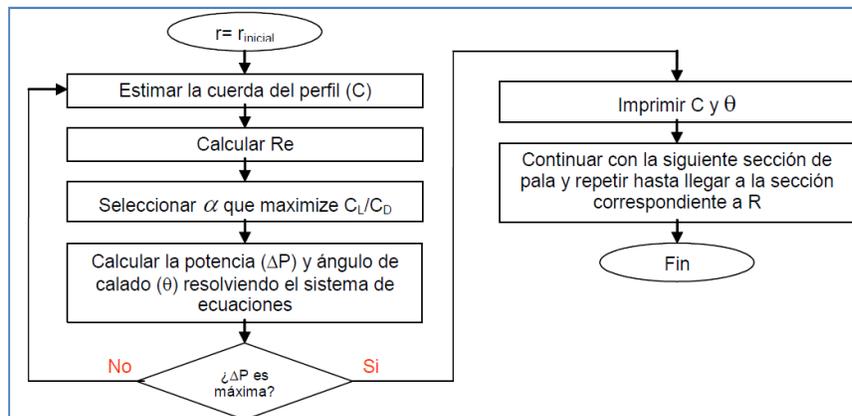


Figura 3-11. Algoritmo para el diseño de un asa de turbina. Mejía, et ál (2005).

4 Diseño del experimento

4.1 Escenario del experimento

4.1.1 Condiciones del canal: Gasto y Pendiente

- Las pruebas se ajustaron a la geometría del canal de pruebas existente en el laboratorio.
- La condición de pruebas de la THC fue ahogada.
- Se consideraron 2 condiciones de pendiente:
 - ✓ Pendiente Cero.
 - ✓ Pendiente 1:500. (dependiente del gasto máximo en el canal de pruebas).
- Se tomaron 2 lecturas en diferentes ubicaciones del canal para una misma pendiente, con el fin de hacer una comparativa entre ambas, éstas se presentan como:
 - ✓ Aguas arriba –del canal–.
 - ✓ Aguas abajo –del canal–.

El número total de lecturas fueron entonces:

- 4 lecturas –que en adelante llamaremos mallado– con THC.
- 4 lecturas sin THC. –es decir, solo el canal–.

4.1.2 Condiciones de la THC

- La selección del tipo de rotor y aspas fue dependiente de la condición comercial de éstas.
- El diámetro seleccionado fue dependiente de la condición de máximo aprovechamiento; es decir, relación de obstrucción máxima ($\psi_{m\acute{a}x}$).
- Las pruebas se hicieron solamente a un ángulo de ataque de 6° , debido a que fue la máxima condición de extracción observada durante las pruebas preliminares.
- Todos los datos registrados fueron en condición ahogada de la THC. Por lo que se descartó la condición de ahogamiento parcial.

4.2 Diseño de la turbina hidrocínética

El sistema consta de los siguientes componentes:

4.2.1 Sistema de propulsión

La selección del rotor se hizo de acuerdo al criterio de la sección 4.1.2.

Para el sistema de propulsión, se utilizó un rotor de aeromodelismo, con masa –cuerpo del rotor– en aluminio, con 5/16" de diámetro. El sistema cuenta con indicador de ajuste de montaje y ángulo de ataque entre 2° y 6° en sistema tripala –3 aspas de fibra de carbón ajustadas al tren del sistema del rotor–.

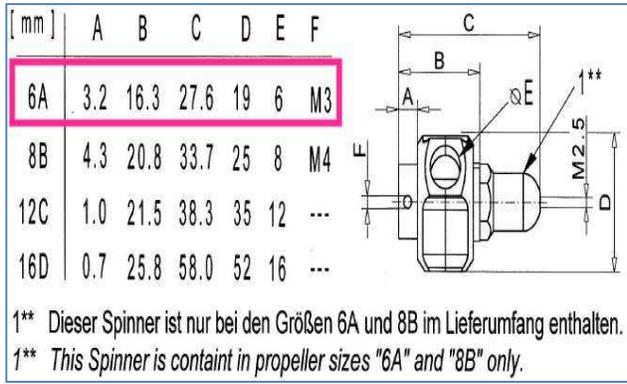


Figura 4-1. Características geométricas del rotor (sistema de propulsión).



Fotografía 4-1. Sistema de propulsión de la THC.

4.2.2 Sistema de transmisión

El M.I. Germán Carmona, diseñó un soporte del rotor que funcionara también como cámara que permitiera la estanqueidad y transición entre el sistema de propulsión y el sistema de transmisión.

Como sistema de transmisión se colocó un chicote de velocímetro de automóvil, con la finalidad de facilitar las mediciones de RPMs y potencia fuera del agua.

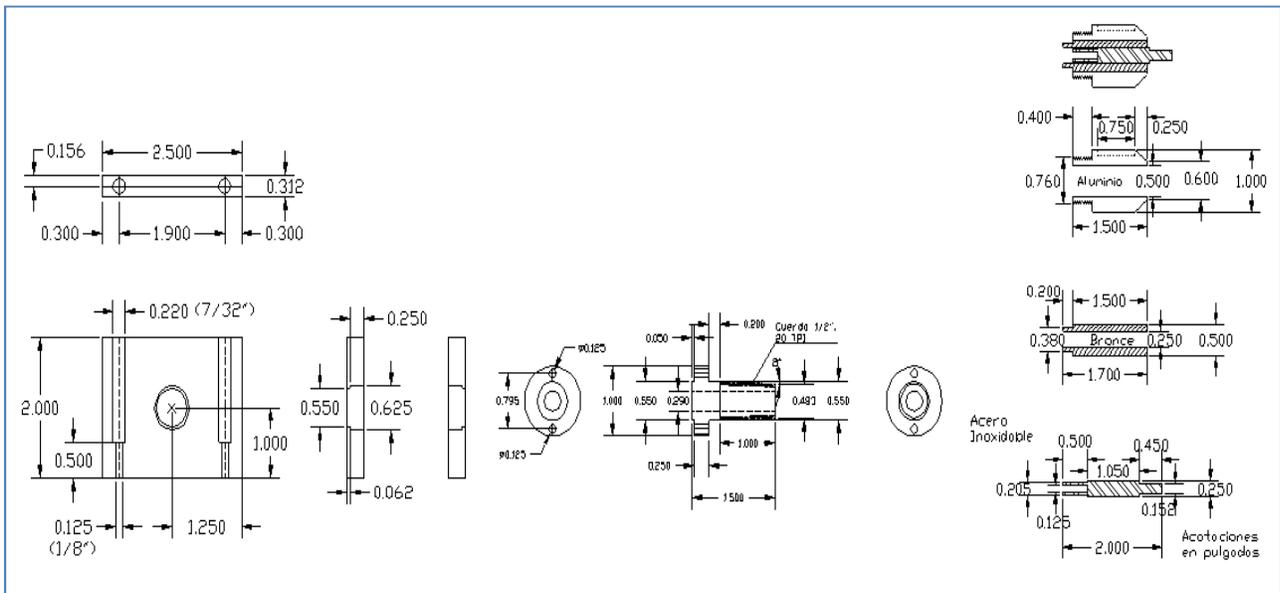


Figura 4-2. Planos de diseño.

4.3 Equipo de medición

4.3.1 Medidor de velocidad de corriente

Las mediciones de velocidad se hicieron con un equipo ADV (Acoustic Doppler Velocimeter) de alta precisión que permite determinar en un punto específico las 3 componentes de la velocidad (figura 4-3), Este equipo cuenta con un volumen de muestra menor a 0.1 cm³, una tasa de muestreo de 0.1 hasta 50 Hz, un rango de mediciones de velocidad desde 1 mm/s hasta 2.5 m/s.

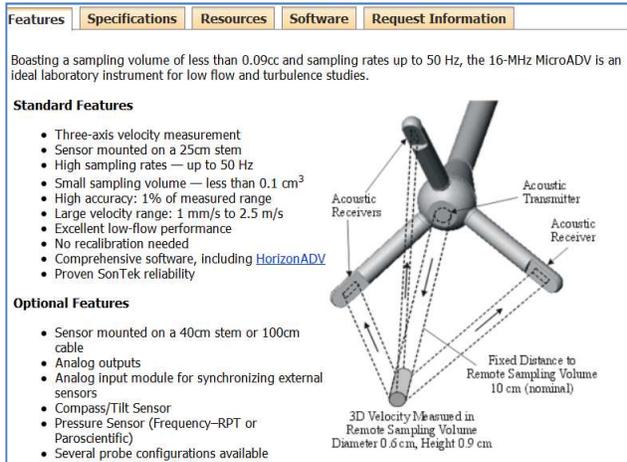


Figura 4-3. Características de la sonda del ADV.

Features	Specifications	Resources	Software	Request Information
Available in both laboratory and field-ruggedized configurations, the ADV has proven its versatility and reliability in a wide variety of applications.				
Sampling Rate	0.1 to 50 Hz			
Sampling Volume	0.09 cc			
Distance to Sampling Volume	5 cm			
Resolution	0.01 cm/s			
Programmed Velocity Range	3, 10, 30, 100, 250 cm/s			
Accuracy	1% of measured velocity, 0.25 cm/s			
Maximum Depth	60 m			
Temperature Sensor	0.1°C			
Compass/Tilt Sensor				
	Resolution — Heading, Pitch, Roll			0.1°
	Accuracy — Heading			±2°
	Accuracy — Pitch, Roll			±1°
Pressure Sensor				
	Strain Gauge - Accuracy			0.1%
	Resonance Pressure Transducer (RPT) - Accuracy			0.01%
Power				
	Input Power			12-24 VDC
	Typical Power Consumption			2.5 to 4.0 W Operating <1mW Sleep

Figura 4-4. Especificaciones de la sonda del ADV.

El equipo presenta un software que controla la obtención de datos llamado Horizon ADV. Para comenzar las mediciones, basta con ajustar las condiciones dentro del escenario de inicio.

El software que permite visualizar y procesar los datos almacenados por la sonda de medición es WinADV, que representa una herramienta complementaria de traducción de datos –del lenguaje por default del equipo, a un lenguaje amigable para su interpretación y procesamiento–.

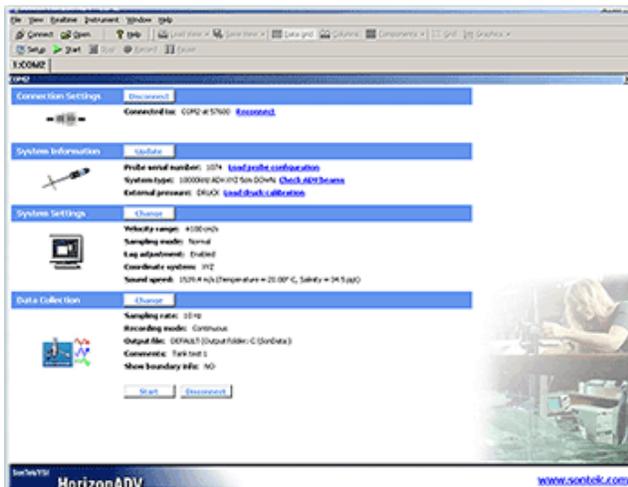


Figura 4-5. HorizonADV, Software de recolección de datos del equipo ADV.



Figura 4-6. WinADV, Software de Interpretación de datos obtenidos del equipo ADV.

4.3.2 Medidor de niveles en el canal

El equipo utilizado fue un limnómetro con sensor de frecuencias adaptado a un cerebro de Interpretación y registro en computadora, posteriormente se adaptó la configuración en la interface de usuario para mediciones a cada segundo.

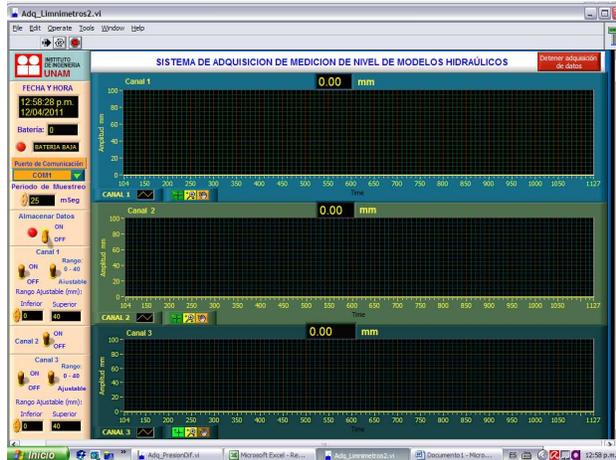
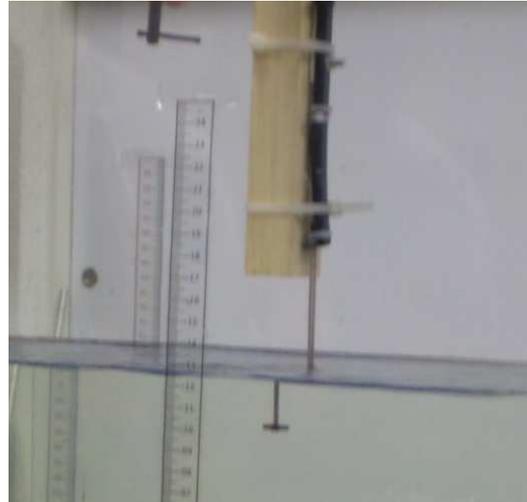


Figura 4-7. Software de recolección de datos para el limnómetro.



Fotografía 4-2. Limnómetro con sensor.

4.3.3 Medidor de velocidad de giro de la THC

Para la medición de RPMs de la THC se utilizó un tacómetro estándar.

4.4 Plan de pruebas y mediciones

4.4.1 Número de mediciones con ADV

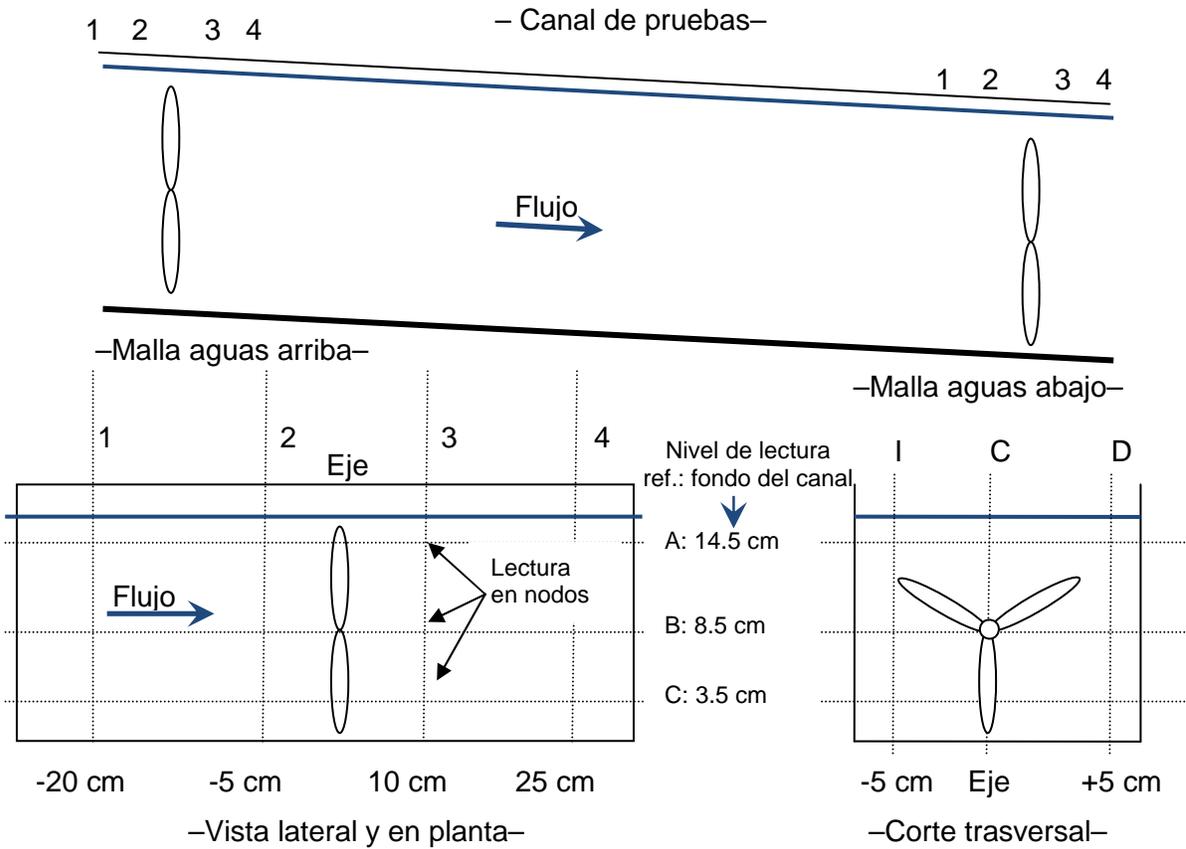
La figura 4-7 muestra el trazo y ubicación de nodos en donde se midió la velocidad del flujo con el equipo ADV. Observe que a cada grupo de nodos (malla) le corresponden 36 registros de mediciones.

Con el fin de comparar resultados, se hicieron 2 grupos de malla en diferente ubicación del canal – es decir, 2 mallas aguas arriba y 2 mallas aguas abajo, para las pendientes: 1:00 y 1:500 respectivamente–.

Estos resultados fueron de gran importancia para la calibración del modelo numérico que se muestra en la sección 5.6.

De esta manera, se obtuvo una matriz total de 288 datos (144 datos para las condiciones con y sin turbina en el canal, respectivamente).

Cada punto de la malla fue medido con una frecuencia de muestreo de 10 Hz y un registro promedio 625 datos para cada punto medido.



Ubicación de puntos del mallado:

- Puntos: 1 y 2, a 25cm. y a 05 cm. a la entrada de la THC.
- Puntos: 3 y 4, a 10 cm. y a 25 cm. a la salida de la THC.
- Puntos: I y D, a 10 cm. del centro del rotor y a 5cm. de la pared del canal. Acotación: cm.

Figura 4-8. Trazado de malla en el canal para ubicar los puntos de medición y registro de datos.

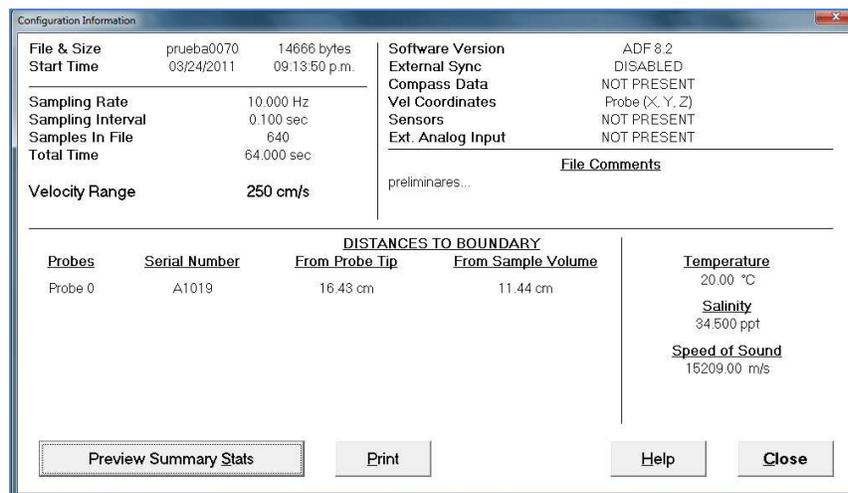


Figura 4-9. Configuración del equipo ADV para las mediciones del flujo.



Fotografía 4-3. Toma de lecturas de velocidad con equipo ADV.



Fotografía 4-4. Toma de lecturas de velocidad con equipo ADV.

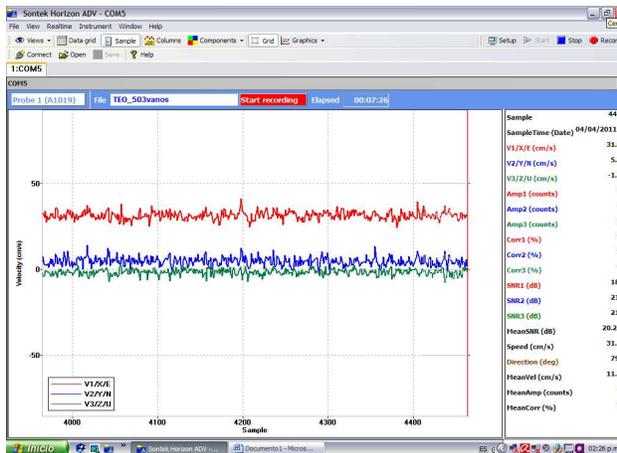


Figura 4-10. Registro de velocidades en el software Horizon ADV.

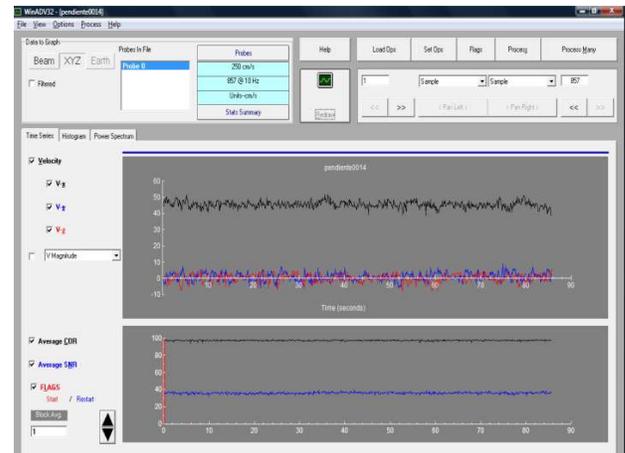


Figura 4-11. Interpretación de datos registrados del equipo ADV, Software: WinADV.

4.4.2 Número de mediciones con el limnómetro

El registro de mediciones se hizo en periodos de 2 minutos, con un promedio de 120 datos por lectura de medición los cuales se guardaron en una base de datos de computadora.

En cada malla fueron medidos 4 puntos, así entonces el total de puntos medidos fueron 16.



Fotografía 4-5. Registro de mediciones en computadora.



Fotografía 4-6. Toma de mediciones del tirante.

4.4.3 Número de mediciones con tacómetro.



Fotografía 4-7. Toma de lecturas con tacómetro.

Las mediciones se hicieron durante 2 minutos, cada muestra con un mínimo de 150 datos registrados a través de una cámara de video digital ordinaria.

Los datos posteriormente fueron capturados en computadora y filtrados mediante estadística de medición.

5 Resultados obtenidos

5.1 Observación del comportamiento hidráulico de la turbina

5.1.1 Comportamiento de la THC en estado semi ahogado

Durante las pruebas preliminares se observó que la THC en estado semi ahogado presenta un estado caótico. Bajo esta condición, la turbina tiende a incluir burbujas de aire, que se adhieren a la sección trasera del perfil como se muestra en la fotografía 5-2.

Otro fenómeno observado fue la producción de oscilaciones en la superficie libre del canal después de la ubicación de la THC. Éste fenómeno se presentó durante buena porción de la longitud del canal, decreciendo conforme aumentaba la distancia respecto a la máquina (ver fotografía 5-1).



Fotografía 5-1. Generación de oscilaciones en la superficie libre de canal, dirección aguas abajo de la THC.



Fotografía 5-2. Inclusión de aire al fluido producido por la THC en estado semi ahogado.



Fotografía 5-3. Aire atravesando el rotor de la THC.

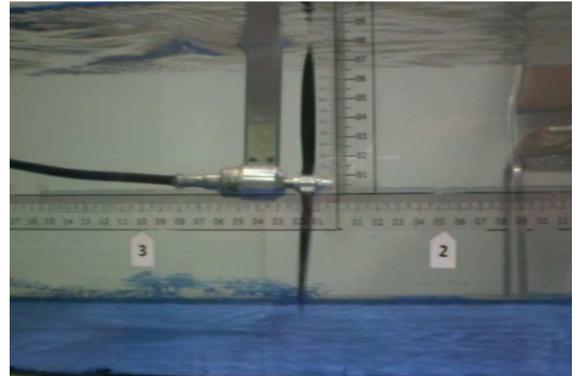
Basta mencionar que la alteración de las condiciones hidráulicas del canal –tirante, turbulencia– se modificó considerablemente, aumentando según incrementaba la velocidad del líquido. Dada la inestabilidad que presentó el flujo, el análisis de la THC en estado semi ahogado no se continuó.

5.1.2 Comportamiento de la THC en estado completamente ahogado

La THC presentó estabilidad, eliminándose la inclusión de aire al fluido y las oscilaciones en la superficie libre del canal, según se comentó en la sección anterior.

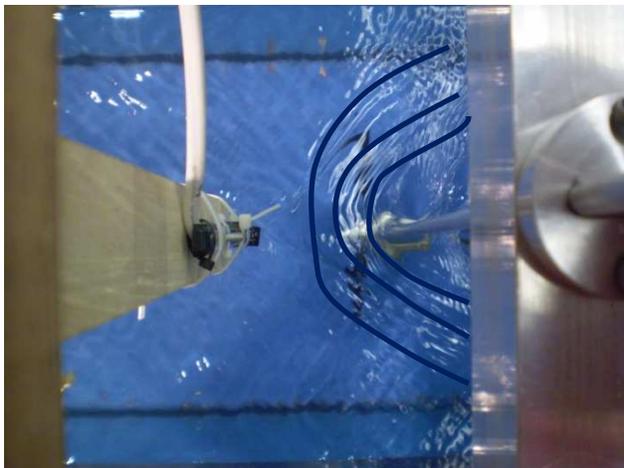


Fotografía 5-4. Ubicación de la THC en el canal.

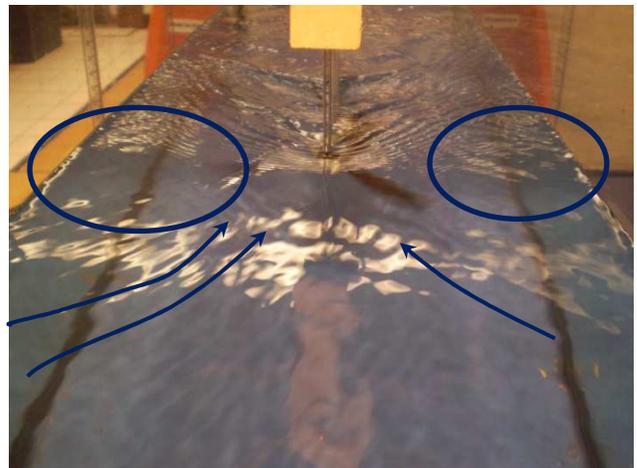


Fotografía 5-5. Condición ahogada y en funcionamiento de la THC.

A continuación se colocan las fotografías de las observaciones en el laboratorio.



Fotografía 5-6. Deflexión de las líneas de corriente al atravesar la THC.

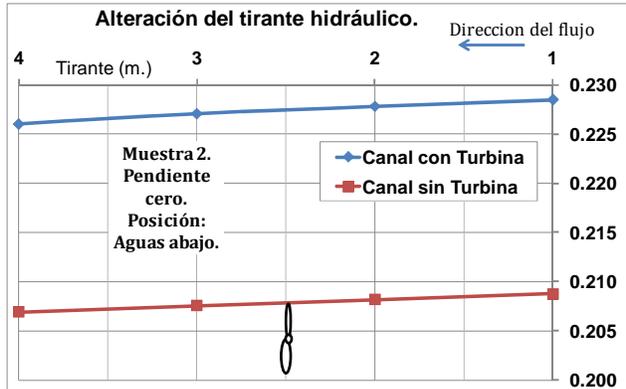


Fotografía 5-7. Zona de alentamiento de la velocidad del agua y tendencia de las líneas de corriente a la entrada de la THC.

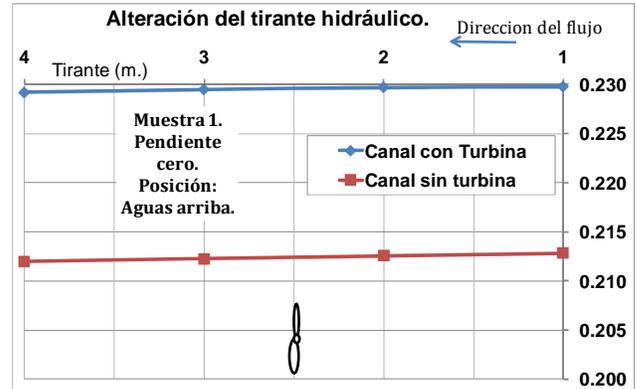
Una vez que el líquido atravesó la THC, se observó que el mismo fluido corregía su estabilidad en función del alejamiento de la zona de deflexión y hacia aguas abajo.

5.2 Alteración del tirante hidráulico debido a la intrusión de THC en el seno de un canal rectangular

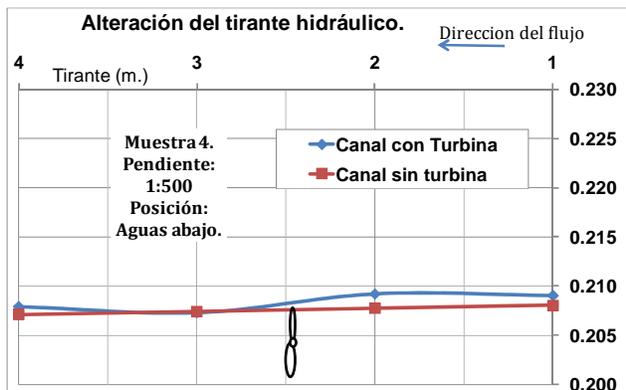
A continuación se colocan las gráficas de comparación entre las condiciones con y sin inclusión de turbina en los 4 diferentes casos.



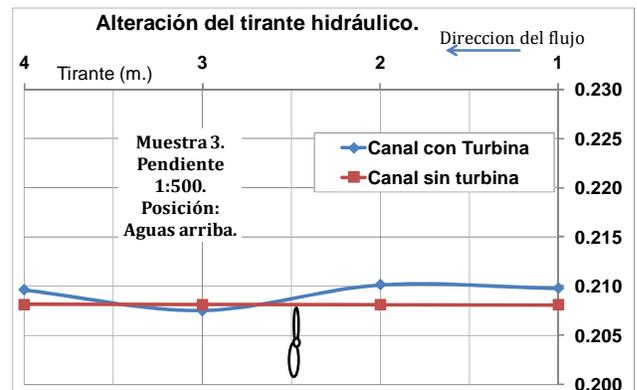
Gráfica 5-1. Lectura 2, canal c/pendiente 1:00.



Gráfica 5-2. Lectura 1, canal c/pendiente 1:00.



Gráfica 5-3. Lectura 4, canal c/pendiente 1:500.



Gráfica 5-4. Lectura 3, canal c/pendiente 1:500.

De las gráficas anteriores, puede observarse que la alteración del tirante es mínima cuando la pendiente es cero y aumenta conforme aumenta la pendiente del canal.

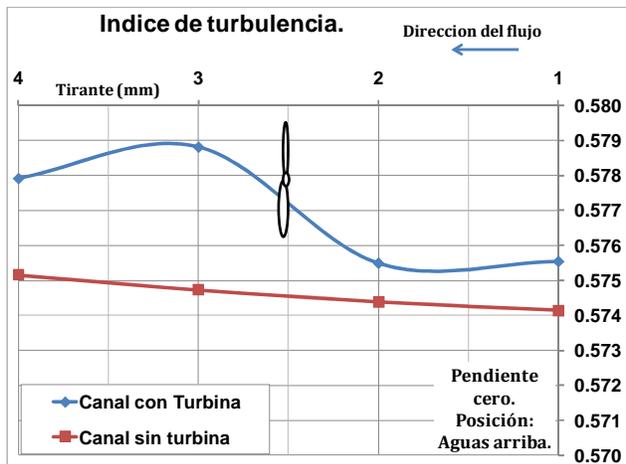
5.3 Índice de turbulencia

Es un parámetro que relaciona las fluctuaciones de velocidad en el espacio con la velocidad resultante del flujo. Esto permite hacer una comparativa entre diferentes condiciones de flujo para un mismo sitio o bien, para probar diferentes estructuras y comprender el comportamiento bajo determinadas situaciones. Dicho índice se puede expresar de la siguiente forma:

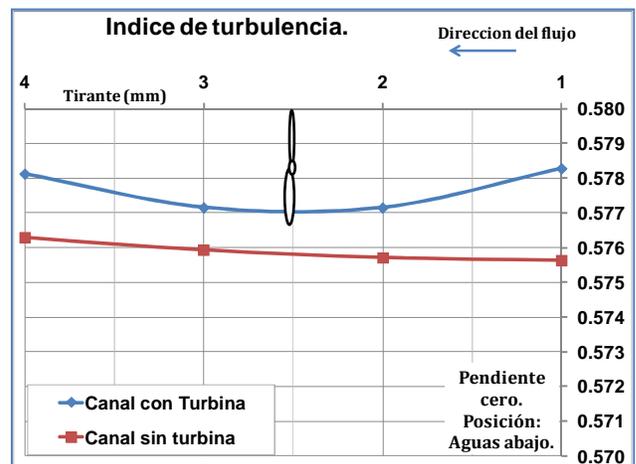
$$I_t = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2)}}{\bar{V}} \quad [5.3.1]$$

donde: σ Desviación estándar en x, y, z.

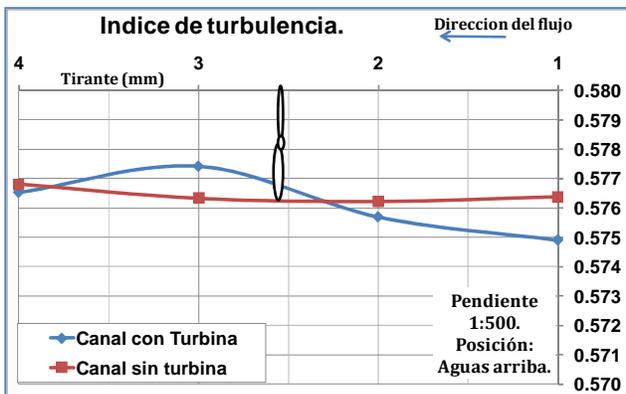
A continuación se coloca las gráficas de comparación entre la condición antes y después de colocación de THC en el canal –al centro del eje del rotor–.



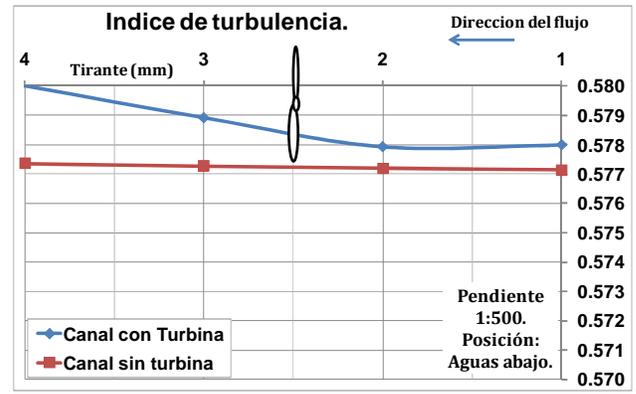
Gráfica 5-5. Lectura 1, canal c/pendiente 1:00.



Gráfica 5-6. Lectura 2, canal c/pendiente 1:00.



Gráfica 5-7. Lectura 3, canal c/pendiente 1:500.

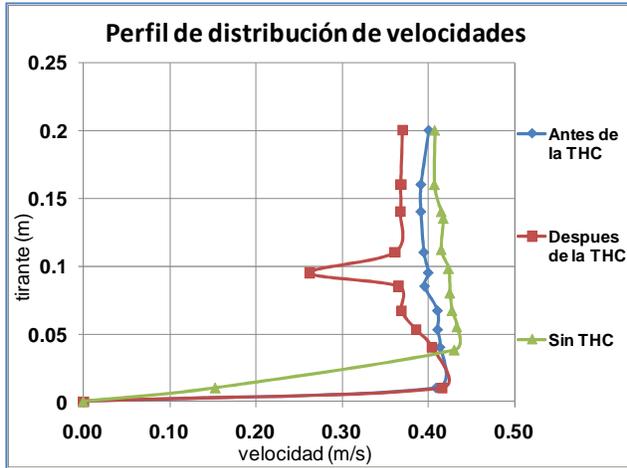


Gráfica 5-8. Lectura 4, canal c/pendiente 1:500

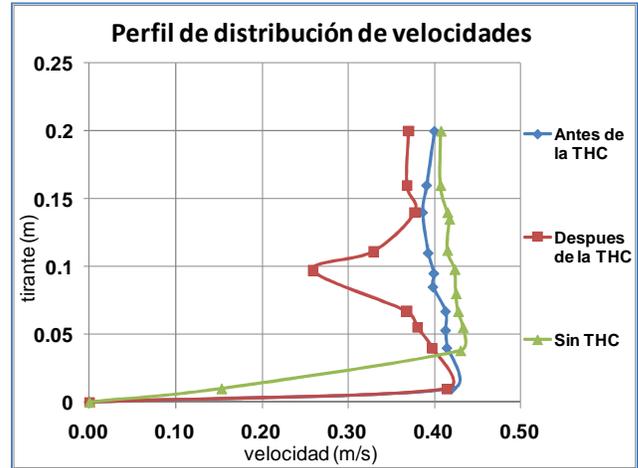
Concluimos de las gráficas, que la mayor perturbación del flujo se presenta atrás de la THC, y a mayor pendiente del canal, no necesariamente incrementa la turbulencia de salida respecto al de entrada; es decir, la turbulencia es dependiente de las características hidrodinámicas de diseño de la THC.

5.4 Perfil de distribución de velocidades

A continuación se coloca la distribución de velocidades, para la condición más representativa de las pruebas de laboratorio (canal con pendiente 1:500) para estudiar el comportamiento del líquido.



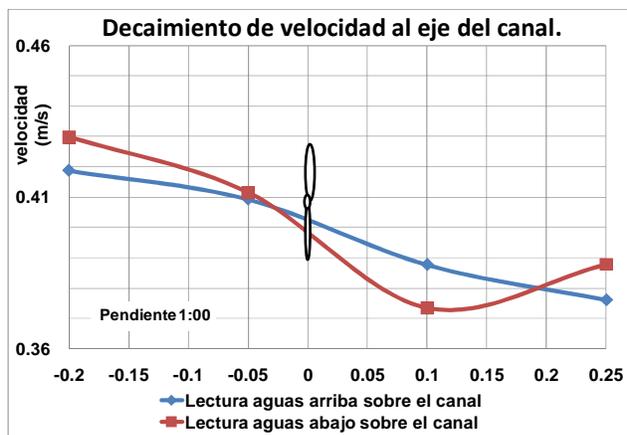
Gráfica 5-9. Velocidades al centro del rotor de la THC (lectura aguas arriba del canal).



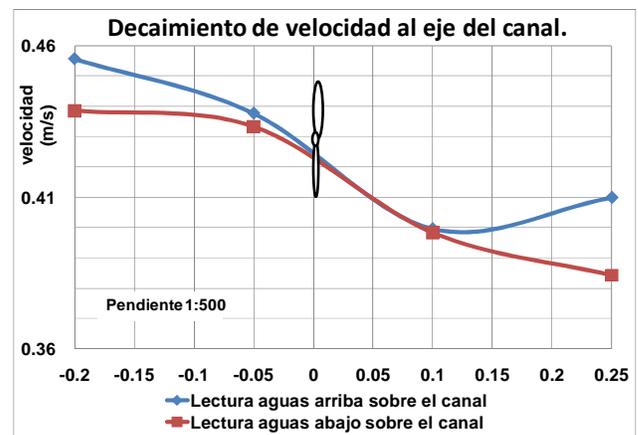
Gráfica 5-10. Velocidades al centro del rotor de la THC (lectura aguas abajo del canal).

5.5 Curva de decaimiento de velocidad debido a la colocación de la THC en el canal

Si consideramos que la inclusión de una THC representa pérdida de energía en un tramo característico del canal, dicha pérdida puede expresarse en términos de *decaimiento de energía* bajo la condición antes y después de la inclusión del la THC.



Gráfica 5-11. Decaimiento de velocidad al eje del rotor de la THC, para canal con pendiente 1:00



Gráfica 5-12. Decaimiento de velocidad al eje del rotor de la THC para canal con pendiente 1:500

De las gráficas anteriores, observe que el mayor decaimiento se presenta en las proximidades de la máquina.

5.6 Comparativa entre los resultados obtenidos del modelo hidráulico y el modelo numérico computacional

Con el fin de obtener mayor información sobre el comportamiento de una THC, se realizó modelación numérica CFD (computational fluid dynamics) bajo licencia académica del software ANSYS-CFX versión 13.0, en cooperación con el Grupo de Hidráulica Computacional y Aplicada (ef.) de la Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Cuyo –GHCA-UNCuyo– Argentina.

5.6.1 Introducción

El solucionador de ANSYS CFX, está basado en el método de volúmenes finitos.

- La región de líquido se descompone en un conjunto finito de volúmenes de control.
- Las ecuaciones generales de conservación de masa, momento, energía, etc., se resuelven en este conjunto de volúmenes de control.
- Las ecuaciones diferenciales parciales (las ecuaciones que gobiernan) se discretiza en un sistema de ecuaciones algebraicas lineales (matrices) que se pueden resolver en una computadora.

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV}_{\text{Unsteady}} + \underbrace{\oint_A \rho \phi \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}}_{\text{Advection}} = \underbrace{\oint_A \Gamma \nabla \phi \cdot d\mathbf{A}}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{\int_V S_\phi dV}_{\text{Generation}}$$

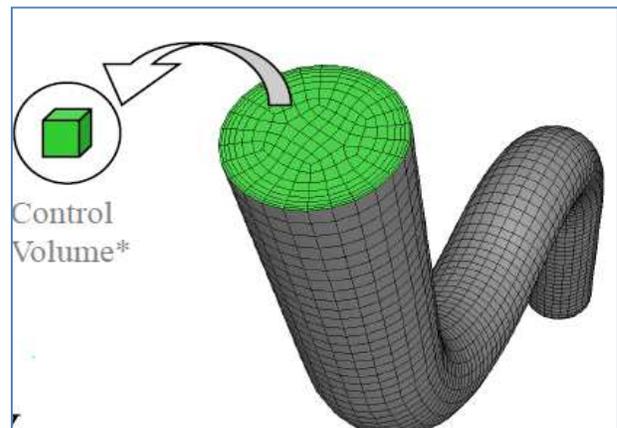


Figura 5-1. Volumen de control al centro del nodo, para el solucionador ANSYS-CFX.

5.6.2 Metodología

La forma de encarar la situación y ajustar el modelo numérico se hizo bajo el siguiente proceso:

- 1) Para simplificar la simulación numérica, al rotor de la THC se le dio tratamiento como una caja negra, en donde la energía es extraída mediante una fuente de impulso dentro de una región cilíndrica que encierra a la turbina. Este método se ha utilizado en muchos estudios anteriores de modelado del rotor (Yihua et al. 2005), así como para otros problemas de flujo de complejos (Koskela 2004).
- 2) Se ajustó la calidad de la malla a 0.05mm (para la solución, mediante elementos finitos) en las cercanías del cilindro THC, así también se hizo un ajuste en las condiciones límite, incluyendo la rugosidad en las paredes del canal.
- 3) Se incluyó la zona del rotor y soporte para verificar su inclusión en el canal.
- 4) Se calibró el modelo a partir de los resultados obtenidos en el modelo físico de laboratorio y se verificaron los puntos de medición que presenta la figura 4-8.

5.6.3 Teorías y simplificaciones durante la modelación numérica

5.6.3.1 Fuente de impulso

Para aplicar un término "fuente de impulso" a la simulación CFD, la fuente tiene que ser aplicable en el ámbito local, tanto espacial como temporalmente –es decir, el disco actuador tiene un espesor finito y constante–.

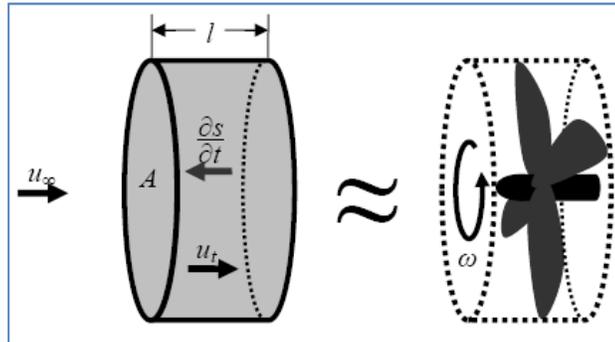


Figura 5-2. Representación de una fuente de impulso.

$$\frac{\partial S}{\partial t} = \frac{1}{2} k \cdot l \cdot \rho \cdot v^2 \quad [5.6.1]$$

Donde:

- s Cambio de momento por unidad de volumen.
- k Factor de impulso de la fuente o coeficiente de empuje.
- l Espesor del volumen de control.

- Se supone una distribución uniforme, en donde la fuerza axial por unidad de volumen aplicada por el disco actuador está determinada por el coeficiente de empuje (ANSYS 2005).
- La cantidad total de energía que deseamos sacar del flujo puede ser expresada como una fracción de la potencia disponible en la turbina.

El método de fuente de impulso es una aproximación y como cualquier método de caja negra, su naturaleza es ser imprecisa en su interior; particularmente la solución de salida tiende a ser incierta en la cercanía de la región de la fuente de impulso. Es importante comprender esto, para tener una interpretación correcta de los resultados de la simulación.

- La ecuación de fuente de impulso utiliza la velocidad local en lugar de la velocidad media. Por lo tanto, en la simulación, la fuente de impulso tendrá una mayor distribución de las velocidades de lo que debería.
- Ya que [5.6.1] depende del cuadrado de la velocidad, la tendencia general es que se presente un mayor impulso. Esto se observará directamente en el impulso extraído del líquido.
- Del inciso anterior, ya que la ecuación general de extracción de energía está íntimamente ligada al cubo de la velocidad, el efecto será una predicción mayor de la potencia real de salida. Mencionada potencia se incrementa al sumar la omisión de los dispositivos de conversión de energía –cojinetes, sellos, engranajes, el alternador y la electrónica de potencia–.

Gaden (2007) hace una comparación para predecir que tan aceptable es la teoría de fuente de impulso; para ello comprara experimentalmente la fuente de impulso contra su teórica, *obteniendo en sus resultados, valores bastante constantes entorno al 5%*. La figura 5-3 muestra estos resultados.

Obsérvese que la relación de velocidades se extiende hasta el lado negativo de la gráfica; en la práctica esto no es real, sin embargo, el solucionador interpreta esto como extracción o adición de energía al punto en el que la velocidad de la estela sea negativa.

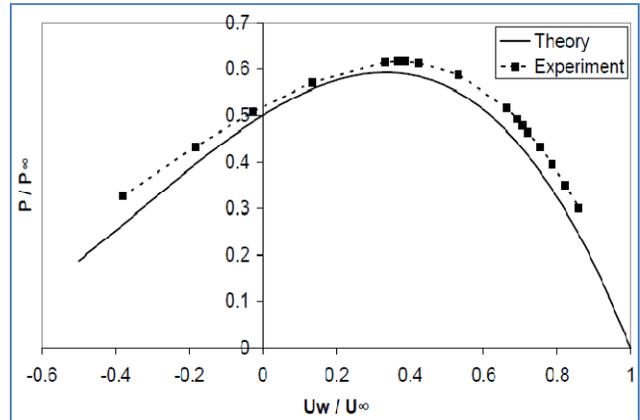


Figura 5-3. Fuente de impulso Vs teoría. Gaden (2007).

5.6.3.2 Condiciones de frontera y criterio de convergencia.

El perfil de velocidad cerca de la pared es importante para el análisis de pérdida de carga, efectos de corte, cavitación y recirculación. Existen diferentes modelos de turbulencia dentro del solucionador ANSYS-CFX. El modelo de turbulencia usado fue el k-ε estándar, que ha dado buenos resultados para condiciones de modelado semejantes (Cho, et ál. 1991) a condición de usar una malla fina.

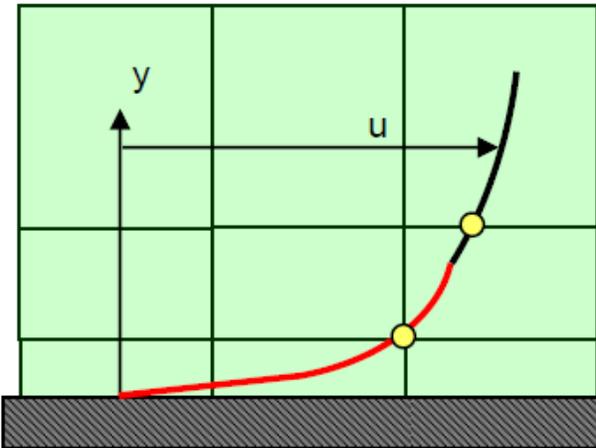


Figura 5-4. Perfil considerando la zona de capa limite.

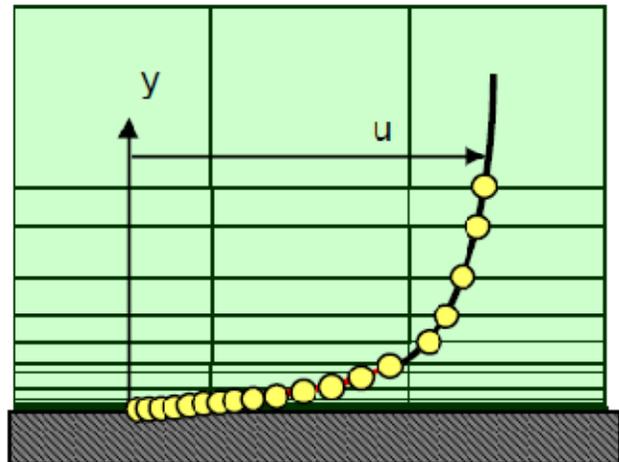


Figura 5-5. Perfil con malla fina en la zona de capa limite.

Al ampliar las variables cerca de la pared, los datos del perfil de velocidad toman una forma predecible, ya que el solucionador hace un ajuste –transición en el comportamiento: de lineal a logarítmico–. (ANSYS-CFX Solver Theory Guide).

El criterio de convergencia que se usó para determinar el número de iteraciones fue condicionado para cuando la mayor raíz cuadrada media (maximum root mean square, RMS) de los residuos fuese menor a 10^{-5} .

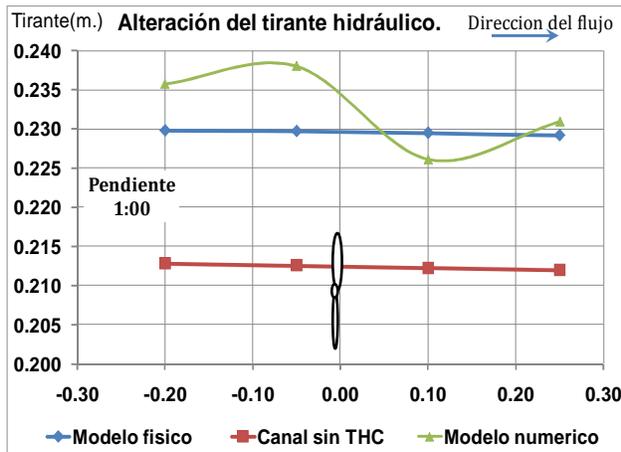
$$x_{rms} = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2}{n}}$$

5.6.4 Resultados

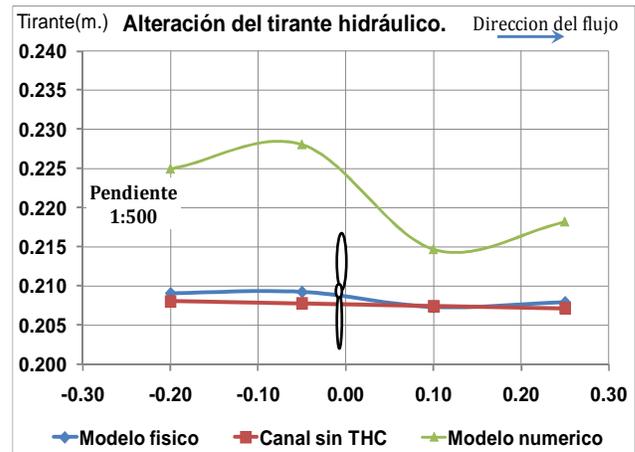
Se realizaron 2 versiones de simulación: Canal rectangular con pendiente 1:00 y 1:500, para la misma geometría del canal, para comparar los resultados entre el modelo físico y el modelo numérico.

Tabla 5.1 Datos de entrada.			
Canal:	Rectangular	<i>Pendiente 1:0</i>	
Tipo de fluido:	Agua	Tirante (1):	0.223 m.
Densidad:	995 kg/m ³	Velocidad (1):	0.407 m/s
Gravedad:	9.81 m/s ²		
Base:	0.30 m.	<i>Pendiente 1:500.</i>	
Diámetro de THC:	20.6 cm	Tirante (2):	0.211 m.
Espesor de THC:	13 mm.	Velocidad (2):	0.424 m/s
Modelo de turbulencia:	K-épsilon.		

5.6.4.1 Tirante hidráulico



Gráfica 5-13. Alteración hidráulica para modelo físico Vs modelo numérico para canal con pendiente 1:00.



Gráfica 5-14. Alteración hidráulica para modelo físico Vs modelo numérico para canal con pendiente 1:500.

Pendiente del canal 1:00		Modelo Físico	Modelo Numérico	Diferencia absoluta %
punto	posicion (m.)	y (m.)	y (m.)	
1	-0.200	0.230	0.236	0.592
2	-0.050	0.230	0.238	0.828
3	0.100	0.230	0.226	0.343
4	0.250	0.229	0.231	0.171

Tabla 5.2 Diferencia absoluta en % entre modelo físico y numérico para la gráfica 5-13.

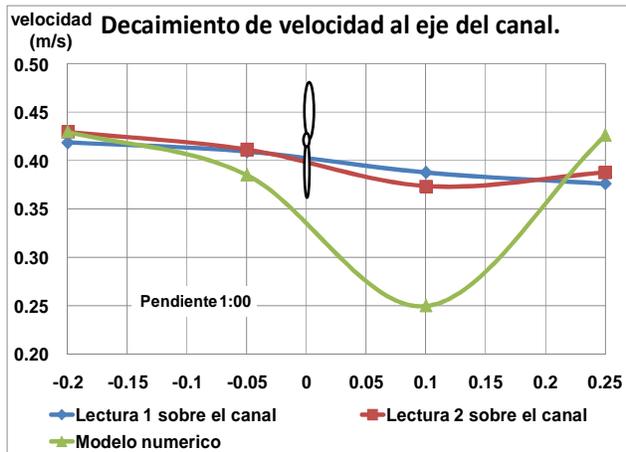
Pendiente del canal 1:500		Modelo Físico	Modelo Numérico	Diferencia absoluta %
punto	posicion (m.)	y (m.)	y (m.)	
1	-0.200	0.209	0.225	1.594
2	-0.050	0.209	0.228	1.888
3	0.100	0.207	0.215	0.742
4	0.250	0.208	0.218	1.032

Tabla 5.3 Diferencia absoluta en % entre modelo físico y numérico para la gráfica 5-14.

De las gráficas puede observarse que la mayor diferencia entre alturas entre los modelos es menor al 2%.

Observe que el modelo numérico idealiza la extracción; es decir, considera que la THC es óptima.

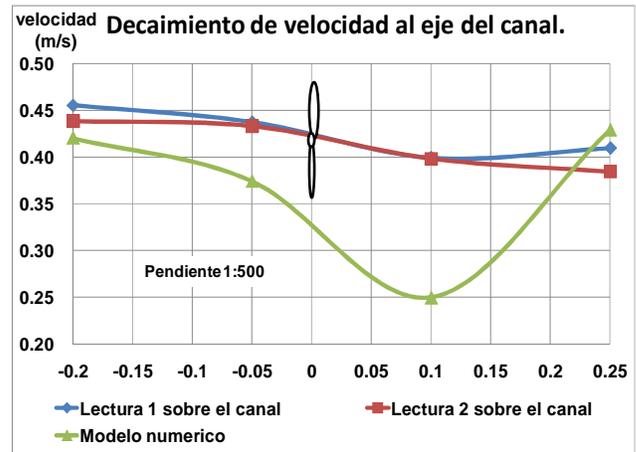
5.6.4.2 Decaimiento de velocidad



Gráfica 5-15. Decaimiento de la velocidad al eje del rotor de la THC para pendiente 1:00.

Pendiente del canal 1:00		Modelo Físico	Modelo numerico	Aceptacion en %
punto	posición (m)	vel. (m/s)	vel. (m/s)	
1	-0.200	0.430	0.430	99.971
2	-0.050	0.412	0.385	93.629
3	0.100	0.373	0.250	66.935
4	0.250	0.388	0.426	90.944

Tabla 5.4 % de aceptación para la gráfica 5-15, en referencia a los resultados de laboratorio.



Gráfica 5-16. Decaimiento de la velocidad al eje del rotor de la THC para pendiente 1:500.

Pendiente del canal 1:500		Modelo Físico	Modelo numerico	Aceptacion en %
punto	posición (m)	vel. (m/s)	vel. (m/s)	
1	-0.200	0.439	0.420	95.854
2	-0.050	0.433	0.374	86.384
3	0.100	0.398	0.250	62.636
4	0.250	0.384	0.429	89.547

Tabla 5.5 % de aceptación para la gráfica 5-16, en referencia a los resultados de laboratorio.

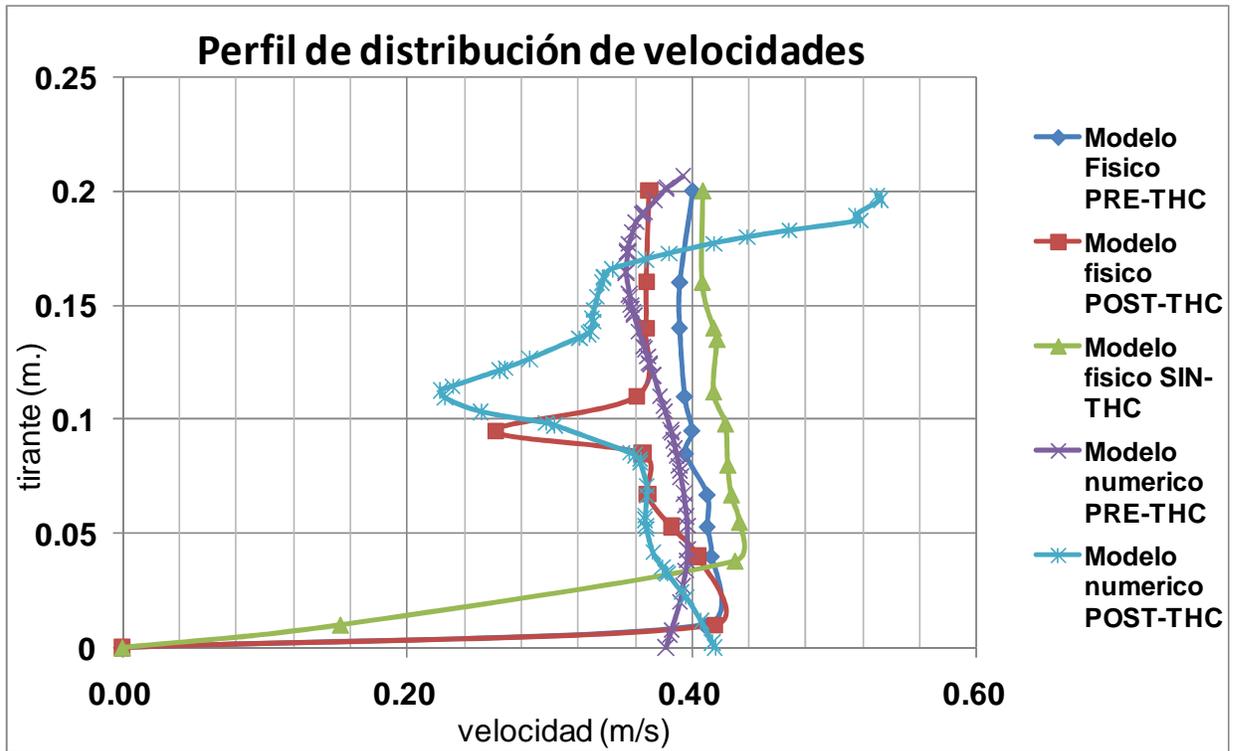
Con los resultados tabulados y considerando las simplificaciones de la sección 5.6.3, aseguramos que la modelación numérica no se aleja de la realidad.

Observe que el máximo decaimiento de velocidad se presenta en la zona de salida de la THC, tal como se predijo en el apartado 5.6.3. Si omitimos los puntos 2 y 3, que son los puntos próximos a la THC, se observará que el porcentaje de aceptación aumenta a 92% y 95% para las pendientes 1:00 y 1:500 respectivamente.

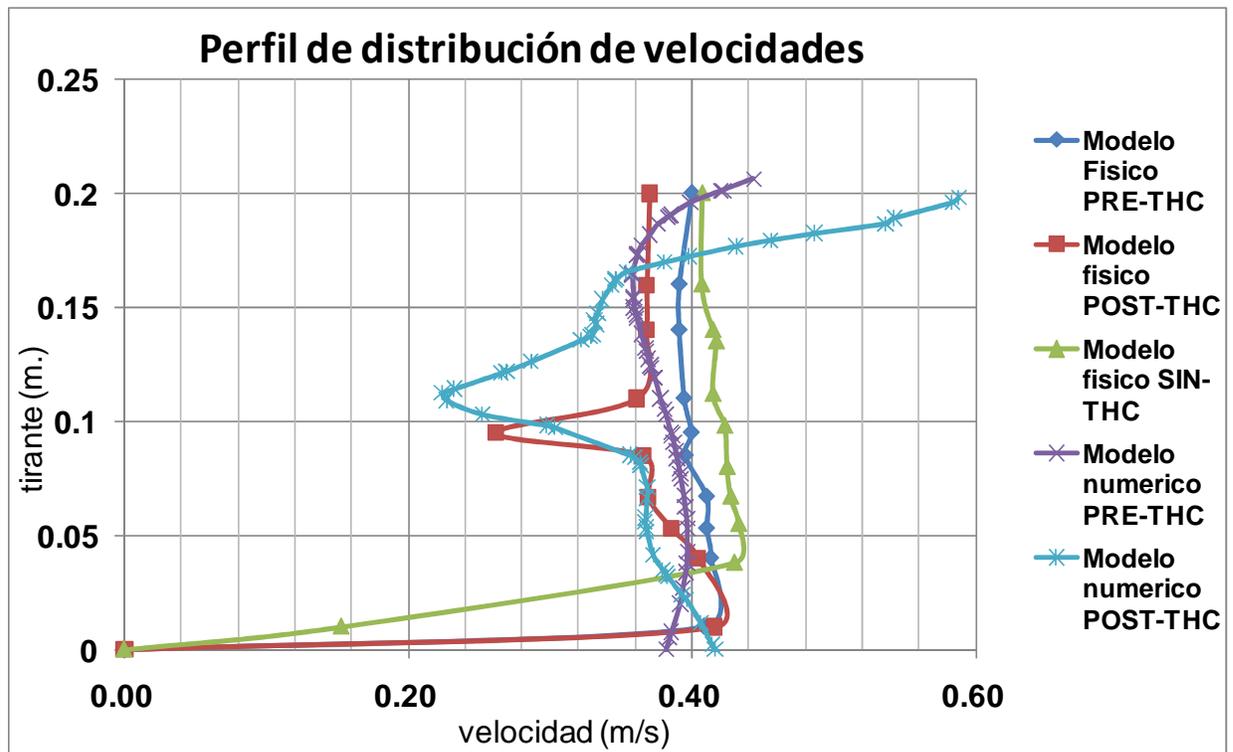
Entonces, aprovechando el modelo, se procedió a obtener los perfiles de distribución de velocidades para la condición antes y después de la THC, así como la tensión de corte al fondo del canal.

5.6.4.3 Perfil de velocidades

Es de interés mencionar que la franja cercana a la superficie libre del canal (5 cm) del modelo físico se supone para ser graficada y comparada (debido a las limitaciones de la instrumentación) contra los valores del modelo numérico. En la práctica, el perfil del modelo físico presentará mayor velocidad en la superficie libre que la graficada; por lo que el modelo numérico es más confiable en esta zona en comparación al modelo físico.



Gráfica 5-17. Comparativa de distribución de velocidades para los planos PRE y POST THC, entre el modelo físico y numérico (pendiente del canal 1:00).



Gráfica 5-18. Comparativa de distribución de velocidades superficiales para los planos PRE y POST THC, entre el modelo físico y numérico (pendiente del canal 1:500).

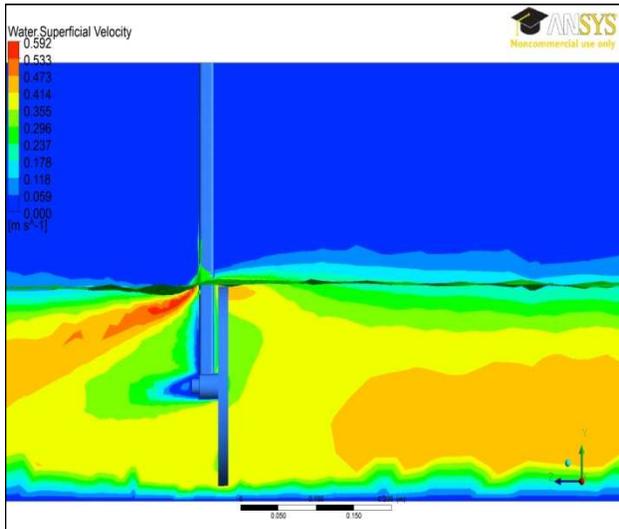


Figura 5-6. Distribución de velocidades al centro del canal (vista longitudinal).

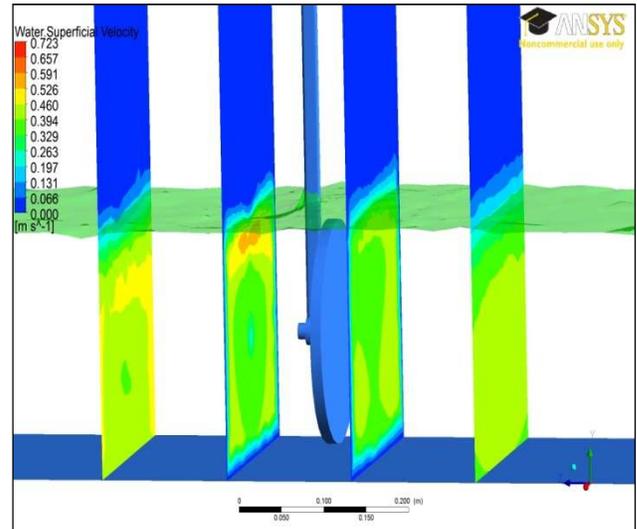


Figura 5-7. Ubicación de planos de referencia y comparación en el modelo numérico.

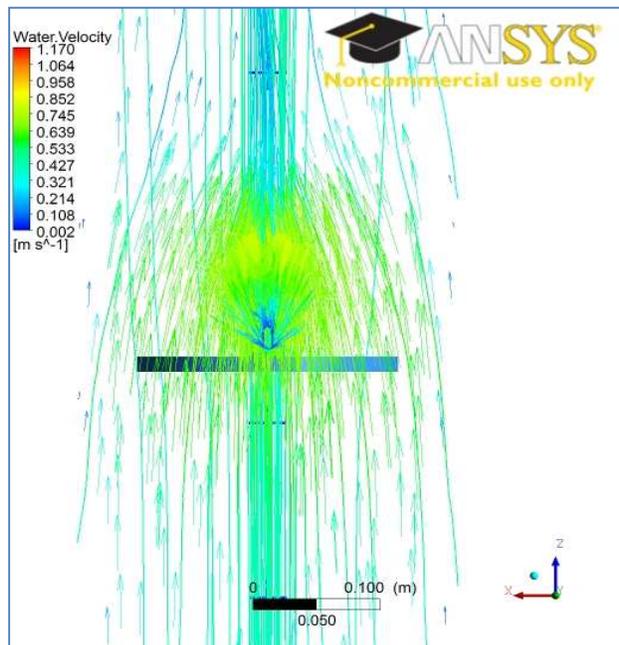


Figura 5-8. Campos vectoriales y líneas de corriente (vista en planta).

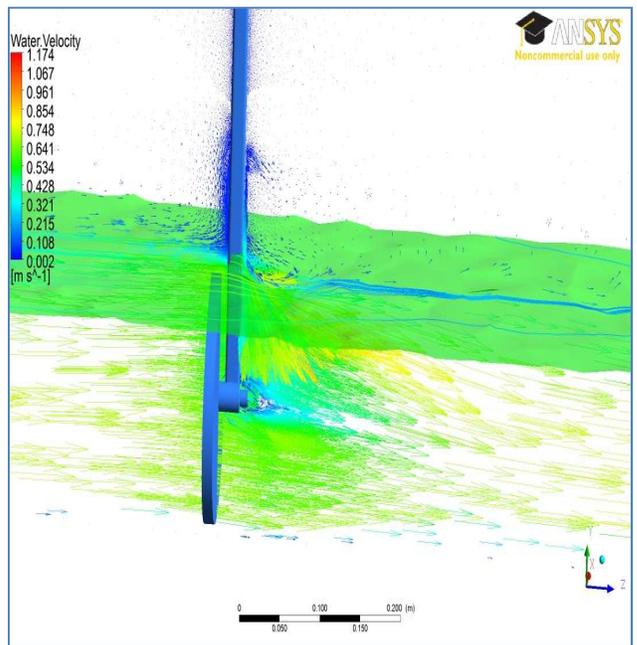
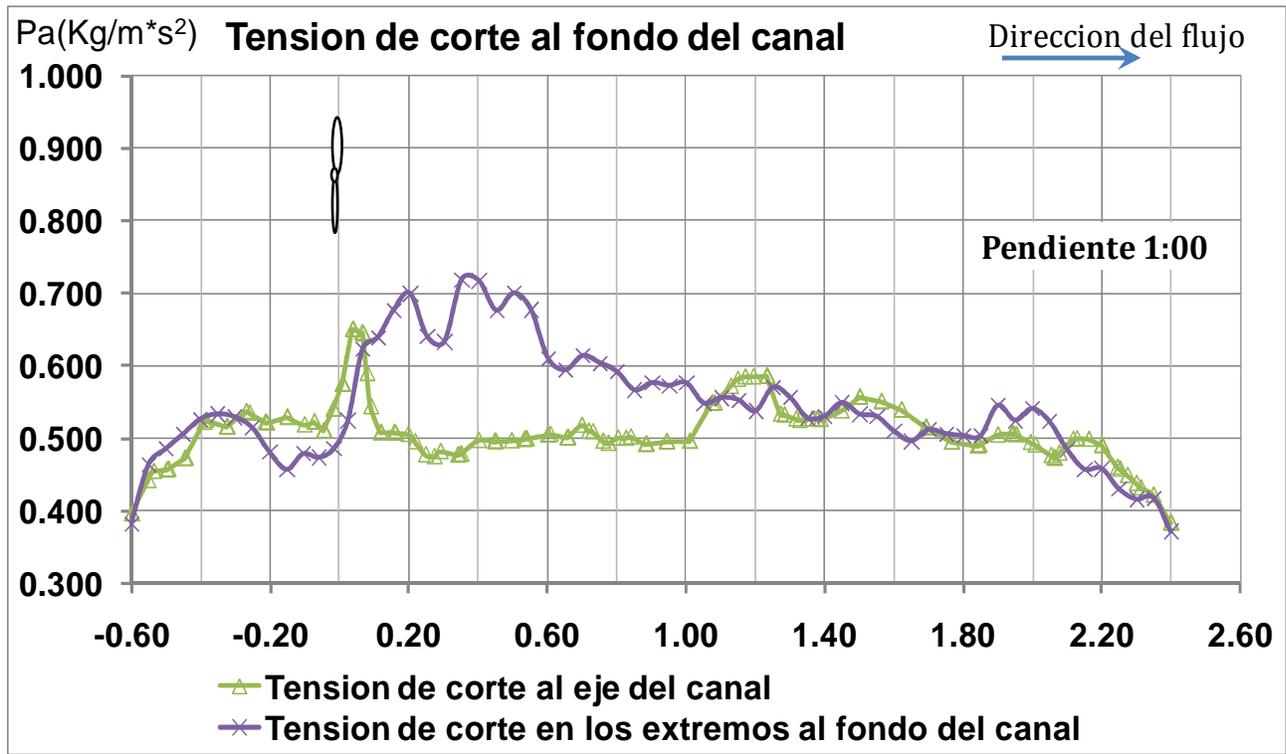
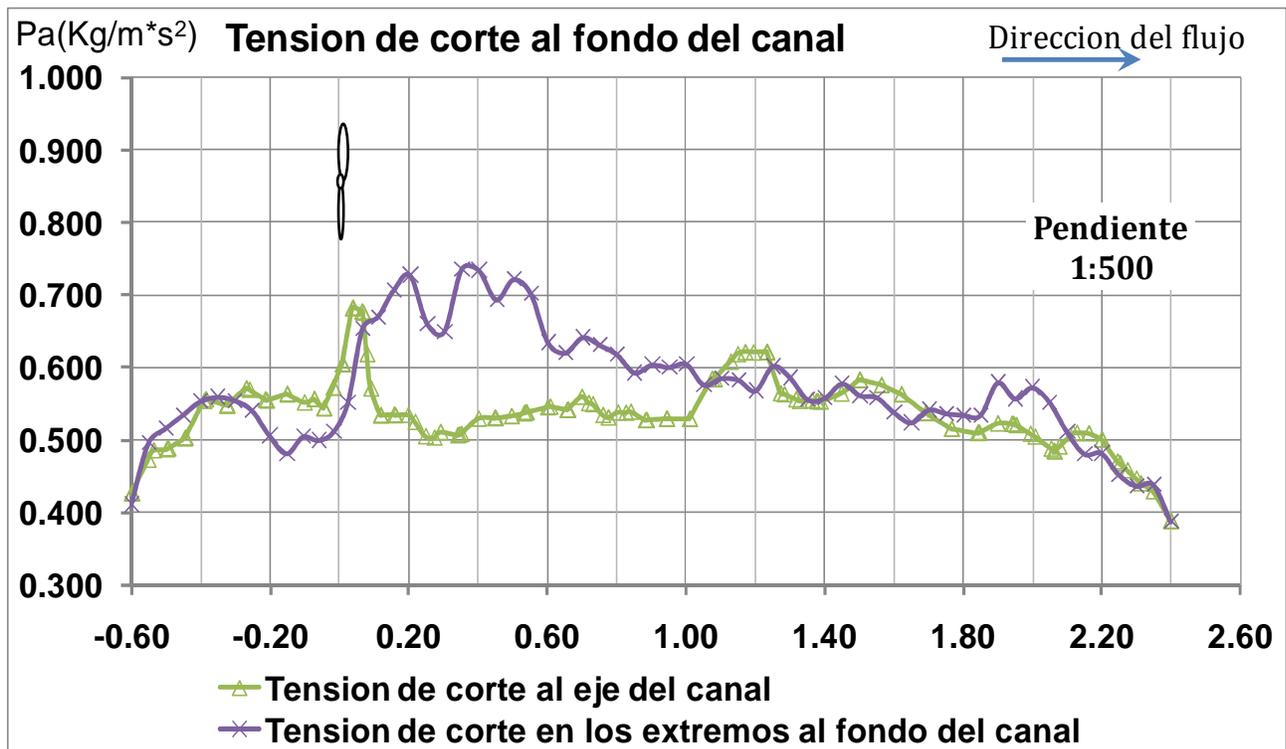


Figura 5-9. Trazo de vectores velocidad al eje de la THC.

5.6.4.4 Tensión de corte



Gráfica 5-19. Tensión a lo largo del fondo del canal (pendiente del canal 1:00).



Gráfica 5-20. Tensión a lo largo del fondo del canal (pendiente del canal 1:500).

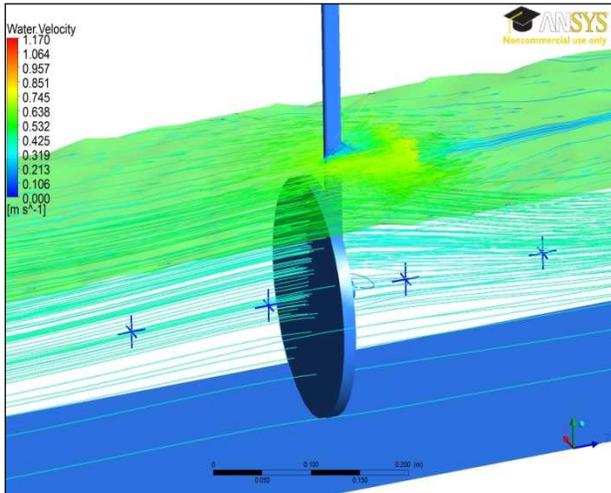


Figura 5-10. Ubicación de puntos de sondeo y trazo de líneas de corriente.

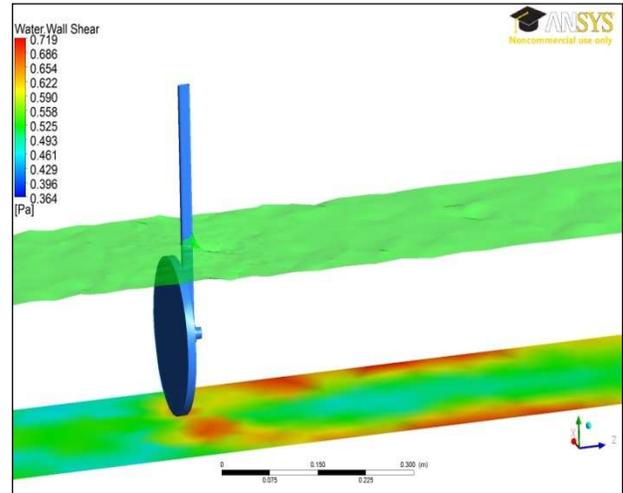


Figura 5-11. Tensión de corte en el fondo del canal.

5.7 Lectura de RPMs de la THC

Se registraron lecturas para canal con pendiente cero y canal con pendiente 1:500. Luego, a través de estadística de mediciones, se obtuvieron los siguientes valores:

Tabla 5.6 Número de RPMs de la THC medidas en laboratorio.

Pendiente del canal 1:00		Pendiente del canal 1:500	
Promedio:	86.02	Promedio:	90.27
Máx.:	93.10	Máx.:	95.50
Mín.:	78.00	Mín.:	81.20
Desviación :	3.79	Desviación :	2.93

Estos datos son de interés para la elección del generador de energía.

5.8 Extracción de energía

La extracción de energía teórica está dada por la ecuación [2.1.5]. Sustituyendo, para los valores de 0.4240m/s y 0.40743m/s, que representan los valores máximos y mínimos, se tiene:

$$P = \frac{1}{2} (1000) \left(\frac{(0.206)^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot \begin{cases} v_{\max} = (0.4240)^3 \rightarrow P_{\max} = 1.270 \text{ watts} \\ v_{\min} = (0.40743)^3 \rightarrow P_{\min} = 1.127 \text{ watts} \end{cases}$$

Si comparamos con los valores que resultan de aplicar el algoritmo de la sección 3.2.1, bajo una hoja de cálculo tendremos:

Datos de entrada			
Datos constantes	Tipo de Fluido:	Agua	Unidad
	Densidad (ρ):	997	kg/m ³
	Gravedad (g):	9.81	m/s ²
	Base (b):	0.30	m.
	Diam.turbina (φ):	20.60	cm.
	Area turbina (A _t):	0.03333	m ²

Condicion de prueba	Velocidad medida (m/s)			Tirante hidráulico (cm.)				Relacion de Obstruccion (ψ)
	Media (V _m)	Entrada (V _e)	Salida (V _s)	Normal (y)	Critico (y _c)	Entrada (y _e)	Salida (y _s)	
	0.424	0.4028	0.3661	0.2124	0.148	0.207	0.207	0.5231
	0.424	0.4028	0.3661	0.2124	0.148	0.207	0.207	0.5231
	0.424	0.4028	0.3661	0.2124	0.148	0.207	0.207	0.5231
	0.424	0.4028	0.3661	0.2124	0.148	0.207	0.207	0.5231

Numero de Froude (Fr)	Coeficientes			Condición	C _T	Δy/y	Δy	C _P	C _P <0.60	P
	α _s :	α _d :	α _e :	α _d >1>α _e >α _s						
0.2937	0.910	1.141	0.951	cumple	0.474	0.013	0.0028	0.451	cumple	0.5711
0.2937	0.920	1.123	0.957	cumple	0.415	0.011	0.0023	0.397	cumple	0.5028
0.2937	0.930	1.106	0.963	cumple	0.358	0.009	0.0020	0.344	cumple	0.4360
0.2937	0.940	1.089	0.968	cumple	0.302	0.009	0.0019	0.293	cumple	0.3705

A partir de la alteración del tirante hidráulico y de los resultados de modelación CFD, se puede predecir un coeficiente de potencia asociado a la THC.

$$P_{\max} = 1.270 \cdot 0.379 = 0.481w.$$

$$P_{\min} = 1.127 \cdot 0.344 = 0.388 w.$$

Este valor representa la potencia mecánica a la salida de la transmisión (considerando que ésta influye directamente como una resistencia al torque producido por la THC). Sin embargo, esta potencia no se ve afectada por la eficiencia del sistema de generación de energía.

6 Conclusiones

- El presente trabajo, sustenta el uso de turbinas hidrocinéticas como una opción viable e innovadora para generación de energía hidroeléctrica en canales, siempre y cuando se tomen las siguientes consideraciones: Mejorar el revestimiento del canal en la zona de influencia de la THC (tanto aguas arriba como aguas abajo) o en su defecto, el uso de un conducto para encapsular y limitar la geometría de la THC, con el fin de reducir la tensión de corte en las paredes y en el fondo del canal.
- Para ubicar el aprovechamiento hidrocinético, se deberá asegurar la condición totalmente ahogada de la THC: velocidad (que condiciona el diseño de las instalaciones) y profundidad (fundamental para la extracción energética).
- Muchos canales representan gran oportunidad para la generación de energía renovable, cuando están diseñados libres de especies en peligro de extinción y grandes objetos flotantes, varios de ellos no necesitan importantes obras civiles y tienen un bajo impacto visual y ambiental.
- La alteración del tirante hidráulico debido a la inclusión de una THC, se presenta en función de las características del canal: pendiente, velocidad, altura de agua, resultando predecible para flujo subcrítico, bajo condición completamente ahogada.
- La extracción de energía en corrientes de agua por la inclusión de THC es predecible, así como sus condiciones operativas.
- Los resultados de la modelación numérica computacional, en general son aceptables, sí el propósito es hacer un análisis de la estructura hidráulica y su entorno. La mencionada modelación presentó la ventaja de mostrar parámetros de difícil medición para un modelo físico, como el caso de las tensiones de corte al fondo del canal.
- Un análisis particular, para mejorar el modelo numérico computacional, requiere la modelación de un diseño geométrico, tanto del rotor como de las aspas de la THC, dentro de un dominio rotante, que incluya un mayor número de nodos y mallas, produciendo un mayor costo computacional.

6.1 Recomendaciones

- El uso de canalizadores o contracciones, como dispositivos aumentadores de velocidad, representa una opción para mejorar la extracción de energía en THC.
- El uso de difusores en THC, es una línea de investigación adicional, que prevé la disminución de pérdidas por fricción en la punta de las aspas (ver subcapítulo 3.1.4).
- Se puede optimizar la extracción de energía mejorando la rugosidad del canal.
- Se recomienda extender este estudio a canales con flujo subcrítico.

6.2 Observaciones adicionales a la sección 3.2

6.2.1 Condición de máxima extracción considerando contracción del canal

La condición de máxima extracción se presentará cuando la sección geométrica de la THC tienda a ajustarse a la geometría del canal; es decir, cuando la relación de obstrucción sea máxima.

$$\psi = \frac{A_t}{by} = \frac{\pi \varnothing}{4by}, \text{ Para: } 0 \leq \psi \leq 1 \begin{cases} A_t \rightarrow 0, \psi = 0 \\ A_t \rightarrow by, \psi = 1 \end{cases}$$

Teóricamente la máxima extracción en un canal rectangular se presentará cuando $b = y = \psi t$

En la práctica, el canal pasaría de una sección rectangular a ser una sección cuadrada, sin embargo, esto no puede ser real, ya que las hélices rozarían con las paredes del canal.

6.2.2 Limitaciones del modelo matemático

- La relación de obstrucción se presenta de forma general, y no forma particular; es decir, para una relación de obstrucción dada, se pueden presentar diferentes configuraciones de geometría de las aspas y rotor, esto hace un tanto incierto los resultados.

6.2.3 Consideraciones para futuros modelos matemáticos en canales con diferente sección geométrica

Para extrapolar el modelo matemático descrito en la sección 3.2 a una configuración geométrica diferente del canal, deben tomarse en cuenta las siguientes consideraciones:

6.2.3.1 Sobre la relación de obstrucción

Si la relación obstrucción dada por: $\psi = \frac{A_t}{A_h} = \frac{\pi r^2}{by}$

Se observa que el rango de ésta relación depende de la geometría de la sección del canal; es decir, $0 \leq \psi \leq 1$

Bajo las siguientes condiciones:

1. Si $\psi = 0$, no existe obstrucción y $\therefore A_t = 0$
2. Si $\psi = 1$, la obstrucción es igual al área del canal y $\therefore A_t = A_h$

Para que la última condición se presente, estrictamente el área de la turbina debe ser igual al área hidráulica del canal –en otras palabras, la geometría de la sección del canal debe tender a una sección circular–. Bajo esta premisa, sabemos teóricamente, que entre mayor sea la relación de obstrucción, mayor extracción de energía será transmitida al rotor de la turbina.

6.2.3.2 Sobre la pérdida de energía específica debido a la intrusión de una turbina hidrocínética

Si Δh_f , representa la pérdida de energía por fricción que se produce en un tramo dado y $s = \frac{\Delta h_f}{\Delta L}$, se tiene que, para Manning: y para Darcy-Weisbach:

$$h_f = \frac{n^2 v^2}{R_h^{4/3}} L \quad [6.2.1]$$

$$h_f = \frac{f v^2}{8gR_h} L \quad [6.2.2]$$

Las expresiones [6.2.1] y [6.2.2] sirven para valuar la pérdida de energía (en términos de altura) para un tramo dado, y la variación del tirante hidráulico debido a la extracción de energía turbina (en términos de altura) está dado por:

$$h_t = \frac{P}{\rho g Q} \quad [6.2.3]$$

De las consideraciones anteriores, se tiene que la pérdida total de energía específica en un tramo L dado, que incluya una turbina hidrocínética está dado por:

$$\Delta h_T = h_t + h_f \quad [6.2.4]$$

donde h_t representa la extracción energética y h_f la disipación de energía por fricción en las paredes del canal. La figura 6-1 ilustra este concepto.

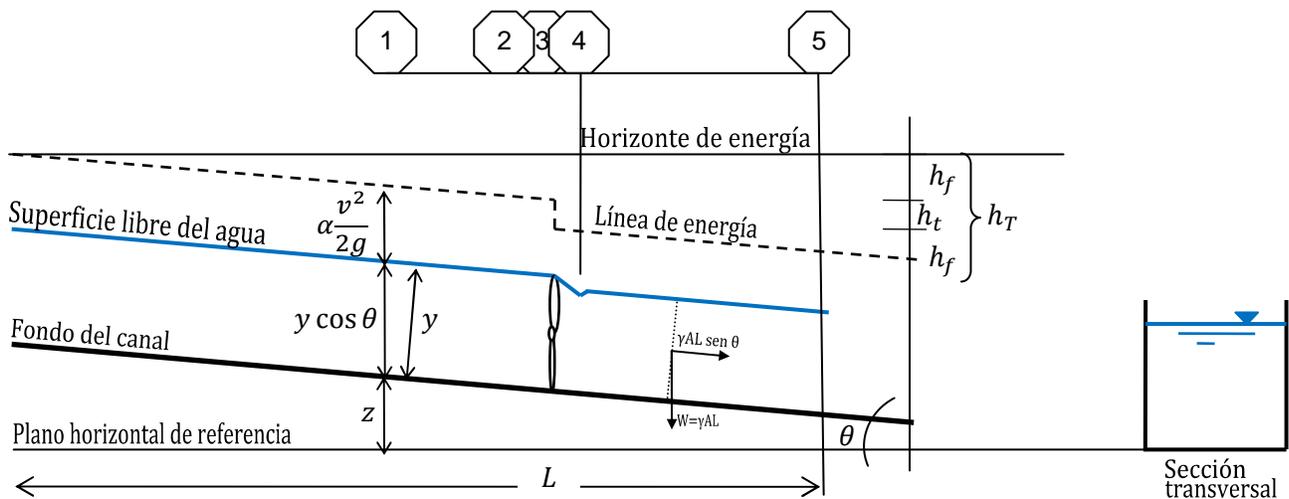


Figura 6-1. Pérdida de energía específica al colocar una turbina cinética de flujo axial en el seno de un canal de sección rectangular.

6.2.4 Sobre la pendiente en el fondo del canal

- En caso de que $\theta > 8^\circ$ debe incluirse la expresión $\text{sen } \theta$.

7 Anexos

7.1 Criterio de dimensionamiento del rotor y de las aspas de una THC de flujo axial.

Para que una turbina de cinética de flujo axial convierta el escurrimiento del agua en energía eléctrica, esta usa un conjunto de componentes como: El rotor, los álabes del rotor, la transmisión, el generador, el tablero de control, el regulador de carga, el banco de baterías y el convertidor de corriente alterna en continua (diodos rectificadores).

Los primero dos elementos serán diseñados, los demás quedan fuera del propósito de esta tesis, sin embargo se harán algunos comentarios y recomendaciones al respecto. A continuación se describen cada una de ellas.

7.1.1 Rotor

Es la parte más importante de la turbina; su función es extraer una fracción de la energía del agua cambiándola a energía mecánica que entrega a un generador eléctrico. *En el rotor están situadas las aspas o hélices.*

7.1.1.1 Dimensionamiento de un rotor de eje horizontal

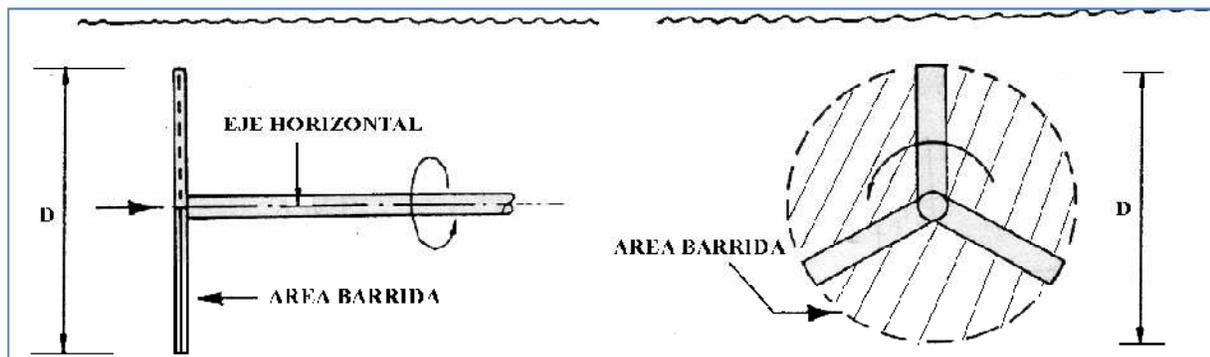


Figura 7-1. Rotor de eje horizontal

Si el rotor es de eje horizontal respecto al nivel del agua, se tiene que el área barrida paralela a la dirección de la corriente está dada por:

$$A = \frac{\pi \varnothing^2}{4} \quad [7.1.1]$$

Sustituyendo [7.1.1] en la ecuación [3.1.14] y despejando, se tiene que:

$$P = \frac{1}{2} \rho A v^3 c_p \eta \Rightarrow \left(\frac{\pi \varnothing}{8} \right) \rho v^3 c_p \eta \Rightarrow \varnothing = \sqrt{\frac{8P}{\pi \rho v^3 c_p \eta}} \quad [7.1.2]$$

donde:

- \varnothing Diámetro del rotor de la THC,
- P Potencia de diseño al eje de la THC,
- v Velocidad de escurrimiento,
- ρ Densidad del líquido,
- c_p Coeficiente de potencia,
- η Eficiencia.

7.1.1.2 Dimensionamiento de un rotor de eje inclinado

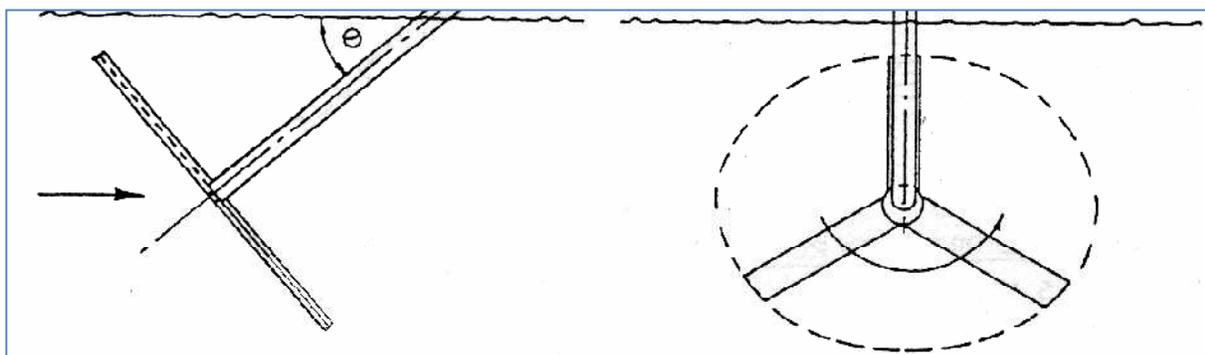


Figura 7-2. Rotor de eje inclinado.

Si el rotor es de eje inclinado respecto al nivel del agua, se tiene que el área barrida perpendicular a la dirección de la corriente está dada por:

$$A = \frac{\pi \varnothing^2}{4} \cos \theta \quad [7.1.3]$$

Sustituyendo [7.1.3] en [3.1.15] y despejando, se tiene:

$$P = \frac{1}{2} \rho A v^3 c_p \eta \Rightarrow \left(\frac{\pi \varnothing^2}{8} \right) \rho v^3 c_p \eta \cos \theta \Rightarrow \varnothing = \sqrt{\frac{8 P}{\pi \rho v^3 c_p \eta \cos \theta}} \quad [7.1.4]$$

7.1.2 Aspas del rotor

Se encargan de extraer parte de la energía cinética del agua y transformarla en energía mecánica mediante el giro de éstas.

Las aspas deben tener un perfil aerodinámico; es decir, *un diseño para aprovechar al máximo las fuerzas que se originan por la variación de velocidad y presión cuando éste perfil se sitúe en una corriente.*

Para el número, el dimensionamiento de las aspas y el tipo de perfil a usar, es necesario tomar algunas decisiones.

7.1.2.1 Criterio de selección del número de aspas

- El número de aspas de una hélice depende de tres consideraciones principales:
- Qué cantidad de energía (potencia) hay disponible para hacerlas girar,
- El volumen y la velocidad de aire requerida,
- Y las restricciones impuestas por el ruido.

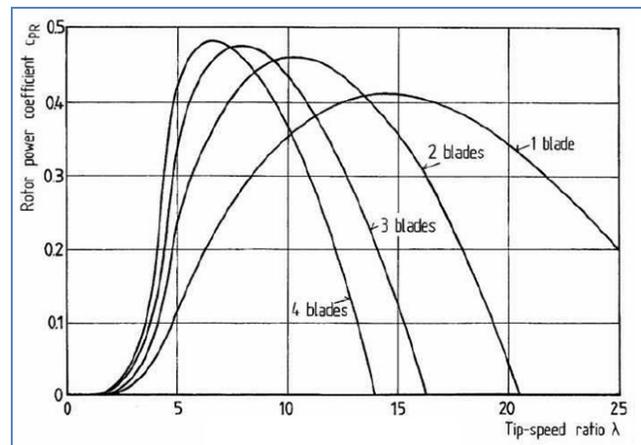
La regla dice:

- ✓ Si aumento el número de aspas, mi resultado será: menor eficiencia (RPM), menor ruido, mayor estabilidad y un par de arranque mucho mayor.
- ✓ Sin embargo, Si reduzco el número de aspas, la eficiencia aumenta (mayor celeridad y por lo tanto, mayor RPM), mayor ruido, menor estabilidad, posibles problemas de balance y transmisión de la vibración a toda la estructura, conforme se incrementa la carga.

Tabla 7.1 Recomendación del número de aspas en turbinas, de acuerdo a la celeridad de diseño. Fernández (2003).

Celeridad (λ)	Número de aspas o álabes.
1	6-20
2	4-12
3	3-6
4	2-4
5-8	2-3
8-15	4-2

Observe que en la gráfica 7-1, se muestra como el paso de 2 a 3 aspas solo mejora el rendimiento máximo de un 3 a un 4 por ciento y apenas un 2 por ciento más al pasar a 4 aspas.



Gráfica 7-1. Relación entre C_p Vs celeridad, según el número de aspas.

7.1.2.2 Criterio de selección del tipo de perfil de las aspas

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

- La sencillez en su fabricación.
- Una relación de aspecto adecuada; es decir, el menor desplazamiento posible del centro de presiones del perfil aerodinámico con respecto al eje longitudinal de la pala –esto con el fin de evitar efectos torsionales indeseables–.
- Una relación $\frac{C_l}{C_d}$ máxima, en la gráfica polar del perfil.

Un criterio adicional puede establecerse mediante la selección del ángulo de ataque.

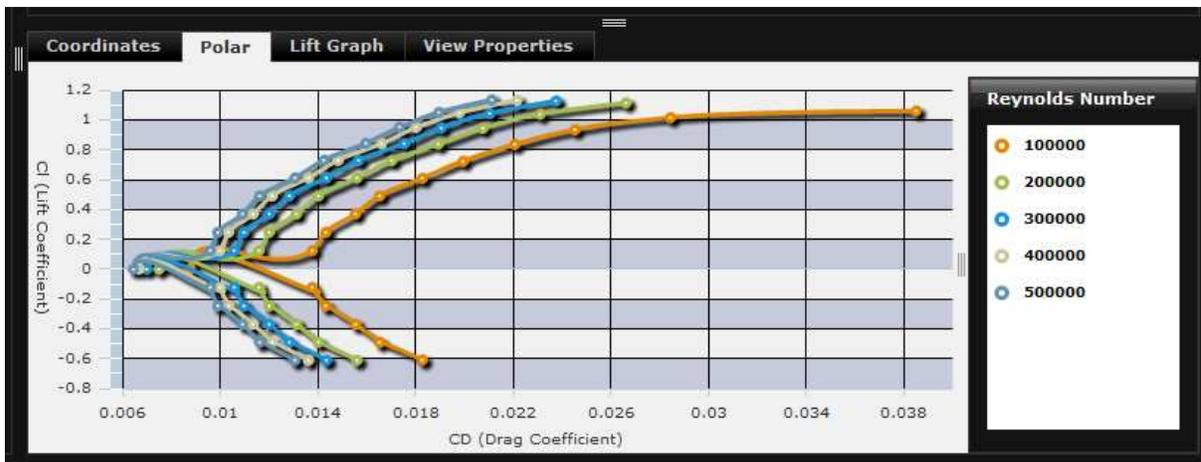


Figura 7-3. Gráfica polar, coeficiente de sustentación Vs coeficiente de arrastre, perfil: NACA 0015.
Fuente: <http://www.winfoil.com/winfoilflex/flex/bin/winfoilflex.html>.

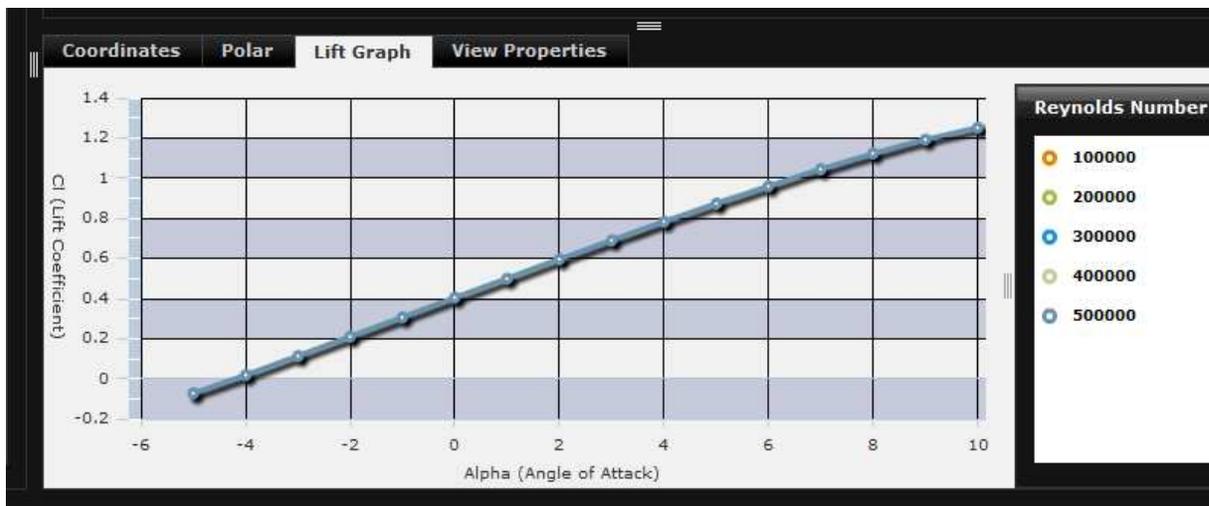


Figura 7-4. Coeficiente de sustentación Vs ángulo de ataque (α), perfil: NACA 0015.
Fuente: <http://www.winfoil.com/winfoilflex/flex/bin/winfoilflex.html>.

Existen diversos software en el mercado que proveen las coordenadas de perfiles aerodinámicos comerciales, en donde una vez exportadas a una tabla de cálculo, se procede a escalar el perfil y establecer los detalles constructivos del rotor, mediante un programa de dibujo.

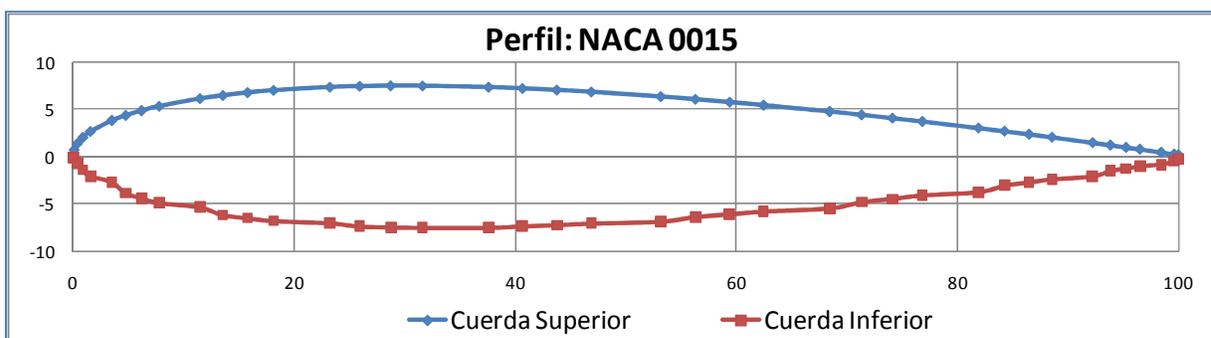


Figura 7-5. Sección transversal de un perfil unitario.

7.1.3 Dimensionamiento de las aspas del perfil

Una vez definido el perfil a usar, el siguiente paso es el dimensionamiento de las aspas para su construcción. Las siguientes expresiones representan las ecuaciones que emplearemos –se aceptan como validas, ya que los fines de este trabajo no es explicar su deducción matemática –

$$\lambda_L = \frac{\lambda_D r_L}{r} \quad [7.1.5]$$

$$C = \frac{8\pi r(1 - \cos \theta)}{z C_L} \quad [7.1.6]$$

$$\theta = \frac{2}{3} \arctan \left(\frac{1}{\lambda_L} \right) \quad [7.1.7]$$

$$\Omega = \theta - \alpha \quad [7.1.8]$$

Seccion i	Dist. del rotor a la seccion evaluada (cm.)	Celeriad Local (λr)	ϕ	+ β	- β	+C	-C
1	0.5	0.38	46.30	37.30	-37.30	1.23	-1.23
2	1.0	0.75	35.42	26.42	-26.42	1.48	-1.48
3	1.5	1.13	27.76	18.76	-18.76	1.38	-1.38
4	2.0	1.50	22.46	13.46	-13.46	1.21	-1.21
5	2.5	1.88	18.71	9.71	-9.71	1.06	-1.06
6	3.0	2.25	15.97	6.97	-6.97	0.93	-0.93
7	3.5	2.63	13.90	4.90	-4.90	0.82	-0.82
8	4.0	3.00	12.29	3.29	-3.29	0.73	-0.73
9	4.5	3.38	11.00	2.00	-2.00	0.66	-0.66
10	5.0	3.75	9.95	0.95	-0.95	0.60	-0.60
11	5.5	4.13	9.08	0.08	-0.08	0.55	-0.55
12	6.0	4.50	8.35	-0.65	0.65	0.51	-0.51
13	6.5	4.88	7.73	-1.27	1.27	0.47	-0.47
14	7.0	5.25	7.19	-1.81	1.81	0.44	-0.44
15	7.5	5.63	6.72	-2.28	2.28	0.41	-0.41
16	8.0	6.00	6.31	-2.69	2.69	0.39	-0.39

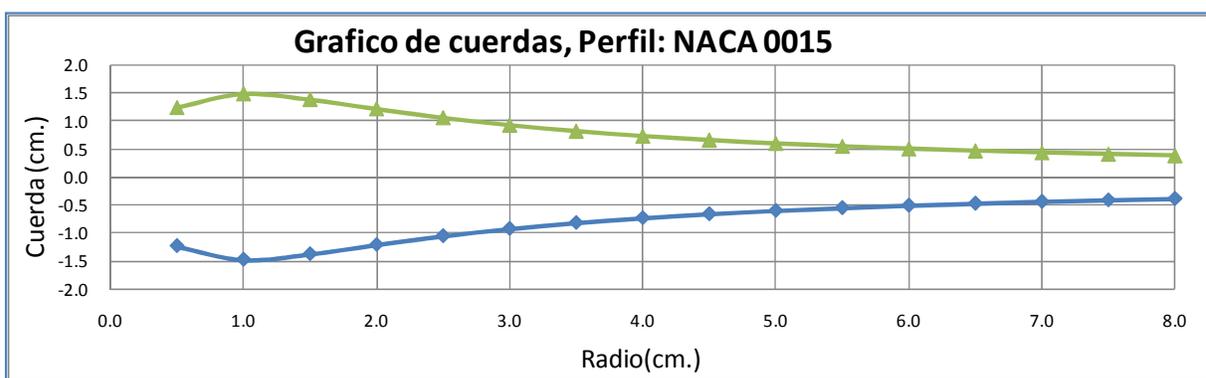


Figura 7-6. Vista frontal del asa del rotor.

8 Referencias y Bibliografía

- [01]. **ANSYS-CFX**. Manual de usuario & Solver Theory Guide.
- [02]. **Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE). 1995.** *Estudio de la Situación Actual de la Minihidráulica Nacional y Potencial en una Región de los Estados de Veracruz y Puebla*. Mexico. Dirección de Cogeneración y Fuentes no Convencionales de Energía.
- [03]. **Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE). 2005.** *Estimación del recurso para pequeña, mini y micro hidroenergía, Aplicaciones en México*. Cuernavaca, Morelos, México.
- [04]. **Cho, N., Fletcher, C. A. J., 1991.** Computation of turbulent conical diffuser flows using a non-orthogonal grid system. *Computers and Fluids*, v. 19, pp. 346-361.
- [05]. **David L. F. Gaden. 2007.** *An investigation of river kinetic turbines: Performance enhancements, turbine modelling techniques, and an assessment of turbulence model*. Winnipeg, Manitoba, Canada. Thesis of master degree, University of Manitoba.
- [06]. **Diana García M., Edgar E. González C., Esaú Vélez G. 2008.** *Diseño de un álabe de un rotor eólico, aplicando el método del elemento finito*. México, D.F : Tesis IPN.
- [07]. **Fernández Díez. 2003.** *Energía eólica*. Departamento de ingeniería Electrica y energetica, Universidad de Cantabria.
- [08]. **G.T. Houlby, S. Draper and M.L.G. Oldfield. 2008.** *Application of Linear Momentum Actuator Disc Theory to Open Channel Flow*. Parks Road, Oxford, U.K. University of Oxford, Department of Engineering Science. Report No. OUEL 2296/08.
- [09]. **Pérez G. G., González-Adalid J. 2003.** *Aplicación de la nueva teoría de la impulsión para el diseño de turbinas axiales y generadores eólicos*. Ingeniería naval.
- [10]. **Glauert H. 1976.** *Airplane Propellers, Ed. By Durand, W. Aerodynamic Theory, Div. L, Vol. 4*, Peter Smith, Gloucester, MA.
- [11]. **Hugues William F. 1970.** *Dinámica de los fluidos*. Colombia. Serie de compendios Shaum-McGraw-Hill.
- [12]. **Instituto de Investigaciones Eléctricas (IEE). 2005.** *Estudio de los potenciales bioenergético, eólico, minihidráulico y solar en México*. Cuernavaca, Morelos, México.
- [13]. **Koskela, H. 2004.** *Momentum source model for CFD-simulation of nozzle duct air diffuser*. *Journal of Energy and Buildings*, v. 36, pp. 1011-1020.

-
- [14]. **Maldonado Q. F. 2005.** *Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto.* Lima, Perú. Monografía técnica, Universidad Nacional Mayor de San Marcos.
- [15]. **Mejía J. M., Farid Chejne, Ricardo Smith, Luis F. Rodríguez, Oscar Fernández, Isaac Dyner. 2005.** *Propuesta metodológica para el diseño de las aspas de turbinas de viento de eje horizontal.* Medellín, Colombia.
- [16]. **Newman, B. G. 1986.** *Multiple Actuator-Disc Theory for Wind Turbine.* *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, pp. 215-225.
- [17]. **Rudi Henri van Els, Clovis de Oliveira, Antonio Manoel Dias, Luis F. Balduino. 2003.** *Turbina hidrocínética para poblaciones aisladas.* Lima, Perú. Hidrored.
- [18]. **S. Draper, G.T. Houlby, M.L.G. Oldfield and A.G.L. Borthwick. 2009.** *Modelling Tidal Energy Extraction in a Depth-Averaged Coastal Domain.* Parks Road, Oxford, UK. Department of Engineering Science, University of Oxford. Wave and Tidal Energy Conference, Uppsala, Sweden.
- [19]. **Secretaría de Energía (SENER). 2009.** *Energías Renovables para el Desarrollo Sustentable en México.* Mexico, DF.
- [20]. **Sotelo Ávila Gilberto. 2001.** *Hidráulica de canales.* México. Facultad de ingeniería, UNAM.
- [21]. **Sotelo Ávila Gilberto. 1995.** *Hidráulica general.* México : LIMUSA.
- [22]. **Tony Burton, David Sharpe, Nick Jenkins, Ervin Bossanyi. 2000.** *Wind Energy Handbook.* England : John Wiley & Sons, Ltd Baffins Lane, Chichester West Sussex.
- [23]. **Torres Herrera Francisco. 1980.** *Obras Hidráulicas.* Mexico. Limusa.
- [24]. **Unidad de planeación minero energética – UPME. 2003.** *Formulación de un programa básico de Normalización para aplicaciones de Energías alternativas y difusión, Guía para la utilización de la energía eólica para generación de energía eléctrica.* Bogotá, D.C.
- [25]. **Yihua, C., Ziwen, Y., 2005.** Numerical simulation of turbulent flow around helicopter ducted tail rotor. *Aerospace Science and Technology*, v. 9, pp. 300-306.