



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
Energía – Procesos y uso eficiente de energía

Diseño y optimización por medio de análisis exergéticos de una turbina hidrocínética para generación de energía eléctrica a partir de fluidos de bajo caudal.

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
Emilio Martínez Camacho

TUTOR PRINCIPAL
Dr. Jaime Baltazar Morales Sandoval, Facultad de Ingeniería.

MÉXICO, D. F. Noviembre de 2014

JURADO ASIGNADO:

Presidente: **Dr. Francois Lacouture Juan Luis**

Secretario: **Dr. Morales Sandoval Jaime Baltazar**

Vocal: **Dra. Marti n Del Campo Ma rquez Cecilia**

1^{er}. Suplente: **Dr. Reinking Cejudo Arturo Guillermo**

2^{do}. Suplente: **Dr. Alvarez Watkins Pablo**

División de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería, UNAM.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Jaime Baltazar Morales Sandoval

FIRMA

(Segunda hoja)

Dedicatoria

A mis padres, por su cariño y apoyo en todas las etapas de mi vida.

A mi hermana, por ser un ejemplo permanente.

A todas las personas que han marcado mi vida.

Agradecimientos

Dr. Jaime Baltazar Morales Sandoval

M.I. José Manuel Gallardo Villarreal

M.I. Isis Ivette Valdez Izaguirre

Al personal del Laboratorio de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería

A la Universidad Nacional Autónoma de México

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología

Índice de contenido

Resumen.....	5
Tabla de nomenclaturas.....	6
Contenido.....	7
Capítulo 1: El Problema a investigar.....	8
1.1 Antecedentes.....	8
1.2 Problema o reto.....	9
1.3 Propuesta de investigación.....	10
Capítulo 2: Estado del arte de las turbinas hidrocínéticas.....	12
2.1 Turbinas hidrocínéticas.....	12
2.2 Instrumentación y control.....	21
2.3 Figuras de mérito.....	23
2.4 Avances tecnológicos.....	23
Capítulo 3: Ingeniería asistida por computadora.....	25
3.1 Solidworks.....	25
3.2 OpenFoam.....	26
3.3 Comsol Multiphysics.....	31
3.4 Fundamentos teóricos.....	33
3.5 Simulaciones preliminares.....	33
Capítulo 4: Experimentación.....	39
4.1 Modelos experimentales.....	39
4.2 Descripción de experimentos y del equipo de medición.....	43
4.3 Condiciones iniciales y de frontera.....	46
4.4 Toma de Datos.....	49
4.5 Resultados preliminares.....	51
Capítulo 5: Análisis comparativo.....	57
5.1 Modelo computacional.....	57
5.2 Simulaciones del experimento.....	61
5.3 Análisis de resultados en estado estable.....	65
5.4 Resultados experimentales en estado estable.....	68
5.5 Análisis de resultados dinámicos.....	74
5.6 Resultados dinámicos.....	76
Capítulo 6: Conclusiones.....	87
Referencias:.....	89

Resumen

A lo largo de este trabajo se desarrolla una técnica propuesta para el modelado del comportamiento de turbinas hidrocínicas helicoidales, en base a datos experimentales. Los modelos propuestos buscan identificar parámetros de desempeño a través de coeficientes, los cuales agrupan a las pérdidas exergéticas por fricción en un solo valor, mientras que la transferencia de velocidad del agua a la máquina y su traducción al par se hace a través de un exponente y un coeficiente de transferencia de par.

Se hicieron pruebas experimentales a tres modelos a escala, con diferentes ángulos de torsión azimutal. Estos experimentos se hicieron en un canal de pruebas, con el fin de tener control sobre el gasto y la velocidad del agua de un experimento a otro. La correspondencia de los datos hizo posible una comparación directa entre cada máquina. En primer instancia esta comparación se hizo con teoría de modelos.

Los experimentos también fueron simulados a través de códigos de malla fina para identificar el esquema ideal de simulación, el cual a su vez puede ayudar a la optimización del diseño sin necesidad de más pruebas experimentales.

Tabla de nomenclaturas

∇	Operador nabla, divergencia.
2D	Dos dimensiones
3D	Tres dimensiones
A	Área
ABS	Acrilonitrilo Butadieno Estireno
ARX	Autoregressive Exogenous
A_T	Área de sección de la turbina
b	Coefficiente de fricción
C	Constante de la Universidad de Chile
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CAM	Computer Aided Manufacturing
CFD	Computational Fluid Dynamics
C_K, C_P	Coefficiente de potencia
F	Fuerza que adquiere la turbina
g	Gravedad
h	Profundidad
I	Momento de inercia
k	Coefficiente de torque
n	Exponente de transferencia de velocidad
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
P_∞	Potencia del caudal
P_{turbina}	Potencia de la turbina
Q	Flujo volumétrico
Q_T	Flujo volumétrico a través de la turbina
r	Radio de la turbina
t	Tiempo
T_{ij}	Tensor de esfuerzos
V	Velocidad
V_∞	Velocidad del caudal
V_1	Velocidad aguas arriba
V_2	Velocidad aguas abajo
α	Aceleración angular
ϵ_{ij}	Tensor de formación
λ	Razón de velocidades
μ	Viscosidad
ρ	Densidad
ω	Velocidad angular

Contenido

Capítulo 1

Definición de la problemática que este trabajo aborda.

Capítulo 2

Estado del arte de las turbinas hidrocínéticas, una búsqueda de los avances hechos a nivel mundial en este campo de las energías renovables. Este capítulo busca responder las siguientes preguntas: ¿Cuales son los mecanismos de control que existen para este tipo de máquinas? ¿Cuales son las figuras de mérito para este trabajo? ¿Cuales son los avances tecnológicos esperados para que esta tecnología se desarrolle más?.

Capítulo 3

Descripción de las herramientas computarizadas que se utilizan en este trabajo, así como una descripción de la metodología utilizada en esta parte del trabajo.

Capítulo 4

Descripción completa de las pruebas experimentales, de los modelos a escala, el canal de pruebas, la toma de datos, el diseño de los experimentos así como la justificación matemática de los cálculos hechos para la obtención de algunas figuras de mérito.

Capítulo 5

Comparación entre los resultados de la simulación y los modelos obtenidos de la experimentación. En este capítulo se desarrolla a fondo la obtención de los modelos dinámicos de las turbinas, desde el procesamiento de los datos hasta la creación de los modelos continuos en base a técnicas de identificación de sistemas.

Capítulo 6

Conclusiones del trabajo.

Capítulo 1: El Problema a investigar

Objetivo de este capítulo:

Presentar una descripción de la problemática a tratar en este proyecto de investigación, indicando la brecha que este proyecto pretende llenar dentro del desarrollo de este tipo de tecnologías.

1.1 Antecedentes

En la actualidad debido a la gran demanda de energía y a las altas emisiones de gases de efecto invernadero producidas por la quema de combustibles fósiles, es necesario contar con un parque generador más diversificado, apoyado en gran medida por fuentes de energía renovable que sean capaces de abastecer tanto a redes de distribución masiva, como a esquemas locales cerrados.

Las fuentes renovables de energía con mayor desarrollo en los últimos años han sido el sol y el viento, sin embargo, existen diferentes desarrollos tecnológicos en el área de la energía hidráulica, la cual se ha ramificado para describir el funcionamiento de cada tecnología; una de sus ramas es conocida como energía hidrocinética, la cual a diferencia de otros tipos de energía hidráulica más convencionales, utiliza la velocidad de un caudal como fuente primaria de energía, y no su diferencia de presión como suele suceder en las tecnologías utilizadas en las presas (como las turbinas Pelton, Francis o Kaplan). A causa de esto, este tipo de tecnología puede ser instalada sin mayores modificaciones al cauce de una corriente, sin necesidad de crear grandes embalses como los que generan las grandes presas hidroeléctricas, lo que consecuentemente tendrá un impacto ambiental mínimo. Cómo se explicará más adelante, la densidad de potencia de una corriente libre es proporcional al cubo de la velocidad, esto hace que una corriente de agua a baja velocidad contenga una cantidad considerable de energía aprovechable; de aquí parte el fundamento teórico que sostiene el desarrollo de una turbina hidrocinética, la cual debe tener la capacidad de aprovechar la velocidad de una corriente como su fuente primordial de energía.

Siempre se ha reconocido que las energías renovables dependen completamente de la disponibilidad del recurso natural que las alimenta, dejando su disponibilidad en manos de las condiciones climatológicas; la energía solar depende de la radiación solar durante el día, mientras que la eólica lo hace de la disponibilidad de corrientes de viento. La falta de control humano sobre el recurso energético ha hecho que este tipo de tecnologías sean intermitentes, limitando así su competitividad económica. Al igual que las otras tecnologías renovables, la energía hidráulica es dependiente de la disponibilidad de agua para su funcionamiento, sin embargo, los recursos hídricos son menos fluctuantes en el tiempo, lo que puede dar una ventaja competitiva con respecto a otras tecnologías; dependiendo del lugar donde se tenga este recurso. Como ejemplo se tienen las mareas, las cuales tienen diariamente un comportamiento cíclico, el cual depende de la fuerza gravitacional de la luna y de condiciones topográficas de cada sitio; una vez que se ha identificado un sitio con potencial de explotación, éste proveerá una cantidad de energía que podrá utilizarse de contarse con un sistema de conversión adecuadamente diseñado, eliminando al máximo la intermitencia en el suministro de energía útil a través del tiempo. Un segundo ejemplo son los ríos, es bien sabido que estos varían su

caudal a lo largo de las épocas de lluvia y secas. Sin embargo, sus caudales pueden ser medidos a lo largo del año y adaptar los diseños de equipos de conversión energética de acuerdo a las características del sitio, con el fin de aprovechar la energía de las corrientes durante el mayor tiempo posible. Esto demuestra que aunque la energía hidráulica también depende de recursos naturales no controlados, puede ser mucho más predecible que otras fuentes de energía que son fluctuantes en periodos de tiempo más cortos.

1.2 Problema o reto

En los últimos años se han desarrollado muchos proyectos de investigación sobre fuentes de energía hidrocínética [1], [2], [3], [4]; sin embargo, hasta el día de hoy no se han desarrollado lo suficiente para que esta tecnología esté disponible a nivel comercial. Las razones para esto pueden ser técnicas, económicas o muy probablemente una combinación de ambas. A lo largo de este trabajo se pretende identificar algunas de las causas por las cuales no se ha podido llevar esta tecnología al mercado de las energías renovables de forma masiva. Esta investigación abordará desde un aspecto técnico el desarrollo de una turbina hidrocínética, se analizarán los elementos preponderantes de diseño así como los parámetros de desempeño para una turbina tipo Gorlov [5], ya que esta tecnología ha mostrado características muy ventajosas principalmente en términos de eficiencia. Actualmente mucha de la información disponible es de carácter cualitativo, los datos cuantitativos son difíciles de encontrar, quizá en parte porque mucho del desarrollo se ha hecho por empresas que por razones de competencia, no hacen públicos sus resultados.

La tecnología Gorlov lleva más de diez años en desarrollo, ha sido nominada a premios de diseño [6] reconocidos internacionalmente y varias empresas la han tomado como base para crear desarrollos propios ([7], [8]) debido a su gran versatilidad. Hoy en día se pueden encontrar en internet [9], vídeos de pruebas a prototipos en los que se puede observar que la máquina gira una vez introducida o liberada dentro de una corriente. Existen incluso algunos que muestran aparatos de medición sobre la potencia eléctrica entregada, pero nunca se dan a conocer las condiciones del caudal o los parámetros de la turbina. En artículos de investigación ([10], [11],[12]) se encuentran datos sobre el funcionamiento de las turbinas, su comportamiento o la factibilidad de instalar turbinas hidrocínéticas en un lugar específico; sin embargo, es complicado encontrar datos de desempeño comparativos entre distintas configuraciones de la misma máquina.

Para poder identificar los parámetros preponderantes de diseño de una máquina con estas características, este trabajo pretende seguir una metodología científica donde en base a elementos obtenidos de la etapa de investigación, se estableció una hipótesis sobre los parámetros preponderantes de diseño, posteriormente se probaron experimentalmente tres prototipos distintos, bajo condiciones controladas conocidas con el fin de comprobar nuestras hipótesis. Los datos obtenidos de estas pruebas fueron tabulados y graficados, con el fin de obtener un análisis detallado. Paralelamente se hizo un modelo computacional en CFD que busca emular a las pruebas experimentales, los datos obtenidos de la simulación buscan ser analizados para poder obtener una comparación entre el modelo y la realidad. La comprobación o refutación de las hipótesis creadas, darán como resultado la posibilidad de realizar un diseño que aprovechará al máximo la energía contenida en una corriente de agua.

1.3 Propuesta de investigación

Este proyecto comenzó con una etapa de investigación, donde se identificaron diferentes tecnologías hidrocínéticas, la gran mayoría de las cuales aún se están desarrollando o mejorando elementos que permitan mayores beneficios prácticos. En un inicio este proyecto planteó la creación de un diseño propio (figura 1), con lo que se crearon varias propuestas; sin embargo estos diseños no cumplían con los requerimientos propios de versatilidad y dejaban pendiente a la etapa de desarrollo del proyecto su viabilidad. Por esta razón se decidió trabajar con un diseño existente, el cual ha demostrado a lo largo de varios años y diferentes proyectos su enorme potencial; éste es el caso de la turbina helicoidal Gorlov. Este tipo de máquina es muy versátil, ya que puede ser colocada tanto vertical como horizontalmente dentro de una corriente, por otro lado el hecho de conservar el sentido de giro la hace susceptible de ser instalada en ríos y corrientes marinas, además puede ser escalada en función del potencial del sitio, y como uno de sus puntos más fuertes: puede ser instalada sin necesidad de modificar el cauce de un río [5]. Otra característica es que debido a su ángulo de torsión tiene la capacidad de arrancar sin necesidad de fuerzas externas.

Una vez seleccionada la tecnología se definió un protocolo de trabajo mediante el cual se obtuvieron los valores experimentales de las variables deseadas, fue en este punto donde la simulación con CFD cobró mayor importancia. El trabajo experimental se inició con el diseño computacional de tres turbinas Gorlov, las cuales fueron construidas utilizando una impresora 3D, y con las cuales se probaron parámetros importantes, relacionados principalmente con el auto-arranque de la turbina.

En la siguiente etapa del proyecto se busca identificar los parámetros de diseño que son preponderantes en el desempeño de la turbina; utilizando los datos obtenidos de la experimentación se propondrá un modelo que pueda ser primero identificado y luego modificado con el fin de maximizar el desempeño de la turbina. Elementos como: perfil aerodinámico, ángulo de torsión, posición del eje con respecto a la corriente (vertical u horizontal) y solidos fueron modificados dentro del modelo para identificar que elementos son más importantes al momento de diseñar una nueva turbina para una aplicación específica. La simulación de este tipo de turbinas no es algo trivial, a lo largo de esta investigación la simulación más completa que se encontró fue la realizada por Gretton G.I. [13], en la que se realiza una aproximación en 2D de una turbina de álabes rectos.

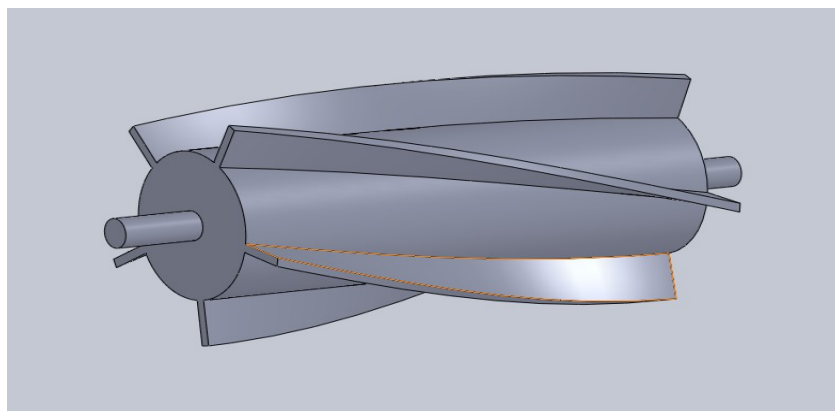


Figura 1, Modelo 3D de uno de los diseños propios hechos para el proyecto.

La comparación entre los datos obtenidos de las pruebas experimentales y la simulación fue de gran importancia, de su correspondencia depende la optimización de un diseño final. En este punto existen dos variables que deben ser cuidadosamente tratadas: la toma de datos del modelo experimental y la correlación esperada entre el modelo y esos datos. Las cantidades a medir dentro del canal fueron tomadas de forma correspondiente, de forma tal que las variaciones entre un experimento y otro fueran mínimas. Para esto se realizó un barrido de gastos volumétricos, en cada uno de los cuales fueron tomadas lecturas de velocidad de rotación y la velocidad de caudal aguas arriba y aguas abajo. La diferencia entre la velocidad aguas arriba y aguas abajo de la turbina sirvió para calcular la potencia extraída de la corriente. Con esta metodología de medición se espera poder reducir al máximo el error, considerando que si este se presenta sea proporcional o constante en todas las mediciones y que incluso pueda llegar a ser anulable en una etapa posterior. Dentro de las pruebas experimentales hubo variables que no pudieron ser cuantificadas directamente, como la fricción existente en los rodamientos y en el roce del agua con los álabes; estas variables pueden hacer que la correlación con los datos experimentales no sea sencilla, por lo que deberá esperarse una correlación no muy cercana entre el modelo computacional y el experimental.

Los resultados de los experimentos y las simulaciones basadas en CFD fueron analizadas en detalle buscando mejorar parámetros de la superficie de los álabes para aumentar el torque de empuje y disminuir las fricciones en el retroceso de los mismos. Así mismo se investigó un método para reducir la fricción de los álabes con el agua mediante la modificación del acabado superficial de los álabes.

Las conclusiones más importantes de esta investigación se presentan en el capítulo 6.

Capítulo 2: Estado del arte de las turbinas hidrocinéticas.

Objetivo de este capítulo:

El objetivo de este capítulo es presentar en forma resumida el estado que guarda el desarrollo de las turbinas hidrocinéticas y los retos que tienen para ser utilizadas como sistemas de recolección de energía en ríos y oleajes de baja intensidad.

2.1 Turbinas hidrocinéticas

Las turbinas hidrocinéticas se clasifican en función de la posición de su eje con respecto a la corriente que las impulsa. Existen dos categorías principales: las turbinas de eje horizontal o axiales, en las cuales el flujo es paralelo al eje de rotación; y las turbinas de eje vertical o de flujo cruzado, éstas tienen la peculiaridad de que la corriente impulsora se mueve perpendicularmente al eje de rotación.

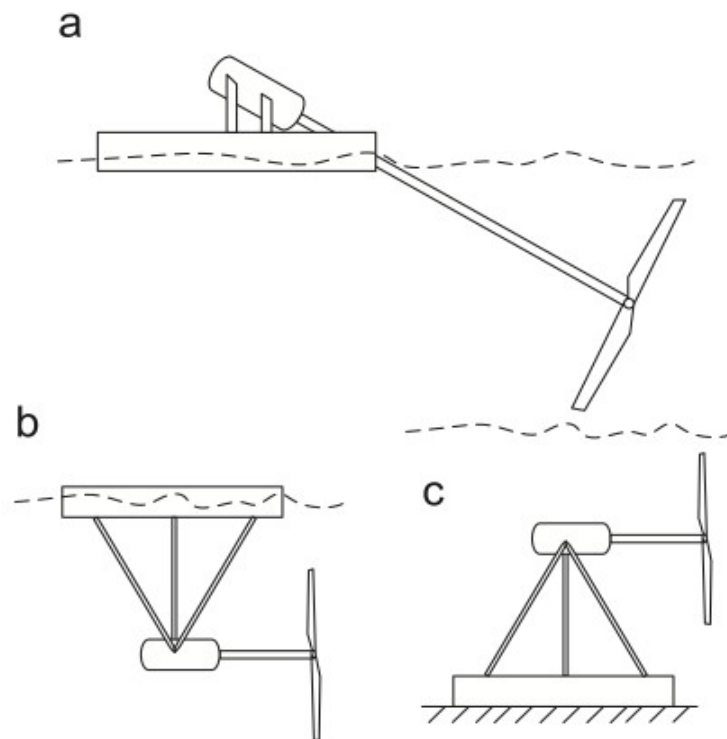


Figura 2.1. Tipos de turbinas hidrocinéticas de flujo axial, (a) Flotante con generador sobre la superficie, (b) flotante con generador sumergido, (c) Anclaje al lecho [1].

Como puede observarse de la Figura 2.1, las turbinas axiales son muy similares a las turbinas eólicas de eje horizontal, al igual que éstas sus rotores constan de dos o tres álabes y aprovechan la energía de una corriente que se mueve directamente hacia el rotor. Máquinas como éstas se han probado ya en el río Hudson en Nueva York en EE. UU [14], así como en Colombia por parte de la empresa Aprotec [15]. Al igual que las máquinas eólicas, este tipo de turbinas requieren estar orientadas directamente hacia la corriente, y una de sus principales desventajas es el costo de manufactura de sus álabes, ya que al estar sujetos de un sólo punto estos deben de ser lo suficientemente rígidos para soportar la carga dinámica de la corriente sin romperse.

Las máquinas de eje vertical no presentan el problema de la orientación al flujo, ya que éstas están diseñadas para aprovechar la energía de una corriente en cualquier dirección. Al igual que las máquinas de eje horizontal pueden estar ancladas al lecho o sujetarse a estructuras flotantes. Idealmente estas turbinas deben estar cerca de la superficie para aprovechar la velocidad máxima de un caudal, la cual se da aproximadamente al 20% del tirante (medido desde la superficie) [16].

En la Figura 2.2 puede observarse que los álabes de las turbinas de flujo cruzado (excepto a) tienen dos puntos de sujeción al eje rotacional, esto hace que los álabes requieran de menos rigidez estructural, en comparación con las turbinas de eje horizontal. Las máquinas de eje vertical están basadas en dos diseños de turbinas eólicas, la turbina Darrieus (Figura 2.2 c) y la turbina Savonius (Figura 2.2 d). Ésta última es una turbina de fácil construcción pero de baja eficiencia, ya que utiliza la fuerza de arrastre como su fuente motriz, lo cual limita su desempeño. Por otro lado, la turbina Darrieus se ha modificado para poder mejorar su desempeño tanto en agua como en aire, su primer modificación fue el rotor H (Figura 2.2 b). Este tipo de máquina limita los problemas inherentes de fabricación de los álabes curvos del diseño Darrieus original, lo cual abarata sus costos. Sin embargo, esta máquina conserva una de las principales desventajas de este diseño, la intermitencia en el par de salida de la máquina. Esto es debido a que estas máquinas por diseño alcanzan un máximo de empuje cuando sus álabes se encuentran a un ángulo de ataque dado, cuando estos salen de ese ángulo por efecto del giro azimutal, se pierde fuerza en el eje de la máquina. Este problema se puede solucionar aumentando la cantidad de álabes de la turbina, de hecho Greton G.I. propone que este efecto puede ser prácticamente anulado cuando una turbina tiene 3 o más álabes. Otra forma de anular este efecto es torciendo los álabes de la turbina, como lo hace el diseño de la turbina Golov o helicoidal; la cual aumenta el área de los álabes que está expuesta a la corriente, creando más puntos donde el agua genera el nivel máximo de empuje. Además, la torsión de los álabes permite que la turbina pueda arrancar sin importar la posición azimutal inicial. En una turbina Darrieus o Darrieus H, si uno de los álabes no se encuentra en un punto de máximo empuje, es muy probable que la turbina no arranque, para lo cual deberá de agregarse un sistema de arranque al sistema.

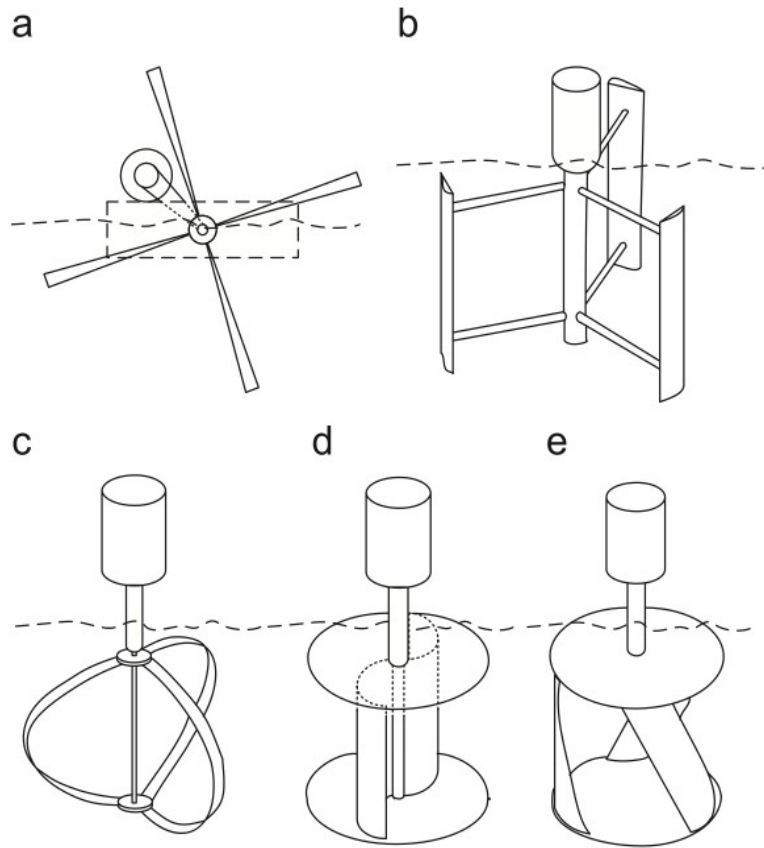


Figura 2.2. Tipos de turbinas hidrocineéticas de flujo cruzado (a) Turbina de superficie (rueda hidráulica), (b) H-Darrieus, (c) Darrieus, (d) Savonius, (e) Helicoidal, Gorlov. [1].

Según el estudio presentado por Lazauskas et al, donde se presenta una comparación entre una turbina de álabes rectos y una con álabes helicoidales, no existen cambios significativos en el torque de dos máquinas de tres álabes [17].

Las turbinas eólicas e hidrocineéticas son muy similares en lo que respecta al aprovechamiento de las corrientes; ambas tienen la facultad de convertir la velocidad de una corriente libre en energía mecánica aprovechable en una flecha giratoria, por consiguiente algunos modelos matemáticos son análogos para ambas tecnologías. Por lo que es muy sencillo realizar comparaciones entre ambas máquinas, con lo cual los sistemas hidrocineéticos pueden ser evaluados bajo estándares de desempeño utilizados en las turbinas eólicas de eje horizontal, obteniendo así parámetros análogos ya utilizados en la industria. A continuación se describirán dos importantes parámetros, la densidad de potencia de flujo y el coeficiente de potencia, además de una breve descripción del teorema de Betz, el cual define el límite máximo de eficiencia para una turbina de libre flujo.

La potencia de una corriente se define matemáticamente de la siguiente forma:

$$P_{\infty} = \frac{1}{2} \rho A V_{\infty}^3$$

Ecuación 2.1. Potencia de una corriente libre dentro de un área limitada.

Donde P es la potencia mecánica extraída de la turbina, ρ es la densidad del fluido de trabajo, A es el área de barrido de la turbina, V_{∞}^3 es la velocidad de la corriente. Según Khan et al. podemos comparar una turbina hidráulica con una eólica mediante el uso de esta ecuación, por medio de la relación de potencia por área en función de la velocidad de la corriente aprovechada [1]. En la Figura 2.3 se observa la diferencia en densidad de potencia disponible para máquinas que pueden ser instaladas tanto en aire como en agua, debido a que la densidad del agua es aproximadamente mil veces mayor que la densidad del aire; en la Figura 2.3 se distingue que la densidad de potencia del flujo es mucho mayor para pequeñas velocidades en agua, mientras que el viento debe soplar mucho más rápido para poder obtener valores razonables. Sin embargo, existen límites para la velocidad del flujo, debido a que una turbina hidrocínética se encuentra completamente sumergida en agua, lo cual crea una gran presión (carga hidrodinámica) sobre los álabes, entre más agua pase a través de ellos mayor será la presión ejercida, lo que tiene como consecuencia fatiga temprana en los materiales y flexión en el eje. Este mismo problema se presenta en las turbinas eólicas de eje horizontal, razón por la cual giran sus álabes para dejar pasar al viento a través de ellas cuando la velocidad excede su límite de diseño.

La densidad de potencia de una corriente acuática en función de su velocidad es un factor muy importante para considerar a la energía hidrocínética como fuente de energía mecánica para usos varios según las necesidades específicas [18], debido a que la mayoría de los ríos tienen velocidades de entre 1 y 2 [m/s]. En general los ríos más lentos son los que llevan mayor caudal, lo que permite la construcción de turbinas más grandes, mientras que en los ríos rápidos la instalación de máquinas más pequeñas harían más sensata su operación.

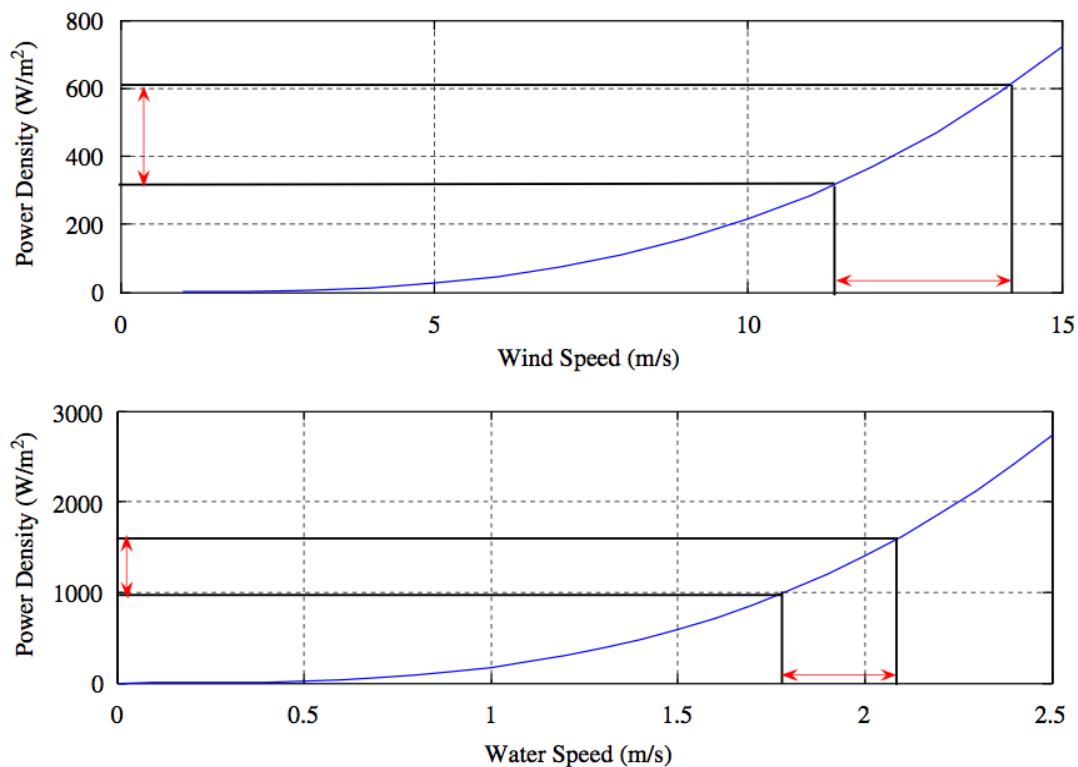


Figura 2.3. Densidad de potencia de una turbina eólica vs. turbina hidrocínética con un $C_k=0.35$ (coeficiente de potencia) [1].

En la Figura 2.3, como ya se ha explicado se puede observar la diferencia que existe en la densidad de potencia de una corriente de aire y una de agua, para poder hacer esta comparación de forma directa es necesario definir un elemento muy importante en el diseño de cualquier turbina de flujo libre, este elemento es conocido como coeficiente de potencia y se define como:

$$C_k = \frac{P_{turbina}}{P_{\infty}}$$

Ecuación 2.2. Coeficiente de potencia.

El coeficiente de potencia es una relación entre la potencia que otorga una turbina en su flecha y la potencia que posee la corriente que pasa a través de ella, en el capítulo 5 de este trabajo se encontrará una explicación más completa de este factor, ya que es una parte esencial en el análisis de los resultados experimentales.

Las gráficas de la Figura 2.3 son directamente comparables ya que se establece que tanto la turbina eólica como la turbina hidrocínética tienen un coeficiente de potencia de 0.35, esto quiere decir que cada máquina tiene la misma relación de aprovechamiento de la energía de la corriente; en este caso Khan et al no dan mayor información sobre el diseño de cada una de las máquinas, sin embargo sabemos que son análogas en su desempeño gracias a que cuentan con el mismo coeficiente de potencia. Si los coeficientes de potencia de ambas máquinas no fuesen iguales, entonces podríamos caer en un error muy grave, ya que se estaría comparando el aprovechamiento del potencial de la corriente de forma injusta, dando una ventaja a alguna de las tecnologías.

La relación que establece el coeficiente de potencia es análoga al cálculo de la eficiencia, es por esto que en muchas referencias puede encontrarse como la misma eficiencia o como el coeficiente de desempeño (C_p).

Dado que el coeficiente de potencia es análogo a la eficiencia, es necesario establecer que como cualquier otra máquina, las turbinas eólicas e hidrocínéticas tienen un nivel máximo de eficiencia establecido por la segunda ley de la termodinámica, este límite máximo es conocido como el límite de Betz, el cual dice que ninguna turbina puede sobrepasar el 59.3% de eficiencia o 0.593 de coeficiente de potencia. Este teorema fue establecido alrededor de 1920, y dicta el límite máximo de eficiencia que cualquier hélice o propela puede tener funcionando en un flujo libre [18], [19]. Desde entonces se han hecho esfuerzos matemáticos y experimentales para aumentar este límite, sin embargo el 59.3% establecido en 1920 sigue siendo el límite de diseño en la industria eólica.

Para llegar a éste límite, Betz hizo una simplificación del efecto que tiene la corriente sobre la hélice, considerando que el flujo incompresible que se aproxima hacia la máquina es lineal y se conserva como tal una vez que la ha pasado, lo cual resulta en una distribución uniforme de las fuerzas aerodinámicas (o hidrodinámicas) en la propela, desde su centro hasta la periferia; según Gorban N. Et al. [18], esto simplifica mucho el problema, e incluso cae en un error, ya que el flujo que pasa a través de una turbina no se conserva de forma rectilínea, y por lo tanto la distribución de fuerza no es uniforme a lo largo del radio de la hélice.

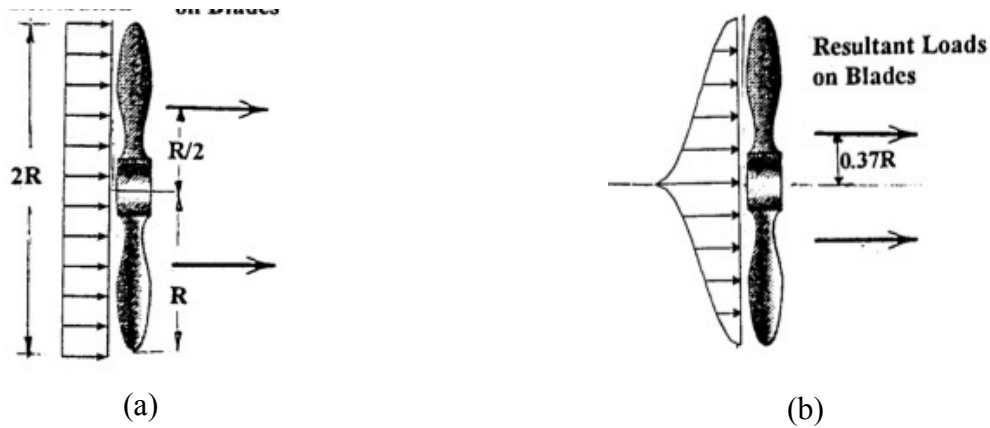


Figura 2.4. Distribución de fuerza sobre una hélice (a) Según Betz (b) Según Gorban N. Et al. [11]

Para este proyecto se seleccionó la turbina hidrocínética conocida como Gorlov, debido a su versatilidad, el diseño de esta turbina se basa en las turbinas eólicas de eje vertical Darrieus, las cuales tienen la enorme ventaja de mantener siempre el mismo sentido de giro, sin importar la dirección de la corriente que las impulsa. Las turbinas eólicas de eje horizontal requieren siempre estar orientadas de frente a la corriente de viento, (sotavento) para poder lograr esto estas máquinas requieren de sistemas de orientación que mueven al rotor junto con su generador hacia la dirección correcta. Como ya se ha mencionado, las turbinas Darrieus no requieren de este tipo de sistemas, aprovechando de forma constante el potencial de la corriente de viento. La conservación del sentido de giro se da gracias a la geometría de los álabes, los cuales tienen un área de sección transversal definida por una curva simétrica NACA, las cuales se utilizan para definir los perfiles aerodinámicos de las alas de los aviones, aspas de rotores de helicópteros, álabes de turbinas eólicas de eje horizontal, etc.

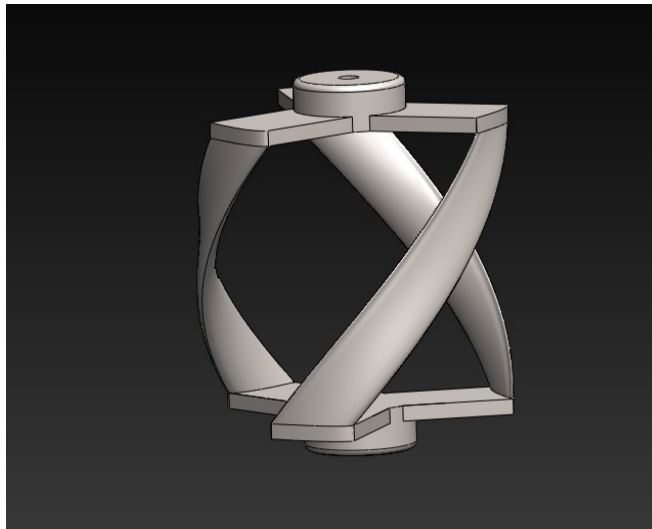


Figura 2.5. Modelo 3D de una turbina Gorlov.

Los perfiles aerodinámicos NACA [20] están diseñados para modificar el flujo que se mueve a través de ellos, generando fuerzas de sustentación y arrastre a lo largo de su superficie, en un perfil simétrico las fuerzas de sustentación son nulas cuando el ángulo de ataque del perfil es cero (figura 2.6), esto es: cuando el perfil se encuentra horizontal. Una vez que se modifica el ángulo con respecto a la horizontal, el perfil comienza a generar fuerzas de sustentación que tienden a elevarlo de su posición. Este fenómeno se debe a la diferencia de presión que se genera entre la cara superior e inferior del perfil.

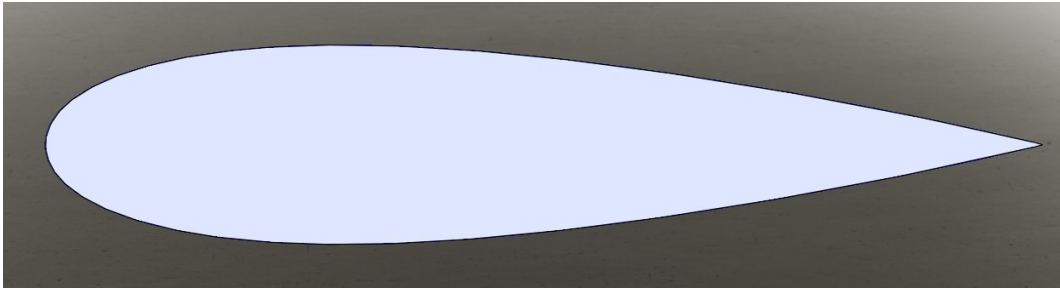


Figura 2.6. Perfil aerodinámico NACA0024.

En la figura 2.7 se muestra un diagrama de cuerpo libre de una turbina completamente sumergida, las flechas de colores muestran los vectores de velocidad y fuerza en cada una de las posiciones de los álabes con respecto a una corriente fija que se aproxima desde la izquierda de la figura. Las flechas verdes representan la velocidad del agua, las azules la velocidad tangencial de cada álabe en sentido opuesto ($-\omega r$), la cual se utiliza para obtener las flechas rojas, éstas representan a la velocidad relativa del flujo con respecto a los álabes. Para indicar las fuerzas en el diagrama se utilizan los colores: azul claro para la sustentación y morado para el arrastre, el cual se encuentra escalado 10 veces con respecto a la sustentación, ya que de otra forma sería invisible.

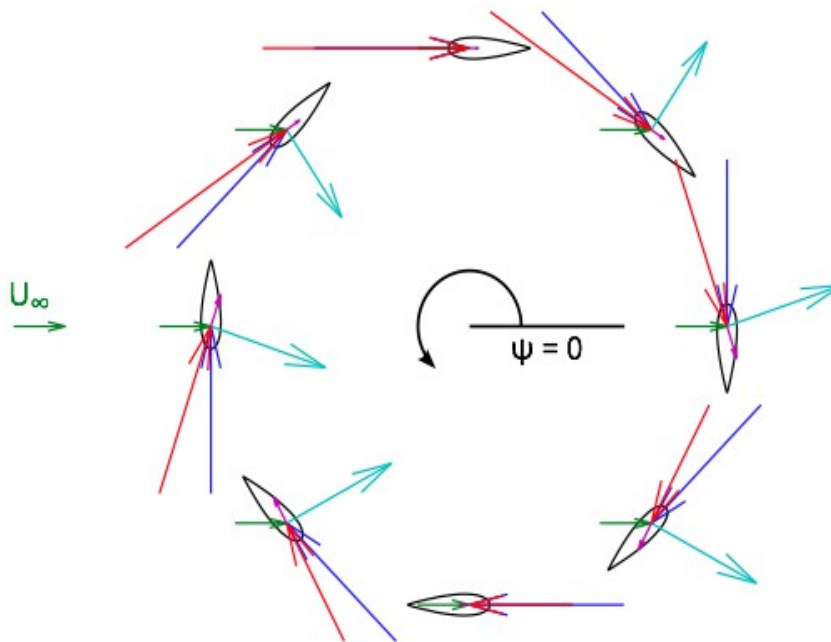


Figura 2.6. Diagrama de cuerpo libre de una turbina completamente sumergida. [13]

Es claro de la figura 2.6 que la fuerza que hace funcionar a la turbina es la sustentación, la cual siempre tiene una componente permanentemente en el sentido de giro de la turbina.

Como se observa en la figura 2.5, la turbina no tiene álabes rectos, esto es por dos razones: el auto arranque de la turbina y los pulsos de par que generan los álabes rectos. En sí, estas razones parten de un solo principio, los puntos de máximo empuje de cada álabe. Cuando se tienen álabes rectos, la máquina sólo tiene la misma cantidad de puntos de máximo empuje que de álabes, y cuando alguno de éstos no se encuentra en esta instancia, entonces la turbina puede no arrancar, e incluso una vez estando en operación la máquina tiende a frenarse y acelerarse a causa de este efecto, lo cual según Gretton G.I. puede ser eliminado cuando la turbina se construye con un mínimo de 3 álabes. Al generar un ángulo de torsión tipo helicoidal sobre el eje azimutal de la máquina, la superficie de los álabes crece, creando un envolvente alrededor de la turbina, de esta forma una máquina de 3 álabes cuenta con muchos más puntos expuestos a la corriente que sólo los 3 con los que contaría una máquina recta.

2.2 Instrumentación y control

El control para éste tipo de máquinas puede hacerse desde dos perspectivas, uno es dejando que la máquina adquiera la velocidad del agua de forma libre y que un elemento electrónico controle la salida de la señal que entregue el generador, esto en el caso de que la máquina sea utilizada para generar energía eléctrica. En el caso de que la máquina no sea utilizada para generación eléctrica es necesario que el control de la misma se haga de forma directa sobre la turbina, esto es: tratar de que la turbina mantenga una velocidad y par constante el mayor tiempo posible, de forma tal que el gasto de bombeo o el par para molienda sean constantes -por citar dos posibles aplicaciones mecánicas-.

Un tipo de control directo sobre la turbina es propuesto por Akimoto H. et al. [10] su diseño plantea que el eje de la turbina se encuentre sujeto sólo de un punto, el cual tendrá un grado de libertad en dirección de la corriente impulsora, lo cual crearía un efecto similar al de un péndulo cuando existan incrementos o decrementos en la corriente impulsora; en el caso de que la corriente aumentase, la turbina tendería a subir a la superficie, tendiendo a quedar paralela a ella, y cuando la corriente disminuyera la turbina bajaría a su posición vertical convencional.

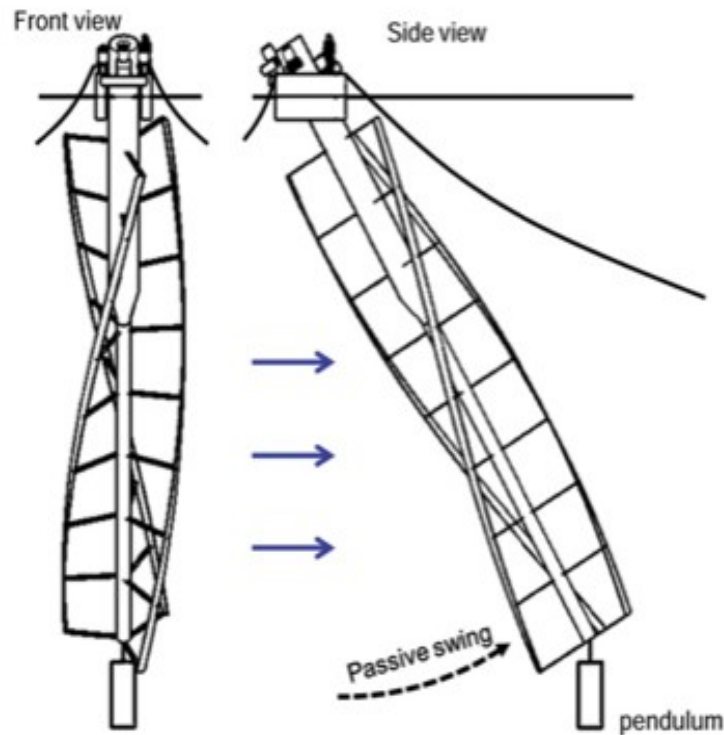


Figura 2.7. Diagrama del sistema propuesto por Akimoto H. et al. [10]

El control de forma eléctrica debe de “conocer” el comportamiento dinámico de la turbina, de forma tal que la unidad de control sepa en qué condición de operación se encuentra. Esto se hace analizando un sistema hidrocínético y definiendo cuales son las condiciones normales de operación, para que una vez fuera de ellas el control pueda actuar para proteger al sistema. La forma menos compleja de hacer un control de este tipo es conociendo también el acoplamiento de la turbina con el generador, de forma tal que en vez de medir la velocidad o par de la turbina pueda medirse directamente el valor de la tensión de salida del generador; con esto pueden definirse los valores máximos y mínimos de voltaje que debe entregar el sistema a un bus constante. Un sistema de este tipo es propuesto por Otero-Verdejo. et al. [21]; su sistema utiliza un algoritmo de rastreo del punto máximo de la señal de salida, cuando este punto es igual o mayor al establecido de 146 [V], el control es activado y la turbina es detenida para así proteger todo el sistema. En este proyecto utilizan un generador de corriente alterna, cuya señal es rectificadora con un puente de diodos y posteriormente filtrada para su medición, la cual se realiza antes de una etapa de aumento de tensión, con el fin de entregar una señal constante de 400 [V] a un bus.

2.3 Figuras de mérito

Este proyecto plantea un análisis sobre la dinámica de una turbina hidrocínética, en general al realizar este tipo de estudios se toma la eficiencia total de la máquina como el parámetro preponderante de desempeño; no obstante este trabajo busca determinar algunas otras figuras de mérito importantes ya que al tener una fuente de energía gratuita, lo que se espera es que la máquina entregue la potencia deseada a un costo asequible.

Para poder crear una máquina barata, su fabricación debe ser lo más simple posible, aunque no tenga mucha durabilidad. Si se piensa que una turbina puede ser comprada a bajo costo y su instalación es sencilla; no importará que ésta tenga que ser reemplazada al cabo de cierto tiempo a causa de desgaste o fatiga. Si esto es contemplado, también es importante que el material utilizado no sea dañino al medio ambiente, ya que al desgastarse o romperse, los fragmentos terminarían dentro de la corriente impulsora.

El cuidado del medio ambiente también es una figura importante en el desarrollo del proyecto, no sólo por el material de fabricación sino por las afectaciones que un dispositivo de este tipo puede tener sobre una corriente libre. Esta tecnología, al no requerir de la construcción de una presa, limita su impacto en el sitio de instalación. Sin embargo, la turbina será un dispositivo ajeno al sitio natural de instalación, por lo que causará modificaciones en el cauce; tanto aguas arriba como aguas abajo. Según Lalander et al. la instalación de conversores de energía cinética de una corriente a movimiento rotacional, dentro de un caudal libre, tienen un efecto en el incremento del nivel del caudal aguas arriba, este incremento está directamente relacionado con el área que una máquina ocupa dentro del cauce. Al aumentar el nivel del caudal su velocidad también es modificada, tanto aguas arriba como aguas abajo, donde además existe una alteración del régimen de flujo, a causa de los efectos del arrastre de la máquina. Todas estas modificaciones alteran cualquier forma de vida que se desarrolle dentro del río o corriente marina donde se instale un sistema de este tipo; aunque su impacto sea menor que el de una presa hidroeléctrica, sus efectos no deben ser menospreciados.

2.4 Avances tecnológicos

Históricamente el desarrollo de tecnologías innovadoras ha estado sujeta a las técnicas de manufactura existentes al momento que se crea un diseño específico, debido a que en la etapa de diseño no existe mucha conciencia de cómo se fabricará esa nueva idea; cuando un diseño llega a la etapa de manufactura o producción, es necesario hacer ciertas adecuaciones para que pueda ser construido, estas adaptaciones en muchos casos son debidas a causas económicas, pero en algunos casos el diseño no puede ser fabricado exactamente como fue creado por impedimentos en técnicas de manufactura. Es posible que un diseño no logre ser llevado a su nivel óptimo, debido a que las técnicas de diseño y los métodos computacionales de simulación no fueron capaces de describir a la nueva tecnología. Uno de los objetivos de este proyecto es crear un modelo de simulación para la turbina Gorlov, ya que su diseño se ha hecho a base de experimentación y recopilación de datos, lo cual ha causado que su desarrollo sea costoso. Las simulaciones tridimensionales de estos sistemas son muy complejos y requieren de una gran capacidad de cómputo, lo cual se encuentra fuera del alcance de muchas instituciones, por lo que resulta más barato construir prototipos y probarlos en base a análisis de modelos anteriores. Hoy en día el incremento de la capacidad de cómputo de las computadoras personales ha hecho que simulaciones complejas de dinámica de fluidos puedan ser resueltas al cabo de unas horas, sin embargo aún falta terreno por avanzar para poder hacer que la simulación de una turbina hidrocínética pueda ser realizada sin mayores simplificaciones al modelo. De forma tal que se pueden obtener datos fidedignos de la misma, ahorrando de esta forma la fabricación de modelos y prototipos de prueba para identificar el sistema.

Existen casos en la industria donde la simulación y optimización no son problema, pero si lo son las técnicas de manufactura y materiales disponibles. Si una tecnología de manufactura no está disponible puede ser creada a partir de otras sin mayor problema, pero la creación de materiales con características específicas es algo mucho más complejo. Un ejemplo de esto fue el desarrollo del transistor, en un

inicio no existía la posibilidad de desarrollar materiales semiconductores que pudieran conmutar a la frecuencia que hoy lo hacen, esto ha ido cambiando a lo largo de más de treinta años y el desarrollo sigue aumentando. En el caso de la fabricación de turbinas hidrocinéticas el desarrollo de materiales más importante es el relacionado con las resinas y compuestos, hoy en día este tipo de máquinas se fabrican de fibra de vidrio, la cual ha ido adquiriendo a lo largo de los años mejores propiedades de resistencia y flexibilidad, no obstante en la mayoría de los casos el ensamble de los álabes se sigue haciendo sobre algún material metálico, lo cual aumenta los costos y reduce la vida de la máquina debido a la oxidación. La fibra de carbono puede ser una buena opción en el futuro para eliminar elementos metálicos en los álabes, sin embargo hoy en día es costosa de procesar y el consumo de energía, en el proceso de horneado en autoclave; es muy alto. La impresión en 3D también puede ser una buena opción para la fabricación de turbinas hidrocinéticas, lo cual ayudaría a que la máquina esté fabricada de una sola pieza, sin necesidad de ensamblar los álabes a la parte superior de la turbina, sin embargo la impresión en 3D aún está lejos de ser competitiva en términos de costos de manufactura.

Por último, un avance tecnológico importante para el desarrollo de esta tecnología tiene que ver con su uso; aunque este tipo de máquinas no proporcionan grandes cantidades de energía, es necesario que tengan la capacidad de estar conectadas a la red, con el fin de suministrar su energía cuando no está siendo utilizada. Para poder lograr esto es necesario que se desarrollen redes inteligentes de distribución donde se tengan tanto puntos de consumo como de ingreso de energía a la red. Como todas las tecnologías renovables, el suministro de este tipo de turbinas sería intermitente, dependiendo siempre de las condiciones de precipitación pluvial y el nivel de los ríos; por esta razón la red debe estar preparada de la misma forma que se hace con los sistemas eólicos y solares.

Capítulo 3: Ingeniería asistida por computadora

Objetivo de este capítulo:

El propósito de este capítulo es presentar de manera resumida las características y posibles bondades de varias plataformas computacionales disponibles y viables para modelar las turbinas que planteamos en esta investigación, así como los fundamentos matemáticos de análisis que utilizan los programas de simulación para resolver los modelos.

3.1 Solidworks

SolidWorks es un software comercial, inicialmente lanzado por la empresa SolidWorks Corp., para modelado mecánico y diseño asistido por computadora. Es un modelador de sólidos paramétrico que permite modelar piezas y conjuntos, y extraer de ellos tanto planos técnicos como otro tipo de información necesaria para la producción. Funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en trasvasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada.

Entre las características más sobresalientes, podemos mencionar: la gran compatibilidad que este paquete tiene para exportar sus diseños a otros programas de cómputo relacionados con ingeniería y manufactura. Debido a la popularidad de este programa de diseño muchas compañías de software tanto de CAE como de CAM desarrollan interfaces con Solidworks para el procesamiento de sus diseños, este tipo de herramientas simplifican el proceso de diseño, eliminando problemas en la lectura de los archivos. De esta forma no es necesario recurrir a la creación de archivos de estereolitografía -que son universales a todos los sistemas CAD- para poder exportar archivos.

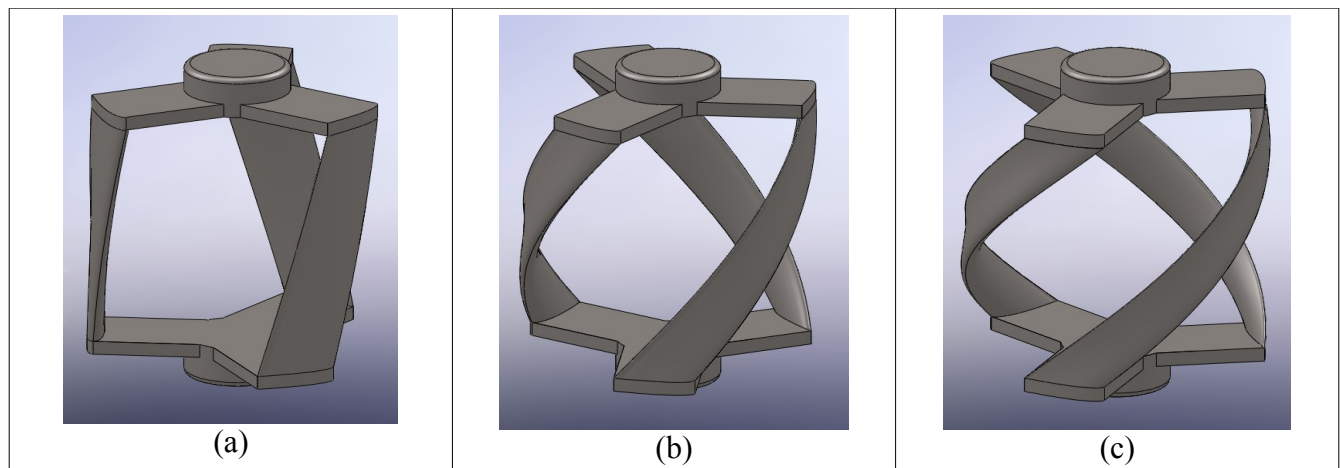


Figura 3.1. Modelos 3D dibujados en Solidworks de cada uno de los modelos a escala. (a) 30°, (b) 90° y (c) 120°.

Otra de las fortalezas de Solidworks es la automatización con la cual se desarrollan planos y dibujos técnicos de las piezas diseñadas, ya que una vez creada la pieza el programa incluye una distribución automática del plano mostrando las vistas más importantes, o por otro lado el usuario puede definir las vistas que le interesan con mucha facilidad. En este proyecto, debido a que la geometría de la turbina es compleja de generar en herramientas CAD básicas, ha sido necesario crear el modelo en 3D con una herramienta especializada como Solidworks. Todos los programas de simulación (CAE) cuentan con herramientas de dibujo para la creación de los modelos dentro del mismo programa, sin embargo estas herramientas son muy básicas, ya que estos programas están diseñados para el procesamiento de cálculos de simulación, con lo cual la parte de dibujo es sólo una herramienta de apoyo. En contraparte, Solidworks cuenta con una herramienta CAE de fluidos, sin embargo ésta es muy limitada para los alcances planteados en este proyecto, razón por la cual se decidió utilizar un programa especializado para el procesamiento de las simulaciones.

Para crear los modelos 3D de los prototipos utilizados, tanto en la experimentación como en la simulación se utilizó Solidworks, debido a la experiencia previa del autor con esta herramienta. El dibujo de la pieza no representó grandes problemas, para crear el perfil NACA de los álabes se debió importar una tabla de texto plano con las coordenadas de cada punto, esa tabla fue leída por el programa para crear un plano en 2D de la figura, posteriormente este plano fue extruido para generar el primero de los álabes. Debido a la simetría de la figura esto se hizo sólo una vez, ya que con ayuda de herramientas de simetría se generaron los otros dos álabes.

El modelo final fue guardado en formato .stl para su posterior procesamiento, tanto en el software de simulación como en una impresora 3D. La impresión de los modelos se hizo en una impresora marca Stratasys [22], la cual tiene la capacidad de procesar los archivos de estereolitografía de forma predeterminada, ya que el control de la máquina se basa en la descomposición de los polígonos que este tipo de archivos generan.

3.2 OpenFoam

OpenFoam es una herramienta para el análisis de dinámica de fluidos por medios computacionales (CFD), este software es de código libre, por lo que continuamente se está mejorando mediante la aportación de sus usuarios. Además OpenFoam es una herramienta muy robusta de simulación, existen estudios donde se han comparado sus resultados con los de programas de código restringido; en éstos se ha visto que el tiempo de procesamiento de OpenFoam es considerablemente menor que el de otras herramientas y sus resultados son iguales en términos prácticos. Durante este proyecto se investigó y trabajó en primera instancia con este programa, sin embargo debido a lo complejo del problema a resolver se tuvo que optar por otro sistema, ya que de otra forma se hubiese tenido una herramienta de trabajo compleja resolviendo un problema complejo, lo que hubiese tomado mucho tiempo para ser resuelto.

Este código de dinámica de fluidos está basado en lenguaje C, lo cual hace que su programación sea bastante amigable, sin embargo a diferencia de otros códigos, OpenFoam no utiliza una interfaz gráfica de ayuda al desarrollo del modelo, con lo cual es necesario utilizar una herramienta externa de visualización para ir revisando el correcto avance del modelo. La estructura de este programa está basada en scripts de C, los cuales son conocidos como diccionarios. Éstos contienen información numérica del modelo a resolver, de tal forma que al ejecutar la solución, el programa va llamando a cada uno de estos documentos, tomando de cada uno la información necesaria para construir la solución. De esta forma al ejecutar la solución el script llama a los diccionarios relacionados con: la

geometría, el mallado, condiciones de frontera, modelo matemático y método de análisis.

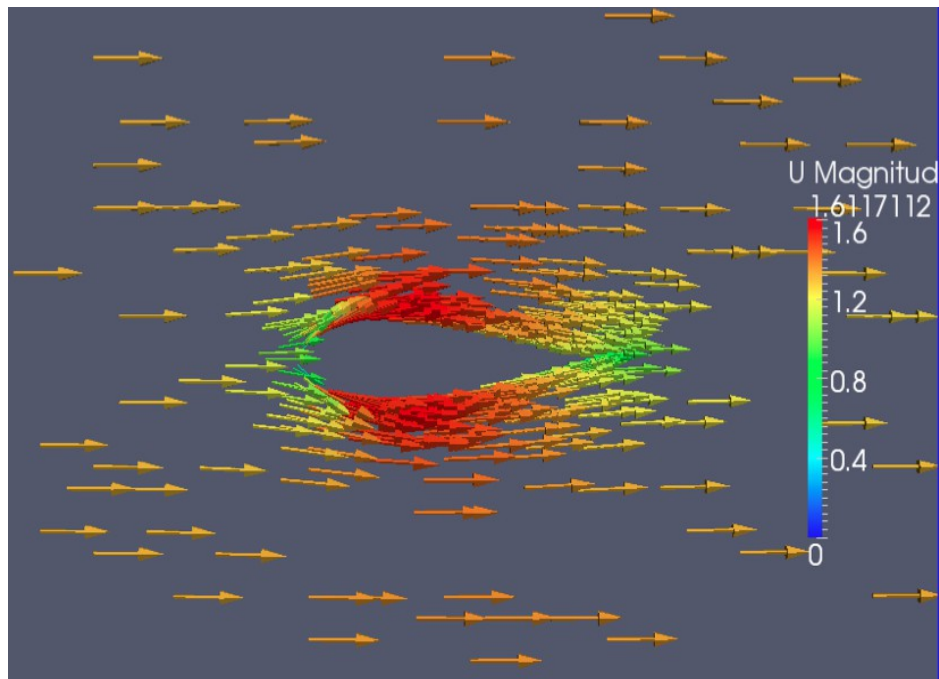


Figura 3.2. Campo de velocidades sobre un perfil NACA0024, realizado en OpenFoam.

Un problema complejo de resolver en OpenFoam es la creación de mallas dinámicas para elementos en movimiento, actualmente está disponible un diccionario llamado snappyHexMesh, el cual mediante parámetros de la geometría puede crear una malla dinámica de forma rápida, sin embargo carece de precisión, lo cual no la hace una buena técnica para resolver el mallado. En varios casos documentados se encontró que para poder resolver este tipo de casos es necesario importar una malla desde otro programa de código restringido (por ejemplo, Ansys Fluent) para poder resolver el caso en OpenFoam. Después de analizar este problema, se concluyó que el proyecto se mudara a otra plataforma de simulación, ya que una malla dinámica para este modelo es de suma importancia, y de ella depende la validación que se espera realizar usando los datos obtenidos experimentalmente. De haber continuado con este programa, este proyecto se hubiera enfocado en el diseño de un modelo computacional mas que en la verificación de datos de desempeño de una tecnología de energía renovable.

Durante el tiempo que se trabajó con OpenFoam se logró importar un perfil simétrico NACA0024, y se simuló un flujo de agua alrededor de él, una vez realizado esto se importó un modelo 3D de la turbina Gorlov pero a causa de la complejidad de la geometría nunca se logró que el postprocesador lograra construir una geometría cerrada a partir del archivo .stl. Sin embargo, durante esta etapa del trabajo logró identificarse que al importar la malla desde Ansys es posible poder generar un modelo de simulación del sistema propuesto, ya que existen trabajos donde se han simulado turbinas similares con OpenFoam.

3.3 Comsol Multiphysics

Una vez que se descartó a OpenFoam como herramienta computacional, Comsol fue la mejor opción a utilizar debido a su disponibilidad y confiabilidad. Comsol es una herramienta de simulación para diferentes fenómenos físicos y químicos, sin embargo, en este proyecto se utilizará solamente su módulo de dinámica de fluidos computacional (CFD). Al igual que otras herramientas de simulación de código restringido, éste programa tiene una interfaz gráfica donde se puede ir observando el avance en la creación del modelo, así como los resultados en la etapa de post procesamiento.

La creación del modelo de simulación en Comsol comienza con la selección del tipo de solución que se desea, en este caso, debido a la naturaleza rotativa del modelo se utilizó la solución: maquinaria rotativa en flujo turbulento el cual debe de ser definido como un estudio dependiente del tiempo, una vez establecidos estos parámetros se define la geometría del modelo de simulación, dentro de la cual deberá estar el modelo 3D de la turbina, inmerso en un dominio que simule las condiciones del canal de pruebas utilizado en la experimentación. Las condiciones de frontera de este dominio deben ser congruentes con las obtenidas de los experimentos, de tal forma que ambos modelos puedan ser comparados posteriormente.

La geometría del modelo está compuesta de dos secciones, la turbina (dibujada en Solidworks) y el canal de pruebas, el cual fue dibujado directamente en Comsol ya que es una geometría sencilla y debe incluir en sus fronteras las condiciones esperadas en el canal. Tanto la turbina como el canal fueron dibujados a escala 1:1 con respecto a los modelos y el canal de pruebas utilizado. Una vez que el modelo geométrico está completamente definido, se deben seleccionar los materiales que componen a cada dominio, en este caso el modelo consta de dos dominios: el canal y la turbina. Comsol incluye una librería de materiales en la que se puede seleccionar el material de cada dominio, de esta forma el programa utiliza toda la información directamente del fichero sin necesidad de que el usuario determine características de cada material. En el caso del agua la librería incluye datos como viscosidad, densidad, capacidad calorífica; todo esto una vez que el usuario haya definido la temperatura del modelo. Posteriormente a la definición de materiales se deben definir condiciones físicas que complementan al modelo, condiciones de frontera, régimen de flujo, compresibilidad y variables dependientes. Por último, antes de definir los parámetros de simulación se deben definir los parámetros de mallado, en este apartado Comsol tiene una opción donde se puede seleccionar el tipo de malla idóneo para el tipo de simulación a realizar, con esto se puede simplificar el proceso de mallado, sin embargo es muy importante antes de correr la simulación que se revise el tamaño del nodo utilizado por el algoritmo de mallado.

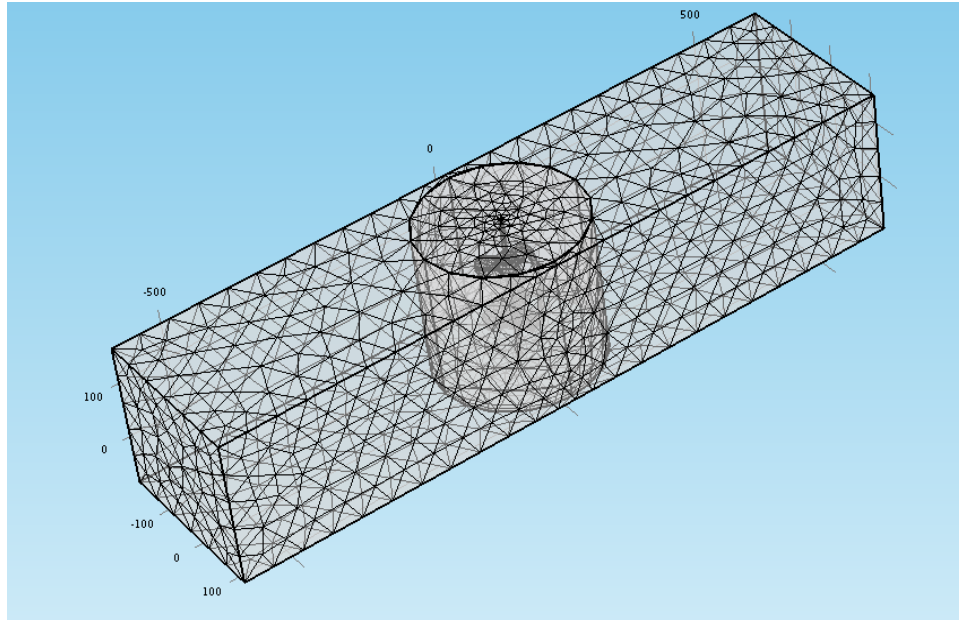


Figura 3.3. Mallado total del sistema propuesto, realizado en Comsol.

Al concluir el mallado del modelo es necesario definir las características de la simulación, si es un estudio dependiente del tiempo se debe definir el tiempo de inicio y de fin, el paso de integración y la tolerancia deseada para la convergencia en cada iteración.

3.4 Fundamentos teóricos

Las ecuaciones a resolver para el problema que estamos considerando son la de continuidad y las de Navier-Stokes para flujos incompresibles

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0$$

Ecuación 3.1. Ecuación de continuidad para flujos incompresibles.

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\nabla P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{v}$$

Ecuación 3.2. Ecuación de Navier-Stokes para flujos incompresibles.

Las Ecuaciones 3.1 y 3.2 representan un sistema de cuatro ecuaciones con cuatro incógnitas, tres de éstas son componentes de velocidad y la cuarta es de presión. Esta reducción de la problemática del modelado del fluido es posible gracias a que fundamentalmente trabajaremos con fluidos newtonianos, incompresibles e isotérmicos. Esto elimina la necesidad de una ecuación diferencial de conservación de energía. Ya que con estas suposiciones, las propiedades del fluido, como viscosidad dinámica μ y la viscosidad cinemática ν , también son constantes. Puesto que el tensor de esfuerzo es linealmente proporcional al tensor de razón de formación ϵ_{ij} , por definición y considerando además un sistema incompresible sabemos que los cambios locales en temperatura son pequeños o inexistentes; entonces el tensor de esfuerzo viscoso para un fluido newtoniano incompresible con propiedades constantes se

resume a:

$$T_{ij} = 2\mu\epsilon_{ij}$$

Ecuación 3.3. Tensor de esfuerzos para fluidos newtonianos incompresibles.

En la Ecuación 3.3 se puede ver que el esfuerzo es linealmente proporcional a la razón de deformación.

3.5 Simulaciones preliminares

Como ya se ha mencionado anteriormente, para comenzar a realizar un modelo de simulación es necesario contar con un modelo tridimensional del sistema a ser analizado; en este caso el modelo de la turbina fue generado en Solidworks como un sólido, el cual fue importado a Comsol para su análisis. El sistema a simular no sólo consiste de la turbina, también debe de incluir el eje de la misma y la geometría del canal. Tanto el eje de la turbina como la sección del canal fueron creadas sobre el modelo tridimensional de la turbina en Comsol, ya que el mallado de la turbina con su eje como un sólido generaba errores que eran complejos de resolver. Por otro lado la superficie del canal debe de ser generada en Comsol ya que de ella dependen las condiciones de frontera del sistema; de otro modo la definición de estas condiciones puede generar errores de construcción.

Las primeras simulaciones que se hicieron de la turbina buscaban acercar al autor con la interfaz de Comsol, al mismo tiempo que se iban resolviendo problemas relacionados con la generación del modelo; debido a esto los primeros modelos buscaron la simulación estática de cada turbina, haciendo pasar a través de ella un flujo similar al de las pruebas experimentales.

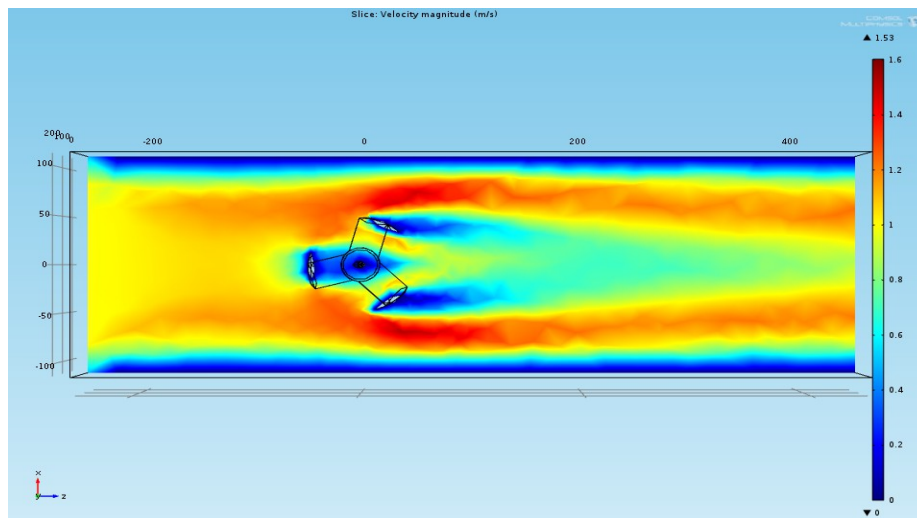


Figura 3.4. Perfil de velocidad de la turbina de 30°.

Estas simulaciones fueron de gran ayuda para entender cómo se comportarían los modelos físicos en el canal, ya que en estas simulaciones se pudo ver la distribución de velocidades que se dan alrededor de los álabes. Como era de esperarse en estas simulaciones se pudo ver que la turbina en forma estática es un obstáculo que desvía el flujo hacia los costados del canal, adelgazando la zona de baja velocidad que se presenta en la cercanía de las paredes del canal.

Las condiciones de frontera que se establecieron para estas simulaciones fueron muy similares a las del canal, sin embargo se hicieron tres consideraciones para simplificar el cómputo de la simulación. El canal de pruebas fue representado por un hexaedro dentro del cual se colocó la turbina y su eje; las caras frontal y trasera del mismo fueron la entrada y salida del flujo respectivamente, las caras inferior y laterales se establecieron como paredes, con el fin de observar en ellas una caída de velocidad debida a la fricción. La primer consideración se hizo con la cara superior, la cual no fue establecida como una interfaz agua aire, sino como una cara donde los vectores pueden salir libremente (symmetry); esto hace que la simulación pierda complejidad y se simplifique el cálculo.

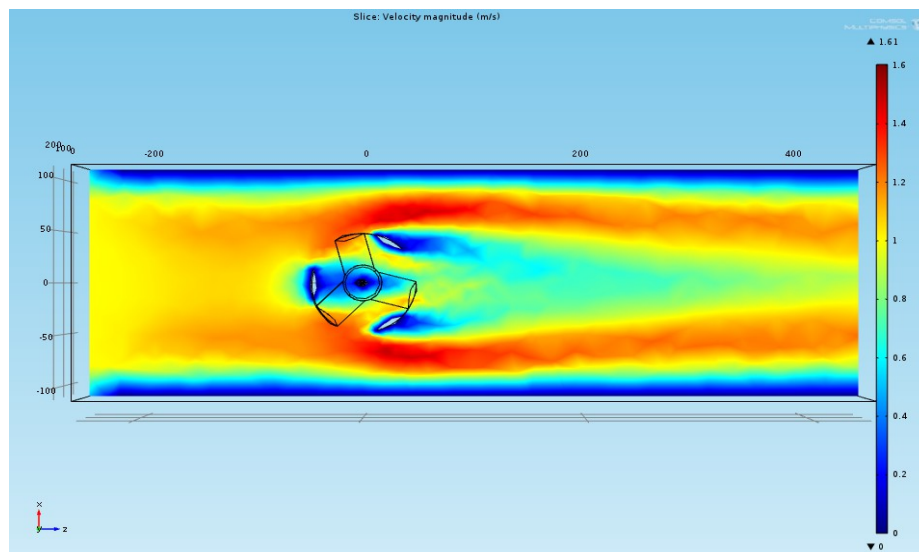


Figura 3.5. Perfil de velocidad de la turbina de 90°.

La segunda consideración fue el perfil de velocidades, en vez de crear un perfil de velocidades real, se tomó un perfil constante donde la velocidad es uniforme en dirección normal a la superficie de entrada del flujo. Por último, la tercer consideración fue el régimen del flujo, ya que se estableció un flujo laminar a lo largo del dominio.

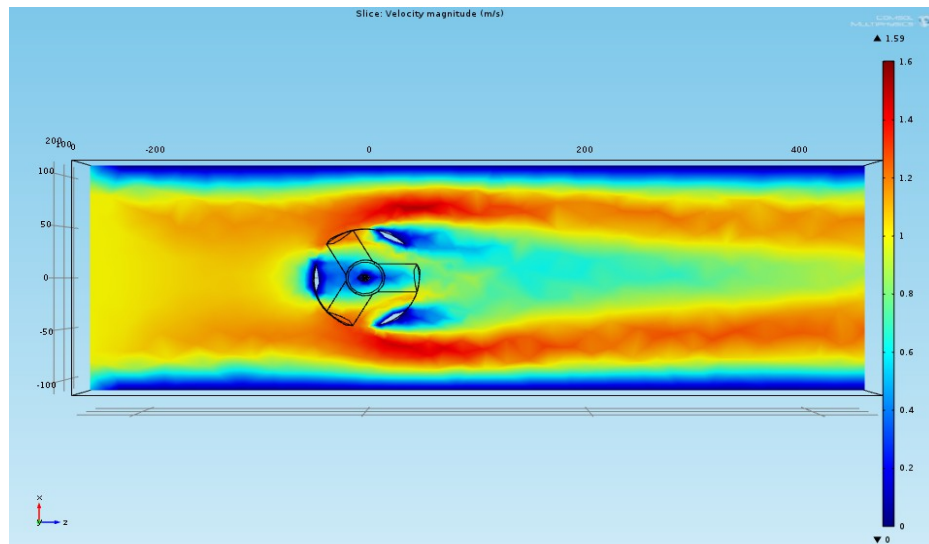


Figura 3.6. Perfil de velocidad de la turbina de 120°.

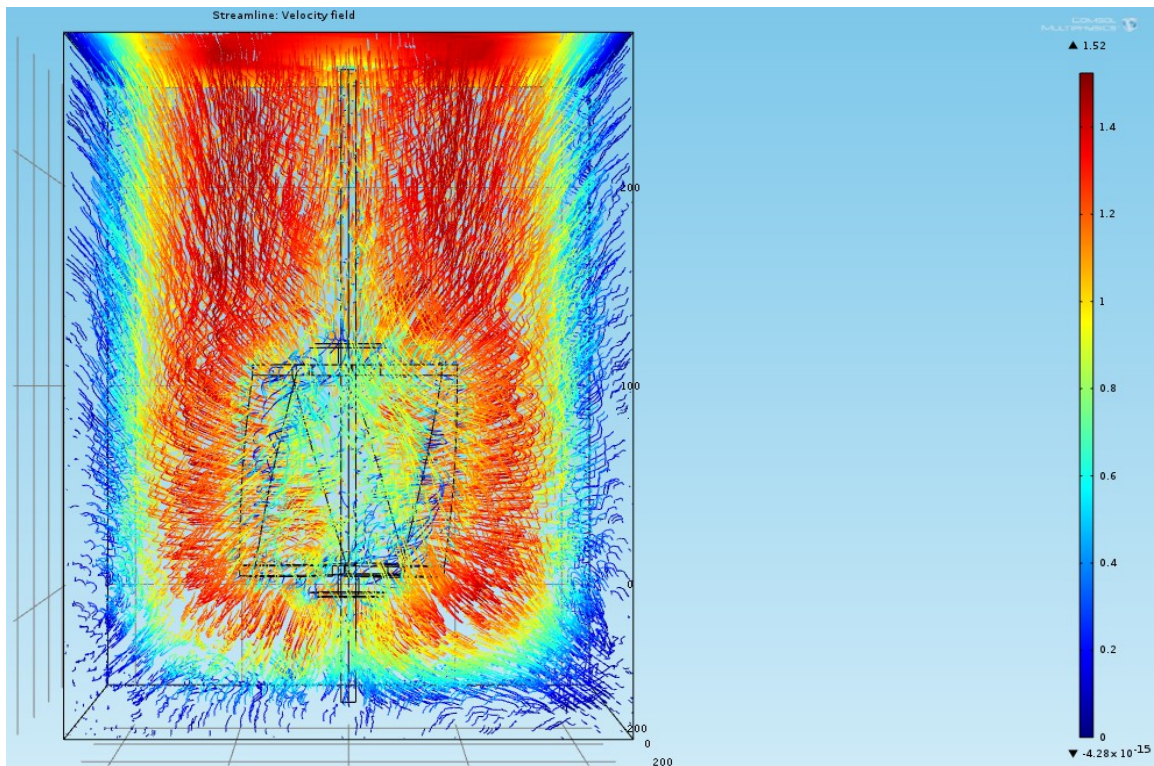


Figura 3.7. Gráfico de líneas de corriente de la turbina de 30°.

La Figura 3.7 muestra otra forma de representar el perfil de velocidades en la simulación, en esta imagen se muestran líneas multicolor que representan la trayectoria del agua pasando a través de la turbina. Los tonos azules-verdes representan las zonas donde la velocidad es más baja. Las tonalidades rojas-naranjas representan las zonas donde la velocidad es mayor. En esta simulación se introdujo un flujo normal a la cara de la página con una velocidad de 1.3 [m/s]. Al pasar el agua por la turbina ésta aumenta su velocidad hasta 1.52 [m/s].

Conclusiones del capítulo:

La ingeniería computacional ha sido esencial en este proyecto. El modelado en 3D de las piezas diseñadas en Solidworks fue la base, tanto de la fabricación de los modelos como de la simulación CFD. La simulación en este proyecto tuvo dos etapas; la primera se desarrolló en OpenFoam, mientras que la segunda y definitiva se hizo en Comsol. OpenFoam deja abierta la puerta de poder generar un modelo confiable de simulación, sin embargo esto no ha sido posible en este proyecto debido a la complejidad de la creación del modelo. Para llegar a esta conclusión fue necesario contactar al Dr. Hakan Nilsson de la Universidad de Chalmers en Suecia, quién es líder en el desarrollo de modelos en OpenFoam para turbomaquinaria. Él indicó que la creación de una malla dinámica en OpenFoam sigue siendo complejo y que la mejor forma de hacerlo es importando una malla de un programa de código restringido. Debido a la complejidad de generar el modelo en OpenFoam se decidió migrar a un software de código restringido, en este caso se seleccionó a Comsol debido a la disponibilidad de una licencia.

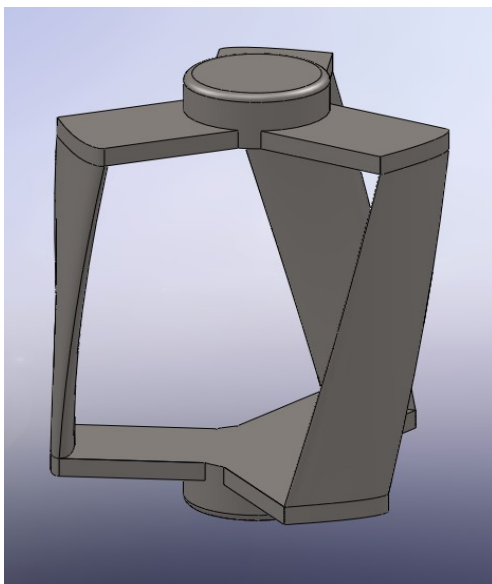
Capítulo 4: Experimentación

Objetivo de este capítulo:

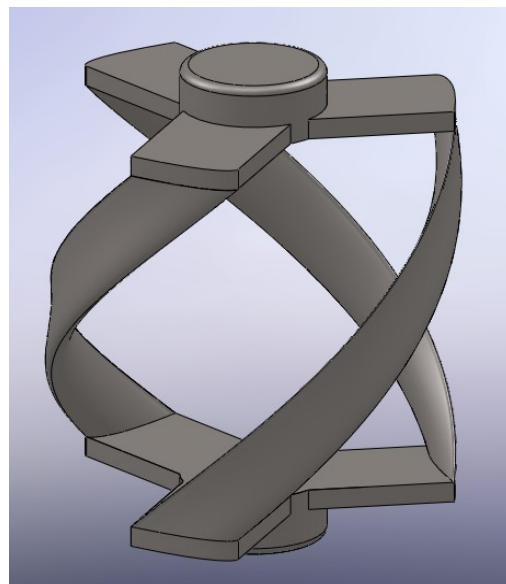
En este capítulo se describen las pruebas experimentales que se realizaron en este proyecto. La descripción comienza con los modelos a escala utilizados y su instalación en el canal de pruebas. Posteriormente se describe el funcionamiento del canal de pruebas, la instrumentación utilizada y cómo el canal y la instrumentación se relacionan con fórmulas matemáticas para calcular la velocidad del caudal. Una vez que se ha explicado esto se describe la técnica utilizada para la toma de datos y al final del capítulo se muestran los resultados preliminares de la experimentación.

4.1 Modelos experimentales

Los experimentos que se realizaron en este trabajo se hicieron a tres modelos distintos de turbina Gorlov, dos de ellos varían solamente en el ángulo de torsión azimutal, mientras que el tercero varía también en el perfil aerodinámico de los álabes. Este ángulo es muy importante en el desempeño de este tipo de turbinas, razón por la cual se tomó como el elemento de diseño a analizar en estos experimentos. Los modelos utilizados tienen ángulos de torsión de 30° , 90° y 120° ; en los datos que se presentarán a lo largo de este documento, se hace referencia a cada máquina en base a este ángulo de torsión.



(a)



(b)

Figura 4.1. Modelos 3D de las turbinas de 30° (a) y 120° (b).

La sección transversal de los álabes sigue una curva de perfil simétrico tipo NACA 0020 [23], el cual fue documentado por el inventor de la turbina, Alexander Gorlov como un perfil que otorga un desempeño constante de la turbina, sin embargo él mismo no determina si este perfil es ideal para optimizar la turbina [5]; por esta razón el modelo de turbina de 30° que se probará en este trabajo tiene un perfil simétrico NACA 0024, mientras que las máquinas de 90° y 120° tienen un perfil NACA 0020.

Para poder analizar los efectos del acabado superficial en el desempeño de las turbinas, se decidió hacer un análisis comparativo con la turbina de 30°. En un principio a esta máquina se le hicieron pruebas con los álabes rugosos, tal y como la impresora 3D fabrica los modelos. Una vez obtenidos estos datos la turbina se lijó, pintó y pulió con pintura automotiva, con el fin de obtener una superficie considerablemente más lisa que la original.

Una de las principales ventajas que tiene el diseño helicoidal es que éste, a diferencia del diseño Darrieus puede arrancar sin ayuda de fuerzas externas, debido a que los álabes cubren una mayor superficie de frente a la corriente, de forma tal que en cualquier posición de la turbina siempre habrá una sección del álabe que reciba el empuje máximo de la corriente, no obstante en el diseño de 30° se dejan 60° de sección donde no existe álabe que sea impulsado, lo cual en posiciones muy específicas puede hacer que la turbina no arranque. Ésta fue la idea que sustentó al diseño de 90°, ya que en él no queda ningún espacio entre álabes, teniendo siempre una sección de frente a la corriente. Si esto se lleva a un extremo se obtiene la justificación para el diseño de 120°, en el cual no sólo no existen secciones de álabe sin empuje, sino que además en ciertas posiciones la turbina puede tener zonas donde la corriente la impulsa en dos secciones; sin embargo esto puede ser contraproducente ya que si estas dos secciones entran en contacto con el fluido en una zona donde el empuje es mínimo puede frenar la turbina y así disminuir su desempeño.

De estos experimentos, a forma de hipótesis, se espera obtener un mejor desempeño de la turbina de 30°, seguida de la de 90° y por último la de 120°. La razón tiene que ver con un elemento de diseño común con las turbinas eólicas, el cual se denomina como solidez y se define como:

$$\sigma = \frac{bi}{D}$$

Ecuación 4.1. Definición de solidez.

Donde b es la cuerda del perfil NACA, i es el número de álabes y D es el diámetro de la turbina. La solidez determina qué tanta área de la turbina obstruye la corriente, en otras palabras determina que tanto la turbina frena al agua que pasa a través de ella [5], si la solidez es grande entonces no dejará pasar nada de agua y por lo tanto la turbina no girará. Por otro lado la solidez también depende de la velocidad; una turbina que gira muy rápidamente aumentará la resistencia al flujo de agua, lo cual también disminuiría el rendimiento de la máquina. En términos numéricos la solidez es la misma para las turbinas de 90° y 120°, ya que éstas son idénticas excepto por el ángulo azimutal. La turbina de 30° tiene una solidez ligeramente distinta por el cambio en sus dimensiones. Sin embargo el efecto de la solidez en este caso no tiene que ver con el valor numérico, sino con la superficie que se encuentra de frente al flujo del agua. En este caso debido a que se tiene un flujo unidireccional, se debe tomar en cuenta qué tanta superficie de un álabe obstruye el flujo cuando éste se encuentra de frente al flujo. Debido al incremento de la superficie causado por el ángulo azimutal, la turbina de 120° es la que mas se opone al flujo, seguida por la de 90°, por último la turbina de 30° es la que menos se opone al flujo, por lo cual se esperaría de ella un mejor desempeño.

Los modelos experimentales fabricados para este proyecto fueron impresos en polímero ABS en una

impresora 3D marca Stratasys modelo Fortus [22] que se encuentra en el Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico de la UNAM (CCADET). Para la selección del material utilizado en la impresión se tomaron en cuenta parámetros de rigidez y resistencia, de forma tal que ambos modelos pudieran soportar sin problemas las cargas hidrodinámicas a las que serían sometidos. Una vez impresos fueron lijados para eliminar las imperfecciones de la superficie y pintados con pintura automotriz, esto último a recomendación del personal de este centro de investigación; ya que de otro modo persistirían poros en los que el agua podría entrar, generando un desbalance de la máquina.



*Figura 4.2. Fotografía de los modelos impresos antes de ser lijados y pintados.
(120° izquierda, 90° derecha)*

4.2 Descripción de experimentos y del equipo de medición

Las pruebas experimentales de este proyecto se hicieron en el canal Rehbok del laboratorio de hidráulica de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, debido a la geometría del canal fue necesario diseñar un soporte que pudiera ser sujetado a las paredes y que además tuviera la rigidez necesaria para soportar la fuerza del agua pasando a través de la turbina; aunado a esto el soporte debía contar con espacios para colocar la turbina en tres posiciones verticales y horizontales.

El diseño final del soporte fue fabricado con acrílico transparente de 5 [mm] de espesor y fue sujetado a las paredes del canal con ayuda de calzas y plastilina para eliminar los ángulos rectos que se formaban entre las paredes del canal y las del soporte.

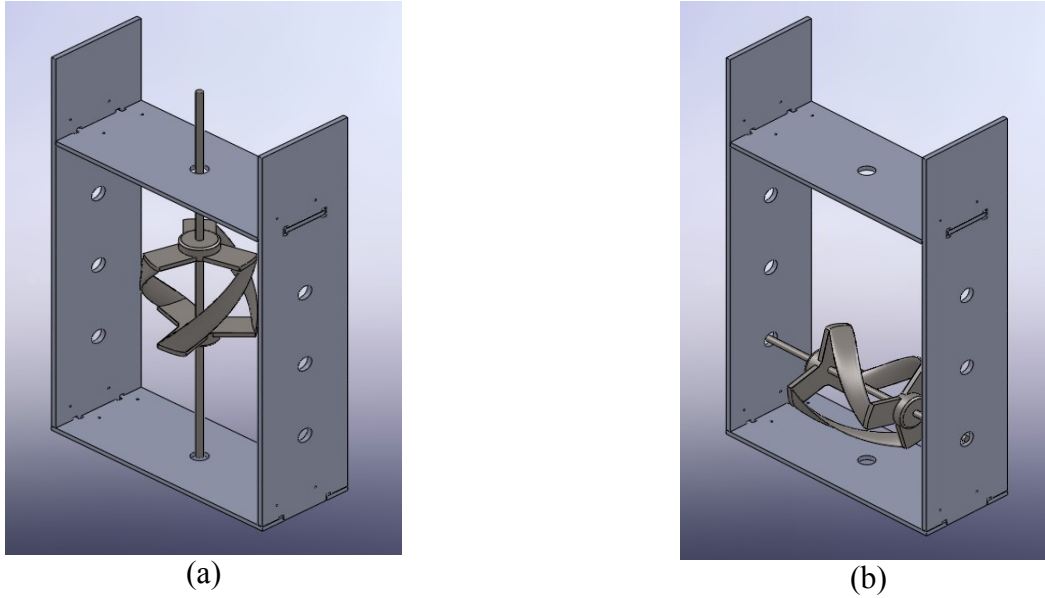


Figura 4.3. Modelos 3D del anclaje en configuración vertical y horizontal.

A cada modelo se le hizo la misma cantidad de pruebas, 3 en posición vertical, cambiando la profundidad a la que se colocaba la turbina con respecto al fondo del canal, la más baja se encontraba a 35 [mm], la siguiente a 85 [mm] y por último a 145 [mm]. Además de las mediciones verticales se realizó una medición horizontal (figura 4.3b). Para cada posición se hicieron correr 10 gastos distintos, los cuales eran replicados experimento a experimento, con ayuda de la instrumentación del canal.

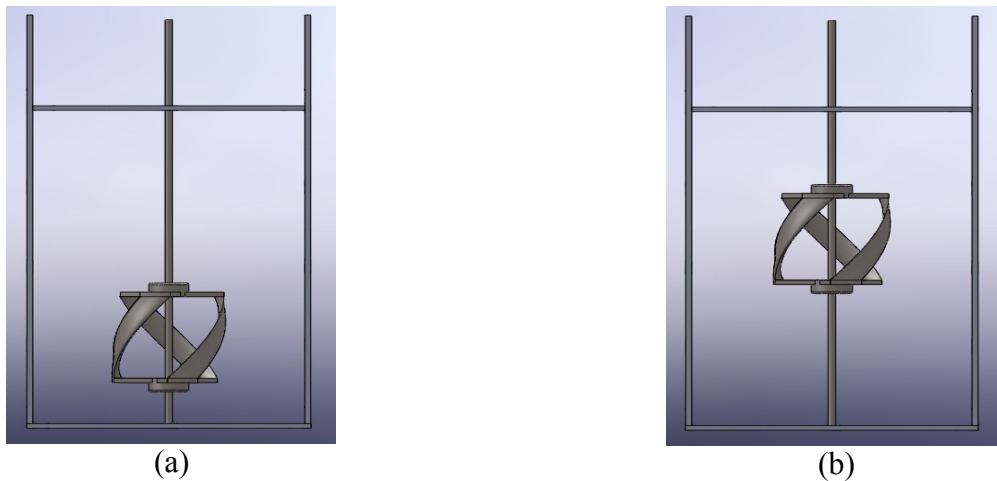


Figura 4.4. Modelos 3D de dos configuraciones verticales (a) 3.5 cm y (b) 14.5 cm.

Para el análisis de los datos sólo se utilizaron las mediciones donde la turbina fue completamente cubierta por el agua, ya que ésta es su condición óptima de trabajo. Una vez que se observó el comportamiento de los modelos a escala se tomó la decisión de acotar las lecturas, con lo cual en configuración vertical se tomaron las siguientes mediciones: para la altura 1 (la más baja) se tomaron 8 lecturas, para la segunda altura se adquirieron 5 lecturas y para la tercera: solamente una. Por otro lado,

en el caso horizontal se decidió que solamente se tomarían datos a la altura uno ya que al colocar la turbina más arriba los datos obtenidos no eran representativos dada la dinámica de la turbina; efecto que será explicado más adelante en las conclusiones de este trabajo. En cada lectura se filmó la turbina por 20 segundos, para posteriormente calcular su velocidad de rotación; y se tomó el nivel superficial del agua, tanto aguas arriba como aguas abajo de la turbina, con el fin de obtener la velocidad del caudal aguas arriba y abajo.

Las ecuaciones utilizadas para obtener la velocidad del caudal son las mismas que se utilizan en las prácticas del laboratorio, estas fórmulas toman en cuenta todos los parámetros geométricos del canal, tales como: ángulo y geometría del vertedero, área de sección transversal del canal y profundidad del caudal.

$$V_{\infty} = \frac{Q}{A}$$

Ecuación 4.2. Velocidad del caudal en función del gasto y el área de sección.

Para poder obtener el gasto que circula por el canal es necesario recurrir a dos ecuaciones que están basadas en mediciones experimentales para canales de esta geometría; éstas fórmulas fueron desarrolladas para poder obtener la velocidad media del agua que circula por un canal sin necesidad de recurrir a modelos más complejos o a sensores costosos.

Es importante indicar que en los primeros experimentos además de utilizar estas ecuaciones, se calculó la velocidad con ayuda de la carga de velocidades, la cual fue medida con un tubo de Pitot, sin embargo debido a que este instrumento suele acarrear muchos errores de medición dada su naturaleza, se decidió descartarse este método y se utilizó solamente el cálculo de la velocidad mediante el gasto y la profundidad del agua.

$$Q = Ch^{\frac{5}{2}}$$

Ecuación 4.3. Gasto que circula a través del canal [16].

El gasto del canal se obtiene mediante una constante (C) y la altura de agua (h) que pasa a través del vertedero. Antes de realizar los experimentos se fijaron gastos que a su vez fueron repetidos en cada experimento, con esto las mediciones de profundidad del vertedero se hicieron una sola vez.



Figura 4.5. Vertedero del canal.

En la figura 4.5 puede observarse el vertedero del canal mientras circula agua por él, la altura del fluido se toma en base al vértice del mismo, conocida como N_c , este valor es fijo y está determinado por la construcción del canal. El nivel superior (N_{ai}) es medido con ayuda de un calibrador que mide la superficie del agua (limnómetro) que pasa a través del vertedero (figura 4.6).



Figura 4.6. Limnómetro del vertedero.

Para obtener la constante C , necesaria para calcular el gasto se utiliza una fórmula creada en la Universidad Católica de Chile; esta ecuación incluye elementos de construcción del canal así como coeficientes que relacionan la geometría del canal con el tirante (profundidad) del agua [16].

$$C = \frac{8}{15} \sqrt{2g} \tan \frac{\theta}{2} \mu k$$

Ecuación 4.4. Coeficiente de la Universidad Católica de Chile.

La ecuación 4.4 determina la constante necesaria para poder calcular el gasto que se define en la ecuación 4.3. Este coeficiente es un valor constante que sólo debe ser calculado una vez ya que se encuentra definido por la geometría del canal así como por rangos de profundidad del agua. En esta fórmula θ representa el ángulo en grados del vertedero, como puede verse en la figura 4, el vertedero forma un vértice en su parte inferior; este vértice puede variar de canal a canal, lo cual a su vez afectaría la cantidad de agua que deja pasar a una misma profundidad. Por otro lado μ es un coeficiente experimental que depende también de θ así como de h , la profundidad del agua que pasa por el vertedero. Por último k es otro coeficiente que depende de B y h , donde B es el ancho total del vertedero, esta medida se toma entre las paredes pintadas de azul que se ven en la figura 4.5.

4.3 Condiciones iniciales y de frontera

El canal de pruebas utilizado está formado por varios elementos que ayudan a controlar el flujo dentro de él, el primero de estos elementos es la válvula que controla el gasto, una vez que el agua ingresa al canal llena una pequeña pileta que ayuda a disminuir las fluctuaciones de gasto causadas por la válvula. Una vez que la pileta se ha llenado el agua circula por el vertedero (figura 4.5) llenando una segunda pileta más pequeña que tiene el mismo efecto: minimizar las fluctuaciones del flujo.



Figura 4.7. Segunda pileta de control e inicio del canal.

Cuando la segunda pileta ha sido llenada, el agua comienza a circular por el canal, el cual en un inicio tiene paredes de ladrillo, mientras el agua continúa fluyendo llega hasta la zona donde las paredes están hechas de vidrio, aquí la sección del canal tiene 250 mm de ancho constante; a la entrada y salida de esta sección se encuentran compuertas que ayudan a controlar el nivel del agua que ingresa, con lo cual se modifica también la velocidad del agua que circula.

Al final de la sección de vidrio, donde está instalada la compuerta de salida comienzan de nuevo paredes de ladrillo, las cuales al igual que las anteriores a esta sección, tienen un ancho de 255 mm. Al concluir estas paredes el agua cae en un segundo vertedero para que pueda cerrar el circuito de circulación.



Figura 4.8. Sección de vidrio del canal.

Como en todo sistema donde hay un fluido en movimiento, dentro del canal existe un perfil de velocidades que es causado por la fricción que existe entre el fluido y los elementos que lo contienen. Generalmente los perfiles de corriente suelen ser vistos en dos dimensiones, ya que la velocidad en una lámina de fluido depende de la profundidad a la que este se encuentra. Cerca del fondo la velocidad se ve afectada por la fricción del fluido con el lecho del canal, mientras que cerca de la superficie la velocidad también disminuye por efecto de la fricción de la corriente de agua con el aire. Debido a estos dos efectos el perfil de velocidades toma una forma similar a una letra “D” en función de la profundidad. Tridimensionalmente el perfil de velocidades adquiere la forma de una olla, quedando en el centro del canal la “D” que se ha explicado previamente; la cual va perdiendo espesor mientras se aproxima hacia las paredes del canal, lo cual se debe al efecto de la fricción que éstas crean con el caudal de agua. Es importante recalcar que la fricción de las paredes es minimizada debido a que éstas son de vidrio, sin embargo este efecto existe y la velocidad del caudal en la pared es cero, al igual que en cualquier superficie estática.

Por el efecto tan complejo que crea el perfil de velocidades, en este proyecto se trabajó con la velocidad media del agua, cuyo cálculo ha sido descrito en la sección 4.2 de este capítulo; esta velocidad media es la que se considera como de entrada y salida de la turbina, obtenida a través del nivel del agua.

4.4 Toma de Datos

La toma de datos de estos experimentos comenzó con la definición de 10 gastos que serían repetidos medición a medición, estos gastos fueron calculados para que la variación de agua de uno a otro fuera igual. La razón por la que se decidió tomar al gasto como primera variable de control es porque el canal está diseñado para obtener gastos constantes, aunque tal cosa no sea del todo correcta ya que aunque el canal cuenta con piletas de control el gasto siempre sufrirá pequeñas fluctuaciones. Establecer una velocidad para cada lectura hubiese sido muy complicado y una vez logrado no hubiese sido correcto ya que debido a la solidez cada turbina frena el caudal de forma distinta.



Figura 4.7. Válvula de control del gasto.

El gasto total del canal es controlado por una válvula al inicio del mismo, esta válvula llena la primer pileta del canal, donde un limnómetro mide el nivel del agua; una vez que los gastos fueron establecidos se colocó una escala en papel milimétrico sobre la ventana del calibrador, en esta escala se colocaron los números de cada gasto, los cuales fueron asignados de forma ascendente, siendo 1 el gasto más bajo y 10 el gasto más alto. En la figura 4.8 puede observarse la escala que fue colocada y el nivel de agua detrás de ella; en este caso el nivel del agua coincide con el gasto número 10.

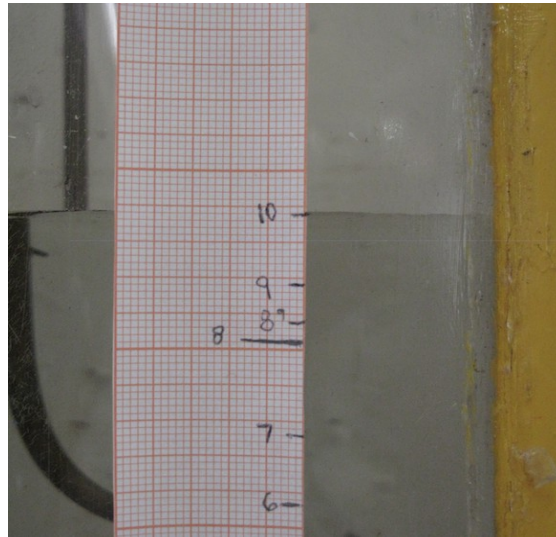


Figura 4.8. *Escala colocada para asegurar la repetitividad de las mediciones.*

Una vez que se establecía cada gasto con la válvula se esperaban 30 segundos para que se estabilizara el nivel del agua del canal, con el fin de evitar cualquier ruido ocasionado por el incremento del nivel del agua (la toma de datos siempre se hizo de forma ascendente); una vez pasado este tiempo se tomaba el nivel del caudal tanto aguas arriba como aguas abajo de la turbina, esto se hacía con dos limnómetros que se encontraban fijos en su posición, para garantizar que en cada experimento los datos fueran tomados de forma correspondiente con el anterior.



(a)



(b)

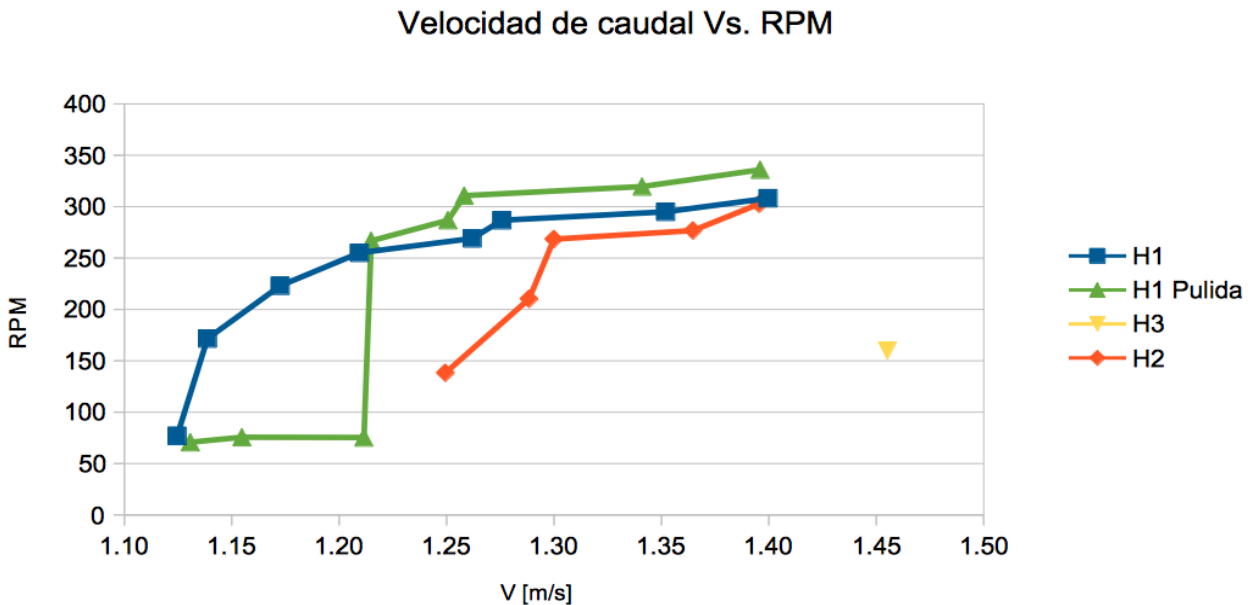
Figura 4.9. *Limnómetro aguas arriba (a) y aguas abajo (b).*

Una vez que se capturaban los niveles aguas arriba y aguas abajo se filmaba la turbina por 20 segundos para que posteriormente se calculara la velocidad de rotación de la misma. Una vez terminada la filmación se incrementaba el gasto con ayuda de la válvula de entrada para obtener los siguientes datos repitiendo el mismo proceso.

La captura en video de la turbina fue necesaria ya que la velocidad de rotación no es constante, incluso en estado estacionario. Cuando se intentó colocar un sensor de velocidad al eje de la turbina, éste registraba cambios en su lectura con mucha rapidez, lo cual hizo imposible una medición precisa con este instrumento. La solución de esto fue pintar un álabe de cada turbina con un color que contrastara con los otros, con el fin de poder detectar su posición con precisión una vez que el video fuera descompuesto en fotogramas. Una vez que se reconoció la posición inicial de este álabe en un fotograma determinado se contabilizaron los cuadros que tomaba a la turbina volver a esa posición, posteriormente con ayuda del número de cuadros por segundo se calculó la velocidad a la que la turbina había dado esa revolución; cada video captó 20 segundos de película y el análisis cuadro por cuadro se realizó durante 10 segundos, al final de los cuales se hizo un promedio de las velocidades y fue este número el que se reportó como la velocidad en cada caso; con esto el error de medición se disminuyó al máximo.

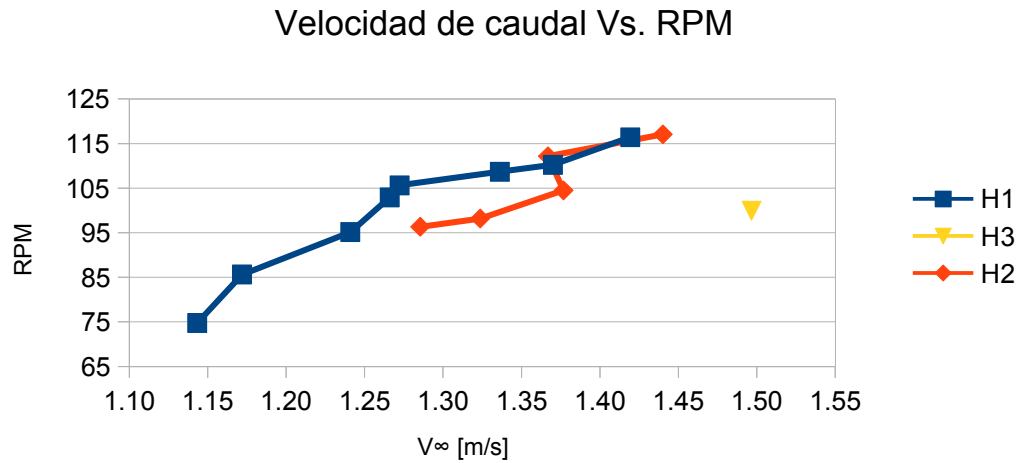
4.5 Resultados preliminares

A continuación se muestran las gráficas de los datos tomados en el laboratorio para cada una de las máquinas.



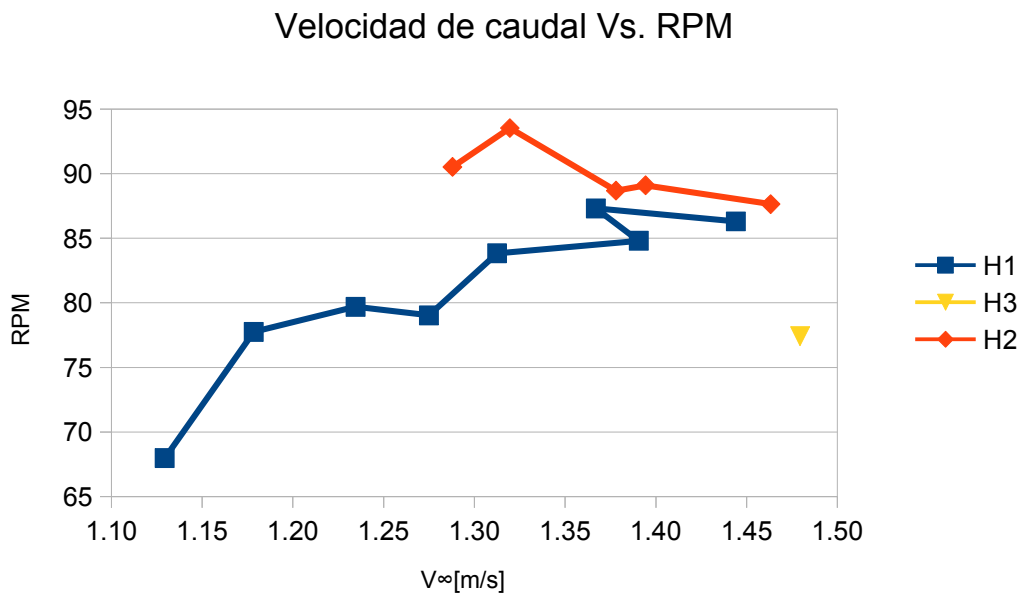
Gráfica 4.1. Turbina de 30° H1 representa la altura de 35 [mm], H2 85 [mm] y H3 a 145 [mm], H1 la altura 2 y H3 la altura 3.

En la Gráfica 4.1 se muestra el comportamiento de la turbina de 30°, debido a que este modelo no fue pulido desde un inicio fue posible comprobar el cambio en su desempeño una vez que se lijó, pintó y pulió la superficie de los álabes. Las líneas azul (antes de ser pulida) y verde (pulida) son comparables de forma directa ya que la máquina se encontraba a la misma altura. Una explicación del salto en desempeño de la turbina pulida puede encontrarse en las conclusiones de este trabajo.



Gráfica 4.2. Turbina de 90°.

Aunque el desempeño de la turbina de 90° es inferior que la de 30°, aún se puede distinguir una tendencia de mejora constante en su desempeño conforme la velocidad del caudal va aumentando. El desempeño a diferentes alturas, al igual que en la turbina de 30°, es muy similar a condiciones de flujo similares.



Gráfica 4.3. Turbina de 120°.

La turbina de 120° muestra un comportamiento errático en su desempeño sin importar la altura a la que se encuentra sobre el fondo del canal. Durante las pruebas experimentales este efecto no pudo ser observado, ya que la diferencia en velocidad entre un flujo y otro no era lo suficientemente grande como para ser notado.

Conclusiones del capítulo:

Una vez construidas las turbinas, se prepararon para someterse a las pruebas experimentales, en una montura reconfigurable que fácilmente pudo reinstalarse en el canal de flujo. La instrumentación se ajustó y determinaron las incertidumbres de medición. Se estableció un método para medir la velocidad promedio del agua del canal y cómo determinar la velocidad angular de la turbina.

Claramente no se logran mediciones experimentales de los perfiles 3D de velocidad del agua, sólo un estimado de la velocidad media.

En cuanto al procedimiento de medición la velocidad angular de la turbina se pueden obtener valores más precisos y a una tasa de muestreo mayor pero se requiere de una cámara de vídeo de alta velocidad.

Capítulo 5: Análisis comparativo

5.1 Modelo computacional

El modelo final de simulación consistió en dos elementos, la turbina y el canal de pruebas. Para poder hacer girar la turbina se definió un elemento rotativo circular en la simulación, éste contenía a la turbina con su eje en el centro; a los alrededores de esto se encontraba el canal de pruebas. Como puede observarse en la Figura 5.4, el dominio rotacional tiene la forma de un cilindro, cuya altura es igual a la del hexaedro que representa al canal. El diámetro del cilindro fue seleccionado en función de los recursos de cómputo consumidos, un diámetro pequeño (que tuviera el mismo diámetro que la turbina) complicaba el mallado y como consecuencia hacía que el modelo fuera más lento de resolver.

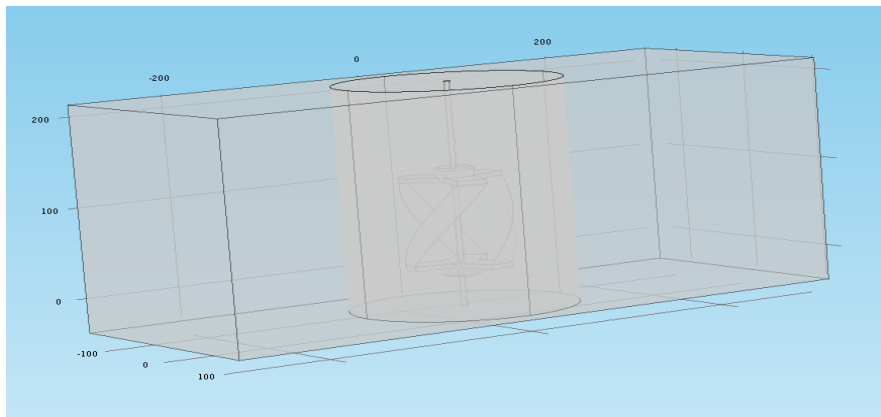


Figura 5.4. Imagen de los dominios geométricos de la simulación. El cilindro del centro delimita el dominio rotacional.

Una vez definido el dominio rotacional dentro de la simulación es necesario indicar que la turbina es un elemento sólido que se encuentra sumergido en un medio líquido; esto se hace primero extrayendo la turbina del canal, y posteriormente definiendo que todo el canal está lleno de agua estancada en estado líquido a una temperatura dada. Una vez que se define al agua como el elemento principal en el modelo, éste define sus propiedades mecánicas y térmicas en función de las condiciones definidas por el usuario.

Las condiciones de frontera de la simulación fueron seleccionadas asemejando la geometría del canal, el fondo y las paredes laterales fueron definidas como paredes, en las cuales el agua rebota hacia adentro una vez que es perturbada. Para las caras superior, frontal y trasera se estableció un tipo de condición de frontera conocida como *symmetry*, la cual es muy común en la simulación de fluidos computacional. Este tipo de fronteras establecen que los vectores internos pueden salir libremente del modelo, y una vez fuera ya no son tomados en cuenta por la simulación, lo cual ahorra recursos de cómputo.

Con la geometría, material y condiciones de frontera definidas es necesario definir el mallado con el cual se va a resolver el modelo. En este caso, debido a que se tiene un elemento rotativo dentro del modelo es necesario hacer dos mallas, una para la frontera del elemento rotativo y otra para el resto de la geometría. La malla utiliza nodos tetraédricos no muy finos debido al tamaño y complejidad de la

geometría de la turbina. Al hacer un mallado más fino se generan errores en los bordes de los álabes por la curvatura de éstos. Por otro lado, debido a que el modelo es pequeño un mallado más fino solamente daría resultados con alta precisión los cuales ya no serían comprobables a un nivel experimental. La malla utilizada para este modelo contiene alrededor de 61,000 nodos.

La solución del modelo utiliza condiciones de un flujo laminar, en pruebas hechas con flujos turbulentos utilizando un modelo k- ϵ , para modelar la turbulencia, una simulación correspondiente en todos los demás elementos tomó aproximadamente seis veces el tiempo de cómputo que una en régimen laminar.

Para optimizar los recursos de cómputo en la simulación se hicieron varias pruebas, en algunas se variaba el tamaño de los nodos, en otras el régimen de flujo, en la mayoría se probaron cambios en la velocidad de rotación y tiempos de simulación. Para poder entender la difusión del flujo en cada modelo de turbina (30°, 90° y 120°), se hicieron simulaciones a 60 RPM, tomando 6.5 segundos de simulación. Estas simulaciones utilizaron mallas gruesas y un régimen laminar, con estas condiciones cada simulación tomó alrededor de 50 minutos en ser calculada.

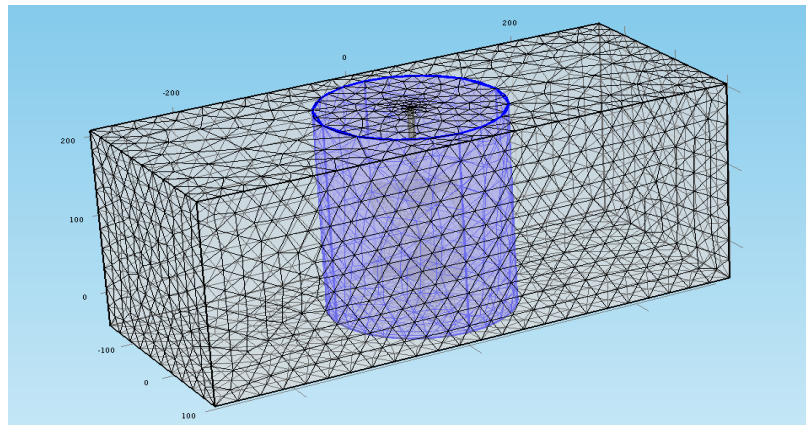


Figura 5.5. Malla del modelo de simulación. La sección azul resalta la frontera del dominio rotacional.

Los resultados de estas simulaciones sirvieron para saber que el modelo computacional toma en cuenta todos los elementos geométricos de cada modelo a escala, sin embargo no fueron representativas de los experimentos realizados en el canal.

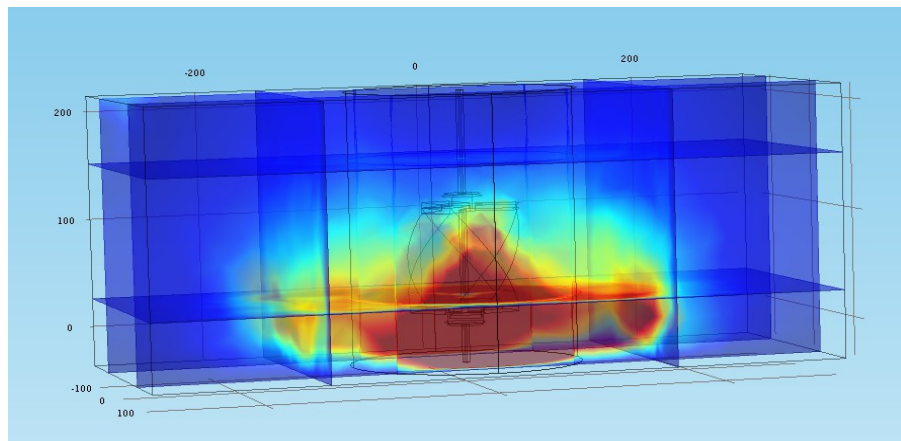


Figura 5.6. Resultado de una de las simulaciones. En este caso es la turbina de 90° a 35 [mm] del fondo. La escala de colores va de 0 (azul) a 0.31 (rojo) [m/s]. Esta simulación se hizo a 6.5 [s] con una velocidad de rotación de 60 [RPM].

5.2 Simulaciones del experimento

Las primeras simulaciones que se hicieron, incluyendo la turbina y la geometría del canal, fueron hechas con la turbina fija, haciendo pasar a través de ella una corriente similar a la que se creó en las pruebas experimentales (capítulo 3.5). Una vez que estas simulaciones presentaron resultados congruentes con las pruebas experimentales fue necesario comenzar a analizar el elemento rotativo en la simulación. Comsol, el software que se utilizó para estas simulaciones, cuenta con una herramienta de simulación para elementos rotativos, la cual facilita el mallado de la interfaces estática y rotativa. Además esta herramienta considera una simplificación del modelo, la cual ahorra recursos de cómputo al ejecutar la simulación, sin embargo la herramienta está diseñada para diseño de mezcladores; donde el elemento sólido comienza a girar a causa de una fuerza externa mientras que el fluido se encuentra en reposo antes de comenzar la simulación. Debido a esto se comenzó a trabajar con un caso en el que el agua del dominio se encontrara estancada, mientras la turbina comenzaba a girar con una aceleración constante hasta alcanzar un valor máximo de revoluciones por minuto. Estas primeras simulaciones utilizando elementos rotativos tuvieron como objetivo identificar el comportamiento del fluido en función de la geometría del modelo.

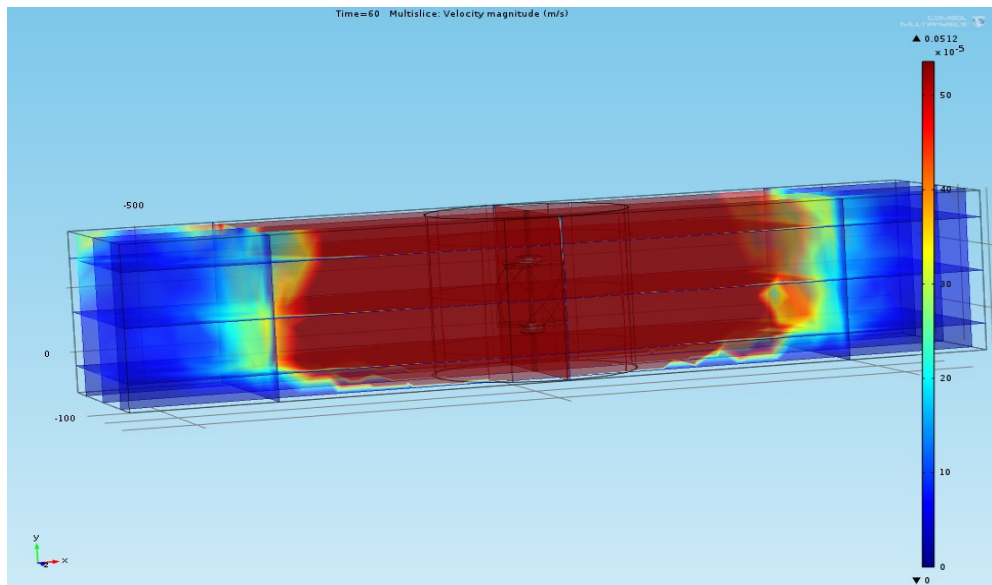


Figura 5.1. Perfil de velocidad a 6 segundos de simulación y 10 RPM, para la turbina de 90°.

Tomando en cuenta que la velocidad tangencial de la turbina debe de ser igual a la velocidad del flujo que la impulsa, se hizo un primer bloque de simulaciones donde se buscó obtener esta relación, sin embargo, a lo largo de ellas se identificaron otros problemas que tuvieron que ser resueltos uno a uno. Para poder interpretar la información que entregaban las simulaciones fue necesario realizar un experimento dentro de un canal circular, en el que se hizo girar la turbina con un taladro dentro de agua estancada, en este experimento se observó que al paso de unos segundos y a altas revoluciones por minuto, la turbina tendía a impulsar el agua en la misma dirección que el sentido de giro. En estas pruebas, si la turbina conservaba su dirección de giro, entonces el flujo era notablemente menos turbulento en comparación a cuando ésta giraba en dirección opuesta.

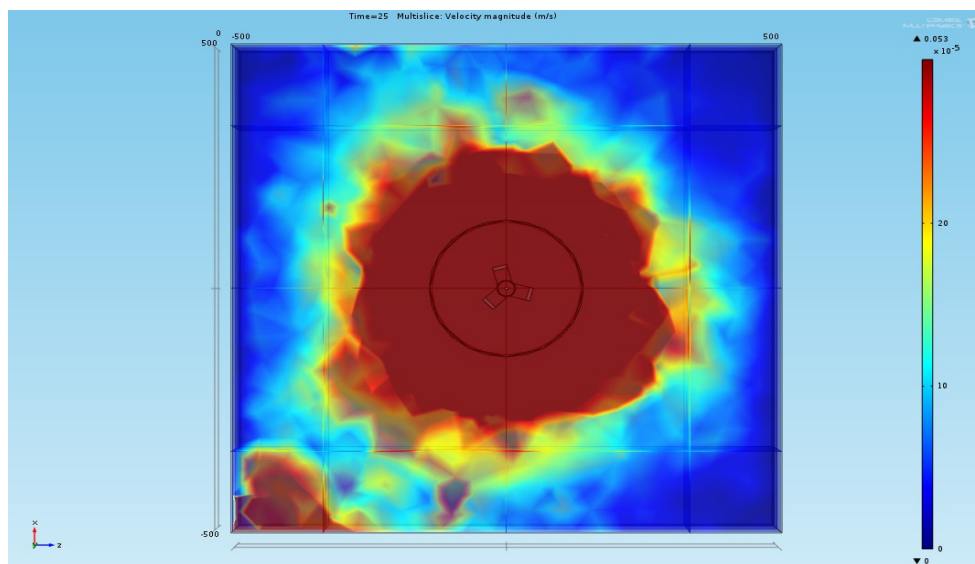


Figura 5.2. Perfil de velocidad a 25 segundos de simulación 10 RPM para un modelo con álabes rectangulares.

Era de esperarse que este efecto pudiera ser observado de forma inmediata en la simulación, sin embargo éste no fue el caso. Al invertir el sentido de giro de la turbina no se observaba un cambio notorio en la difusión del flujo, lo que llevó a interpretar que la simulación sólo “veía” el área que se oponía al flujo, la cual en un perfil aerodinámico simétrico es la misma vista de frente o de revés. Con esta idea en mente se realizaron una serie de simulaciones en las que el área impulsora del flujo fue modificada, se hicieron pruebas con álabes de sección rectangular y triangular, con el fin de identificar las diferencias en el flujo generado por cada geometría. De este grupo de simulaciones se identificó que el flujo es muy distinto en cada geometría, pero al variar el área de sección transversal de cada figura, no se obtenía un cambio significativo en el flujo. Ésta información y un análisis más profundo del experimento realizado ayudaron a corregir la primera interpretación que se hizo del experimento. Es un hecho que la turbulencia observada depende del sentido de giro, pero no a causa de como cada álabe golpea al agua sino por el ángulo de torsión azimutal de cada máquina. Al igual que una bomba de tornillo, los modelos de las turbinas impulsan el agua en el sentido de giro, al invertir el sentido de giro el agua era impulsada hacia la superficie, lo cual mostró un aumento considerable en la turbulencia superficial del agua. La razón por la que esto no podía ser observado en la simulación fue simple; para establecer las condiciones de frontera del modelo se utilizaron en primera instancia bordes del dominio conocidos como symmetry, la característica de esta condición de frontera es que una vez que el fluido llega a ella, al modelo ya no le interesa más, por lo que esa información se pierde, de forma tal que se ahorran recursos de cómputo. En este caso al tener un dominio simétrico el agua entraba o salía sin que se pudiera identificar un cambio en la difusión o turbulencia del fluido.

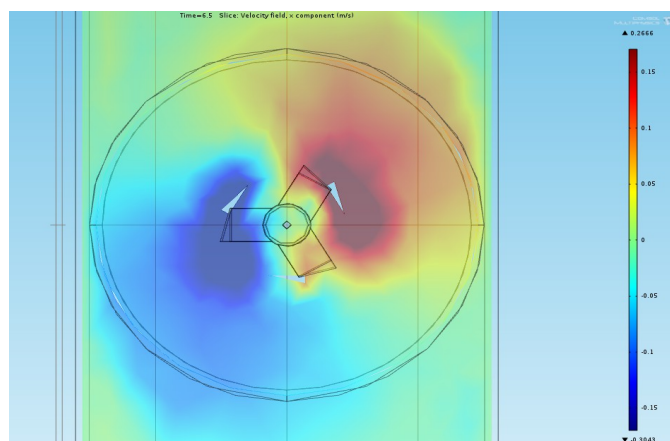


Figura 5.3. Perfil de velocidad a 6.5 segundos de simulación 10 RPM para un modelo con álabes triangulares.

En toda simulación de CFD es necesario interpretar los resultados que se obtienen, en este caso un experimento simple ayudó a entender que la simulación tomaba en cuenta todos los parámetros geométricos, por lo que los resultados que entregan las simulaciones son representativos de la realidad.

Al superar estos problemas se comenzó a trabajar en un modelo que replicara exactamente cómo la turbina adquiere su velocidad de rotación, es decir: un modelo capaz de simular el efecto de transferencia de velocidad entre la corriente y la turbina. Después de varios intentos de realizar esto fue necesario establecer comunicación con la gente que desarrolló el programa, quienes informaron que este fenómeno no era posible de ser simulado de forma directa y que lo mejor sería utilizar datos experimentales para crear el modelo. Ese caso supondría simular el flujo de agua a través de una turbina que gira libremente, con datos de velocidad de caudal y velocidad angular tomadas de experimentos. En este trabajo se hizo una aproximación de este tipo de simulaciones, sin embargo el

consumo de recursos de cómputo es muy alto, la única simulación que se intentó hacer para este caso tomó once horas en ser calculada y sólo obtuvo resultados para un segundo de simulación. Existe otra opción menos costosa en términos de cómputo, la cual se asemeja mucho a las simulaciones que se describen en el Capítulo 3. Para este caso se pueden realizar simulaciones de la turbina fija, girando ésta algunos grados de simulación a simulación; de forma tal que en cada simulación se tomen las fuerzas que reciben los álabes por efecto del agua. Estas fuerzas posteriormente pueden ser sumadas y así calcular el par que tiene la turbina en cada ángulo, estos datos podrían ser comparados turbina a turbina para identificar el mejor diseño. La precisión de esta técnica depende de la cantidad de simulaciones que se hagan a todo lo largo de una revolución (360°).

5.3 Análisis de resultados en estado estable

El análisis de los datos experimentales de este proyecto se hizo desde dos perspectivas: la primera de estas plantea un modelo matemático que ha sido propuesto a partir del comportamiento dinámico del sistema. La segunda perspectiva de análisis se enfoca solamente en el desempeño de las turbinas, lo cual se logra mediante el uso de teoría de modelos y coeficientes adimensionales.

El modelo que se propone en este trabajo está basado en la dinámica de un sistema rotacional, tomando como base la segunda ley de Newton.

$$I \frac{d\omega}{dt} = k V_{\infty}^n - b\omega$$

Ecuación 5.1. Modelo propuesto.

Como se puede observar en la Ecuación 5.1, del lado izquierdo de la ecuación se tiene el equivalente rotacional para los términos masa y aceleración de un sistema traslacional; donde I es el momento de inercia de la turbina y $\frac{d\omega}{dt}$ es el cambio de velocidad angular con respecto al tiempo, o lo que es lo mismo, la aceleración angular α . Las incógnitas en esta ecuación son: k , n y b , ya que el momento de inercia puede ser calculado en Solidworks una vez que se ha definido la densidad del material del modelo 3D. Debido a la cantidad de incógnitas que tiene este modelo es necesario realizar dos bloques de pruebas experimentales; la primera de éstas se hizo en estado estacionario, con la cual se buscará determinar que los datos se comportan como el modelo propuesto. El segundo bloque de pruebas se realizó en estado transitorio, llevando la turbina de una velocidad a otra, modificando la velocidad de la corriente. Los datos obtenidos de forma dinámica se procesaron con técnicas de identificación de sistemas con el fin de obtener el valor de cada una de las incógnitas del modelo.

Para las pruebas en estado estacionario se debe considerar que $\alpha=0$, por lo que el modelo propuesto quedaría de la siguiente forma:

$$k V_{\infty}^n = b\omega$$

Ecuación 5.2. Modelo propuesto con $\alpha=0$.

Donde k es una constante relacionada con el par que impulsa a la turbina y n es el exponente que relaciona la capacidad que tiene la máquina de transformar la energía cinética del fluido en velocidad

angular; ambos elementos relacionan el par de la turbina en función de la velocidad del caudal. Es de esperarse que el exponente n no llegue a tomar el valor de tres, ya que si éste fuera el caso un pequeño cambio de velocidad en el caudal se transformaría en un gran incremento de la velocidad de rotación de la turbina. Por último, b es una constante proporcional al par de frenado, creado por la fricción que existe entre los rodamientos del eje así como de la fricción entre el agua y la turbina. Debido a que k , n y b son constantes desconocidas es necesario simplificar la Ecuación 5.2.

$$\frac{k}{b} V_{\infty}^n = \omega$$

Ecuación 5.3. Modelo propuesto con dos incógnitas.

Para simplificar el modelo a analizar éste debe ser lineal, lo cual se obtiene una vez que se ha aplicado logaritmo a cada uno de los elementos de la Ecuación 5.3.

$$\log \frac{k}{b} + n \log V_{\infty} = \log \omega$$

Ecuación 5.4. Aplicación de logaritmos para obtención de modelo lineal.

Para que este modelo se asemeje a la ecuación de una recta es necesario realizar el siguiente cambio de variables:

$$x = \log V_{\infty} \quad y = \log \omega \quad B = \log \frac{k}{b} .$$

$$y = nx + B$$

Ecuación 5.5. Modelo de una recta propuesta.

El segundo análisis que se hace en este trabajo utilizando datos de la turbina en estado estacionario, busca resaltar el desempeño de cada una de los modelos, y posteriormente compararlos de forma directa. Para poder hacer esto, es necesario recurrir a teoría de modelos y números adimensionales, con el fin de llevar a cada modelo a un terreno donde sean comparables directamente. Esto debido a que sus condiciones de diseño no son idénticas. Debido a esto pueden existir variaciones en los datos medibles que no sean exclusivamente debido al diseño de la máquina y que por el contrario sean efecto del tamaño de los modelos. Éste análisis cobra un especial valor debido a que la turbina de 30° es ligeramente mayor que las de 90° y 120°; por lo que cualquier dato dimensional no puede ser comparado directamente entre los tres modelos. La obtención de números adimensionales ayuda a eliminar cualquier efecto en la dinámica del modelo a causa de su tamaño, con lo cual se obtiene una relación directa que puede ser comparada entre cada uno de los modelos.

Los principales parámetros sin dimensión que definen el desempeño de una turbina de este tipo son: la relación de velocidades λ y el coeficiente de potencia C_k .

$$\lambda = \frac{r\omega}{V_{\infty}}$$

Ecuación 5.6. Relación de Velocidades.

Esta relación es muy importante en el diseño de turbinas eólicas, establece la proporción de velocidad que existe entre la velocidad tangencial de los álabes de una turbina en relación con la velocidad del flujo que la impulsa. Es importante destacar que esta relación es sólo válida para máquinas dentro de un flujo libre.

$$C_k = \frac{P_{turbina}}{P_{\infty}}$$

Ecuación 5.7. Coeficiente de Potencia.

El coeficiente de potencia (C_k) es una relación análoga a la eficiencia, ya que éste relaciona a la potencia que entrega una turbina en su eje con la potencia del flujo que pasa a través de ella, a continuación se describe la forma de obtener cada una de estas relaciones:

$$P_{\infty} = \frac{1}{2} \rho A V_{\infty}^3$$

Ecuación 5.8. Potencia de una corriente libre a través de un área determinada.

Donde ρ es la densidad del agua, A es el área de sección transversal de la turbina y V_{∞} es la velocidad a la que entra el agua a la turbina.

$$P_{turbina} = T\omega$$

Ecuación 5.9. Potencia generada por la turbina.

La potencia de la turbina es algo más compleja de obtener que la potencia del caudal, ésta es función de T que es el par de la máquina, y de ω que es la velocidad de rotación de la turbina en [rad/seg]. Para obtener el par de la turbina es necesario obtener la fuerza que esta toma de la corriente de agua, esto se hace mediante la siguiente ecuación:

$$F = \rho Q_T (V_2 - V_1)$$

Ecuación 5.10. Fuerza que obtiene una hélice en una corriente libre [24].

La ecuación 5.10 muestra la forma en que se calcula la fuerza que otorga el agua a la turbina, esta fuerza es proporcional a la densidad del agua ρ , al flujo volumétrico que pasa a través de la turbina Q_T y a la diferencia entre la velocidad de salida (V_2) y la velocidad de entrada (V_1). Esta ecuación es utilizada para conocer la fuerza que una hélice toma de una corriente libre en base a la diferencia de velocidades entre la entrada y la salida de la turbina.

La velocidad de salida (aguas abajo de la turbina) de la turbina es mayor que la de entrada, debido a

que la turbina se comporta como un obstáculo dentro de la corriente, lo cual frena el agua corriente arriba y acelera un poco corriente abajo, cuando se ha pasado el obstáculo.

El gasto volumétrico que pasa a través de la turbina se obtiene con la siguiente ecuación:

$$Q_T = A_t V_1$$

Ecuación 5.11. Gasto a través de la turbina.

Donde A_t es el área de sección transversal de la turbina y V_1 es la velocidad con la que el agua entra a la máquina.

Por último, para obtener el par de la turbina sólo es necesario multiplicar la fuerza obtenida con la ecuación 5.10 por el radio de la máquina.

$$T = Fr$$

Ecuación 5.12. Par de la turbina.

5.4 Resultados experimentales en estado estable

Como se ha mencionado previamente, el análisis adimensional busca resaltar las cualidades dinámicas de cada turbina. A continuación se muestran los resultados de este análisis, los cuales se presentan en función de la posición del eje de la turbina con respecto al flujo del agua. Por cuestiones de escala, las gráficas en posición vertical fueron separadas en dos, ya que la turbina de 30° tuvo un mejor desempeño que las de 90° y 120°.

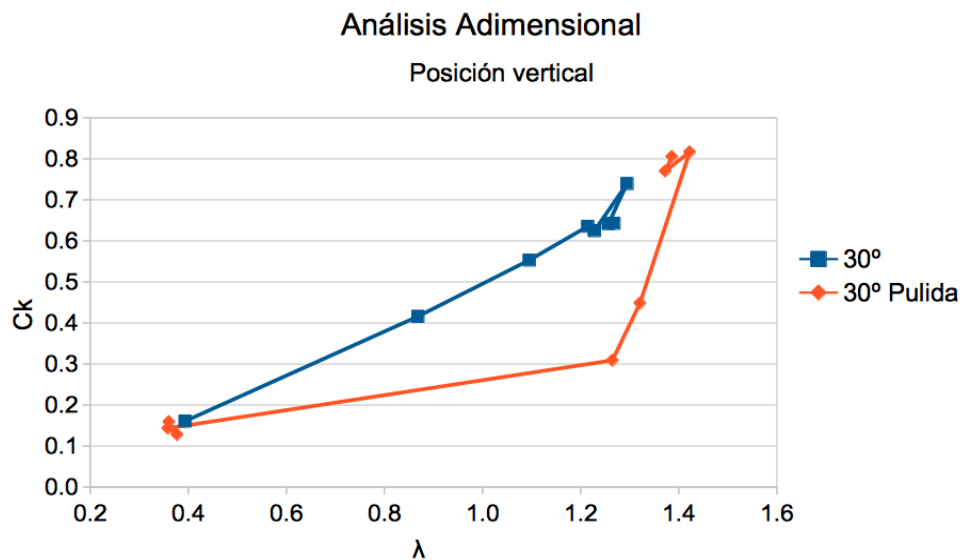


Figura 5.4. Análisis adimensional en posición vertical de la turbina de 30°.

En la Figura 5.4 se muestran el desempeño de la turbina de 30° , la línea con secciones cuadradas representa al modelo con el acabado superficial rugoso, tal como salió de la impresora 3D; mientras que la línea con secciones romboides representa a la misma turbina una vez que fue pintada y pulida para mejorar su acabado superficial. Es interesante observar que el modelo pulido tiene un desempeño pobre a bajas velocidades. Mientras se realizaban las pruebas experimentales era notorio como a bajas velocidades la turbina pulida mostraba un desempeño pobre en comparación con ésta misma antes de ser tratada superficialmente; sin embargo una vez que llegó a un cierto valor de velocidad de caudal su velocidad de rotación aumentó drásticamente. Este efecto será explicado más adelante en esta misma sección.

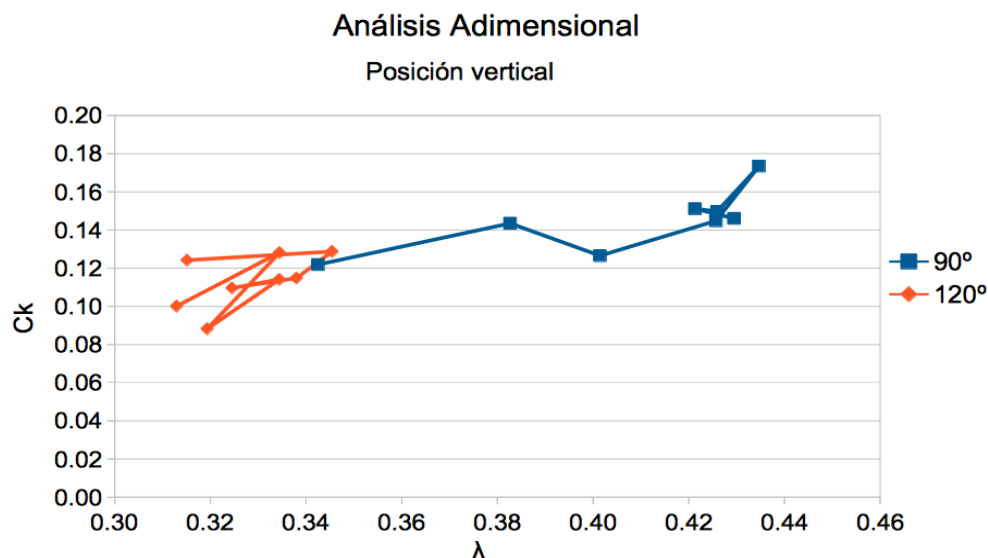


Figura 5.5. Análisis adimensional en posición vertical de las turbinas de 90° y 120° .

Durante las pruebas experimentales la turbina de 120° mostró baja intermitencia y a causa de un efecto óptico, parecía girar mas rápido que la de 90° , sin embargo una vez calculadas las velocidades de rotación fue evidente que su desempeño era el más pobre de las tres.

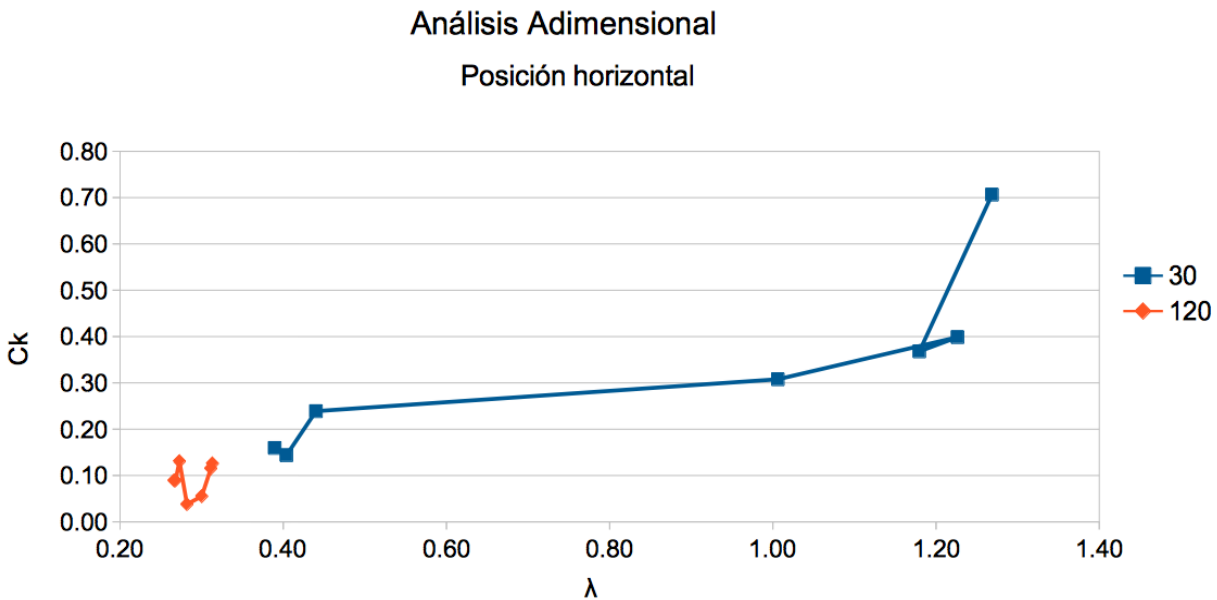


Figura 5.6. Análisis adimensional en posición horizontal de las turbinas de 30° y 120°.

Aunque el desempeño de la turbina de 120° pareciera el más pobre de las tres, tuvo una cualidad que la hizo sobresalir; una vez que se calcularon las velocidades de rotación de cada modelo, la turbina de 120° mostró menos fluctuaciones de velocidad en comparación con los otros dos modelos. Por otro lado, la turbina de 90° mostró mucha intermitencia en su velocidad de rotación, con periodos donde incluso llegó a detenerse, impidiendo así la toma de datos fidedignos en los experimentos. Esta fue la razón por la cual la turbina de 90° no aparece en la Figura 5.6.

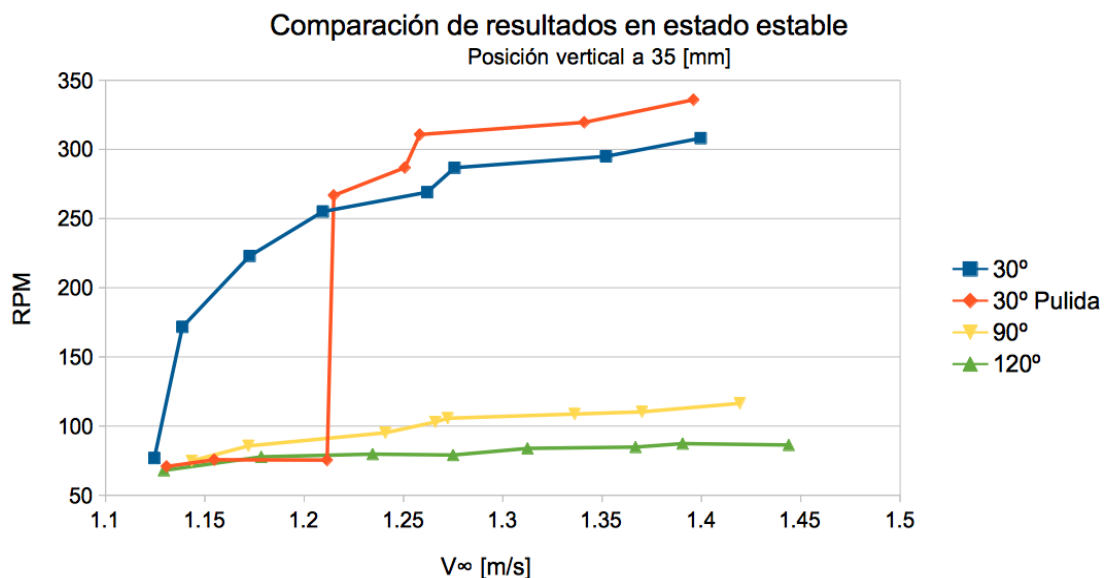


Figura 5.7. Comparación dimensional de todos los modelos probados a 35 [mm].

Para poder identificar las variaciones del comportamiento de las turbinas con respecto a la profundidad a la que son instaladas, se hicieron experimentos a tres profundidades distintas (solamente en posición vertical). Para el análisis dimensional en estado estacionario, se muestran dos gráficas para cada

profundidad, en la Figura 5.7 se muestra una comparación de los datos tomados en el canal de pruebas de cada una de las turbinas. En el gráfico sólo se muestran ocho velocidades distintas, ya que en dos la turbina no se encontraba totalmente sumergida. Este tipo de máquinas están diseñadas para trabajar completamente sumergidas por la corriente, por lo que los datos tomados con la turbina parcialmente sumergida no fueron tomados como parte del análisis.

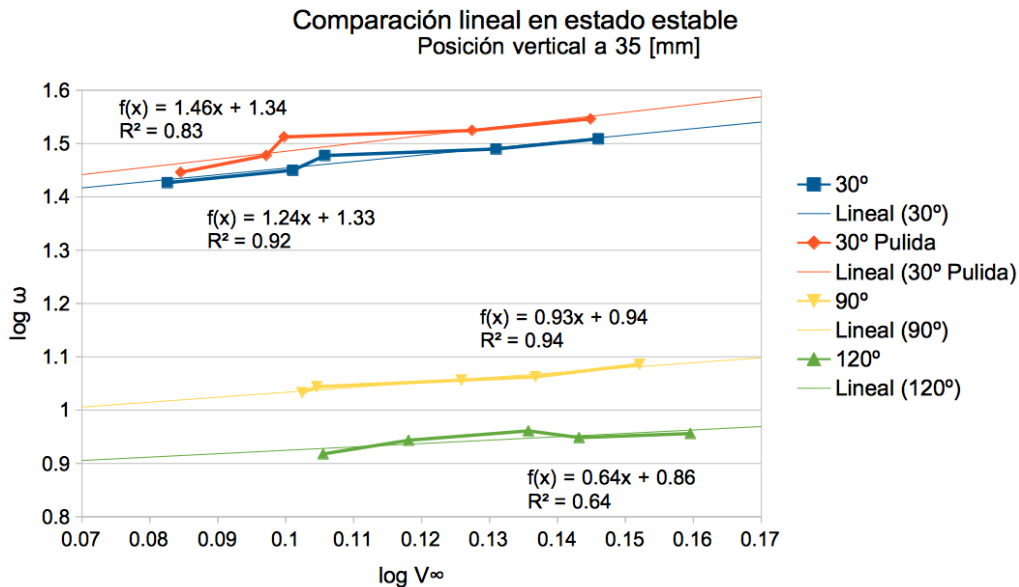


Figura 5.8. Comparación lineal de todos los modelos probados a 35 [mm].

La gráfica que complementa a la Figura 5.8 en la altura más baja se muestra en la Figura 5.8. En ella se presenta la comparación entre el cambio de variables propuesto para el análisis dimensional en estado estacionario y un modelo de recta obtenido en Excel mediante el método de mínimos cuadrados; junto a cada modelo se indica el coeficiente de correlación (R^2) indicando el apego de cada línea al modelo obtenido. Es importante recalcar la razón por la cual se han eliminado tres datos con respecto al gráfico anterior; la razón de esto radica en un efecto que se presentó durante las pruebas experimentales. En las primeras tres velocidades que se hicieron fluir a través del canal, se pudo ver que la profundidad del agua sobre las turbinas no era suficiente para impedir que entrara un flujo de aire en las turbinas, creando un vórtice sobre ellas. Este flujo de aire hizo que los cambios de velocidad de rotación con respecto a los cambios de velocidad del agua fuesen muy grandes, lo cual modificaba el comportamiento lineal esperado. Este efecto se eliminó a partir de la quinta velocidad analizada, razón por la cual en esta gráfica sólo se presentan estos datos.

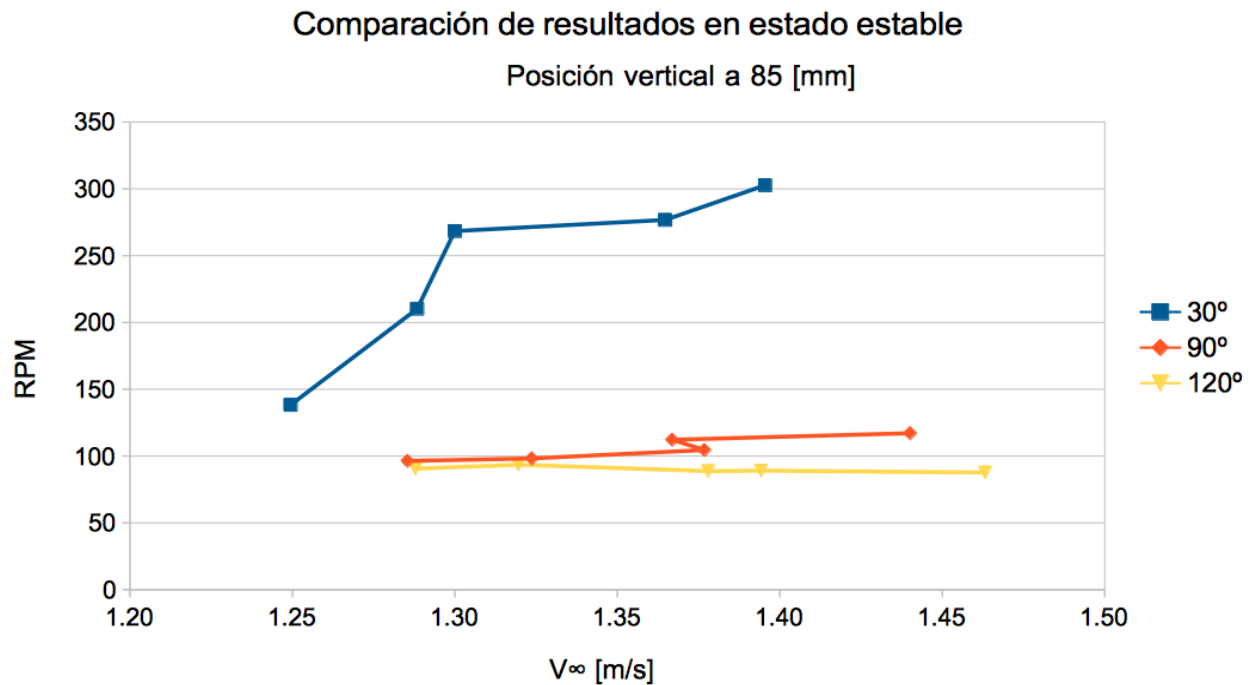


Figura 5.9. Comparación dimensional de todos los modelos probados a 85 [mm].

Para la segunda altura se hicieron pasar a través de la turbina sólo los gastos más grandes, ya que de otra forma las turbinas no eran completamente cubiertas por el agua. En la Figura 5.9 se puede observar que el desempeño de la turbina de 30° cayó significativamente con respecto a la altura uno. Esto se debió a que incluso cuando la turbina se encontraba completamente sumergida ingresaba aire dentro de ella, lo que por consecuencia no permitía que ésta tuviera su mejor desempeño.

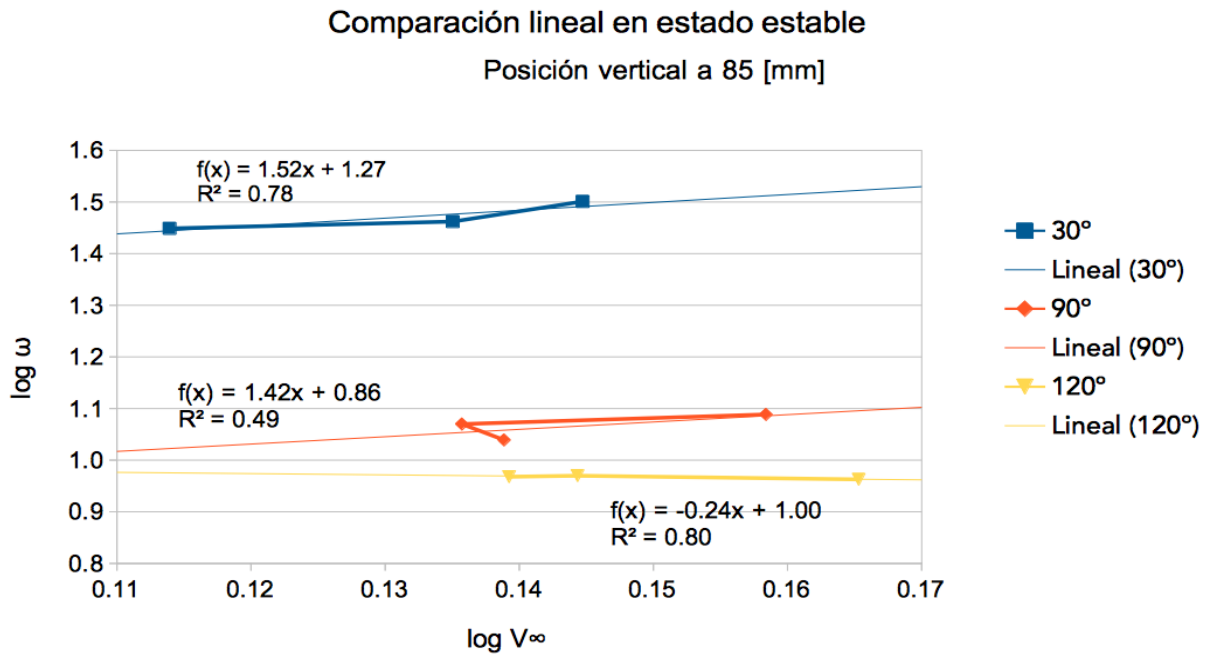


Figura 5.10. Comparación lineal de todos los modelos probados a 85 [mm].

Al igual que en la altura más baja, para poder analizar los datos con respecto al modelo de recta planteado, se hizo un filtrado de los datos donde el flujo de aire afectó más al desempeño de las máquinas. No obstante, la turbina de 90° no tuvo un aumento sostenido de su velocidad de rotación a lo largo de los gastos que se hicieron fluir por el canal.

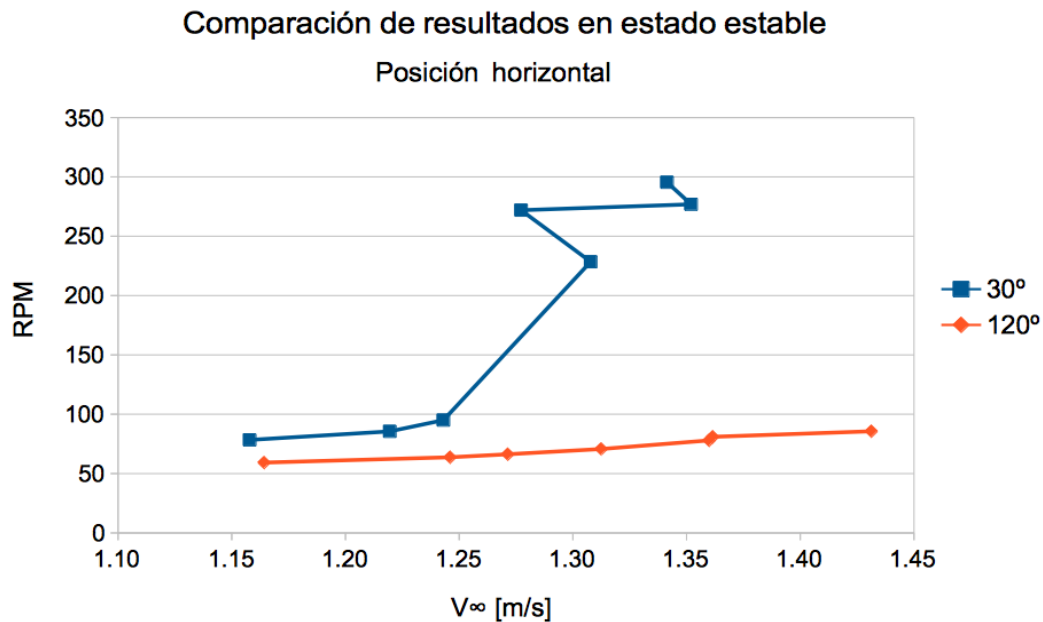


Figura 5.11. Comparación dimensional de los modelos probados en posición horizontal.

Al igual que las pruebas en posición vertical, en posición horizontal se planeaba realizar pruebas a tres

diferentes alturas, para lo cual el soporte fue diseñado con espacio para colocar los rodamientos en cada posición. Sin embargo, cuando se realizaron las pruebas experimentales fue evidente que en esta configuración sólo se podrían tomar datos en la posición más baja. Lo cual fue causado por la profundidad del agua que circula por el canal y el hecho de que en posiciones menos profundas ésta no alcanzaba a cubrir a la turbina.

En posición horizontal la turbina de 90° se comportó de forma muy errática, a veces se detenía y permanecía así por periodos largos; y era sólo cuando se presentaba un disturbio en el flujo que ésta volvía a girar. Este fenómeno se presentó a lo largo de cada gasto que se hizo pasar por el canal, razón por la cual no existen datos de esta turbina en posición horizontal.

5.5 Análisis de resultados dinámicos

Para conocer las 3 incógnitas: b , k y n del modelo propuesto, no es suficiente un análisis en estado estable, ya que en el modelo lineal aún están relacionados los coeficientes k y b . Para poder eliminar esa relación y conocer exactamente el valor de cada uno de los coeficientes es necesario realizar un análisis en estado transitorio. Lo cual se hizo midiendo el cambio de velocidad de rotación cuando se modifica la velocidad del caudal. Debido a que en este caso la velocidad de rotación cambiaría en el tiempo, no pudo hacerse un promedio de los cálculos de velocidad (como se hizo con los datos en estado estacionario). Por esta razón, los valores calculados de la velocidad angular por cada revolución fueron ingresados directamente al análisis del modelo propuesto en estado transitorio.

Para analizar el sistema en estado transitorio es necesario volver al modelo original propuesto en la Ecuación 5.1. Debido a que el nuevo análisis se hará en función del tiempo, tomando muestras experimentales con una frecuencia de muestreo establecida, es necesario que este modelo sea discretizado a través del método de Euler para poder obtener una solución.

$$\frac{I}{T} \omega(i) = k V_{\infty}^n(i-1) + \frac{I}{T} \omega(i-1) - b \omega(i-1)$$

$$\text{Donde } i = 1, 2, 3, \dots, n$$

Ecuación 5.13. Modelo propuesto en forma discreta.

Donde i denota un índice para los datos experimentales y T es el periodo de muestreo. Por otro lado el momento de inercia, I se obtiene del modelo 3D dibujado en Solidworks, una vez que se define el material del que está hecha la turbina. La razón por la cual se debe utilizar un modelo discreto, es porque los datos tomados representan un instante del fenómeno, aunque éstos pueden ser graficados, no representan un modelo continuo.

La identificación de los sistemas, utilizó como base un modelo de una entrada y una salida. Este modelo toma como entrada ($u(x)$) la velocidad del agua en el canal, mientras que su salida ($y(x)$) es la velocidad angular de la turbina. El primer modelo que se obtuvo con esta técnica fue un modelo discreto de la forma:

$$A(q)y(t) = B(q)u(t) + e(t)$$

Ecuación 5.14. Modelo discreto de la solución.

El modelo discreto sirvió como una primera aproximación de los datos hacia la creación de un modelo definitivo. Una vez que éste fue obtenido se transformó en un modelo continuo, utilizando la retención de orden cero (*zero-order hold*). Esta técnica fue utilizada debido a que puede llevar los datos a un modelo continuo sin necesidad establecer más parámetros en el sistema; lo que es complicado de hacer en este caso dado que los datos tomados de la experimentación no podían dar más información acerca del fenómeno.

$$A(s)y(t)=B(s)u(t)+C(s)e(t)$$

Ecuación 5.15. Modelo continuo de la solución.

Durante los experimentos de estado transitorio no fue posible medir como variaba la velocidad del agua al modificar el gasto dentro del canal, por lo que fue necesario hacer una aproximación de esta variación tomando en cuenta la velocidad inicial y final en cada caso. En un principio se pensó que dado que las variaciones no eran muy grandes una aproximación lineal del cambio de velocidades podría arrojar buenos resultados, sin embargo, cuando se empezaron a revisar los primeros resultados fue evidente que ésta no era el mejor acercamiento. Como consecuencia de esta observación se creó un modelo exponencial del cambio de la velocidad. Este modelo de cambio se basó en la carga y descarga de capacitores eléctricos, tomando una constante de tiempo τ para limitar el crecimiento o decrecimiento de la función. Cabe mencionar que al igual que en los experimentos en estado estable, en este análisis se utilizaron mediciones de velocidad media en el flujo.

Como se ha mencionado previamente, la obtención del modelo discreto se hizo con ayuda de la herramienta de identificación de sistemas de Matlab. Debido a que la cantidad de incógnitas que maneja el modelo, se decidió dar como entrada al sistema un vector de velocidad de flujo (V_∞) donde cada uno de sus componentes fueron previamente elevados a un exponente n . De esta forma una vez obtenidas las salidas del modelo podrían ser comparadas para determinar la que mejor se ajustara a la dinámica del modelo y así obtener de forma directa el valor del exponente n . Los valores del exponente fueron propuestos en base a números esperados, de esta forma se esperaba que la solución encajara dentro de éstos valores. Los valores fijos del exponente n que se utilizaron en cada turbina fueron: 1.2, 1.4, 1.6, 2 y 2.5 [m/s]. Una vez que se obtenían las soluciones estos valores se filtraban para poder identificar con mayor precisión el valor final de n .

Además del valor de entrada V_∞ o $u(x)$ (como se le conoce genéricamente), para determinar cada modelo discreto fue necesario indicar cuál sería la salida del modelo. En este caso, las revoluciones por minuto de la turbina, las cuales se ingresaron como vectores de datos. Los cuales fueron creados a partir de las mediciones que se hicieron en cada experimento. Como se muestra en la Ecuación 5.13, el periodo de muestreo también es importante en un modelo discreto, esto también fue indicado al ingresar los datos para su procesamiento. Una vez definida la entrada, la salida y el periodo de muestreo sólo quedaba pendiente definir qué tipo de modelo discreto se deseaba obtener; en este caso se utilizó un modelo autoregresivo con entradas exógenas (*ARX*). El modelo autorregresivo se define en función del conocimiento pasado y futuro del fenómeno a analizar, en este caso, debido a que no hay una dependencia definida entre varios datos pasados y futuros se definió un modelo que solamente utilizara el dato inmediato anterior y el inmediato posterior para procesar el modelo.

5.6 Resultados dinámicos

A continuación se presentan los resultados detallados de la turbina de 30° para poder explicar cómo se fueron haciendo los pasos subsecuentes en el análisis dinámico.

Discreto Lineal			
Exponente	Coficiente	Aceleración	Desaceleración
1.2	A(q)	$1 + 0.2067 q^{-1}$	$1 - 0.3188 q^{-1}$
	B(q)	$287.3 q^{-1}$	$136.3 q^{-1}$
1.4	A(q)	$1 + 0.2061 q^{-1}$	$1 - 0.2897 q^{-1}$
	B(q)	$275.8 q^{-1}$	$137.9 q^{-1}$
1.6	A(q)	$1 + 0.2013 q^{-1}$	$1 - 0.2623 q^{-1}$
	B(q)	$263.9 q^{-1}$	$138.9 q^{-1}$
1.7	A(q)	$1 + 0.1974 q^{-1}$	$1 - 0.2496 q^{-1}$
	B(q)	$257.8 q^{-1}$	$139.1 q^{-1}$
1.8	A(q)	$1 + 0.1925 q^{-1}$	$1 - 0.2376 q^{-1}$
	B(q)	$251.6 q^{-1}$	$139.2 q^{-1}$
2	A(q)	$1 + 0.1798 q^{-1}$	$1 - 0.2162 q^{-1}$
	B(q)	$239.1 q^{-1}$	$138.8 q^{-1}$
2.1	A(q)	$1 + 0.1721 q^{-1}$	$1 - 0.2071 q^{-1}$
	B(q)	$232.8 q^{-1}$	$138.2 q^{-1}$
2.2	A(q)	$1 + 0.1636 q^{-1}$	$1 - 0.199 q^{-1}$
	B(q)	$226.5 q^{-1}$	$137.5 q^{-1}$
2.3	A(q)	$1 + 0.1542 q^{-1}$	$1 - 0.1921 q^{-1}$
	B(q)	$220.2 q^{-1}$	$136.6 q^{-1}$
2.5	A(q)	$1 + 0.1332 q^{-1}$	$1 - 0.1821 q^{-1}$
	B(q)	$207.6 q^{-1}$	$134 q^{-1}$

Tabla 5.1. Coeficientes del modelo discreto con entrada lineal en el cambio de velocidad de flujo.

La Tabla 5.1 muestra los coeficientes del modelo discreto para la turbina de 30°, estos coeficientes pertenecen a la Ecuación 5.14. Fueron documentados sólo para la turbina de 30°, ya que aunque el modelo discreto es indispensable para llegar a un modelo continuo; estos coeficientes no son significativos en la dinámica del modelo, debido a que no son únicos y pueden ser distintos si se selecciona otra técnica de discretización del modelo. En este caso no son significativos para identificar al sistema. La Tabla 5.2 muestra los mismos coeficientes pero para una entrada que cambia exponencialmente.

Los experimentos realizados para determinar la dinámica de cada turbina se hicieron en dos partes, primero se colocó la turbina con un gasto determinado y se hizo pasar a través de ella un gasto mayor, lo que como consecuencia aceleró a la máquina. Una vez realizado esto se volvió a fijar el gasto inicial, pero esta vez la cantidad de agua disminuyó, lo cual hizo desacelerar a la turbina. Las tablas mostradas a continuación contienen los datos de aceleración y desaceleración para cada una de las entradas.

Discreto Exponencial			
Exponente	Coeficiente	Aceleración	Desaceleración
1.2	A(q)	$1 + 0.2309 q^{-1}$	$1 - 0.3218 q^{-1}$
	B(q)	$290.7 q^{-1}$	$137.3 q^{-1}$
1.4	A(q)	$1 + 0.2373 q^{-1}$	$1 - 0.2898 q^{-1}$
	B(q)	$280.3 q^{-1}$	$139.7 q^{-1}$
1.6	A(q)	$1 + 0.2401 q^{-1}$	$1 - 0.2582 q^{-1}$
	B(q)	$269.5 q^{-1}$	$141.9 q^{-1}$
1.7	A(q)	$1 + 0.2402 q^{-1}$	$1 - 0.2427 q^{-1}$
	B(q)	$264 q^{-1}$	$142.8 q^{-1}$
1.8	A(q)	$1 + 0.2395 q^{-1}$	$1 - 0.2275 q^{-1}$
	B(q)	$258.4 q^{-1}$	$143.6 q^{-1}$
2	A(q)	$1 + 0.2354 q^{-1}$	$1 - 0.1984 q^{-1}$
	B(q)	$247 q^{-1}$	$144.8 q^{-1}$
2.1	A(q)	$1 + 0.232 q^{-1}$	$1 - 0.1847 q^{-1}$
	B(q)	$241.3 q^{-1}$	$145.2 q^{-1}$
2.2	A(q)	$1 + 0.2279 q^{-1}$	$1 - 0.1717 q^{-1}$
	B(q)	$235.5 q^{-1}$	$145.4 q^{-1}$
2.3	A(q)	$1 + 0.2229 q^{-1}$	$1 - 0.1594 q^{-1}$
	B(q)	$229.7 q^{-1}$	$145.4 q^{-1}$
2.5	A(q)	$1 + 0.2107 q^{-1}$	$1 - 0.1377 q^{-1}$
	B(q)	$218.2 q^{-1}$	$144.9 q^{-1}$

Tabla 5.2. Coeficientes del modelo discreto con entrada exponencial en el cambio de velocidad de flujo.

En las Tablas 5.3 y 5.4 se muestran los coeficientes de los modelos continuos de la solución. La Tabla 5.3 muestra los resultados con una aproximación lineal a la entrada, mientras que la Tabla 5.4 muestra los resultados con una aproximación exponencial a la entrada. Los datos en amarillo representan al modelo que mejor representa la dinámica del sistema. Para obtener el mejor modelo se compararon los polos tanto en aceleración como en desaceleración. La entrada que representa la menor diferencia entre la aceleración y la desaceleración fue seleccionada como la mejor entrada, y sus parámetros como los del mejor modelo. La razón por la cual se tomaron a los polos como parámetro de selección del mejor modelo es porque éstos son una propiedad del sistema, la cual no debe cambiar; sin importar si el sistema acelera o desacelera.

Continuo Lineal			
Exponente	Coficiente	Aceleración	Desaceleración
1.2	A(s)	s + 7.881	s + 5.716
	B(s)	1876	1144
	C(s)	s + 6.531	s + 8.391
1.4	A(s)	s + 7.897	s + 6.195
	B(s)	1806	1202
	C(s)	s + 6.547	s + 8.722
1.6	A(s)	s + 8.014	s + 6.691
	B(s)	1760	1260
	C(s)	s + 6.671	s + 9.07
1.7	A(s)	s + 8.113	s + 6.94
	B(s)	1747	1287
	C(s)	s + 6.775	s + 9.248
1.8	A(s)	s + 8.238	s + 7.186
	B(s)	1738	1312
	C(s)	s + 6.909	s + 9.425
2	A(s)	s + 8.579	s + 7.657
	B(s)	1739	1356
	C(s)	s + 7.271	s + 9.769
2.1	A(s)	s + 8.798	s + 7.874
	B(s)	1747	1373
	C(s)	s + 7.506	s + 9.93
2.2	A(s)	s + 9.053	s + 8.073
	B(s)	1762	1386
	C(s)	s + 7.78	s + 10.08
2.3	A(s)	s + 9.348	s + 8.249
	B(s)	1783	1394
	C(s)	s + 8.099	s + 10.21
2.5	A(s)	s + 10.08	s + 8.515
	B(s)	1847	1395
	C(s)	s + 8.896	s + 10.41

Tabla 5.3. Coeficientes del modelo continuo con entrada lineal en el cambio de velocidad de flujo.

Como puede observarse en las Tablas 5.3 y 5.4, la entrada que mejor representa al modelo no es la misma si se toma una aproximación lineal o exponencial a la entrada. La diferencia entre los coeficientes con una entrada lineal es de 0.922, mientras que para la entrada exponencial es de 0.052. Esto nos dice que el modelo con la aproximación exponencial es prácticamente el mismo para aceleración y desaceleración. Para poder obtener modelos más cercanos entre aceleración y desaceleración tomando una aproximación lineal a la entrada, es necesario fraccionar más los exponentes, cosa que volvería muy complicado un análisis posterior del modelo si se considera una simulación computacional.

Continuo Exponencial			
Exponente	Coeficiente	Aceleración	Desaceleración
1.2	A(s)	$s + 7.328$	$s + 5.669$
	B(s)	1731	1148
	C(s)	$s + 5.953$	$s + 8.359$
1.4	A(s)	$s + 7.193$	$s + 6.192$
	B(s)	1630	1219
	C(s)	$s + 5.813$	$s + 8.719$
1.6	A(s)	$s + 7.133$	$s + 6.77$
	B(s)	1550	1295
	C(s)	$s + 5.752$	$s + 9.126$
1.7	A(s)	$s + 7.131$	$s + 7.079$
	B(s)	1518	1335
	C(s)	$s + 5.749$	$s + 9.348$
1.8	A(s)	$s + 7.146$	$s + 7.403$
	B(s)	1490	1376
	C(s)	$s + 5.766$	$s + 9.583$
2	A(s)	$s + 7.233$	$s + 8.087$
	B(s)	1446	1461
	C(s)	$s + 5.855$	$s + 10.09$
2.1	A(s)	$s + 7.304$	$s + 8.445$
	B(s)	1430	1504
	C(s)	$s + 5.928$	$s + 10.36$
2.2	A(s)	$s + 7.394$	$s + 8.811$
	B(s)	1418	1546
	C(s)	$s + 6.022$	$s + 10.64$
2.3	A(s)	$s + 7.504$	$s + 9.18$
	B(s)	1410	1588
	C(s)	$s + 6.136$	$s + 10.92$
2.5	A(s)	$s + 7.787$	$s + 9.912$
	B(s)	1403	1666
	C(s)	$s + 6.432$	$s + 11.5$

Tabla 5.3. Coeficientes del modelo continuo con entrada exponencial en el cambio de velocidad de flujo.

Con objeto de conocer el comportamiento dinámico de los modelos, fue necesario graficar cada uno de los modelos sobre los datos de entrada. Estas gráficas pueden observarse en las Figuras 5.12 y 5.13. La Figura 5.12 muestra el comportamiento de los modelos de aceleración, cada uno tiene una entrada de V_{∞}^n distinta, en el recuadro interno del gráfico se indica que exponente corresponde a cada color. Por otro lado, la Figura 5.13 muestra los modelos de desaceleración sobre los datos tomados del canal. Es evidente de cada uno de estos gráficos que todos los modelos siguen la dinámica del sistema, sin embargo por el análisis de los polos se sabe cuál de los modelos es el que mejor representa al fenómeno.

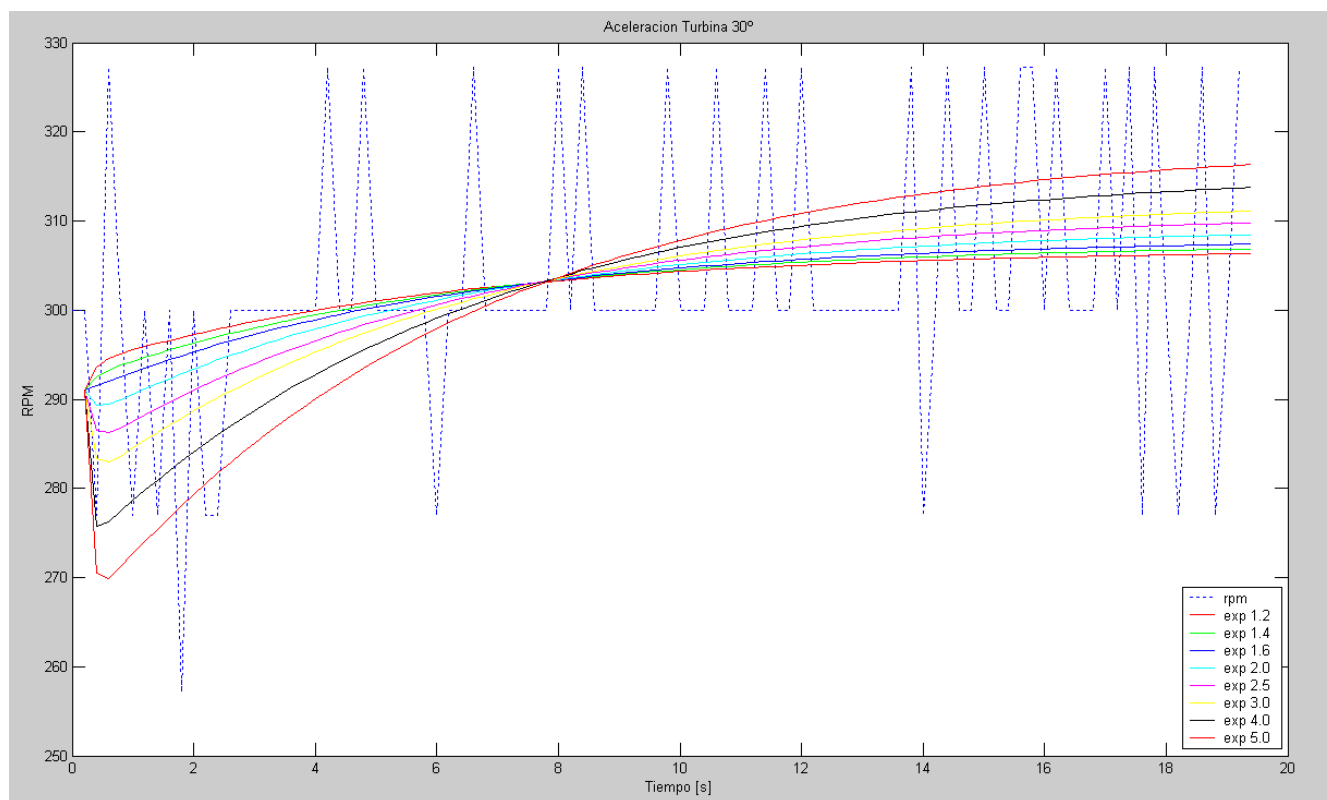


Figura 5.12. Gráfica de los modelos de aceleración sobre los datos de entrada.

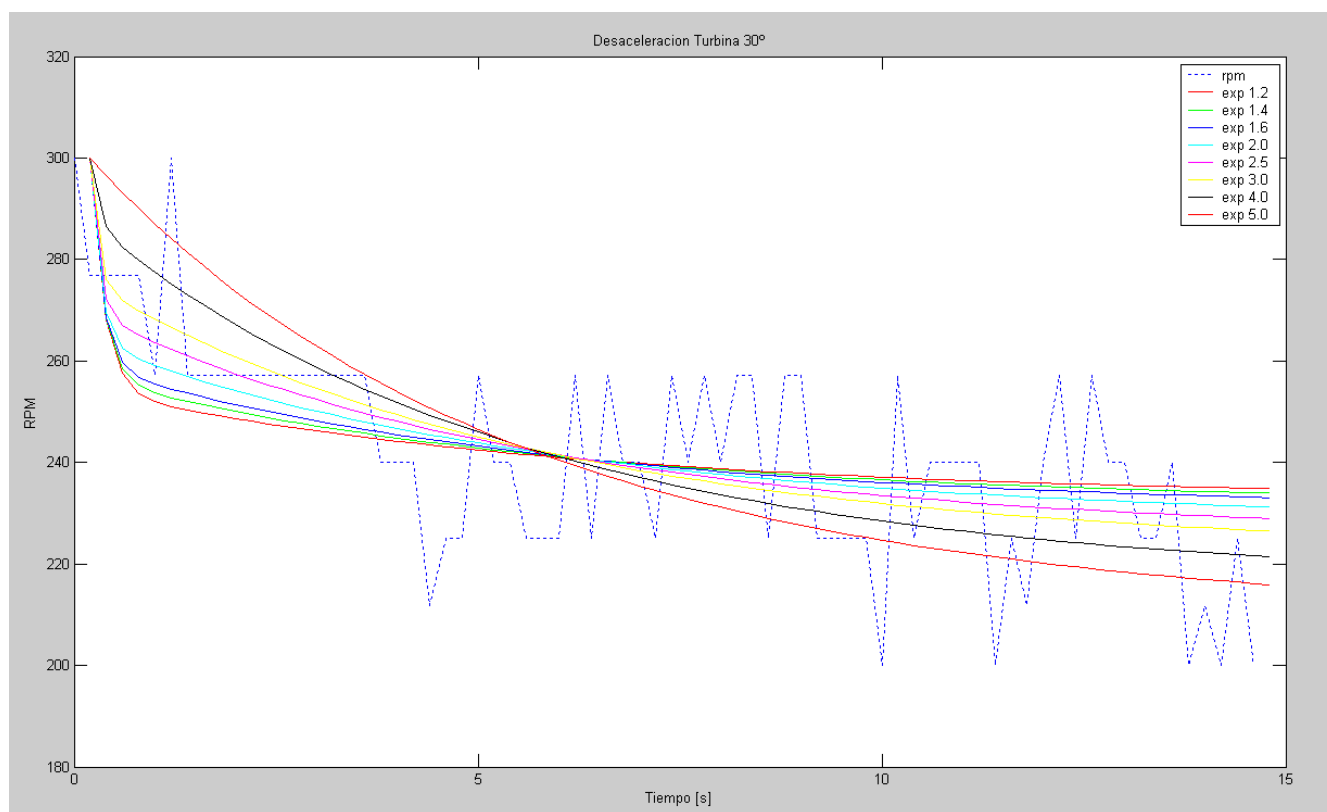


Figura 5.13. Gráfica de los modelos de desaceleración sobre los datos de entrada.

A modo de confirmar los modelos seleccionados se hizo una última verificación, ésta se presenta en la Figura 5.14. La comprobación se hizo cambiando la entrada de cada modelo, es decir: al modelo de aceleración se alimentó con los datos de desaceleración y viceversa. En esta figura se puede ver que el modelo seleccionado sigue la dinámica del sistema, sin embargo el modelo con entrada distinta no sigue la dinámica. Esto es normal y predecible ya que los datos contrarios llevan otra dinámica y por ende tienden a emular al otro modelo. De esta figura se puede concluir que el modelo seleccionado es correcto ya que el comportamiento mostrado es representativo del del comportamiento de los datos.

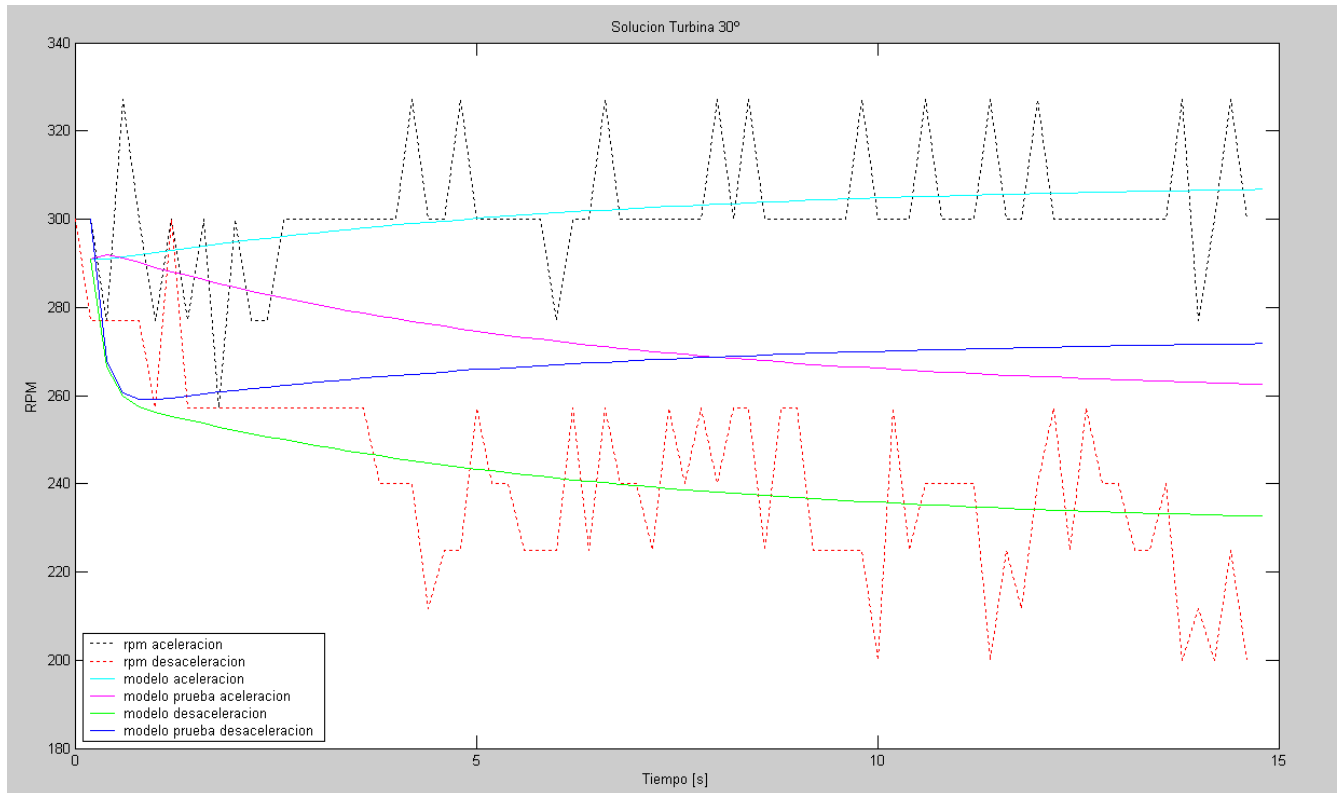


Figura 5.14. Gráfica de comprobación de los modelos.

Una vez que se ha confirmado que el modelo seleccionado es representativo de la dinámica del sistema es necesario calcular el valor de los dos coeficientes del modelo propuesto en la Ecuación 5.1. Para poder calcular estos valores es necesario utilizar el modelo propuesto y los coeficientes del modelo dinámico de solución. Tomando en cuenta el modelo propuesto:

$$\frac{d\omega}{dt} + \frac{b}{I} = \frac{k}{I} V_{\infty}^n$$

Ecuación 5.16. Modelo propuesto.

Si el modelo propuesto se ve de forma continua entonces se obtiene:

$$\left(s + \frac{b}{I}\right)\omega = \frac{k}{I} V_{\infty}^n$$

Ecuación 5.17. Modelo propuesto en forma continua.

Si se considera que:

$$\left(s + \frac{b}{I}\right) = A(s)$$

Ecuación 5.18. Polo del sistema.

Donde $A(s)$ es el polo del sistema y se toma de la Tabla 5.3, entonces: $\frac{b}{I} = 7.131$, por lo tanto:
 $b = 0.000673$.

Por otro lado, si se toma V_{∞}^n , en el punto de cruce de todos los modelos de entrada con distintos exponentes, Figura 5.12, entonces:

$$B(s) = \frac{k}{I} V_{\infty}^n$$

Ecuación 5.18. Polo del sistema.

Donde $B(s) = 1518$ es el segundo coeficiente del modelo de solución de la Tabla 5.3. En el punto de cruce $V_{\infty}^n = 1.4257 [m/s]$ y el momento de inercia calculado por Solidworks es $I = 0.000146 [kg.m^2]$. Con estos datos se obtiene que $k = 0.1555$.

De esta forma, el modelo completo de la turbina de 30° es:

$$0.000146 \frac{d\omega}{dt} = 0.1555 V_{\infty}^{1.7} - 0.000673\omega$$

Ecuación 5.19. Modelo final de la turbina de 30°.

Este mismo análisis se hizo para las otras dos turbinas, a continuación se muestran las tablas de coeficientes de cada una de ellas.

Identificar un modelo de solución para la turbina de 120° no fue simple, ya que tiene una baja capacidad de conversión de energía cinética del agua en energía mecánica rotacional. Como se puede ver en la Tabla 5.5, la solución que se tomó fue con una entrada con exponente 0.2, ya que incluso con valores más bajos no se hubiera logrado tener un buen modelo que representara a la aceleración y desaceleración.

Continuo Exponencial Turbina 90°			
Exponente	Coeficiente	Aceleración	Desaceleración
1.2	A(s)	$s + 4.396$	$s + 4.447$
	B(s)	375.5	361
	C(s)	$s + 4.021$	$s + 4.734$
1.3	A(s)	$s + 4.497$	$s + 4.502$
	B(s)	376.2	360.5
	C(s)	$s + 4.133$	$s + 4.782$
1.4	A(s)	$s + 4.608$	$s + 4.514$
	B(s)	377.5	356.5
	C(s)	$s + 4.255$	$s + 4.793$
1.6	A(s)	$s + 4.867$	$s + 4.408$
	B(s)	382.4	338.8
	C(s)	$s + 4.54$	$s + 4.701$
1.8	A(s)	$s + 5.189$	$s + 4.166$
	B(s)	391	311.5
	C(s)	$s + 4.893$	$s + 4.491$
2	A(s)	$s + 5.603$	$s + 3.848$
	B(s)	404.8	279.9
	C(s)	$s + 5.344$	$s + 4.222$

Tabla 5.4. Coeficientes del modelo continuo con entrada exponencial, turbina 90°.

Continuo Exponencial Turbina 120°			
Exponente	Coeficiente	Aceleración	Desaceleración
0.2	A(s)	$s + 2.824$	$s + 1.476$
	B(s)	186.3	109
	C(s)	$s + 2.602$	$s + 2.159$
0.4	A(s)	$s + 2.831$	$s + 1.428$
	B(s)	177.3	100.7
	C(s)	$s + 2.609$	$s + 2.126$
0.6	A(s)	$s + 2.839$	$s + 1.382$
	B(s)	168.8	93.08
	C(s)	$s + 2.618$	$s + 2.095$
0.8	A(s)	$s + 2.847$	$s + 1.338$
	B(s)	160.8	86.09
	C(s)	$s + 2.627$	$s + 2.066$
1	A(s)	$s + 2.856$	$s + 1.297$
	B(s)	153.1	79.67
	C(s)	$s + 2.636$	$s + 2.038$
1.2	A(s)	$s + 2.866$	$s + 1.257$
	B(s)	145.9	73.78
	C(s)	$s + 2.647$	$s + 2.012$
1.4	A(s)	$s + 2.876$	$s + 1.22$
	B(s)	139	68.35
	C(s)	$s + 2.658$	$s + 1.987$
1.6	A(s)	$s + 2.887$	$s + 1.184$
	B(s)	132.5	63.36
	C(s)	$s + 2.67$	$s + 1.964$
1.8	A(s)	$s + 2.899$	$s + 1.15$
	B(s)	126.3	58.76
	C(s)	$s + 2.683$	$s + 1.942$
2	A(s)	$s + 2.911$	$s + 1.117$
	B(s)	120.4	54.52
	C(s)	$s + 2.697$	$s + 1.921$

Tabla 5.5. Coeficientes del modelo continuo con entrada exponencial, turbina 120°.

A partir de los coeficientes de las tablas anteriores se hicieron las siguientes tablas resumen de cada una de las turbinas.

Turbina 90°		Turbina 120°	
A(s)	s + 4.608	A(s)	S + 2.824
B(s)	377.5	B(s)	186.3
V_{∞}^n	1.343	V_{∞}^n	1.0533
I	9.88E-005	I	9.88E-005
k	0.027782	k	0.017482
b	0.000455	b	0.000279

Tabla 5.6. Tablas resumen de los coeficientes de las turbinas de 90° y 120°.

El momento de inercia de las turbinas de 90° y 120° son los mismos ya que sus dimensiones son exactamente iguales, entre ellas sólo cambia el ángulo de torsión azimutal. Con los coeficientes completos es posible definir los tres modelos dinámicos de las tres turbinas analizadas en este proyecto.

$$0.000146 \frac{d\omega}{dt} = 0.1555 V_{\infty}^{1.7} - 0.000673\omega$$

Ecuación 5.19. Modelo final de la turbina de 30°.

$$0.0000988 \frac{d\omega}{dt} = 0.027782 V_{\infty}^{1.4} - 0.000455\omega$$

Ecuación 5.20. Modelo final de la turbina de 90°.

$$0.0000988 \frac{d\omega}{dt} = 0.017482 V_{\infty}^{0.2} - 0.000279\omega$$

Ecuación 5.21. Modelo final de la turbina de 120°.

Los modelos de las Ecuaciones 5.19 a 5.21 representan el comportamiento dinámico de la turbina, considerando su comportamiento tanto en aceleración como en desaceleración. En estos modelos cada coeficiente es independiente y tiene un valor numérico dado, a diferencia del modelo establecido bajo condiciones de flujo estacionario, donde los coeficientes k y b están relacionados. Para poder comparar ambos modelos es necesario recurrir a los parámetros que se definen en la Figura 5.8, en específico a la pendiente de cada una de las líneas de tendencia, ya que como se ha descrito la pendiente de estas rectas representa al exponente n del modelo. Con este exponente es posible y los datos experimentales en estado estacionario, es posible calcular el cociente k/b , despejando éste de la Ecuación 5.3. Con el fin de disminuir el error que puede acarrear hacer el cálculo del cociente con una sola medición, se hizo un promedio de los cocientes obtenidos para cada dato, como se muestra en el recuadro naranja de la Tabla 5.7.

30				
Medición	V_{∞} [m/s]	RPM	n	k/b
6	1.2149	266.7443	1.46	200.7565
7	1.2507	286.8132	1.46	206.9037
8	1.2582	310.7143	1.46	222.1800
9	1.3410	319.5489	1.46	208.1961
10	1.3960	335.9091	1.46	206.3887
				208.88

Tabla 5.7. Cálculo del cociente k/n para datos en estado estacionario de la turbina de 30° .

Una vez obtenido el cociente de los coeficientes de par y fricción para los datos en estado estacionario se puede hacer una comparación entre los parámetros obtenidos con el modelo dinámico y el modelo en estado estacionario. Un resumen de esto se presenta en la Tabla 5.8.

Turbina	Dinámico	Estacionario	Error
	k/b	k/b	k/b
30°	231.05	208.88	9.59%
90°	61.05	83.28	36.41%
120°	62.65	69.29	10.61%

Tabla 5.8. Comparación de cocientes k/b .

Como puede verse en la tabla anterior, existe un error entre los coeficientes obtenidos de forma dinámica y los que se obtuvieron con datos en estado estacionario. Este error se debe a varios factores. El principal de estos tiene que ver con la toma de datos, en el caso estacionario se calcularon las velocidades por cada revolución durante un periodo de tiempo, posteriormente estos valores fueron promediados para obtener un valor final. En el caso dinámico la velocidad de rotación no fue promediada, las mediciones por revolución se ingresaron al modelo y el error fue eliminado al procesar el modelo. Por otro lado, el modelo dinámico fue definido entre dos condiciones de operación, aceleración y desaceleración, lo cual dio como resultado un modelo mas completo.

Conclusiones del capítulo:

El modelo propuesto ha sido verificado mediante datos experimentales, tanto en condiciones estables como dinámicas. El modelo dinámico se obtuvo mediante la comparación de dos modelos, el de aceleración y el de desaceleración. En contraste el modelo en estado estacionario ha sido definido con los datos dentro de los cuales la turbina no tuvo perturbaciones de flujo de aire. Entre los dos modelos existen diferencias, las cuales son causadas por la forma en que se construyó cada modelo, así como de la toma de datos en cada experimento. Aunque hay diferencias en los parámetros, hay una tendencia entre ellos para saber que describen al mismo fenómeno, sin embargo el modelo dinámico debe ser el más preciso debido a que toma una mayor cantidad de parámetros dentro del fenómeno. La corroboración de estos modelos sólo puede hacerse estableciendo un nuevo modelo en base a las características de éstos, para el cual se construya otro modelo a escala y con él verificar experimentalmente la autenticidad del modelo.

Con los datos dimensionales, adimensionales y el modelo propuesto se puede concluir sin lugar a dudas que la turbina de 30° tiene un desempeño superior ante todas las condiciones de operación simuladas en estos experimentos.

Capítulo 6: Conclusiones

Se han presentado los resultados experimentales de tres modelos a escala de una turbina hidrocínética. Estos resultados están divididos en dos secciones, el análisis adimensional de las máquinas y el análisis dinámico de las mismas.

Con respecto al análisis adimensional, en la literatura analizada [5] se plantea que el coeficiente de potencia para este tipo de máquinas debe rondar 0.35. Sin embargo como puede verse en la Figura 5.4, la turbina de 30° en cualquiera de sus dos configuraciones muestra un notable aumento en su coeficiente de potencia; cosa que a primera vista puede interpretarse como un error en las mediciones o en la elaboración de los experimentos. No obstante este tipo de efectos han sido documentados en investigaciones previas [12] como un efecto de las condiciones del canal. Para poder tomar datos experimentales de este tipo de máquinas se pueden crear modelos a escala e ingresarlos en un canal de pruebas o se puede fabricar una turbina escala 1:1 e instalarla en una corriente real. En el primer caso se tiene un ambiente que es completamente controlado, de forma tal que se puede modificar la velocidad del caudal y el gasto según las necesidades del experimento. Sin embargo esto trae consigo una gran desventaja; un canal de pruebas actúa como un amplificador del desempeño de la turbina, si se rebasa una cierta cantidad de agua fluyendo a través de la máquina. Esto es una consecuencia directa del confinamiento del canal, ya que el agua tiene que pasar forzosamente a través de la turbina; cosa que no sucede en un río donde al aumentar la cantidad de agua, ésta puede desviarse de la turbina como consecuencia de que no existe un confinamiento de la corriente. Por otro lado, la turbina de 90° mostró un desempeño aceptable; su coeficiente de potencia, al igual que la turbina de 30°, fue aumentando poco a poco conforme aumentó la velocidad del agua. Sin embargo la turbina de 120° no mostró este aumento, lo cual se debió a que a los álabes de ésta se sobreponen en la parte inferior y superior de la turbina.

La primer validación que se hizo del modelo propuesto se hizo con datos tomados mientras la turbina operaba en estado estacionario. Estos datos además de permitir el cálculo de los coeficientes adimensionales sirvieron para poder tener una primera aproximación del comportamiento de cada turbina. Estos datos se muestran en la Figura 5.7, 5.9 y 5.11. En la Figura 5.7 se observa un cambio radical en el desempeño de la turbina una vez que fue pintada y pulida. Durante los primeros datos, la turbina pulida mostró un desempeño pobre en comparación con la misma máquina con los álabes sin lijar. Esto es un indicativo de que a bajas velocidades de flujo, la fricción entre el agua y los álabes contribuye a impulsar a la turbina, sin embargo una vez que la velocidad del agua aumenta la fricción afecta al desempeño de la máquina. Esto es un fenómeno predecible, ya que la fricción aumenta conforme aumenta la velocidad de movimiento, sin embargo es preciso recalcar que la turbina con los álabes pulidos mostró un mejor desempeño justo en el rango de velocidades que se sabe tiene un río donde estas máquinas pueden ser instaladas. Esto da información muy valiosa de cómo se debe de manufacturar una turbina de este tipo, ya que el acabado superficial es muy importante. El costo de lijar, pintar y pulir los álabes no debe ser significativo si el aumento de desempeño de la máquina ronda el 8%, tal y como se ha mostrado en estos experimentos.

Otra importante conclusión de estas pruebas en estado estacionario tuvo que ver con el desempeño de las máquinas en posición horizontal. Este tipo de máquinas conserva su sentido de giro sin importar la dirección del flujo que las impulsa, sin embargo las pruebas horizontales mostraron que la turbina tiene una dirección preferente para la corriente que impulsa la máquina. Cuando las turbinas fueron rotadas 180° con respecto al eje de giro y se volvían a instalar en el canal de pruebas; era notorio que su desempeño cambiaba notoriamente. En este caso, la turbina de 120° no mostró grandes cambios en su

desempeño, por lo que podría pensarse que una máquina con ángulo de torsión azimutal mayor podría tener un mejor desempeño al ser instalada en una aplicación de mareas. Además en estas pruebas se demostró que para instalar una turbina de forma horizontal es necesario cuidar siempre la posición de estas con respecto a la superficie de la corriente, ya que el perfil de velocidades de la corriente afecta más el desempeño de la máquina cuando esta se encuentra en posición horizontal. En términos bi-dimensionales el perfil de velocidades toma la forma de una letra D, donde el punto máximo de velocidad se encuentra a 20% de la profundidad del agua desde la superficie. Si la turbina se encuentra por debajo de esta zona, la diferencia de velocidad que “ven” los álabes de arriba con respecto a los álabes de abajo es muy grande, lo cual tiende a frenar la máquina en ciertas posiciones, creando un movimiento intermitente. Este efecto fue observado en las tres turbinas.

Con respecto al análisis dinámico, los modelos muestran algo que es directamente corroborado por la información dimensional en estado estable. El exponente n de la turbina de 30° es mayor que el de la turbina de 90° y el exponente de esta última es mayor que el de la de 120° . Lo que esto nos dice es que la máquina de 30° tiene una mejor capacidad de convertir la energía cinética del agua en energía mecánica rotacional. Lo cual es evidente al analizar las gráficas de desempeño adimensionales. De la misma forma, el coeficiente k que tiene que ver con la conversión del par también es mayor en la turbina de 30° , teniendo a la de 120° como la máquina más pobre. La última conclusión de estos modelos tiene que ver con el coeficiente de fricción b , a diferencia del exponente n y del coeficiente k ; el coeficiente de fricción es menor para la turbina de 120° y mayor para la turbina de 30° . Lo cual se debe a la velocidad de rotación de cada máquina. La turbina más lenta es la que tiene menores pérdidas por fricción comparada con la turbina más rápida.

Las conclusiones de este trabajo muestran que el modelo propuesto describe el desempeño dinámico de la turbina. Lo cual ha sido un logro considerable dadas las carencias que se tuvieron durante la toma de datos experimentales. Estos modelos pueden ser mejorados si se trabaja con mejor instrumentación, tanto para medir la velocidad del agua como para medir la velocidad de rotación de las turbinas. La frecuencia de la cámara que se utilizó para calcular la velocidad de rotación tiene sólo 30 cuadros por segundo, lo cual generaba grandes errores de medición en la turbina de 30° , a causa de su alta velocidad de rotación. Por otro lado el modelo también puede ser mejorado si se utiliza una forma directa de medir el par de la turbina. Durante la experimentación se trató de conseguir un aparato para poder hacer esto pero su precio es muy alto y no se contó con apoyo financiero. Al igual que con otros inconvenientes, se trató de diseñar alguna técnica de medición del par, pero todas las opciones planteaban más problemas que beneficios; fue por esta razón que se optó por una fórmula matemática para calcularlo.

El análisis del modelo dinámico también puede ser mejorado si se utiliza un modelo autorregresivo dependiente de más lecturas, tanto pasadas como futuras. Además se puede probar otra técnica de discretización y comparar los modelos.

La simulación en CFD quedó truncada, debido en gran medida a lo complejo del modelo y a los requisitos de cómputo que éste requiere. Sin embargo, queda una opción más simple por analizar. La creación de varias simulaciones con la turbina fija en diferentes posiciones. Con esto se puede obtener la fuerza total que recibe la máquina en cada posición. El éxito de esta simulación radica en qué tan precisa se hace, se debe de simular cada posición lo más cercana posible a la anterior, pero no al grado de simular la posición con un grado de diferencia entre una y otra; ya que de este modo serían necesarias 360 simulaciones para conocer el comportamiento de una sola revolución.

Este proyecto logró responder muchas de las preguntas que se crearon antes y durante su desarrollo, sin embargo se crearon algunas que quedaron sin responder.

Referencias:

- [1] Khan M.J, Iqbal M.T, Quaicoe J.E, River current energy conversion systems: Progress, prospects and challenges. Renewable and Sustainable Energy Reviews El Sevier 12(2008)2177-2193; 2007.
- [2] Alarcón R.A. Ault G. Galloway S Multi-objective planning of distributed energy resources: A review of the state-of-the-art. Renewable and Sustainable Energy Reviews El Sevier 14(2010)1353-1366; 2010.
- [3] Coiro D.P Marco A Nicolsi F. Melone S Montella F. Dynamic behaviour of the patented Kobold tidal current turbine: Numerical and Experimental Aspects. Acta Polytechnica Vol. 45 Czech Technical University in Prague; 2005.
- [4] Tuckey A.M, Patterson D.J, Swenson J. A kinetic energy tidal generator in the northern territory- results. In: Proceedings of IECON. Silver Spring Vol. 2 , MD: IEEE; 1997.
- [5] Gorlov A. Development of the Helical Reaction Hydraulic Turbine: Final Technical Report, The US Department of Energy, 1998.
- [6] <http://www.epo.org/learning-events/european-inventor/finalists/2011/gorlov.html>
- [7] <http://www.lucidenergy.com/>
- [8] http://www.urbangreenenergy.com/case_study/enterprise/pearson_bridgestreet
- [9] <http://caseywong.wordpress.com/2010/01/26/wind-water-and-sun-power-for-gadeokdo/>
- [10] Akimoto H, Tanaka K, Uzawa K. A conceptual study of floating axis water current turbine for low-cost energy capturing from river, tide and ocean currents. Renewable Energy Journal El Sevier 57(2013)283-288; 2013.
- [11] Lalander E. Leijon M. In-stream energy converters in a river – Effects on upstream hydropower station. Renewable Energy Journal El Sevier 36(2011)399-404; 2010.
- [12] Khan M.J, G. Bhuyan, Iqbal M.T, Quaicoe J.E, Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. Applied Energy Journal El Sevier 86(2009) 1823-1835; 2009.
- [13] Gretton G.I. The hydrodynamic analysis of a vertical axis tidal current turbine. The University of Edinburgh, 2009.
- [14] <http://www.technologyreview.com/news/407732/tidal-turbines-help-light-up-manhattan/>
- [15] <http://www.aprotec.com.co/pages/archivos/Turbina%20de%20rio%20electrificacion%20rural.pdf>
- [16] Sotelo G. (2006) Hidráulica General 1: Fundamentos. México. Limusa Noriega Editores.

- [17] Lazauskas L, Kirke B.K, Modeling passive variable pitch cross flow hydrokinetic turbines to maximize performance and smooth operation. Renewable Energy Journal El Sevier 45(2012)41-50; 2012.
- [18] A. N. Gorban, A. M. Gorlov, V. M. Silantyev. Limits of the Turbine Efficiency for Free Fluid Flow. J Energy Res Technol, ASME 2001;123:311–7.
- [19] Okulov V.L Sorensen J.N. Maximum efficiency of wind turbine rotors using Joukowsky and Betz approaches. Jouranal of Fluid Mechanics Vol. 649 Cambridge University Press; 2010.
- [20] <http://www.free-online-private-pilot-ground-school.com/aerodynamics.html>
- [21] Otero-Verdejo C, Del-Arco H.H, García-Alvarez A, Rubio-Revilla, M, Grid-connected wind microinverters for a PMG based Savonius-Gorlov turbine. IEEE 978-1-4799-2911-5/13; 2013.
- [22] <http://www.stratasys.com/es/impresoras-3d/design-series/fortus-250mc>
- [23] http://en.wikipedia.org/wiki/NACA_airfoil
- [24] Mataix C. (1982). Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. México: Alfaomega.