



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL  
ESTADO DE MORELOS

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS**

**INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS**

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**

**“Determinación de las curvas de operación de  
un modelo de micro turbina hidráulica de flujo  
axial”**

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE: MAESTRÍA EN  
SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA**

**ING. YOSDANI LEÓN MACHADO**

**DIRECTOR(ES)**

**DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ**

**DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN**

**NOMBRE DE LOS SINODALES**

**DR. JOSÉ ALFREDO RODRÍGUEZ RAMÍREZ**

**DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO**

**DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN**

**CUERNAVACA, MORELOS**

**Junio, 2018**

## Resumen

La disponibilidad del agua y el consumo de energía son temas de primera importancia a nivel global. Las micro turbinas para sistemas micro-hidroeléctricos con aprovechamiento de bajas caídas ganan terreno debido a la crisis de los combustibles fósiles, así como por los avances en materia de investigación que han dado lugar a nuevos diseños. Al desarrollar una nueva micro turbina se necesita probar a diferentes condiciones de operación para conocer su hidrodinámica.

El diseño analizado en el presente trabajo consta de tres partes fundamentales: una tobera con 8 álabes fijos para direccionar el flujo, un rotor con 11 álabes donde se realiza el intercambio de energía y, por último, un difusor que tiene la función de propiciar el desfogue del agua sin tener pérdidas significativas y además, fija todo el conjunto al interior de la tubería. Se determinó un número considerable de puntos operación con los cuales se construyeron las curvas de operación y se obtuvo el punto de mejor eficiencia de la micro turbina. Se realizaron simulaciones mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) variando las condiciones operación: caída, caudal y velocidad rotacional. Se usó el modelo de turbulencia RNG k-Omega en las simulaciones.

Con los resultados numéricos de las simulaciones se construyeron las curvas de operación y de colina, las cuales describen el comportamiento de la máquina. El estudio demostró que se obtienen eficiencias sobre el 60% para caídas entre 10m a 16 m.

## **Abstract**

Water availability and energy consumption are issues of prime importance at the global level. Micro turbines for micro-hydroelectric systems with use of low heads are gaining ground due to the crisis of fossil fuels, as well as advances in research that have led to new designs. When developing a new micro turbine, it is necessary to test different operating conditions to know its hydrodynamics.

The design analyzed in the present work consists of three fundamental parts: a nozzle with 8 fixed vanes to direct the flow, a rotor with 11 vanes where the energy exchange takes place and, finally, a diffuser that has the function of promoting the release of water without significant losses and also fixes the whole set to the interior of the pipe. A considerable number of operation points were determined with which the operation curves were constructed and the point of best efficiency of the micro turbine was obtained. Simulations were performed using computational fluid dynamics (CFD), varying the operating conditions: head, flow and rotational speed. An RNG k-Omega turbulence model was used in the simulations.

With the numerical results of the simulations, the operation and hill curves were constructed, which describe the behavior of the machine. The study showed that efficiencies are obtained over 60% for falls between 10m to 16m.

## **Agradecimientos**

A la **Universidad Autónoma del Estado de Morelos** y en particular al **Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas** por brindarme la oportunidad de realizar estudios de Maestría en sus instalaciones.

A la **Dra. Laura Lilia Castro Gómez** y al **Dr. Juan Carlos García Castrejón** por su dirección y apoyo en el desarrollo de la investigación que tanto aporta a mi crecimiento profesional.

Al honorable comité evaluador: **Dr. José Alfredo Rodríguez Ramírez**, al **Dr. Miguel Ángel Basurto Pensado** y al **Dr. Gustavo Urquiza Beltrán** por su tiempo y sugerencias para enriquecer este trabajo.

Al **Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT)** por el apoyo económico mediante el otorgamiento de una beca SENER-CONACYT con número de CVU 784031 a fin de llevar a buen término este trabajo de investigación.

Y a **México** por acogerme de manera grata durante este tiempo.

**Dedicatoria**

## Índice

Resumen .....	i
Abstract.....	ii
Agradecimientos .....	iii
Dedicatoria .....	iv
Índice de tablas.....	1
Índice de figuras .....	2
Nomenclatura.....	6
Capítulo 1: Introducción .....	7
1.1 La microgeneración.....	7
1.2 Retos tecnológicos .....	8
1.3 Ventajas del análisis computacional.....	10
1.4 Antecedentes .....	10
1.5 Objetivo .....	14
1.6 Objetivos específicos .....	14
1.7 Justificación .....	15
1.8 Metodología General de la investigación.....	16
Capítulo 2: Marco teórico .....	17
2.1 Teoría general de turbomaquinarias .....	17
2.1.1 Turbinas Kaplan .....	19
2.1.2 Micro turbinas hidráulicas .....	20
2.1.3 Campo de flujo de una micro turbina hidráulica .....	20
2.2 Dinámica de fluidos computacional .....	21
2.2.1 Modelos de Turbulencia .....	22
2.2.2 Volumen finito .....	23
2.3 Curvas características de una turbina tipo Kaplan.....	24
2.4 Ecuaciones gobernantes del problema.....	25
2.4.1 Ecuación de la conservación de la masa .....	26
2.4.2 Ecuación de conservación del momento.....	26
2.4.3 Ecuación de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS) .....	26

2.5 Grupos adimensionales y análisis de similaridad en turbomáquinas.....	28
2.5.1 Variables adimensionales .....	29
2.5.2 Teorema de Pi .....	29
2.5.3 La similitud en turbo máquinas .....	30
Capítulo 3: Metodología .....	33
3.1 Geometría .....	34
3.2 Discretización del Modelo .....	40
3.3 Estudio de convergencia de mallas.....	41
3.4 Consideraciones físico-matemáticas y ajustes del resolovedor para el cálculo numérico en dinámica de fluidos computacional .....	43
3.5 Análisis adimensional .....	46
Capítulo 4: Análisis de resultados .....	50
4.1 Velocidades absolutas y relativas a lo largo de la turbina. Contornos de velocidades .....	53
4.2 Contornos de presión total y absoluta.....	60
4.3 Vectores de velocidad y líneas de corriente.....	65
4.4 Potencia y eficiencia de la micro turbina.....	68
4.5 Curvas de Operación .....	73
4.6 Curvas de colina .....	81
4.7 Punto de máxima Eficiencia (BEP).....	85
4.8 Velocidad específica .....	85
4.9 Curvas adimensionales. ....	86
Capítulo 5: Conclusiones y recomendaciones .....	89
5.1 Conclusiones.....	89
5.2 Recomendaciones.....	90
Bibliografía .....	91
Apéndices.....	96
Apéndice 1: Puntos de operación para los cuales se llevaron a cabo las simulaciones en CFD. ....	96
Apéndice 2: Comparación de los resultados adimensionales. ....	98

## Índice de tablas

Tabla 3.1: Mallas y su relación en cuanto a número de elementos para realizar el GCI.....	40
Tabla 3.2: Condiciones de frontera para evaluar las mallas del GCI. ....	41
Tabla 3.3: Resultados del cálculo del GCI. ....	42
Tabla 4.1: Valores de potencia para caídas de 10 m.....	69
Tabla 4.2: Valores de eficiencia para caídas de 10 m. ....	69
Tabla 4.3: Valores de potencia para caídas de 12 m.....	70
Tabla 4.4: Valores de eficiencia para caídas de 12 m. ....	70
Tabla 4.5: Valores de potencia para caídas de 14 m.....	71
Tabla 4.6: Valores de eficiencia para caídas de 14 m. ....	71
Tabla 4.7: Valores de potencia para caídas de 16 m.....	72
Tabla 4.8: Valores de eficiencia para caídas de 16 m. ....	72

## Índice de figuras

Figura 2.1: Curvas de colina de rendimiento de una turbina tipo Kaplan para cinco valores del ángulo de apertura $\phi$ (Encinas , 1975). .....	25
Figura 3.1: Diagrama de flujo para el desarrollo del proyecto.....	33
Figura 3.2: Triángulo de velocidad en la entrada (Ariza Espinoza, 2012). ....	34
Figura 3.3: Triángulo de velocidad en la salida (Ariza Espinoza, 2012).....	35
Figura 3.4: Boceto en CAD acotado de la tobera (Ariza Espinoza, 2012). ...	36
Figura 3.5: Boceto en CAD acotado del rotor (Ariza Espinoza, 2012). .....	36
Figura 3.6: Geometría de la tobera. Componente sólido. ....	37
Figura 3.7: Geometría de la tobera. Volumen de control. ....	37
Figura 3.8: Geometría del rotor. Componente sólido. ....	37
Figura 3.9: Geometría del rotor. Volumen de control. ....	37
Figura 3.10: Geometría del difusor, vista isométrica.....	38
Figura 3.11: Geometría del difusor, vista lateral. ....	39
Figura 3.12: Geometría completa de la micro turbina. ....	39
Figura 3.13: Condiciones de frontera, tipo de movimiento y características físicas de los elementos.....	44
Figura 3.14: Interfases fluido-fluido presentes en la discretización del modelo. ....	44
Figura 3.15: Implementación mediante bloques del modelo de micro turbina para su análisis mediante dinámica de fluidos computacional.....	46
Figura 3.16: Curvas adimensionales de caudal y torque contra velocidad rotacional de la 5BTP (Samora , et al., 2016). ....	48
Figura 3.17: Curvas de eficiencia de la 5BTP (Samora , et al., 2016). ....	48
Figura 4.1: Velocidad relativa en el canal de flujo para 10m, 1800 rpm y flujo másico de 750 a 850 kg/s. ....	51
Figura 4.2: Línea de control a lo largo del canal de flujo.....	52
Figura 4.3: Velocidad absoluta en el canal de flujo para 10m, 1800 rpm y flujo másico de 750 a 850 kg/s. ....	53

Figura 4.4: Líneas de control. ....	54
Figura 4.5: Distribución de las velocidades relativas para 1800 rpm. ....	55
Figura 4.6: Distribución de las velocidades relativas para 1100 rpm. ....	55
Figura 4.7: Distribución de las velocidades absolutas para 1800 rpm. ....	56
Figura 4.8: Distribución de las velocidades absolutas para 1100 rpm. ....	56
Figura 4.9: Distribución de las velocidades absolutas para flujo variable a 10m y 1800 rpm. ....	57
Figura 4.10: Distribución de las velocidades absolutas para flujo variable a 10m y 1100 rpm. ....	57
Figura 4.11: Distribución de las velocidades relativas a 850 kg/s. ....	58
Figura 4.12: Contornos de velocidad relativa a 1800 rpm, 850 kg/s y 10 m. ....	59
Figura 4.13: Contornos de velocidad relativa a 1100 rpm, 850 kg/s y 10 m. ....	59
Figura 4.14: Contornos de velocidad relativa a 1800 rpm, 850 kg/s y 10 m. ....	60
Figura 4.15: Contornos de velocidad relativa a 1100 rpm, 850 kg/s y 10 m. ....	60
Figura 4.16: Distribución de la presión absoluta (izquierda) y la presión total (derecha) a la altura media, la raíz y la punta del álabe. ....	61
Figura 4.17: Distribución de las presiones absolutas para diferentes condiciones de flujo másico y caídas variables. ....	62
Figura 4.18: Contornos de presión absoluta a 1800 rpm, 850 kg/s y 10 m... ..	62
Figura 4.19: Contornos de presión absoluta a 1100 rpm, 850 kg/s y 10 m... ..	63
Figura 4.20: Contornos de presión absoluta (plano longitudinal) a 1800 rpm, 850 kg/s y 10 m... ..	63
Figura 4.21: Contornos de presión absoluta (plano longitudinal) a 1100 rpm, 850 kg/s y 10 m... ..	64
Figura 4.22: Contornos de presión total (plano longitudinal) a 1800 rpm, 850 kg/s y 10 m... ..	65
Figura 4.23: Contornos de presión total (plano longitudinal) a 1100 rpm, 850 kg/s y 10 m... ..	65
Figura 4.24: Vectores de velocidad en la micro turbina a 1800 rpm. ....	66
Figura 4.25: Vectores de velocidad en la micro turbina a 1100 rpm. ....	66

Figura 4.26: Líneas de corriente a lo largo de la micro turbina a 1800 rpm. .	67
Figura 4.27: Líneas de corriente a lo largo de la micro turbina a 1100 rpm. .	67
Figura 4.28: Curvas de eficiencia en relación al caudal para caídas de 10 m. .....	73
Figura 4.29: Curvas de eficiencia en relación al caudal para caídas de 12 m. .....	74
Figura 4.30: Curvas de eficiencia en relación al caudal para caídas de 14 m. .....	74
Figura 4.31: Curvas de eficiencia en relación al caudal para caídas de 16 m. .....	75
Figura 4.32: Eficiencias a 1100 rpm y H variable.....	76
Figura 4.33: Curvas de eficiencias para cada condición de velocidad rotacional y caudal a 10 m.....	77
Figura 4.34: Curvas de eficiencias para cada condición de velocidad rotacional y caudal a 12 m.....	77
Figura 4.35: Curvas de eficiencias para cada condición de velocidad rotacional y caudal a 14 m.....	78
Figura 4.36: Curvas de eficiencias para cada condición de velocidad rotacional y caudal a 16 m.....	78
Figura 4.37: Eficiencias para las mismas condiciones de caudal y velocidad a 10 m y 12 m. ....	79
Figura 4.38: Potencia de la máquina según el caudal suministrado a distintas rpm.....	80
Figura 4.39: Curvas de potencia en función de la velocidad para cada condición de caudal. ....	81
Figura 4.40: Curvas de colina de potencia.....	82
Figura 4.41: Curvas de colina de eficiencia. ....	83
Figura 4.42: Curvas de colina de potencia en superficie. ....	84
Figura 4.43: Curvas de colina de eficiencia en superficie.....	84
Figura 4.44: Características de operación adimensionales. ....	86

Figura 4.45: Curvas adimensionales de caudal y torque contra velocidad rotacional de la 5BTP (Samora , et al., 2016). ..... 87

Figura 4.46: Tendencia de la curvas de eficiencia. .... 88

## Nomenclatura

$\rho$  Densidad [kg/m<sup>3</sup>]

$g$  Aceleración de la gravedad [m/s<sup>2</sup>]

$\mu$  Viscosidad dinámica [N s/m<sup>2</sup>]

$N_s$  Velocidad relativa [rpm]

$H$  Carga o Caída [m]

$N$  Velocidad específica [rpm]

$D$  Diámetro de la tubería [m]

$T$  Torque [Nm]

$Q$  Caudal [m<sup>3</sup>/s]

$\dot{m}$  Flujo másico [kg/s]

$\omega$  Velocidad angular [rad/s]

$p$  Presión [Pa]

$\eta$  Eficiencia [adimensional]

$P$  Potencia [W]

$U$  Velocidad tangencial [m/s]

$\beta$  Ángulo del rotor [°]

$\alpha$  Ángulo de tobera [°]

$A$  Área [m<sup>2</sup>]

## **Capítulo 1: Introducción**

En la sociedad actual uno de los principales medios para alcanzar altos niveles de progreso y bienestar es el acceso a la energía. Debido a los grandes consumos de energía, producida principalmente a través de combustibles fósiles, es que se comienza a manejar el concepto de “crisis energética”. Es por eso que resulta indispensable el desarrollo de nuevos métodos para obtener energía. Por tanto, es preciso realizar una transición suave, acompañada de la investigación y desarrollo a tecnologías sustentables (García Ortega , 2006). El potencial hidroeléctrico se presenta como una alternativa para satisfacer las necesidades energéticas de la sociedad moderna. Es por ello que es uno de los más difundidos dentro de las fuentes alternativas de energía. Este sector presenta un gran crecimiento y desarrollo desde el pasado siglo, principalmente en la construcción de grandes represas y centrales hidroeléctricas.

### **1.1 La microgeneración**

La inversión en pequeñas centrales hidroeléctricas va en crecimiento alrededor del mundo ya que es una manera limpia y sostenible de obtener energía eléctrica. Una de las grandes ventajas que presenta es la producción localizada de energía, aprovechando así los recursos presentes en el área. De esta manera, pequeños cauces de agua, saltos de ríos o canales de irrigación se convierten en potenciales fuentes de energía. Al consumir la energía producida en el sitio se reducen las pérdidas eléctricas por transmisión en las redes eléctricas nacionales, ya que su transporte es un proceso no del todo eficiente (Simpson & Williams, 2006). En localidades apartadas, generalmente zonas rurales, donde no es económico o incluso posible la interconexión con las redes eléctricas el uso de pequeñas centrales hidroeléctricas puede responder positivamente a las necesidades energéticas. Además, su uso tiene un impacto ambiental favorable ya que no es necesario crear grandes obras civiles contribuyendo a la preservación

de las cuencas y a la preservación del ecosistema. Se ha comprobado que las plantas hidroeléctricas de microgeneración son más eficientes y confiables que las convencionales que usan combustibles fósiles para pequeños requerimientos (Cotella, et al., 2002).

Entre mayor sea el salto hidráulico y la disponibilidad de caudal mayor será la potencia mecánica producida por la turbina. Dependiendo del esquema físico adoptado y la potencia obtenida la energía hidroeléctrica se puede clasificar en mini, micro o pico (Encinas , 1975) (Ramos H. , 2000). El término micro hidráulico o micro turbina se emplea generalmente para esquemas de generación que entreguen potencias inferiores a los 100 kW (Ramos, Borga, & Simao, 2009). Aunque esto no es un estándar fijo y puede variar de acuerdo a las normas técnicas establecidas en cada país, es la referencia más aceptada y difundida en la bibliografía.

## **1.2 Retos tecnológicos**

El hecho de que las turbinas convencionales no puedan ser adaptadas, de manera rentable, para aplicaciones de microgeneración hace que este terreno esté en parte inexplorado. (HYLOW , 2010). La instalación de turbinas convencionales para aplicaciones de microgeneración no resulta conveniente debido a la complejidad de su estructura y las obras civiles necesarias para su operación, por tanto, muchas veces son subutilizadas e ineficientes en aplicaciones de baja potencia y caída. Muchos investigadores han intentado usar diferentes tipos de turbinas convencionales en aplicaciones de microgeneración y los resultados no han sido alentadores (Jain & Patel, 2013).

Por otra parte las micro turbinas comerciales existentes en el mercado por lo general están estandarizadas a las condiciones de operación ofrecidas por los fabricantes, ello implica que muchas veces no se ajusten a las condiciones de operación disponibles en el lugar a instalar. Cuando las condiciones de caudal, caída y potencia hidráulica disponible no se ajustan

a las condiciones de operación de una micro turbina, la microgeneración es ineficiente y por tanto costosa (Ortiz & Abella, 2008). Pueden llegar a existir disímiles requerimientos que conlleven a una gran variedad de diseños.

Existen varios esquemas de microgeneración hidroeléctrica actualmente, algunos bastante difundidos son la rueda de Zuppinger, el tornillo de Arquímedes trabajando a la inversa y las bombas reversibles que operan como turbinas (PAT, por sus siglas en inglés). La rueda de Zuppinger es básicamente una turbina de acción que emplea la energía potencial del flujo de agua con caudales que pueden variar entre 0.5 a 0.95 m<sup>3</sup>/s, obteniéndose eficiencias que pueden llegar hasta el 70% y potencias que van desde los 3 kW hasta los 100 kW dependiendo del diámetro de la máquina en cuestión. Generalmente funcionan a bajas velocidades de rotación de entre 3 y 6 rpm (Müller, 2004) (HYLOW , 2010). El tornillo de Arquímedes inverso es básicamente el mismo que existe desde la antigüedad con un diseño optimizado mediante el uso de CFD. La máquina se coloca en el sentido de un salto de agua la cual impone una rotación en esta al ir descendiendo por las cuchillas (Schleicher , et al., 2014).

Por su parte, la bomba reversible (PAT) ha sido bastante práctica producto a la fabricación masiva de estos equipos, la complejidad radica en encontrar una bomba que cumpla con las condiciones de flujo necesarias para operar como turbina, de lo contrario su uso la haría ineficiente. (Jain & Patel, 2013). Dentro de la gama de turbinas convencionales la Turbina Kaplan es una de las más eficientes, es por ello que se decidió tomar como referencia para el diseño de una micro turbina que cumpla con las condiciones de operación que se manejaron y exponen en el presente trabajo. El objetivo es conseguir una máquina que funcione a bajas caídas, entre el orden de los 10 m, que pueda ser instalada en tuberías comerciales de 10" y su rendimiento esté sobre el 60%. El modelo está inspirado en una turbina Kaplan ya que cuenta con una tobera que direcciona el fluido es direccionado imponiéndole rotación e incrementando de la velocidad. En el rotor se realiza la

transferencia de energía y está compuesto por álabes rectos. Mientras que por su parte el difusor se encarga de dar soporte mecánico al conjunto dentro de la tubería de presión y de realizar el desfogue sin pérdidas significativas en el proceso.

### **1.3 Ventajas del análisis computacional**

La simulación es una herramienta empleada en la ingeniería como primer paso de un proceso de diseño. Con la ayuda de la simulación se pueden realizar análisis para determinar o predecir características de operación y posibles fallas en el diseño. Al obtener esta información se pueden realizar ajustes al diseño en la etapa inicial sin necesidad de construir un prototipo o realizar costosas pruebas experimentales con un producto aun sin optimizar (Ansys Inc., 2011).

### **1.4 Antecedentes**

En el año 2002 N. Cotella y otros reportaron el diseño y construcción de una micro turbina destinada a zonas rurales de baja densidad poblacional, donde no es económicamente factible el suministro de energía eléctrica por medio de líneas de transmisión y distribución. Sin embargo, solo si en dichas zonas tienen disponible el recurso hídrico, se concluye que es factible el diseño, fabricación y puesta en marcha de las micro turbinas en zonas excluidas de la red de distribución. También muestra que la micro turbina que se diseñó es adecuada desde el punto de vista técnico y económico; además, tiene un bajo impacto ambiental (Cotella, et al., 2002).

Simpson y Williams en 2006, estudiaron picoturbinas tipo propela con velocidad entre 400 rpm y 1600 rpm. El estudio se realizó usando dinámica de fluidos computacional y el modelo de turbulencia fue el k- $\epsilon$ . Se calculó una eficiencia de 55% y una potencia de 4.2 kW con una velocidad constante de 600 rpm, una altura de 3.1 m y un flujo másico de 256 kg/s. Un mejor punto de operación se encontró a 2 m de altura, flujo másico de 210 kg/s y 1.7 kW de

potencia. Un cambio en la geometría, demostró una mejor eficiencia de 80% con una velocidad de 800 rpm y una altura de 4 m, en la cual la carga de flujo másico era aún menor (Simpson & Williams, 2006).

Rawal y Kshisagar en 2007, realizaron una serie de cálculos numéricos en un modelo de bomba hidráulica usada como turbina hidráulica. La mejor eficiencia se obtuvo bajo parámetros de  $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$  y de 12.48 m de carga hidráulica a la misma velocidad de 1450 rpm. Realizaron tres cálculos más donde los resultados de eficiencia fueron diferentes a diferentes velocidades de operación, manteniendo el caudal y la carga hidráulica constantes. Las máximas eficiencias se encontraron a 800 rpm, 900 rpm y 1000 rpm donde se obtuvieron las eficiencias de 81.4%, 82.7% y 83.3% respectivamente (Rawal & Kshisagar, 2007).

Gerianne M. Alexander y otros autores en 2009, describen el diseño de 4 micro turbinas hidráulicas de flujo axial a diferentes velocidades específicas. Se estableció una velocidad de 1605 rpm, 1989 rpm, 2986 rpm y 4191 rpm, para cada una de las máquinas y una carga hidráulica (H) de 9.198 m, 7.07 m, 6.31 m y 3.39 m respectivamente. De acuerdo a la curva de desempeño para la eficiencia, a una velocidad de 1491 rpm se obtuvo la menor eficiencia de las cuatro con 68%, mientras que para una velocidad de 1989 rpm se obtuvo la mejor eficiencia con un 74% (Alexander, et al., 2009).

Ariza Espinoza en 2012, presenta el diseño de una micro turbina hidráulica como alternativa para generar electricidad. Se propuso una geometría de álabes directores de flujo (tobera) y álabes móviles (rodetes) de una micro turbina tipo Kaplan de disposición tubular, el diseño tiene como punto de partida, los parámetros principales del recurso hídrico (altura del salto hidráulico y caudal) y los cálculos de los componentes de los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida del álabe en la sección media de la altura total del álabe. El conjunto tobera-rodete tienen un rendimiento y potencia aceptables, lo cual lo hace viable para usarla como fuente de generación de

electricidad aprovechando los recursos hídricos existentes (Ariza Espinoza, 2012). Siendo este el antecedente principal de la presente investigación dado que se toma la geometría determinada por el autor y con ciertas modificaciones se procedió a obtener sus curvas de operación.

Jain y Patel en 2013, publicaron un artículo donde muestran las curvas características de tres turbinas de flujo axial, en el cual la carga hidráulica es de 39.17 m y el caudal de 95.23 m<sup>3</sup>/h, se obtiene la mayor eficiencia de 62.95% y una potencia de 6.15kW. Mientras que para una carga hidráulica de 37.52 m y un caudal de 93.63 m<sup>3</sup>/h se obtuvo una eficiencia del 58.84% y una potencia de 5.63 kW, superando solo a la tercera micro turbina, la cual obtuvo una potencia de 4.56kW pero una eficiencia mayor de 59.98%, trabajando bajo condiciones de 32.40 m de carga hidráulica y un caudal de 86.14 m<sup>3</sup>/s (Jain & Patel, 2013).

Galindo Luna en 2014, calculó numéricamente la potencia de una micro turbina hidráulica de flujo axial como función del número de álabes. La micro turbina evaluada cuenta con una tobera con 8 álabes y un rodete, en el cual se varió el número de álabes utilizando rodetes con 6, 8, 10, 11, 12, 14, 16 y 18. Los cálculos se realizaron mediante la dinámica de flujo computarizada (CFD), la dinámica de flujo se determinó usando las RANS y la turbulencia se resolvió empleando el modelo k-ε estándar. La potencia y la eficiencia son graficadas de acuerdo al número de álabes mostrando un comportamiento parabólico, el valor máximo es obtenido para la geometría de 8 pasajes hidráulicos (tobera) y 11 (rodete) álabes con una potencia mecánica de 32.635 kW y una eficiencia de 60.49% (Galindo Luna, 2014).

Irene Samora y otros autores en 2016, en el artículo titulado **“Experimental characterization of a five blade tubular propeller turbine for pipe inline installation”** realizan una caracterización de manera experimental para una turbina de hélice tubular diseñada para sistemas de tuberías presurizadas. Según citan, el primer prototipo que ha sido desarrollado y probado usando

análisis de fluidos computacional (CFD) vio la luz en el marco del proyecto europeo HYLOW a partir del 2008. No obstante, el prototipo debía ser probado de manera experimental para validar los resultados obtenidos mediante el análisis computacional. Un modelo mejorado fue entonces probado adecuadamente en el laboratorio demostrando resultados de interés para una posible aplicación práctica. Los resultados obtenidos en el laboratorio demostraron que la nueva turbina podía operar con eficiencias que rondan el 60% para alturas por debajo de los 50 m. El nuevo modelo con un diámetro de 85 mm optimizado y probado permite obtener energía de los flujos que varían su caudal entre 5 m<sup>3</sup>/h y 50 m<sup>3</sup>/h. Se identificó el mejor punto de eficiencia para una velocidad de rotación de 750 rpm, 15.95 m<sup>3</sup>/h y 0,34 bar de presión en la cabeza dando como resultado una eficiencia de 63.75%. La potencia máxima obtenida fue de 328 W, para 1500 rpm de velocidad de rotación, 48.15 m<sup>3</sup>/h de flujo, 4.76 m de altura y una eficiencia del 51.45% (Samora , et al., 2016). Los resultados presentados en el artículo sirven para crear una caracterización de los modelos de micro turbinas que serían más eficientes, así, a la hora de diseñar un nuevo modelo se puede saber con antelación cual será el rotor que más potencia entregue para determinadas características de operación.

Todo lo anterior nos permite establecer como pauta que es factible construir una microturbina hidráulica para ser operada a caídas inferiores a los 50 m esperando obtener eficiencias superiores al 60 % y funcionando a velocidades de entre 750 rpm y 2000 rpm. Los resultados obtenidos mediante la simulación de dinámica de fluidos computacional pueden ser validados mediante un análisis de similaridad.

El trabajo actual es la continuación de una investigación que comenzó con la determinación del perfil de los álabes realizada por José Alfredo Ariza Espinoza (Ariza Espinoza, 2012) para las condiciones de operación especificadas en su Tesis de Grado de Maestría. En su investigación tomó como condiciones de operación una descarga de 10 m, para un diámetro de

tubería de 0.254 m, 1800 rpm como velocidad rotacional y la densidad de agua a condiciones de temperatura y presión estándar de  $998.2 \text{ kg/m}^3$ . La determinación del diámetro de la tubería estuvo sujeta a las especificaciones de las tuberías comerciales disponibles en el mercado. Por su parte el establecimiento de una velocidad rotacional de 1800 rpm responde a las exigencias técnicas de los motores de inducción del tipo 1LA6 224-4YC80 con 4 polos de la marca Siemens. Este motor se supuso usar como generador invertido conectado al eje de transmisión de la turbina para generar electricidad, siendo su velocidad nominal de operación 1800 rpm. Determinando así una geometría de 8 álabes en tobera y 14 en el rotor que respondiera a las características de operación establecidas entregando una potencia total en el eje de 29.135 kW. Por su parte José Galindo Luna (Galindo Luna, 2014) en su Tesis de Grado de Maestría dando continuación a la investigación realizada por el anterior autor y usando la geometría desarrollada por este realizó una investigación que se basaba en determinar la mejor configuración de los álabes del rotor. Determinando que la geometría que mayor potencia entregaba a las mismas condiciones de operación era con 8 álabes en la tobera y 11 en el rotor.

### **1.5 Objetivo**

Obtener las curvas de colina de un modelo de microturbina hidráulica de flujo axial con 8 álabes en la tobera, 11 álabes en el rotor y un difusor de 2 álabes variando las condiciones de operación.

### **1.6 Objetivos específicos**

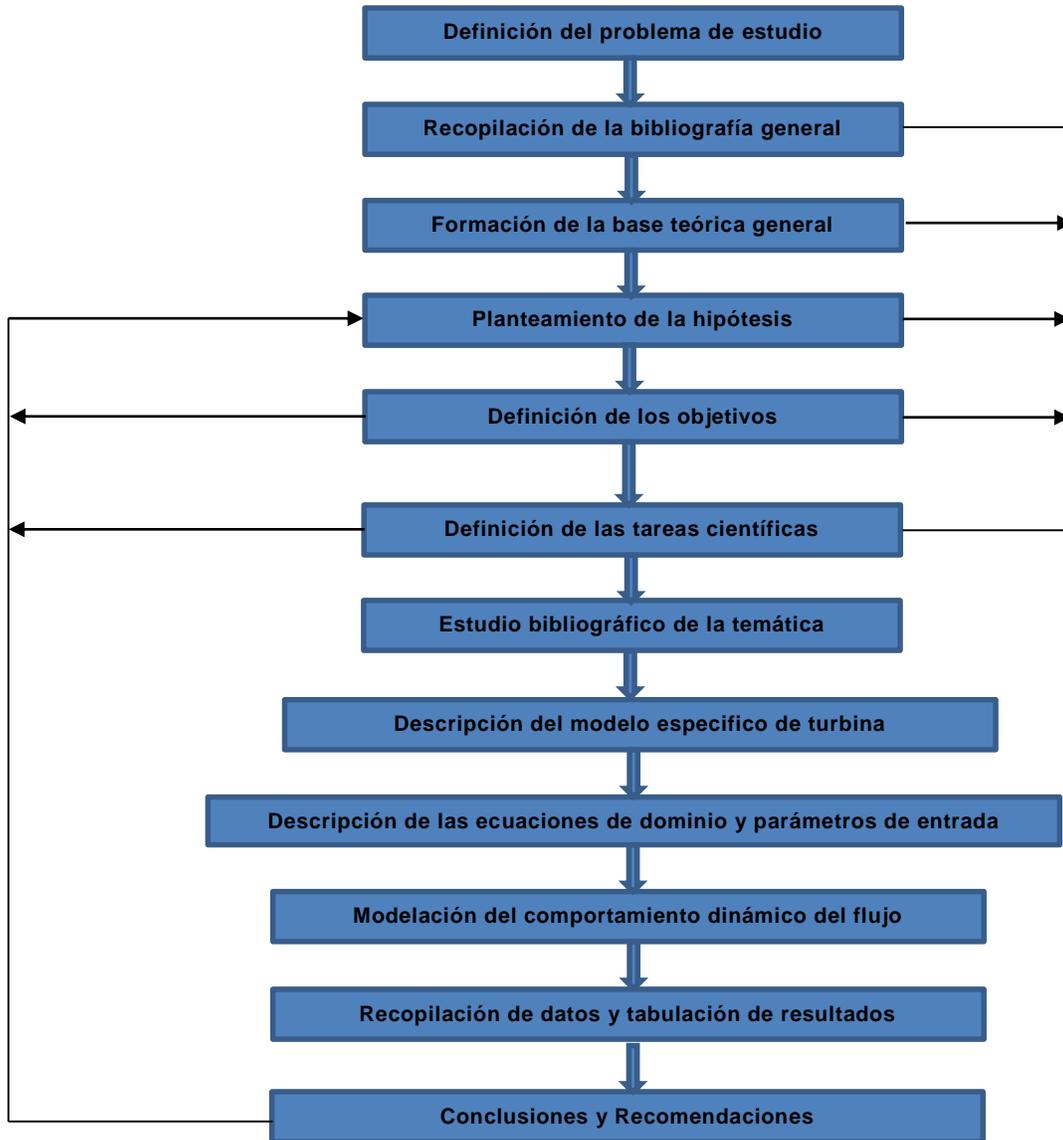
- Obtener las curvas características de la potencia y eficiencia variando el caudal, la caída y la velocidad rotacional.
- Determinar el punto de mejor eficiencia (BEP) del modelo de microturbina hidráulica.

- Crear las curvas de colina a partir de los puntos de operación obtenidos en las simulaciones.

### **1.7 Justificación**

El uso de la microgeneración eléctrica se ha expandido, y continúan apareciendo nuevos modelos que necesitan ser probados. Determinar el comportamiento hidrodinámico de los nuevos diseños es esencial para demostrar la eficacia de esta tecnología. Es por ello que en el presente trabajo se da continuidad a investigaciones anteriores donde se determinó el diseño del perfil de los álabes (J. Ariza, 2012) y la configuración del número de álabes del rotor para máximo rendimiento en condiciones de operación preestablecidas (J. Galindo, 2014) e idénticas en ambas investigaciones. Para el diseño de la tobera y el rotor se toma como punto de partida los datos proporcionados en los trabajos precedentes. Dado que el objetivo general de la investigación es obtener las curvas de operación de la turbina en su conjunto, para analizar el modelo en su totalidad se agrega al diseño el difusor y se tiene en cuenta el claro axial entre la punta de los álabes del rotor y el interior de la tubería. Dichos elementos forman parte integral de la micro turbina e influyen en la hidrodinámica de la misma. Las partes que componen la máquina se encuentran unidas por su eje de rotación. En el Capítulo 2 a continuación se expone la metodología seguida para la creación de la geometría, el mallado y la discretización del modelo para su posterior solución mediante dinámica de fluidos computacional.

### 1.8 Metodología General de la investigación



## Capítulo 2: Marco teórico

### 2.1 Teoría general de turbomaquinarias

En una turbina hidráulica se intercambia la energía cinética del agua con un dispositivo mecánico girando alrededor de un eje de simetría, este mecanismo consta de una o varias ruedas, (rodetes), provistos de álabes, de manera tal que entre ellos existen espacios vacíos o canales por los cuales circula el agua. Una turbomáquina hidráulica es una máquina capaz de convertir la energía hidráulica en energía mecánica, pueden ser motrices o generatrices. Si la energía se le cede al fluido, es una bomba, si por el contrario el fluido cede energía al rodetes de la máquina, se le llama turbina, ya sean de tipo axial (Kaplan) o radial (Francis) (Encinas , 1975).

Una turbina monocelular tiene básicamente un grupo de álabes fijos (distribuidor) y otro de álabes móviles (rodetes o rotor). La asociación de un componente fijo y una rueda móvil constituyen un conjunto único, una turbomáquina monocelular está compuesta de tres partes diferentes las cuales el fluido atraviesa de manera sucesiva; distribuidor, rotor y difusor (Gómez Flores , 2016).

El distribuidor y el difusor son componentes fijos que forman parte de lo que se conoce como estator de la máquina, la función del distribuidor es direccionar el flujo de agua desde la entrada de la turbina hasta el rodetes de la misma, distribuyéndola alrededor del rotor. El rotor es el elemento fundamental de la turbina, constituido por álabes en los cuales ocurre el intercambio de energía entre el agua y la máquina, transformando la energía cinética en trabajo mecánico. Dependiendo de que la presión varíe o no en el rotor, las turbinas se clasifican en turbinas de acción o reacción. En una turbina de acción, no existe variación en la presión del fluido en el rotor. El rotor no está inundado, se encuentra a presión atmosférica. Las turbinas de acción son de admisión parcial tal como las Pelton. Por su parte las turbinas de reacción se

subdividen en la tipo Francis, las cuales se caracterizan por el impulsor de flujo radial, y en las Kaplan o de hélices, la cual es una máquina de flujo axial, en donde el flujo del agua es paralelo al eje de rotación (Gorla & Khan, 2003).

En las centrales hidroeléctricas que manejan grandes caudales a bajas caídas se usan generalmente las turbinas Kaplan. Los elementos principales de la turbina Kaplan son la cámara de alimentación, el distribuidor, el rotor móvil y el tubo de desfogue. La cámara de alimentación, normalmente es de concreto, debido principalmente a la gran capacidad de gasto que admite este tipo de turbina. El distribuidor, a continuación de la cámara de alimentación, sirve para regular el gasto e imprime al agua el giro necesario, en una área de vórtice libre que anterior al rodete, para propiciar el ángulo de ataque adecuado del agua a los álabes logrando una transferencia de energía eficaz. El rodete de la turbina, o hélice, está constituida por un cubo, en este se empotran los álabes que se encargan de realizar la transferencia de energía del agua al eje de la unidad. El tubo de desfogue es casi siempre en forma de codo (Encinas , 1975).

Las turbinas hidráulicas axiales, como la Kaplan de álabes móviles y la de hélice de álabes fijos, son de alta velocidad específica por lo que se caracterizan a estas máquinas para ser empleadas en grandes caudales y pequeñas cargas. El ducto de escurrimiento de una turbina axial se presenta radial a nivel del distribuidor, avanza por una zona de vórtices libre hasta alcanzar el rodete móvil en la dirección axial y termina en un tubo de desfogue.

El estudio y el diseño de los álabes de una turbina Kaplan ha sido por mucho tiempo empírico, no obstante el rendimiento alcanzado en turbinas Kaplan llega a valores del orden del 93%, lo que justifica que no se haya prestado gran atención a los estudios analíticos (Gómez Flores , 2016).

### 2.1.1 Turbinas Kaplan

La turbina cuenta con una tobera o distribuidor axial de flujo, lo que permite dar la dirección correcta al caudal que ataca al impulsor, facilitando el intercambio de energía del fluido a la máquina.

Cuando la dirección del flujo es paralelo al eje de rotación se considera flujo axial, de las cuales destaca la Turbina Kaplan (Encinas , 1975).

La turbina Kaplan se denomina turbina de hélice, las hélices son álabes ajustables, de manera tal que el ángulo de incidencia del agua en el borde de ataque del álabe se produzca en las condiciones de máxima acción posible independientemente del valor del caudal y de la carga. Para ello se puede mantener un valor elevado de trabajo a diferentes valores de potencia. Se puede justificar el empleo de turbinas de álabe fijo en instalaciones en la cuales no exista muchas sensibilidad a la variaciones potencia

La turbina Kaplan, mantiene un buen rendimiento en la regulación de caudal, lo cual permite aumentarlo pesar de que existan oscilaciones en la carga o altura del embalse. Por tanto la potencia de la turbina se incrementa al incrementarse el caudal disponible. La velocidad específica de la turbina Kaplan es alta debido a que la carga es pequeña con relación al caudal que es elevado, esto es algo típico en turbinas axiales.

La micro turbina que se pretende analizar en el presente trabajo está basada en las características de funcionamiento de una turbina tipo Kaplan. De ahí la importancia de analizar este tipo de turbinas como punto de partida para algunas de las consideraciones de diseño que se tomaron en cuenta, como por ejemplo la dirección de flujo y la posición de ángulo de ataque de los álabes de rotor.

### **2.1.2 Microturbinas hidráulicas**

A las turbinas de potencias reducidas se les denomina micro turbinas hidráulicas y son de potencia menores a 100kW (Haidar, et al., 2012).

En las zonas rurales este tipo de turbina hidráulica puedes ser de mucha utilidad, ya que proveería de energía eléctrica a las comunidades marginadas. Una turbina hidráulica produciría más energía mecánica mientras mayor sea el salto hidráulico y mayor sea el caudal disponible.

Es viable instalar microturbinas de generación eléctrica en acueductos de agua potable y regadíos considerándose así una energía renovable debido a que no se agota su fuente primaria y no implica emisión de contaminantes y residuos. Algunas ventajas de las microturbinas son: alta eficiencia, bajo peso y diseño compacto, así como una sencilla construcción mecánica. Esto es importante en vista del hecho de que los dispositivos de este tipo no eran hasta ahora producidos en masa, ni usados en la economía nacional y su construcción no es extensamente conocida (Kicinski & Zywica, 2014).

Teniendo en cuenta los parámetros de operación a los que fue evaluada el modelo preliminar presentado por José Ariza (Ariza Espinoza, 2012) y los resultados que reportó en su investigación queda definido el modelo que se evalúa en el presente trabajo dentro del concepto de microturbina hidráulica.

### **2.1.3 Campo de flujo de una microturbina hidráulica**

En el diseño la microturbina es necesario conocer el campo de flujo dentro del canal de flujo de esta, debido a que mediante el conocimiento del mismo, se puede constatar si el diseño propuesto para la microturbina es adecuado para alcanzar los objetivos de potencia y eficiencia.

Es importante que sean verificados los campos de velocidad, para que en la tobera tengan la dirección apropiada para que el rotor cumpla su función de lo contrario se producen recirculaciones, esto a su vez provoca caídas de presión

y estancamiento de flujo. Como punto de partida para el diseño de una micro turbina hidráulica y para un adecuado campo de flujo de la misma, se utilizan los triángulos de velocidad. A partir de estos se puede evaluar las principales características de la micro turbina como serían los ángulos de ataque tanto en la tobera como del rotor. Estos ángulos son vitales para el diseño de la micro turbina, ya que en realidad definen la geometría de la misma. Los triángulos de velocidad también nos permiten evaluar las características del flujo y la viabilidad de la geometría propuesta.

## **2.2 Dinámica de fluidos computacional**

La dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) es una herramienta para la predicción de la dinámica de fluidos, de transferencia de calor y de masa, de reacciones químicas y de fenómenos conexos, resolviendo numéricamente el conjunto de ecuaciones matemáticas que gobiernan, las conservación de la masa, momento, energía, efectos en las fuerzas de los cuerpos, etc. (Ansys Inc., 2009). Los solucionadores de CFD están basados en el método de volumen finito donde el dominio es discretizado en un conjunto de volúmenes de control para la resolución de ecuaciones como la conservación general (de transporte), ecuaciones de masa, cantidad de movimiento y energía.

Para el análisis de CFD, es importante tener una comprensión de las características básicas del flujo que pueden ocurrir, y así deben ser modeladas las ecuaciones que gobiernen el flujo del fluido. Estas ecuaciones se pueden encontrar desde el conocimiento de que la masa de fluido debe ser conservada, al igual que la cantidad de movimiento del fluido (Shaw, 1992).

Una vez que se conocen estas ecuaciones, se deben producir predicciones numéricas de todos los flujos. Para bajas velocidades, el flujo se mueve en capas o láminas sin mezclarse una con otra, llamándosele flujo laminar. A medida que se incrementa la velocidad del flujo, porciones de esa masa del

fluido pueden pasar de una capa a otra y se dice que el flujo empieza a ser turbulento. En un flujo turbulento el comportamiento no puede predecirse en forma exacta porque existen fluctuaciones en las propiedades del flujo dentro de ciertos límites. Para resolver esto se usan modelos de turbulencia, pues la turbulencia complica las cosas por tener un efecto aparentemente al azar en cada punto en un flujo (Shaw, 1992).

Las ecuaciones especializadas en el estudio del movimiento de fluidos son ecuaciones diferenciales no lineales. El paso de las ecuaciones diferenciales a sus equivalentes ecuaciones lineales constituye un nivel de aproximación y recibe el nombre de discretización de las ecuaciones.

### **2.2.1 Modelos de Turbulencia**

Los modelos de turbulencia se usan para predecir los efectos de la turbulencia en el flujo de un fluido. Varios modelos han sido desarrollados basados en las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS, por sus siglas en inglés). Los modelos se pueden clasificar basados en los esfuerzos de Reynolds o basados en la viscosidad de los vórtices.

#### ❖ Modelos basados en la viscosidad de los vórtices

- Modelo de la ecuación cero
- Modelos estándar  $k-\epsilon$
- Modelo RGN  $k-\epsilon$
- Modelo estándar  $k-\omega$  (omega)

#### ❖ Modelo de los esfuerzos de Reynolds

Estos modelos de turbulencia basados en las ecuaciones de RANS están disponibles en CFX (ANSYS-CFX, 2011).

El modelo k-omega es uno de los más utilizados para analizar la turbulencia. Este es un modelo de dos ecuaciones, lo que significa que incluye dos ecuaciones extra de transporte para representar las propiedades de la turbulencia en el fluido. El modelo de dos ecuaciones permite que se tenga en cuenta los efectos de la convección y de la difusión de la energía turbulenta. La primera variable, en este caso k, representa la energía cinética mientras que la segunda variable, omega, representa la disipación específica de esta energía. Se hace énfasis en las características de este modelo de turbulencia ya que es el empleado en el cálculo numérico cuyos resultados se muestran en el Capítulo 4 del presente trabajo.

### **2.2.2 Volumen finito**

El volumen finito es un método numérico para resolver las ecuaciones de conservación. Cuando se tienen que resolver ecuaciones que gobiernan flujo de fluidos el dominio de la solución se subdivide en un número finito de volúmenes de control y las ecuaciones de conservación se aplican a cada volumen de control. En el centro de gravedad de cada volumen de control se encuentra un nodo de cálculo donde se calculan los valores de las variables. Integrales de superficie y de volumen se aproximan usando fórmulas de cuadratura adecuadas, el resultado es una ecuación algebraica para cada volumen de control.

El volumen finito puede adaptarse a cualquier tipo de malla, lo que lo hace adecuado para geometrías complejas, dado que la malla define los límites del volumen de control y no está necesariamente relacionado con un sistema de coordenadas.

La desventaja de los métodos de volumen finito en comparación con los sistemas de diferencias finitas es que en los métodos de orden superior al segundo son más difíciles desarrollarlos en 3D. Esto debido al hecho de que

le enfoque de volumen finito requiere de tres niveles de aproximación: interpolación, diferenciación e integración ( Ferziger & Peric , 2002).

### **2.3 Curvas características de una turbina tipo Kaplan**

Las turbinas Kaplan constan de dos componentes reguladores del caudal, primero los álabes de la tobera caracterizados por un parámetro, al cual llamémosle  $x$ , que determina el grado de apertura. El segundo, los álabes del rodete, cuya posición viene caracterizada por un ángulo al cual se puede denominar  $\phi$  (Encinas , 1975).

Controlar estos parámetros hace que la turbina funcione en el mismo punto característico con distintos rendimientos. Se puede obtener un número curvas de colina de la primera serie, una para cada valor dado de “ $x$ ” regulando el caudal al variar el ángulo  $\phi$  de los álabes en el rodete. Asimismo trazando un número conveniente curvas de colinas de la segunda serie, cada una de ellas obtenidas para un valor constante de  $\phi_0$ , regulando el caudal al variar la apertura “ $x$ ” del distribuidor (Encinas , 1975).

Las dos series de curvas de colina obtenidas se llevan a un mismo plano y se trazan las líneas que representan el rendimiento máximo que se pueden alcanzar mediante la combinación adecuada de la apertura del distribuidor  $x$  y del ángulo  $\phi$  de los álabes del rodete, para conseguirlo se trazan las envolventes de las isolíneas de los rendimientos obtenidos en las distintas curvas de colinas, tal como se muestra en la figura 2.1 que se muestra a continuación (Encinas , 1975). La metodología descrita está abordada en el texto referenciado.

Existen turbinas tipo Kaplan que no regulan el flujo como es el caso de estudio del presente trabajo en el cual se mantienen fijos los ángulos de los álabes del rodete y tobera. Se hizo variar entonces las condiciones de caudal y caída a diferentes velocidades rotacionales para obtener las curvas de operación de potencia y eficiencia en función del coeficiente de flujo. A partir de un número

determinado de simulaciones realizadas a diferentes condiciones de operación se pueden superponer los resultados en un plano de tres variables para obtener las curvas de colina características del modelo de microturbina que se analiza en el presente trabajo.

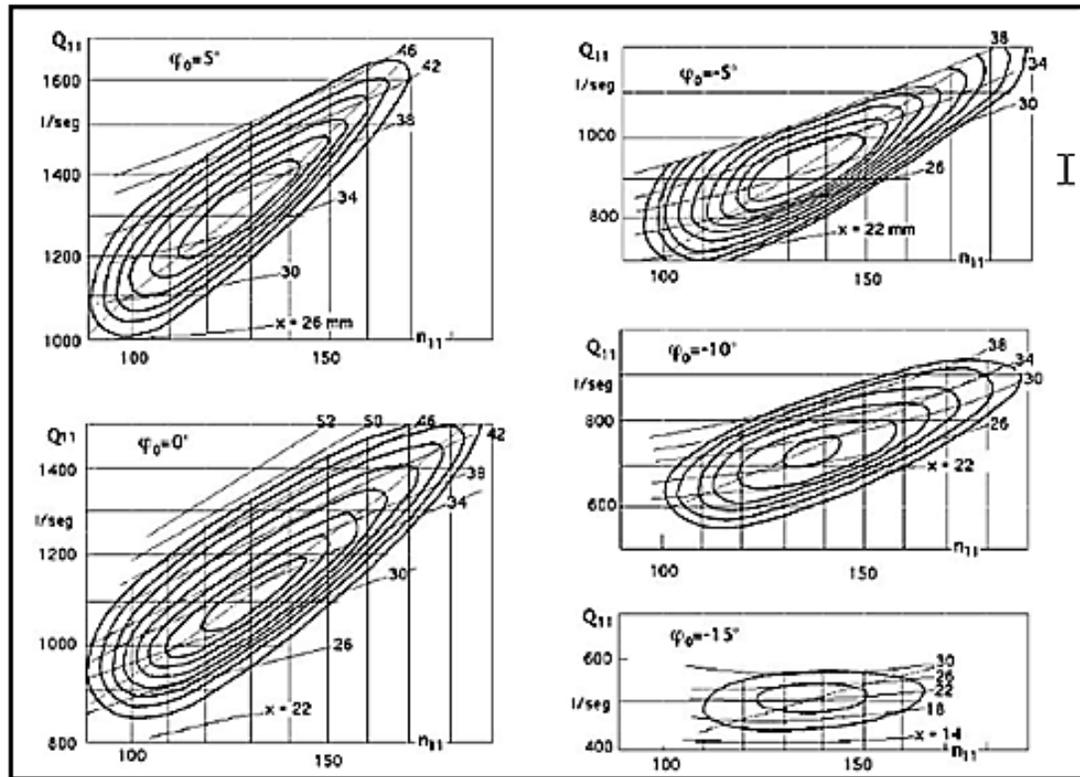


Figura 2.1: Curvas de colina de rendimiento de una turbina tipo Kaplan para cinco valores del ángulo de apertura  $\phi$  (Encinas , 1975).

## 2.4 Ecuaciones gobernantes del problema

Las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y escalares se presentan en coordenadas cartesianas, un volumen de control fijo será considerado como volumen de control y  $S$  su superficie. En el presente epígrafe se hace mención de las ecuaciones integro diferenciales que estarán interviniendo en el cálculo numérico a través del software de CFX para solucionar el problema.

### 2.4.1 Ecuación de la conservación de la masa

Forma de la integral de superficie de la ecuación de la conservación de la masa.

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho d\Omega + \int_S \rho u \cdot n dS = 0 \quad (2.1)$$

Para transformar la integral de superficie en un volumen integral se aplica el teorema divergente de Gauss para el término de convección, lo que conduce a una forma diferencial de coordenadas libres de la ecuación de continuidad.

$$\frac{d}{dt} + \text{div}(\rho u) = 0 \quad (2.2)$$

En forma cartesiana esta ecuación es ( Ferziger & Peric , 2002).

$$\frac{d\rho}{dt} + d(\rho u_i) = 0 \quad (2.3)$$

Donde  $X_i$  son las coordenadas cartesianas y  $u_i$  son las componentes cartesianas del vector de velocidad.

### 2.4.2 Ecuación de conservación del momento

La ecuación de conservación del momento se presenta de la siguiente manera

$$\frac{d}{dt} (\rho \bar{V}) + \bar{V} \cdot (\rho \bar{V} \bar{V}) = -\bar{V} p + \bar{V} \cdot (\bar{r}) + \rho g + F \quad (2.4)$$

Donde  $p$  es la presión estática  $\bar{r}$  es el tensor de esfuerzos y  $\rho g$  y  $F$  son las fuerzas de gravedad en el cuerpo y fuerzas externas del cuerpo respectivamente.

### 2.4.3 Ecuación de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS)

En las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds, las variables de solución son descompuestas en dos componentes, una principal y otra promediada en el tiempo de los componentes fluctuantes.

Para las componentes de velocidad

$$u_i = u_i + u_i'' \quad (2.5)$$

Donde  $u_i$  y  $u_i''$  son los componentes principal y fluctuante de la velocidad ( $i=1, 2, 3, \dots, n$ )

Similarmente para la presión y otras cantidades escalares:

$$\Phi_i = \Phi_i + \Phi_i'' \quad (2.6)$$

Donde  $\Phi$  representa un escalar como la presión, energía o cualquier otro.

Sustituyendo la expresión de esta forma para las variables de flujo dentro de la continuidad instantánea y las ecuaciones de momento, tomando en tiempo aproximado los campos de las ecuaciones de momento promediado se pueden escribir así (Ansys Inc., 2009):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.7)$$

La dinámica de fluidos continuos se describe por las ecuaciones de Navier-Stokes y por la ecuación de continuidad, para el caso de sistemas inerciales se muestra de la siguiente manera (Ansys Inc., 2009).

$$\frac{\delta}{\delta t} (\rho u_i) - \frac{\delta}{\delta x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\delta p}{\delta x_i} (\rho u_i) + \frac{\delta}{\delta x_j} \left( \mu \frac{\delta u_i}{\delta x_j} \right) + \frac{1}{3} \frac{\delta}{\delta x_j} \left( \mu \frac{\delta u_i}{\delta x_j} \right) \quad (2.8)$$

$$\frac{\delta p}{\delta x_i} + \frac{\delta}{\delta x_j} = 0 \quad (2.9)$$

Donde

$\rho$  = Densidad

$u_i$  = Velocidad en dirección  $i$

$p$  = Presión estática

$\mu$  = Viscosidad

Para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes en regiones en rotación en el caso de una microturbina, es necesario incluir un término adicional para tomar en cuenta la aceleración de fluido en la zona de rotación.

En una región en rotación la velocidad absoluta ( $u$ ) y la velocidad relativa ( $u_r$ ) del fluido se relaciona por:

$$u = u_r - (\omega \times r) \quad (2.10)$$

$r$  = Vector de posición del dominio en rotación

$\omega$  = Velocidad angular

La ecuación de continuidad se puede resolver en términos de la velocidad absoluta o de la velocidad relativa: La ecuación de momento, sin embargo, debe incluir la velocidad relativa, la velocidad angular ( $\omega$ ) y el efecto Coriolis ( $\omega \times u$ ). Como se muestra en la siguiente ecuación (Ansys Inc., 2009):

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho u_i) - \frac{\delta}{\delta x_j} + \rho(\omega \times u)_i = - \frac{\delta p}{\delta x_i}(\rho u_i) + \frac{\delta}{\delta x_j} \left( \mu \frac{\delta u_i}{\delta x_j} \right) + \frac{1}{3} \frac{\delta}{\delta x_j} \left( \mu \frac{\delta u_i}{\delta x_j} \right) \quad (2.11)$$

## 2.5 Grupos adimensionales y análisis de similitud en turbomáquinas

Establecer valores y expresiones adimensionales, obtenidas a través de un análisis dimensional o por la aplicación de principios mecánicos que rigen el comportamiento de las turbomáquinas como son las relaciones de las cantidades geométricas o cantidades cinemáticas, lleva al concepto de similitud el cual hace posible la formulación de coeficientes que rigen el comportamiento de máquinas similares entre ellas (Encinas , 1975).

La similitud entre dos máquinas puede probarse pero es evidente que si dos condiciones de operación obtenidos a través de coeficientes adimensionales tiene el mismo valor o comportamientos similares entre sí se puede afirmar que las dos máquinas tienen condiciones físicas similares más allá de que sus dimensiones puedan no ser las mismas. Con la aplicación del análisis

dimensional se tiene un método con el cual se reducen la complejidad de las variables que intervienen en la descripción de cierto fenómeno físico.

### **2.5.1 Variables adimensionales**

Un fenómeno que dependa de  $n$  variables a través del análisis dimensional se puede reducir a  $k$  variables adimensionales. Generalmente se obtienen  $n - k$  dimensiones independientes llamadas dimensiones básicas o primarias. Aunque con el análisis dimensional se consigue reducir el número de variables que intervienen en la descripción de cierto fenómeno físico el método ofrece grandes ventajas. La primera de ellas es un ahorro de tiempo y por ende dinero. Para obtener el comportamiento de una máquina a través de las ecuaciones básicas que rigen su funcionamiento normalmente se necesitan realizar un gran número de pruebas experimentales, pero en cambio si estas ecuaciones son llevadas a su forma adimensionales se puede obtener una caracterización de la máquina con un número menor de ensayos ya que reduce el número de variables que intervienen sin perder información determinante. Una segunda ventaja consiste en que nos ayuda a planificar un experimento o diseño ya que sugiere formas adimensionales de las curvas características a través de las cuales podemos manipular o comprobar la teoría antes de implementar un banco de pruebas experimental. Y la tercera ventaja del análisis dimensional es que nos proporciona leyes de escala con las cuales se pueden extrapolar datos obtenidos de un modelo pequeño a un prototipo más grande sin necesidad de tener que construir y poner a prueba este último (White, 2003).

### **2.5.2 Teorema de Pi**

Existen muchos métodos para reducir una serie de variables dimensionales en un número más reducido de grupos adimensionales. Uno de los más difundidos se conoce como el Teorema Pi de Buckingham (Buckingham, 1914). El término pi proviene de la notación matemática, que significa un

producto de variables. Los parámetros adimensionales encontrados con el teorema son productos de potencias denominadas  $\pi_1, \pi_2, \pi_3$ , etc. El método nos permite determinar estos parámetros en orden secuencial sin necesidad de recurrir a exponentes libres (White, 2003).

Las variables que describen el comportamiento de la mecánica de fluidos a través de una turbomáquina se puede reducir a una función que contiene 9 variables implícitas.

Lo que se conoce como leyes de funcionamiento se establecen con las primeras 6 variables de la ecuación 2.12 ya que son las más fundamentales, esto se debe a que la densidad, la viscosidad y la elasticidad del fluido pueden considerarse invariables al tratarse de agua (Encinas , 1975).

$$f(Q, H, P, M, N, D, \rho, \mu, E, ) = 0 \quad (2.12)$$

Donde

$Q$  : Caudal o descarga.

$D$  : Diámetro.

$H$  : Caída o altura.

$\rho$  : Masa específica o densidad.

$P$  : Potencia.

$\mu$  : Viscosidad del fluido.

$M$  : Par o momento

$E$  : Elasticidad del fluido.

$N$  : Velocidad de rotación.

### 2.5.3 La similitud en turbo máquinas

Afirmar que existe una similitud completa entre dos máquinas implica la existencia de 1) similitud geométrica, que significa que las dimensiones lineales que relacionan ambas máquinas sean las mismas en puntos homólogos de ambos sistemas, o sea, que las formas de las máquinas sean las mismas sin importar el tamaño; 2) similitud cinemática, donde las velocidades y otras cantidades cinemáticas tienen igual relación, por tanto los

triángulos representativos de sus velocidades serán semejantes así como el comportamiento del flujo a través de ambas máquinas, 3) similitud dinámica, que indica que las relaciones existentes entre las magnitudes de las fuerzas físicas presentes son las mismas para puntos de operación homogéneos y en el mismo instante de tiempo (Encinas , 1975).

Raramente puede lograrse una similitud física completa ya que incluso una misma forma física responde de manera diferente al variar las condiciones de operación. Sin embargo, se puede realizar aproximaciones para fines prácticos. Los resultados obtenidos mediante una experimentación en un modelo pueden extrapolarse a otras turbinas de diferente diámetro que sean geoméricamente similares.

Si existe una similitud cinemática y dinámica entre dos máquinas la siguiente relación se considera válida y es empleada para la extrapolar datos a diferentes diámetros si se considera que operan a iguales eficiencias (Gorla & Khan, 2003).

$$\frac{\eta_1}{\eta_2} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{1/2} \frac{D_2}{D_1} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{3/4} \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^{1/2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/2} \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{5/4} \quad (2.13)$$

En esta relación llamada ley de afinidad o similitud entre turbomáquinas se tiene que:

$n$  : Velocidad de rotación.

$Q$  : Caudal o descarga.

$H$  : Caída o altura.

$P$  : Potencia.

$D$  : Diámetro.

La ecuación 2.13 se deduce de los coeficientes de funcionamiento (Encinas , 1975) los cuales establecen proporcionalidades adimensionales que se emplean en el diseño de turbomaquinarias. Permiten evaluar el comportamiento de la máquina o establecer parámetros de diseño (diámetro, velocidad rotacional o caudal) para lograr que funcione en un punto de operación

determinado. Las ecuaciones 2.14, 2.15, 2.16 y 2.17 representan el coeficiente caudal o gasto, el coeficiente de carga y el coeficiente de potencia respectivamente.

$$C_q = \frac{Q}{N D^3} \quad (2.14)$$

$$C_H = \frac{Hg}{N^2 D^2} \quad (2.15)$$

$$C_p = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \quad (2.16)$$

### Capítulo 3: Metodología

El presente capítulo se centra en mostrar las consideraciones realizadas para el cálculo numérico utilizando dinámica de fluidos computacional. De esta manera obtenemos las curvas de potencia y eficiencia de la máquina bajo distintas condiciones de operación. Para simular diferentes condiciones de operación en este caso se varió la carga hidráulica; reflejándose esta en la presión estática en la entrada de la turbina, el flujo másico y la velocidad rotacional de la máquina. Contiene además las consideraciones para el diseño preliminar y el diseño final de la microturbina.

En los antecedentes del capítulo 1 y la justificación del presente trabajo se abordaron los parámetros y características que se tuvieron en cuenta para el diseño de los componentes que forman parte de la geometría. Además, se especifican las consideraciones a partir de las cuales se establecieron los criterios de operación de la máquina como son velocidad rotacional, flujo másico y caída. La figura 3.1 se muestra las etapas de desarrollo del proyecto.

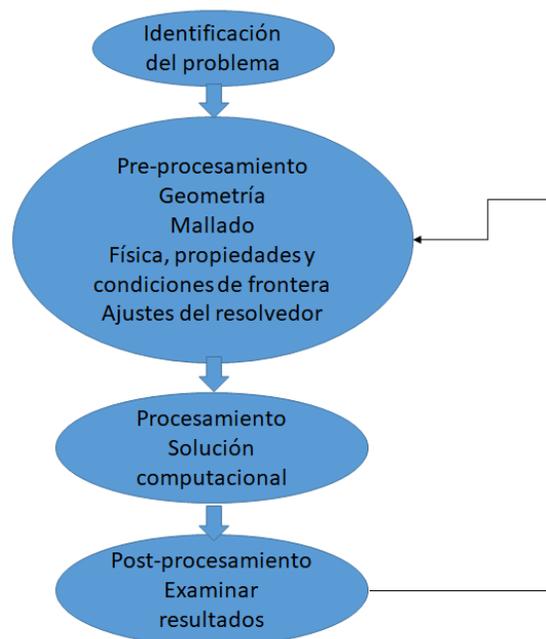


Figura 3.1: Diagrama de flujo para el desarrollo del proyecto.

### 3.1 Geometría

Como preámbulo es necesario señalar que la geometría con la que se trabajó en la investigación se compone de tres partes, las cuales se crearon por separado y conformaron tres dominios distintos. Estas partes se mallaron e integraron en el pre-procesamiento para conformar así una única geometría que permitió establecer diferentes parámetros en cada una de sus partes componentes. La geometría se compone de una tobera, un rotor y un difusor.

Como punto de partida para la creación de la geometrías de la tobera y el rotor con las que se trabajó se tomaron los triángulos de velocidad obtenidos a partir de las consideraciones de carga, velocidad rotacional, diámetro de la tubería y densidad del agua mencionadas al inicio de este capítulo y establecidas por el autor (Ariza Espinoza, 2012). Dichos triángulos de velocidades se muestran en las figuras 3.2 y 3.3 respectivamente.

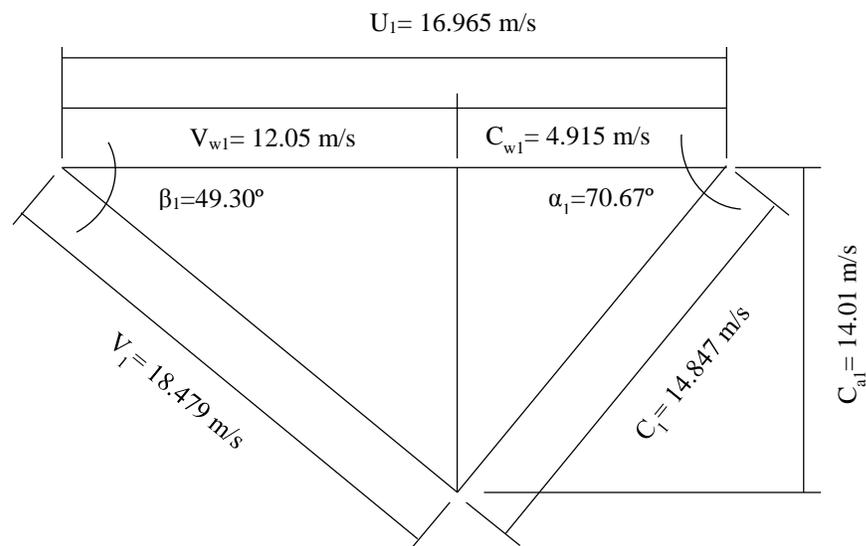


Figura 3.2: Triángulo de velocidad en la entrada (Ariza Espinoza, 2012).

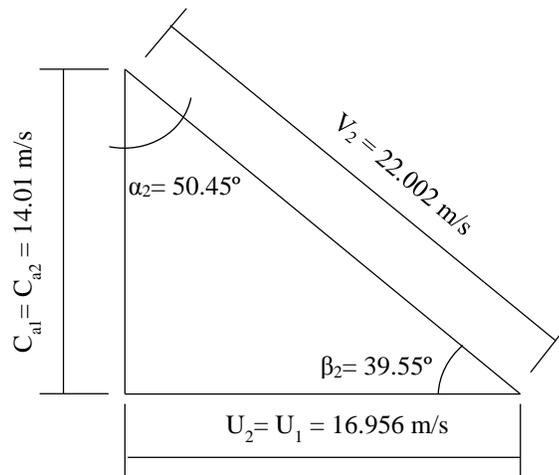


Figura 3.3: Triángulo de velocidad en la salida (Ariza Espinoza, 2012).

Para obtener las geometrías se procedió al diseño del perfil de los álabes y el canal de flujo tanto de la tobera como del rotor. Esto fue posible mediante el uso de la herramienta BladeGen en la plataforma de Workbench de ANSYS a partir de los ángulos de los triángulos de velocidad.

Para ello se utilizaron como valores de entrada del BladeGen los ángulos complementarios de  $\beta_1$  y  $\beta_2$  en el caso del rotor. Mientras que para generar los álabes de la tobera se emplearon los ángulos  $\alpha_1$  y  $\alpha_2$ . Al software se le indicó también el tipo de turbina, en este caso axial, los radios de la raíz y de la punta del álabe. También le fue indicado al software la existencia de un claro axial entre la punta del álabe del rotor y la tubería. Otros datos indicados fueron el número de álabes de tobera y rotor; 8 y 11 respectivamente.

En la figura 3.4 y 3.5 se observan los bocetos en CAD (Ariza Espinoza, 2012) de la tobera y el rotor, respectivamente, en los cuales se muestran las dimensiones adicionales empleadas en la generación de sus geometrías.

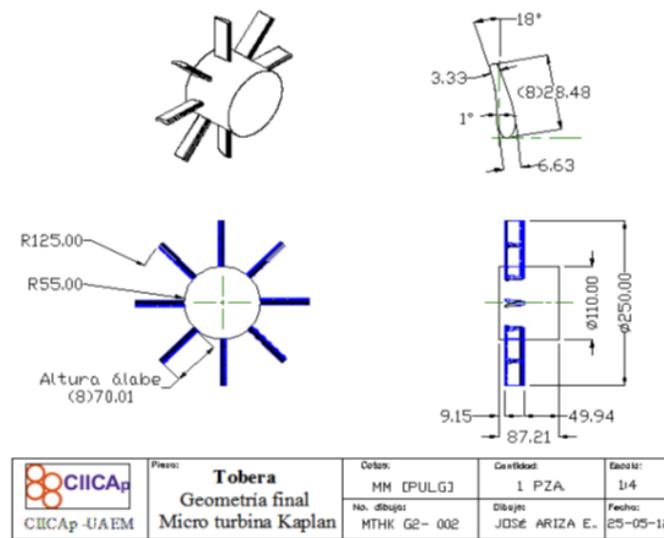


Figura 3.4: Boceto en CAD acotado de la tobera (Ariza Espinoza, 2012).

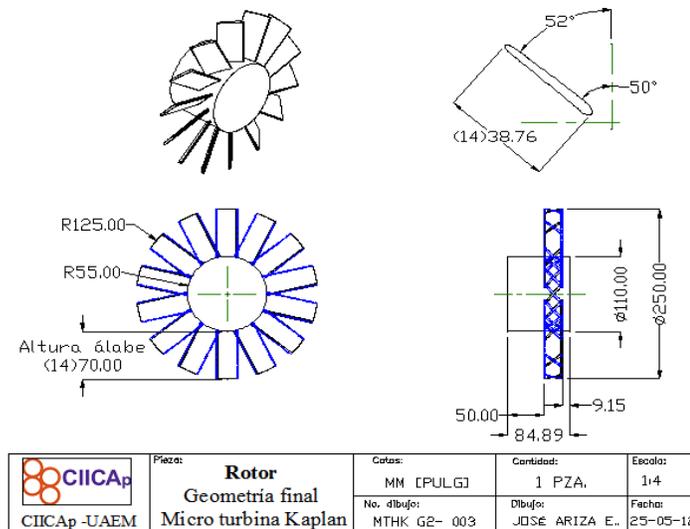


Figura 3.5: Boceto en CAD acotado del rotor (Ariza Espinoza, 2012).

Una vez generado el perfil del álabe y el canal de flujo correspondiente en BladeGen este es exportado a un bloque de Design Modeler en la plataforma Workbench de ANSYS 16.0 donde se generó, empleando un turbo modelado, toda la geometría de la tobera y el rotor. En esta herramienta se procede a indicar los nombres de cada parte para hacer más fácil el procesamiento de la misma. Las partes nombradas serían: álabes, corona, banda, entrada y salida.

Cabe resaltar que la salida de tobera y la entrada de rotor posteriormente fueron indicadas como interfases en el pre-procesamiento. Por tanto tenemos dos geometrías hasta el momento las cuales fueron malladas por separado y representan dos dominios, el estático y el dinámico. En las figuras 3.6 y 3.7 se muestra la geometría de la tobera, mientras que en las figuras 3.8 y 3.9 se muestra la geometría del rotor. En ambos casos fueron creadas en Design Modeler a partir de los perfiles del canal de flujo importados desde BladeGen.

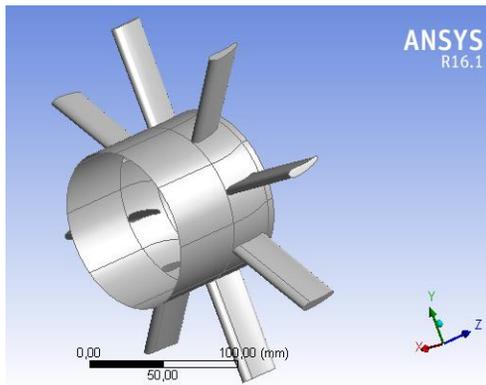


Figura 3.6: Geometría de la tobera.  
Componente sólido.

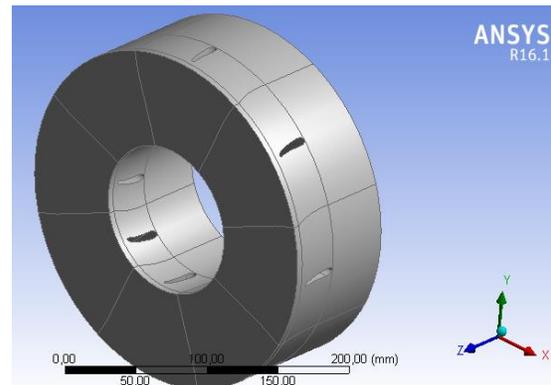


Figura 3.7: Geometría de la tobera.  
Volumen de control.

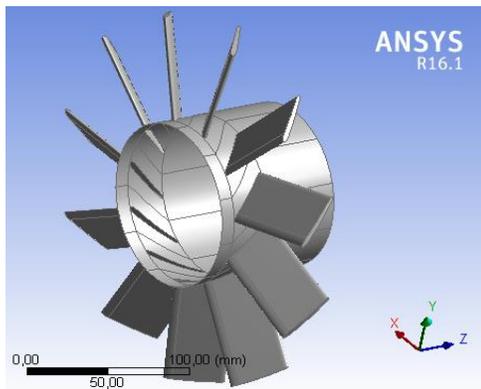


Figura 3.8: Geometría del rotor.  
Componente sólido.

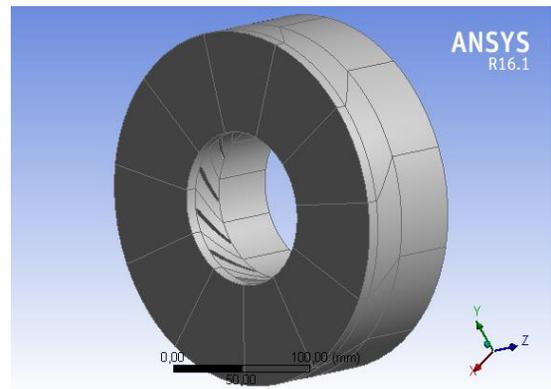


Figura 3.9: Geometría del rotor.  
Volumen de control.

El tercer componente de la microturbina es el difusor. La geometría de este difusor se creó directamente en Design Modeler a partir de un plano

constructivo el cual fue previamente diseñado en solidworks. Una vez generada la geometría del difusor se nombran las partes. El difusor representó un dominio estático en las simulaciones. Quedando así la geometría final de la microturbina conformada por tres partes independientes las cuales se mallaron por separado y representan tres dominios distintos.

En las figuras 3.10 y 3.11 se puede observar la geometría del difusor creado en Design Modeler. Este difusor proporciona el desfogue sin tener pérdidas significativas recuperando parte de la energía creando succión, además, tiene la función de fijar todo el conjunto al interior de la tubería mediante la corona que une sus álabes. Los álabes del difusor fueron diseñados con la intención de que por su interior se instale el eje de transmisión al cual será conectado el generador. Dicho eje tiene una conexión de  $90^\circ$  con el eje principal de rotación. La corona del difusor tiene el diámetro de la tubería, proporcionando así la fijación de la microturbina en el interior de dicha tubería.

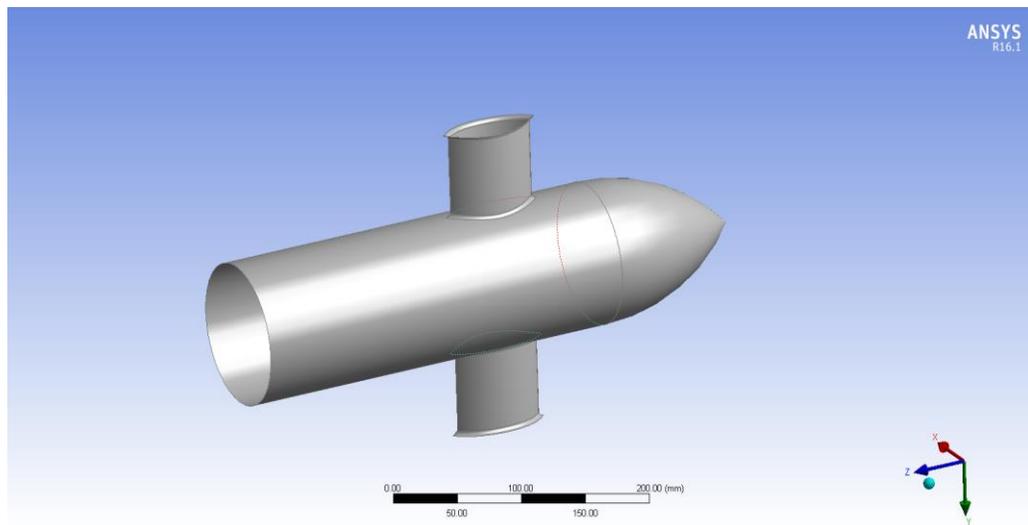


Figura 3.10: Geometría del difusor, vista isométrica.

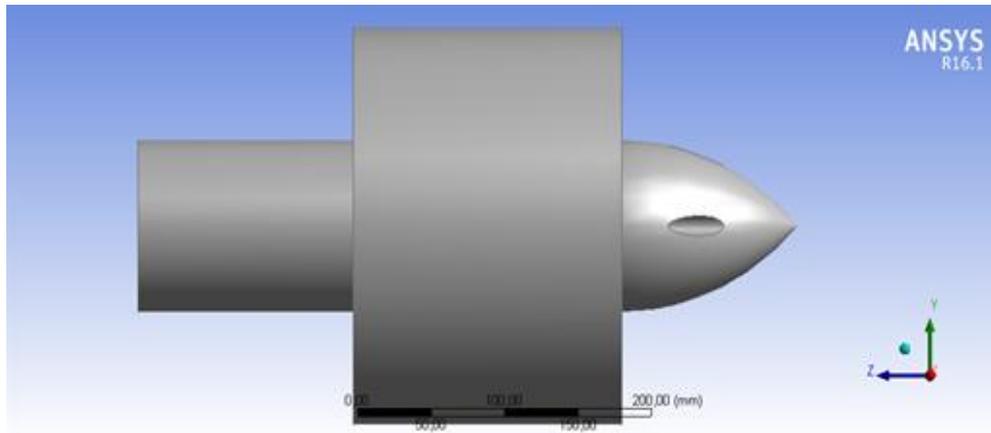


Figura 3.11: Geometría del difusor, vista lateral.

La tobera, rotor y difusor constan de cubo, corona, álabes como componentes sólidos, además de entradas y salidas que serán definidas como condiciones de frontera en el pre-procesamiento.

En la figura 3.12 se observa la geometría de la microturbina conformada en su totalidad por las partes que la componen.

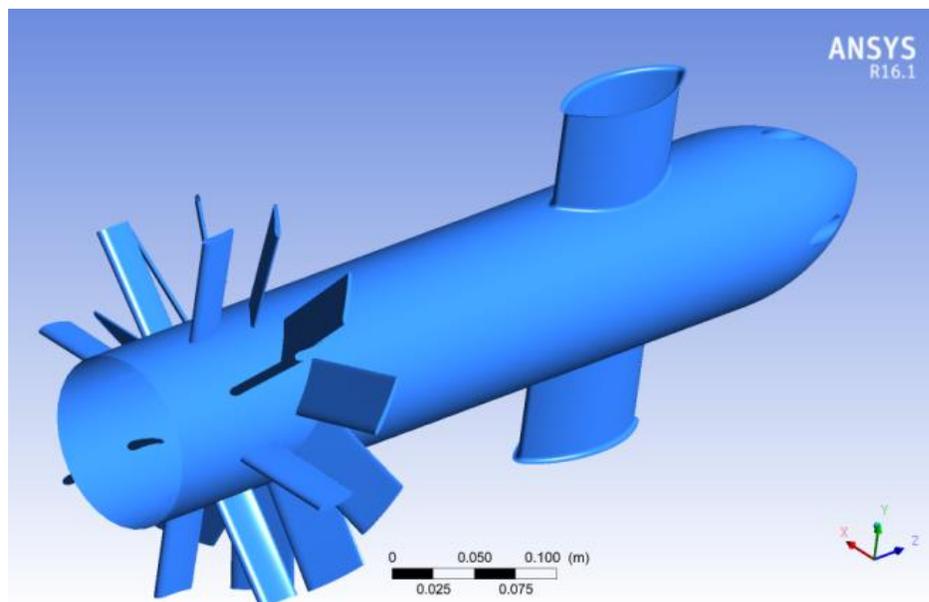


Figura 3.12: Geometría completa de la microturbina.

### 3.2 Discretización del Modelo

Se realizó un mallado no estructurado con elementos tetraédricos híbridos de las tres partes de la geometría por separado. Para la discretización se exportó al bloque ANSYS Meshing en la plataforma Workbench de ANSYS 16.0 el volumen correspondiente al fluido de cada una de las geometrías que componen la microturbina para el análisis mediante dinámica de fluidos. Se llevó a cabo de esta forma debido a que el caso de estudio es el fluido y de cómo este afecta el rendimiento y la transferencia de energía en la máquina. Se creó una malla fina en las zonas cercanas a la pared.

Se realizaron 4 mallas con diferentes relaciones en el número de elementos de malla, refinamiento y tamaño mínimo del elemento a fin de llevar a cabo un análisis de independencia de malla llamado, índice de convergencia de mallas (GCI, por sus siglas en inglés) determinando así, el mallado ideal para realizar el cálculo numérico mediante simulación en el bloque de CFX de la plataforma Workbench de ANSYS 16.0. En la Tabla 3.1 se muestra el número de elementos de malla de cada parte de la geometría para cada una de las mallas diseñadas con las cuales se realizó el GCI.

Tabla 3.1: Mallas y su relación en cuanto a número de elementos para realizar el GCI.

<b>No. de Malla</b>	<b>Tobera (No. de elementos de malla)</b>	<b>Rotor (No. de elementos de malla)</b>	<b>Difusor (No. de elementos de malla)</b>
<b>Malla 01</b>	<b>3991441</b>	<b>3752401</b>	<b>1458128</b>
<b>Malla 02</b>	<b>4393526</b>	<b>4376642</b>	<b>1458128</b>
<b>Malla 03</b>	<b>4937271</b>	<b>4969049</b>	<b>1458128</b>
<b>Malla 04</b>	<b>5130698</b>	<b>5208521</b>	<b>1458128</b>

### 3.3 Estudio de convergencia de mallas

El estudio de convergencia es necesario para determinar que la solución mediante dinámica de fluidos computacional es independiente del número de elementos de la malla. Como variable para determinar la convergencia se empleó el torque en el eje de rotación de la máquina. La independencia de malla se evalúa mediante un torque conocido a partir de la potencia reportada (Galindo, 2014) en la configuración de 11 álabes en el rotor. Para este torque la microturbina estaría entregando la mayor potencia de las configuraciones en el número de álabes evaluadas por el autor (Galindo, 2014).

Los modelos discretizados para cada malla fueron evaluados en estado transitorio, sistema de segundo orden, bajo el modelo de turbulencia k-Omega y las mismas condiciones de frontera, flujo y características geométricas. En la tabla 3.2 se muestran las condiciones de frontera a la cual fueron evaluadas las mallas para el GCI

Tabla 3.2: Condiciones de frontera para evaluar las mallas del GCI.

Dominio	Tobera	Rotor	Difusor
Material	Agua en estado líquido a 25 °C		
Movimiento	Estacionario	Rotacional	Estacionario
Álabes, Cubo y Corona	Pared, sin deslizamiento y superficie suave		
Entrada	Presión estática 98 kPa	Interfase de P= cte	Interfase de V= cte
Salida	Interfase de P= cte	Interfase de V= cte	Flujo másico 825 kg/s

Para el cálculo del GCI se empleó el error relativo y se calculó mediante la siguiente ecuación.

$$GCI = \frac{3|\varepsilon|}{r^p - 1} \tag{3.1}$$

$\varepsilon$  : Error relativo entre los resultados de una variable en específico (torque).

$$\varepsilon = \frac{T_2 - T_1}{T_1} \tag{3.2}$$

$T_2$  : Torque obtenido en la malla actual.

$T_1$  Torque obtenido en la malla anterior.

$r$  : Volumen promedio de los elementos de la malla.

$$r = \frac{h_2}{h_1} \tag{3.3}$$

$p$  : Orden del método usado para las simulaciones de referencia (segundo orden).

$h_2$  : Volumen promedio de los elementos de la malla burda.

$h_1$  : Volumen promedio de los elementos de la malla fina.

Tomando en cuenta el tiempo de procesamiento, el tamaño de los archivos y la precisión de los resultados se optó por tomar la malla 3 ya que en su caso el error no es mayor al 5%, lo cual es un valor recomendado en estos casos para el análisis de convergencia de mallas. En la tabla 3.3 se muestra el cálculo del GCI según la ecuación 3.1.

Tabla 3.3: Resultados del cálculo del GCI.

	No. de volúmenes de control	Volúmen promedio de los elementos	Torque	t	$\varepsilon$	GCI	%GCI
Malla 1	6875779	$4.0178 \times 10^{-09}$	163.8				
Malla 2	7783341	$3.5493 \times 10^{-09}$	168.8	1.13199816	0.030525	0.32540383	32.540383
Malla 3	11364448	$2.4309 \times 10^{-09}$	171.1	1.46008309	0.0136256	0.03611525	3.61152478
Malla 4	12435037	$2.2216 \times 10^{-09}$	173.69	1.09421303	0.0151374	0.23016496	23.0164958

### **3.4 Consideraciones físico-matemáticas y ajustes del resolutor para el cálculo numérico en dinámica de fluidos computacional**

Una vez elegida la malla 3 se procedió a realizar las simulaciones, primero en estado estable y luego en estado transitorio. Para incluir el efecto del movimiento del rotor en los cálculos numéricos se usó la técnica de malla deslizante. El dominio se desplaza a las velocidades correspondientes a los álabes del rotor. Por su parte la tobera y el difusor fueron establecidos como dominios estáticos. Los cálculos numéricos se realizaron mediante dinámica de fluidos computacional en el software CFX de ANSYS empleando el módulo correspondiente de la plataforma de Workbench.

Se realizaron los cálculos en una PC Dell Inspiron, con ocho núcleos Intel® a 2.2 GHz, con 8 GB de memoria RAM y se tuvieron en cuenta las siguientes consideraciones.

1. Agua como fluido de trabajo.
2. Flujo incompresible tridimensional e isotérmico a 25°C.
3. Modelo de turbulencia k-omega.
4. Funciones de pared estándar sin deslizamiento.
5. Estado transitorio.
6. Criterio de convergencia  $1 \times 10^{-5}$ .

Como condición de frontera en la entrada se establece la presión estática, directamente relacionada con la carga ( $P = \rho gh$ ). Mientras que como condición de frontera en la salida se establece el flujo másico. En las figuras 3.13 y 3.14 se muestran las demás consideraciones realizadas para establecer las condiciones de frontera e interfases.

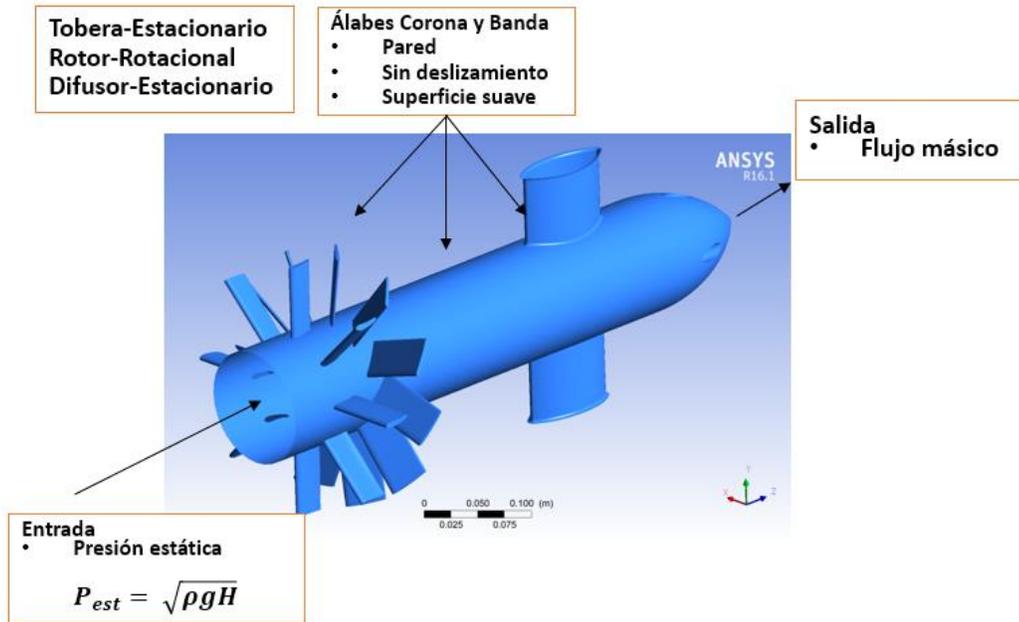


Figura 3.13: Condiciones de frontera, tipo de movimiento y características físicas de los elementos.

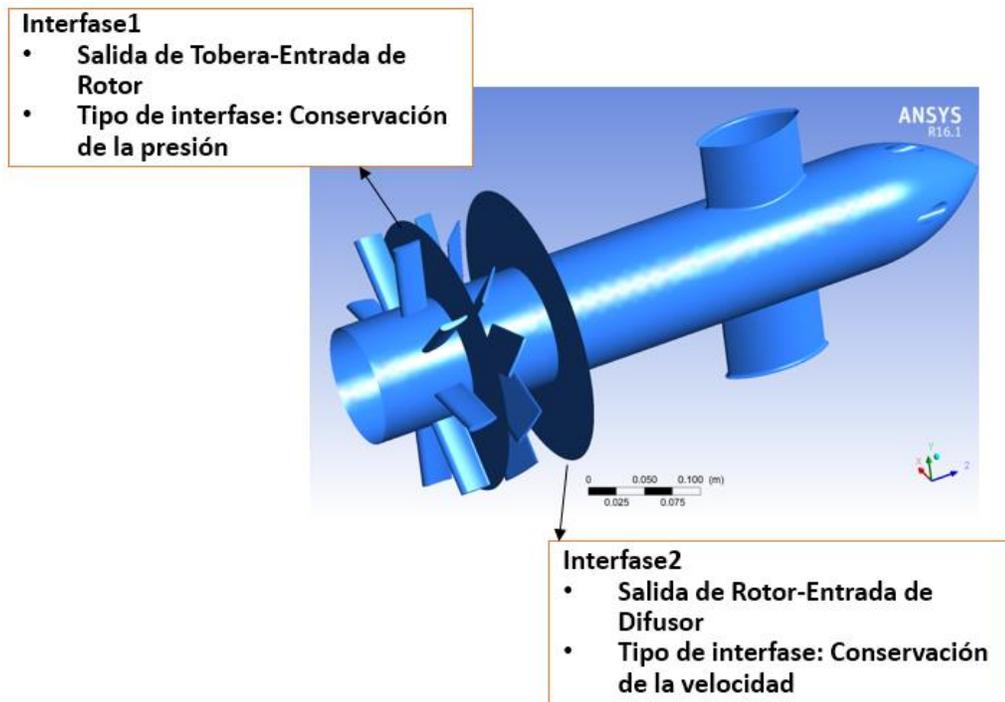


Figura 3.14: Interfases fluido-fluido presentes en la discretización del modelo.

Para obtener la mayor cantidad de puntos de operación a fin de construir lo más certeramente posible las curvas características de la máquina se realizaron simulaciones en CFD variando las velocidades rotacionales en 100 unidades desde 600 rpm hasta 2000 rpm, las caídas probadas fueron de 10 m, 12 m, 14 m y 16 m mientras que los flujos máscicos desde 725 kg/s a 875 kg/s con variaciones de 25 kg/s cada vez. En el **apéndice 1** se muestran todos los puntos de operación para los cuales se realizaron las simulaciones.

Para cada velocidad rotacional se varió el flujo máscico y manteniendo la caída fija. Luego se varió la caída para cada valor de flujo máscico establecido como condición de frontera a la salida.

La caída fue establecida como una presión estática para la condición de frontera en la entrada de acuerdo a la ecuación 3.4.

$$(P = \rho gh). \tag{3.4}$$

A manera de información gráfica en la figura 3.15 se observa la interconexión de los módulos empleados en la plataforma Workbench de ANSYS 16.0 para realizar el cálculo numérico mediante dinámica de fluidos computacional.

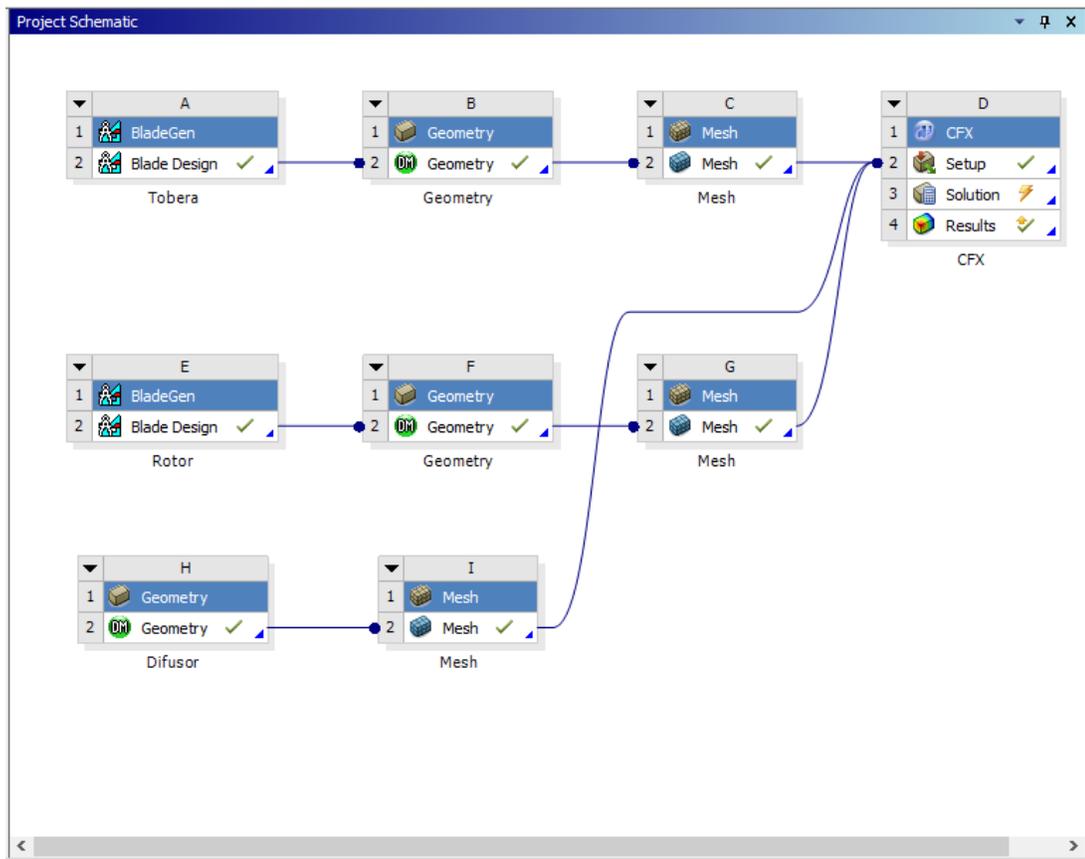


Figura 3.15: Implementación mediante bloques del modelo de micro turbina para su análisis mediante dinámica de fluidos computacional.

En el capítulo 4 se abordó el post procesamiento y análisis de resultados de las distintas simulaciones. Se presentan también las curvas de operación obtenidas a partir de las simulaciones realizadas a distintas condiciones de operación.

### 3.5 Análisis adimensional

Para evaluar los resultados obtenidos mediante simulación numérica en CFD se tomaron como base los resultados reportados en las pruebas experimentales realizadas sobre un modelo de microturbina hidráulica conocida como 5BTP. Este modelo de microturbina forma parte del Proyecto HYLOW y fue publicado en la revista Elsevier, Renewable Energy. (Samora , et al., 2016)

A partir de los resultados numéricos obtenidos mediante CFD para la turbina 5BTP los investigadores realizaron pruebas experimentales sobre un modelo, escalado según las leyes de semejanza, a diferentes condiciones de operación. Para comprobar los resultados teóricos obtenidos mediante la simulación se construyeron las curvas características mediante el uso de grupos adimensionales de variables y evaluar así el comportamiento del modelo probado con el prototipo analizado en CFD de la 5BTP (Samora , et al., 2016) (Ramos, et al., 2012).

Realizando los cálculos adimensionales sobre los resultados, teniendo en cuenta las ecuaciones que definen el factor de velocidad de rotación  $N_{ED}$ , el factor de caudal  $Q_{ED}$  y el factor de torque  $T_{ED}$  (International Electrotechnical Committee (IEC), 1999) ecuaciones 3.4, 3.5 y 3.6 respectivamente, se obtuvieron las curvas características que definen el comportamiento de la microturbina hidráulica del presente trabajo. Los resultados obtenidos se han de comprar con los reportados para la microturbina 5BTP (Samora , et al., 2016) y determinar si el comportamiento de las curvas características guarda relación.

$$N_{ED} = \frac{ND_e}{60\sqrt{E}} \quad (3.4)$$

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D_e^2\sqrt{E}} \quad (3.5)$$

$$T_{ED} = \frac{T_{mec}}{\rho D_e^3 E} \quad (3.6)$$

Donde

$D_e$  : Diámetro externo de la máquina (m).

$E$  : Energía específica (J/kg).

$T_{mec}$  : Torque mecánico (Nm).

En la figura 3.16 se muestran las curvas características adimensionales mientras que, en la figura 3.17 se presentan las curvas de eficiencia para la microturbina 5BTP (Samora , et al., 2016).

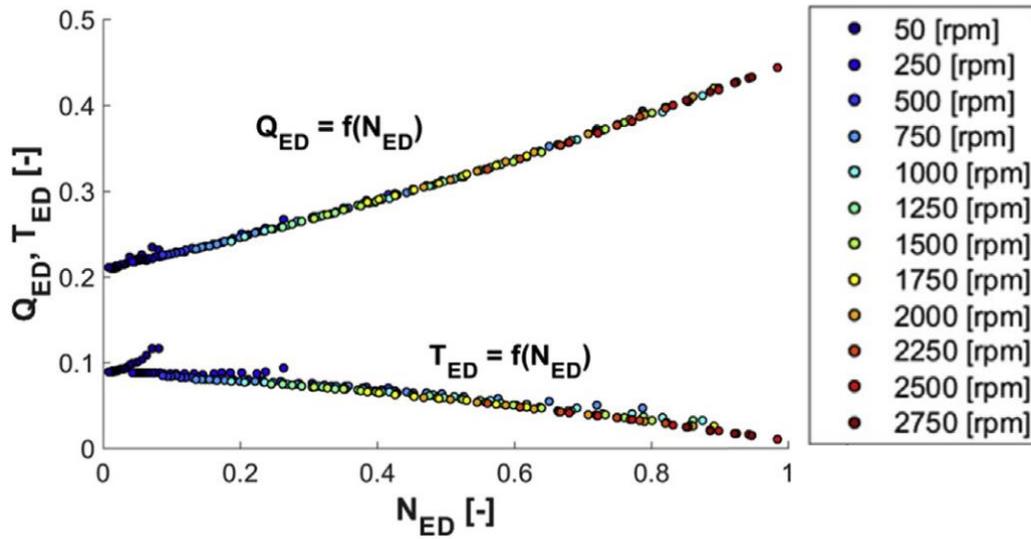


Figura 3.16: Curvas adimensionales de caudal y torque contra velocidad rotacional de la 5BTP (Samora , et al., 2016).

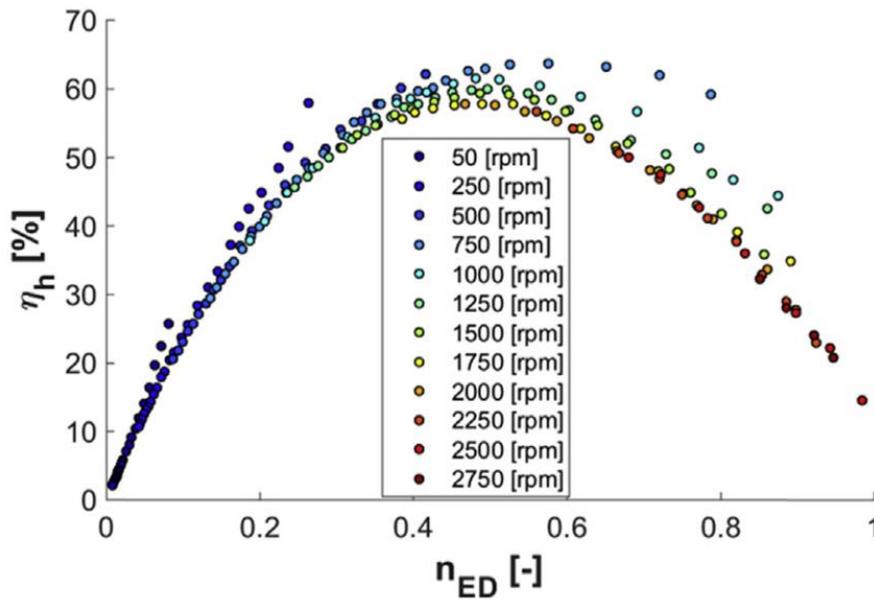


Figura 3.17: Curvas de eficiencia de la 5BTP (Samora , et al., 2016).

Se puede apreciar que los puntos de operación se encuentran alineados aproximadamente sobre una sola curva, aunque varió la velocidad de rotación. Esto se justifica por el hecho de que los álabes de la microturbina son fijos. La eficiencia, por su parte, muestra distintas curvas para cada velocidad rotacional probada. Se observa que a medida que aumenta la velocidad rotacional existe una mayor dispersión en los valores de eficiencia.

Para comparar los resultados adimensionales que se obtuvieron en el presente trabajo es necesario hacerlo con reservas, ya que los datos reportados para la microturbina 5BTP (Samora , et al., 2016), se deben a datos probados experimentalmente sobre un modelo similar, mientras que el CFD no tiene en cuenta los efectos de escala, la anisotropía en las zonas de alta circulación de flujo y las fugas en el modelo experimental (Ramos, et al., 2013a) (Ramos, et al., 2013b). Además, el modelo probado experimentalmente que se usa como referencia para realizar la comparación no es geoméricamente similar a la microturbina que se investigó en el presente trabajo. Por tanto para la comprobación de los resultados se realizará una comparación en la tendencia de las curvas de las figuras 3.16 y 3.17 con las obtenidas para la turbina analizada en el presente trabajo y comprobar si existe el mismo comportamiento o similar.

## Capítulo 4: Análisis de resultados

En el presente capítulo se muestran y analizan los resultados del cálculo numérico obtenido mediante simulaciones en dinámica de fluidos computacional. Se presentan las curvas de velocidad y presión a lo largo de la geometría de la microturbina y el efecto de los álabes en el fluido al interactuar con este. Se muestran vectores de velocidad en el plano relativo y absoluto, así como los contornos de velocidad y presión en distintos planos de la microturbina.

Para obtener el comportamiento de la velocidad en la microturbina se obtuvo el valor promedio de la velocidad relativa y absoluta en el canal de flujo

Se presentan los resultados del post-procesamiento de manera gráfica para una caída de 10 m y variaciones del flujo másico que van desde 750 kg/s hasta 850 kg/s. Convenientemente se muestra el resultado de la variación de la velocidad relativa lo largo del canal de flujo en la figura 4.1 para diferentes condiciones de operación, pudiendo analizar de manera visual el comportamiento de este componente de velocidad.

Es preciso que se entienda como canal de flujo la distancia entre la entrada de la tobera hasta la salida del rotor.

Como se puede apreciar en la mencionada figura 4.1 existe un ligero incremento de la componente de la velocidad relativa desde la entrada a la salida de los álabes del rotor. Gráficamente los álabes del rotor están comprendidos entre las posiciones 1.10 a 1.40 del eje "x" en la figura 4.1. El eje "x" representa el recorrido a lo largo del canal de flujo de la microturbina.

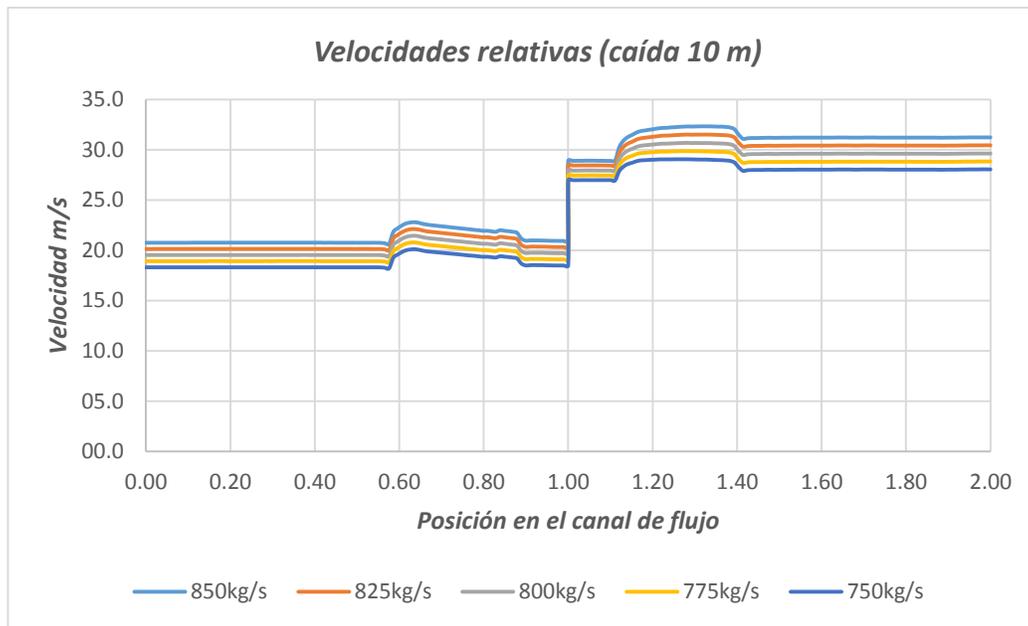


Figura 4.1: Velocidad relativa en el canal de flujo para 10m, 1800 rpm y flujo másico de 750 a 850 kg/s.

Ello implica que la componente de velocidad relativa del triángulo de velocidad a la salida aumenta con respecto a la entrada, lo cual es un comportamiento esperado en turbinas hidráulicas. La variación abrupta en las velocidades medidas que se observa en la figura 4.1 en el punto 1 del eje coordenado “x” se debe al cambio del marco de referencia con el cuál se calcula el promedio de velocidad. Para las diferentes condiciones de caudal el comportamiento es similar. Se obtuvo también el mismo comportamiento en las simulaciones realizadas a diferentes alturas y velocidades rotacionales. El resultado de las componentes de velocidad en el canal de flujo se obtuvo mediante una turbo línea de control en el radio medio de 0.09 m y su comportamiento muestra la variación, de la variable que se le indique en el pos procesamiento de CFX, de una línea de corriente que recorre a lo largo del canal de flujo y bordeando los álabes tal y como muestra la figura 4.2.

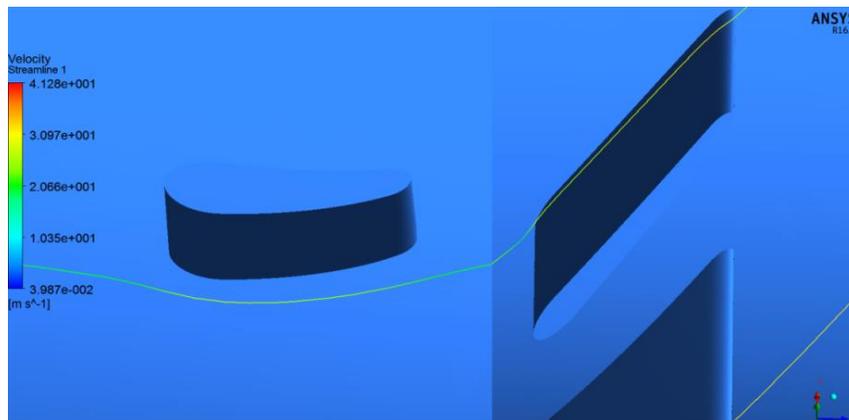


Figura 4.2: Línea de control a lo largo del canal de flujo.

En la figura 4.3 se puede observar el comportamiento del componente de velocidad absoluta a lo largo del canal de flujo de la microturbina. Se muestra de manera gráfica las componentes de velocidades absolutas obtenidas en el post-procesamiento para las condiciones de operación correspondientes a 1800 rpm de velocidad rotacional, a una caída de 10 m y flujos máscicos que se variaron desde 750 kg/s hasta 850 kg/s.

Entre las posiciones 1.2 y 1.4 del eje coordenado “x”, se puede observar como la componente de velocidad absoluta tiende a disminuir desde la entrada a la salida del álabe del rotor. Ello implica que existe un intercambio de energía proporcional a la variación de la velocidad absoluta. Este comportamiento es esperado para el caso de una turbina y por tanto en el triángulo de velocidades la velocidad absoluta a la entrada del álabe será mayor que la velocidad absoluta a la salida del mismo.

Para las demás condiciones de flujo, caída y velocidades rotacionales a las que se realizaron las simulaciones el comportamiento fue similar.

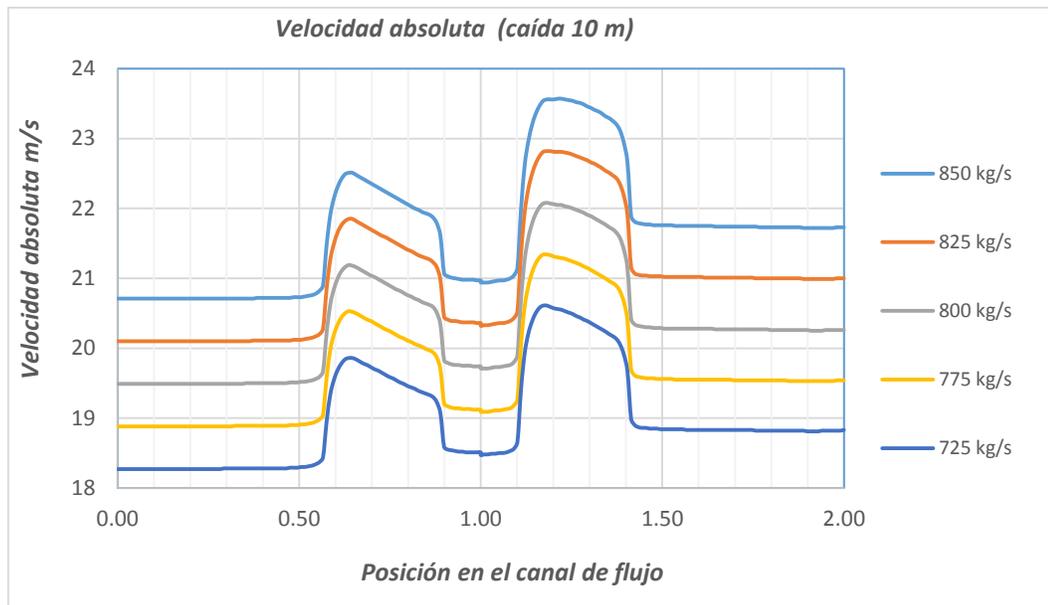


Figura 4.3: Velocidad absoluta en el canal de flujo para 10m, 1800 rpm y flujo mássico de 750 a 850 kg/s.

#### 4.1 Velocidades absolutas y relativas a lo largo de la turbina. Contornos de velocidades

Una vez analizado el comportamiento de las velocidades relativas y absolutas a lo largo del canal de flujo, y en específico, el comportamiento de estas componentes de velocidad en la región de los álabes del rotor se analizará a continuación la variación de estas velocidades en la turbina en su conjunto (tobera, rotor y difusor). Para ello se construyeron líneas a lo largo de la geometría de la turbina con 20 puntos de control.

Estas líneas son L1, L2 y L3 en la raíz la altura media y la punta respectivamente, además de L4 y L5 en posiciones aleatorias dentro de la turbina tal como se muestra en la figura 4.4.

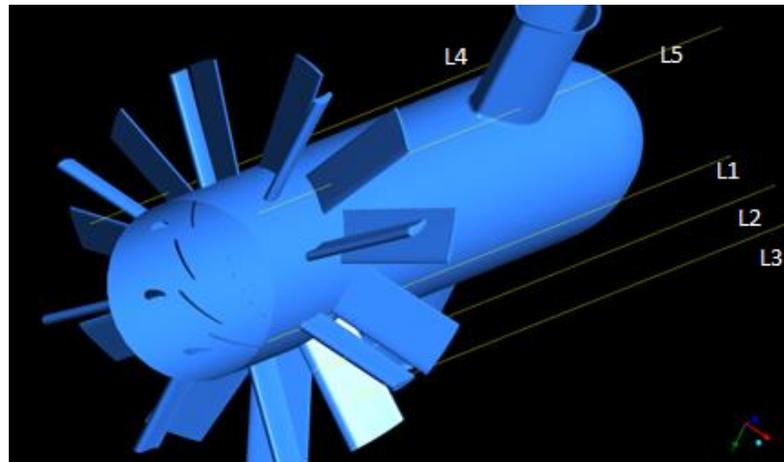


Figura 4.4: Líneas de control.

En la figura 4.5 se muestran los valores de velocidad relativa en la microturbina para condiciones de operación de 1800 rpm de velocidad rotacional, 10 m de caída y flujo másico de 850 kg/s. La figura 4.6 corresponde a las mismas condiciones de flujo y caída antes mencionadas para 1100 rpm. Se realizó una comparación entre los resultados obtenidos a 1800 rpm y 1100 rpm ya que, a 1800 rpm fue la condición inicial de diseño a partir de la cual se realizaron las demás simulaciones y a 1100 rpm fue a la velocidad rotacional que se obtuvieron los mejores resultados de potencia y eficiencia. Se comprobó que en la microturbina existe una distribución simétrica en la sección transversal de la velocidad relativa del fluido. Fue necesario comprobar la simetría en la distribución del flujo para garantizar el máximo aprovechamiento del intercambio de energía fluido-máquina, evitar la acumulación de tensión mecánica en zonas específicas de los álabes e identificar que no existiesen zonas de estancamiento y recirculación donde la velocidad del fluido sufriera disminuciones significativas. Para complementar este análisis se obtuvieron los valores de velocidad absoluta. En la figura 4.7 se presentan los valores de velocidad absoluta para 1800 rpm mientras que en la figura 4.8 se muestran los resultados de la velocidad absoluta para 1100 rpm. El valor absoluto representa el comportamiento de la velocidad en el fluido a rotor parado. Para

la condición de operación de 1100 rpm los valores que alcanza la velocidad absoluta son mayores, por tanto, la energía cinética es mayor, lo cual justifica el hecho de que a 1100 rpm la microturbina genere más potencia hidráulica.

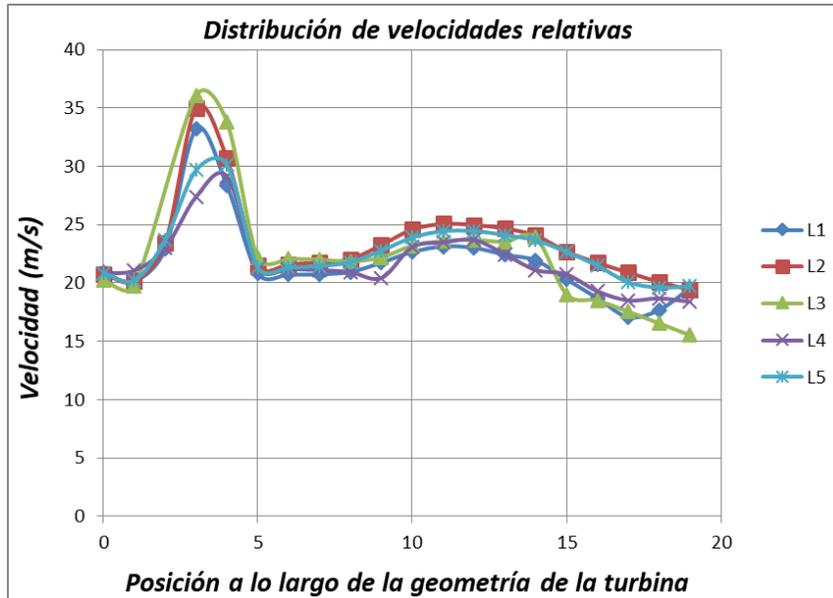


Figura 4.5: Distribución de las velocidades relativas para 1800 rpm.

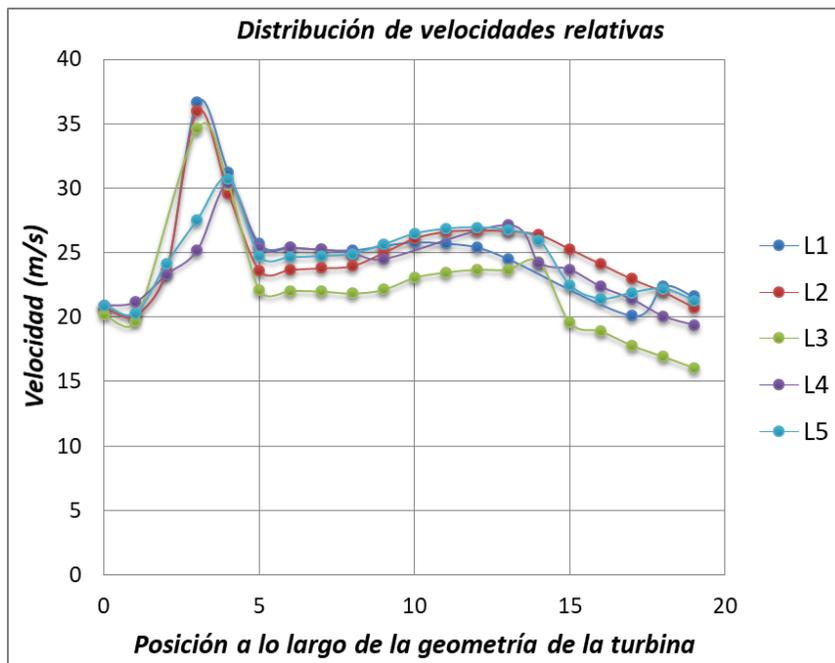


Figura 4.6: Distribución de las velocidades relativas para 1100 rpm.

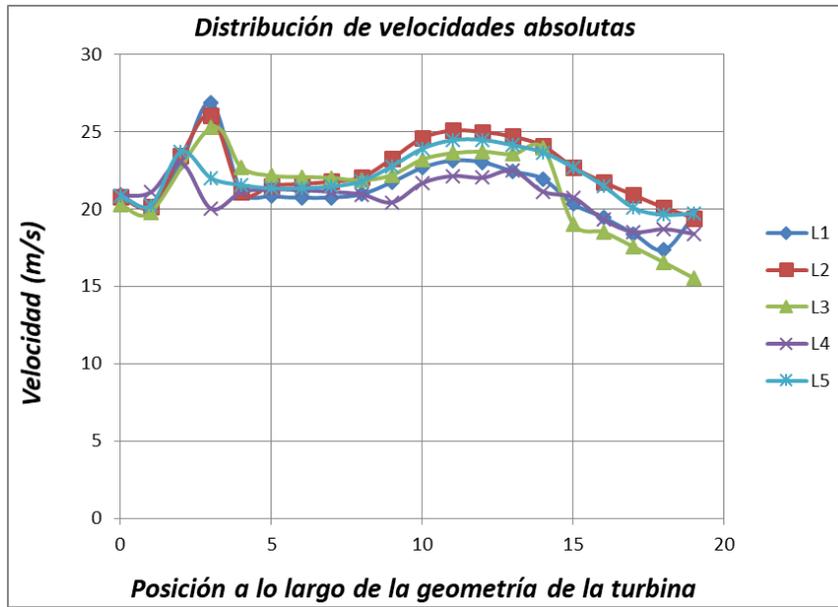


Figura 4.7: Distribución de las velocidades absolutas para 1800 rpm.

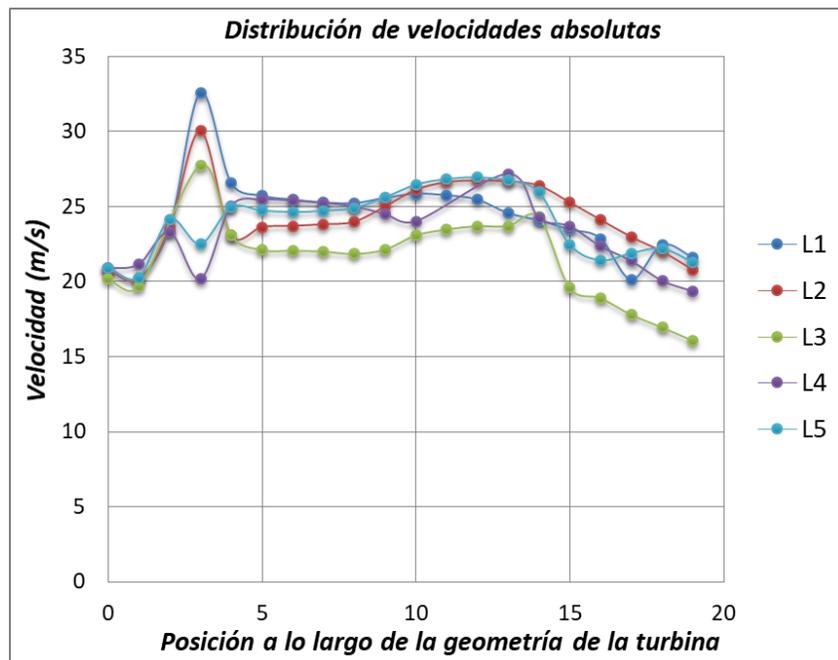


Figura 4.8: Distribución de las velocidades absolutas para 1100 rpm.

De manera general si se grafican las velocidades absolutas para velocidades rotacionales de 1100 rpm y 1800 rpm haciendo variar el flujo másico desde 750 kg/s a 850 kg/s se obtiene el comportamiento que se muestra en las

figuras 4.9 y 4.10 en las cuales se observa que la velocidad absoluta a la entrada de la turbina es mayor que la velocidad absoluta en la salida.

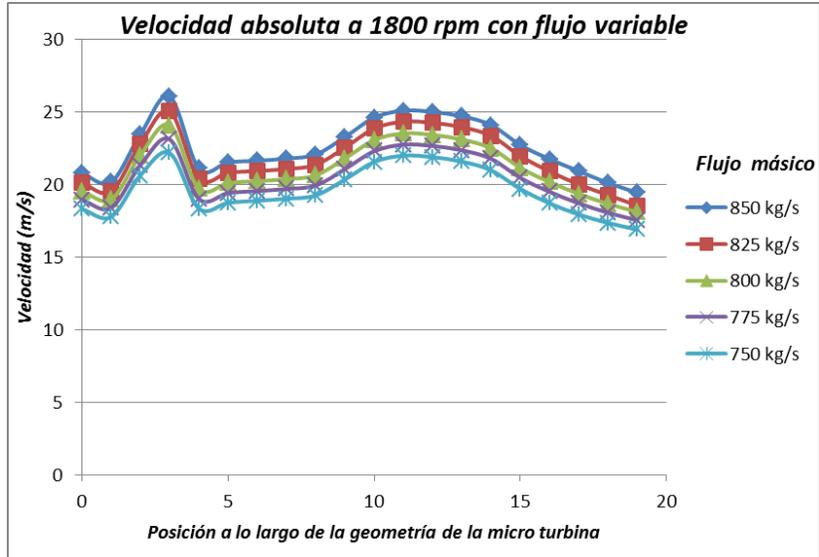


Figura 4.9: Distribución de las velocidades absolutas para flujo variable a 10m y 1800 rpm.

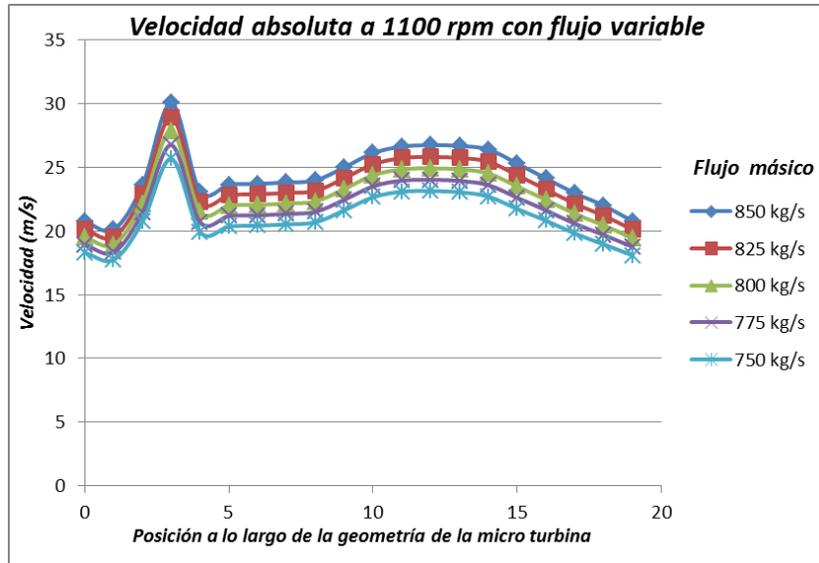


Figura 4.10: Distribución de las velocidades absolutas para flujo variable a 10m y 1100 rpm.

El ligero incremento que se observa entre las posiciones 10 y 14 de las figuras 4.9 y 4.10 se debe a la reducción del área de sección transversal debido a la presencia en esa región de la microturbina de los álabes del difusor. También se puede apreciar que la velocidad, a partir de la posición 5 en el eje coordenado “x” que corresponde a la región de entrada del difusor, es mayor que la velocidad a la salida del propio difusor, lo cual implica que en el recorrido por el difusor el fluido de trabajo disminuye su velocidad creando el efecto de succión. Dicho efecto es esperado en el difusor, provocando un aumento de la presión absoluta a la salida del difusor con respecto a su entrada.

Por otra parte en la figura 4.11 se observa una comparación entre las velocidades a lo largo de la turbina para las diferentes velocidades rotacionales.

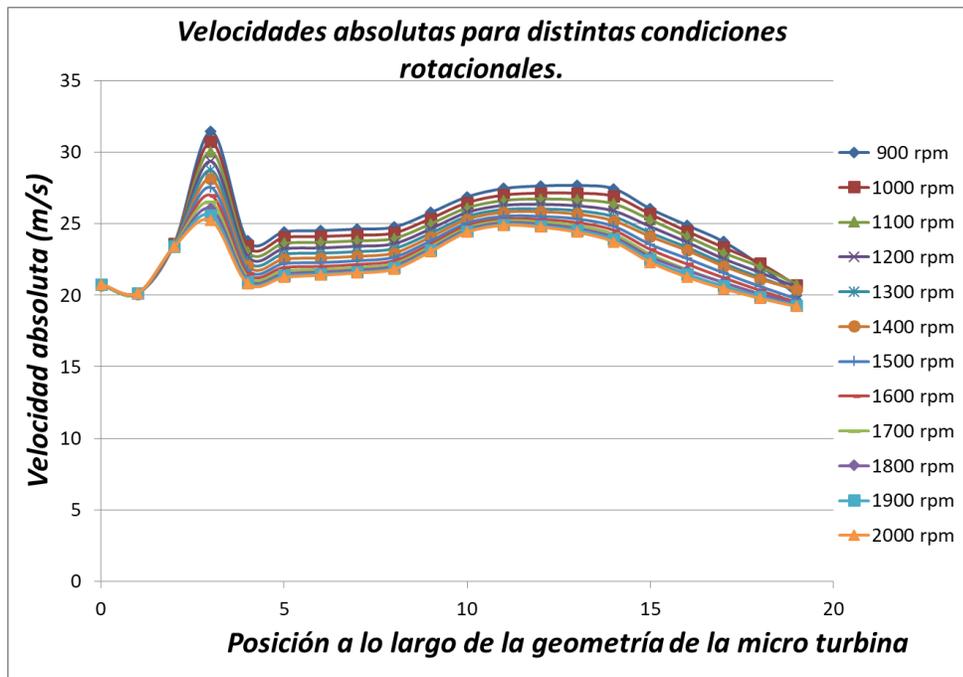


Figura 4.11: Distribución de las velocidades relativas a 850 kg/s.

Esta grafica muestra como el diferencial de velocidad en el interior de la turbina aumenta a medida que disminuye la velocidad rotacional, lo cual se traduce en un incremento de la potencia entregada de la máquina. La velocidad de

entrada en la microturbina es la misma para cada caso ya que la muestra representa la misma condición de flujo másico de 850 kg/s.

En las figuras 4.12 y 4.13 se muestran los contornos de velocidad relativa en el plano radial a la altura media del álabe para 1800 rpm y 1100 rpm respectivamente.

Mientras, en las figuras 4.14 y 4.15 se muestran los contornos de velocidad relativa en el plano longitudinal para las mismas velocidades de rotación.

Se puede apreciar como disminuye la velocidad entre la entrada y la salida de la microturbina traduciéndose en una transferencia de energía en la misma, así como el incremento de la velocidad en la zona de succión de los álabes mientras que en la zona de presión de los álabes la velocidad tiende a disminuir debido a la transferencia de energía del fluido.

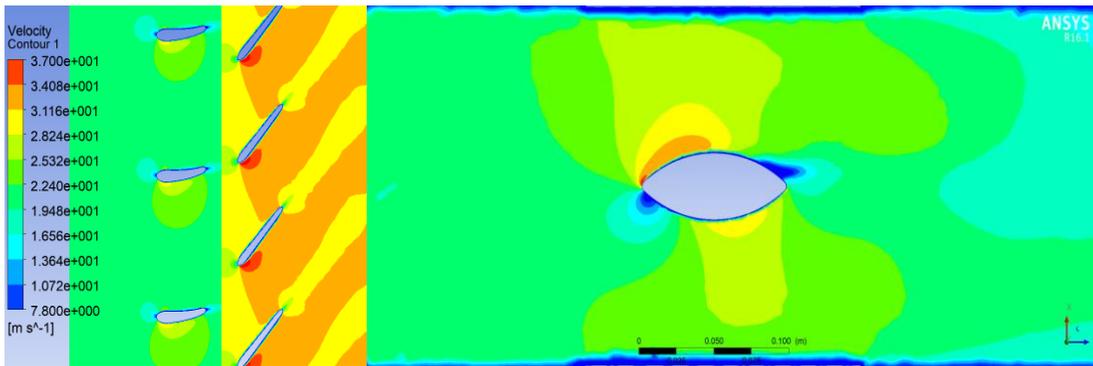


Figura 4.12: Contornos de velocidad relativa a 1800 rpm, 850 kg/s y 10 m.

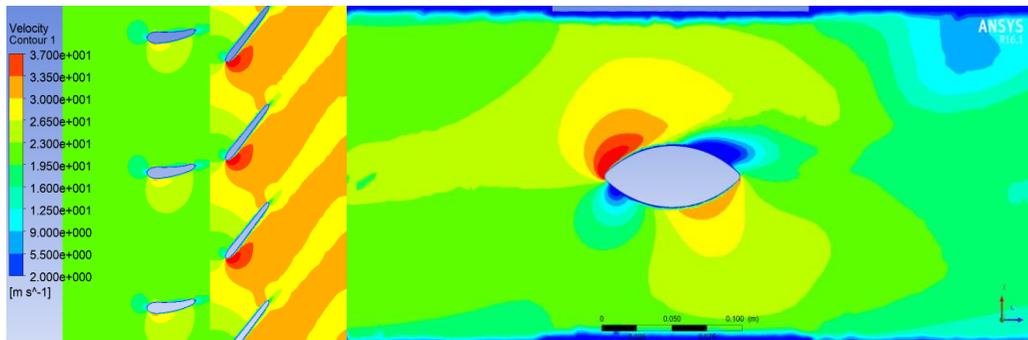


Figura 4.13: Contornos de velocidad relativa a 1100 rpm, 850 kg/s y 10 m.

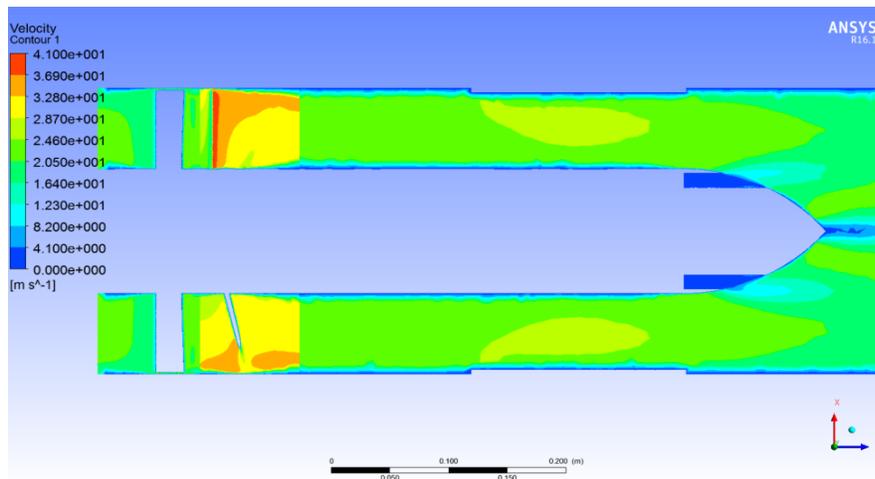


Figura 4.14: Contornos de velocidad relativa a 1800 rpm, 850 kg/s y 10 m.

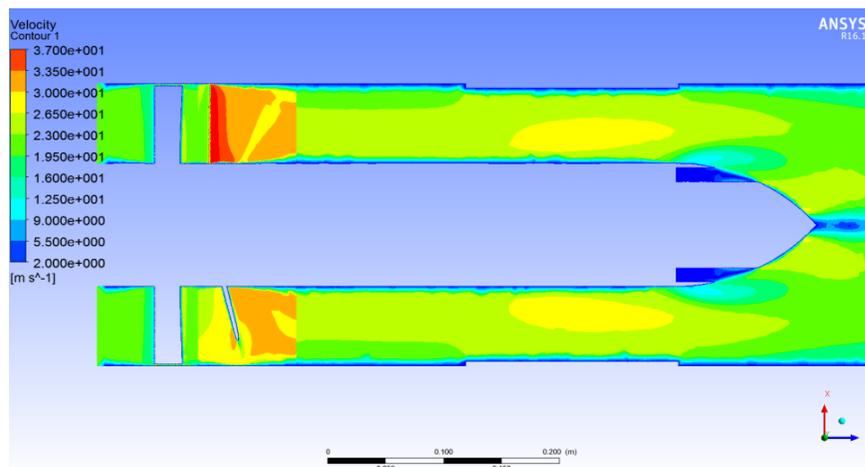


Figura 4.15: Contornos de velocidad relativa a 1100 rpm, 850 kg/s y 10 m.

Este efecto se presenta para todas las condiciones de operación analizadas en mayor o menor medida dependiendo del flujo másico establecido en cada caso y las distintas velocidades rotacionales a las cuales se realizaron las simulaciones.

#### 4.2 Contornos de presión total y absoluta

De manera similar se procedió para analizar los valores obtenidos en las simulaciones para la presión absoluta y total a lo largo de la microturbina. En la figura 4.16 se muestra gráficamente el comportamiento de la presión

absoluta y total tomadas a partir de línea de control establecidas a la raíz, altura media y punta de los álabes a velocidad rotacional de 1800 rpm para determinar la distribución simétrica de las presiones en la sección transversal a los largo de la micro turbina, en este caso el flujo másico al cual se obtuvieron los datos es de 850 kg/s.

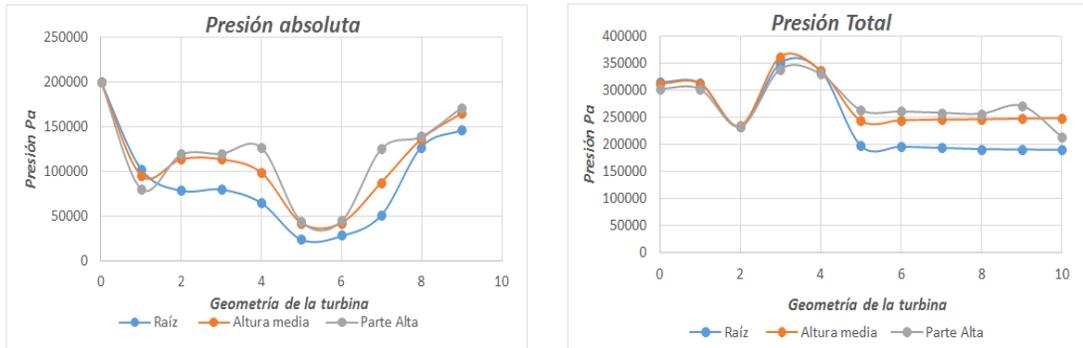


Figura 4.16: Distribución de la presión absoluta (izquierda) y la presión total (derecha) a la altura media, la raíz y la punta del álabe.

En la figura 4.16 se observa también como la presión a la salida de la micro turbina es menor que la presión a la entrada traduciéndose esto en un intercambio de energía dado que la potencia de la máquina es proporcional al diferencial de presión. Además en dicha figura se observa como la presión tiende a aumentar a partir de la posición 6 del eje coordenado x hasta la salida, correspondiendo al recorrido del fluido por el difusor.

En el difusor existe el comportamiento esperado en el cual la presión tiende a aumentar recuperando parte de la energía del fluido haciendo que disminuya su velocidad.

El comportamiento de la presión absoluta para las distintas condiciones de operación a las que se realizaron las simulaciones es similar y se representa gráficamente en la figura 4.17 para lo cual se tomó una muestra significativa de estas simulaciones con el fin de plasmar este comportamiento sin sobrecargar la imagen para su mejor comprensión.

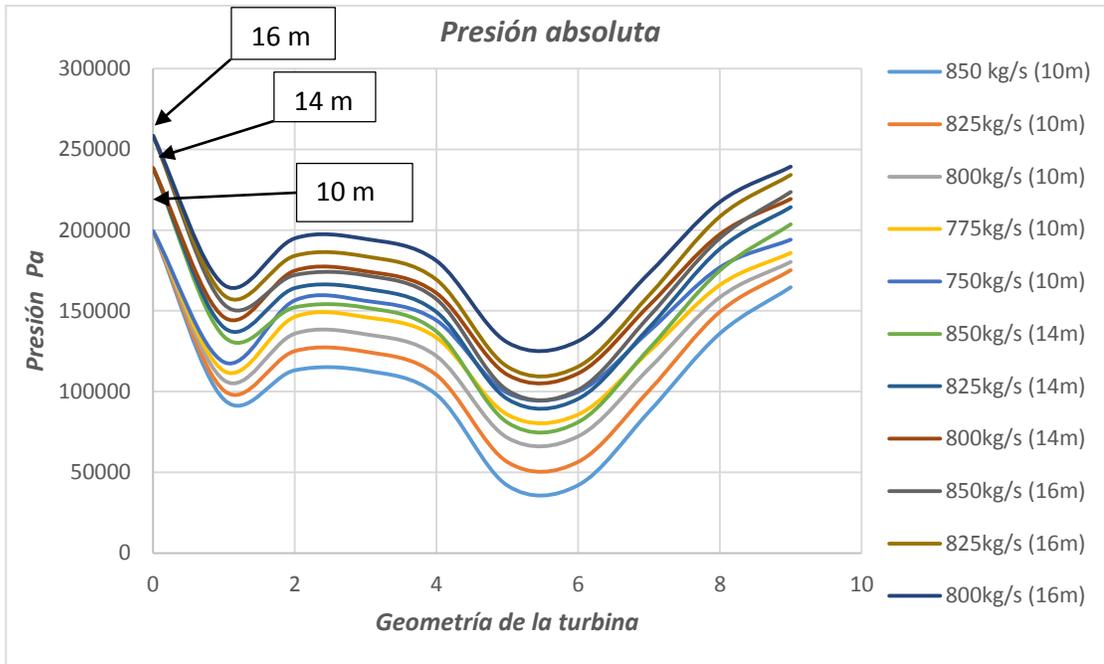


Figura 4.17: Distribución de las presiones absolutas para diferentes condiciones de flujo másico y caídas variables.

Los contornos de presión absoluta están representados en las figuras 4.18, 4.19, 4.20 y 4.21 mientras que los contornos de presión total se observan en las figuras 4.22 y 4.23.

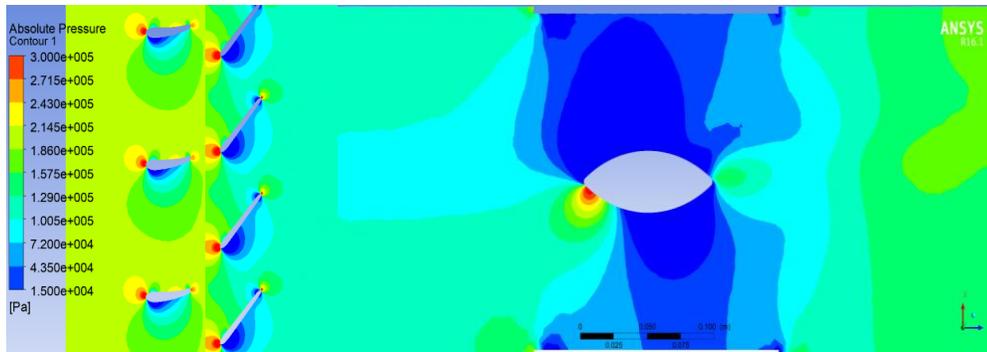


Figura 4.18: Contornos de presión absoluta a 1800 rpm, 850 kg/s y 10 m.

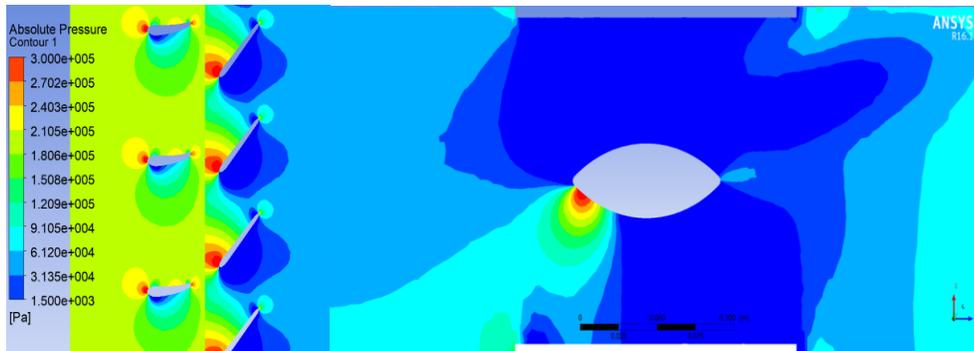


Figura 4.19: Contornos de presión absoluta a 1100 rpm, 850 kg/s y 10 m.

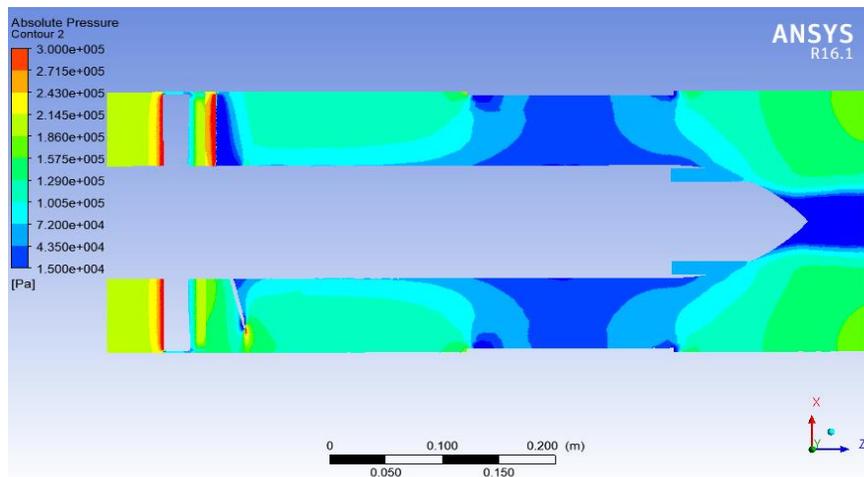


Figura 4.20: Contornos de presión absoluta (plano longitudinal) a 1800 rpm, 850 kg/s y 10 m.

En la figura 4.18 se observa como la presión disminuye en la zona de succión del álabe mientras que se hace mayor en la zona de presión, este diferencial de presión en los álaves produce un intercambio de energía la cual se transfiere del fluido al rotor. En la figura 4.19 se observa como ocurre el mismo efecto a velocidad rotacional de 1100 rpm.

En las figuras 4.20 y 4.21 se muestran los contornos longitudinales de la presión absoluta para velocidades rotacionales de 1800 rpm y 1100 rpm respectivamente. Se puede observar que los contornos de presión para 1100 rpm muestran valores más bajos. El diferencial entre la entrada y la salida de

la microturbina es mayor para velocidades rotacionales de 1100 rpm dado que las presiones alcanzadas en el interior de la máquina son menores comparadas con las obtenidas a 1800 rpm. Teniendo en cuenta que se estableció como condición de entrada la misma presión en cada caso, se justifica el hecho de que a 1100 rpm se genere la mayor potencia hidráulica. La potencia es directamente proporcional al diferencial de presión en el interior de la máquina. Por ende, al haber un mejor aprovechamiento de la energía transferida por el fluido el rendimiento de la máquina es mejor para 1100 rpm.

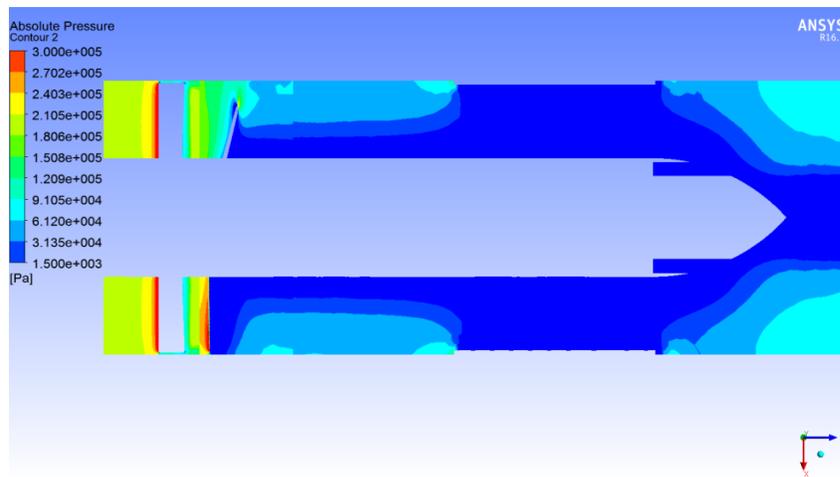


Figura 4.21: Contornos de presión absoluta (plano longitudinal) a 1100 rpm, 850 kg/s y 10 m.

En las figuras 4.22 y 4.23 se observa como existe una tendencia constante en la presión total. En una turbomáquina las variaciones de presión se dan fundamentalmente en la presión absoluta, dinámica y estática, mientras que la presión total tiende a conservarse.

La variación en el contorno de presión total en la zona del rotor que se observa en las figuras 4.22 y 4.23 se debe al cambio de marco de referencia, del estático al dinámico, de la componente de velocidad que usa el software para realizar el cálculo.

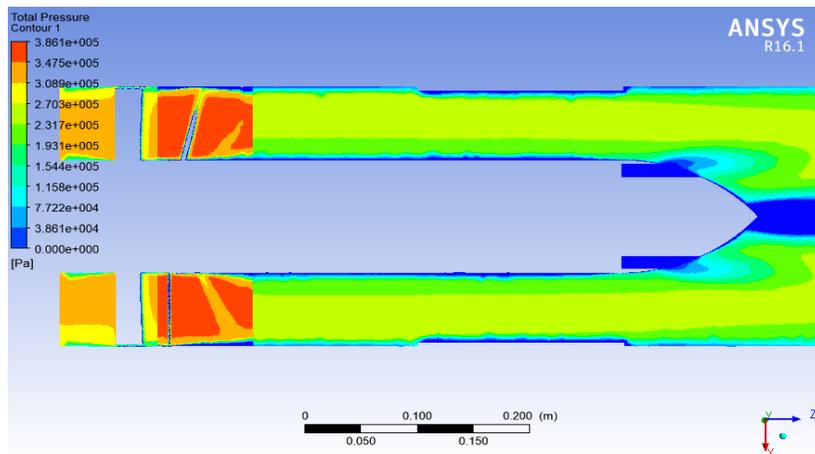


Figura 4.22: Contornos de presión total (plano longitudinal) a 1800 rpm, 850 kg/s y 10 m.

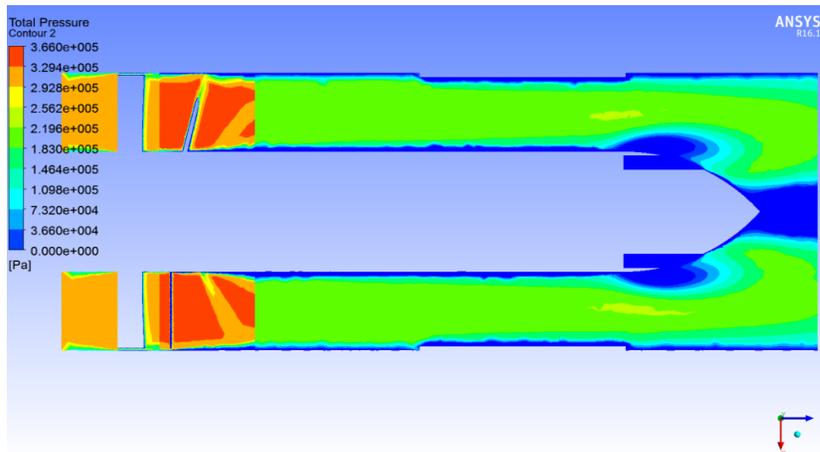


Figura 4.23: Contornos de presión total (plano longitudinal) a 11 00 rpm, 850 kg/s y 10 m.

### 4.3 Vectores de velocidad y líneas de corriente

En el caso de los vectores de velocidad se observa un comportamiento igual al esperado. Los vectores de velocidad que se muestran en las figuras 4.24 y 4.25 fueron generados para el radio medio del álabe a lo largo del modelo.

En el caso de los vectores en la zona de la tobera se observa que están siendo direccionados por los álaves de la misma imponiéndole rotación al fluido. Esto provoca que impacten de manera positiva en los álaves del rotor.

En la zona de los álabes de rotor los vectores corresponden a la componente relativa de la velocidad y muestran un comportamiento adecuado dado que según los criterios de diseño los vectores de velocidad relativa deben tener la dirección del álabe y seguir su forma. Además se observa que entran al álabe con cierto grado de inclinación lo cual es favorable para propiciar el intercambio de energía dándole impulso al rotor.

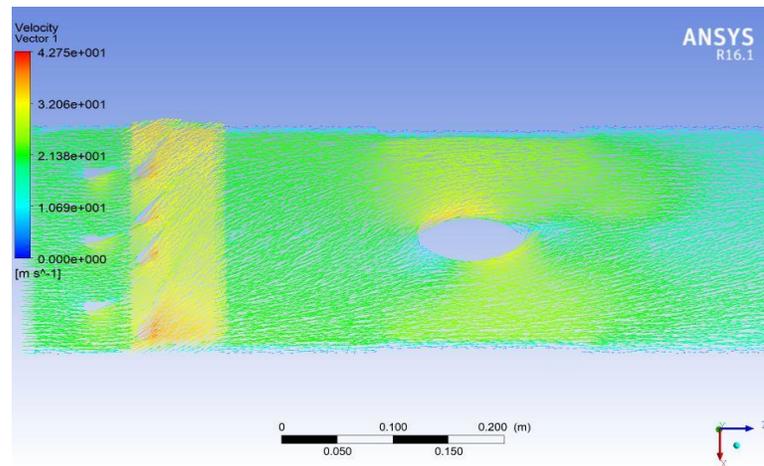


Figura 4.24: Vectores de velocidad en la microturbina a 1800 rpm.

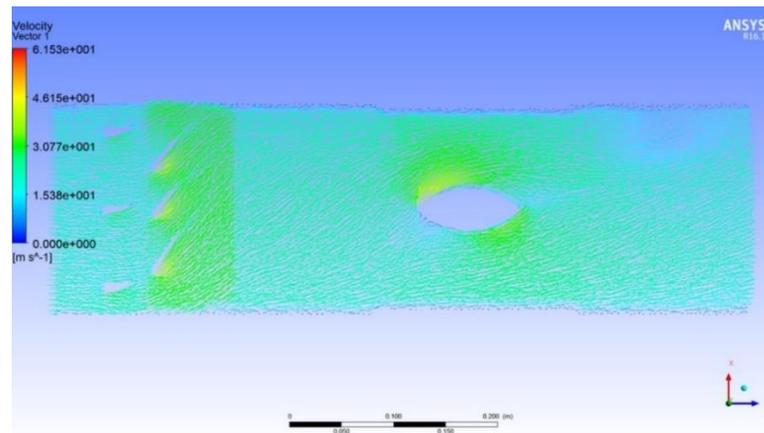


Figura 4.25: Vectores de velocidad en la microturbina a 1100 rpm.

El hecho de que los vectores sigan la forma del álabe es fundamental en el diseño ya que si entraran al rotor con un ángulo de inclinación mayor podrían impactar creando zonas de estancamiento afectando la eficiencia de la turbina.

En la zona correspondiente al difusor se observa como los vectores de velocidad continúan rotando en el sentido de giro que le fue impuesto por la tobera. El efecto de giro del fluido se puede apreciar de manera general en las figuras 4.26 y 4.27 donde se muestran las líneas de corriente a lo largo de la microturbina para velocidades rotacionales de 1800 rpm y 1100 rpm respectivamente.

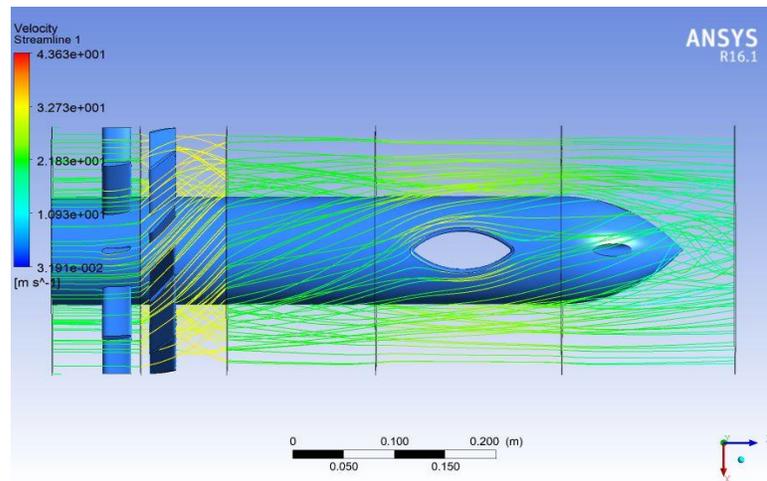


Figura 4.26: Líneas de corriente a lo largo de la microturbina a 1800 rpm.

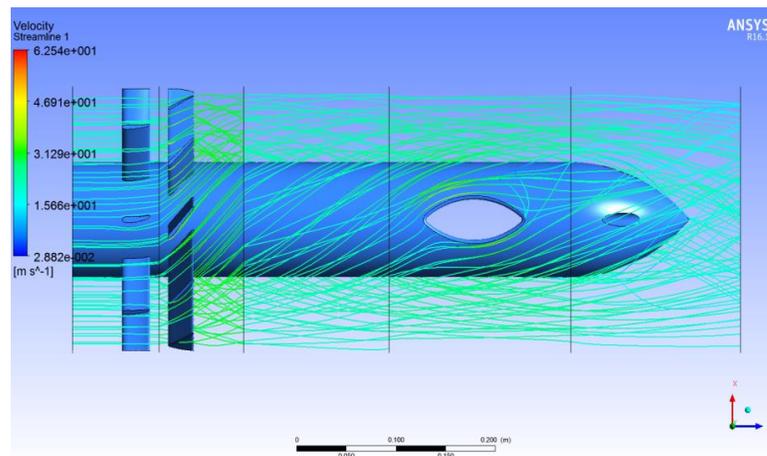


Figura 4.27: Líneas de corriente a lo largo de la microturbina a 1100 rpm.

Con todo lo analizado hasta el momento se puede afirmar que el modelo estudiado de micro turbina axial cumple con las características de diseño

esperadas para una turbina según la teoría de turbo maquinarias. Las curvas características de potencia y eficiencia se determinaron a partir de los valores de torque obtenidos de las simulaciones realizadas para cada una de las condiciones de operación establecidas en el cálculo numérico mediante el uso de dinámica de fluidos computacional.

#### 4.4 Potencia y eficiencia de la microturbina

Los resultados tabulados de la potencia y eficiencia obtenidos a partir de las simulaciones numéricas en dinámica de fluidos computacional son mostrados en las tablas a continuación. Se puede observar que para una condición fija de flujo másico y velocidad de rotación la potencia entregada por la máquina es la misma a diferentes caídas, esto se traduce en una disminución de la eficiencia según va en incremento la caída lo cual se deduce de la ecuación de la potencia, ecuación 4.1. La potencia se mantiene constante ya que ocurre un desplazamiento a lo largo de la curva de potencia al variar la caída y la eficiencia de la máquina.

$$P = \rho gQH\eta \quad (4.1)$$

Donde:

$$P = \text{Potencia} \quad Q = \text{Caudal}$$

$$\rho = \text{densidad del agua a } 25^{\circ}\text{C} \quad H = \text{Caída}$$

$$g = \text{aceleración de la gravedad} \quad \eta = \text{Eficiencia}$$

También se observa que a medida que aumenta la velocidad rotacional se produce en una disminución de la potencia entregada por la máquina y de su eficiencia dejando en evidencia que la mejor operación de la microturbina se logra para la velocidad rotacional de 1100 rpm. Por debajo de las 1100 rpm el comportamiento de la potencia comienza a ser decreciente nuevamente al igual que la eficiencia.

Tabla 4.1: Valores de potencia para caídas de 10 m.

Altura 10 m							
N (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /s)						
	0.875	0.85	0.825	0.8	0.775	0.75	0.725
600 rpm	56027.40	52454.50	48980.80	45618.30	42351.40	39193.40	36156.40
700 rpm	62362.50	58202.30	54168.80	50256.70	46478.90	42830.80	39313.40
800 rpm	67399.90	62679.40	58102.50	53682.40	49415.80	45304.00	41347.40
900 rpm	71091.10	65847.40	60783.50	55885.20	51161.90	46625.90	42265.00
1000 rpm	73444.10	67717.50	62182.50	56846.70	51717.00	46790.20	42080.30
1100 rpm	74436.60	68253.80	62311.00	56590.80	51101.90	45843.10	40816.30
1200 rpm	74100.80	67528.00	61211.00	55145.90	49337.30	43771.80	38497.90
1300 rpm	72468.20	65539.70	58863.80	52513.00	46456.80	40204.20	35259.80
1400 rpm	69512.00	62300.40	55408.30	48856.90	42621.30	36725.40	31179.60
1500 rpm	65431.20	57998.80	50928.10	44224.50	37897.20	31938.80	26362.60
1600 rpm	60236.70	52673.70	45513.30	40149.00	32388.20	26437.70	20874.70
1700 rpm	54284.50	46455.30	39267.50	32509.00	26161.90	20426.90	14955.40
1800 rpm	47058.40	39710.70	32251.10	25705.40	19538.20	13501.70	7927.94
1900 rpm	39194.50	31952.70	24730.90	18077.40	11696.40	5704.40	
2000 rpm	30845.50	23469.70	16129.60	9326.60	2749.38		

Tabla 4.2: Valores de eficiencia para caídas de 10 m.

Altura 10 m							
N (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /s)						
	0.875	0.85	0.825	0.8	0.775	0.75	0.725
600 rpm	0.65389173	0.61219267	0.57165137	0.53240788	0.49428012	0.45742333	0.42197873
700 rpm	0.72782822	0.67927483	0.63220014	0.58654231	0.54245188	0.49987516	0.45882384
800 rpm	0.78661935	0.73152674	0.67811007	0.6265234	0.57672822	0.5287397	0.48256251
900 rpm	0.82969908	0.79110318	0.75239376	0.71337888	0.67415287	0.63486209	0.59532798
1000 rpm	0.85716077	0.81357092	0.76971094	0.7256525	0.68146734	0.63709921	0.59272637
1100 rpm	0.86874417	0.82001413	0.77130154	0.72238592	0.67336226	0.62420342	0.57492217
1200 rpm	0.86482507	0.81129423	0.75768546	0.70394166	0.65011038	0.59600043	0.54226611
1300 rpm	0.84577111	0.78740642	0.72863122	0.67033249	0.61215446	0.54742369	0.49665552
1400 rpm	0.81126952	0.74848885	0.68585815	0.62366209	0.56161464	0.50005606	0.43918344
1500 rpm	0.7636428	0.69680861	0.63040109	0.56452915	0.49936586	0.43488133	0.3713331
1600 rpm	0.70301816	0.63283185	0.5633753	0.51250508	0.42677457	0.3599779	0.29403272
1700 rpm	0.63355047	0.55812281	0.48606319	0.41497989	0.34473153	0.27813435	0.21065582
1800 rpm	0.54921518	0.4770919	0.39921239	0.32813141	0.257452	0.18384026	0.11166981
1900 rpm	0.45743617	0.38388581	0.30612542	0.2307594	0.15412175	0.07767158	
2000 rpm	0.3599956	0.28196944	0.19965633	0.11905477	0.03622818		

A continuación se muestran los valores de potencia y eficiencia obtenidos en las simulaciones para una caída de 12 m.

Tabla 4.3: Valores de potencia para caídas de 12 m.

Altura 12 m							
N (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /s)						
	0.875	0.85	0.825	0.8	0.775	0.75	0.725
600 rpm	56027.40	52454.50	48980.80	45618.30	42351.40	39193.40	36156.40
700 rpm	62362.50	58202.30	54168.80	50256.70	46478.90	42830.80	39313.40
800 rpm	67399.90	62679.40	58102.50	53682.40	49415.80	45304.00	41347.40
900 rpm	71091.10	65847.40	60783.50	55885.20	51161.90	46625.90	42265.00
1000 rpm	73444.10	67717.50	62182.50	56846.70	51717.00	46790.20	42080.30
1100 rpm	74436.60	68253.80	62311.00	56590.80	51101.90	45843.10	40816.30
1200 rpm	74100.80	67528.00	61211.00	55145.90	49337.30	43771.80	38497.90
1300 rpm	72468.20	65539.70	58863.80	52513.00	46456.80	40204.20	35259.80
1400 rpm	69512.00	62300.40	55408.30	48856.90	42621.30	36725.40	31179.60
1500 rpm	65431.20	57998.80	50928.10	44224.50	37897.20	31938.80	26362.60
1600 rpm	60236.70	52673.70	45513.30	40149.00	32388.20	26437.70	20874.70
1700 rpm	54284.50	46455.30	39267.50	32509.00	26161.90	20426.90	14955.40
1800 rpm	47058.40	39710.70	32251.10	25705.40	19538.20	13501.70	7927.94
1900 rpm	39194.50	31952.70	24730.90	18077.40	11696.40	5704.40	
2000 rpm	30845.50	23469.70	16129.60	9326.60	2749.38		

Tabla 4.4: Valores de eficiencia para caídas de 12 m.

Altura 12 m							
N (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /s)						
	0.875	0.85	0.825	0.8	0.775	0.75	0.725
600 rpm	0.54490977	0.52516528	0.50524742	0.48526759	0.4650485	0.44471713	0.42440389
700 rpm	0.60652352	0.58271125	0.55876275	0.53460887	0.51037139	0.48598974	0.46146076
800 rpm	0.65551613	0.62753519	0.59933971	0.57104998	0.54262064	0.51405249	0.48533586
900 rpm	0.6914159	0.65925265	0.6269948	0.5944824	0.56179406	0.52905174	0.49610665
1000 rpm	0.71430064	0.67797577	0.64142578	0.60471042	0.56788945	0.53091601	0.49393864
1100 rpm	0.72395347	0.68334511	0.64275129	0.60198827	0.56113522	0.52016951	0.47910181
1200 rpm	0.72068756	0.67607853	0.63140455	0.58661805	0.54175865	0.49666702	0.45188842
1300 rpm	0.70480926	0.65617202	0.60719268	0.55861041	0.51012871	0.45618641	0.4138796
1400 rpm	0.67605793	0.62374071	0.57154846	0.51971841	0.4680122	0.41671339	0.3659862
1500 rpm	0.636369	0.58067384	0.52533424	0.47044096	0.41613822	0.3624011	0.30944425
1600 rpm	0.58584847	0.52735987	0.46947942	0.42708756	0.35564548	0.29998158	0.24502727
1700 rpm	0.52795872	0.46510234	0.40505266	0.34581657	0.28727627	0.23177862	0.17554651
1800 rpm	0.45767932	0.39757658	0.33267699	0.27344284	0.21454334	0.15320021	0.09305817
1900 rpm	0.38119681	0.31990484	0.25510452	0.1922995	0.12843479	0.06472632	
2000 rpm	0.29999633	0.23497453	0.16638027	0.09921231	0.03019015		

Se puede observar que a medida que se aumenta la caída en la microturbina, manteniendo un flujo másico fijo, la eficiencia de la máquina se reduce.

A continuación se muestran los valores de potencias y eficiencias para caídas de 14 m y 16 m. Según va aumentando la altura se puede observar como la

eficiencia tiene a disminuir mientras que la potencia se mantiene constante para Q, H y velocidad rotacional constante. Para mantener una misma potencia al aumentar altura o caudal se pierde eficiencia.

Tabla 4.5: Valores de potencia para caídas de 14 m.

Altura 14 m							
N (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /s)						
	0.875	0.85	0.825	0.8	0.775	0.75	0.725
600 rpm	56027.40	52454.50	48980.80	45618.30	42351.40	39193.40	36156.40
700 rpm	62362.50	58202.30	54168.80	50256.70	46478.90	42830.80	39313.40
800 rpm	67399.90	62679.40	58102.50	53682.40	49415.80	45304.00	41347.40
900 rpm	71091.10	65847.40	60783.50	55885.20	51161.90	46625.90	42265.00
1000 rpm	73444.10	67717.50	62182.50	56846.70	51717.00	46790.20	42080.30
1100 rpm	74436.60	68253.80	62311.00	56590.80	51101.90	45843.10	40816.30
1200 rpm	74100.80	67528.00	61211.00	55145.90	49337.30	43771.80	38497.90
1300 rpm	72468.20	65539.70	58863.80	52513.00	46456.80	40204.20	35259.80
1400 rpm	69512.00	62300.40	55408.30	48856.90	42621.30	36725.40	31179.60
1500 rpm	65431.20	57998.80	50928.10	44224.50	37897.20	31938.80	26362.60
1600 rpm	60236.70	52673.70	45513.30	40149.00	32388.20	26437.70	20874.70
1700 rpm	54284.50	46455.30	39267.50	32509.00	26161.90	20426.90	14955.40
1800 rpm	47058.40	39710.70	32251.10	25705.40	19538.20	13501.70	7927.94
1900 rpm	39194.50	31952.70	24730.90	18077.40	11696.40	5704.40	
2000 rpm	30845.50	23469.70	16129.60	9326.60	2749.38		

Tabla 4.6: Valores de eficiencia para caídas de 14 m.

Altura 14 m							
N (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /s)						
	0.875	0.85	0.825	0.8	0.775	0.75	0.725
600 rpm	0.46706552	0.45014167	0.43306922	0.41594365	0.398613	0.38118611	0.36377476
700 rpm	0.5198773	0.49946679	0.4789395	0.45823618	0.43746119	0.41656264	0.3955378
800 rpm	0.56187097	0.53788731	0.51371975	0.48947141	0.46510341	0.44061642	0.41600216
900 rpm	0.5926422	0.5650737	0.53742411	0.50955635	0.48153777	0.45347292	0.42523427
1000 rpm	0.61225769	0.58112209	0.54979353	0.51832322	0.48676239	0.45507086	0.42337598
1100 rpm	0.62053155	0.58572438	0.55092967	0.51598994	0.48097304	0.44585958	0.41065869
1200 rpm	0.61773219	0.57949588	0.5412039	0.50281547	0.46436456	0.42571459	0.38733293
1300 rpm	0.60412222	0.56243316	0.52045087	0.47880892	0.43725318	0.39101692	0.35475394
1400 rpm	0.57947823	0.53463489	0.48989868	0.44547292	0.40115331	0.3571829	0.31370246
1500 rpm	0.54545914	0.49772044	0.45028649	0.40323511	0.3566899	0.31062952	0.26523793
1600 rpm	0.50215583	0.45202275	0.40241093	0.36607506	0.30483898	0.25712707	0.21002337
1700 rpm	0.45253605	0.39865915	0.34718799	0.29641421	0.24623681	0.19866739	0.15046844
1800 rpm	0.39229656	0.34077993	0.28515171	0.23437958	0.18389429	0.13131447	0.07976415
1900 rpm	0.32674012	0.27420415	0.21866102	0.16482815	0.11008697	0.0554797	
2000 rpm	0.25713971	0.20140674	0.14261166	0.08503912	0.02587727		

Tabla 4.7: Valores de potencia para caídas de 16 m.

Altura 16 m							
N (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /s)						
	0.875	0.85	0.825	0.8	0.775	0.75	0.725
600 rpm	56027.40	52454.50	48980.80	45618.30	42351.40	39193.40	36156.40
700 rpm	62362.50	58202.30	54168.80	50256.70	46478.90	42830.80	39313.40
800 rpm	67399.90	62679.40	58102.50	53682.40	49415.80	45304.00	41347.40
900 rpm	71091.10	65847.40	60783.50	55885.20	51161.90	46625.90	42265.00
1000 rpm	73444.10	67717.50	62182.50	56846.70	51717.00	46790.20	42080.30
1100 rpm	74436.60	68253.80	62311.00	56590.80	51101.90	45843.10	40816.30
1200 rpm	74100.80	67528.00	61211.00	55145.90	49337.30	43771.80	38497.90
1300 rpm	72468.20	65539.70	58863.80	52513.00	46456.80	40204.20	35259.80
1400 rpm	69512.00	62300.40	55408.30	48856.90	42621.30	36725.40	31179.60
1500 rpm	65431.20	57998.80	50928.10	44224.50	37897.20	31938.80	26362.60
1600 rpm	60236.70	52673.70	45513.30	40149.00	32388.20	26437.70	20874.70
1700 rpm	54284.50	46455.30	39267.50	32509.00	26161.90	20426.90	14955.40
1800 rpm	47058.40	39710.70	32251.10	25705.40	19538.20	13501.70	7927.94
1900 rpm	39194.50	31952.70	24730.90	18077.40	11696.40	5704.40	
2000 rpm	30845.50	23469.70	16129.60	9326.60	2749.38		

Tabla 4.8: Valores de eficiencia para caídas de 16 m.

Altura 16 m							
N (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /s)						
	0.875	0.85	0.825	0.8	0.775	0.75	0.725
600 rpm	0.40868233	0.39387396	0.37893557	0.3639507	0.34878638	0.33353785	0.31830292
700 rpm	0.45489264	0.43703344	0.41907206	0.40095665	0.38277854	0.36449231	0.34609557
800 rpm	0.49163709	0.47065139	0.44950478	0.42828748	0.40696548	0.38553937	0.36400189
900 rpm	0.51856192	0.49443949	0.4702461	0.4458618	0.42134555	0.3967888	0.37207999
1000 rpm	0.53572548	0.50848183	0.48106934	0.45353282	0.42591709	0.39818701	0.37045398
1100 rpm	0.5429651	0.51250883	0.48206346	0.4514912	0.42085141	0.39012714	0.35932635
1200 rpm	0.54051567	0.5070589	0.47355341	0.43996354	0.40631899	0.37250027	0.33891632
1300 rpm	0.52860695	0.49212901	0.45539451	0.41895781	0.38259654	0.34213981	0.3104097
1400 rpm	0.50704345	0.46780553	0.42866134	0.38978881	0.35100915	0.31253504	0.27448965
1500 rpm	0.47727675	0.43550538	0.39400068	0.35283072	0.31210366	0.27180083	0.23208319
1600 rpm	0.43938635	0.3955199	0.35210956	0.32031567	0.26673411	0.22498618	0.18377045
1700 rpm	0.39596904	0.34882675	0.30378949	0.25936243	0.21545721	0.17383397	0.13165988
1800 rpm	0.34325949	0.29818244	0.24950774	0.20508213	0.1609075	0.11490016	0.06979363
1900 rpm	0.28589761	0.23992863	0.19132839	0.14422463	0.09632609	0.04854474	
2000 rpm	0.22499725	0.1762309	0.1247852	0.07440923	0.02264261		

A partir de los datos aportados en las simulaciones se pueden construir las curvas de operación de la máquina en función de la potencia, eficiencia y caudal.

### 4.5 Curvas de Operación

A continuación se muestran las curvas características de la microturbina a partir de los resultados obtenidos mediante simulaciones de fluidos computacionales, en las cuales se realizaron variaciones en las condiciones de entrada, salida y velocidad de rotación.

Esto con el fin de determinar cómo la caída (H), el caudal (Q) y la velocidad rotacional afecta la potencia que es capaz de entregar la máquina y la eficiencia con la que puede entregar esta potencia a distintas condiciones de operación. A partir de las curvas características se espera obtener el conjunto de curvas de colina.

En las figuras 4.28, 4.29, 4.30 y 4.31 se muestran las curvas de eficiencia contra caudal para cada una de las alturas. En las gráficas están representadas todas las velocidades rotacionales probadas.

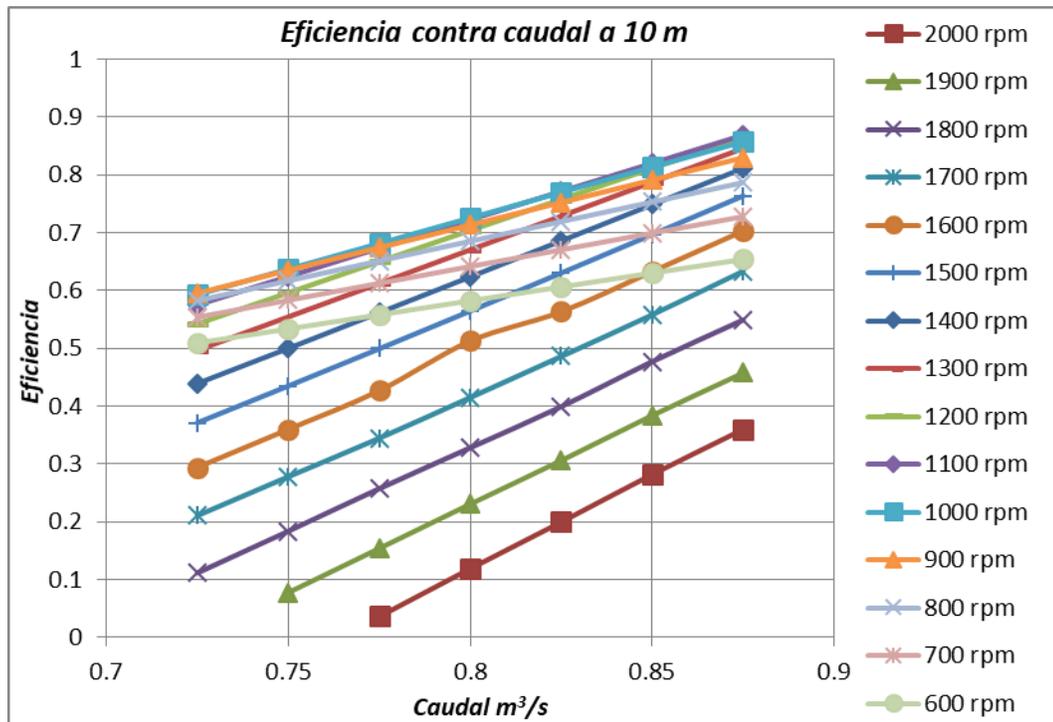


Figura 4.28: Curvas de eficiencia en relación al caudal para caídas de 10 m.

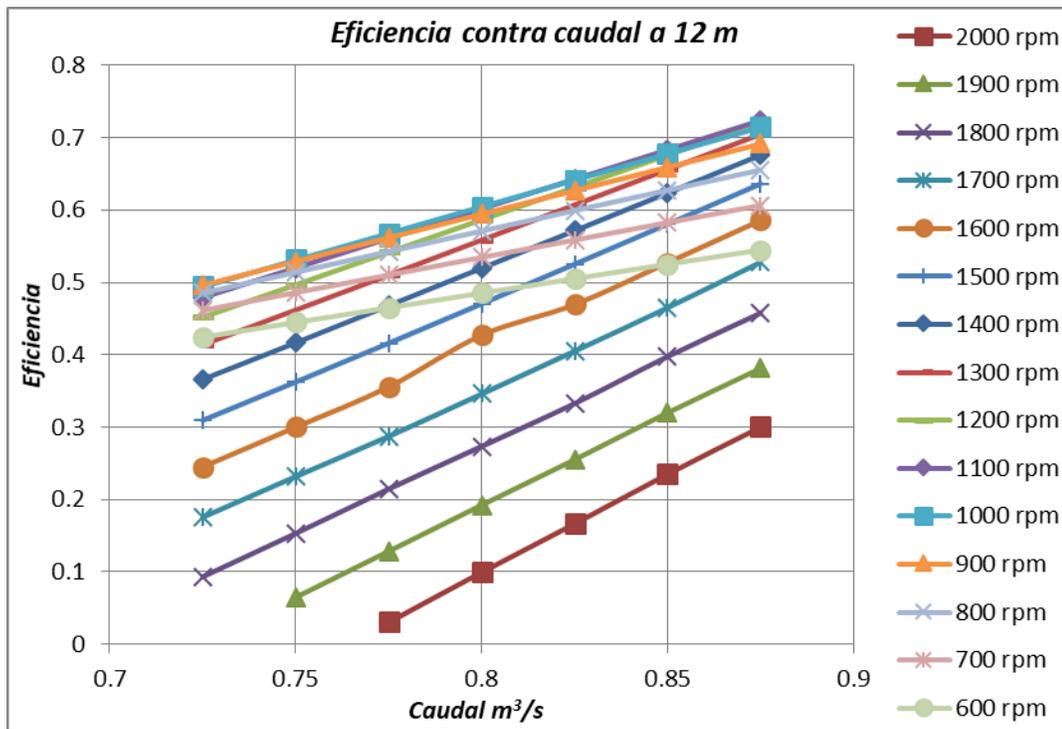


Figura 4.29: Curvas de eficiencia en relación al caudal para caídas de 12 m.

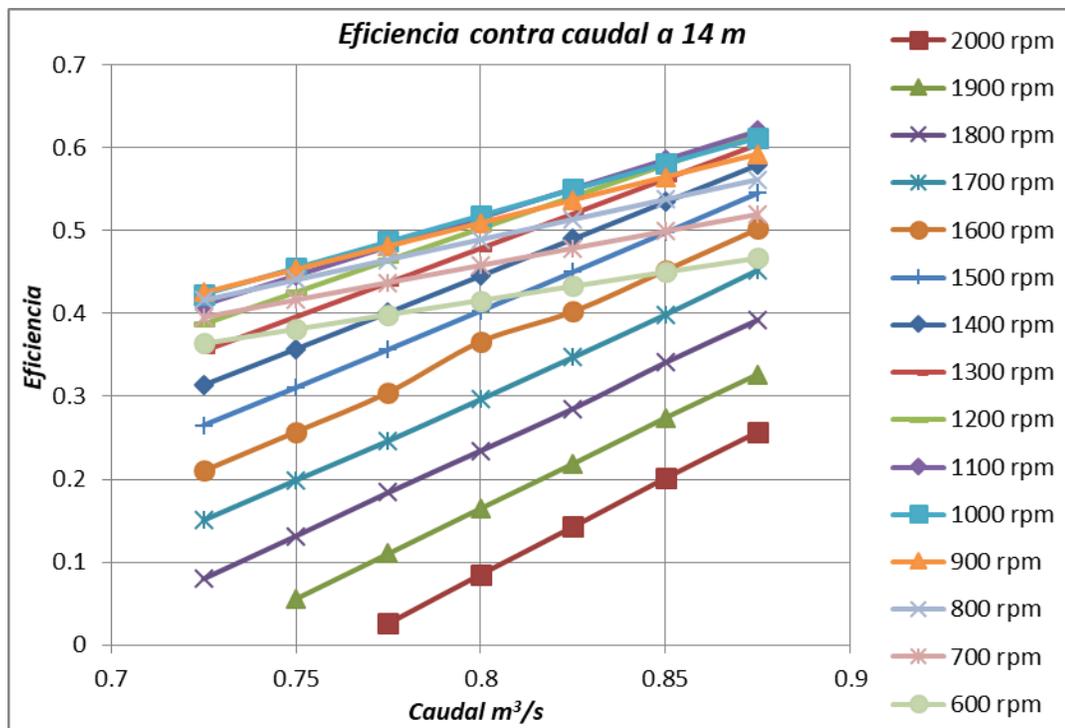


Figura 4.30: Curvas de eficiencia en relación al caudal para caídas de 14 m.

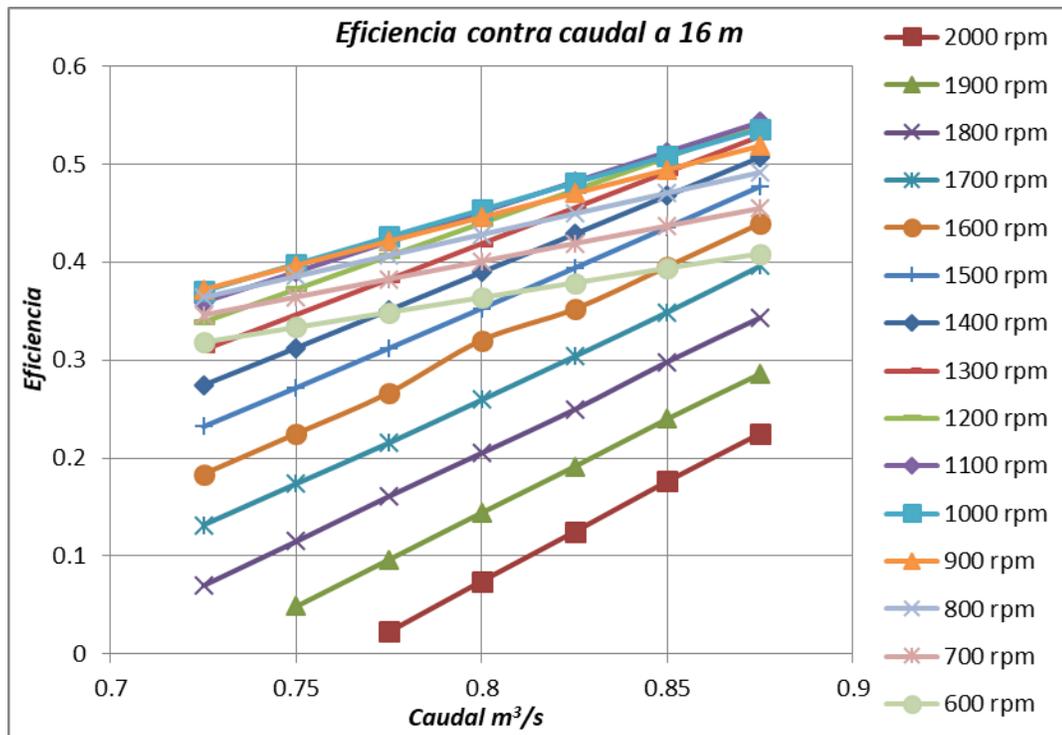


Figura 4.31: Curvas de eficiencia en relación al caudal para caídas de 16 m.

En cada una de estas gráficas se puede observar la eficiencia en función del caudal y como esta tiende a aumentar a medida que el caudal por la máquina se va incrementando. No obstante para cada incremento de altura la tendencia se mantiene al crecimiento según aumenta el caudal pero disminuye el valor de la eficiencia para iguales condiciones de caudal que para alturas anteriores. O sea que según se incrementa la caída disminuye la eficiencia para iguales condiciones de caudal y velocidad de rotación.

Por otra parte podemos decir también que la eficiencia de la máquina se ve disminuida según se incrementa la velocidad de rotación para iguales condiciones de caudal y caída. Entonces según aumenta la velocidad de rotación y la caída la eficiencia disminuye. Los mejores valores de eficiencia están reportados para una velocidad rotacional de 1100 rpm y caída de 10 m.

A manera de comparación y ver el efecto de la velocidad rotacional y la altura sobre la eficiencia para las mismas condiciones de caudal en la figura 4.32 se

muestra una serie de datos seleccionados correspondientes a la velocidad de 1100 rpm en distintas caídas para visualizar el efecto que tienen sobre la eficiencia de la máquina.

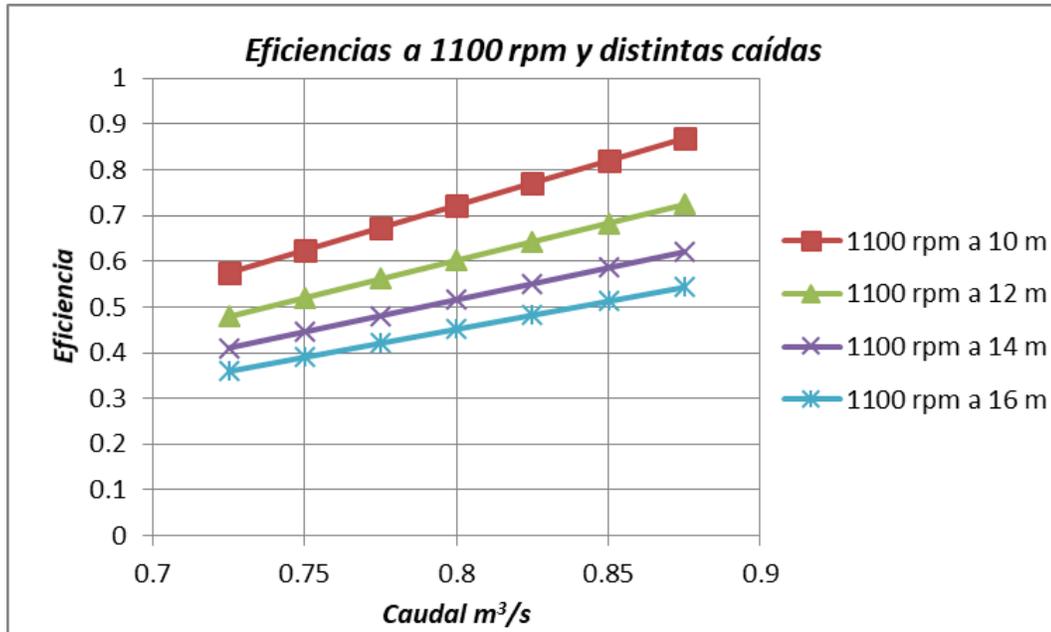


Figura 4.32: Eficiencias a 1100 rpm y H variable.

Se graficó la eficiencia contra velocidad rotacional obteniendo las curvas de eficiencia para cada condición de caudal, de esta manera se representó el rendimiento de la máquina para cada condición de caudal y velocidad de rotación fijada.

En las figuras 4.33, 4.34, 4.35 y 4.36 se muestran las curvas de eficiencia contra velocidad rotacional donde cada curva representa una condición de caudal fijo. Se muestran cuatro grupos de curvas que representan las cuatro caídas a las cuales se establecieron las condiciones de operación.

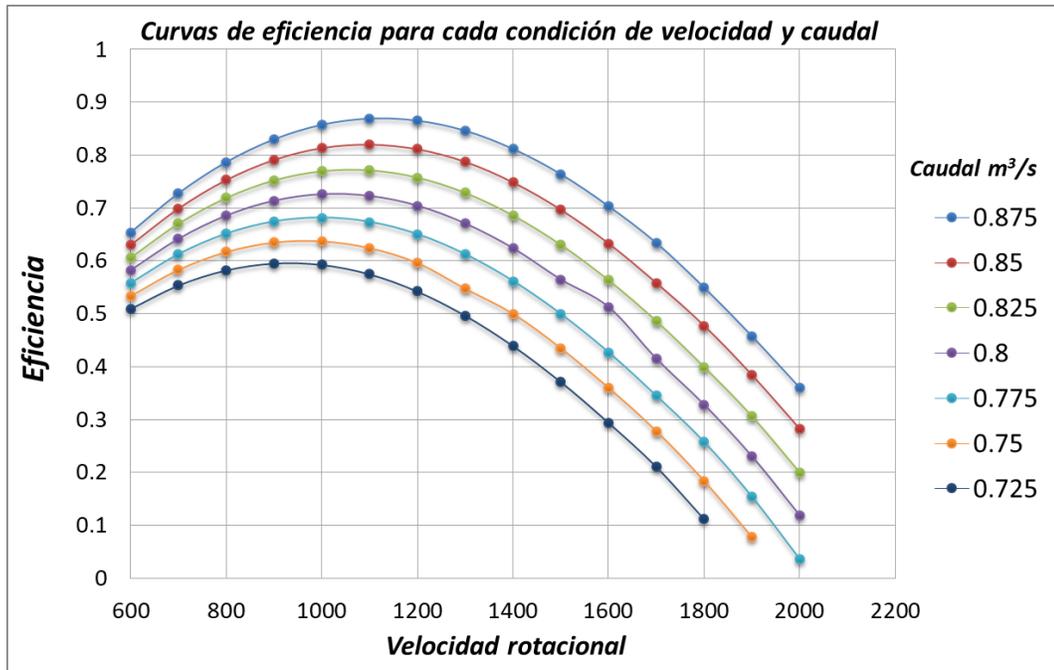


Figura 4.33: Curvas de eficiencias para cada condición de velocidad rotacional y caudal a 10 m.

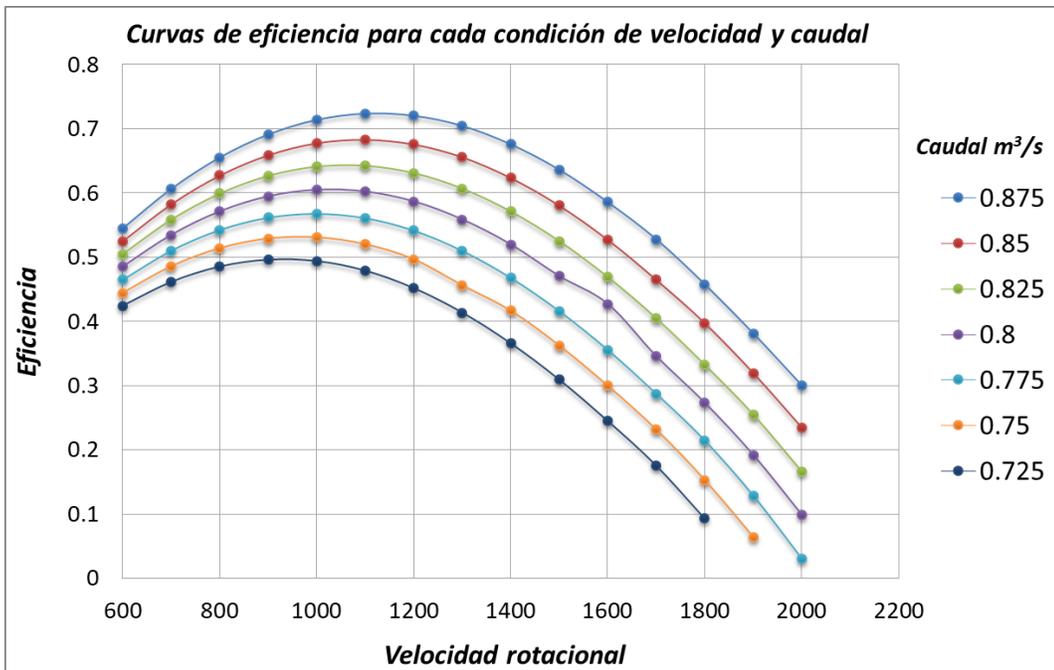


Figura 4.34: Curvas de eficiencias para cada condición de velocidad rotacional y caudal a 12 m.

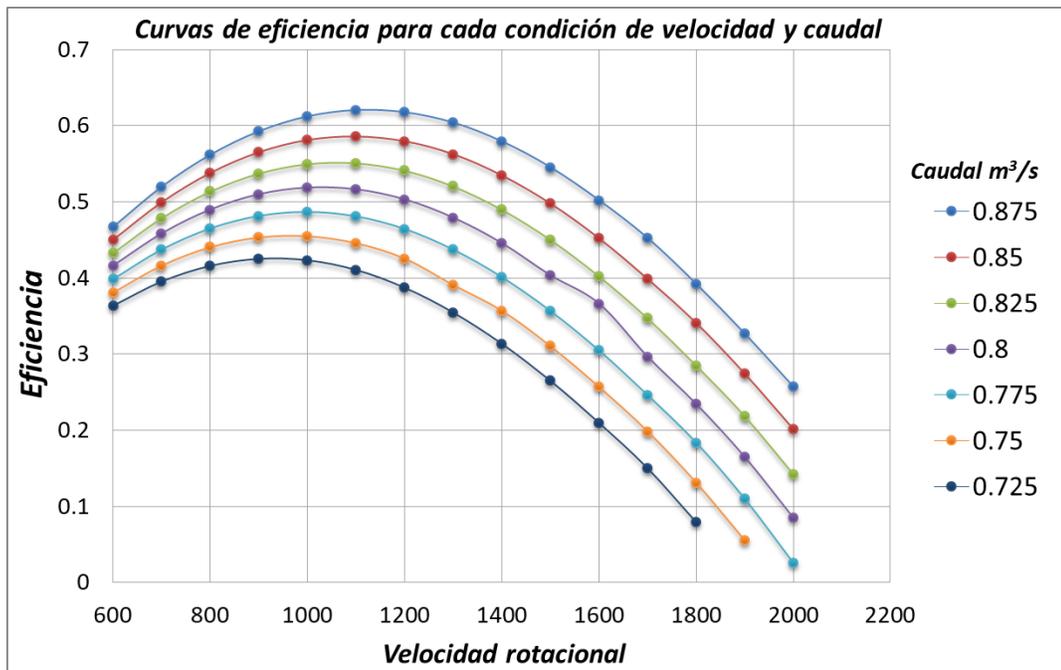


Figura 4.35: Curvas de eficiencias para cada condición de velocidad rotacional y caudal a 14 m.

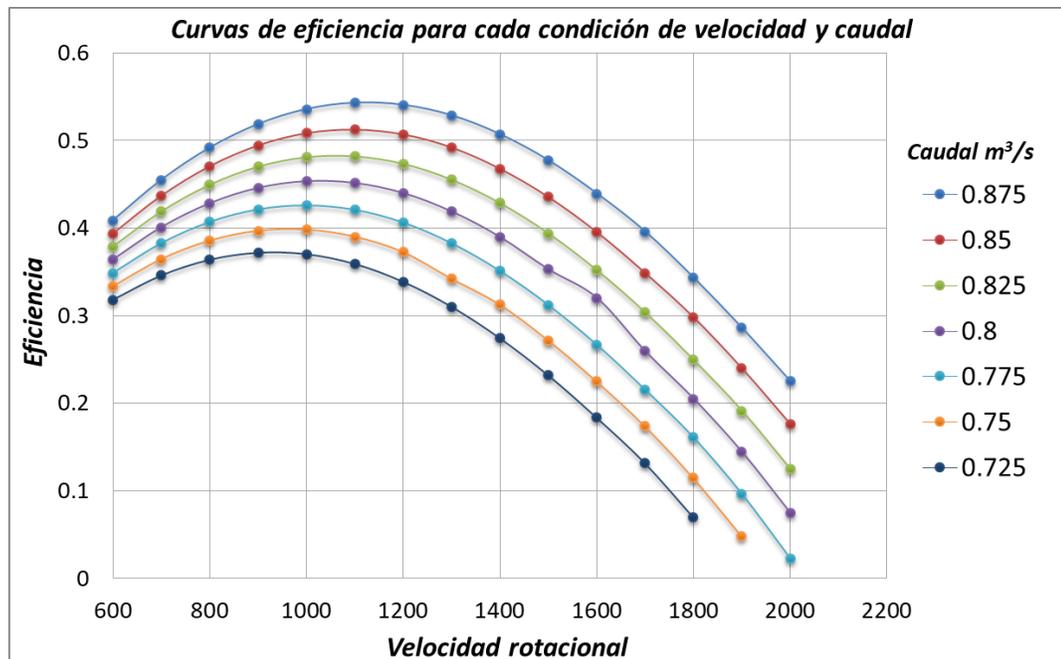


Figura 4.36: Curvas de eficiencias para cada condición de velocidad rotacional y caudal a 16 m.

A modo de comparación para ver el efecto de la caída en estas gráficas mostradas anteriormente, en la figura 4.37, se muestra un grupo de curvas de eficiencia para las mismas condiciones de caudal y velocidades rotacionales donde se varía solo la altura entre 10 m y 12 m respectivamente.

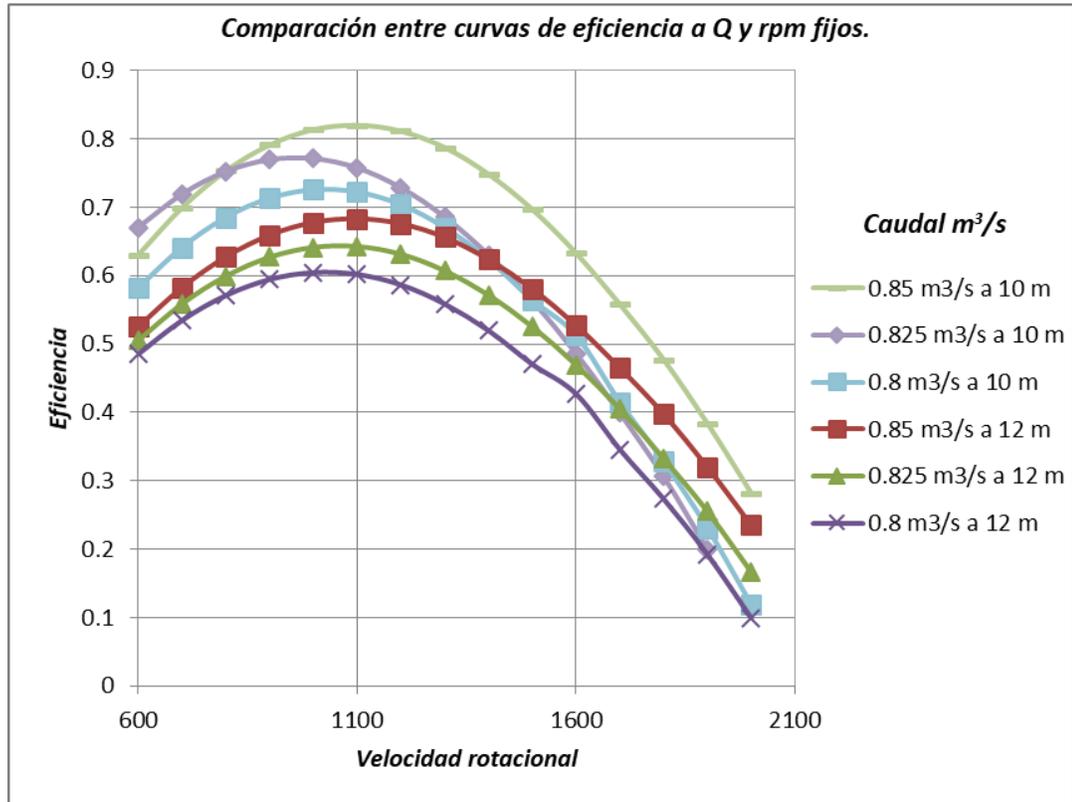


Figura 4.37: Eficiencias para las mismas condiciones de caudal y velocidad a 10 m y 12 m.

A partir de aquí se pueden mostrar entonces las curvas de potencia. En estas curvas de potencia se podrá observar que son iguales para cada condición de caída, ya que se sacrifica eficiencia como se vio anteriormente al incrementar la caída.

Para mantener el balance de potencia, según la ecuación 4.1, en iguales condiciones de caudal y velocidad rotacional según se incrementa la altura va en decremento la eficiencia. Por su parte para una misma velocidad de

rotación a medida que aumenta el caudal aumenta la potencia. En la figura 4.38 se muestran las curvas de potencia contra caudal para cada una de las velocidades rotacionales probadas.

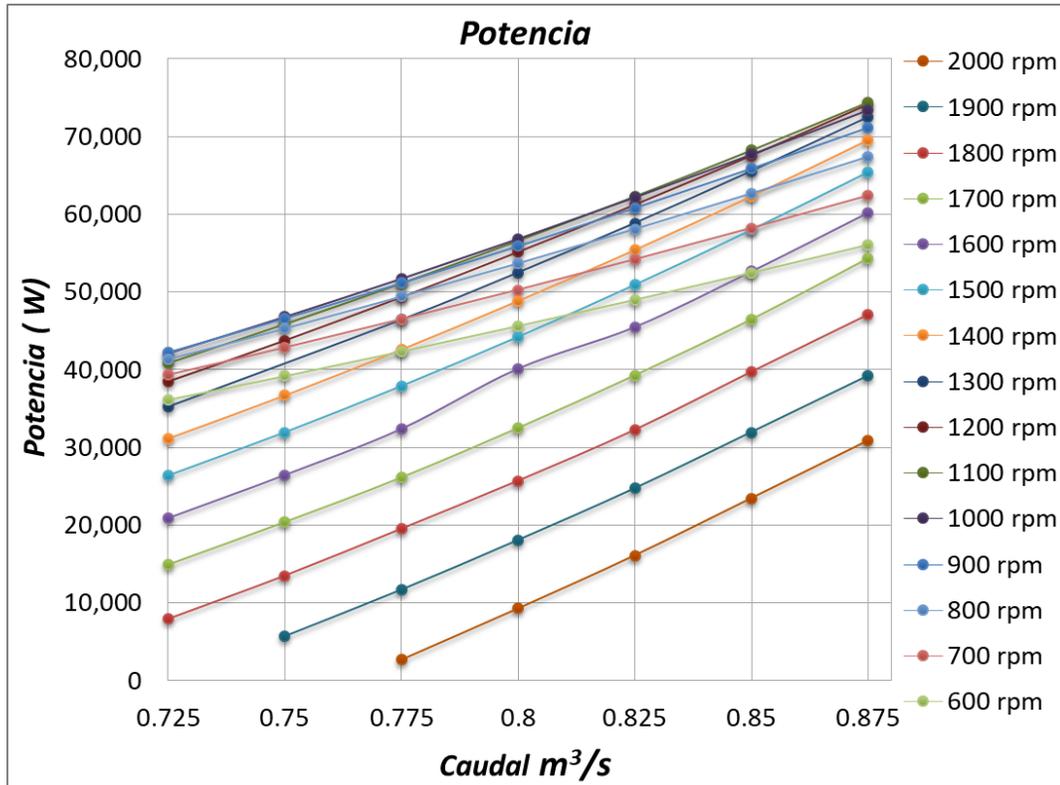


Figura 4.38: Potencia de la máquina según el caudal suministrado a distintas rpm.

El mejor valor de potencia de la máquina fue el obtenido a 1100 rpm. Por tanto según lo analizado hasta el momento demuestra que la condición de máximo rendimiento de la turbina está en 1100 rpm a 10 m de caída.

En la figura 4.39 se observan las curvas de potencia en función de la velocidad rotacional para cada condición de caudal a la que fue probada la microturbina.

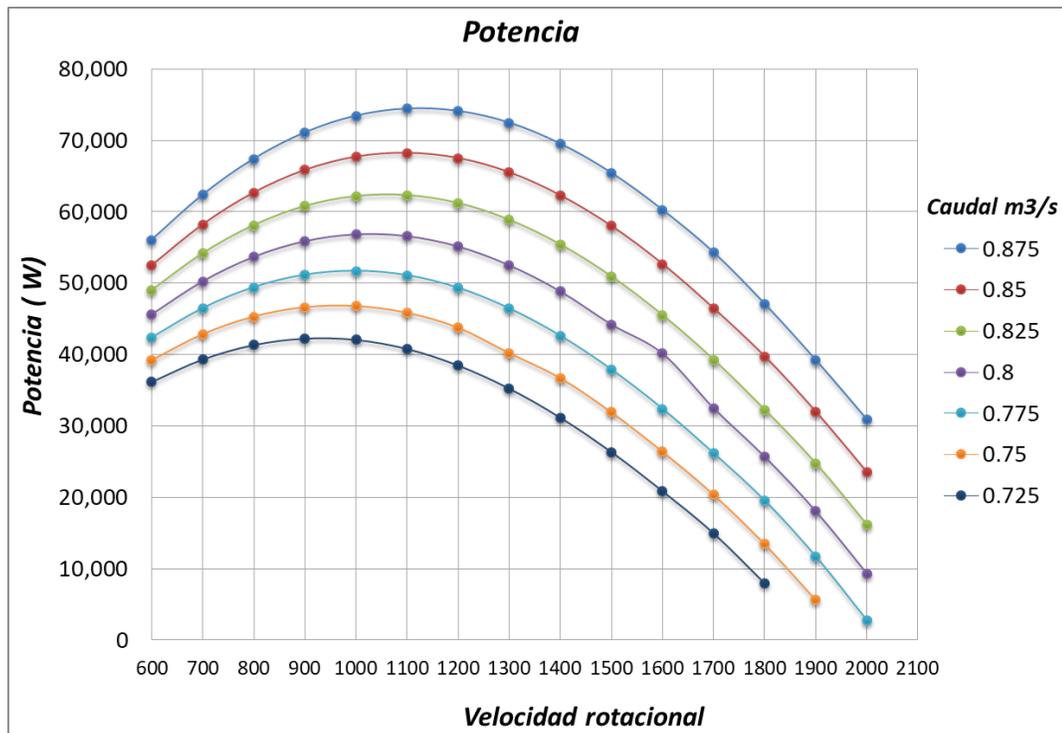


Figura 4.39: Curvas de potencia en función de la velocidad para cada condición de caudal.

#### 4.6 Curvas de colina

Para obtener las curvas de colina de la potencia y eficiencia en función de la velocidad rotacional y el caudal se procede a tabular los datos en tres matrices donde la velocidad rotacional y el caudal serán los ejes coordenados mientras que la potencia y la eficiencia quedaron agrupadas en valores donde se puede distinguir bajo qué condiciones la microturbina está en su punto de operación máximo.

En la figura 4.40 se muestra la curva de colina de potencia en función del caudal y la velocidad rotacional para la máquina.

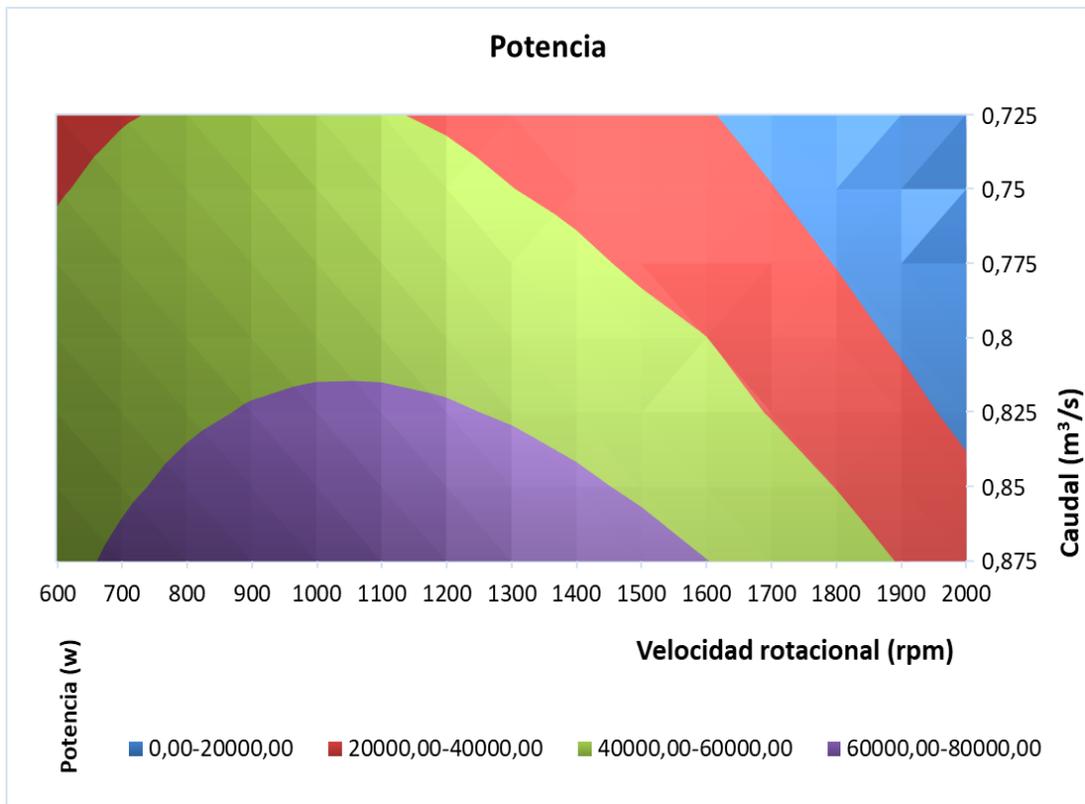


Figura 4.40: Curvas de colina de potencia.

Se puede observar que las mayores potencias obtenidas se encuentran en el sector que agrupa los valores que van desde 60 000 W hasta 80 000 W. Para que la microturbina opere en esta zona es necesario que se mantenga a velocidades rotacionales de entre 1000 rpm y 1500 rpm con caudales que pueden ir desde 0.825 m<sup>3</sup>/s hasta 0.875 m<sup>3</sup>/s. Según se observa en las gráficas de potencia y eficiencias abordadas anteriormente por debajo de 1000 rpm la potencia disminuye al igual que la eficiencia de manera similar a como ocurre con velocidades rotacionales superiores a 1200 rpm. Fuera de este rango se obtienen buenos rendimientos pero se sale del punto de operación óptima de la máquina.

De la ecuación 4.1 se deduce que a medida que aumenta la caída, para que la máquina se mantenga funcionando en una misma curva de potencia, el rendimiento disminuye. En la figura 4.41 se observa como a medida que

aumenta la caída en su gráfica correspondiente van desapareciendo los sectores que agrupan los valores de eficiencia más altos.

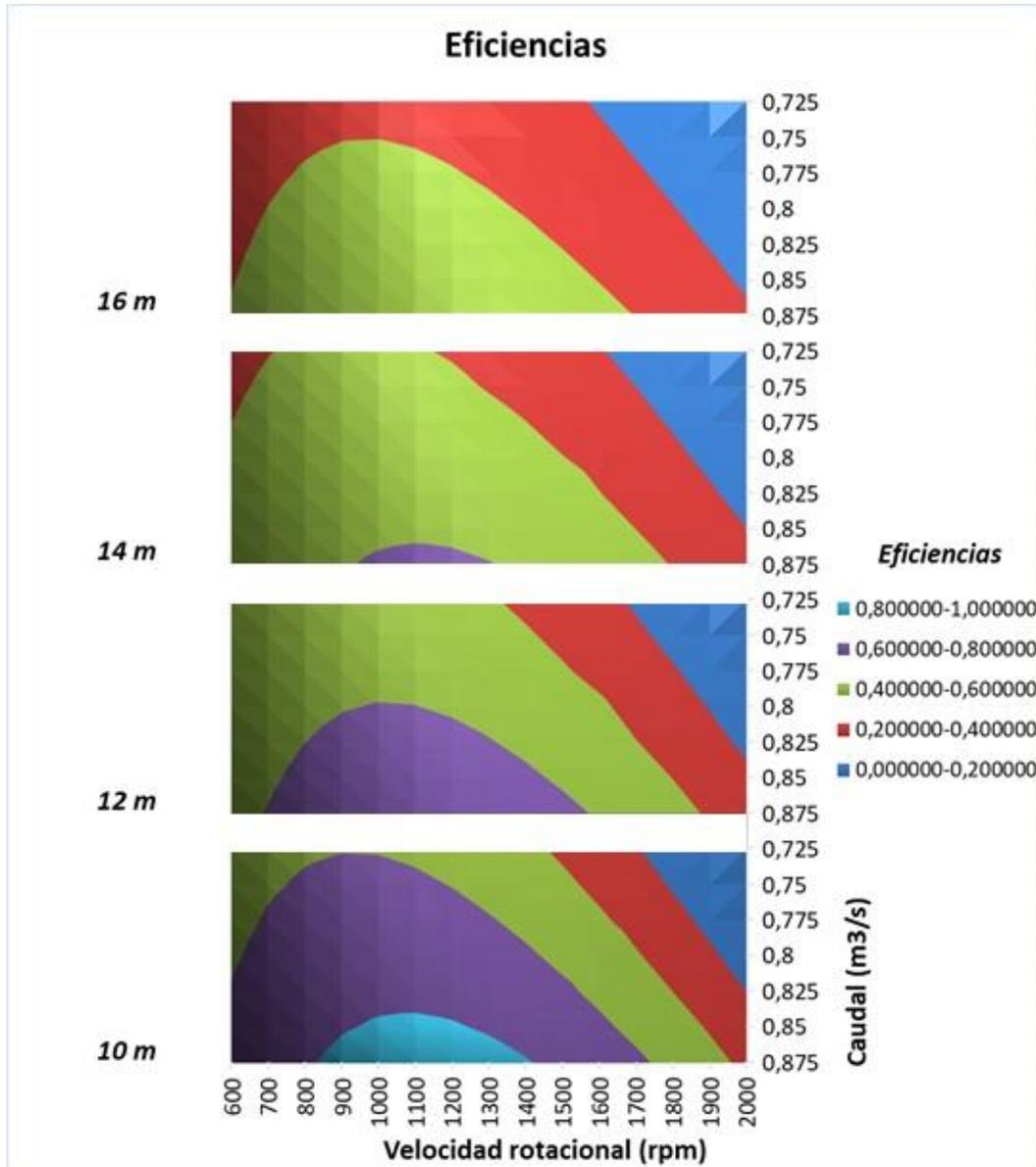


Figura 4.41: Curvas de colina de eficiencia.

En las figuras 4.42 y 4.43 se muestran las curvas de colina en superficie de la potencia y la eficiencia respectivamente.

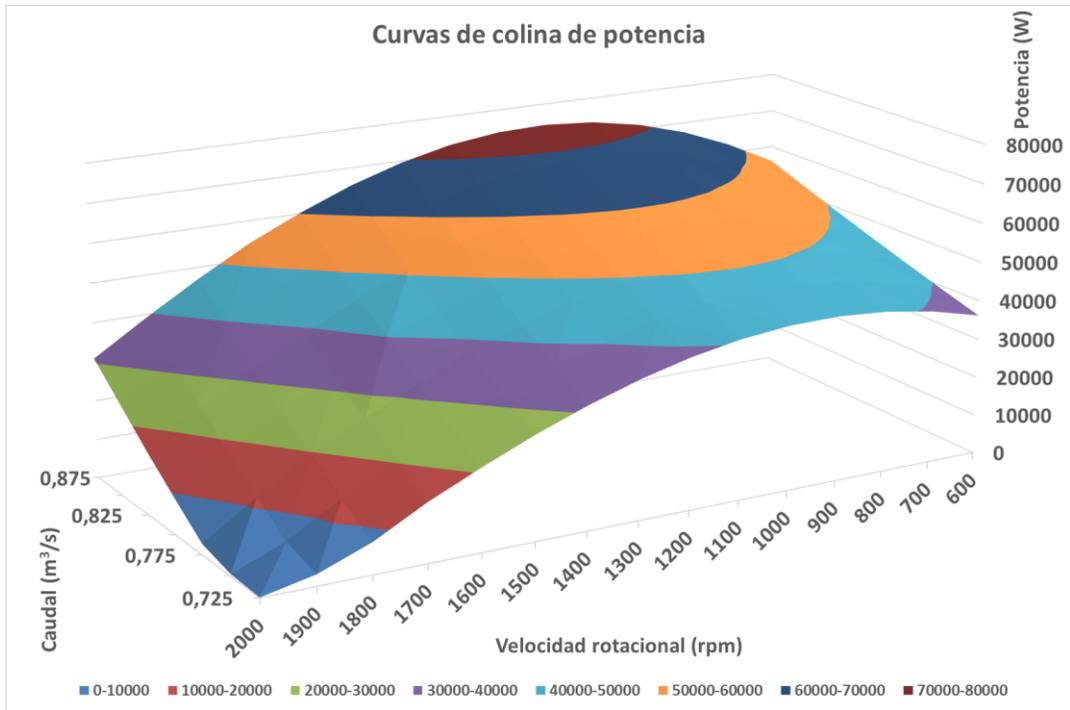


Figura 4.42: Curvas de colina de potencia en superficie.

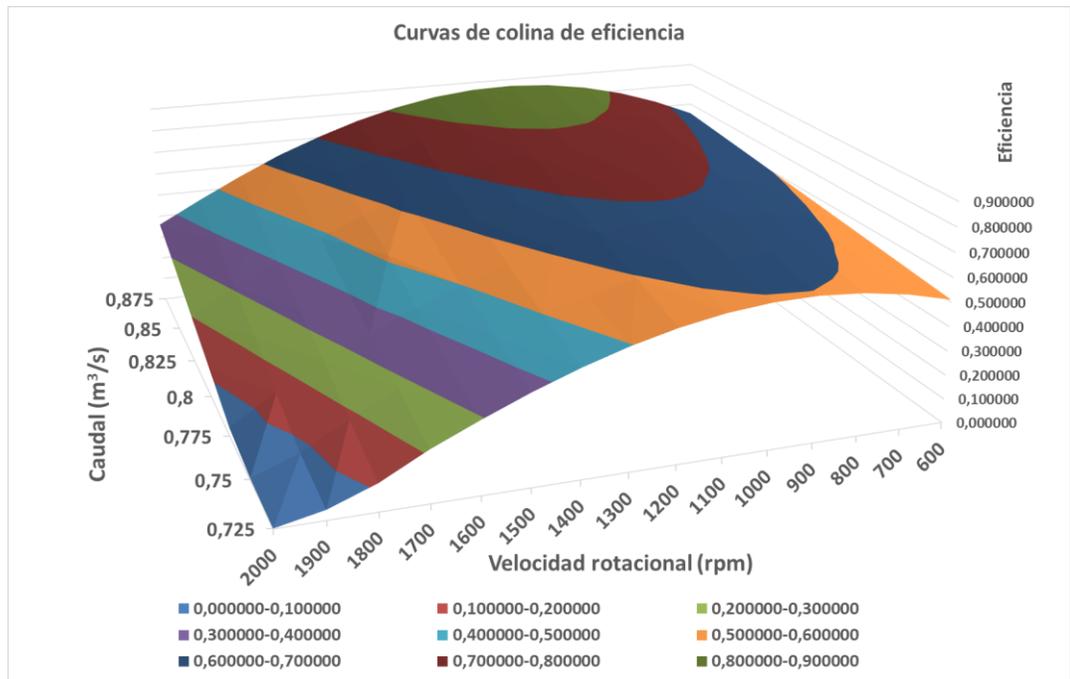


Figura 4.43: Curvas de colina de eficiencia en superficie.

Se aprecia cómo según va en incremento la caída, figura 4.41, disminuye los contornos que representan las eficiencias más altas. Esto implica que según se incrementa la caída disminuye la eficiencia.

#### 4.7 Punto de máxima Eficiencia (BEP)

Las curvas de colina de superficie se realizaron mediante la interpolación de los resultados numéricos obtenidos en CFD. En los diagramas de superficie para las curvas de colina están relacionadas las velocidades rotacionales, el caudal, la caída, potencia y eficiencia. Se pudo determinar que el pico de eficiencia está entre 900 rpm y 1300 rpm, para caudales que van de 0.8 m<sup>3</sup>/s a 0.875 m<sup>3</sup>/s, con eficiencias superiores al 70 % que pueden llegar hasta el 84 % y potencias que varían desde 58.863 kW hasta 74.436 kW.

El punto de mejor eficiencia (BEP) se encuentra en  $\eta_{BEP} = 86.87\%$ ,  $N_{BEP} = 1100$  rpm,  $H_{BEP} = 10$  m y  $P_{BEP} = 74.436$  kW.

#### 4.8 Velocidad específica

La velocidad específica  $N_s$  relaciona la potencia  $P$ , el caudal  $Q$  y la caída  $H$  sin tener en cuenta las dimensiones geométricas (Encinas , 1975).

La ecuación 4.2 (Corcoran, et al., 2015) define el cálculo de la velocidad específica de la microturbina analizada en el presente trabajo a partir de los valores obtenidos para el BEP.

$$N_s = N_{BEP} \frac{P_{BEP}^{1/2}}{H_{BEP}^{5/4}} = 533 \text{ [m, kW]} \quad (4.2)$$

La velocidad específica es alta lo cual es un comportamiento esperado para una turbina axial (Desphande , 2010).

### 4.9 Curvas adimensionales.

Una vez obtenido los resultados y calculados los factores adimensionales (ecuaciones 3.4, 3.5 3.6) se presentan las curvas de operación como se muestra en la figura 4.44 en las cuales se observó un comportamiento similar a las analizadas en la figura 3.16 del capítulo 3 y que se muestran también a continuación en la figura 4.45 (Samora , et al., 2016). Al comparar las curvas de las figuras 4.44 y 4.45 la diferencia más notable está en los valores adimensionales que toman  $Q_{ed}$  y  $T_{ed}$ . En el caso de  $Q_{ed}$  la diferencia se debe al caudal disponible en las pruebas experimentales que se realizaron a la 5BTP (Samora , et al., 2016) los cuales son significativamente inferiores a los caudales empleados para realizar las simulaciones en CFD de la microturbina analizada en el presente trabajo. Al ser inferiores los caudales manejados disminuye también el torque entregado por la máquina. Pero ambas turbinas presentan un comportamiento similar, lo cual es comprobable al analizar el comportamiento de las curvas características.

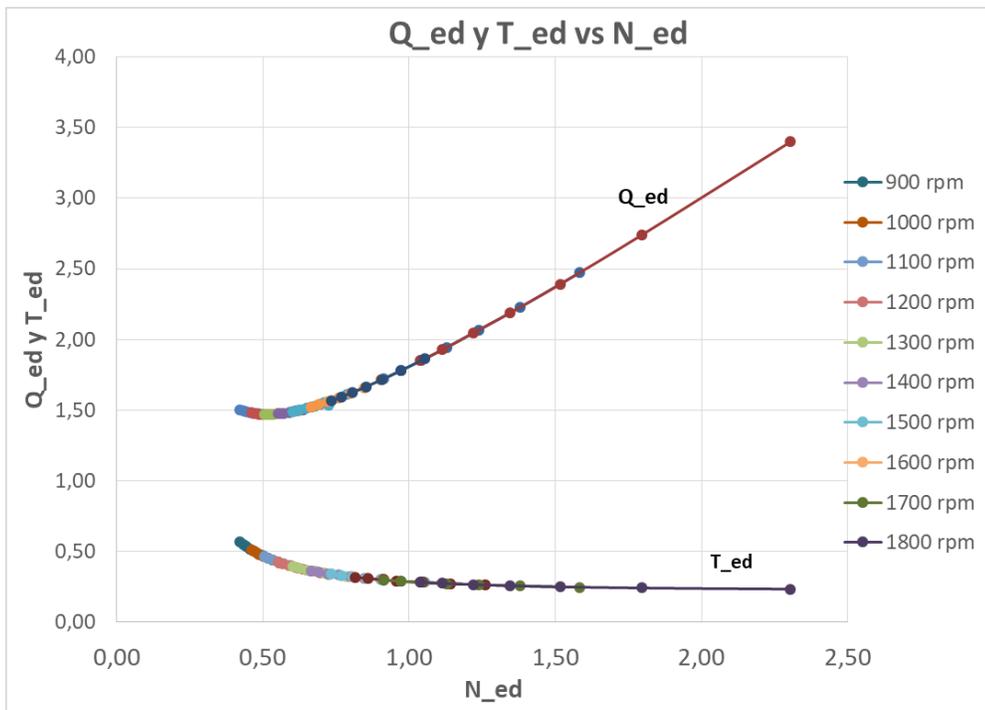


Figura 4.44: Características de operación adimensionales.

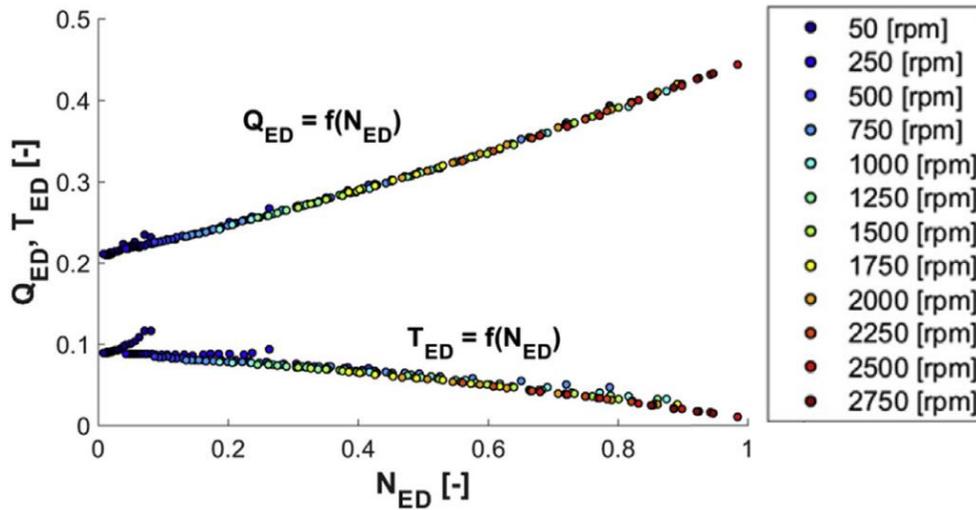


Figura 4.45: Curvas adimensionales de caudal y torque contra velocidad rotacional de la 5BTP (Samora , et al., 2016).

Por otra parte, y como se mencionó en capítulos anteriores, el análisis en CFD no tiene en cuenta factores como el efecto de escala, la anisotropía en zonas de alta circulación y las posibles fugas del modelo experimental. Agregando el hecho de que los caudales manejados para realizar el cálculo numérico en CFD salen de rango respecto a los manejados en las pruebas experimentales del modelo de microturbina 5BTP (Samora , et al., 2016), es lógico que exista una sobrestimación de los resultados cuando se compraran. Si se hace una superposición de ambas gráficas, **apéndice 2**, se obtiene una mejor idea del comportamiento de ambas.

Se analizó el comportamiento de la eficiencia obtenida en el análisis mediante CFD de la microturbina estudiada en el presente trabajo, como se puede observar en la figura 4.45 existe una tendencia en las curvas de eficiencia similar a las reportadas para el 5BTP (Samora , et al., 2016), mostradas en la figura 3.17 del capítulo 3. Se obtuvo un grupo de curvas con tendencia similar y con variaciones en su magnitud dependiendo de la velocidad rotacional. Las curvas de la figura 4.46 presentan una mayor dispersión a medida que

aumenta la velocidad de igual manera que ocurre con la BTP (Samora , et al., 2016).

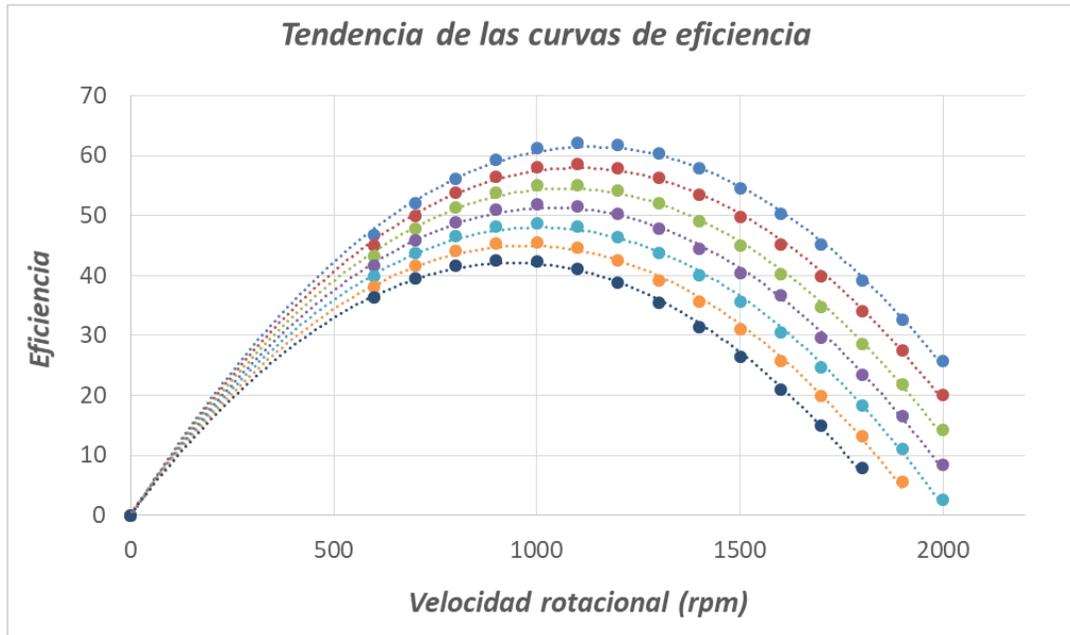


Figura 4.46: Tendencia de la curvas de eficiencia.

## **Capítulo 5: Conclusiones y recomendaciones**

### **5.1 Conclusiones**

Se determinó el comportamiento del flujo dentro de la turbina en su conjunto variando las condiciones de operación, caída, caudal y velocidad de rotación, para obtener un espectro de comportamiento de las velocidades y presiones dentro de la turbina así como magnitud y dirección de los vectores de velocidad. De esta manera se comprobó la operatividad de la máquina y la funcionalidad de la geometría diseñada al evaluar las características hidrodinámicas de la máquina.

Se obtuvieron los valores de potencia y eficiencia de la turbina sometida a diferentes condiciones de operación al variar caudal, caída y velocidad rotacional.

A partir de los cálculos de la potencia y eficiencia se construyeron curvas de operación para cada condición probada y así determinar las condiciones de máximo desempeño de la turbina.

Se construyeron las curvas de colina de la máquina para potencia y eficiencia determinándose que el mejor desempeño de la máquina se obtiene para caídas de 10 m, flujos máxicos de 850 kg/s a 870 kg/s y velocidades de rotación de 1100 rpm.

En este punto de máximo desempeño se logran eficiencias alrededor de hasta 82 % y potencias de 68 253.8 W.

## 5.2 Recomendaciones

Realizar la validación experimental de los resultados obtenidos en el presente trabajo mediante un banco de pruebas donde se instale un modelo escala de la máquina y se pruebe a diferentes condiciones de operación las cuales puedan ser comparadas con las reportadas en esta investigación.

Probar la posibilidad de uso de un generador eléctrico con las características de diseño que se tuvieron en cuenta en esta investigación y las que le precedieron con el fin de comprobar su operatividad. En caso de no ser factible dado que se propuso un generador comercial que opera a 1800 rpm y la turbina funciona en condiciones óptimas a 1100 rpm, proponer entonces el diseño de un generador que se ajuste a las características de operación de la turbina.

Para la selección del generador es necesario tener en cuenta la velocidad sincrónica de giro de estos. Debido a que la velocidad de giro la impone la turbina a la que se conecta el generador, es necesario realizar un reajuste final para garantizar el cumplimiento de las condiciones eléctricas que rigen el comportamiento de este último. En el generador existe una relación constante entre la frecuencia de la corriente y la velocidad de giro la cual establece el número de polos magnéticos con los que cuenta la máquina. Los pares de polos estarán definidos por la siguiente ecuación (Encinas , 1975).

$$p = \frac{f}{N/60} \text{ (Pares de polos)} \quad (5.1)$$

Donde  $f$  es la frecuencia en Hz (ciclos/segundo) la cual está establecida en 60Hz y  $N$  es la velocidad de giro de la máquina la cual se considera 1100 rpm para la turbina analizada en el presente trabajo. Por tanto, se necesita un generador que cuente con 3.27 pares de polos, lo cual redondeando a un número par serian 4 pares de polos.

## Bibliografía

Alexander, K., Giddens, E. & Fuller, A., 2009. Axial-flow turbines for low head microhydro systems. *Elsevier. Renewable Energy*, 34(1), pp. 35-37.

Ansys Fluent Database, 2018. *Ansys*. [En línea]  
Available at: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>  
[Último acceso: 02 Abril 2018].

Ansys Inc., 2009. *Ansys Fluent 12.0. "User's Guide*. [En línea]  
Available at: <http://users.ugent.be/~mvbelleg/flug-12-0.pdf>  
[Último acceso: 2 Abril 2018].

Ansys Inc., 2009. Introduction to CFD. En: s.l.:s.n., p. 2.

Ansys Inc., 2011. *Ansys- Successful Adoption of Engineering Simulation. Business Initiatives*. [En línea]

Available at:  
<https://support.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/businessinitiative/exec/Successful-Adoption-of-Engineering-Simulation.pdf>

[Último acceso: 27 marzo 2018].

ANSYS-CFX, 2011. *Ansys CFX Solver Theory Guide*. En: s.l.:s.n., p. 88; 89; 125; 129.

Ariza Espinoza, J. A., 2012. *Cálculo de una microturbina hidráulica tipo Kaplan*, Cuernavaca, México: Universidad Autónoma del Estado de Morelos.

Buckingham, E., 1914. On physically similar systems. Illustrations of the use of dimensional equations. *Physical Review*, Volumen 4, p. 345 – 376.

Corcoran, L., McNabola, A. & Coughlan, P., 2015. *Optimization of water distribution networks for combined hydropower energy recovery and leakage reduction*. [En línea]

Available at: <https://ascelibrary.org/doi/pdf/10.1061/%28ASCE%29WR.1943->

5452.0000566

[Último acceso: 27 marzo 2018].

Cotella, N., Varela, P. & Kohl, R., 2002. Diseño y construcción de una microturbina hidráulica de 1kW. *Elsevier, Avances en energías renovables y medio ambiente*, 6(1).

Desphande , M. V., 2010. *Elements of Electrical Power Sation Design*. New Delhi: PHI Learning Private Limited.

Encinas , M. P., 1975. En: *Turbomáquinas hidráulicas. Principios fundamentales*. Primera ed. Editorial Limusa. Primera Edición, pp. 109, 160, 161.: Limusa, pp. 13-36; 173-193.

Ferziger, J. H. & Peric , M., 2002. En: *Computational methods for fluid dynamics*. Tercera ed. Berlin;Heidelberg; New York; Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Tokyo: Springer-Verlag, pp. 6-9.

Galindo Luna, J. A., 2014. *Efecto del número de álabes en la potencia de una microturbina.*, Cuernavaca, México: Universidad Autónoma del Estado de Morelos.

García Ortega , J. L., 2006. *Energía Renovable*, Madrid: Greenpeace.

Gómez Flores , C. S., 2016. *Calculo numérico de curvas de desempeño de una microturbina hidraúlica de flujo axial*, Cuernavaca, México: Universidad Autónoma del Estado de Morelos.

Gorla, R. S. & Khan, A. A., 2003. *Turbomachinery: Design an theory*. New York: Marcel Dekker, Inc.

Haidar, A. M. A. y otros, 2012. Utilization of pico hydro generation in domestic and comercial loads. *Elsevier. Renewable and sustainable energy*, Volumen 16, pp. 518-524.

HYLOW , 2010. *Hydropower converters with very low head differences- Report Summary*. [En línea]

Available at: [https://cordis.europa.eu/result/rcn/55207\\_en.html](https://cordis.europa.eu/result/rcn/55207_en.html)

[Último acceso: 27 marzo 2018].

International Electrotechnical Committee (IEC), 1999. *Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-turbines-Model Acceptance Tests*, Geneva : International Standard IEC 60193.

Jain, S. V. & Patel, R. N., 2013. Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art. *International Journal of Current Engineering and Technology*, Volumen 30, pp. 841-868.

Kicinski, J. & Zywicka, G., 2014. Introduction to Microturbines Vibration Analysis. En: *In Steam Microturbines in Distributed Cogeneration*. s.l.:Springer International Publishing, pp. 17-37.

Müller, G., 2004. *Water wheels as a power source*, Scottish Hydraulics Study Group: Seminar-Hydraulic Aspects of Renewable Energy.

Ortiz, R. & Abella, J. A., 2008. *Máquinas hidráulicas reversibles aplicadas a microcentrales hidroeléctricas..* Colombia: Universidad del Valle.

Paish, O., 2002. Small hydro power: technology and current status. *Elsevier. Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6(6), pp. 537-556.

Ramos, H., 2000. *Guidelines for Design of Small Hydropower Plants*. Primera ed. Belfast, North Ireland: WREAN (Western Regional Energy Agency & Network) and DED (Department of Economic Development).

Ramos, H. M., Borga, A. & Simao, M., 2009. New design solutions for low-power energy production in water pipe systems. *Water Science and Engineering*, 2(4), pp. 69-84.

- Ramos, H. M., Simao, M. & Kaloyan, K. N., 2012. Low-Head Energy Conversion: A Conceptual Design and Laboratory Investigation of a Microtubular Hydro Propeller. *International Scholarly Research Network*, 2012( ID 846206), p. 10.
- Ramos, H., Simao, M. & Borga, A., 2013a. Experiments and CFD Analyses for a new re-action microhydro propeller with five blades. *J. Energy Eng.*, 139(2), pp. 109-117.
- Ramos, H., Theyssier, C., Samora, I. & Schleiss, A., 2013b. Energy recovery in SUDS towards smart water grids: a case study. *Energy Policy*, 62(62), pp. 463-472.
- Rawal, S. & Kshisagar, J. T., 2007. *Numerical simulation on a pump operating in a turbine mode*, Baltimore Convention Center, Baltimore, Maryland: In Proceedings of the 23rd International Pump Users Symposium.
- Samora, I. y otros, 2016. Experimental characterization of a five blade tubular propeller turbine for pipe inline installation. *Elsevier. Renewable Energy*, 95(2016), pp. 356-366.
- Schleicher, W. y otros, 2014. Characteristics of a micro-hydro turbine. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 6(1).
- Shaw, C. T., 1992. Fluids in Motion. En: *Using computational fluid dynamics*. s.l.:Prentice Hall, pp. 10-19.
- Simpson, R. G. & Williams, A. A., 2006. *Application of computational fluid dynamics to the design of pico propeller turbines*, University of the District of Columbia, Washington DC, USA.: School of Engineering and Applied Sciences.
- Weijermars, R. y otros, 2012. Review of models and actors in energy mix optimization - can leader visions and decisions align with optimum model

strategies for our future energy systems?. *Energy Strategy Reviews*, 1(1), pp. 5-18.

White, F. M., 2003. *Fluid Mechanics*. Quinta ed. University of Rhode Island: McGRAW-Hill Inc..

## Apéndices

### Apéndice 1: Puntos de operación para los cuales se llevaron a cabo las simulaciones en CFD.

Para caídas de 10 m								
Velocidad rotacional (rpm)	Presión de entrada (Pa)	Flujo másico de salida (kg/s)						
		Condición 1	Condición 2	Condición 3	Condición 4	Condición 5	Condición 6	Condición 7
600	98000	725	750	775	800	825	850	875
700	98000	725	750	775	800	825	850	875
800	98000	725	750	775	800	825	850	875
900	98000	725	750	775	800	825	850	875
1000	98000	725	750	775	800	825	850	875
1100	98000	725	750	775	800	825	850	875
1200	98000	725	750	775	800	825	850	875
1300	98000	725	750	775	800	825	850	875
1400	98000	725	750	775	800	825	850	875
1500	98000	725	750	775	800	825	850	875
1600	98000	725	750	775	800	825	850	875
1700	98000	725	750	775	800	825	850	875
1800	98000	725	750	775	800	825	850	875
1900	98000	725	750	775	800	825	850	875
2000	98000	725	750	775	800	825	850	875

#### a) Para caídas de 10 m.

Para caídas de 12 m								
Velocidad rotacional (rpm)	Presión de entrada (Pa)	Flujo másico de salida (kg/s)						
		Condición 1	Condición 2	Condición 3	Condición 4	Condición 5	Condición 6	Condición 7
600	117500	725	750	775	800	825	850	875
700	117500	725	750	775	800	825	850	875
800	117500	725	750	775	800	825	850	875
900	117500	725	750	775	800	825	850	875
1000	117500	725	750	775	800	825	850	875
1100	117500	725	750	775	800	825	850	875
1200	117500	725	750	775	800	825	850	875
1300	117500	725	750	775	800	825	850	875
1400	117500	725	750	775	800	825	850	875
1500	117500	725	750	775	800	825	850	875
1600	117500	725	750	775	800	825	850	875
1700	117500	725	750	775	800	825	850	875
1800	117500	725	750	775	800	825	850	875
1900	117500	725	750	775	800	825	850	875
2000	117500	725	750	775	800	825	850	875

#### b) Para caídas de 12 m.

Para caídas de 14 m								
Velocidad rotacional (rpm)	Presión de entrada (Pa)	Flujo másico de salida (kg/s)						
		Condición 1	Condición 2	Condición 3	Condición 4	Condición 5	Condición 6	Condición 7
600	137000	725	750	775	800	825	850	875
700	137000	725	750	775	800	825	850	875
800	137000	725	750	775	800	825	850	875
900	137000	725	750	775	800	825	850	875
1000	137000	725	750	775	800	825	850	875
1100	137000	725	750	775	800	825	850	875
1200	137000	725	750	775	800	825	850	875
1300	137000	725	750	775	800	825	850	875
1400	137000	725	750	775	800	825	850	875
1500	137000	725	750	775	800	825	850	875
1600	137000	725	750	775	800	825	850	875
1700	137000	725	750	775	800	825	850	875
1800	137000	725	750	775	800	825	850	875
1900	137000	725	750	775	800	825	850	875
2000	137000	725	750	775	800	825	850	875

## c) Para caídas de 14 m.

Para caídas de 16 m								
Velocidad rotacional (rpm)	Presión de entrada (Pa)	Flujo másico de salida (kg/s)						
		Condición 1	Condición 2	Condición 3	Condición 4	Condición 5	Condición 6	Condición 7
600	157000	725	750	775	800	825	850	875
700	157000	725	750	775	800	825	850	875
800	157000	725	750	775	800	825	850	875
900	157000	725	750	775	800	825	850	875
1000	157000	725	750	775	800	825	850	875
1100	157000	725	750	775	800	825	850	875
1200	157000	725	750	775	800	825	850	875
1300	157000	725	750	775	800	825	850	875
1400	157000	725	750	775	800	825	850	875
1500	157000	725	750	775	800	825	850	875
1600	157000	725	750	775	800	825	850	875
1700	157000	725	750	775	800	825	850	875
1800	157000	725	750	775	800	825	850	875
1900	157000	725	750	775	800	825	850	875
2000	157000	725	750	775	800	825	850	875

## d) Para caídas de 16 m.

**Apéndice 2: Comparación de los resultados adimensionales.**

