

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE ESTADO DE MORELOS
INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS
CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

**ESTUDIO EXPERIMENTAL Y NUMÉRICO DE LA
TRANSFERENCIA DE ENERGÍA EN UNA
MICROTURBINA HIDRÁULICA DE FLUJO AXIAL**

TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:
**DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS con opción
terminal en TECNOLOGÍA MECÁNICA**

M.I.C.A. JORGE ALBERTO GALINDO LUNA

DIRECTORES:

Dr. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN.

Dra. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ.

SINODALES:

**Dr. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO, Dr. JOSÉ ALFREDO
RODRÍGUEZ RAMIRÉZ, Dr. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN, Dr. JOSÉ
OMAR DÁVALOS RAMIREZ, Dr. UZZIEL CALDIÑO HERRERA.**

CUERNAVACA, MORELOS

NOVIEMBRE, 2019

Votos aprobatorios.



INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

Defensa de Posgrado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas

"1919-2019: en memoria del General Emiliano Zapata Salazar"

Cuernavaca, Morelos, a 30 de septiembre de 2019.

DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ
COORDINADOR DEL POSGRADO EN
INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
PRESENTE

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS "ESTUDIO EXPERIMENTAL Y NUMÉRICO DE LA TRANSFERENCIA DE ENERGÍA EN UNA MICROTURBINA HIDRÁULICA DE FLUJO AXIAL" que presenta el alumno JORGE ALBERTO GALINDO LUNA, para obtener el título de DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS con opción terminal en TECNOLOGÍA MECÁNICA.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es:

NOMBRE	DICTAMEN	FIRMA
DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO	Aprobatorio	
DR. JOSÉ ALFREDO RODRÍGUEZ RAMÍREZ	Aprobatorio	
DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN		
DR. JOSÉ OMAR DÁVALOS RAMÍREZ (UACJ)	Aprobatorio	
DR. UZZIEL CALDIÑO HERRERA (UACJ)	Aprobatorio	
DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ	Aprobatorio	
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN	Aprobatorio	

PLAZO PARA LA REVISIÓN 20 DÍAS HÁBILES (A PARTIR DE LA FECHA DE RECEPCIÓN DEL DOCUMENTO)

NOTA. POR CUESTIÓN DE REGLAMENTACIÓN LE SOLICITAMOS NO EXCEDER EL PLAZO SEÑALADO, DE LO CONTRARIO LE AGRADECEREMOS SU ATENCIÓN Y NUESTRA INVITACIÓN SERÁ CANCELADA.

RESUMEN.

Año con año el número de habitantes aumenta de manera considerable, provocando que la demanda de los servicios sea cada vez mayor, la energía eléctrica es uno de los más importantes e indispensables en la vida diaria. La generación de energía es un tema de interés cada vez más destacado, por lo que se hace de mayor importancia los métodos y las formas con las cuales se puede llevar a cabo, hoy en día las fuentes de energía renovables son la opción más viable lo que hace que el estudio sobre ellas sea cada vez de mayor interés.

La forma más usual de obtener la energía hidráulica es mediante el uso de una turbomáquina, la cual es un dispositivo en el cual la transferencia de energía se realiza entre el fluido de trabajo y un elemento mecánico rotatorio, son una alternativa probada, específicamente las turbinas hidráulicas se han implementado para generación de energía en pequeñas y grandes centrales hidroeléctricas, actualmente se están utilizando para uso doméstico y en zonas rurales donde la red eléctrica no se encuentra disponible, por lo que el desarrollo e implementación de esta tecnología ha tomado auge. Las turbinas micro-hidráulicas de potencia son una de las tecnologías más rentables y fiables de energía renovables con un alto grado de previsibilidad.

En el presente trabajo se desarrolló la metodología para llevar a cabo la construcción de una Micro Turbina Hidráulica de flujo axial tomando como base una geometría propuesta, la herramienta de dinámica de fluidos computacional con la cual se predijo su comportamiento bajo ciertas condiciones de operación, un banco de pruebas el cual cuenta con un circuito hidráulico, la manufactura de la Micro Turbina una vez evaluada y terminar obteniendo un modelo teórico al cual se le realizaron pruebas a distintas cargas.

ABSTRACT.

Year after year the number of inhabitants increases considerably, causing the demand for services to be increasing, electrical energy is one of the most important and indispensable in daily life. The generation of energy is an increasingly prominent topic of interest, which is why the methods and ways in which it can be carried out become more important, today renewable energy sources are the most viable option It makes the study of them increasingly of interest.

The most common way to obtain hydraulic energy is by using a turbomachine machine, which is a device in which the transfer of energy is carried out between the working fluid and a rotating mechanical element, they are a proven alternative, specifically turbines Hydraulics have been implemented for power generation in small and large hydroelectric power plants, they are currently being used for domestic use and in rural areas where the power grid is not available, so the development and implementation of this technology has boomed. Micro-hydraulic power turbines are one of the most profitable and reliable renewable energy technologies with a high degree of predictability.

In the present work the methodology was developed to carry out the construction of an axial flow Micro Hydraulic Turbine based on a proposed geometry, the computational fluid dynamics tool with which its behavior was predicted under certain operating conditions, a test bench which has a hydraulic circuit, the manufacture of the Micro Turbine once evaluated and end up obtaining a theoretical model to which tests were performed at different loads.

AGREDECIMIENTOS

Al **CONACYT** por el apoyo económico y el trabajo para elevar la educación en México.

Al **Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas** por permitirme realizar mis estudios de Doctorado en sus instalaciones.

Al Dr. **Juan Carlos García Castrejón** y a la Dra. **Laura Lilia Castro Gómez** por su dirección y la oportunidad de alcanzar una meta más en mi formación profesional.

Al Honorable comité evaluador: Dr. **Miguel Ángel Basurto Pensado**, Dr. **José Alfredo Rodríguez Ramírez**, Dr. **Gustavo Urquiza Beltrán**, Dr. **José Omar Dávalos Ramírez** y al Dr. **Uzziel Caldiño Herrera** por su tiempo y sugerencias para enriquecer éste trabajo.

A mis compañeros **Jonathan Ibarra**, **José Alfredo Ariza**, **Oscar Tenango**, **Elba Reynoso**, **Luis Mixquititla**, **Cesar Varela**, **Arturo**, **German Téllez**, **Erick Omar Castañeda**, **Rogelio Martinez** por su amistad y apoyo incondicional.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

Gloria Luna Vargas y Juan Galindo Sarminas

Por su labor incansable, su ejemplo y su amor.

A MIS ABUELOS

Reynalda Sarminas[†] y Francisco Galindo[†]

Por su apoyo, confianza y sus consejo invaluable.

A MIS HERMANOS

Yuri, Mayra y Juan Carlos

Por la complicidad de la infancia y su apoyo incondicional en el presente.

A MI FAMILIA

Por la confianza depositada.

Lista de productos

Revista

Jorge A. Galindo-Luna, Juan C García-Castrejón, Laura L. Castro-Gómez, Gustavo Urquíza-Beltrán, José. M Rodríguez-Lelis. “MECHANICAL POWER VARIATION IN A HYDRAULIC MICROTURBINE REGARDING THE NUMBER OF BLADES” DYNA, 92, no.5, (2017), 503-506.

ÍNDICE

1 ANTECEDENTES.....	14
1.1 Introducción.....	15
1.2 Turbomáquinas.....	16
1.3 Dinámica de fluidos computacional.....	16
1.4 Energía hidroeléctrica.....	17
1.5 Justificación.....	22
1.5.1 Objetivo general.....	22
1.5.2 Objetivos particulares.....	22
2 MARCO TEÓRICO.....	24
2.1 Turbinas hidráulicas.....	25
2.2 Modelos de turbulencia.....	26
2.2.1 Modelos estándar $k - \varepsilon$	26
2.2.2 Modelo estándar $k - \omega$	29
3 METODOLOGÍA.....	31
3.1 Estudio numérico.....	32
3.1.1 Pre-procesamiento.....	32
3.1.2 Procesamiento.....	39
3.2 Estudio experimental.....	41
3.2.1 Banco de pruebas.....	42

3.2.2 Cálculo de esfuerzos en el banco de pruebas.....	43
3.2.3 cálculo de presión en tubería de circuito hidráulico.....	45
3.2.4 Construcción del circuito hidráulico.....	47
3.2.5 Manufactura de los componentes de la Micro Turbina Hidráulica (MTH).....	53
3.2.6 Sección de zona de pruebas de la MTH.....	59
3.2.7 Micro Turbina Hidráulica para modelo teórico.....	60
4 RESULTADOS.....	63
4.1 Resultados numéricos del modelo.....	64
4.1.1 Valores determinados mediante CFD para la Variación del Número de Álabes en el Rodete (VNAR).....	64
4.1.2 Valores determinados mediante CFD para la Variación del Número de Álabes en la Tobera (VNAT).....	64
4.2. Mediciones experimentales en la MTH (Prototipo).....	71
4.3. Estudio de CDF para la MTH experimental (Modelo teórico).....	75
5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	78
5.1 Conclusiones.....	79
5.2 Recomendaciones.....	79
6 REFERENCIAS.....	80
7 ANEXOS.....	83

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1 Clasificación de las turbinas hidráulicas según se capacidad y alimentación.....	18
Tabla 3.1. Número de elementos y nodos de las 8 geometrías.....	38
Tabla 3.2. Condiciones asignadas a las partes de cada dominio.....	40
Tabla 3.3. Índice de convergencia de malla en porcentaje para los 8 arreglos geométricos.....	41
Tabla 4.1 Valores de Torque y la Potencia mecánica calculados para la Micro Turbina Hidráulica utilizando el disco de 3.5 kg.....	75
Tabla 4.2 Valores de Torque y la Potencia mecánica calculados para la Micro Turbina Hidráulica utilizando el disco de 1.5 kg.....	75
Tabla 4.3. Valores de torque y potencia mecánica obtenidos de las simulaciones realizadas al modelo teórico.....	75

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Capacidad instalada en México por tipo de tecnología.....	15
Figura 3.1. Diagrama de flujo para el estudio numérico.....	33
Figura 3.2. Dimensiones de la geometría de las toberas en la microturbina hidráulica de flujo axial.....	34
Figura 3.3. Dimensiones de la geometría del rodete en la microturbina hidráulica de flujo axial.....	35
Figura 3.4. Partes que conforman la geometría de la microturbina.....	35
Figura 3.5. Geometrías de la Micro Turbina Hidráulica, A)MTH4T12R, B)MTH6T12R, C)MTH8T12R, D)MTH10T12R, E)MTH12T12R, F)MTH14T12R, G)MTH16T12R, H)MTH18T12R.....	37
Figura 3.6. Muestras de la discretización en la pared del cubo del de la microturbina en cada geometría evaluada.....	39
Figura 3.7. Diseño y medidas del banco de pruebas.....	42
Figura 3.8. Circuito hidráulico y elementos utilizados para su elaboración, indicando su posición.....	48
Figura 3.9. Enderezador de flujo. A) Dimensiones y distribución de orificios, B) Elemento manufacturado, acoplado y sujetado con bridas.....	50
Figura 3.10. Línea de tendencia de la calibración del transductor presión 6304.....	51
Figura 3.11. Línea de tendencia de la calibración del transductor de presión 108.....	51
Figura 3.12. Instrumentos utilizados para medir, adquisición y obtener los valores de presión.....	52

Figura3. 13. Estructura y circuito hidráulico para pruebas experimentales...	53
Figura 3.14. Cubo y corona de la tobera con 4 álabes fijos.....	54
Figura 3.15. Punta de la tobera con 4 puntos de unión al cubo de la tobera.	54
Figura 3.16. Tobera de la MTH con una configuración de 16 álabes.....	55
Figura 3.17. Rodete con configuración de 18 álabes.....	56
Figura 3.18. Tres partes del componente que alberga la transmisión. A) Cuerpo, B) Tapa y C) Cilindro 1.....	57
Figura 3.19. Dos de las cinco partes del componente que alberga la transmisión. A) Cilindro 2 y B) Punta.....	57
Figura 3.20. Ensamble del componente que alberga la transmisión.....	58
Figura 3.21. Modelo teórico de la Micro Turbina Hidráulica con una configuración de 8 álabes en Tobera y 9 álabes en Rodete.....	58
Figura 3.22. Zona de pruebas de la Micro Turbina Hidráulica ilustrando el eje que sale de la transmisión y los puntos donde se medirá la presión.....	59
Figura 3.23. Zona de medición de presión y velocidad rotacional así como los instrumentos utilizados.....	60
Figura 3.24. Micro Turbina Hidráulica del modelo teórico y discretización de la zona raíz de los tres componentes, los álabes son mostrados para ubicar a los 3 componentes.....	61
Figura 3.25. Dominio de la zona de prueba ilustrando los componentes de la Micro Turbina Hidráulica y las dimensiones a lo largo de esta.....	62
Figura 4.1. Comparación de los contornos de velocidad absoluta (sección de las toberas) y velocidad relativa (sección del rodete) en tres modelos	

geométricos con diferente número de álabes en tobera, A) 4 álabes, B) 8 álabes y C) 18 álabes.....	65
Figura 4.2. Comparación de los contornos de presión estática en tres de las geometrías evaluadas (con diferente número de alabes en la tobera), A) 4 álabes, B) 8 álabes y C) 18 álabes.....	66
Figura 4.3. Comparación de los vectores de velocidad absoluta en las toberas y velocidad relativa en el rodete en tres de las geometrías evaluadas con diferente número de álabes en tobera, A) 4 álabes, B) 8 álabes y C) 18 álabes.....	67
Figura 4.4. Líneas de corriente mostrando el comportamiento y la velocidad del fluido en tres de las geometrías evaluadas, A) 4 álabes, B) 8 álabes y C) 18 álabes.....	68
Figura 4.5. Comportamiento del torque con respecto al número de álabes en la tobera en las distintas geometrías evaluadas.....	69
Figura 4.6. Gráfica de los valores obtenidos de la potencia de acuerdo al número de álabes en la tobera.....	70
Figura 4.7. Gráfica de valores de eficiencia con respecto al número de álabes en cada geometría evaluada.....	71
Figura 4.8. Instalación de los transductores de presión en la zona de prueba, colocados en la entrada (108) y salida (6304).....	72
Figura 4.9. Valores de presión obtenidos en los puntos de operación de la bomba, iniciando de 35 Hz hasta 59 Hz.....	72
Figura 4.10. Medición de la velocidad angular en una de las pruebas realizadas usando un disco con una masa de 3.5 kg.....	73
Figura 4.11. Velocidad angular con respecto al caudal y disco utilizado.....	74

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

1.1 Introducción

Año con año el número de habitantes aumenta de manera considerable, provocando que la demanda de los servicios sea cada vez mayor, la energía eléctrica es uno de los más importantes e indispensables ya que resuelve necesidades tan básicas como el de encender una lámpara, es utilizada por todos los que cuentan con ella para mejorar sus condiciones de vida hasta las grandes industrias que cuentan con equipos con los que realizan distintos procesos.

La generación de energía es un tema de interés cada vez más destacado, por lo que se hace de mayor importancia los métodos y las formas con las cuales se puede llevar a cabo, hoy en día las fuentes de energía renovables son la opción más viable, por lo que los estudios en este campo llaman el interés de los investigadores, dentro de las fuentes de energía renovables se encuentra la hidráulica, de acuerdo a lo reportado en el Programa de Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional (PRODESEN) 2019-2033 la capacidad de generación de CFE, de los Productores Independiente de Energía (PIE) y del resto de los permisionarios a Diciembre del 2018 fue de 70,053 MW y la hidroeléctrica representaba el 18% que la hace ser la segunda con mayor aportación como se ilustra en la Figura 1 [1].

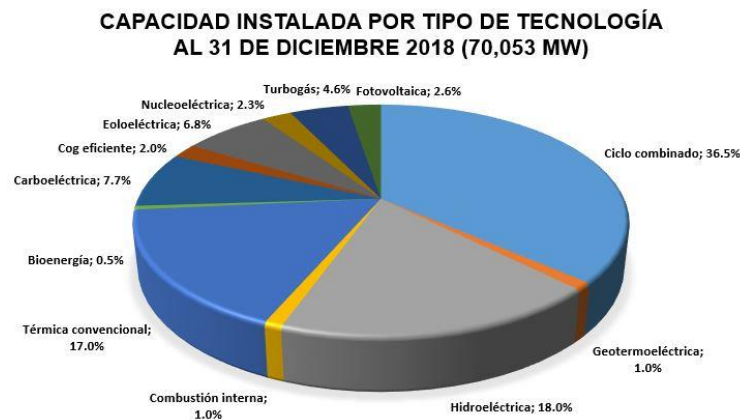


Figura 1. Capacidad instalada en México por tipo de tecnología.

1.2 Turbomáquinas

La forma más usual de obtener la energía hidráulica es mediante el uso de una turbomáquina, la cual es un dispositivo en el cual la transferencia de energía se realiza entre el fluido de trabajo y un elemento mecánico rotatorio [2]. Estas se pueden clasificar en bombas o turbinas, en las cuales la energía se suministra o se extrae mediante una flecha rotatoria. Se les llama bomba a los dispositivos que absorben energía, porque la energía se les debe suministrar y transfieren la mayor parte de esta energía al fluido. Por otro lado las turbinas son dispositivos que producen energía porque extraen la energía del fluido y transforman la mayor parte de esa energía a una forma de energía mecánica.

Con base en una geometría calculada y con la metodología reportada en este trabajo se llevara a cabo el maquinado, instalación así como algunas pruebas para medir su desempeño.

1.2 Dinámica de fluidos computacional

La dinámica de fluidos computacional (o CFD, acrónimo de las palabras en inglés “Computational Fluid Dynamics”) es una herramienta para la predicción de flujo de fluidos, transferencia de calor y masa, las reacciones químicas y los fenómenos conexos resolviendo numéricamente el conjunto de ecuaciones matemáticas que rigen, la conservación de masa, momento, energía, efectos de las fuerzas de cuerpos, etc. [3], consiste en el análisis del movimiento de los fluidos mediante simulaciones con ordenadores, su objetivo es la búsqueda de la solución aproximada de las ecuaciones que gobiernan el movimiento de los fluidos, discretizando o dividiendo el dominio del cálculo en pequeños elementos y resolviendo allí dichas ecuaciones.

Para llevar a cabo la discretización espacial del dominio existen varios métodos como el de diferencias finitas, volumen finito y el de elemento finito. Para llevar a cabo el análisis de la microturbina se utilizó el método de Volumen

Finito (VF), el cual utiliza la forma integral de las ecuaciones de conservación como su punto de partida. El dominio de la solución se subdivide en un número finito de volúmenes de control contiguos y las ecuaciones de conservación se aplican a cada volumen de control.

El método VF puede adaptarse a cualquier tipo de malla, lo que es adecuado para geometrías complejas. La malla sólo define los límites de volumen de control y no necesita estar relacionado con un sistema de coordenadas. [4].

1.4 Energía hidroeléctrica

En las zonas urbanas el porcentaje de la población que tiene acceso a la electricidad es alto, debido al bajo costo de la conexión a la red. En zonas rurales, sin embargo, el acceso es limitado debido al alto costo de extender las redes de los centros de población de baja densidad [5]. Estas fuentes limpias y renovables de energía tienen un alto potencial en muchas regiones del mundo y una planificación integral se debe hacer para desarrollar plantas micro-hidroeléctricas especialmente en las aldeas remotas.

La energía hidroeléctrica es una prometedora fuente de energía renovable. Esta se convierte en energía eléctrica a través de turbinas hidráulicas [6]. Pequeños sistemas de generación de potencia hidrocínética (SHPGS's) son relativamente pequeñas fuentes de potencia que son apropiadas en algunos casos para usuario individuales o grupos de usuarios quienes son independientes de la red de electricidad. Las turbinas de potencia reducida se denominan microturbinas, y son de potencias menores a 100 kW, [7]

Tabla 1.1 Clasificación de las turbinas hidráulicas según se capacidad y alimentación (7).

Hidro generación	Capacidad	Alimentación
Grandes	Más de 100 MW	Red eléctrica nacional
Pequeñas	Arriba de 25 MW	Red eléctrica nacional
Mini	Abajo de 1 MW	Micro red eléctrica
Micro	Entre 6 y 100 kW	Pequeñas comunidades o áreas industriales remotas
Pico	Arriba de 5 kW	Domésticas y pequeñas cargas comerciales

Se cree que las microhidráulicas podrían dar lugar a la generación de energía más barata y sin las perturbaciones ambientales, en comparación con la producida por la planta hidroeléctrica de gran escala y centralizada. En comparación con esta, pequeñas, micro, nano instalaciones de generación de energía hidroeléctrica pueden ser construidas a un costo menor y tienen más saltos hidráulicos que pueden ser candidatos para la construcción de instalaciones para turbinas micro-hidráulicas.

Las turbinas micro-hidráulicas de potencia son una de las tecnologías más rentables y fiables de energía renovables con un alto grado de previsibilidad. Es una tecnología duradera y robusta y sistemas puede durar fácilmente durante más de 50 años. El sistema de Micro-hidro energía es una de las opciones de conversión de energía disponible más respetuosas del medio ambiente. A diferencia de las hidroeléctricas de gran escala, estas no pretenden interferir significativamente con el flujo de los ríos [8].

El potencial de las mini / micro centrales no han sido plenamente utilizado para la generación de energía debido a su alto costo de capital. Este alto costo se debe principalmente al costo de los equipos. Con el fin de hacer frente al rápido aumento de la demanda de energía, la reducción de costos de estas plantas es necesario [9].

Se han realizado estudios en lugares donde se han implementado las microturbinas, los cuales son hogares en áreas rurales, en donde el costo promedio de la electrificación es de 2000 dólares, estos serán capaces de tener acceso a la electricidad si se fija el amplio pago del costo y la tasa de interés de la electrificación [10].

Estudios en los que presentan el aspecto del diseño y el aprovechamiento probabilístico para la evaluación de confiabilidad de generación de fuentes alternativas: aguas residuales municipales basadas en Plantas de Potencia Micro Hidráulicas (MHPP), donde se presentan las curvas de duración de flujo diario y anual que han sido obtenidas para diseño, instalación, desarrollo, análisis científico y evaluaciones de confiabilidad de la MHPP [11].

En el año 2009, Alexander et. Al [12], Reportan la realización de un estudio experimental donde describen el diseño de cuatro diferentes flechas de turbinas micro hidráulicas de flujo axial de velocidad específica (N_s) a alturas entre 4 y 9 metros de $N_s=176, 242, 355$ y 544 , y sus aplicaciones para un rango más amplio de caídas. Las microturbinas evaluadas no cuentan con alabes guía (tobera) debido al paso de residuos. Los cuatro modelos evaluados fueron escalados, para una salida de 1kW y una velocidad específica de 1500 rpm. Los resultados indican que la turbina $N_s 544$ es el modelo menos eficiente, operando a una máxima eficiencia hidráulica del 68%, mientras que $N_s 242$, es el modelo más eficiente, operando a una máxima eficiencia hidráulica de 74%, los alabes de las turbinas son planos, además manufacturadas simplificadaamente.

En 2009, Ramos et. Al [13], llevaron a cabo un análisis en turbomáquinas con rotor dinámico, basándose en los fundamentos matemáticos y físicos, así como en los de la dinámica de fluidos computacional (CFD) asociados a la interacción entre las condiciones de flujo y operación del sistema. Se utilizó el modelo $k - \varepsilon$, se analizaron los dispositivos de hélice axial entre los cuales se encuentra dos microturbinas. Las cuales cuentan con la misma geometría pero con distinto número de alabes y condiciones de operación. Las cuales cuentan con 4 y 5 alabes en el rodete. La micro de 5 alabes reporta una potencia mecánica de 7.660 kW y eficiencia máxima de y 97%, operando a 8.77 m de caída a 0.092 m³/s y 1146 rpm. En cuanto a la de 4 alabes, alcanza una potencia mecánica de 5.510 kW, eficiencia máxima de 97%, operando a 5.32 m a 0.109 m³/s y 1000 rpm.

Singh y Nestmann en 2009 [14], llevaron a cabo un estudio experimental usando una microturbina de flujo axial, en la cual se le realizan diversas modificaciones en el ángulo de salida del álabe, estas modificaciones se realizaron en dos pasos. En el primer paso se disminuyó el ángulo de entrada del álabe de 85° a 77°, en el segundo paso de volvió a reducir el ángulo de entrada esta vez de 77° a 74°, dando resultados positivos, ya que reportan una potencia del eje de 810 watts a una caída de 1.75 m y 900 rpm, consumiendo 64 l/s de agua con una eficiencia operativa de 73.9%. Mencionan que la influencia de la proporción banda corona y el número de alabes en el rendimiento del rotor es un tema de investigación muy importante de micro-propulsores hidráulicos de caídas bajas.

Singh y Nestmann en 2010 [15], presentan resultados experimentales de la relación entre el ángulo de la punta a la salida, la descarga a través de la turbina, la potencia de la flecha y la eficiencia. Las modificaciones son implementadas en dos diferentes rodetes de flujo axial. Los resultados de la modificación en la salida de la punta en cada uno de los tres rodetes muestran que la reducción del ángulo en la salida de la punta del álabe incrementa el

flujo y la potencia de salida del eje, y positivamente afecta la eficiencia en condiciones de velocidad y altura constantes en la parte de carga en condiciones de operación.

Singh y Nestmann en 2011 [16], reportan los resultados experimentales en 3 rodetes, en los cuales se aumentó el número de alabes, la eficiencia del rodete se redujo drásticamente debido al cambio en la dirección del vector de flujo relativo a la salida del rodete que disminuyó el impulso de rotación neta y el aumento de la axial la velocidad de flujo. La disminución de la altura de la hoja en el otro lado disminuye el coeficiente global de pérdida del rodete de manera drástica. El estudio concluyó que la influencia del número de alabes es más dominante en comparación con la de la altura del álabe y que la elección del número de alabes debe hacerse cuidadosamente.

En 2012, Ramos et. al [17], Llevo a cabo un estudio experimental para validar el diseño de una microturbina de flujo axial, de tipo tubular, dicha micro fue escalada con un estudio de similaridad. Reporta una eficiencia máxima entre 65 y 70 en simulación y 65 y 80 en experimental, en el caso de la potencia mecánica de 8 W en simulación y 10 kW en prueba. Este artículo refuerza la importancia de usar una amplia evaluación y análisis computacional el cual guiara el diseño de nuevas soluciones de energía para sistemas micro-hidro. Esta solución es una pronta respuesta para cubrir la falta de energía en zonas rurales o aisladas, o en sistemas presurizados para transporte de agua.

En 2014, Huang et. al [18], Reportan la utilización de microturbinas hidráulicas con estructura vertical, la factibilidad de la potencia de la micro hidráulica fue explorada en canales existentes o canales de riego. En el canal Shimen en Taoyuan, Taiwán, 100 microhidro eléctricas de eje vertical son usadas para evaluaciones de rendimiento operacional de plazos cortos.

1.5 Justificación

La generación de energía es uno de los principales problemas en el mundo debido al aumento de la población, sin embargo los métodos actuales de generación no son suficientes para cubrir esta demanda, la implementación de energías renovables es una alternativa viable, dentro de estas energías se encuentra la hidráulica la cual puede obtenerse de los mares, ríos o de desagües, entre otros.

Las turbomáquinas son una alternativa probada, específicamente las turbinas hidráulicas se han implementado para generación de energía en pequeñas y grandes centrales hidroeléctricas, actualmente se están utilizando para uso doméstico y en zonas rurales donde la red eléctrica no se encuentra disponible, por lo que el desarrollo e implementación de esta tecnología ha tomado auge.

1.5.1 Objetivo general

Realizar el estudio experimental y numérico de la transferencia de energía en una microturbina hidráulica de flujo axial.

1.5.2 Objetivos particulares

- Diseño y construcción del banco experimental.
- Diseñar diferentes configuraciones de la sección de las toberas.
- Diseño de la sección del difusor.
- Determinación numérica para las configuraciones de la sección de las toberas.

- Determinación numérica para la sección del difusor.
- Medición de las configuraciones de la microturbina hidráulica.
- Comparar resultados numéricos y experimentales.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 Turbinas hidráulicas

La energía hidráulica se puede generar con el uso de las turbinas, las cuales podemos clasificar en dos amplias categorías, las de desplazamiento positivo y dinámicas, las primeras funcionan cuando el fluido entra a un volumen cerrado haciendo girar una flecha. Las turbinas dinámicas son utilizadas para medir flujo y para producir potencia, se clasifican en dos tipos: impulso y reacción. En las turbinas de impulso, el fluido se envía por una tobera aceleradora de modo que la mayor parte de su energía mecánica se convierte en energía cinética. En el caso de las turbinas de reacción, constan de álabes fijos, álabes móviles y álabes del rotor [19].

Las turbinas hidráulicas permiten la transferencia de energía del agua a un rotor provisto de álabes, mientras el flujo pasa a través de éstos. Cuando el agua por el rotor se efectúa en dirección radial, las máquinas se llaman radiales mientras que cuando el paso entre los álabes se hace en la dirección del eje de la máquina se les llama axiales [20].

Los componentes principales de una turbina tubular son las toberas (distribuidor) y el rodete.

El distribuidor, imprime al agua la dirección de flujo necesario en una zona libre de vórtices, la cual precede al rotor. Esto propicia el ataque adecuado del fluido a los álabes del rotor para una transferencia de energía eficaz.

El rotor de la turbina, de forma de hélice está construido por un robusto eje o cubo cuyo diámetro es del orden del 40% al 50% del diámetro total en el extremo de los álabes. Sobre este eje van empotrados los álabes encargados de efectuar la conversión de energía del fluido al eje de la turbina [20].

2.2 Modelos de turbulencia

Un número de modelos han sido desarrollados para ser usados para aproximar la turbulencia, basados en las ecuaciones Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS por sus siglas en inglés). Algunas tienen aplicaciones muy específicas, mientras que otros se pueden aplicar a una clase más amplia de los flujos con un grado razonable de confianza. Los modelos se pueden clasificar como modelos de estrés Reynolds o Viscosidad de Eddy. Los siguientes modelos de turbulencia basados en las ecuaciones RANS están disponibles en CFX [21].

- Modelos de viscosidad de Eddy.
 - Modelo de la ecuación cero
 - Modelo estándar $k - \varepsilon$
 - Modelo RNG $k - \varepsilon$,
 - Modelo estándar $k - \omega$
- Modelo de estrés de Reynolds

2.2.1 Modelos estándar $k - \varepsilon$

Uno de los modelos de turbulencia más prominentes, es el modelo $k - \varepsilon$, este ha sido implementado en propósitos más generales de los códigos de CFD y es considerado en los modelos estándares industriales. Este se probó en régimen estable, régimen robusto numérico y regímenes bien fundamentados de capacidades predictivas. Para propósitos de simulaciones generales, el modelo $k - \varepsilon$ oferta un buen compromiso en términos de robustez y precisión.

Dentro de CFX, el modelo turbulento $k - \varepsilon$ usa la función de paredes escalables acercándose a mejorar la robustez y precisión cuando la malla cerca de las paredes es muy fina. La función de mallas escalables da

soluciones arbitrariamente finas cerca de las paredes de la malla. El cual es significativamente mejor sobre el de funciones de paredes estándar [21].

Las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y escalares se presentarán en coordenadas cartesianas. Para mayor comodidad, un volumen de control fijo será considerado representa el volumen de control y S su superficie.

La forma integral de la ecuación de conservación de la masa (continuidad) se deduce directamente de la ecuación de volumen de control, estableciendo.

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

Al aplicar el teorema divergente de Gauss para el término de convección, podemos transformar la integral de superficie en un volumen integral. Permitiendo al volumen de control convertirse infinitesimalmente en pequeños cables que conduce a una forma diferencial de coordenadas-libre de la ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.2)$$

Esta forma puede ser transformada en una forma específica a un determinado sistema de coordenadas, proporcionando la expresión para el operador de divergencia en ese sistema. En forma cartesiana esta ecuación es.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.3)$$

Donde x_i ($i = 1, 2, 3$) o (x, y, z) son las coordenadas cartesianas y u_i o (u_x, u_y, u_z) son las componentes cartesianas del vector de velocidad u [21].

Ecuación de cantidad de movimiento en coordenadas cartesianas.

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i \quad (2.4)$$

La siguiente notación se utiliza a menudo en literatura para describir la parte viscosa del tensor de tensiones (τ_{ij}):

$$\tau_{ij} = -\left(p + \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j}\right) \delta_{ij} \quad (2.5)$$

Donde δ_{ij} es el símbolo de Kronecker ($\delta_{ij} = 1$ si $i = j$ y $\delta_{ij} = 0$ de otra manera)

Donde g_i es la componente de la aceleración gravitacional g en la dirección de la coordenada cartesiana x_i . Para el caso de densidad y gravedad constantes, el término ρg puede escribirse como $(\rho g \cdot r)$, donde r es la posición del vector, $r = x_i i_i$ (usualmente, la gravedad se asume que actúa en la dirección negativa $-z$). Entonces $-\rho g_z z$ es la presión hidrostática, esto es conveniente y para solución numérica más eficiente para definir $\tilde{p} = p - \rho g_z z$ como la cabeza y usarla en lugar de la presión. El término ρg_i desaparece de la ecuación anterior. Si se necesita la presión actual, uno solamente agrega $\rho g_z z$ a \tilde{p} .

Puesto que sólo el gradiente de la presión aparece en la ecuación, el valor de la presión absoluta no es importante excepto en los flujos compresibles.

$$\mu = \mu_{eff} - \mu_t \quad (2.6)$$

μ_{eff} es la viscosidad efectiva para la turbulencia y μ_t es la viscosidad turbulenta. El modelo $k-\varepsilon$ asume que la viscosidad turbulenta está ligada a la energía cinética turbulenta y a la disipación vía la relación.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.7)$$

Donde C_μ es una constante igual a 0.09.

Los valores de k y ε vienen directamente de las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta y el rango de disipación de la turbulencia.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 3} P_{\varepsilon b}) \quad (2.9)$$

Donde $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k y σ_ε son constantes. Y P_k es la producción de turbulencia debida a las fuerzas de viscosidad el cual se modela de la siguiente manera.

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (2.10)$$

Para flujos incompresibles ($\partial U_k / \partial x_k$) es muy pequeño y el segundo término a la derecha de la ecuación (2.9) no contribuye significativamente en la producción de turbulencia [21].

2.2.2 Modelo estándar $k - \omega$

Ecuación de la continuidad.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.11)$$

Ecuación de momento.

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij}^{eff}) + \bar{G}_i \quad (2.12)$$

$$\tau_{ij}^{eff} = -\bar{p} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \quad (2.13)$$

El último término en la ecuación (2.13) es el tensor de esfuerzos de Reynolds que se modela por un modelo turbulencia. Para la turbulencia se tomó en consideración usar el modelo de turbulencia $k-\omega$, para lo cual se introducen dos nuevas variables dentro del sistema de ecuaciones.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) + S_M \quad (2.15)$$

Donde μ_{eff} es la viscosidad efectiva para la turbulencia y está definida por.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (2.16)$$

p' es la presión definida por.

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (2.17)$$

El modelo $k-\omega$ asume que la viscosidad turbulenta (μ_t) está ligada a la energía cinética turbulenta y a la frecuencia turbulenta vía la relación:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.18)$$

Tanto k como ω se determinan con las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta y la frecuencia turbulenta

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (2.20)$$

β' , α , β , σ_k , σ_ω y σ_ϵ son constantes y P_k es la tasa de producción de turbulencia debida a las fuerzas de viscosidad, el cual se modela de la siguiente manera:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (2.21)$$

Para flujos incompresibles ($\partial U_k / \partial x_k$) es muy pequeño y el segundo término a la derecha de la ecuación (2.19) no contribuye significativamente en la producción de turbulencia [21].

CAPÍTULO 3

METOLOGÍA

Debido a que este proyecto de investigación es un estudio numérico-experimental en este capítulo se indican las metodologías numérica y experimental para alcanzar los objetivos del proyecto.

3.1. Estudio numérico

3.1.1. Pre-Procesamiento

Geometría de la microturbina.

En el diagrama de flujo de la Figura 3.1 se muestran las etapas que se realizan en los cálculos numéricos de CFD. En este proyecto la geometría de la turbina fue obtenida del proyecto de tesis de maestría un trabajo de investigación realizado por Ariza [22], las dimensiones de las toberas y del rodete son mostradas en la Figura 3.2 y 3.3, las cuales se determinaron para trabajar con un flujo másico constante.

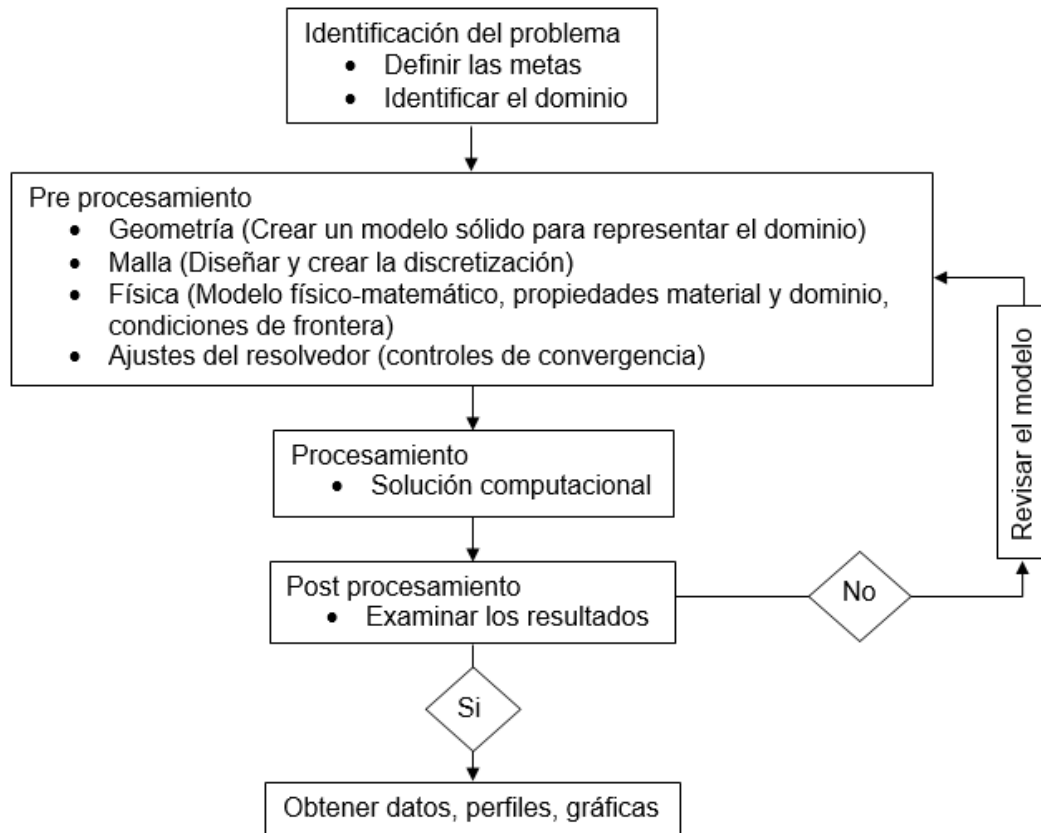


Figura 3.1. Diagrama de flujo para el estudio numérico.

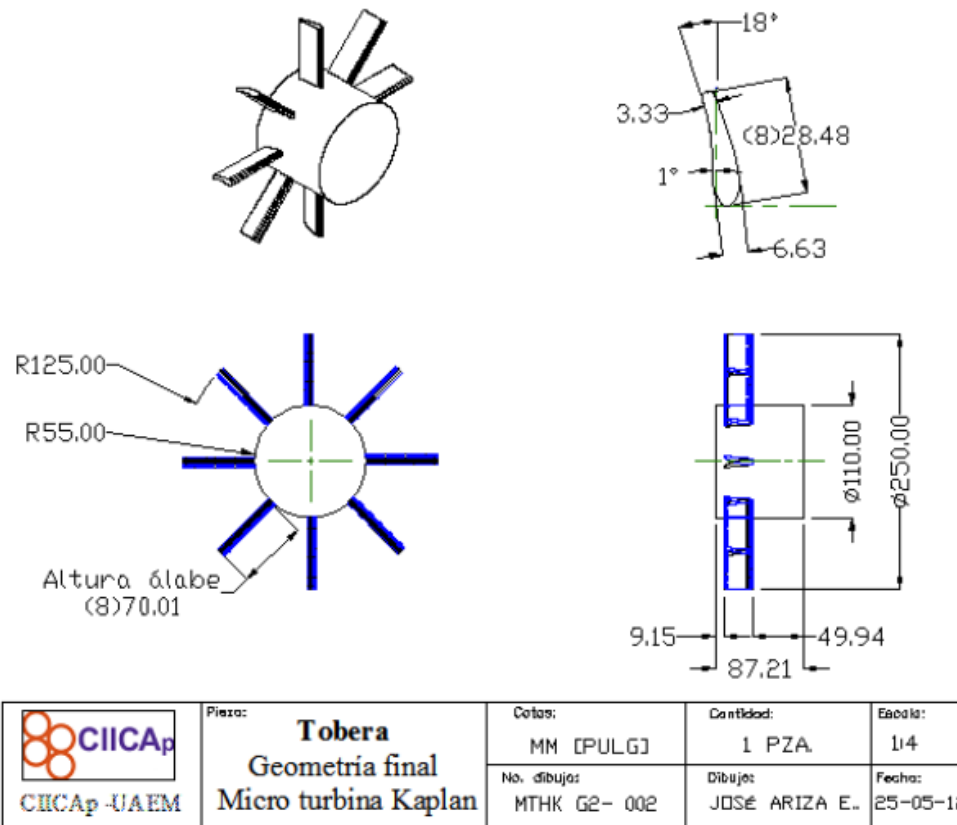


Figura 3.2. Dimensiones de la geometría de las toberas en la microturbina hidráulica de flujo axial [22].

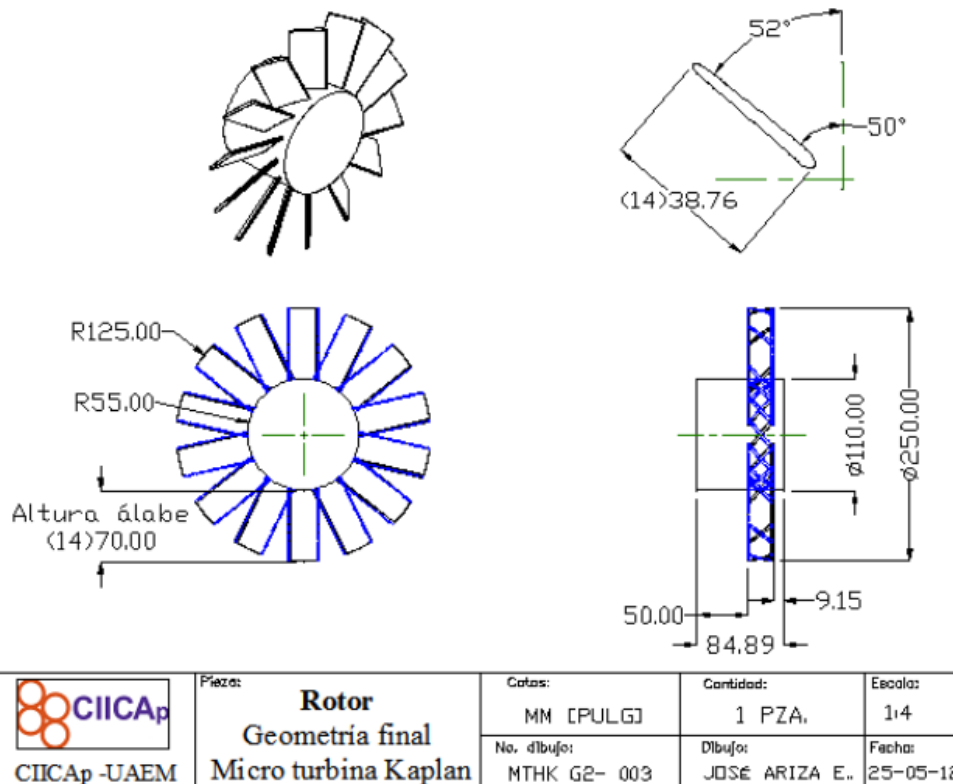


Figura 3.3. Dimensiones de la geometría del rodete en la microturbina hidráulica de flujo axial [22].

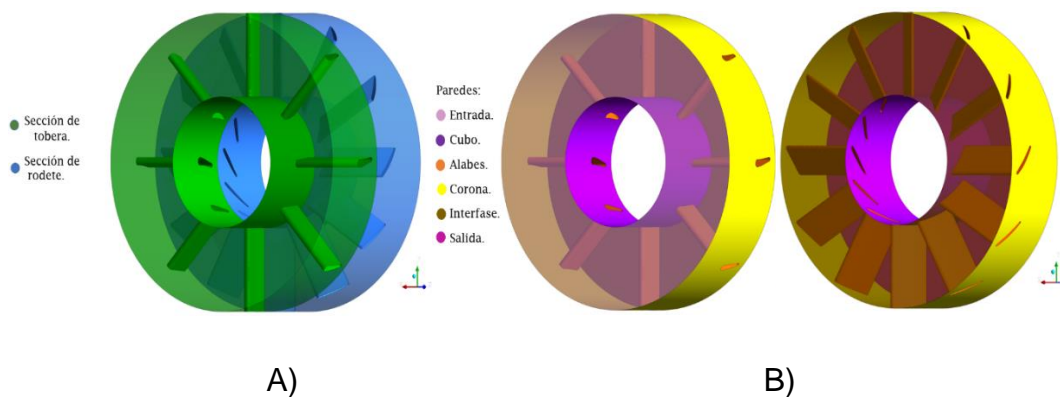


Figura 3.4. Partes que conforman la geometría de la microturbina.

Punto óptimo variando el número de álabes en la tobera.

Utilizando los planos mostrados en la Figura 3.2 se realizaron nuevos arreglos geométricos variando el número de álabes en la tobera, comenzando desde 4 álabes hasta 18 con incrementos de 2 álabes y dejando el rodete con 12 álabes para cada una de las configuraciones.

Geometría.

La geometría de la tobera y la del rodete fueron realizadas en el programa BladeGen de ANSYS 15.0., para la geometría de la Micro-Turbina Hidráulica con 4 álabes en tobera y 12 álabes en rodete la designamos como MTH4T12R, el número después de la H indica el número de álabes en cada tobera.

La Figura 3.5 muestra la geometría de la microturbina hidráulica con la variación del número de álabes en la sección de la tobera, partiendo desde la geometría con 4 álabes hasta la de 18 álabes.

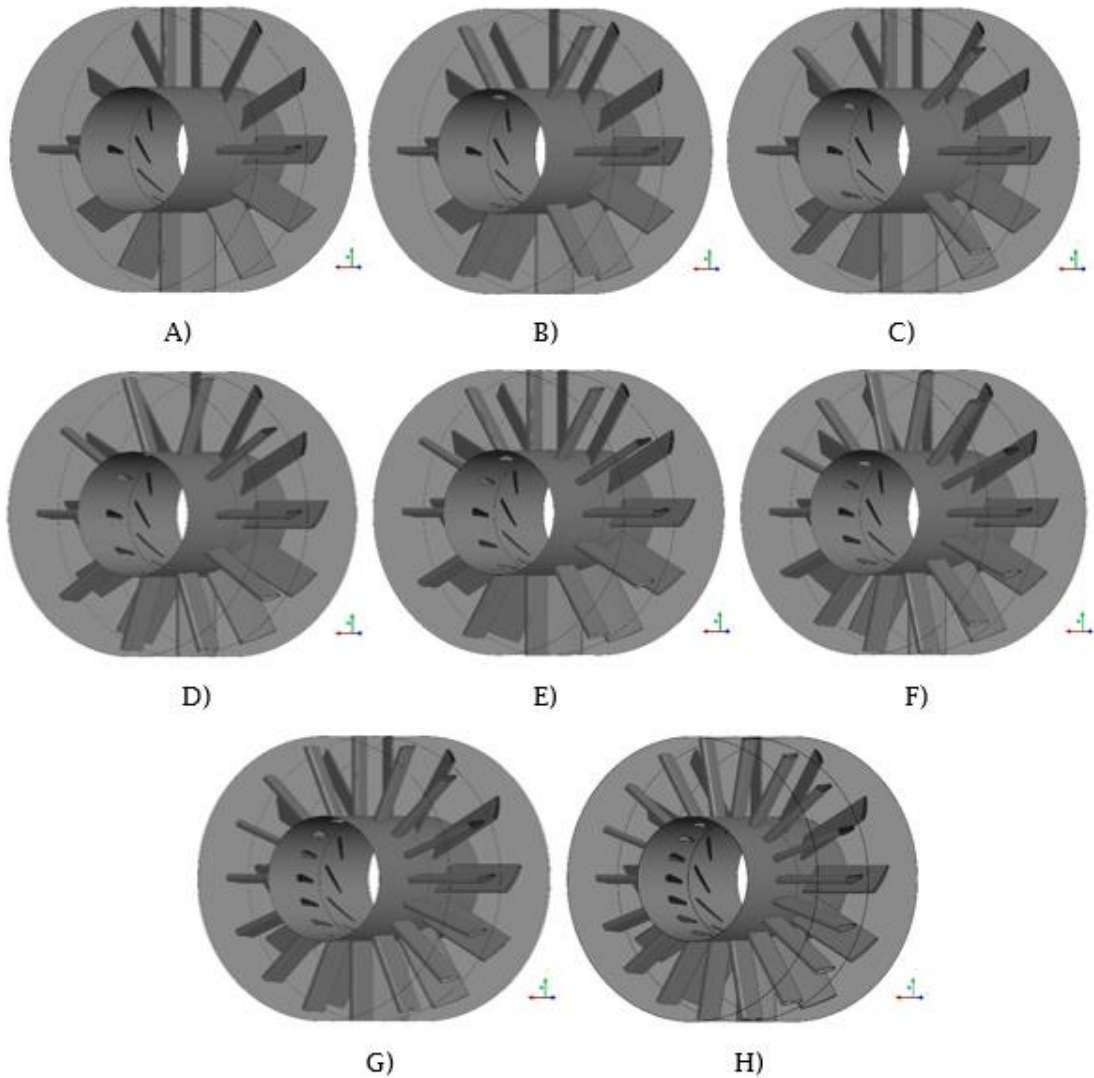


Figura 3.5. Geometrías de la Micro Turbina Hidráulica, A)MTH4T12R, B)MTH6T12R, C)MTH8T12R, D)MTH10T12R, E)MTH12T12R, F)MTH14T12R, G)MTH16T12R, H)MTH18T12R.

La discretización del dominio se realizó utilizando el programa ICEM, con el método libre y elementos tetraédricos, el número de celdas y nodos de cada geometría se presentan en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Número de elementos y nodos de las 8 geometrías.

MTH4T12R				MTH6T12R				MTH8T12R			
Número de Malla	Número de Elementos Tobera	Número de Elementos Rodete	Número Total de Elementos	Número de Malla	Número de Elementos Tobera	Número de Elementos Rodete	Número Total de Elementos	Número de Malla	Número de Elementos Tobera	Número de Elementos Rodete	Número Total de Elementos
1	1.72E+06	1.76E+06	3.48E+06	1	1.72E+06	1.76E+06	3.48E+06	1	1.71E+06	1.76E+06	3.47E+06
2	2.24E+06	2.25E+06	4.49E+06	2	2.23E+06	2.25E+06	4.48E+06	2	2.24E+06	2.25E+06	4.49E+06
3	2.83E+06	2.91E+06	5.75E+06	3	2.70E+06	2.91E+06	5.61E+06	3	2.91E+06	2.91E+06	5.82E+06
4	3.30E+06	3.22E+06	6.52E+06	4	3.28E+06	3.22E+06	6.50E+06	4	3.26E+06	3.22E+06	6.49E+06
5	3.79E+06	3.75E+06	7.54E+06	5	3.78E+06	3.75E+06	7.53E+06	5	3.69E+06	3.75E+06	7.44E+06

MTH10T12R				MTH12T12R				MTH14T12R			
Número de Malla	Número de Elementos Tobera	Número de Elementos Rodete	Número Total de Elementos	Número de Malla	Número de Elementos Tobera	Número de Elementos Rodete	Número Total de Elementos	Número de Malla	Número de Elementos Tobera	Número de Elementos Rodete	Número Total de Elementos
1	1.71E+06	1.76E+06	3.47E+06	1	1.70E+06	1.76E+06	3.47E+06	1	1.70E+06	1.76E+06	3.46E+06
2	2.22E+06	2.25E+06	4.47E+06	2	2.23E+06	2.25E+06	4.49E+06	2	2.22E+06	2.25E+06	4.47E+06
3	2.80E+06	2.91E+06	5.71E+06	3	2.80E+06	2.91E+06	5.71E+06	3	2.78E+06	2.91E+06	5.69E+06
4	3.26E+06	3.22E+06	6.48E+06	4	3.25E+06	3.22E+06	6.47E+06	4	3.27E+06	3.22E+06	6.49E+06
5	3.76E+06	3.75E+06	7.51E+06	5	3.74E+06	3.75E+06	7.49E+06	5	3.74E+06	3.75E+06	7.49E+06

MTH16T12R				MTH18T12R			
Número de Malla	Número de Elementos Tobera	Número de Elementos Rodete	Número Total de Elementos	Número de Malla	Número de Elementos Tobera	Número de Elementos Rodete	Número Total de Elementos
1	1.69E+06	1.76E+06	3.45E+06	1	1.78E+06	1.76E+06	3.54E+06
2	2.21E+06	2.25E+06	4.46E+06	2	2.29E+06	2.25E+06	4.54E+06
3	2.78E+06	2.91E+06	5.69E+06	3	2.77E+06	2.91E+06	5.68E+06
4	3.26E+06	3.22E+06	6.48E+06	4	3.25E+06	3.22E+06	6.47E+06
5	3.76E+06	3.75E+06	7.51E+06	5	3.71E+06	3.75E+06	7.46E+06

La Figura 3.6 muestra la forma del discretizado en cada una de las microturbinas realizadas.

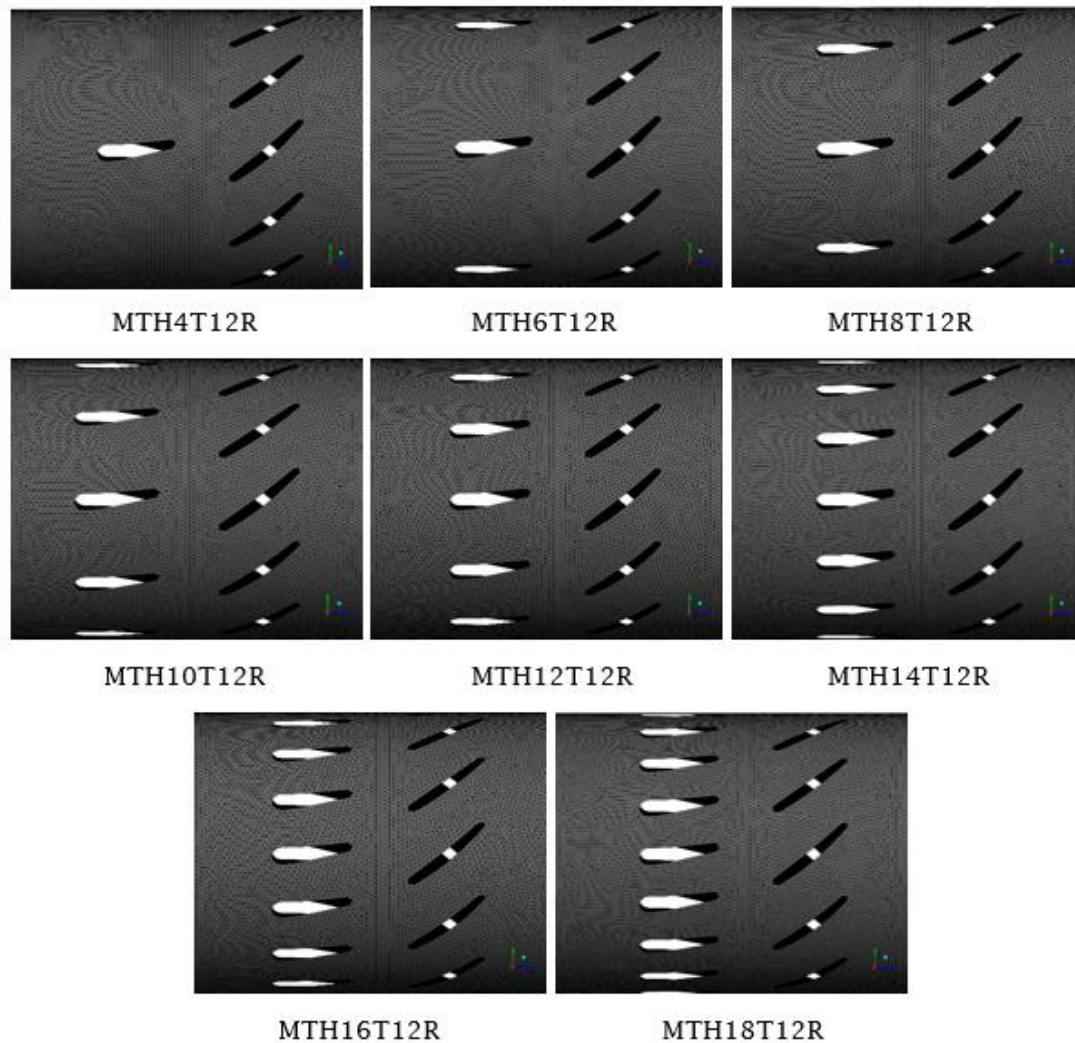


Figura 3.6. Muestras de la discretización en la pared del cubo del de la microturbina en cada geometría evaluada.

3.1.2. Procesamiento.

Con la discretización realizada en cada una de las geometrías se procedió con la parte del cálculo numérico, el cual se realizó utilizando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) basada en el método de volumen finito, mediante el programa CFX.

Se consideró que el flujo en el interior de la microturbina es incompresible tridimensional e isotérmico a 25°C., el modelo usado fue $k - \omega$ y los residuales

en 10^{-6} , las condiciones de operación de la microturbina son: Carga (H) = 10 m, Velocidad de giro (N) = 1800 rpm, Diámetro de tubería (D)= 0.254 m, Densidad agua (ρ) = 998.2 kg/m³.

Las condiciones de frontera para las diferentes zonas del modelo discretizado, se mencionan en la tabla 3.2. Estas condiciones de frontera se utilizaron en cada una de las simulaciones realizadas.

Tabla 3.2. Condiciones asignadas a las partes de cada dominio.

	Tobera	Rodete
Fluido	Agua en estado líquido a 25° C.	
Tipo de movimiento	Estacionario	Rotacional
Álabe	Pared, no existe movimiento y la superficie es suave.	
Raíz del álabe		
Punta del álabe		
Entrada	Flujo másico: 550 kg/s total en la tobera. Intensidad turbulenta: 10%.	Interfase
Salida	Interfase	Presión calculada: 15 kPa. Intensidad turbulenta: 10%

Convergencia de malla.

Cuando se trabaja con cálculos numéricos es necesario demostrar que los resultados son los correctos y no dependerán del tamaño de la malla, por lo que en este trabajo se usó el método del Índice de Convergencia de Malla (GCI), el cual involucra una variable medida que fue el Torque, el volumen promedio de los volúmenes finitos que conforman el dominio y el orden en el que se evalúo el caso. Las ecuaciones que conforman este método son.

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

ε es el error relativo.

r es la proporción del refinamiento de la malla.

p es el orden en el que se evaluó el problema.

$$\varepsilon = \frac{f_2 - f_1}{f_1} \quad (3.2)$$

f_2 es el torque de la malla burda.

f_1 es el torque de la malla fina.

$$r = \frac{h_2}{h_1} \quad (3.3)$$

h_2 es el volumen promedio del elemento de la malla burda.

h_1 es el volumen promedio del elemento de la malla fina.

Se considera que la convergencia de malla se ha alcanzado cuando el GCI es menor del 10%. La Tabla 3.3 indica los valores obtenidas de dicho estudio.

Tabla 3.3. Índice de convergencia de malla en porcentaje para los 8 arreglos geométricos.

	GCI (%)							
	MTH4T12R	MTH6T12R	MTH8T12R	MTH10T12R	MTH12T12R	MTH14T12R	MTH6T12R	MTH8T12R
Malla burda	0	0	0	0	0	0	0	0
1er refinado	30.32	32.00	60.86	30.40	33.44	36.16	34.98	30.20
2do refinado	17.55	22.64	9.16	17.01	10.52	9.87	9.34	18.64
3er refinado	6.92	9.46		18.08	12.88	15.68		16.89
4to refinado				9.54	4.45	8.44		9.51

3.2. Estudio experimental.

En muchas ocasiones para realizar pruebas de desempeño a nuevos diseños de turbinas es necesario tener condiciones controladas, para lo cual es necesario ajustar el tamaño y sus condiciones de operación, por lo cual se deben cumplir ciertos parámetros.

Similitud geométrica

Para la realización del estudio experimental se construyó un modelo de la turbina a escala de 1:2.5, considerando el diámetro de la tubería del circuito hidráulico

3.2.1. Banco de pruebas

La construcción del banco de pruebas se realizó en el laboratorio de Termo Hidráulica del CIICAp, para lo cual se designó una zona de 6 m², la estructura y las dimensiones se muestran en la Figura 3.7.

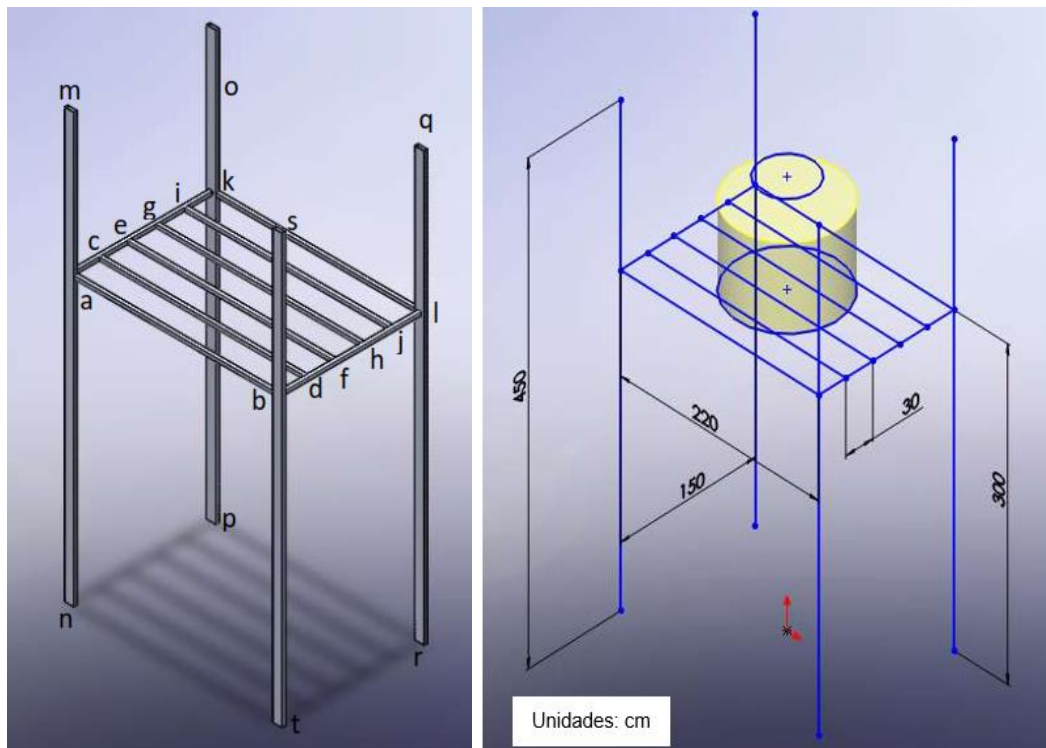


Figura 3.7. Diseño y medidas del banco de pruebas.

3.2.2. Cálculo de esfuerzos en el banco de pruebas.

Para la construcción del banco de pruebas se usaron perfiles de PTR de 4x1 ½ in y 1 ½ x 1 ½ con espesor de 2 mm, se consideró que el peso del tinaco lleno fuera de 45000 N y el de dos persona adulta de 1850 N, el tinaco se está a 3 m con respecto al nivel del piso y se ubicó en el centro del emparrillado como se aprecia en la figura 7.

El banco de pruebas se construyó con un perfil tubular rectangular calibre 14 (PTR), el cual es una acero estructural ASTM A-36 de 1.9 mm de espesor, su límite elástico es 250 MPa, los cuatro postes principales fijos al piso son de 4x1 ½ in y el emparrillado es de 1 ½ x 1 ½ in.

La densidad del acero ASTM A-36 es de 7850 Kg/m³, el coeficiente Poisson del acero es de 0.3 y el Módulo de Young de 200 GPa.

Área del PTR de 4x1 ½ in.

$$A_1 = ((0.1016)(0.0381)) - ((0.0987 - 0.0343)) = 0.516 \times 10^{-3} m^2$$

Área del PTR de 1 ½ x 1 ½ in.

$$A_2 = ((0.0381)(0.0381)) - ((0.0343 - 0.0343)) = 0.275 \times 10^{-3} m^2$$

Peso del emparrillado.

$$\text{Longitud del emparrillado} = ((6)(2.2m)) + ((2)(1.5m)) = 16.2m$$

$$w_{emp} = A_2 L \rho = (0.275 \times 10^{-3} m^2)(16.2m) \left(7850 \frac{kg}{m^3} \right) = 35 kg$$

Peso total promedio.

$$w_{total\ promedio} = 635 kg + 35 kg = 670 kg \cong 700 kg$$

Se consideró que el peso estará en el centro del emparrillado, por lo que cada uno de los 4 elementos que soportan la estructura soportara 175 kg.

Elemento c-d

$$+\circlearrowleft \Sigma M_c = 0$$

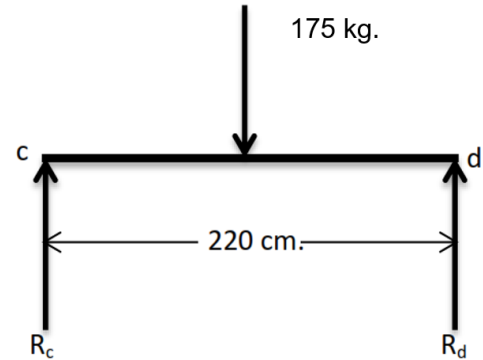
$$(R_d)(2.2 \text{ m}) - (175 \text{ kg})(1.1 \text{ m}) = 0$$

$$R_d = \frac{192.5 \text{ kgm}}{2.2 \text{ m}} = 87.5 \text{ kg}$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$R_c + R_d - 175 \text{ kg} = 0$$

$$R_c = 175 \text{ kg} - 87.5 \text{ kg} = 87.5 \text{ kg}$$



Los elementos que forman la parte central de la parrilla (e-f, g-h, i-j) son iguales al elemento c-d, por lo que no es necesario realizar el cálculo de cada uno.

Elemento a-k

$$+\circlearrowleft \Sigma M_a = 0$$

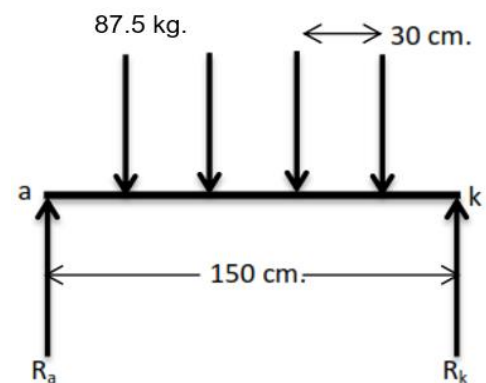
$$(R_k)(1.5 \text{ m}) - (87.5 \text{ kg})(1.2 \text{ m} + 0.9 \text{ m} + 0.6 \text{ m} +$$

$$R_k = \frac{262.5 \text{ kg m}}{1.5 \text{ m}} = 175 \text{ kg}$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$R_a + R_k - 4(87.5 \text{ kg}) = 0$$

$$R_a = 350 \text{ kg} - 175 \text{ kg} = 175 \text{ kg}$$



El elemento b-l es igual al elemento a-k, por lo tanto no es necesario calcular sus reacciones.

Elemento m-n

$$175 \text{ kg} \left(\frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kg}} \right) = 1715 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{1715 \text{ N}}{0.516 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 3.32 \text{ MPa}$$

$$F.S. = \frac{250 \text{ MPa}}{3.32 \text{ MPa}} = 75.3$$

$$\Delta L = \frac{FL_0}{EA_1}$$

$$\Delta L = \frac{(1715 \text{ N})(3\text{m})}{(200 \times 10^9 \text{ Pa})(0.516 \times 10^{-3} \text{ m}^2)} = 4.98 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_0} = 1.66 \times 10^{-5}$$

De acuerdo a los cálculos realizados se determinó que la estructura era lo suficientemente segura para soportar las cargas a las que iba a ser sometida.

3.2.3. Cálculo de presión en tubería de circuito hidráulico.

El radio a la salida del tinaco es de $18.825 \times 10^{-3} \text{ m}$.

Área de la sección de salida del tinaco.

$$A = \pi r^2 = (\pi)(0.018825 \text{ m})^2 = 1.113 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Caudal máximo otorgado por la bomba 1061 l/min ($0.01768 \text{ m}^3/\text{s}$).

La velocidad máxima obtenida.

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.01726 \frac{m^3}{seg}}{5.79 \times 10^{-4} m^2} = 29.81 \text{ m/seg}$$

Cálculo de la presión dinámica en la tubería.

$$P_d = \frac{1}{2} v^2 \rho = \frac{1}{2} \left(29.81 \frac{m}{s} \right)^2 \left(998.2 \frac{kg}{m^3} \right) = 443518.27 \text{ Pa} = 45.22 \text{ mca}$$

Para descartar problemas de cavitación en la bomba se calculó la carga neta de succión (NPSH), para lo cual se debe de cumplir con la siguiente condición.

$$NPSH_{disponible} > NPSH_{requerido}$$

Donde.

$NPSH_{disponible}$ es el que corresponde a la instalación.

$NPSH_{requerido}$ es el correspondiente a la bomba.

La presión de saturación del vapor en presión absoluta del agua a 25 °C es de 3,169 Pa [19] que son 0.32 mca.

Presión absoluta en el circuito.

$$P_{abs} = \rho gh + P_{atm} = (998.2 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)(1 \text{ m}) + 1 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$P_{abs} = 109792 \text{ Pa}$$

Para la presión estática.

$$P_e = P_{abs} - P_d = 109792 \text{ Pa} - 443518.27 \text{ Pa}$$

$$P_e = -333726.27 \text{ Pa.}$$

$NPSH_A$ – Disponible, la presión absoluta en la parte de succión de la bomba.

$NPSH_R$ – Requerida, la presión mínima requerida en la parte de succión de la bomba para mantener la bomba en cavitación.

$$NPSH_{disponible} = H_A - H_Z - H_F + H_V - H_{VP}$$

H_A Presión al nivel del agua en el tinco.

H_Z Elevación de la superficie hasta la bomba.

H_F Pérdida por fricción.

H_v Presión dinámica.

H_{vp} Presión de vapor absoluta del líquido a la temperatura de bombeo

Se despreció el valor de H_Z debido a que la zona de succión y la de descarga están a la misma altura.

$$NPSH_{disponible} = 10.2 + 0.5 + 45.22 - 0.32 = 55.6 \text{ m. c. a.}$$

El valor de $NPSH_r$ viene dado en la hoja de especificaciones de la bomba.

$$NPSH_{requerido} = 6.5 \text{ m. c. a}$$

Se cumple la condición, ya que $55.6 > 6.5$ por lo que la bomba no trabajará en cavitación.

3.2.4. Construcción del circuito hidráulico.

Considerando que sería un circuito parcialmente cerrado se tomó como punto de inicio la salida del tinaco y como final el mismo tinaco, para hacer circular el agua se usó una bomba marca BONASA de 7.5 Hp con un diámetro de succión y descarga de 3 in. En la zona de pruebas se utilizó tubería de 4 in.

La tubería hidráulica utilizada fue de PVC con diámetros de 1 ½, 2, 3 y 4 in respectivamente. Las reducciones, codos de 90°, válvulas y tuercas unión son cementados, para facilitar y asegurar la conexión entre la tubería.

Los elementos que conforman el circuito hidráulico se indican en la Figura 3.8.

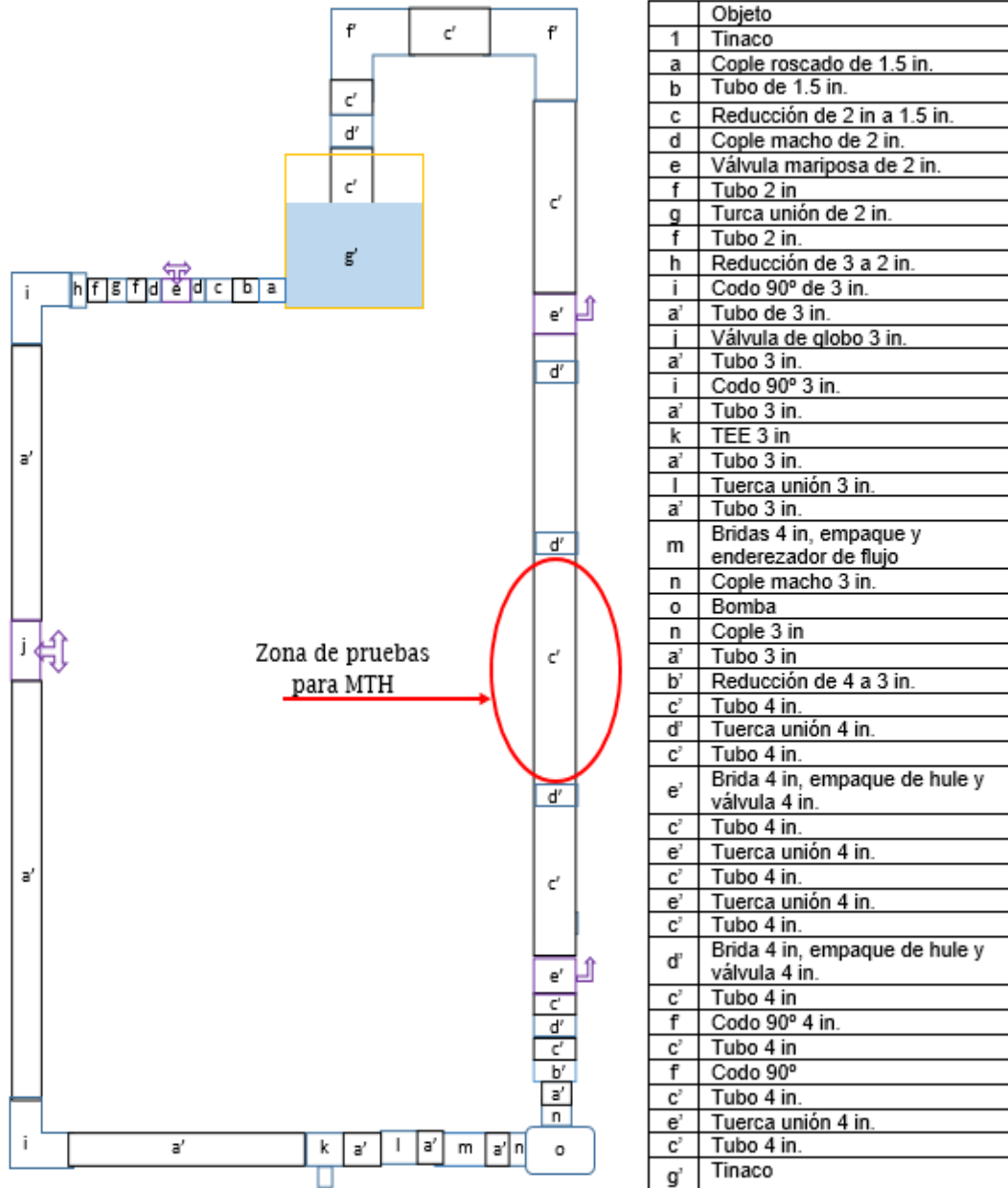


Figura 3.8. Circuito hidráulico y elementos utilizados para su elaboración, indicando su posición.

Conexión bomba centrífuga-gobernador de velocidad.

En el caso de la bomba centrífuga se realizó la conexión a 220 V, esta se conecta al variador de velocidad ALTIVAR 312 marca Scheneider Electric, el cual permite variar la velocidad rotacional del impulsor de la bomba variando su frecuencia, este variador se protegió de descargas eléctricas usando una pastilla termomagnética de 40 Amperes.

Medición de velocidades de trabajo de la bomba.

Se realizaron mediciones de velocidad rotacional en la bomba utilizando equipo especializado, un acelerómetro con base magnética que se instaló en la carcasa del rodete, el instrumento Nicolet con el programa Prism en el cual se configuraron las terminales, señales y las condiciones,

Para determinar la velocidad a la cual entra en resonancia la bomba se realizaron pruebas que consistían en hacerla trabajar de 1200 rpm hasta las 3500 rpm, para lo cual se utilizó el variador de velocidad así como el Nicolet y su equipo correspondiente, encontrando que esta velocidad es a las 1900 rpm, por lo que las pruebas se realizaron a partir de las 2100 a 5900 rpm.

Enderezador de flujo.

Durante los ensayos de velocidad se presentó un problema cuando se alcanzaba la velocidad máxima de la bomba (5900 rpm), este problema era generado por la cercanía en la que se encontraba el codo de 90° y la zona de succión de la bomba, una solución a este inconveniente fue usar un enderezador de flujo.

El enderezador fue diseñado tomando en cuenta que sería acoplado a dos bridas de 4 in, por lo que se fabricó para esas medidas, la distribución de los

orificios en la sección de 4 in se realizó considerando el diámetro, número y distancia entre huecos, además de tomar en cuenta las opciones que se encontraban en el mercado.

La manufactura fue realizada en Nylamid, la Figura 3.9 muestra la geometría del enderezador de flujo así como su instalación en las bridas.

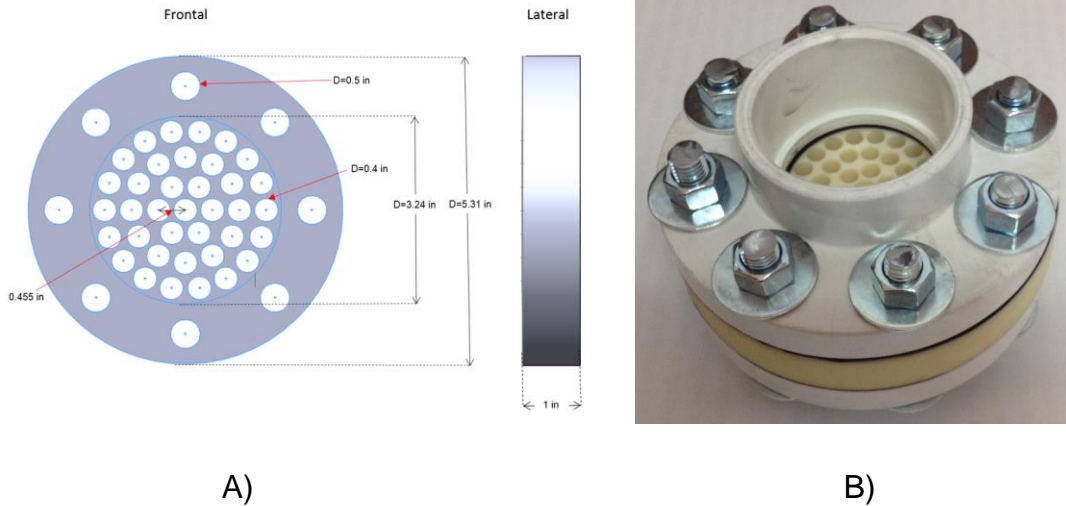


Figura 3.9. Enderezador de flujo. A) Dimensiones y distribución de orificios, B) Elemento manufacturado, acoplado y sujetado con bridas.

Medición de presión en la zona de pruebas.

Se utilizaron dos transductores de presión de la marca Vist, el 6304 con capacidad de 16 bar y el 108 con capacidad de 10 bar, su calibración, instalación y medición se describen en los siguientes párrafos.

Calibración de medidor de presión.

Se utilizó la balanza de pesos muertos marca Pressurements, modelo M1800-1, con una precisión del +/- 0.008 % y un rango de 1 a 35 bar. El proceso de calibración se realizó varias ocasiones para corroborar la repetibilidad de las mediciones, una vez acabado este proceso se obtuvo la gráfica de tendencia

de los transductores, esto se puede observar en las Figuras 3.10 y 3.11 respectivamente.

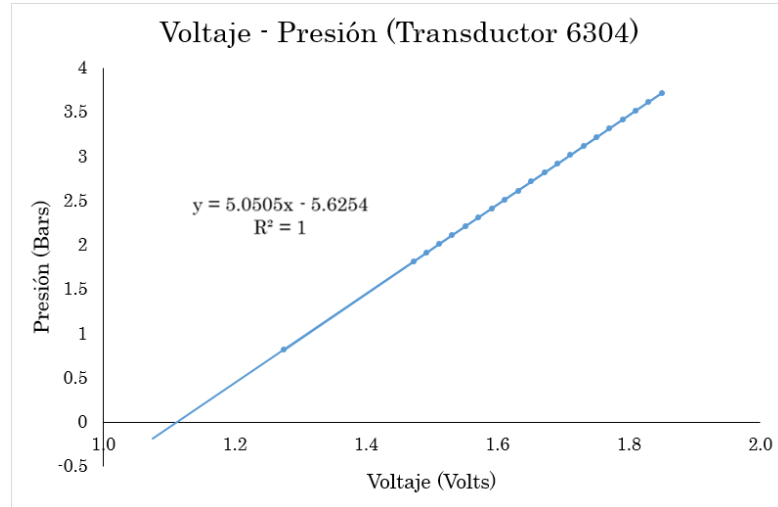


Figura 3.10. Línea de tendencia de la calibración del transductor presión 6304.

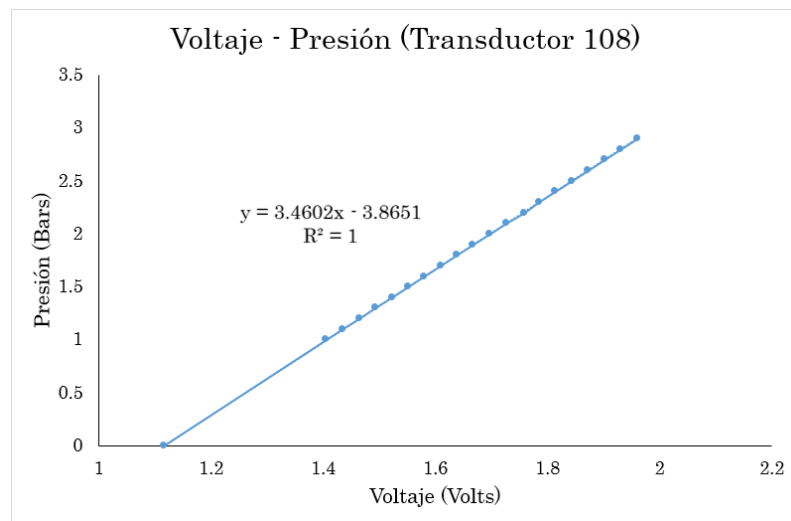


Figura 3.11. Línea de tendencia de la calibración del transductor de presión 108.

Adquisición de señal de los transductores de presión.

La comunicación entre sensores y las lecturas tomadas se realizaron mediante el programa LabView en su versión 13, una tarjeta de adquisición de señales de National Instruments, fuente de voltaje de corriente directa de 12 volts y el cableado para cada componente. Los instrumentos se ilustran en la Figura 3.12.

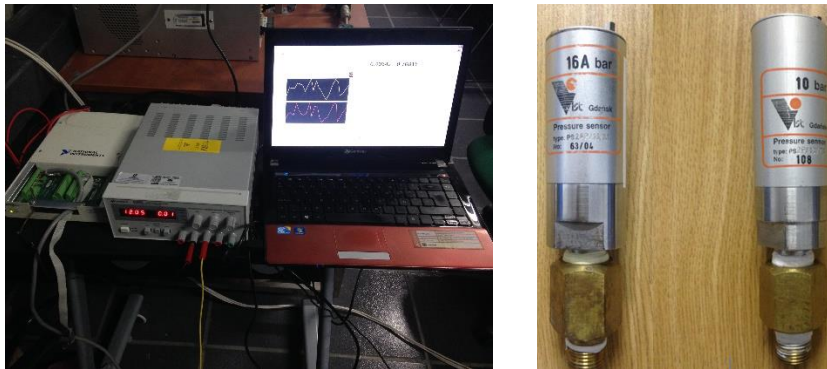


Figura 3.12. Instrumentos utilizados para medir, adquisición y obtener los valores de presión.

3.2.5 Banco de pruebas experimental.

Utilizando tubería y conexiones de PVC de 3 y 4 in, así como los accesorios necesarios se realizaron las conexiones correspondientes desde la zona de salida hasta la tapa del tinaco (Figura 3.13).



Figura3. 13. Estructura y circuito hidráulico para pruebas experimentales.

3.2.5 Manufactura de los componentes de la Micro Turbina Hidráulica (MTH)

La Micro Turbina se compone de tres elementos principales, la tobera (difusor), el rodete y el componente que alberga una transmisión.

Tobera.

Se compone de 16 álabes, de los cuales 4 son fijos y están unidos de la raíz hasta la punta como lo muestra la Figura 3.14, los álabes restantes se pueden quitar o poner en caso que sea necesario. En la parte del cubo se acopló una punta (ver la Figura 3.15) la cual forma parte de la tobera, el componente completo se muestra en la Figura 3.16.

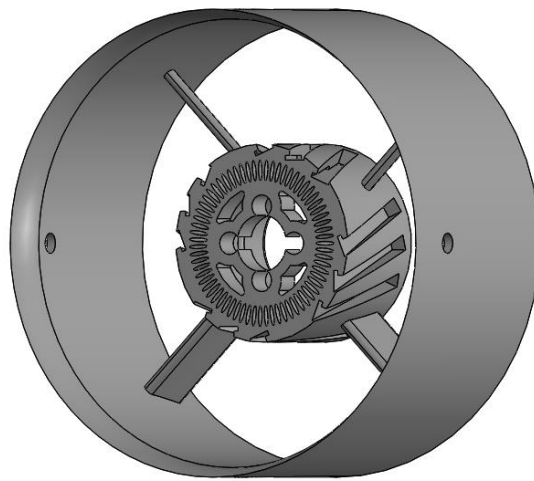


Figura 3.14. Cubo y corona de la tobera con 4 álabes fijos.

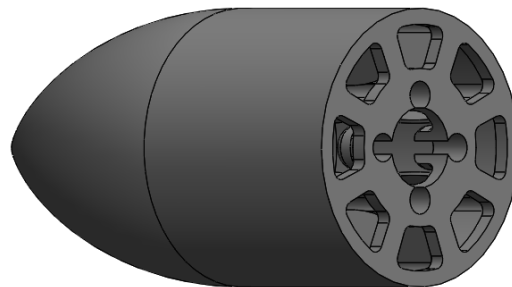


Figura 3.15. Punta de la tobera con 4 puntos de unión al cubo de la tobera.

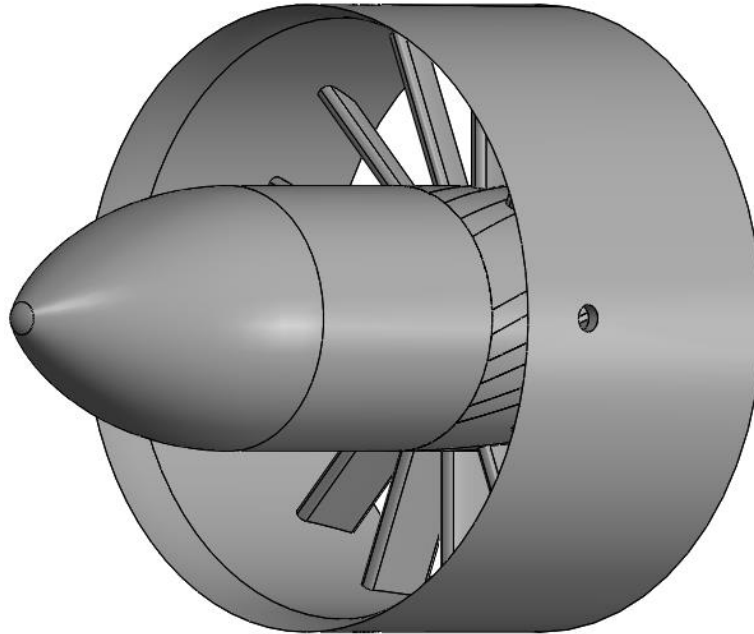


Figura 3.16. Tobera de la MTH con una configuración de 16 álabes.

Rodete.

Se compone de cubo y 18 álabes (ver la Figura 3.17), estos pueden removerse o añadirse de acuerdo a la configuración deseada.

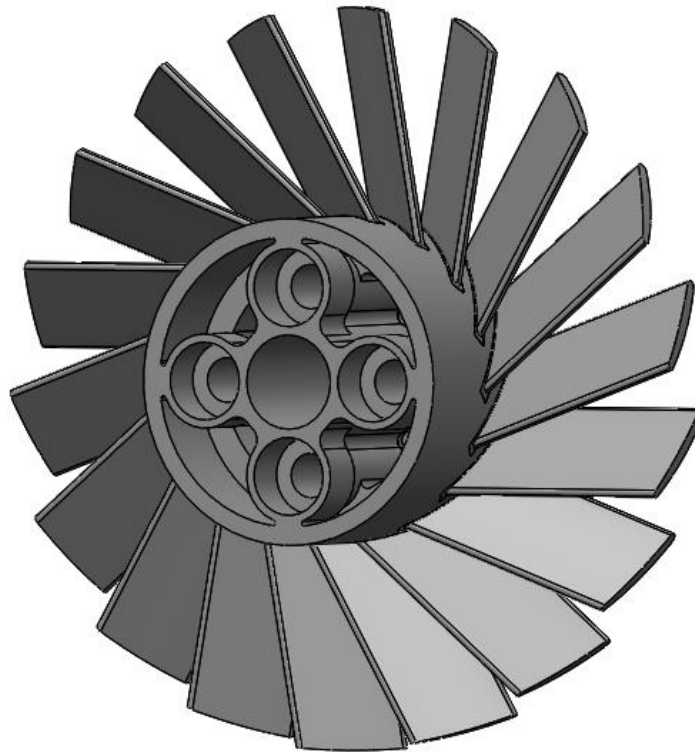


Figura 3.17. Rodete con configuración de 18 álabes.

Componente que alberga la transmisión.

Las partes que componen este elemento es el cuerpo (ver Figura 3.18 A), tapa (ver Figura 3.18 B), dentro del cuerpo se alberga cilindro 1 (ver Figura 3.18 C), en uno de los brazos del cuerpo se alberga el cilindro 2 (ver Figura 3.19 A) y en contraparte de la tapa se coloca la punta (ver Figura 3.19 B). El componente completo se observa en la Figura 3.20.

Para la transmisión se ocuparon un par de engranes cónicos con relación 1:1, marca Martin, Número de parte: HM16161 (ver anexo 1), los cuales son colocados en la intersección de los dos ejes.

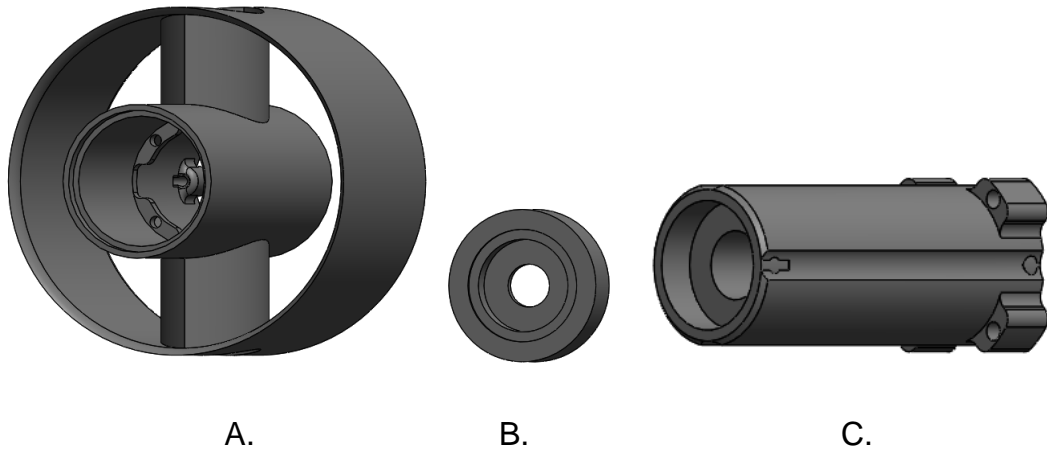


Figura 3.18. Tres partes del componente que alberga la transmisión. A) Cuerpo, B) Tapa y C) Cilindro 1.

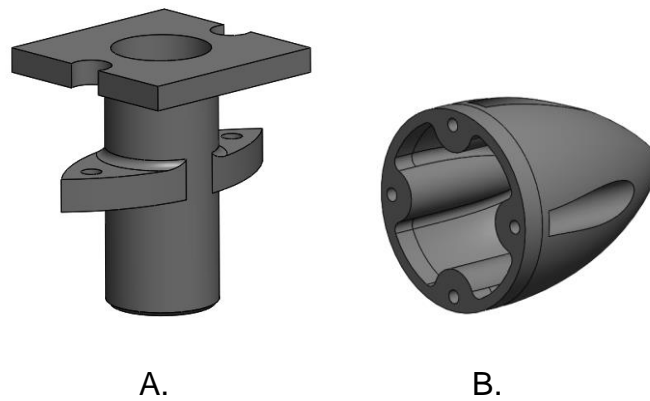


Figura 3.19. Dos de las cinco partes del componente que alberga la transmisión. A) Cilindro 2 y B) Punta.

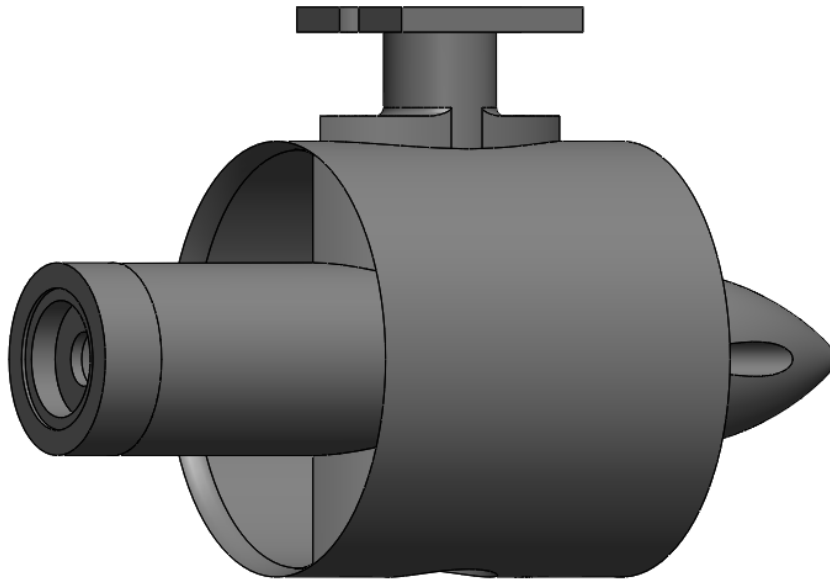


Figura 3.20. Ensamble del componente que alberga la transmisión.

La Micro Turbina Hidráulica se muestra en la Figura 3.21, esta se instaló en la zona de pruebas de MTH mostrada en la figura 3.10. La tobera está hecha de cromo-níquel y el rodete de acero inoxidable, ambas partes se realizaron con impresión 3D de metales y para la sección que alberga la transmisión se realizó con PLA.

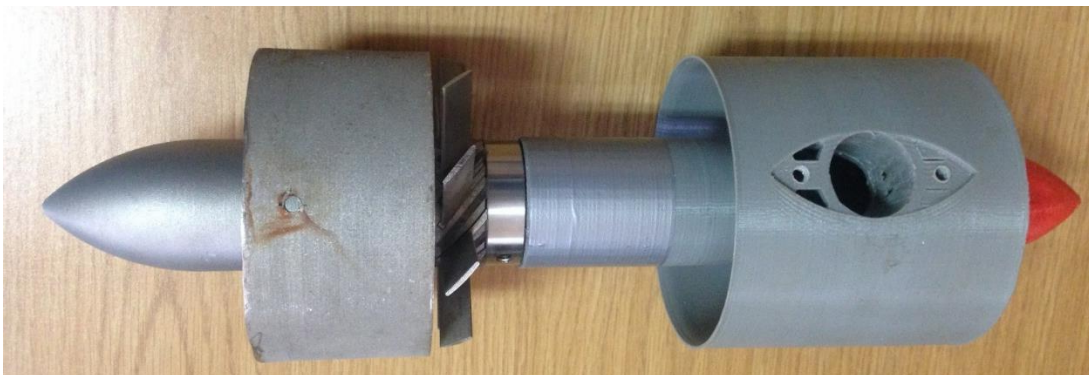


Figura 3.21. Modelo teórico de la Micro Turbina Hidráulica con una configuración de 8 álabes en Tobera y 9 álabes en Rodete.

3.2.6. Sección de zona de pruebas de la MTH.

La zona de pruebas se configuró para que fuera de fácil acceso, por lo que utilizar una tuerca unión en cada uno de los extremos fue una opción sencilla, en la Figura 3.22 se puede observar la zona de pruebas separada del circuito hidráulico, además se observa el eje que esta acoplado al otro eje de la turbina, en el extremo donde se junta cada uno de ellos se instaló el engrane cónico, el eje está sujeto por un par de baleros de 12 mm de diámetro los cuales se colocaron dentro del cilindro mostrado en el Figura 3.19 inciso A.



Figura 3.22. Zona de pruebas de la Micro Turbina Hidráulica ilustrando el eje que sale de la transmisión y los puntos donde se medirá la presión.

Esta parte del circuito hidráulico mide 70 cm y en ella se midieron la presión y la velocidad rotacional del rodete, para lo cual se instalaron dos transductores de presión, uno 10 cm antes de la punta de la tobera y el segundo 10 cm después de la punta que alberga la transmisión. Se usó un tacómetro óptico para medir la velocidad de giro del eje, estos puntos se muestran en la Figura 3.23.



Figura 3.23. Zona de medición de presión y velocidad rotacional así como los instrumentos utilizados.

3.2.7 Micro Turbina Hidráulica para el modelo teórico.

La escala utilizada para el modelo teórico es 1:2.5 para que coincida con la utilizada en el prototipo teórico.

La Figura 3.24 muestra la geometría completa y de la Micro Turbina Hidráulica para el modelo teórico, donde podemos observar 3 componentes principales, los cuales son: punta y tobera con 8 álabes, rodete con 9 álabes y la zona que alberga la transmisión.

El componente de punta y tobera fue desarrollado considerando que la punta sería la primera en tener contacto con el fluido por lo que su forma debía ser

lo más aerodinámica posible por lo que se optó por una forma de bala con punta.

El componente de la zona que alberga la transmisión fue diseñado con el objetivo de albergar un par de engranes cónicos, estos se colocaron en la punta de la flecha en la que se sujeta el rodete y en un segundo eje el cual sale de la zona de pruebas y se puede observar en el Figura 3.22, la forma y tamaño de las aletas son los necesarios para albergar los componentes que sujetan el eje y ayudar a que el fluido circule.

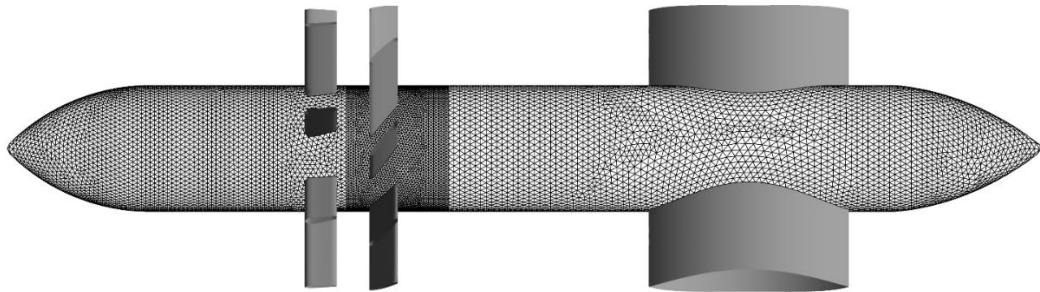


Figura 3.24. Micro Turbina Hidráulica del modelo teórico y discretización de la zona raíz de los tres componentes, los álabes son mostrados para ubicar a los 3 componentes.

La Figura 3.25 muestra los tres dominios: Punta y tobera, rodete y zona de transmisión, esto comprende la zona de prueba de la parte experimental. La longitud indicada es para ilustrar su distribución ya que no se puede apreciar en la parte experimental.

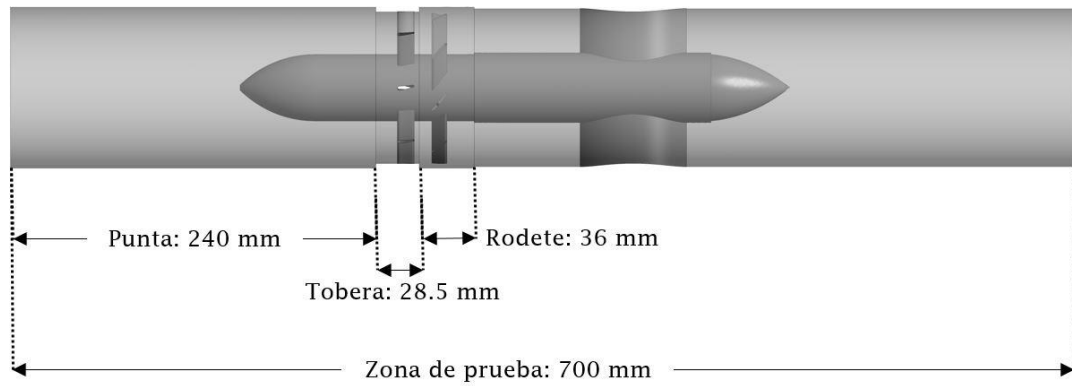


Figura 3.25. Dominio de la zona de prueba ilustrando los componentes de la Micro Turbina Hidráulica y las dimensiones a lo largo de esta.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS

4.1 Resultados numéricos del modelo.

4.1.1 Valores determinados mediante CFD para la Variación del Número de Álabes en el Rodete (VNAR).

Con el proyecto de investigación de Maestría “EFECTO DEL NÚMERO DE ÁLABES EN LA POTENCIA DE UNA MICROTURBINA”, el cual fue un estudio numérico del efecto de la variación del número de álabes en la potencia y eficiencia, se determinó que el punto óptimo es con una configuración de 12 álabes en el rodete y 8 álabes en la tobera obteniendo una potencia de 31.75 kW y eficiencia de 58.85 %.

4.1.2 Valores determinados mediante CFD para la Variación del Número de Álabes en la Tobera (VNAT).

Se obtuvieron los contornos de velocidad en 3 de las geometrías evaluadas, fueron tomadas a una altura media del álabe en una vista circunferencial, se muestra una comparación entre las toberas con 4, 8 y 18 álabes (Figura 4.1). Los contornos de velocidad nos indican la magnitud del fluido a lo largo del dominio de la microturbina, la comparación de los contornos de la velocidad permite visualizar las diferencias que existen entre ellas, esto se observa en la Figura 4.1.

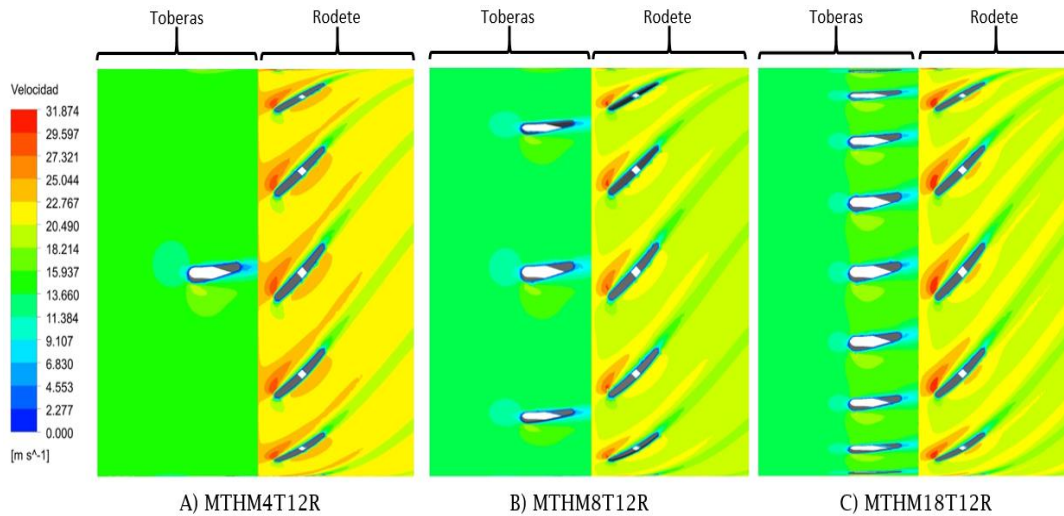


Figura 4.1. Comparación de los contornos de velocidad absoluta (sección de las toberas) y velocidad relativa (sección del rodete) en tres modelos geométricos con diferente número de álabes en tobera, A) 4 álabes, B) 8 álabes y C) 18 álabes.

Los contornos de velocidad de la Figura 4.1, muestran una velocidad absoluta de 15.93 m/s en la sección de las toberas, mientras que en la sección del rodete la velocidad relativa se encuentra entre 11-30 m/s aproximadamente.

Los valores de presión estática son presentados en la Figura 4.2, en la cual se muestra la distribución de la presión en un plano medio circunferencial. Los contornos de presión muestran que los modelos de geometrías con mayor número de álabes en el rotor tienen una mejor distribución de la presión antes de entrar al rodete, lo cual incrementa el torque y la potencia.

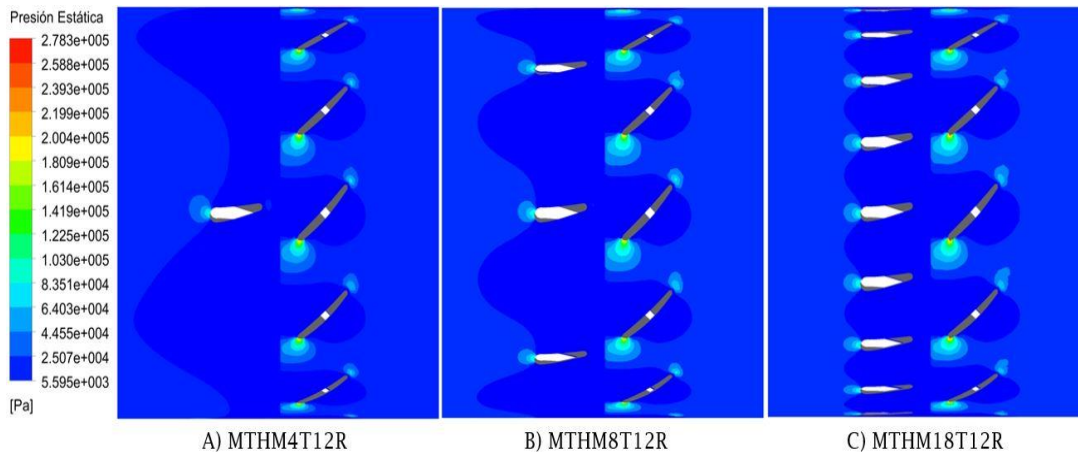


Figura 4.2. Comparación de los contornos de presión estática en tres de las geometrías evaluadas (con diferente número de alabes en la tobera), A) 4 álabes, B) 8 álabes y C) 18 álabes.

Los vectores de velocidad muestran la dirección del fluido y en este caso su magnitud de acuerdo al color con el que se ilustran en la Figura 4.3, en cada una de las geometrías en la parte de las toberas se aprecia como los vectores siguen una trayectoria ordenada hasta llegar al álabe, en este punto algunos viajarán por la zona de presión y los otros por la zona de succión. Las toberas imponen la dirección adecuada al fluido que entrara al rodete tomando en consideración la velocidad tangencial. La figura 4.3C muestra que los vectores de velocidad en la punta de los álabes tienen una magnitud ligeramente mayor que en las otras dos geometrías.

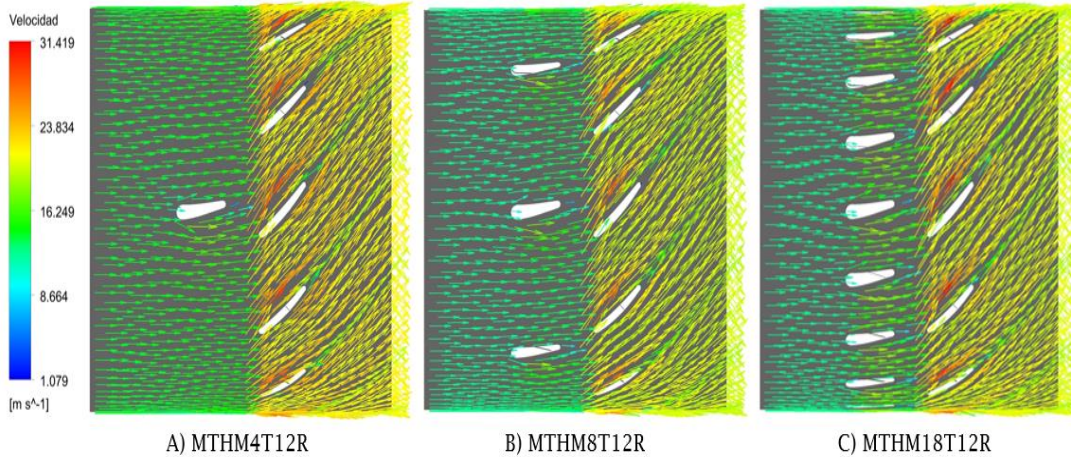


Figura 4.3. Comparación de los vectores de velocidad absoluta en las toberas y velocidad relativa en el rodete en tres de las geometrías evaluadas con diferente número de álabes en tobera, A) 4 álabes, B) 8 álabes y C) 18 álabes.

Las líneas de corriente muestran el comportamiento del fluido a través de los canales de flujo de la microturbina como se observa en la Figura 4.4, además se indica la magnitud de la velocidad en cada una de las tres geometrías. En cada uno de los casos se observa que cuando el fluido pasa cerca de la zona de succión del álabe este aumenta su velocidad mientras que en la zona de presión la velocidad disminuye, con un mayor número de álabes se tiene menor área por donde circula el fluido haciendo que se aumente la velocidad entre cada par de álabes como se muestra en las Figuras 4.4A, 4.4B y 4.4C.

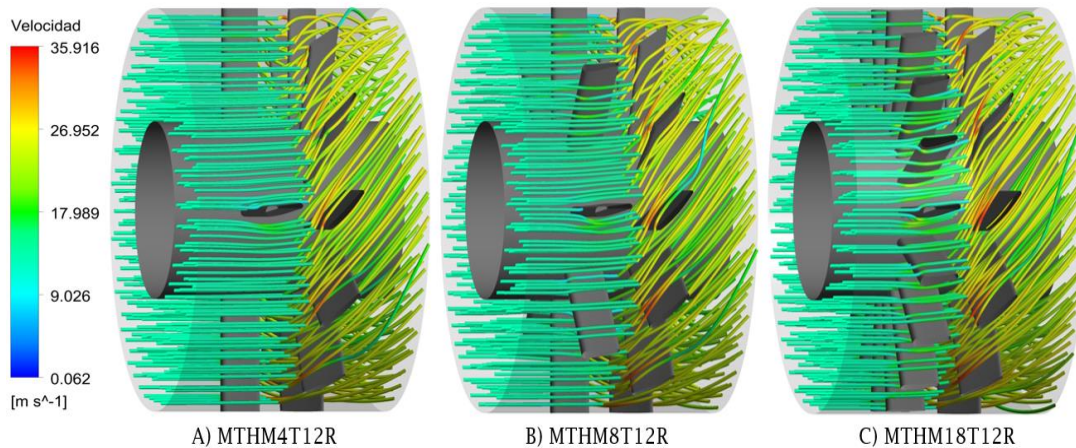


Figura 4.4. Líneas de corriente mostrando el comportamiento y la velocidad del fluido en tres de las geometrías evaluadas, A) 4 álabes, B) 8 álabes y C) 18 álabes.

El valor del torque se obtuvo directamente del programa CFX-Post es el cual es parte del programa CFX, con la ayuda de una gráfica se muestra del comportamiento del torque con respecto al número de álabes (Figura 4.5). Los valores reportados son los que se obtuvieron en cada una de las geometrías evaluadas, se aprecia un comportamiento ascendente que ubica el punto inferior en los 164.06 N/m para la Micro Turbina Hidráulica con 4 álabes en la tobera y 12 álabes en el rodete, mientras que el máximo valor reportado de torque es de 214.05 N/m que corresponde a la Micro Turbina Hidráulica con 18 álabes en tobera y 12 álabes en el rodete.

Si comparamos el valor del torque obtenido en las geometrías con 4 y 10 álabes en tobera encontramos una diferencia de 28.01 N/m, mientras que si lo hacemos con la de 12 y 18 álabes la diferencia es de 14.83 N/m, por lo que la diferencia del valor del torque en la segunda comparación es de casi del doble de la primera. El mayor incremento de torque se presenta entre la geometría con 4 y 6 álabes el cual es de 12.64 N/m mientras que el menor incremento es entre las geometrías con 14 y 16 álabes con solo 2.19 N/m.

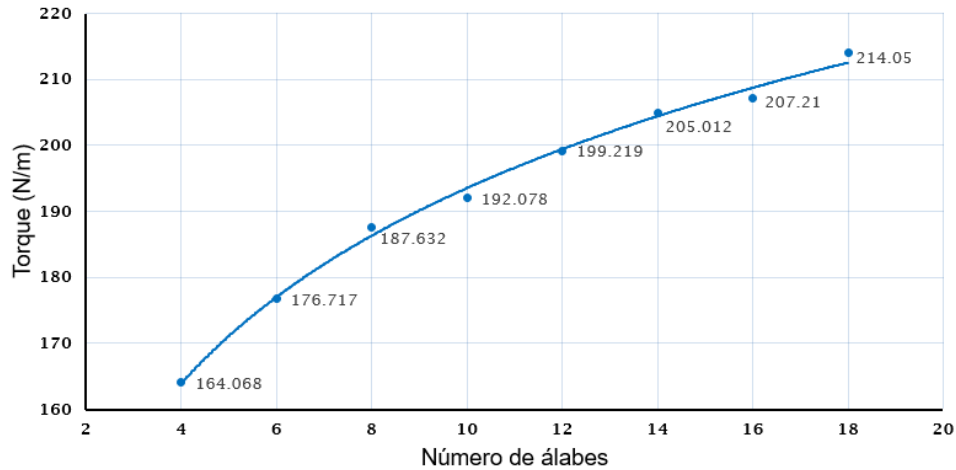


Figura 4.5. Comportamiento del torque con respecto al número de álabes en la tobera en las distintas geometrías evaluadas.

Para obtener el valor de la potencia hidráulica (P_h) en cada una de las evaluaciones numéricas se utilizó la siguiente ecuación.

$$P_h = (T_{T_0} * \omega) \quad (4.1)$$

Donde.

T_0 es el valor del torque obtenido en simulación.

ω velocidad angular.

Los valores de potencia en las diferentes geometrías evaluadas se pueden observar en la Figura 4.6, encontrando valores desde 30.93 kW que corresponde a la Micro Turbina Hidráulica con 4 álabes hasta 40.35 kW el cual se obtuvo con la Micro Turbina Hidráulica con 18 álabes, la diferencia entre ellas es de casi 10 kW, podemos observar que a medida que se incrementa en número de álabes la potencia no crece de manera constante, el mayor incremento de potencia se encuentra entre las Micro Turbinas de 4 y 6 álabes

con 2.38 kW mientras que el incremento menor se da entre las de 14 y 16 álabes con 0.42 kW.

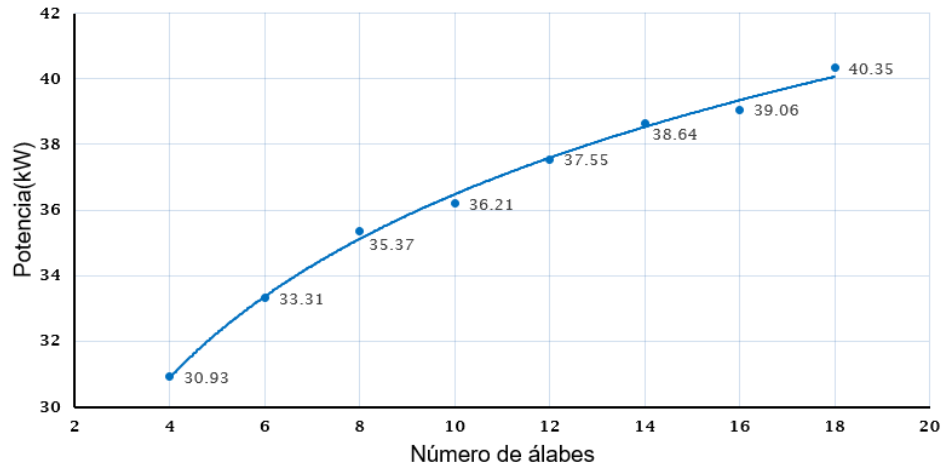


Figura 4.6. Gráfica de los valores obtenidos de la potencia de acuerdo al número de álabes en la tobera.

Para calcular la eficiencia hidráulica (η_h) de la Micro Turbina Hidráulica se utilizó la siguiente ecuación.

$$\eta_h = P_h / (\rho g H Q) \quad (4.2)$$

Donde ρ es densidad, g gravedad, H es la carga y Q es el flujo volumétrico total.

Se graficaron los valores de la eficiencia hidráulica en cada una de las geometrías obteniendo así la Figura 4.7, como podemos observar el valor más bajo de eficiencia es de 56.8 % mientras que el valor más alto es de 74.1 % los cuales corresponden a las Micro Turbinas Hidráulicas de 4 y 18 álabes, la diferencia más significativa es de 4.38% y se da entre la que tiene 4 y 6 álabes, mientras que si tomamos como referencia la original que es de 8 álabes y la comparamos con la de 10 álabes encontramos un incremento de 1.54 % pero si comparamos la de 6 y 8 álabes obtenemos una diferencia de 3.77 %.

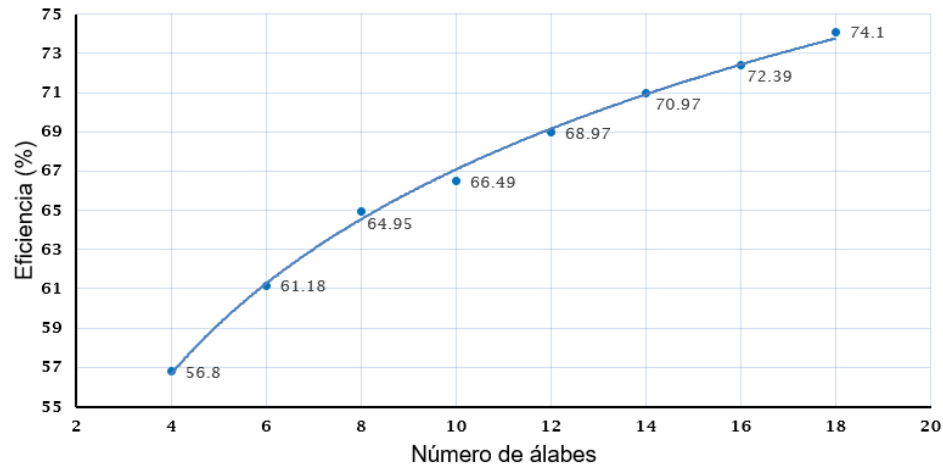


Figura 4.7. Gráfica de valores de eficiencia con respecto al número de álabes en cada geometría evaluada.

4.2. Mediciones experimentales en la MTH (Prototipo).

Las mediciones de presión en la Micro Turbina Hidráulica se realizaron con dos transductores de presión marca Vist, el 6304 y el 108 (los cuales se instalaron en la zona de prueba como se ilustra la Figura 4.8). Los valores de la presión (Figura 4.9) son proporcionales a la velocidad angular de la bomba hidráulica, la cual provocaba el movimiento del agua a través del circuito hidráulico.

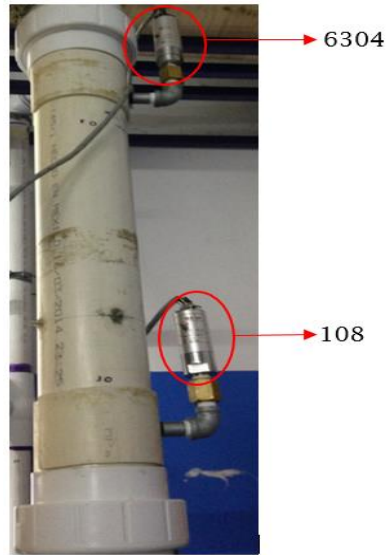


Figura 4.8. Instalación de los transductores de presión en la zona de prueba, colocados en la entrada (108) y salida (6304).

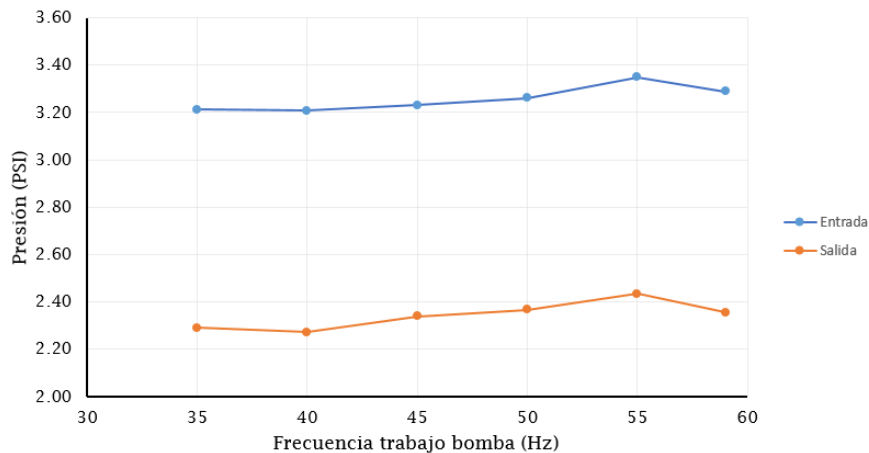


Figura 4.9. Valores de presión obtenidos en los puntos de operación de la bomba, iniciando de 35 Hz hasta 59 Hz.

Cada punto mostrado en la Figura 4.9 es el promedio de las lecturas tomadas en un periodo de tiempo de 5 minutos. Se indican como entrada y salida porque representan los lugares en donde se toma la presión en la zona de prueba, la entrada que se ubica 100 mm antes de llegar a la punta de la tobera

y la salida 100 mm pasando zona que alberga la transmisión. Los datos muestran un comportamiento ascendente a medida que se aumenta la frecuencia de operación de la bomba, sin embargo se observa una pequeña caída de presión de 0.02 PSI en la salida cuando pasamos de 35 a 40 Hz, la caída de presión más apreciable es la que se reporta de 55 a 59 Hz la cual es de 0.06 PSI en entrada y 0.07 en salida.

Con la transmisión instalada y un disco con una masa conocida se realizaron pruebas desde 40 hasta 55 Hz, replicando las mismas condiciones que en las pruebas anteriores, se agregó un tacómetro y una estructura para contar las RPM, esto se observa en la Figura 4.10.



Figura 4.10. Medición de la velocidad angular en una de las pruebas realizadas usando un disco con una masa de 3.5 kg.

Utilizando dos discos de acero inoxidable, 3.5 kg y 1.5 kg, se realizaron pruebas variando el caudal de la bomba, esto ayudó a determinar la velocidad

angular de la Micro Turbina Hidráulica considerando el torque que debía mover. En la Figura 4.11 se muestran los valores obtenidos en las pruebas realizadas. Se observa que con un peso mayor la velocidad angular disminuye, por lo que con un caudal de 0.0103 m³/s y utilizando el disco con 3.5 kg la velocidad es de 328 RPM mientras que cuando se utilizó el de 1.5 kg se obtuvieron 358 RPM, obteniendo una diferencia de 30 RPM para nuestro primer par de puntos, esta diferencia no es constante, ya que a medida que aumentamos el caudal la diferencia entre cada par de puntos reportados se hace mayor, la línea de tendencia proyectada para cada serie de datos muestra que con el disco de 1.5 kg el rango de velocidad angular es de 328 RPM hasta 390 RPM, mientras que con el de 3.5 kg va de 358 hasta 469 RPM.

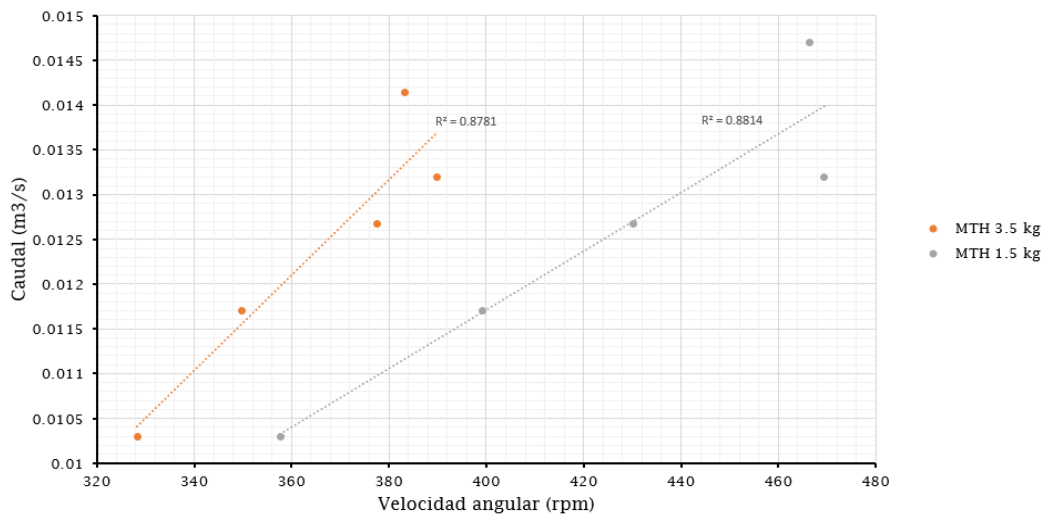


Figura 4.11. Velocidad angular con respecto al caudal y disco utilizado.

Considerando que el torque (τ) es igual a momento de inercia (I) por la aceleración angular (α), y determinamos a α como el cociente de la velocidad angular (ω) con respecto al tiempo (t). Obtendremos la potencia mecánica (P_m) como el producto del torque por la velocidad angular.

Tabla 4.1 Valores de Torque y la Potencia mecánica calculados para la Micro Turbina Hidráulica utilizando el disco de 3.5 kg.

MTH 3.5 kg			
Frecuencia trabajo bomba (Hz)	Velocidad angular (RPM)	Torque (Nm)	Potencia _m (w)
35	328	0.019	0.64
40	350	0.020	0.73
43	378	0.063	2.34
45	390	0.080	3.26
50	383	0.084	3.38

Tabla 4.2 Valores de Torque y la Potencia mecánica calculados para la Micro Turbina Hidráulica utilizando el disco de 1.5 kg.

MTH 1.5 kg			
Frecuencia trabajo bomba (Hz)	Velocidad angular (RPM)	Torque (Nm)	Potencia _m (w)
35	358	0.01	0.42
40	399	0.01	0.51
43	430	0.02	1.01
45	470	0.03	1.21
50	466	0.02	1.19

4.3. Estudio de CDF para la MTH experimental (Modelo teórico).

Con varias pruebas realizadas a la Micro Turbina Hidráulica (Prototipo), se procedió a la evaluación del modelo teórico, para lo cual se utilizaron los valores de caudal, presión de salida y velocidad rotacional reportados en la parte experimental cuando se utilizó el disco de 3.5 kg. En la tabla 4.3 se muestran los valores obtenidos en cada una de las simulaciones realizadas.

Tabla 4.3. Valores de torque y potencia mecánica obtenidos de las simulaciones realizadas al modelo teórico.

Frecuencia trabajo bomba (Hz)	Caudal (m ³ /s)	Velocidad angular (RPM)	Presión salida (kPa)	Torque (Nm)	Potencia _m (w)
35	0.0113	328	15.23	0.135	4.63
40	0.0115	350	15.58	0.131	4.82
45	0.0118	390	16.24	0.119	4.84

Como era de esperarse existe una diferencia considerable entre los valores reportados en la parte experimental y la teórica, lo cual se debe a que las simulaciones son realizadas de forma idealizada, mientras que en las pruebas experimentales se debe considerar las pérdidas mecánicas y fugas en los componentes, para lo cual se calculó la energía de entrada y de salida tomando en cuenta los datos reportados cuando la bomba trabajó a 45 Hz.

Análisis experimental.

Energía a la entrada.

$$\frac{\dot{m}v^2}{2} = \frac{(11.8 \text{ kg/s})(1.47 \text{ m/s})^2}{2} = 12.75 \text{ w}$$

Energía a la salida.

$$\tau\omega = (0.08 \text{ Nm}) \left(40.84 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right) = 3.26 \text{ w}$$

Pérdida entrada-salida.

$$12.75 \text{ w} - 3.26 \text{ w} = 9.49 \text{ w} = 74.43 \%$$

Análisis numérico.

Energía a la entrada.

$$\frac{\dot{m}v^2}{2} = \frac{(11.8 \text{ kg/s})(1.51 \text{ m/s})^2}{2} = 13.45 \text{ w}$$

Energía a la salida.

$$\tau\omega = (0.119 \text{ Nm}) \left(40.84 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right) = 4.86 \text{ w}$$

Pérdida entrada-salida.

$$13.45 w - 4.86 w = 8.59 w = 36.13 \%$$

Tomando en cuenta que cada una de las pruebas experimentales tuvo una duración de 3 minutos se determinó que las fugas en el circuito hidráulico son de $5.55 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, además las pérdidas del análisis experimental y numérico tienen una diferencia de 38.3 %.

Dentro de la zona de pruebas de la Micro Turbina se debe considerar que existe un flujo no turbinado y representa un área de $0.97 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ el cual representa el 13.3 % de toda el área de flujo, lo cual equivale a $0.0016 \text{ m}^3/\text{s}$.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones.

Al finalizar el trabajo de tesis, se presentan las siguientes conclusiones.

- Utilizando una Micro Turbina Hidráulica con 8 álabes en tobera y 9 álabes en rodete se obtuvo una potencia de 8.48 W, y una eficiencia de 1.6 %.
- Los valores de torque, potencia y eficiencia obtenidos muestran tendencias parecidas a trabajos publicados.
- El error del 74.43 % de los resultados experimentales indica que se debe mejorar el banco de pruebas.

5.2 Recomendaciones.

A continuación se enlistan las recomendaciones con base a la experiencia de trabajo, con la finalidad de mejorar el prototipo.

- Adquirir un caudalímetro para obtener valores más precisos de las mediciones.
- Trabajar en las fugas del circuito hidráulico para evitar pérdidas de presión.
- Cambiar la zona plástica que alberga la transmisión por una pieza metálica.
- Implementar otra forma de extraer la energía del eje, ya sea con poleas y bandas de hule o algún otro método.
- Instalar una segunda bomba centrífuga para aumentar el caudal.

6 Referencia

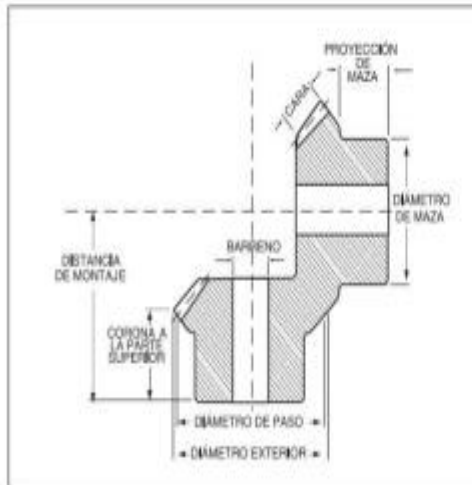
- [1] Programa de Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional (PROCDECEN) 2019-2033, pp.22 (Octubre 2019).
- [2] Rama S. R. Gorla & Aijaz A. Khan, (2003), Turbomachinery Design and Theory, 1 edición, Marcel Dekker Inc. New York, pp. 91
- [3] ANSYS Inc., (2015), Introduction to CFD, pp. 2.
- [4] Ferziger J. H., Perić M., Computational methods for fluid dynamics, 3 edición, Springer, 2002, pp. 6, 9.
- [5] S.J. Williamson, B.H. Stark, J.D. Booker, Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis, Renewable Energy, 61, (2014), pp. 43-50.
- [6] Tomomi Uchiyama, Haruki Fukuhara, Shouichiro Iio, and Toshihiko Ikeda, Numerical Simulation of Water Flow through a Nano-Hydraulic Turbine of Waterfall-Type by Particle Method, International Journal of Rotating Machinery, (2013).
- [7] Ahmed M. A. Haidar, Mohd F.M. Senan, Abdulhakim Noman, Taha Radma, Utilization of pico hydro generation in domestic and commercial loads, Elsevier. Renewable and sustainable energy reviews, 16, (2012), pp 518-524.
- [8] Issam Salhi, Saïd Doubabi, Najib Essounbouli, Abdelaziz Hamzaoui, Frequency regulation for large load variations on micro-hydro power plants with real-time implementation, International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 60, (2014), pp. 6-13.
- [9] J.A. Laghari, H.Mokhlis, A.H.A. Bakar, Hasmainsi Mohammad, A comprehensive overview of new designs in the hydraulic, electrical equipments and controllers of mini hydro power plants making it cost effective technology, Renewable and Sustainable Energy Review, 20, (2013) pp. 279-293.

- [10] Lahimer A. A., Alghoul M. A., Yousif F., Razykov T. M., Amin N., Sopian K., Research and development aspect on decentralized electrification options for rural household, *Renewable and sustainable energy reviews*, 24, (2013), pp.314-324.
- [11] Saket R.K., (2013), Design aspect and probabilistic approach for generation reliability evaluation of MWW based micro-Hydro power plant, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 28, (2013), pp. 917-929.
- [12] Alexander K. V., Giddens E. P., Fuller A. M., (2009), Axial-flow turbines for low head microhydro systems, *Renewable energy*, 34, (2009), pp. 35-47.
- [13] Ramos H. M., Borga A., Simão M., New design solution for low-power energy production in water pipe systems, *Water science and engineering*, 2, (2009), pp 69-84.
- [14] Punit Singh, Franz Nestmann, Experimental optimization of a free vortex propeller runner for micro hydro application, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33, (2009), pp. 991-1002.
- [15] Punit Singh, Franz Nestmann, Exit blade geometry and part-load performance of small axial flow propeller turbine: An experimental investigation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34, (2010), pp. 798-811.
- [16] Punit Singh, Franz Nestmann, *Experimental investigation of the influence of blade height and blade number on the performance of low head axial flow turbines*, *Renewable Energy*, 36, (2011), pp. 272-281.
- [17] Ramos H. M., Simão M., Kenov N. K., Low-Head Energy Conversion: A Conceptual Design and Laboratory Investigation of a Micro tubular Hydro Propeller, *International Scholarly Research Network, ISRN Mechanical Engineering*, (2012).

- [18] Sy-Rue Huang, Pao-long Chang, Ya-Wen Hwang and Yen-Huai Ma, Evaluating the productivity and financial feasibility of a vertical-axis micro-hydro energy generation Project using operation simulations, *Renewable Energy*, 66, (2014), pp. 241-250.
- [19] Cengel Yanus A. and Cimbala Jhon M., *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*, 2da edición, Mc Graw Hill, México, 2012, pp. 783-785.
- [20] Manuel Polo Encinas, *Turbomáquinas hidráulicas Principios fundamentales*, 1era edición, Limusa, México, 1975, pp. 118.
- [21] ANSYS-CFX, (2015), *Ansys CFX Solver Theory Guide*, pp. 88, 89,125-129.
- [22] Ariza E.J., *Calculo de flujo en una microturbina hidráulica tipo Kaplan*, Tesis Maestría, UAEM, México, (2012), pp. 47, 48.

ANEXOS

Engranés Cónicos
Relación 1:1
Ángulo de Presión 20°

Acero – Barreno Piloto – Dientes Endurecidos

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro		Cara (Pulg.)	Barreno (Pulg.)		Montaje (Pulg.)	Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
		Paso	Exterior		Diámetro	Largo		Diámetro	Prof. (lb)	

Paso 12

15	HM1215	1.25	1.37	.27	3/8	3/8	1 1/2	1	3/8	.15
15	HM1215A	1.25	1.37	.27	3/8	3/8	1 1/2	1	3/8	.15
15	HM1215B	1.25	1.37	.27	3/8	3/8	1 1/2	1	3/8	.15
18	HM1218	1.50	1.62	.32	1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/2	3/8	.30
18	HM1218A	1.50	1.62	.32	1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/2	3/8	.25
18	HM1218B	1.50	1.62	.32	1/2	1 1/4	1 1/2	1 1/2	3/8	.22
21	HM1221	1.75	1.87	.39	5/8	1 3/4	1 1/2	1 1/2	3/8	.22
21	HM1221B	1.75	1.87	.39	5/8	1 3/4	1 1/2	1 1/2	3/8	.42
24	HM1224	2.00	2.12	.45	3/4	1 3/4	1 1/2	1 1/2	3/8	.62
30	HM1230	2.50	2.62	.64	3/4	1 3/4	2 1/2	1 1/2	3/8	1.1

Paso 14

14	HM1414	1.00	1.11	.19	3/8	3/8	1 1/2	3/8	3/8	.10
14	HM1414A	1.00	1.11	.19	3/8	3/8	1 1/2	3/8	3/8	.10

Paso 16

16	HM1616	1.00	1.09	.22	3/8	3/8	1 1/2	3/8	3/8	.07
24	HM1624	1.50	1.59	.31	3/8	3/8	1 1/2	1	3/8	.20

Paso 24

24	HM2424	1.00	1.06	.20	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	.06
----	--------	------	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----