

Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas.

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO EN ENERGÍAS RENOVABLES.**

TESIS

ANÁLISIS DE EFICIENCIA EN TURBINA TESLA CON DIFERENTES CONFIGURACIONES.

PARA OBTENER EL GRADO DE:
**Maestro en Materiales y Sistemas
Energéticos Renovables.**

PRESENTA:

ING. JOSÉ YOVANY GALINDO DÍAZ.

Director:
Dr. Joel Moreira Acosta.

Agradecimientos.

A la vida que me ha permitido cumplir con esta meta, a mis padres que han colaborado en mi motivación por adquirir este grado.

A la universidad de ciencias y artes de Chiapas, así como a la universidad del valle de México que me prestó sus instalaciones, equipo de medición y equipo indispensable para realizar este trabajo.

A mis maestros que han contribuido muy pacientemente en proporcionarme los conocimientos que me permitieron en llegar hasta este punto.

A la ingeniera Yanshy Hernández Portillo y a toda la gente que ha colaborado de forma directa e indirecta en la realización de este proyecto.

Resumen.

Este trabajo contiene el diseño, construcción y evaluación de tres turbinas tipo tesla, las cuales permitieron hacer evaluaciones tales como: el espaciamiento entre los discos, diferentes niveles de presión, diferentes salidas en los discos y diferentes tamaños de los discos. Para hacer estas evaluaciones se utilizó la teoría del análisis energético. Dentro de los resultados que se obtuvieron se encontró que el espaciamiento óptimo se encuentra entre 0.6 y 1.5 milímetros de espesor entre los discos utilizando aire comprimido, la presión óptima se encuentra entre los 100 y 186 kilo-Pascales, se obtuvieron valores de 0.34, 0.45 y 0.75 Nm de torque como valores máximos para las turbinas de 11.25, 15 y 30 centímetros respectivamente.

Contenido

Índice de Ilustraciones.....	8
Índice de Tablas.	9
Índice de Gráficas.....	10
1. Historia de las turbinas.....	11
1.1 Turbinas.	11
1.1.1 Introducción.	11
1.1.2 Concepto de Turbina.....	12
1.2 Clasificación de Turbinas.....	12
1.2.1 Turbinas de acción.	13
1.2.2 Turbinas de reacción.....	15
1.3 Elementos que constituyen una turbina.	16
1.3.1 Carcasa o Cilindro	16
1.3.2 Eje.....	18
1.3.3 Alabes.....	19
1.3.4 Toberas.....	21
2. Turbina Tesla.	22
2.1 Antecedentes de turbina Tesla.....	22
2.2 Descripción de turbina Tesla.	25
2.2.1 Descripción geométrica.....	25
2.3 Modelos que describen el funcionamiento de una turbina Tesla.	27
2.4 Desempeño de la turbina tesla.....	28
2.5 Problemática.	29
2.6 Objetivo general.....	30
2.6.1 Objetivos específicos.....	30
3. Fundamentos teóricos.....	31
3.1 Introducción.....	31
3.2 Turbinas.	31
3.2.1 Análisis Energético.....	32
3.3 Entalpía de estancamiento.....	33
3.4 Conclusión	34

4.	Metodología.....	35
4.1	Introducción.....	35
4.2	Diseño.....	35
4.3	Construcción.....	37
4.4	Evaluación.....	39
4.4.1	Estudio de espaciamiento.....	39
4.4.2	Estudio de tamaño los discos.....	40
4.4.3	Estudio de presión.....	41
4.4.4	Estudio de torque estacionario.....	41
4.4.5	Estudio del cambio salida de fluido en los discos.....	41
4.5	Medición de temperatura.....	42
4.6	Medición de velocidad del fluido.....	43
4.7	Medición de Presión.....	44
4.8	Sensores de Fuerza.....	45
5.	Resultados.....	46
5.1	Introducción.....	46
5.2	Diseño.....	47
5.2.1	Carcasa.....	47
5.2.2	Rotor.....	52
5.2.3	Discos.....	53
5.3	Construcción.....	54
5.4	Evaluación.....	60
5.4.1	Resultados de evaluar el espaciamiento entre los discos.....	60
5.4.2	Evaluación de eficiencia contra presión.....	62
5.4.3	Evaluación de torque estacionario.....	64
5.4.4	Pruebas de eficiencia con respecto al diámetro de disco.....	68
5.4.5	Evaluación de cambio de salida de fluido en los discos.....	69
5.4.6	Comparativa de eficiencia y presión a diferentes tamaños.....	72
6.	Conclusiones.....	73
6.1	Conclusión de Diseño.....	73
6.2	Conclusión de Construcción.....	73
6.3	Conclusión de resultados.....	73
6.4	Recomendaciones y trabajos a futuro.....	75

7.	Anexos.....	76
7.1	Anexo 1. Geometría y Teoría relevante para el funcionamiento de una turbina tesla. 76	
7.1.1	Espaciamiento entre los discos.....	76
7.1.2	Numero de discos.....	78
7.1.3	Tamaño de los discos (Relación de torque).	78
7.1.4	Cuarto modelo.	83
7.2	Anexo 2. Balance de energía para turbina hidráulicas y de vapor.	85
7.2.1	Turbinas de Gas.	87
7.3	Anexo 3. Descripción termodinámica del experimento.....	89
7.4	Anexo 4. Datos técnicos de sistema para medir temperatura.....	91
7.4.1	Entrada Análoga.....	91
7.4.2	Compatibilidad con sensores.	92
7.4.3	Exactitud de medición en el termopar.....	92
7.4.4	Datos técnicos de termopar tipo K.	93
7.5	Anexo 5. Especificaciones técnicas de anemómetro Prova AVM-07.....	93
7.6	Anexo 6. Especificaciones técnicas de sensor de presión y panel de montaje. ..	94
7.7	Anexo 7. Especificaciones técnicas de sensor de fuerza.	94
8.	Bibliografía.....	95

Índice de Ecuaciones.

Ecuación 2-1	27
Ecuación 2-2	27
Ecuación 2-8	28
Ecuación 2-4	28
Ecuación 2-5	28
Ecuación 3-1	33
Ecuación 3-2	33
Ecuación 3-3	33
Ecuación 3-4	33
Ecuación 3-5	33
Ecuación 3-6	34
Ecuación 3-7	34
Ecuación 3-8	34
Ecuación 7-1	77
Ecuación 7-2	77
Ecuación 7-3	78
Ecuación 7-4	79
Ecuación 7-5	80
Ecuación 7-6	80
Ecuación 7-7	81
Ecuación 7-8	83
Ecuación 7-9	83
Ecuación 7-10	84
Ecuación 7-11	85
Ecuación 7-12	86
Ecuación 7-13	86
Ecuación 7-14	86
Ecuación 7-15	88
Ecuación 7-16	88
Ecuación 7-17	88
Ecuación 7-18	89
Ecuación 7-19	89
Ecuación 7-20	89
Ecuación 7-21	90
Ecuación 7-22	90
Ecuación 7-23	90
Ecuación 7-24	90
Ecuación 7-25	91
Ecuación 7-26	91

Índice de Ilustraciones.

Ilustración 1-1. Forma de alabe de una turbina Pelton.....	13
Ilustración 1-2. Turbina de acción con cucharones (tipo Pelton).	14
Ilustración 1-3. Se muestra el corte necesario en los álabes de acuerdo a la trayectoria del fluido.....	15
Ilustración 1-4. Algunos tipos de Carcaza para turbinas de vapor.[3].....	17
Ilustración 1-5. Turbina de gas moderna[3].	17
Ilustración 1-6. Tipo de ajuste de rodete al eje [3].	19
Ilustración 1-7. Álabes de una turbina de reacción.	21
Ilustración 2-1. Se muestran algunas partes esenciales de una turbina tipo tesla.	25
Ilustración 2-2. Perspectiva de rotor en el que se muestra el espaciamento entre disco y disco.	26
Ilustración 2-3. Modelo de turbina de tesla original.	26
Ilustración 2-4. Trayectoria del fluido dentro de una turbina Tesla.	27
Ilustración 2-5. Relación entre el torque, potencia, contrapresión y eficiencia de una turbina tesla [3] ...	29
Ilustración 3-1. Diagrama de balance de energía en una turbina.	32
Ilustración 4-1. Ensamble de las primeras etapas del diseño.	37
Ilustración 4-2. Ensamble de discos.	38
Ilustración 4-3. Carcasa central colocada y colocando ultimas capas.....	38
Ilustración 4-4. Ensamble final con todas las capas de acrílico.	39
Ilustración 4-5. Imagen de registrador de datos USB-TEMP.	43
Ilustración 4-6. Termopar tipo K.....	43
Ilustración 4-7. Anemómetro para medir velocidad del fluido.	44
Ilustración 4-8. Imagen del panel de montaje.....	44
Ilustración 4-9. Sensor de presión PMP621.	45
Ilustración 4-10. Sensor de Fuerza.....	46
Ilustración 5-1. Primera etapa de la carcasa.	48
Ilustración 5-2. Segunda etapa.	49
Ilustración 5-3. Se presenta la tercera etapa de la carcasa.	50
Ilustración 5-4. Se muestra la cuarta etapa de la carcasa.	51
Ilustración 5-5. Vista con expansión de todo el ensamble.	51
Ilustración 5-6. Rotor que permite hacer variaciones del espaciamento entre los discos.	52
Ilustración 5-7. Discos tesla de tres diámetros exteriores diferentes, 30, 15 y 8 centímetros.....	53
Ilustración 5-8. Ensamble de disco costado a laser.	54
Ilustración 5-9. Ensamble de las primeras 3 etapas y un conjunto de 10 discos.	55
Ilustración 5-10. Separación de 0.6 mm entre disco y disco.....	55
Ilustración 5-11. Terminación del ensamble.....	56
Ilustración 5-12. Se muestra el ensamble completo de una de las turbinas.....	56
Ilustración 5-13. Se muestra un ensamble de la turbina completa con un dinamómetro adaptado.....	57
Ilustración 5-14. Se muestra el ensamble finalizado de la turbina más pequeña.....	57
Ilustración 5-15. Ensamble de discos turbina con discos de 11.25 centímetros.	58
Ilustración 5-16. Maquinando agujeros para sujetadores del eje.....	58
Ilustración 5-17. Ensamble de turbina más grande.	59
Ilustración 5-18. Turbinas en comparativa.....	59
Ilustración 7-1. Trayectoria del fluido dentro de dos discos paralelos [19].	76
Ilustración 7-2. Vista del perfil de velocidad de entre dos discos de una turbina Tesla [17].	77
Ilustración 7-3. Disco donde se esquematiza el toque generado “modelo simplificado”.....	80
Ilustración 7-4. Modelos de vórtice libre.	81
Ilustración 7-5. Sistema de generación de Calor en Trabajo útil.....	87

Índice de Tablas.

Tabla 4-1. Datos de diferentes materiales.....	36
Tabla 4-2 . Estudio de espaciamento.	40
Tabla 4-3. Estudio de tamaño de los discos.....	40
Tabla 4-4. Estudio de presión.....	41
Tabla 4-5. Estudio de torque estacionario.	41
Tabla 4-6. Estudio a diferentes salidas en los discos.....	42
Tabla 5-1. Se muestran los diferentes datos obtenidos de la primera prueba.	61
Tabla 5-2.Datos obtenidos de evaluando a diferentes presiones.	63
Tabla 5-3.Datos de Presión, fuerza y torque en turbina de discos de 30 centímetros.	64
Tabla 5-4. Torque a potencia cero con discos de 15 cm de diámetro.	65
Tabla 5-5. Datos obtenidos para turbina de discos de 11.25 centímetros de diámetro.....	66
Tabla 7-1. Se presentan los datos de entra analógica en el USB-TEM.	91
Tabla 7-2. Compatibilidad con los diferentes sensores.	92
Tabla 7-3. Exactitud de termopares a usar. En nuestro caso se usaron tipo K.	92
Tabla 7-4. Datos técnicos de termopar tipo K.	93
Tabla 7-5. Tabla de especificaciones de anemómetro.	93
Tabla 7-6. Tabla de parámetros de panel de montaje.....	94
Tabla 7-7. Datos técnicos de sensor de presión.	94
Tabla 7-8. Datos de los sensores de fuerza.....	94

Índice de Gráficas.

Gráfica 5-1. Se muestra una comparativa entre la eficiencia y el espaciamiento.....	60
Gráfica 5-2. Comportamiento de la eficiencia con respecto a la presión.....	62
Gráfica 5-3. Gráfico de torque vs Presión con discos de 30 cm de diámetro.	64
Gráfica 5-4. Presión vs Torque para discos de 15 centímetros de diámetro.	65
Gráfica 5-5. Presión vs torque para discos de 11.25 centímetros de diámetro.	66
Gráfica 5-6. Tendencia del torque en cada una de las tres turbinas.	67
Gráfica 5-7. Gráfico de eficiencia vs diámetro de disco.	68
Gráfica 5-8. Eficiencias entre 19 y 31 % a diferentes presiones con 13 agujeros.	69
Gráfica 5-9. Eficiencias entre 29 y 41 % a diferentes presiones con 7 agujeros.	70
Gráfica 5-10 Eficiencias entre 21 y 54 % a diferentes presiones con 3 agujeros.	71
Gráfica 5-11. Comparativa entre presión eficiencia a diferentes tamaños.	72

1. Historia de las turbinas.

1.1 Turbinas.

1.1.1 Introducción.

La presente tesis abarca un estudio práctico del funcionamiento de una turbina tipo tesla, en la que se pretende realizar variaciones en la estructura y registrar los cambios que se producen en la eficiencia. El estudio de este tipo de turbina está motivado por la necesidad de contar con un sistema que sea capaz de convertir la energía cinética de un fluido en trabajo útil, pero que además sea un sistema que presente una manufactura simple y barata, con niveles altos de eficiencia.

En este capítulo se plantea desarrollar parte de las motivaciones que hacen dar vida a esta investigación, así como también parte de los trabajos con antelación que se han realizados en turbinas. Como se sabe la energía juega un papel de gran importancia en la vida moderna de los seres humanos, pues de ella se emana la posibilidad de la industria, desarrollo de la economía de los países, empleos, así como también satisfacer necesidades básicas como la cocción de alimentos, iluminación, transporte, ente otros. Esta dependencia tan enorme de la energía hace que se esté en constante búsqueda de nuevos métodos de obtención de la energía, así como también el hacer más eficientes los procesos actuales de los que se obtiene energía. En la actualidad el uso de turbinas es muy común, ya sea al extraer energía del viento, de una corriente de agua, o una presión generada al calentar con un combustible como puede ser el petróleo, biocombustibles o de una fuente nuclear.

La investigación e implementación de estos dispositivos se dio con el desarrollo de la termodinámica a mediados del siglo XIX con el uso de los primeros sistemas que funcionaron a vapor de agua desarrollada por el ingeniero escocés James Watt y que después culminó en otros investigadores como Carlos Parsons quien propuso el denominado principio de escalones en el cual el vapor se expandía en varias fases, y C.G. Curtis que junto con Parsons desarrollaron la turbina de reacción que hoy en día son usadas ampliamente en la industria que se construyen en una gran

gama de potencias para accionar bombas centrifugas, compresores de gas, sopletes de aire, ventiladores y generadores eléctricos.

En la actualidad se han desarrollado dos tipos principales de turbina; las de reacción que principalmente se han utilizado en los sistemas a vapor y las de acción que se han implementado en gran medida en hidroeléctricas a escala micro y mini. A continuación, se presentan las descripciones de estos dos tipos de turbinas.

1.1.2 Concepto de Turbina.

Una turbina es un dispositivo que es capaz de transformar la energía cinética de un fluido de trabajo a energía mecánica de forma directa. Que se basa en el principio termodinámico: cuando un fluido se expande, disminuye su temperatura y reduce su energía interna, esta reducción es transformada en energía cinética del fluido que puede apreciarse con el movimiento macroscópico del fluido. Estos dispositivos están ubicados de acuerdo a una clasificación general como una turbo-máquina, que de forma general está compuesta por un rotor el cual permite la transmisión de energía del fluido de trabajo a energía útil. Cuando el fluido de trabajo es agua se les sub-clasifica como turbinas hidráulicas, en adición cuando el fluido de trabajo es aire se les conoce como turbinas eólicas. Por otro lado, cuando se habla de centrales eléctricas alimentadas con carbón o energía nuclear el fluido de trabajo es vapor por consecuente este tipo de turbinas se les conoce como turbinas de vapor. Existen también sistemas que emplean gas comprimible como fluido de trabajo y a estas turbinas se les conoce como turbinas de gas [1].

1.2 Clasificación de Turbinas.

Existen diferentes clasificaciones de turbinas como son las turbinas de desplazamiento positivo como lo es una bomba que funciona de manera opuesta: cuando el fluido entra a un volumen cerrado, hace girar una flecha o desplaza una varilla recíprocamente. Otro tipo de turbinas son las dinámicas que se usan como dispositivos para medir flujo y también como generadores de potencia, por

ejemplo, los sistemas meteorológicos que emplean a un anemómetro que son utilizados para medir la velocidad del aire, éstas a su vez pueden clasificarse en turbinas de impulso y de reacción.

1.2.1 Turbinas de acción.

En una turbina de acción, el fluido se envía por una tobera aceleradora de modo que la mayor parte de su energía mecánica del fluido se convierte en energía cinética. En general está compuesta por tres partes principales: una es la tobera, un rotor y una carcasa envolvente [2]. El chorro a alta velocidad choca con los álabes en forma de cucharones, cangilones o paletas que transfieren la energía a la flecha de la turbina, en la ilustración 1.1 se presenta la forma que puede tener un cucharon.

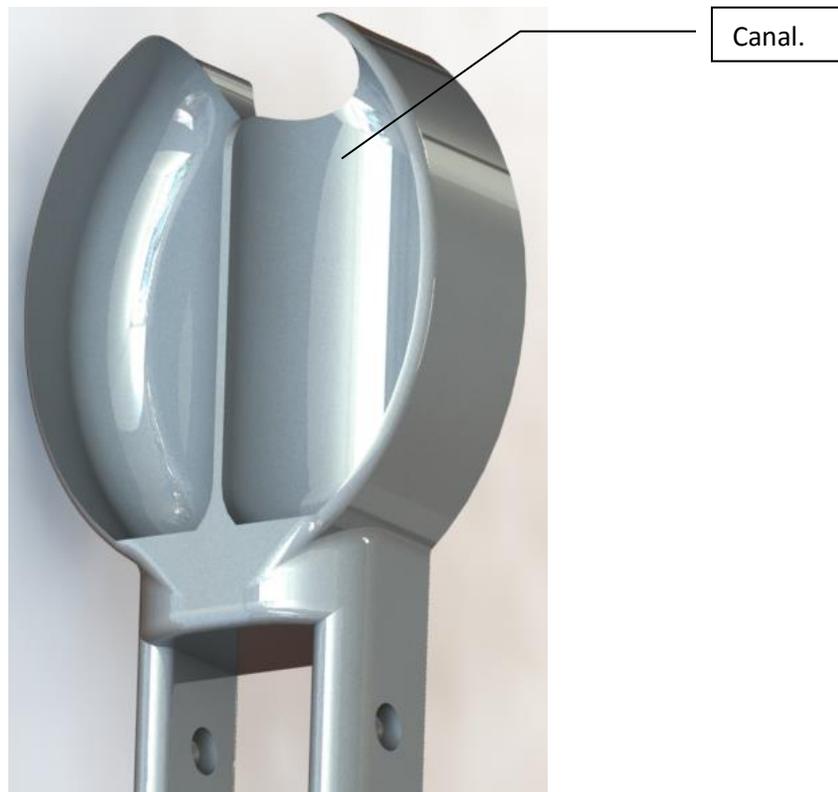


Ilustración 1-1. Forma de alabe de una turbina Pelton.

Como se puede ver en la imagen anterior un cucharon tipo Pelton tiene dos canales que hacen que el fluido se parta en dos y retorne, y de esta manera el

fluido empuja a los alabes. Los álabes de una rueda tipo Pelton están diseñados para que divida el flujo a la mitad y cambien la dirección de flujo 180° (respecto al marco de referencia que se mueve el aspa)

En un ensamble la turbina tendría la forma como se presenta a continuación en la ilustración1.2.



Ilustración 1-2. Turbina de acción con cucharones (tipo Pelton).

Éste tipo de turbinas fue desarrollado por Lester A. Pelton (1829-1908) en 1878 quien inventó la turbina de acción más eficiente quien lleva su nombre [1]. Una parte de cada álabe se corta para que la mayor parte del chorro pueda atravesar el álabe que no está alineado ($n+1$) con el chorro y así el fluido alcance al cucharón alineado (n). Esto puede apreciarse en la ilustración1.3.

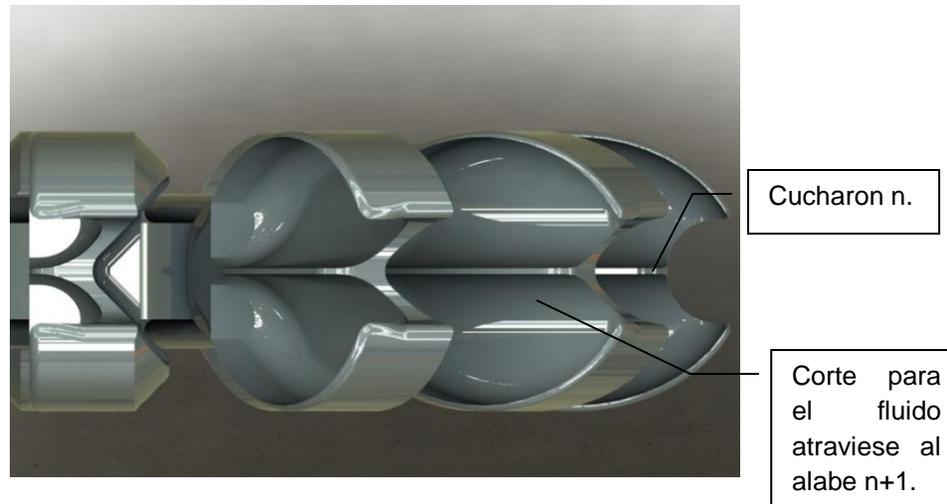


Ilustración 1-3. Se muestra el corte necesario en los álabes de acuerdo a la trayectoria del fluido.

1.2.1.1 Turbinas de acción de velocidad escalonada.

Se caracterizan por poder ser regulables con una sola hilera de álabes móviles, pero con cámara de revisión del fluido, que permite recircular varias veces el flujo, lográndose así una disminución gradual de la velocidad y un aprovechamiento más eficiente de energía cinética del fluido.

1.2.1.2 Turbinas de acción de Presión escalonada.

En este tipo de turbinas existe menor rozamiento entre el fluido y los álabes a causa de una velocidad relativa menor, siendo la velocidad la misma que a la entrada que el rodete. Por lo general, está constituida por dos secciones de toberas y diafragmas y dos rodetes, por lo que se puede considerar como dos turbinas de acción de velocidad escalonada montadas en serie.

1.2.2 Turbinas de reacción.

Este tipo de turbinas consta de aspas directrices fijas, y el fluido entra tangencialmente a presión alta que es desviado hacia el rotor mediante aspas fijas a medida que el fluido se desplaza a lo largo de la carcasa en espiral y luego pasa por las aspas del distribuidor ajustable con una componente de velocidad

tangencial. El intercambio de movimiento se intercambia entre el fluido y el rotor a medida que la presión cae. Las turbinas de reacción generan más potencia que las de acción ya que el fluido llena la carcasa, considerando las mismas condiciones de carga hidrostática, flujo volumétrico e impulsión de los mismos diámetros.

En las turbinas de reacción los juegos se tienen que reducir hasta el mínimo absoluto, ya que las fugas de vapor pueden aumentar como consecuencias de la diferencia de vapor puesta en marcha y con ello la reducir la presión sobre los álabes móviles, lo que conlleva a pérdidas de energía, haciendo de esta turbina con una característica de sensibilidad muy perceptible ante los cambios repentinos de carga o arranques rápidos.

1.3 Elementos que constituyen una turbina.

1.3.1 Carcasa o Cilindro.

Soporta la expansión del vapor y permite el montaje de diferentes elementos necesarios para el funcionamiento de la turbina. La carcasa se divide en dos partes: la parte inferior, unida a la bancada y la parte superior, desmontable para el acceso al rotor. Ambas contienen las coronas fijas de toberas o alabes fijos. Las carcasas se realizan de hierro, acero o de aleaciones de este, dependiendo de la temperatura de trabajo, obviamente las partes de la carcasa de la parte de alta presión son de materiales más resistentes que en la parte del escape.

Normalmente se encuentra recubierta por una manta aislante que disminuye la radiación de calor al exterior, evitando que el vapor se enfríe y pierda energía disminuyendo el rendimiento de la turbina. Ésta manta aislante suele estar recubierta de una tela impermeable que evita su degradación y permite desmontarla con mayor facilidad.

Los materiales que regularmente se usan en la construcción de estos cilindros son:

- ❖ Acero al carbón para aplicaciones a una temperatura menor de 400°C.
- ❖ Acero al molibdeno para temperaturas de vapor vivo hasta 450°C.
- ❖ Acero al molibdeno vanadio para temperaturas hasta de 520 °C.
- ❖ Hierro fundido gris GG25 para turbinas de baja presión.

El diseño del cilindro de la turbina permite dirigir los conductos de vapor vivo o de vapor de escape hacia arriba o abajo, lo que ofrece una gran sencillez y la posibilidad de adaptación de las tuberías de vapor. Ver ilustración 1.4 y 1.5

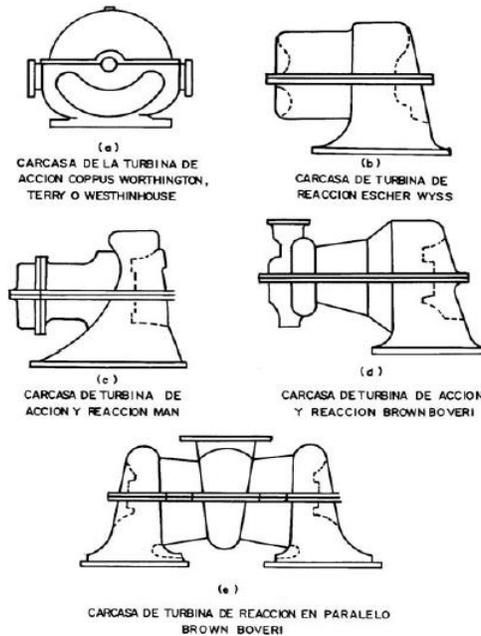


Ilustración 1-4. Algunos tipos de Carcaza para turbinas de vapor[3].



Ilustración 1-5. Turbina de gas moderna[3].

1.3.2 Eje.

El eje es el elemento básico de la turbina y en el cual van montados el rodete o rodetes. En las turbinas de acción el rodete puede ir asegurado al eje por chavetas, arandelas de seguridad, tuercas de sujeción, por ajustes forzados o puede formar un conjunto sólido con el eje.

Como se puede apreciar en la ilustración 1.6 los tres tipos de acoples más comunes. En la parte (a) el rodete se calienta para que pueda ser fácilmente acoplado al eje. Una chaveta que puede ser no empleada en algunos casos en forma rectangular o media luna, impide que se gire en un momento dado. El Ajuste varía entre 0.008" y 0.012". En la parte (b) una chaveta impide el giro del rodete con respecto al eje. En ajuste puede ser metal-metal entre 0.001" y 0.003". En la parte (c) las roscas donde van colocadas las tuercas son contrarias, con el fin de que cuando gire el eje no se desenrosquen. La tolerancia puede estar comprendida entre 0.001" y 0.003"

En algunos casos de turbinas, puede verse rotores sólidos en donde el eje y el rodete forman una sola pieza fundida.

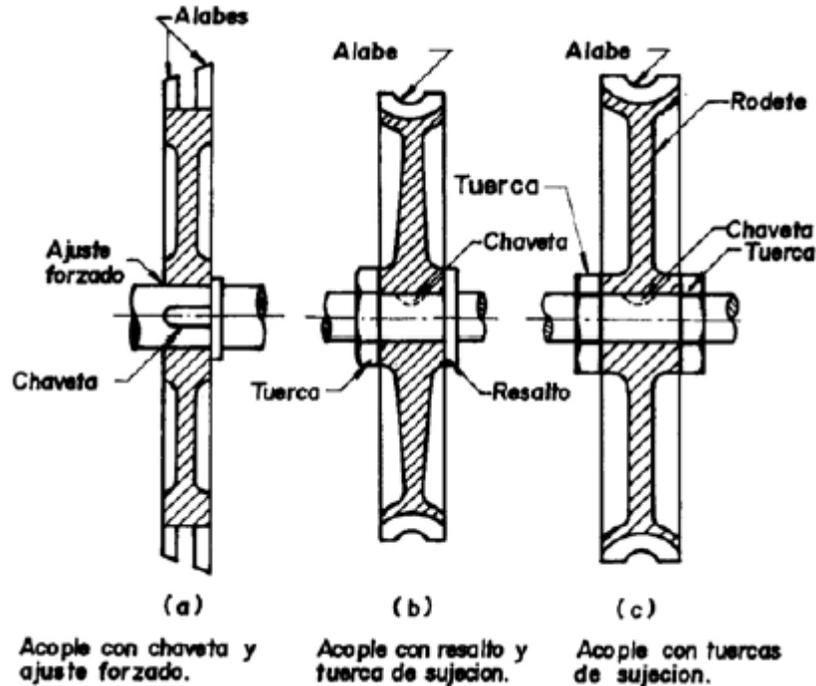


Ilustración 1-6. Tipo de ajuste de rodete al eje[3].

En las turbinas de reacción y mixtas, el rotor se compone de un eje y un conjunto de discos o rodetes. Para velocidades superiores a 8000 rpm, el eje y los rodetes se pueden maquinar a partir de una sola pieza forzada de aleación de acero, de Cr-Mo-V, de alta resistencia. Después de haber sido forjado y mecanizado, el rotor se somete a una temperatura de 1000 grados de operación y aun enfriamiento suave para eliminar las tensiones internas. Cuando los álabes están montados en el rotor, el conjunto

1.3.3 Alabes.

Van montados en la periferia del rodete y permiten que el eje gire al chocar el fluido en su cara frontal. Los álabes móviles son fresados de una barra sólida acero aleado 12% Cr-Mo-V con excelentes calidades y una alta calidad a la resistencia a la erosión y a la corrosión.

El pie del alabe presenta diferentes configuraciones, dependiendo del tipo de turbina; la más común es en forma de T. Los álabes van sujetos en ranuras en

forma de T, torneadas en la periferia de los discos o rodetes. Los álabes en las turbinas de acción o de la etapa regulada en las turbinas mixtas tienen una banda de cierre remachado. Así los álabes se interconectan en grupos, a fin de aumentar su rigidez, evitar vibraciones y amortiguar las sollicitudes debidas a los choques, en caso de carga reducida. Ver ilustración 1.7.

En las turbinas a reacción los álabes móviles hacen de toberas; los que permiten que la expansión del vapor se realice tanto en álabes móviles como fijos. En este tipo de turbinas, como es necesario expandir volúmenes mayores de vapor hacia el extremo de baja presión, se debe utilizar álabes de gran tamaño hacia el extremo de baja presión.

Los álabes fijos se emplean en las turbinas de acción de presión escalonada y en las de reacción, como tabiques separadores entre rodetes consecutivos. Los álabes fijos se diseñan de tal manera que aseguran una expansión eficaz y una correcta corriente de vapor hasta los álabes móviles, con un mínimo de pérdidas.

Los álabes fijos se fabrican de acero al Cr 12% y van sujetos en semianillos de soporte. Estos anillos se fabrican de acero y el conjunto se llama tabiques o diafragma. La parte inferior de cada diafragma se sujeta a una ranura maquinada en la carcasa y se coloca por medio de chavetas, lo que da lugar a una alineación correcta provista de bandas de expansión libre.

La parte superior del diafragma está provista de bandas de estanqueidad de acero al Cu/Ni 70-30 para asegurar estanquidad del eje. Los álabes fijos se pueden fabricar de tres modos:

- ❖ Moldeados a precisión
- ❖ Fresados de barras
- ❖ Soldados integralmente.

En algunas turbinas de reacción los álabes fijos van montados en la superficie interior de la carcasa. El conjunto de una hilera de álabes fijos y otra de álabes móviles se definen como el paso de una turbina.

En las turbinas de acción de dos hileras de álabes o de dos o más rodetes se emplean los álabes inversores estacionarios para invertir la dirección del flujo de manera que el vapor entre en la dirección apropiada en la segunda hilera de álabes móviles.



Ilustración 1-7. Álabes de una turbina de reacción.

1.3.4 Toberas.

Se emplean para expandir el fluido sobre los álabes de la turbina. El fluido antes de entrar a la tobera se encuentra sobre calentado y una vez en ella, al expandirse, se condensa en parte.

Las toberas pueden ser de flujo variable o constante, según se pueda o no regular la cantidad de fluido, mediante un sistema de válvulas. Éstas deben estar completamente cerradas o abiertas porque de lo contrario, son fácilmente erosionables. Con el fin de aprovechar al máximo la energía cinética de fluido, se emplean álabes reversibles o conductos en la carcasa, que permiten que el fluido vuelva nuevamente a los álabes.

2. Turbina Tesla.

2.1 Antecedentes de turbina Tesla.

Éste tipo de turbina fue por primera vez presentada por Nikola Tesla y patentada en 1913 [4] a la cual se le hace referencia como turbina no alabeada. Este tipo de turbina fue basada en los mismos principios de funcionamiento de la patentada bomba tipo tesla en 1909 [5].

El primer modelo realizado por el mismo Tesla fue en 1906 con catorce discos de 6" de diámetro y un espesor de 1/32, con una separación de 1/64 entre la carcasa y la cara del rotor, alcanzando una velocidad de 20000 revoluciones por minuto (RPM). Posteriormente Tesla construyó un modelo más grande que tenía discos de 12" de diámetro y con una velocidad de 10000 RPM, desarrollaba una potencia de 100 Hp, con la que alcanzo mejorar la eficiencia con respecto al primer modelo, durante el siguiente año en 1911 después de investigar redujo el diámetro a 9.75" y con un espesor de 2" y con una velocidad de operación reducida a 9000 RPM la salida de potencia aumentaba un 10%. Después de estas pruebas Tesla consiguió interesar a Allis Chalmers Manufacturing Company, quien patrocino la creación de tres turbinas; dos de ellas tenían veinte discos de 18" de diámetro y fueron probadas a 12000 y 10000 RPM alcanzando 110 Hp(82.5 kW). La última se construyó con 15 discos de 60" de diámetro y una velocidad de 3600 RPM con una potencia de 670 Hp (500 kW) [3].

Al parecer la compañía Allis Chalmers Manufacturing Company no tuvo los resultados que esperaba y aun hacían falta demasiados datos técnicos, y Tesla abandonó los resultados obtenidos y la investigación.

Posteriormente nació la inquietud de seguir estudiando los principios de funcionamiento de esta turbina. Leaman experimento usando múltiples discos de la turbina tesla, él evaluó diferentes superficies en los discos y diferentes configuraciones de toberas intentando maximizar la eficiencia resultado en una relación parabólica entre la velocidad angular y la eficiencia, logrando picos de eficiencias 8.6% [6]. Posteriormente Murata[7] analizó sí el flujo entre múltiples discos de tesla es laminar o turbulento y encontró que el flujo es laminar dentro de la turbina excepto sobre la entrada o salida de la periferia de los discos donde no es observado el flujo en forma de vórtice. Esto fue después corroborado por Harwood [8] simulando el flujo interno de la turbina tipo Tesla con el software ANSYS y demostró la existencia de un vórtice interno rotacional dentro de la turbina y una contrapresión. Harwood también encontró que el pico más alto de eficiencia es encontrado en números de Reynolds bajos. Mr Tahil quien discutió como el flujo en una turbina tesla opera sobre platos planos y un efecto de vórtice, y además discutió la posibilidad de usar este tipo de turbinas como anemómetros [9], [10].

En 1963 el profesor W. Rice publicó un estudio relacionado con las maquinas Tesla, “Una investigación analítica y experimental de bombas y compresores con múltiples discos”, donde señala que el rendimiento teórico que puede alcanzar es de 95%, resultado que fue confirmado en 1974 por el mismo [11]. Después el mismo W. Rice en conjunto con K.E. Boyd publicaron un trabajo denominado “Laminar Inward Flow of an Incompressible Fluid Between Rotating Disk, whit full peripheral admission”, donde se profundizó aún más el estudio realizado con antelación, donde se obtuvieron gráficos acerca del comportamiento del fluido para distintas situaciones, buscando el punto de inflexión en que el fluido pasa de un régimen laminar a uno turbulento. Rice posteriormente participo en otras

publicaciones [12]–[14] donde se concluyeron que los discos no pueden juntar de manera aleatoria, sino que existe un óptimo.

En 1972 Lawn diseñó un modelo laminar de un fluido incompresible newtoniano entre dos discos paralelos giratorio. Éste modelo representó los perfiles de velocidad y datos de mejoramiento que conllevo a datos adimensionales característicos de la turbina [15]. En 1976, Murata y Yukata descubrieron que la fricción de los discos de una bomba Tesla solamente trabajan en régimen laminar, excepto en la entrada o salida de la periferia de los discos. Ellos diseñaron un modelo para estimar el mejoramiento de las bombas y compararon los datos teóricos y experimentales [7]. En 2006 Couto introdujo un trabajo sobre los principios de operación de una turbina tesla que estima teóricamente el número de discos de una turbina [16].

Posteriormente el avance de las investigaciones se centró en el modelado matemático del comportamiento del fluido buscando acercarse a la realidad que se practicó de ejecutar sin grandes gastos computacionales. En 2007 se publicó un artículo llamado “Desing of Tesla Turbine” [13] de donde el flujo de trabajo fue agua y se obtuvieron eficiencias de 54,93 con un flujo de 1.192 l/s y con un momento angular de 0.31Nm el peor valor obtenido fue de 4.87% con un flujo de 1.537 l/s con un momento angular de 0.08 Nm, también se pudo concluir que mientras decrece la carga mecánica, la velocidad aumenta así como también lo hace la presión y la fuerza centrífuga. Más tarde se publica en 2009 un documento llamado “Desing, testing and two-dimensional flow modeling of a multiple-disk fan” desarrollado por Mustada Özdemir en donde se recopila información importante con respecto a simulaciones y modelado analítico sobre la máquina [17]. Y el más reciente trabajo realizado por Guha y Senguta [18] en el que se establecen la existencia de una relación entre las fuerza centrifugas, inercia, coriolis y viscosa para la generación de potencia y torque.

2.2 Descripción de turbina Tesla.

Éste tipo de turbinas presentan características muy especiales y es que, a diferencia de otras, las turbinas de este tipo no tienen álabes, sino que más bien quien transmite la potencia mecánica hacia el eje son discos paralelos con una mínima separación entre cada disco, sin embargo, los discos paralelos no lo son todo en esta turbina, pues hace falta una geometría adecuada para el correcto funcionamiento; por ello se presenta una descripción de la geometría mínima para el funcionamiento.

2.2.1 Descripción geométrica.

Una turbina tesla de la manera más básica es una turbo-maquinaria que está compuesta por un eje con discos paralelos ensamblados sobre un eje, estos discos son delgados, perfectamente planos y lisos, cada disco va separado de un pequeño espacio antes del siguiente disco. A continuación, en la ilustración 2.1 se puede ver un rotor tipo Tesla con los discos ensamblados y en la ilustración 2.2 se muestra una perspectiva donde se puede ver el espaciado entre disco y disco.

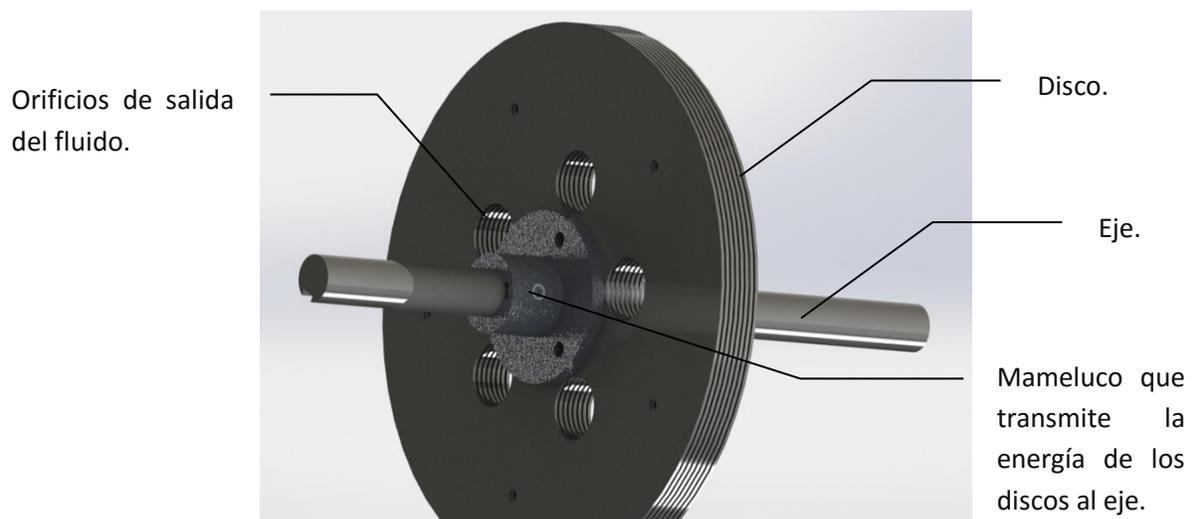


Ilustración 2-1. Se muestran algunas partes esenciales de una turbina tipo tesla.

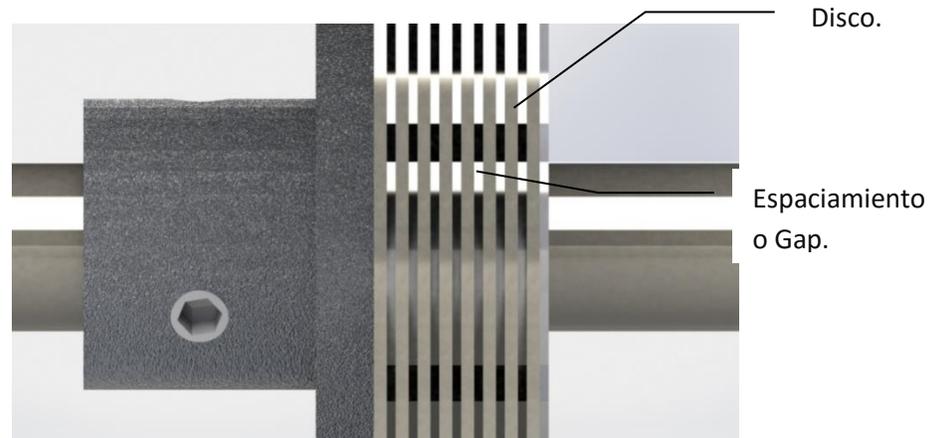


Ilustración 2-2. Perspectiva de rotor en el que se muestra el espaciamento entre disco y disco.

La turbina completa no solo se compone de un eje con discos planos paralelos, sino que además se cuenta con toberas, una carcasa cilíndrica, válvulas y otros accesorios no tan indispensables para su funcionamiento.

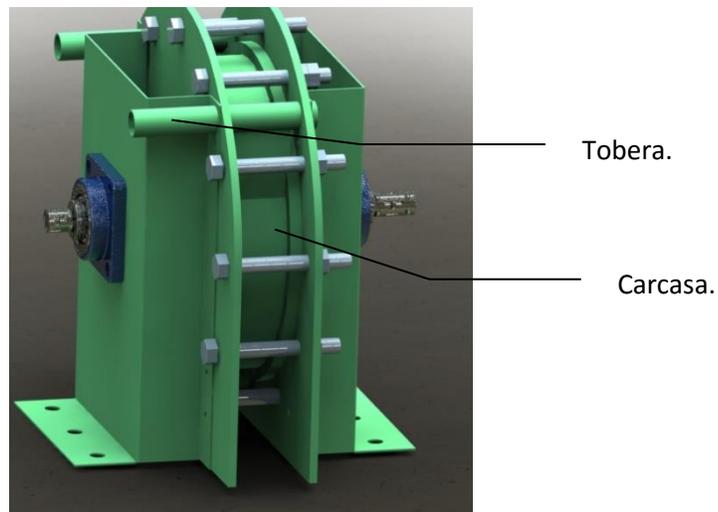


Ilustración 2-3. Modelo de turbina de tesla original.

En la ilustración 2.3 se puede apreciar un modelo con la forma original plasmada en la patente de Tesla. En términos generales el fluido entra por la tobera hasta llegar a la carcasa principal con forma cilíndrica donde el fluido toma una trayectoria en espiral como un remolino hasta llegar al centro y salir por unos orificios de los discos.

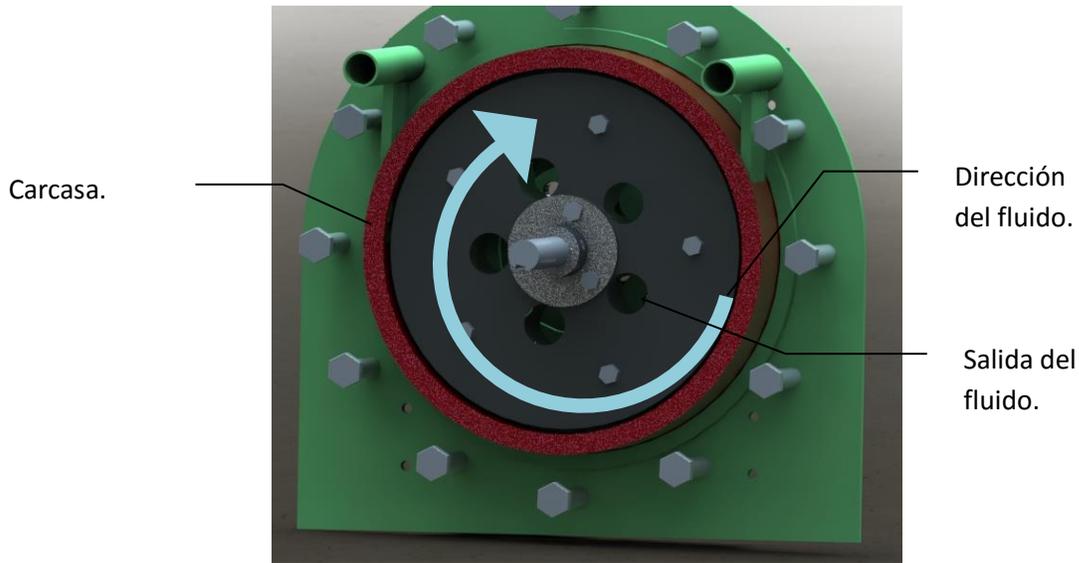


Ilustración 2-4. Trayectoria del fluido dentro de una turbina Tesla.

2.3 Modelos que describen el funcionamiento de una turbina Tesla.

Se han encontrado 4 modelos que describen el funcionamiento de este tipo de turbina. El primer modelo fue propuesto W. Rise y relaciona el torque con la velocidad lineal del fluido en el radio interior como exterior, así como lo radios, la densidad del fluido y el flujo volumétrico como se aprecia en la ecuación 2-1.

$$T = -(v_i r_i - v_o r_o) Q \rho \quad \text{Ecuación 2-1}$$

El segundo y tercer modelo fueron propuestos por Wiliam Tahil, uno de ellos lo denomina modelo simplificado y otro de vórtice libre. El modelo simplificado relaciona el torque con la velocidad promedio del fluido, la viscosidad dinámica del fluido el radio exterior de los discos y el espaciamento entre los discos, esto se puede apreciar en la ecuación 2-2.

$$T = \frac{2\pi V \mu r^3}{h} \text{Ecuación 2-2}$$

El modelo de vórtice libre relaciona la viscosidad dinámica el radio de los discos, el espaciamiento entre los discos y la trayectoria del fluido. Esto se puede apreciar en la siguiente ecuación.

$$T = \frac{3\Gamma\mu r^2}{2rh} \text{Ecuación 2-3}$$

El cuarto modelo es propuesto por Guha y Sengupta. Este modelo surge de resolver las ecuaciones de continuidad en 3 coordenadas dimensionales y se relaciona. Esta ecuación relaciona el número de discos y el torque generado en cada cara que considera la viscosidad del fluido, la velocidad promedio angular en el radio exterior, el radio exterior del disco, el espaciamiento entre los discos y constantes que están en función velocidad promedio viscosidad cinemática, velocidad angular absoluta promedio en el exterior del disco y la velocidad angular en el exterior del disco etc.

Para comprender mejor estas ecuaciones se recomienda ver el anexo 1.

$$T = 2(n_d - 1)\zeta \text{Ecuación 2-4}$$

$$\zeta = \int_{r_1}^{r_2} \tau_w (2\pi r) r dr = \left[\frac{12\pi\mu\bar{v}\theta_2 r^3}{b} \right] \cdot \left(\frac{c_2}{c_1} (R_2^2 - R_1^2) - \frac{c_3}{c_1} \left\{ e^{-\frac{c_1 R_2^2}{2}} - e^{-\frac{c_1 R_1^2}{2}} \right\} \right) \text{Ecuación 2-5}$$

2.4 Desempeño de la turbina tesla.

Una de las características más importantes de la turbina es el efecto del espaciamiento. Cuando la turbina está operando cerca del 50% de la velocidad del fluido, la energía cinética del fluido de trabajo pasa a través de los platos con una mínima contrapresión. Desde el 50% al 100% de la velocidad del régimen (determinada por la velocidad del fluido de trabajo y el diámetro del disco), las

fuerzas centrífugas operan en el fluido de trabajo que se mueven en el espacio entre los discos, creando una contrapresión al fluido de trabajo entrante.

Mientras la velocidad periférica de la turbina se aproxima a la velocidad del fluido de trabajo de entrada, la contrapresión del fluido de trabajo cierra el espacio entre los discos.

De todo lo anterior se concluye que: La turbina Tesla no produce casi potencia por debajo del 50% de la velocidad máxima, el máximo torque es alcanzado al 50% de la velocidad máxima y decrece linealmente a media que se acerca a la velocidad máxima, la eficiencia comienza en el 50 % y solamente se incrementa 6 % en la velocidad máxima como se puede apreciar en la ilustración 2.9.

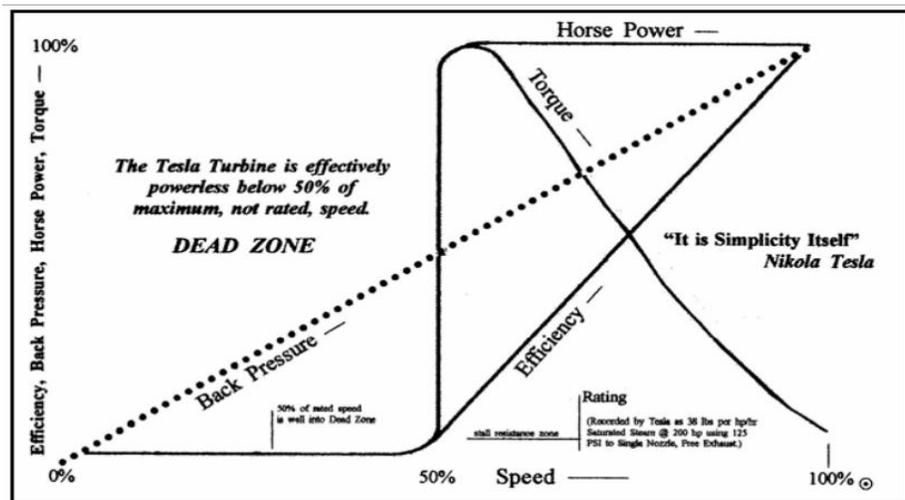


Ilustración 2-5. Relación entre el torque, potencia, contrapresión y eficiencia de una turbina tesla [3].

2.5 Problemática.

En el presente capítulo se presentó la bibliografía existente disponible que muestran el comportamiento de una turbina tipo tesla, algunos de los principios físicos que rigen este tipo de turbina, así como algunos modelos que muestran como el fluido transmite la potencia a los discos. El hecho de que existan varios modelos para la descripción de alguna parte de este tipo de turbina hace referencia a que no se cuenta con un modelo totalmente definitivo, además hay

que remarcar que estos modelos solo describen el comportamiento cuando el fluido ya entró al espaciado existente entre los discos y por último algunos de los modelos requieren de variables que no son tan fáciles de medir como la velocidad entre los discos, velocidad angular, flujo másico entre los disco entre otros.

2.6 Objetivo general.

Diseñar y Construir una serie de turbinas tipo Tesla, así como determinar el comportamiento de la eficiencia en función de las diferentes configuraciones.

2.6.1 Objetivos específicos.

1. Diseñar una serie de turbinas Tesla que permitan conocer el comportamiento de la eficiencia ante cambios relevantes de la turbina.
2. Construir una serie de turbinas Tesla con estructura variable.
3. Evaluar el desempeño de las turbinas Tesla en función de su configuración.

3. Fundamentos teóricos.

3.1 Introducción

En este capítulo se presenta la teoría fundamental para la evaluación de una turbina recopilada de artículos, tesis, libros, etc. Este análisis a grandes rasgos hace un balance de energía entre la energía entrante y saliente de la turbina. También se habla sobre de la relación que existe entre la entalpia de estancamiento y la velocidad del fluido que es muy útil para medir la velocidad del fluido cuando no se cuenta con instrumentos para medir velocidades altas.

3.2 Turbinas.

Las turbinas como ya se vio en el capítulo 1 pueden clasificarse de diferente manera, si tomamos en cuenta el fluido que utilizan tenemos las turbinas hidráulicas y de gas. En dependencia del fluido que utilicen es como se pueden estudiar y determinar parámetros técnicos, como velocidad de trabajo, energía del fluido, eficiencias, torque, etc.

3.2.1 Análisis Energético.

La ley de conservación de energía (primera ley de termodinámica) se hace notar en este análisis, que especifica que la energía nunca desaparecerá, siempre se transformará ya sea a energía útil o no útil. En el caso de una turbina habrá una energía de entrada proporcionada por el fluido, esta energía a la salida se transformará en energía útil que es el trabajo mecánico realizado en el eje, además habrá energía que no se le habrá podido extraer al fluido, energía que estará relacionada a fricción en el mismo fluido, fricción en los baleros, vibración mecánica, etc. En la ilustración 3.1 podemos apreciar con un diagrama lo que se comenta.

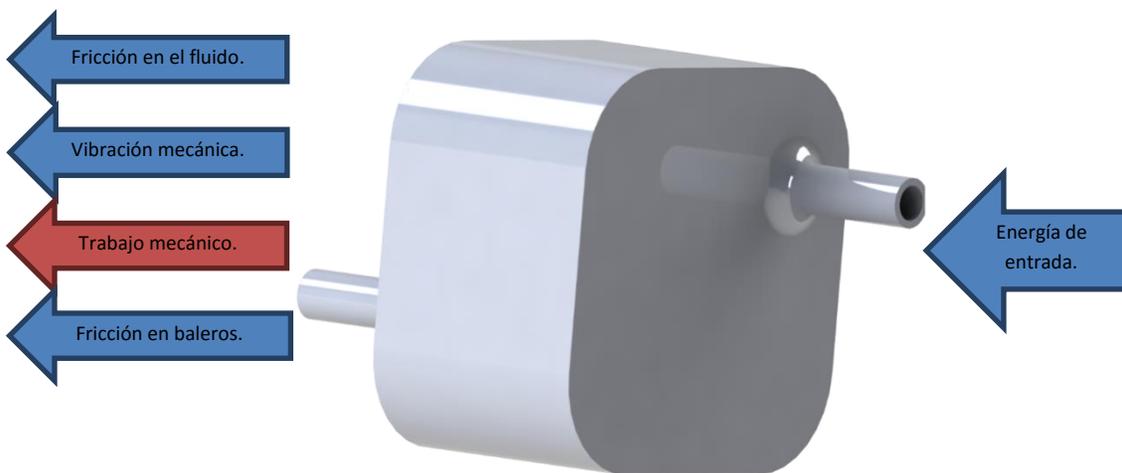


Ilustración 3-1. Diagrama de balance de energía en una turbina.

3.2.1.1 Turbinas de aire.

En una turbina de gas a base de aire donde no hay un calentamiento previo del fluido, la energía del fluido está compuesta por su entalpía y su energía cinética, por lo que, para una turbina de aire, la energía de entrada en términos específicos es;

$$E_{entrada} = h + \frac{v^2}{2} \text{Ecuación 3-1}$$

Cuando esta energía pasa por una turbina, como ya se vio en la ilustración 3-1 parte de la energía se convierte en trabajo útil, y otra parte se disipará en pérdidas de diferentes maneras. Que si se aplica la primera ley de la termodinámica esas pérdidas son calor.

$$h + \frac{v^2}{2} = \frac{W_{\text{útil}}}{m} + \frac{Q}{m} \text{Ecuación 3-2}$$

Donde el trabajo útil $W_{\text{útil}}$ se puede obtener despejando la ecuación 3-12:

$$\frac{W_{\text{útil}}}{m} = h + \frac{v^2}{2} - \frac{Q}{m} \text{Ecuación 3-3}$$

Además, el calor generado se puede obtener de la siguiente manera:

$$\frac{Q}{m} = C_p(T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}}) \text{Ecuación 3-4}$$

Entonces la eficiencia de la turbina está dada por el cociente del trabajo útil sobre la energía del fluido:

$$\eta = \frac{\frac{W_{\text{útil}}}{m}}{h + \frac{v^2}{2}} \text{Ecuación 3-5}$$

En el anexo 2 se comenta más a fondo sobre el análisis energético para turbinas hidráulicas y de vapor.

3.3 Entalpía de estancamiento.

En fluidos a gran velocidad el estado energético de un fluido no solo está definido por su entalpía, sino que además por su energía cinética. La entalpía de estancamiento suma la entalpía del fluido y la energía cinética en un solo concepto. La entalpia de estancamiento está definida como la entalpía necesaria para llevar un fluido al reposo adiabáticamente, de forma general si se considera

un fluido el cual atraviesa algún sistema y se aplica la conservación de la energía ($E_{entrante} = E_{saliente}$) las entalpías quedan:

$$h_0 + \frac{V_0^2}{2} = h_1 + \frac{V_1^2}{2} \text{Ecuación 3-6}$$

Donde el término de la izquierda representa la energía entrante y de la derecha la energía saliente. Ahora si a la salida el fluido alcanza el reposo, $V_1 = 0$ y por tanto;

$$h_0 + \frac{V_0^2}{2} = h_1 \text{Ecuación 3-7}$$

Si el fluido se considera como un gas ideal y la presión es constante entonces $h = C_p T$, por tanto, la ecuación 3-17 puede reescribirse como sigue:

$$T_1 = T_0 + \frac{V_0^2}{2C_p} \text{Ecuación 3-8}$$

Donde T_1 es la temperatura de estancamiento y es la temperatura que alcanza el fluido cuando se lleva al reposo adiabáticamente. Para un análisis y diagrama detallado del ensamble ver anexo 3.

3.4 Conclusión

En este capítulo se estableció parte de la teoría utilizada en las turbinas de aire. Desde una turbina hidráulica donde el fluido es incompresible y existe una pequeña generación de calor, pasando por las turbinas de gas donde un fluido es precalentado y se extraiga energía calórica, así como cinética. Por último, se muestra la energía que puede tener un fluido al cual no se le precalienta como sucede en una turbina que trabaja con aire comprimido. Y por último se establece una relación entre la velocidad que puede tener un fluido y la entalpía de estancamiento, y con sus propiedades como son la presión de estancamiento, la temperatura de estancamiento, y la densidad de estancamiento. Esta relación

entre la entalpía de estancamiento es útil cuando no se cuenta con equipo para medir velocidades muy altas del fluido.

4. Metodología.

4.1 Introducción.

En el presente capítulo se presenta la metodología a ocupar para el diseño, construcción y evaluación basándose en el análisis energético presentado en el capítulo anterior de una turbina tipo tesla con variaciones en el tamaño de los discos, espaciamiento entre los discos, variación de salida en los discos, variaciones de presión, y evaluaciones de torque.

4.2 Diseño.

Carcasa: En esta se tomó en cuenta un material fácil de manejar en cuanto a cortes laser, que proporcionara resistencia a todo el ensamble, que pudiéramos dar la característica de crecer en función del crecimiento del rotor. Dentro de los candidatos se consideró; acero inoxidable, fierro aleado, nylamid y acrílico. El material seleccionado fue acrílico porque, aunque proporciona un valor menor en el límite de tracción, podía ser cortado a laser y dar exactitud en el diseño, así

como economía, además se tomó en cuenta el máximo esfuerzo ejercido por la fuerza centrípeta ejercida a la velocidad máxima que podrían alcanzar los discos, el cual es de 0.053051×10^8 , por tanto, el acrílico es un material con capacidad. En la siguiente tabla puede apreciarse las propiedades de los materiales candidatos:

Material	Límite elástico	Límite de tracción	de Coeficiente de Poisson.	Módulo elástico.	Precio por m ²
Nylamid	-	0.85×10^8	0.44	0.31×10^{11}	3000
Hierro aleado	6.204×10^8	7.23×10^8	0.28	2.1×10^{11}	1600
Acero inox.	2.06×10^8	5.17×10^8	0.29	1.9×10^{11}	3800
acrílico	0.45×10^8	0.73×10^8	0.35	0.03×10^{11}	1200

Tabla 4-1. Datos de diferentes materiales.

Para lograr incrementar el tamaño de la carcasa, se consideró un diseño por capas, como una especie de sándwich y al acrílico tuvo un papel importante ya que hay diseños perfectamente planos.

Eje: En el eje solo se consideró un material que proporcionara resistencia y por el material más económico se decidió por acero al carbón. Las medidas de esta barra fueron de media pulgada de diámetro y de 50 centímetros de largo.

Sistemas rotantes: Para dar giro al eje generando el minio de fricción posible se utilizaron chumaceras las cuales contiene un balero y además permiten ser fijadas en una de las paredes de la turbina, además se estimaban una velocidad máxima del rotor no superior a 5000 RPM margen para el cual una chumacera convencional trabaja.

Discos: Los discos se hicieron también de acrílico, por sus características en la construcción y precio.

Transmisor de potencia de los discos al eje: para este dispositivo se consideró aluminio por sus características mecánicas y por ser ligero.

Con estas características se pensó en hacer un bosquejo computarizado con la herramienta solidworks para visualizar las características esenciales, detectar posibles fallas en la construcción, visualizar la trayectoria del fluido, transmisión de potencia de los discos al eje, etc.

4.3 Construcción.

Una vez que se tuvo el diseño computarizado las piezas fueron mandadas a corte laser para su realización. Una vez que los cortes fueron terminados se procedió a hacer el ensamble; a continuación, se muestra una primera etapa del ensamble: En la ilustración 4-1 se muestra como se hizo primero el ensamble de las primeras capas de acrílico para posteriormente agregar el mameluco. En la ilustración 4-2 se aprecia que posteriormente se agregaron los discos en el ensamble con sus respectivos separadores y al final para ser atornillados. Para la ilustración 4-3 se muestra que una vez que los discos han quedado armados se prosigue con colocar la parte central de la carcasa para después colocar la ultimas capas de acrílico. En la ilustración 4-4 se muestra como queda el ensamble total una vez que se agregan las ultimas capas de acrílico.

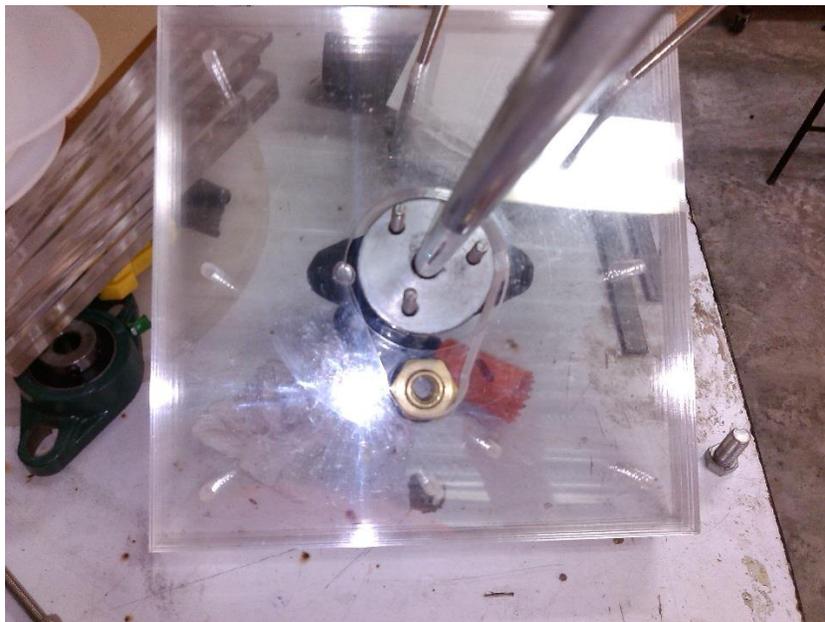


Ilustración 4-1. Ensamble de las primeras etapas del diseño.

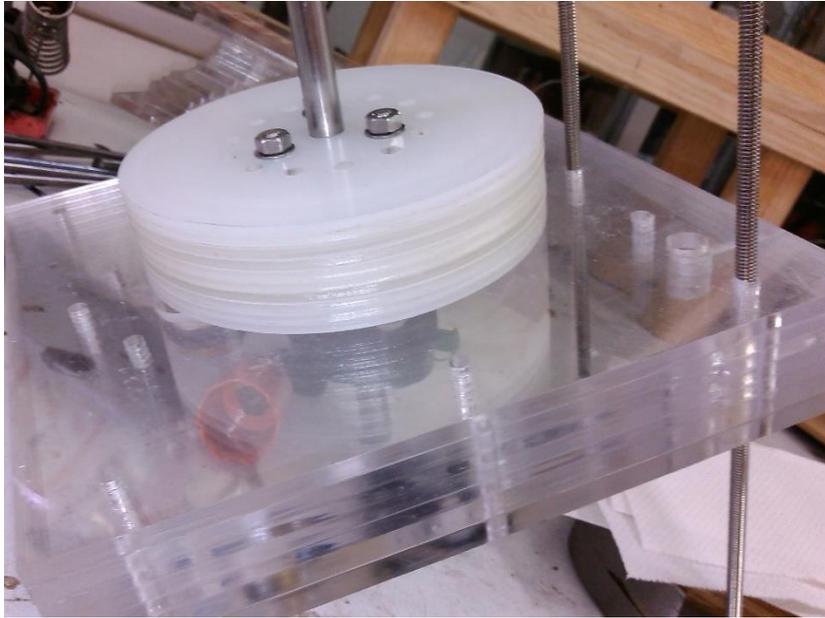


Ilustración 4-2. Ensamble de discos.



Ilustración 4-3. Carcasa central colocada y colocando ultimas capas

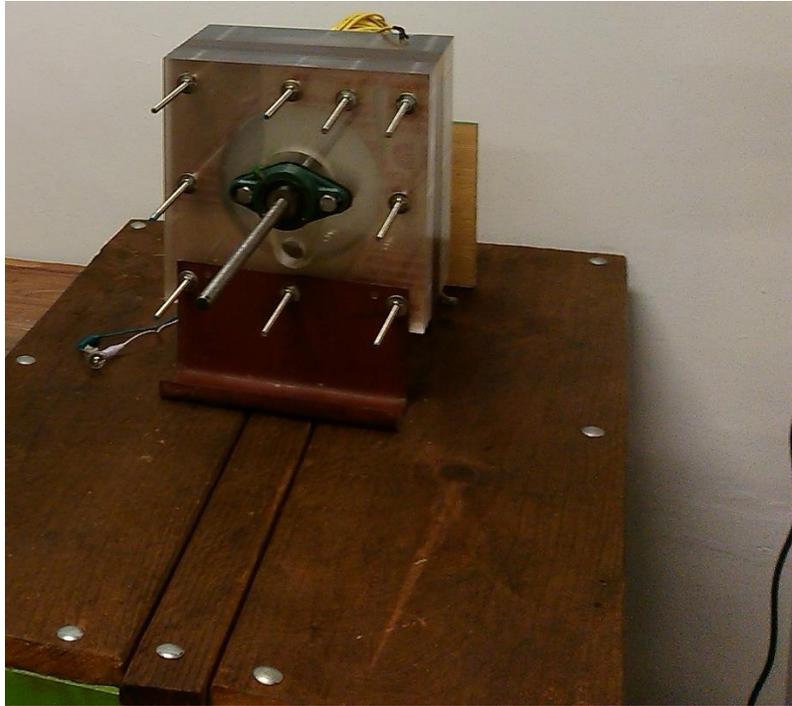


Ilustración 4-4. Ensamble final con todas las capas de acrílico.

4.4 Evaluación.

El objetivo de la evaluación es determinar cómo se comporta la eficiencia de este tipo de turbina con forme se hacen los cambios en la estructura de la turbina. Para determinar la eficiencia de la turbina, se decidió hacer las evaluaciones sin carga, usando como fluido de trabajo aire comprimido, por tanto, para conocer la energía de entrada del fluido se utilizará la ecuación 3-1 y para determinar el trabajo útil la ecuación 3-5

Para hacer las evaluaciones se realizaron las tablas 4-1, 4-2, 4-3, 4-4 y 4-5 en las cuales se llenarán con los datos obtenidos.

4.4.1 Estudio de espaciamento.

Este estudio se realizó con 10 discos de 15 centímetros de diámetro en los que se hizo una variación de espaciamiento entre disco y disco, se mantuvo la presión de salida y el espaciamiento entre el diámetro exterior del disco y la carcasa a 3 milímetros.

Gap mm.	Temperatura Entrada [k].	Temperatura salida [k].	Temperatura ambiente [k].	Velocidad salida [m/s].	Entalpía Entrada [j/kg].	Calor [j/kg].	Trabajo [j/kg].	Eficiencia [%].	[RPM].
0.3									
0.6									
0.9									
1.5									
2.5									

Tabla 4-2 . Estudio de espaciamiento.

4.4.2 Estudio de tamaño los discos.

En este estudio se realizaron tres turbinas con diferentes tamaños, se mantuvo el espaciamiento entre disco y disco, el flujo y el número de disco para cada turbina fue de 10.

Diámetro	Temperatura Entrada [k].	Temperatura salida [k].	Temperatura ambiente [k].	Velocidad salida [m/s].	Entalpía Entrada [j/kg].	Calor [j/kg].	Trabajo [j/kg].	Eficiencia [%].	[RPM].
30 cm									
15 cm									
11.25 cm									

Tabla 4-3. Estudio de tamaño de los discos.

4.4.3 Estudio de presión.

En este estudio se tomó la presión como variable así que se mantuvo el número de discos (10 discos) de 15 centímetros de diámetro, se tomó el espaciamiento óptimo encontrado en el primer experimento.

Presión (kPas)	Temperatura Entrada [K].	Temperatura salida [K].	Temperatura ambiente [K].	Velocidad salida [m/s].	Entalpía de entrada [j/kg]	Calor. [j/kg]	Trabajo [j/kg]	Eficiencia. %
58.48								
103.89								
155.29								
186.78								
221.86								

Tabla 4-4. Estudio de presión.

4.4.4 Estudio de torque estacionario.

En este estudio se pretende caracterizar la turbina en cero revoluciones a diferentes flujos y obtener el torque máximo aun número de discos de 10, en diámetros de 11.25, 15 y 30 centímetros.

Presión [kPas]	Fuerza [N]	Torque [Nm]
50		
100		
150		
200		
225		

Tabla 4-5. Estudio de torque estacionario.

4.4.5 Estudio del cambio salida de fluido en los discos.

Los discos de una turbina tesla tienen dos radios; uno exterior y uno interior. En el radio interior se hicieron agujeros que permiten la salida del fluido una vez que el fluido cede energía a los discos. En este estudio se consideró hacer variaciones en esta salida con discos de 13, 7 y 3 agujeros de ¼ de pulgada.

Presión (kPas)	Temperatura Entrada [K].	Temperatura salida [K].	Temperatura ambiente [K].	Velocidad salida [m/s].	Entalpía de entrada [j/kg]	Calor. [j/kg]	Trabajo [j/kg]	Eficiencia. %
13								
7								
3								

Tabla 4-6. Estudio a diferentes salidas en los discos.

4.5 Medición de temperatura.

La temperatura es un parámetro relevante en este trabajo ya que en función de ella se encuentra la entalpía. Para medir la temperatura se utilizará termopares tipo K los cuales serán acoplados en la entrada y salidas de fluido de la turbina. Para registrar los datos en la computadora se usará un USB-TEMP de cuatro canales de MEASUREMENT COMPUTING™, la ficha técnica de los sensores y del sistema registrador en el anexo 4. En la ilustración 4-5 puede apreciarse el registrador y en la imagen 4-6 el termopar.



Ilustración 4-5. Imagen de registrador de datos USB-TEMP.



Ilustración 4-6. Termopar tipo K.

4.6 Medición de velocidad del fluido

La velocidad del fluido es un parámetro muy importante ya que con él se conoce la energía cinética del fluido. Para medir la velocidad del fluido se utilizará un anemómetro PROVA AVM-07 el cual será acoplado a la salida de la turbina y se muestra en la ilustración 4-7. Para medir la velocidad de entrada se usará la relación 7-12. En el anexo 5 se pueden conocer las características técnicas de este anemómetro.



Ilustración 4-7. Anemómetro para medir velocidad del fluido.

4.7 Medición de Presión.

La presión es un parámetro de relevancia en la mayoría de las turbinas, pues de la presión es que se da la generación de torque. Para hacer las mediciones de presión se usaron el panel de montaje FUTEK modelo IPM650 y sensores de marca FUTEK modelo PMP621, para más detalles ver anexo 6. En la ilustración 4-8 puede verse el panel de montaje.



Ilustración 4-8. Imagen del panel de montaje.

En la imagen 4-9 se aprecia el sensor a usar que va montado en el panel IPM650.



Ilustración 4-9. Sensor de presión PMP621.

4.8 Sensores de Fuerza.

Medir la fuerza se hace necesario ya que no se cuenta con medidores directos de torque, para ello se usó un pequeño brazo acoplado a un dinamómetro de marca OHAUS en los modelos 8001-MN, 8002-MN y 8261-M. Las especificaciones técnicas se pueden ver en el anexo 7. En la siguiente ilustración 4-10 se puede apreciar el sensor.



Ilustración 4-10. Sensor de Fuerza.

5. Resultados

5.1 Introducción.

En el capítulo que acontece se presentan los resultados que comprenden el diseño, construcción y evaluación de tres turbinas tipo tesla. Se presenta un diseño que comprende varias capas, este diseño permite agregar más capas a la carcasa de tal modo que podemos variar el número de discos y el espaciamiento

entre disco y disco sin tener que cambiar la carcasa. En la construcción se presentan algunas de las imágenes en el proceso de construcción y la construcción finalizada. Las evaluaciones se hicieron de acuerdo a lo planteado en la metodología y se muestran las tablas con los valores capturados, así como algunas gráficas y conclusiones.

5.2 Diseño.

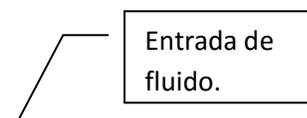
5.2.1 Carcasa.

Se diseñaron tres tamaños de carcasa variable, la primera permite discos de 30 centímetros de diámetro, la segunda permite discos de 15 centímetros y la tercera carcasa permite discos de 11.25 centímetros.

La carcasa está constituida por etapas:

1. Primera etapa.

Esta etapa consideró dos acrílicos de 9 milímetros, y tiene 9 agujeros $\frac{1}{4}$ pulgadas para ensamblarse con las demás piezas, 1 agujero de una pulgada por el cual el fluido saldrá, 2 agujeros de 0.35 pulgadas para fijar una chumacera, 1 agujero de $\frac{3}{4}$ de pulgada por el cual pasará el eje que soportará los discos y 1 agujero de $\frac{1}{2}$ pulgada por el cual el fluido entrará. En la ilustración 5-1 puede ver el diseño computarizado con la herramienta solidworks.



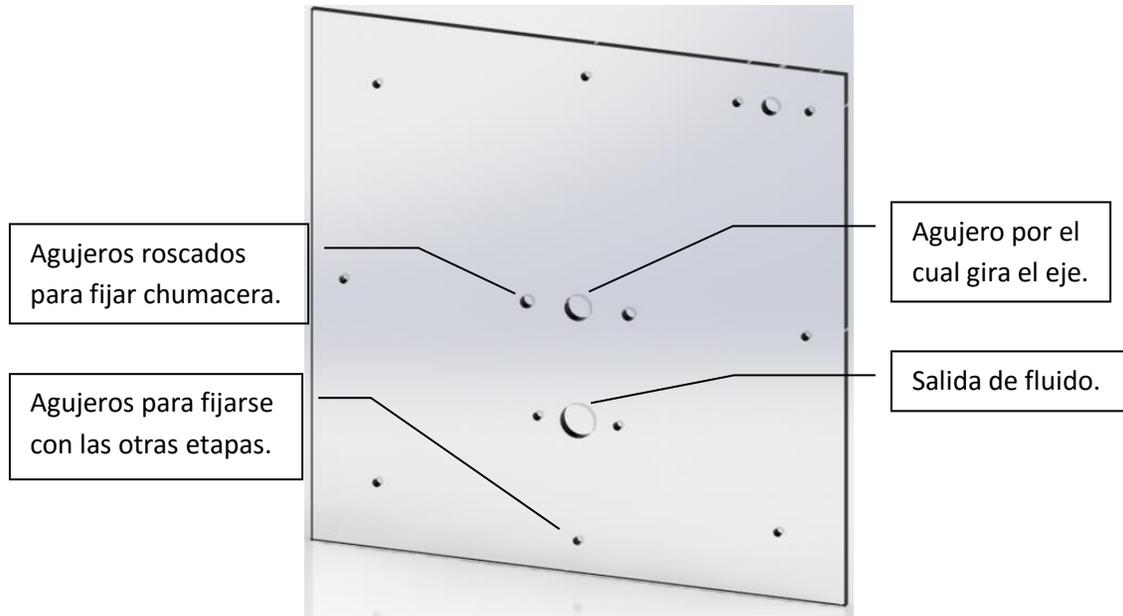


Ilustración 5-1. Primera etapa de la carcasa.

2. Segunda etapa.

La segunda etapa está pensada con cuatro acrílicos de 6 milímetros de espesor, cada acrílico tiene 9 agujeros de $\frac{1}{4}$ de pulgada para sujetarse con las demás etapas, 1 agujero de $\frac{1}{2}$ pulgada para continuar la entrada de flujo, y una forma especial para conducir el fluido hacia la salida de la primera etapa y que pueda permitir el giro del mameluco. Esto es apreciable en la ilustración 5-2.

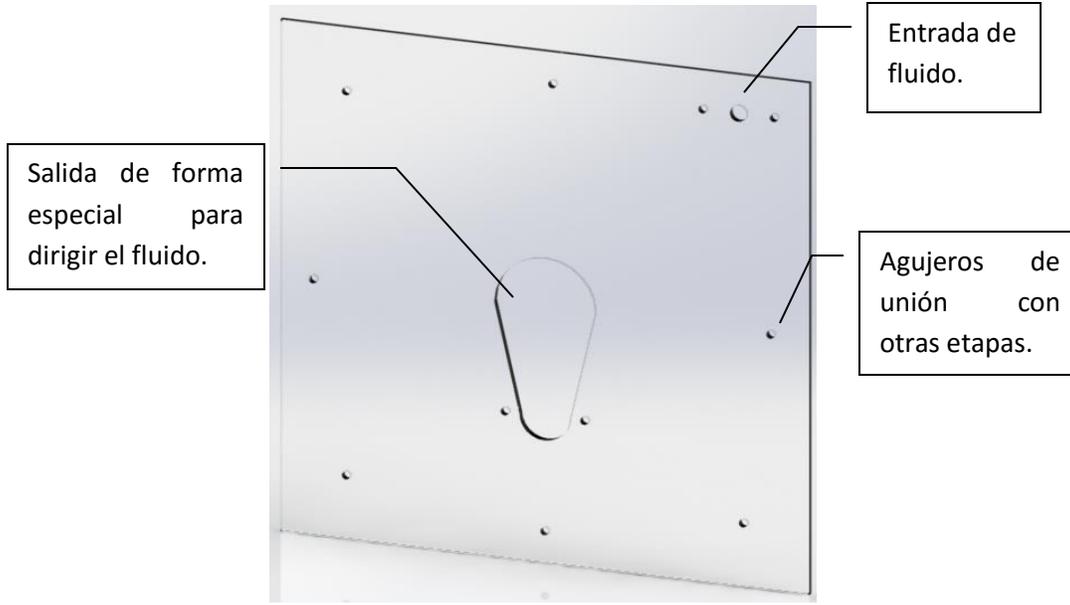


Ilustración 5-2. Segunda etapa.

3. Tercer Etapa.

En esta etapa se consideró que el fluido de una turbina tipo tesla sale por los ejes, además la pieza que transmite la potencia de los discos hacia el eje está ubicada en la segunda y tercera etapa. Esta pieza de 6 milímetros de espesor, 9 agujeros de $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro para acoplarse a las demás etapas, un agujero de $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro como entrada de fluido y un agujero central de 3 pulgadas de diámetro. En la ilustración 5-3 puede apreciar un acople entre esta tercera etapa y el mameluco.

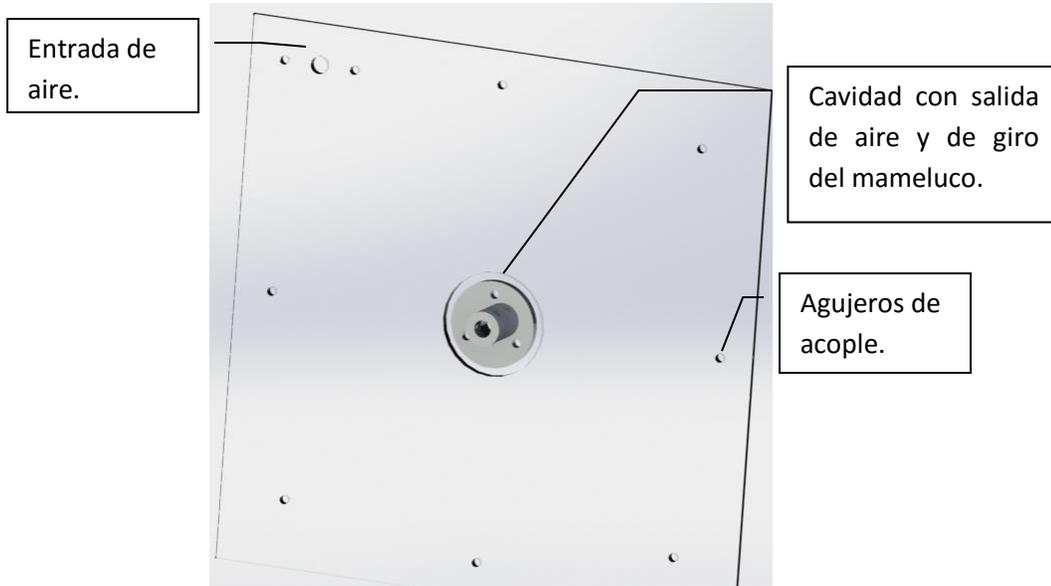


Ilustración 5-3. Se presenta la tercera etapa de la carcasa.

4. Cuarta etapa.

La cuarta etapa se pensó, para que pudieran girar los discos y tuviera una tobera para acelerar el flujo con un área transversal de 6 mm^2 en cada disco, esta etapa puede tener hasta 25 discos de acrílico en el caso de la carcasa que soporta diámetros de 15 centímetros, para el caso de los diámetros de 30 y 11.25 centímetros solo soportan un máximo de 10 discos. Esta pieza contempla 9 agujeros de $\frac{1}{4}$ de pulgada para fijarse con las demás etapas. Considera una abertura que empieza con $\frac{1}{2}$ pulgada y se reduce hasta 1 milímetro por donde el fluido toma camino, hasta entrar a la parte central donde estarán los discos. En la ilustración 5-4 puede apreciarse la descripción hecha con antelación.

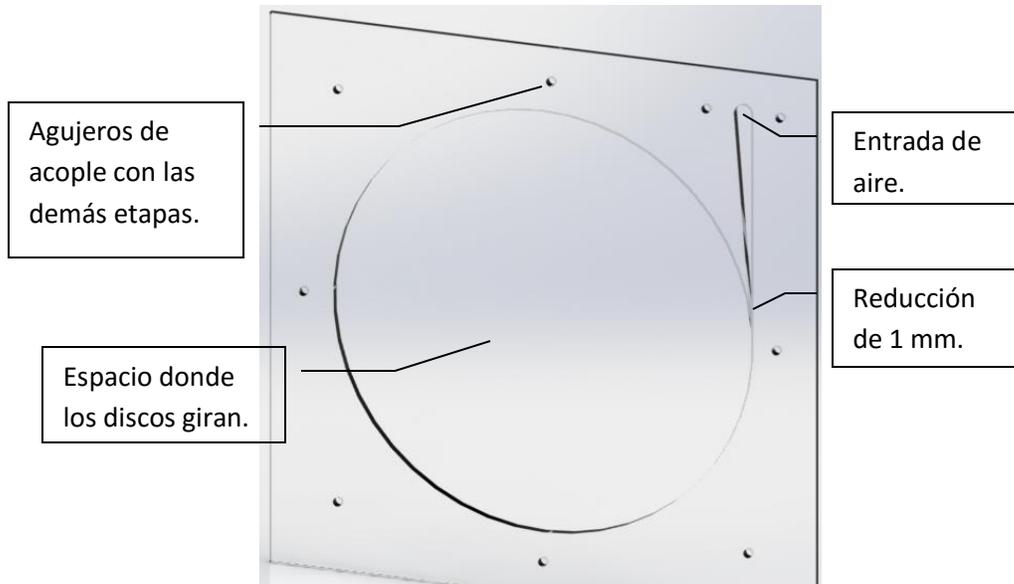


Ilustración 5-4. Se muestra la cuarta etapa de la carcasa.

Después de esta etapa, las etapas 1, 2 y 3 se repiten sin el agujero de $\frac{1}{2}$ pulgada de la entrada de aire, esto es para que el fluido tome camino hacia la tobera de la etapa 4 y entre a la cavidad donde se encuentran los discos. A continuación, en la ilustración 5-5 se muestra todo el ensamble de todas las etapas.

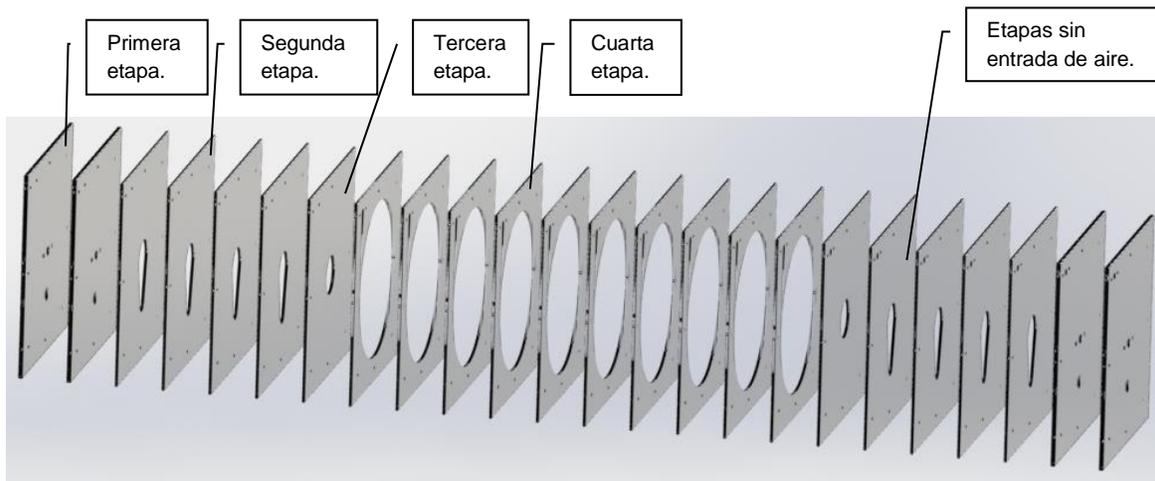


Ilustración 5-5. Vista con expansión de todo el ensamble.

5.2.2 Rotor.

Se pensó en un eje de $\frac{1}{2}$ pulgada de acero inoxidable para dar rigidez, y un mameluco de aluminio que permite la transmisión de potencia del disco hacia el eje. Como se puede apreciar en la ilustración 5-6, el mameluco se atornilla con los discos y de este modo se fijan los discos, si es necesario incrementar el espacio entre los discos, es suficiente colocar tornillos más grandes, el mameluco se fija mediante opresores hacia la barra para transmitir la energía mecánica.

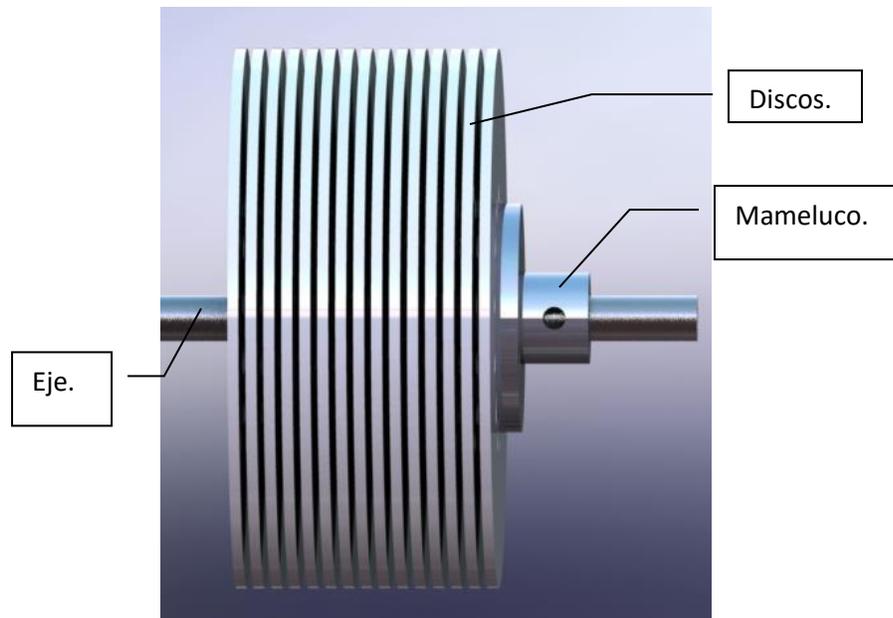


Ilustración 5-6. Rotor que permite hacer variaciones del espaciado entre los discos.

5.2.3 Discos.

Los discos se diseñaron en tres diferentes tamaños, el primer es de 30 centímetros de diámetro, el segundo de 15 centímetros de diámetro y el último de 11.25 centímetros de diámetro exterior, y 38.1 milímetros de diámetro interior en los tres tamaños en el que se realizaron 13 agujeros de $\frac{1}{4}$ de pulgada, cada disco se diseñó de acrílico de 3 milímetros de grosor. En la ilustración 5-7 puede apreciarse el diseño computarizado.

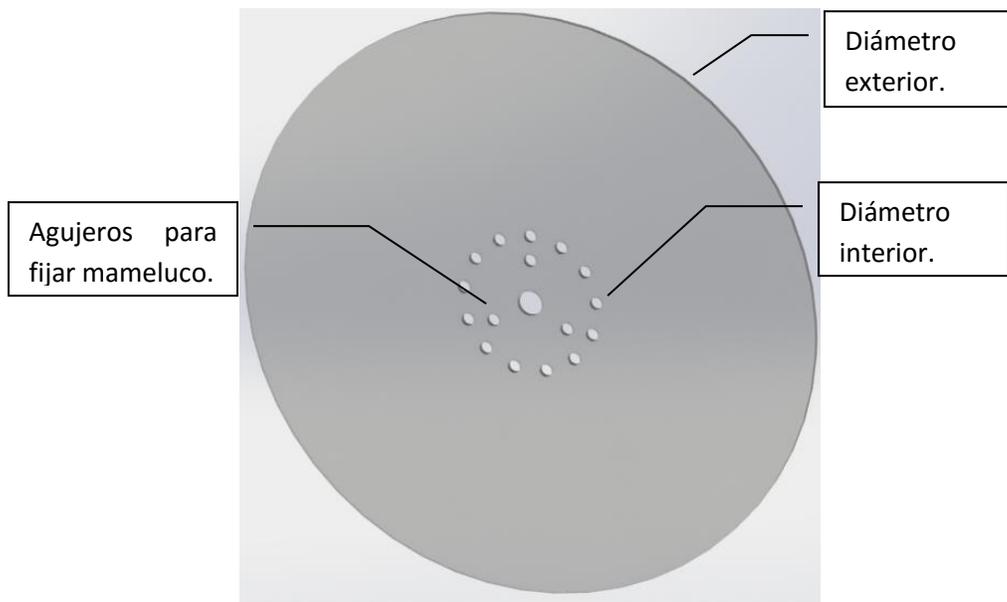


Ilustración 5-7. Discos tesla de tres diámetros exteriores diferentes, 30, 15 y 8 centímetros.

5.3 Construcción.

Para la construcción de las tres turbinas se realizaron los diseños con la herramienta de diseño por computadora SolidWorks, estos diseños sirvieron para hacer todas las piezas mediante corte laser, a continuación, se presentan algunas imágenes de las piezas terminadas y ensamblándose:

En la ilustración 5-8 se puede apreciar la forma real de los discos que tienen las turbinas.



Ilustración 5-8. Ensamble de disco costado a laser.

En la Ilustración 5-9 se aprecia el ensamble de las primeras tres etapas con diez discos.



Ilustración 5-9. Ensamble de las primeras 3 etapas y un conjunto de 10 discos.

En la ilustración 5-10 se aprecia la separación entre disco y disco.

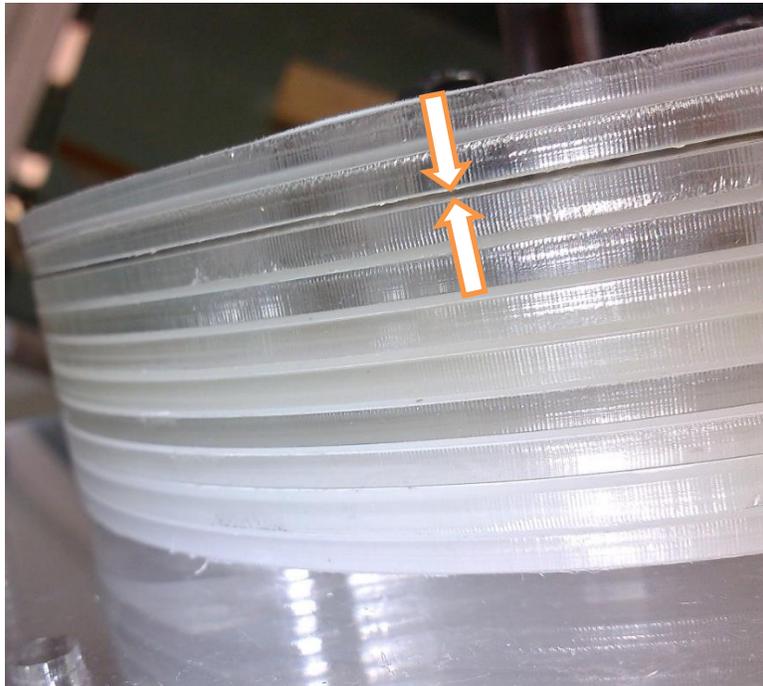


Ilustración 5-10. Separación de 0.6 mm entre disco y disco.

En la ilustración 5-11 se aprecia en ensamble de la última etapa para ser atornillada.



Ilustración 5-11. Terminación del ensamble.

En la ilustración 5-12 se muestra el ensamble completo de la turbina lista para ser evaluada, con 10 discos de 15 cm de diámetro a diferentes separaciones.



Ilustración 5-12. Se muestra el ensamble completo de una de las turbinas.

En la ilustración 5-13 se muestra el ensamblaje completo con un dinamómetro para medir el torque generado a potencia cero.

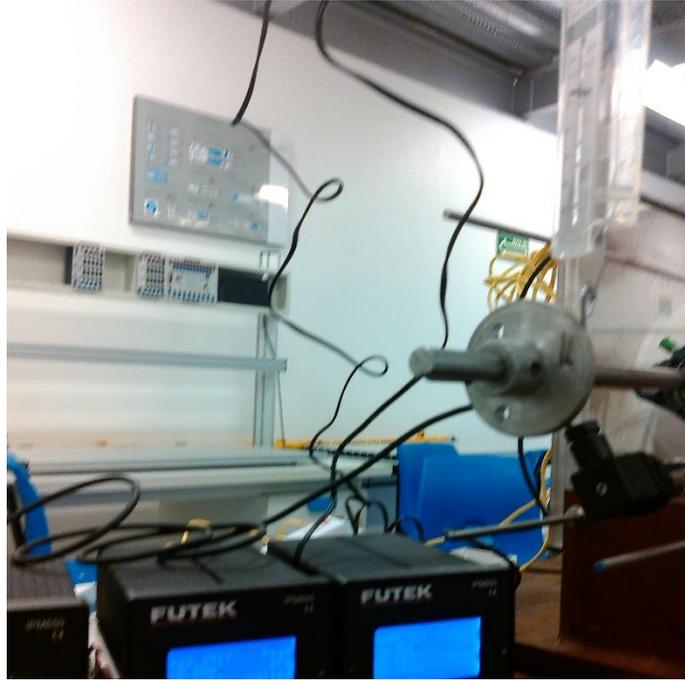


Ilustración 5-13. Se muestra un ensamble de la turbina completa con un dinamómetro adaptado.

En la ilustración 5-14 se muestra el ensamble terminado de la turbina de discos de 11.25 centímetros de diámetro.

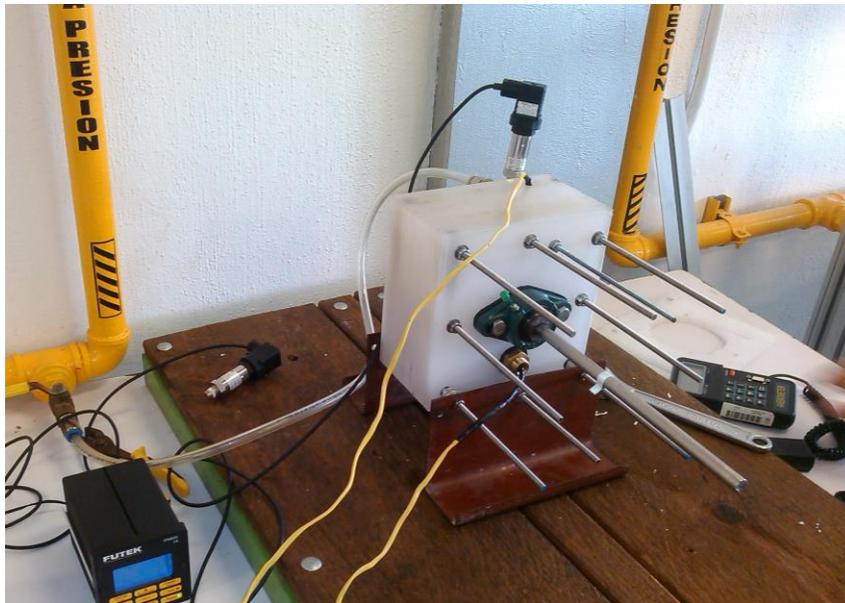


Ilustración 5-14. Se muestra el ensamble finalizado de la turbina más pequeña.

En la Ilustración 5-15 se muestra el ensamble de la turbina más pequeña que corresponde a una proporción de $\frac{3}{8}$ de la turbina más grande.

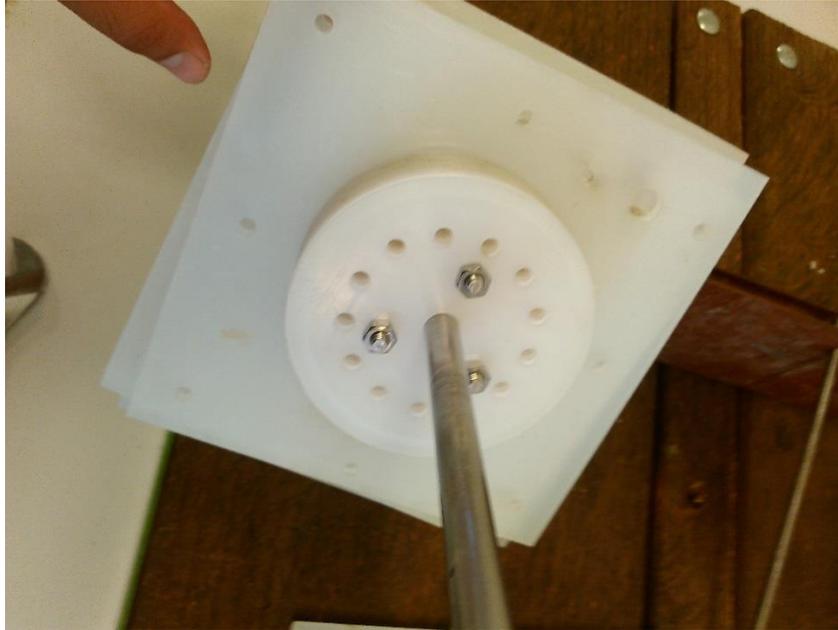


Ilustración 5-15. Ensamble de discos turbina con discos de 11.25 centímetros.

En la ilustración 5-16 se muestran el maquinado de una de las piezas que se usan en la turbina más grande.



Ilustración 5-16. Maquinando agujeros para sujetadores del eje.

El armado de la última turbina de discos de 30 centímetros de diámetro se puede apreciar en la ilustración 5-17.

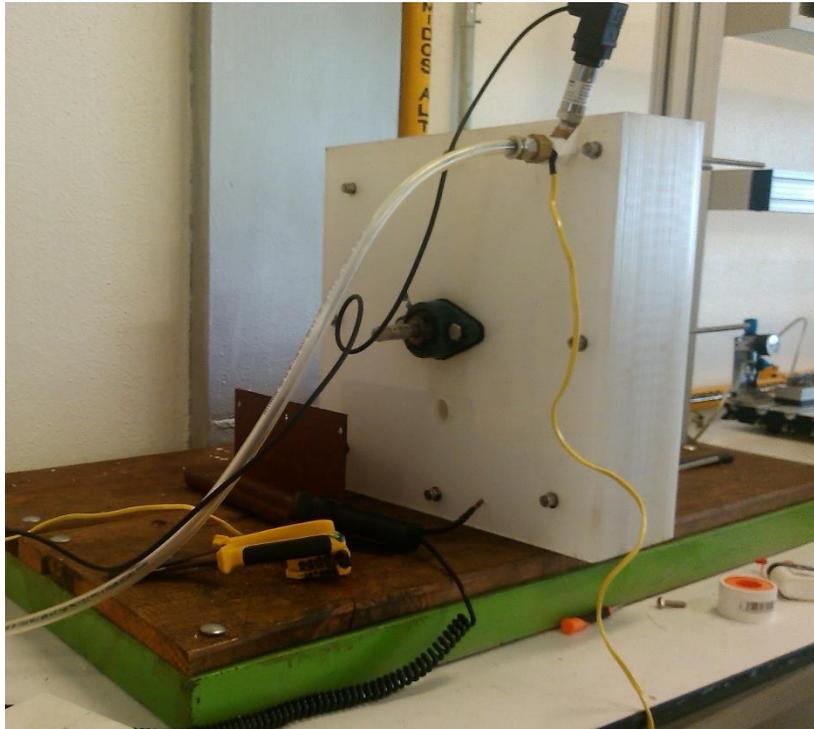


Ilustración 5-17. Ensamble de turbina más grande.

En la ilustración 5-18 se muestran los tres tamaños usados en las evaluaciones.

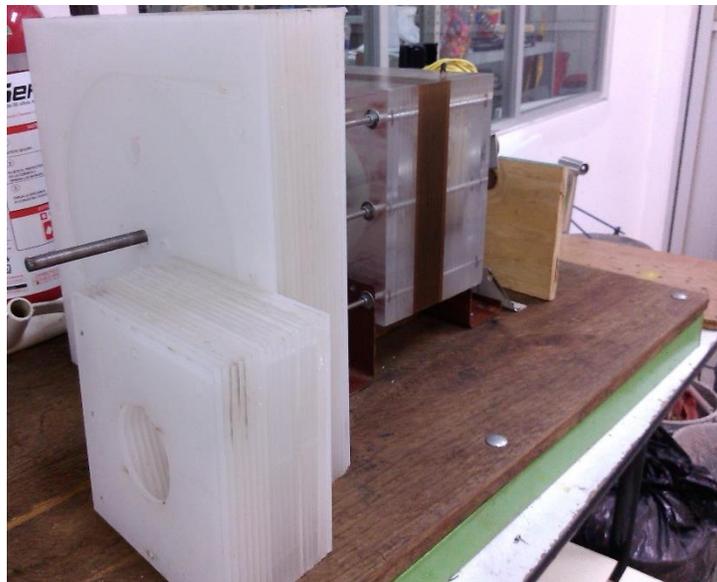
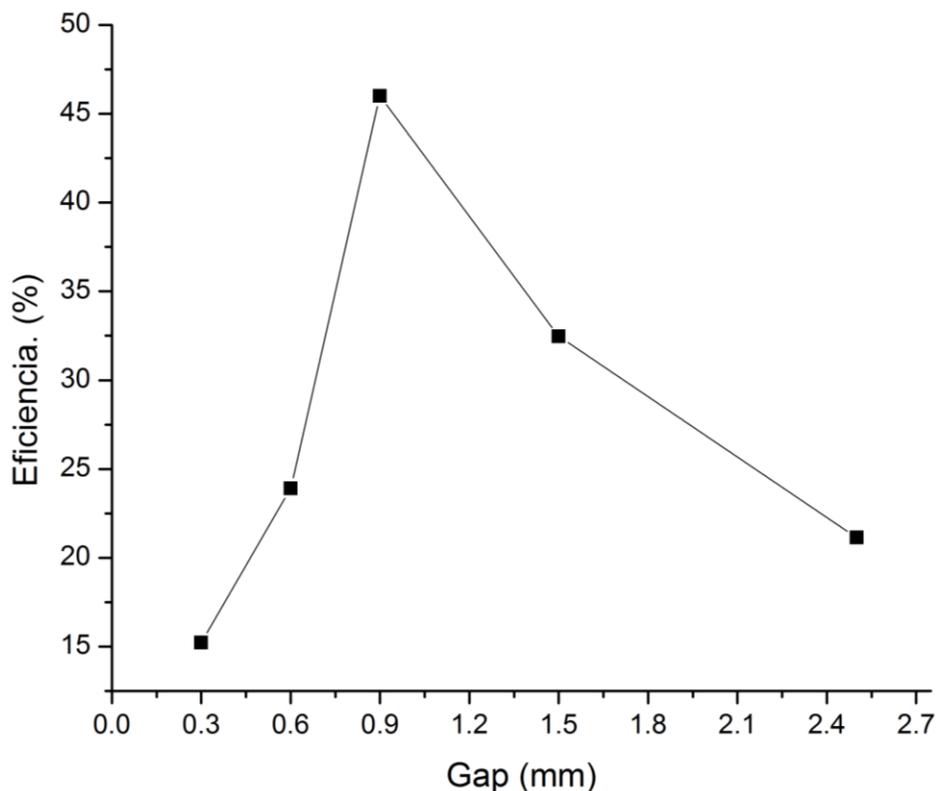


Ilustración 5-18. Turbinas en comparativa.

5.4 Evaluación.

5.4.1 Resultados de evaluar el espaciamiento entre los discos.

En la gráfica 5-1 se muestran los resultados de evaluaciones a diferentes espaciamientos. Los valores con más alta eficiencia se encuentran en una separación inter disco entre 0.9 y 1.5 milímetros. Este resultado muestra la existencia de un punto en el que la potencia mecánica deja de ser inversamente proporcional al espaciamiento inter disco como se comenta en el capítulo dos. Se cree que esto sucede porque a medida que el espaciamiento es más pequeño al fluido le cuesta más entrar al espaciamiento haciendo que el fluido salga antes sin ceder su energía. El experimento fue realizado a una presión de 103 kPas y como fluido aire comprimido con discos de 15 cm de diámetro.



Gráfica 5-1. Se muestra una comparativa entre la eficiencia y el espaciamiento.

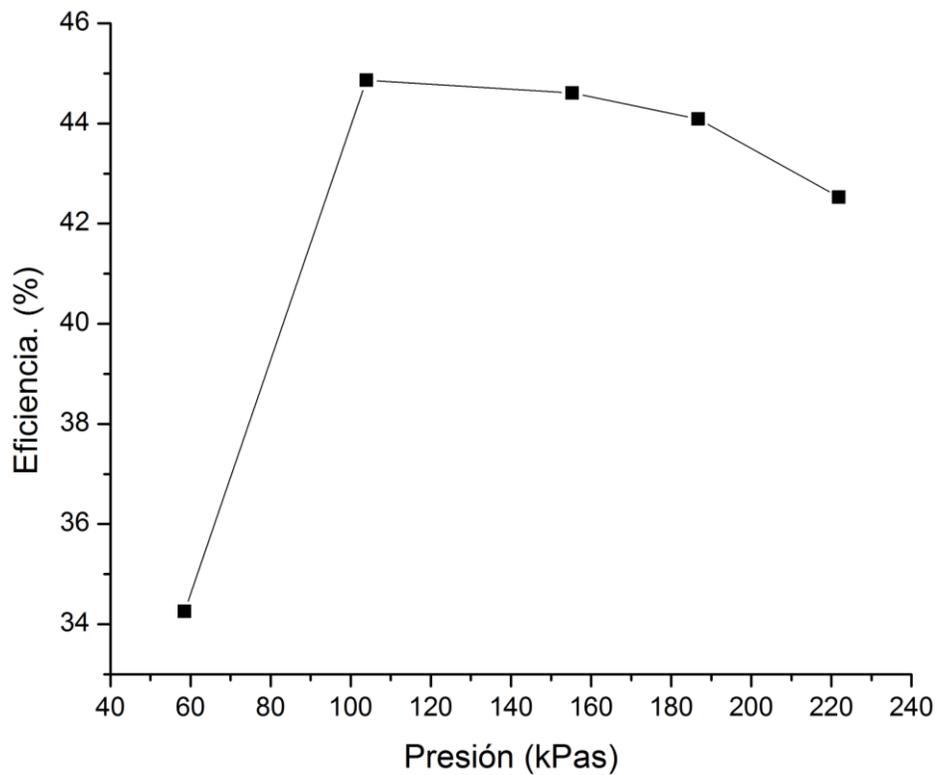
En la tabla 5-1 se pueden ver los datos obtenidos a diferentes espaciamientos. En esta tabla se aprecia el trabajo, calor y eficiencia. Se puede apreciar otro valor relevante que es la frecuencia angular del rotor, que se obtiene un valor máximo entre 0.9 y 1.5 mm, lo que significa que en ese rango obtuvo mayor energía cinética el rotor. Estas pruebas fueron realizadas en la turbina con discos de 15 de diámetro.

Gap	Temperatura Entrada [k].	Temperatura salida [k].	Temperatura ambiente [k].	Velocidad salida [m/s].	Entalpía Entrada [j/kg].	Calor [j/kg].	Trabajo [j/kg].	Eficiencia [%].	[RPM].
0.3 mm	290.47	296.23	296.8316	13.2	63385.37	5413.33	972.04	15.22	713
0.6 mm	290.25	295.22	296.7809	18.87	6558.73	4990.93	1567.8	23.9	1659
0.9 mm	290.06	294.43	296.8667	19.19	7067.76	3324.14	3395.29	44.86	2752
1.5 mm	290.05	295.25	297.7535	19.2	7735.68	5224.19	2511.50	32.46	2007
2.5 mm	290.63	295.99	297.43	19.15	6828.27	5384.58	1443.68	21.14	1219

Tabla 5-1. Se muestran los diferentes datos obtenidos de la primera prueba.

5.4.2 Evaluación de eficiencia contra presión.

En la gráfica 5-2 se aprecian los resultados del comportamiento de la eficiencia con respecto a variaciones de presión. Esta prueba fue realizada con 10 discos de 15 centímetros de diámetro y aun espaciamiento de 0.9 milímetros. Para este estudio los valores óptimos de presión en este tamaño se encuentran entre 100 y 186 kPas.



Gráfica 5-2. Comportamiento de la eficiencia con respecto a la presión.

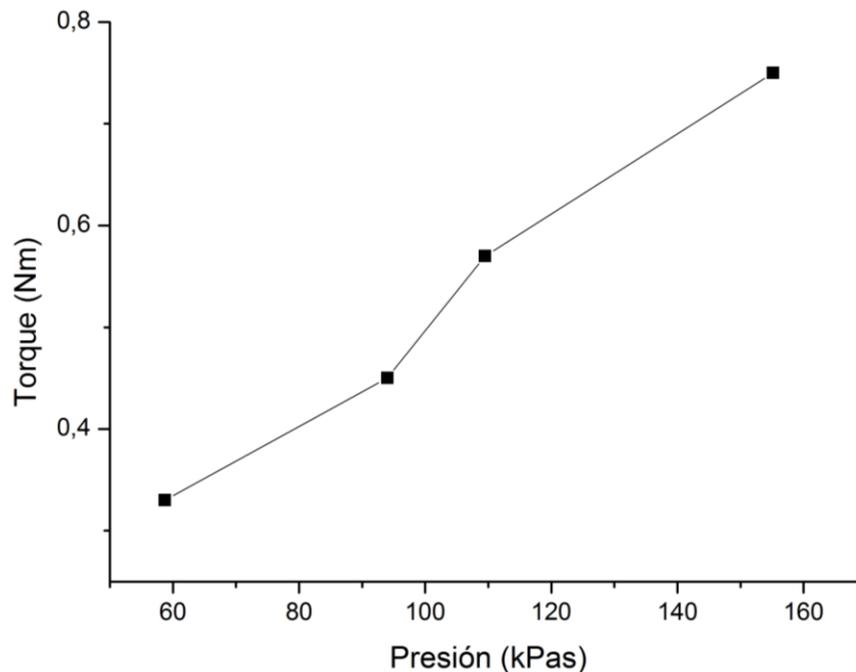
En la tabla 5-2 se aprecian los valores capturados a diferentes presiones, como el trabajo, el calor, entalpía, etc.

Presión (kPas)	Temperatura Entrada [K].	Temperatura a salida [K].	Temperatura ambiente [K].	Velocidad salida [m/s].	Entalpía de entrada [j/kg]	Calor. [j/kg]	Trabajo [j/kg]	Eficiencia. [%]
58.48	294.53	295.89	296.60	13.2	2083.96	1370.11	713.8515	34.25
103.89	290.73	294.11	296.84	19.19	6157.93	3395.292	2762.644	44.8631
155.29	289.43	293.38	296.57	24.41	7175.59	3974.77	3200.82	44.607
186.78	288.84	293.12	296.49	26.53	7695.08	4302.2	3392.88	44.091
221.86	288.41	293.42	296.12	29.41	8754.15	5031.13	3723.022	42.528

Tabla 5-2. Datos obtenidos de evaluando a diferentes presiones.

5.4.3 Evaluación de torque estacionario.

En la Gráfica 5-3 se visualizan los datos resultantes de las evaluaciones hechas con una turbina con 10 discos de 30 centímetros de diámetro con un espaciamiento de 0.9 mm donde el parámetro a evaluar fue el torque.



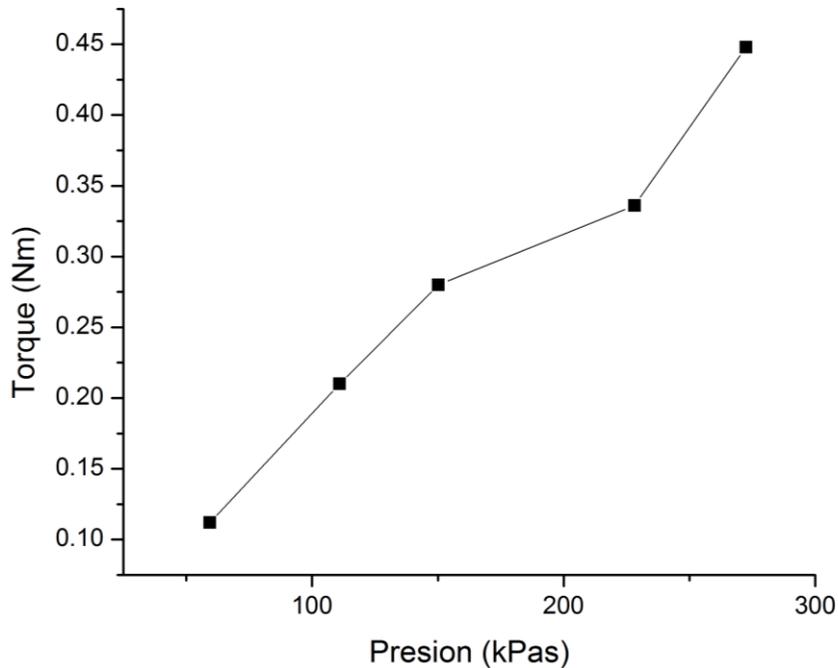
Gráfica 5-3. Gráfico de torque vs Presión con discos de 30 cm de diámetro.

En la tabla 5-3 se muestran los datos obtenidos de torque del experimento realizado con una turbina con 10 disco de 30 centímetros de diámetro. Se usó un brazo de radio de 14 cm.

Presión. kPs	Fuerza. N	Torque. Nm
58.70	2.35	0.33
94	3.21	0.45
109.47	4.07	0.57
155.13	5.35	0.75

Tabla 5-3. Datos de Presión, fuerza y torque en turbina de discos de 30 centímetros.

En la Gráfica 5-4 se puede apreciar los resultados de las evaluaciones hechas a diferentes presiones donde la variable a comparar es el torque. Las evaluaciones se realizaron a con 10 discos de 15 centímetros con una separación entre discos de 0.9 milímetros.



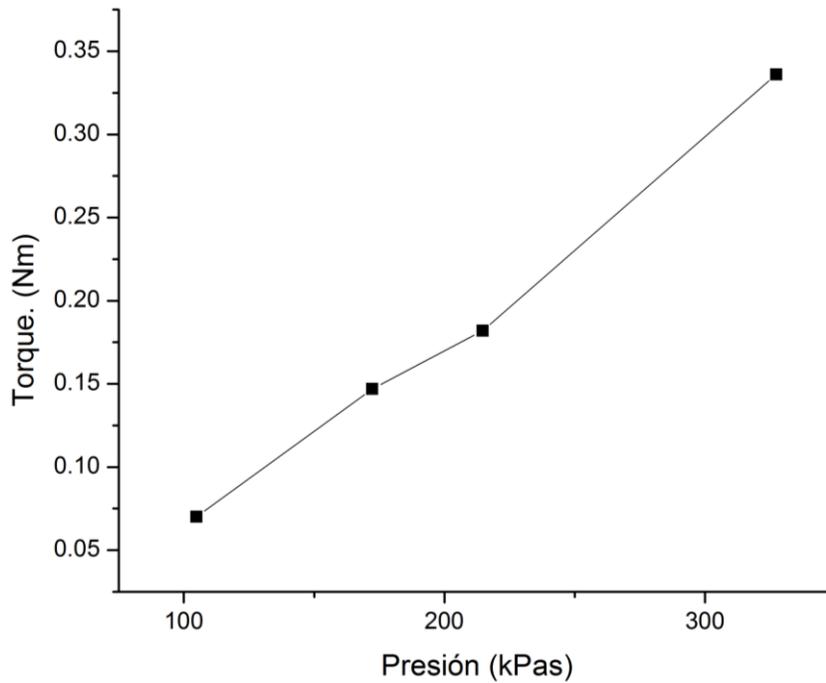
Gráfica 5-4. Presión vs Torque para discos de 15 centímetros de diámetro.

En la tabla 5-4 se muestran los datos obtenidos de fuerza que fueron necesarios para calcular torque. Para definir por completo el torque se usó un brazo de 14 cm de radio que fue adaptado.

Presión. kPas	Fuerza. N	Torque. Nm
59.3422	0.8	0.112
110.987	1.5	0.21
150.23	2	0.28
228.139	2.4	0.336
272.466	3.2	0.448

Tabla 5-4. Torque a potencia cero con discos de 15 cm de diámetro.

En la Gráfica 5-5 se puede apreciar los resultados de las evaluaciones hechas a diferentes presiones donde la variable a comparar es el torque. Las evaluaciones se realizaron a con 10 discos de 11.25 centímetros con una separación entre discos de 0.9 milímetros.



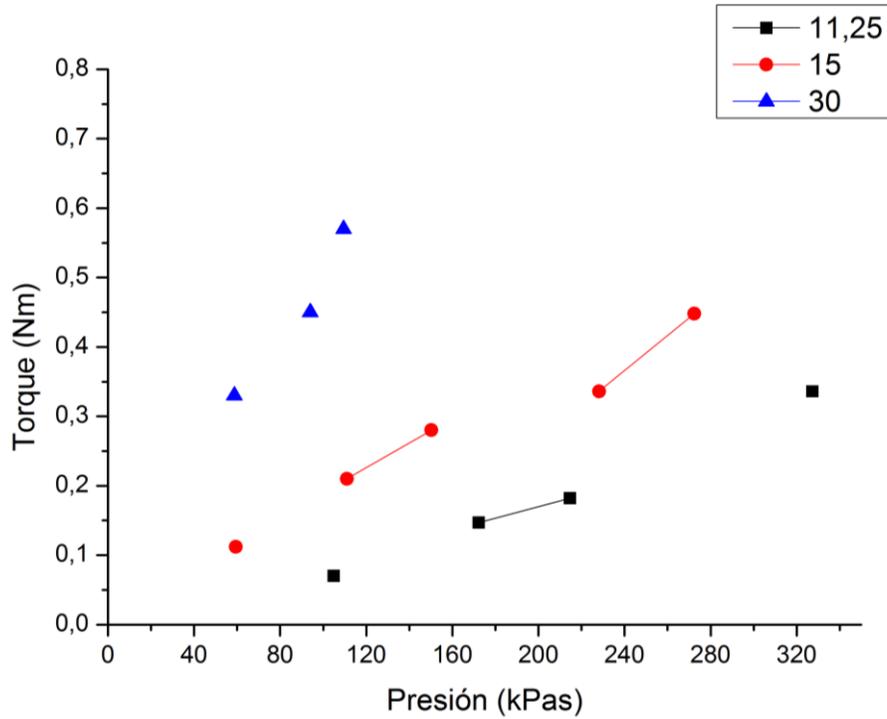
Gráfica 5-5. Presión vs torque para discos de 11.25 centímetros de diámetro.

En la tabla 5-5 se muestran los datos obtenidos de fuerza necesarios para calcular torque. Se usó un brazo de 14 cm.

Presión. kPas	Fuerza. N	Torque. Nm
50	0	0
104.9	0.5	0.07
172.3	1.05	0.147
214.7	1.3	0.182
327.35	2.4	0.336

Tabla 5-5. Datos obtenidos para turbina de discos de 11.25 centímetros de diámetro.

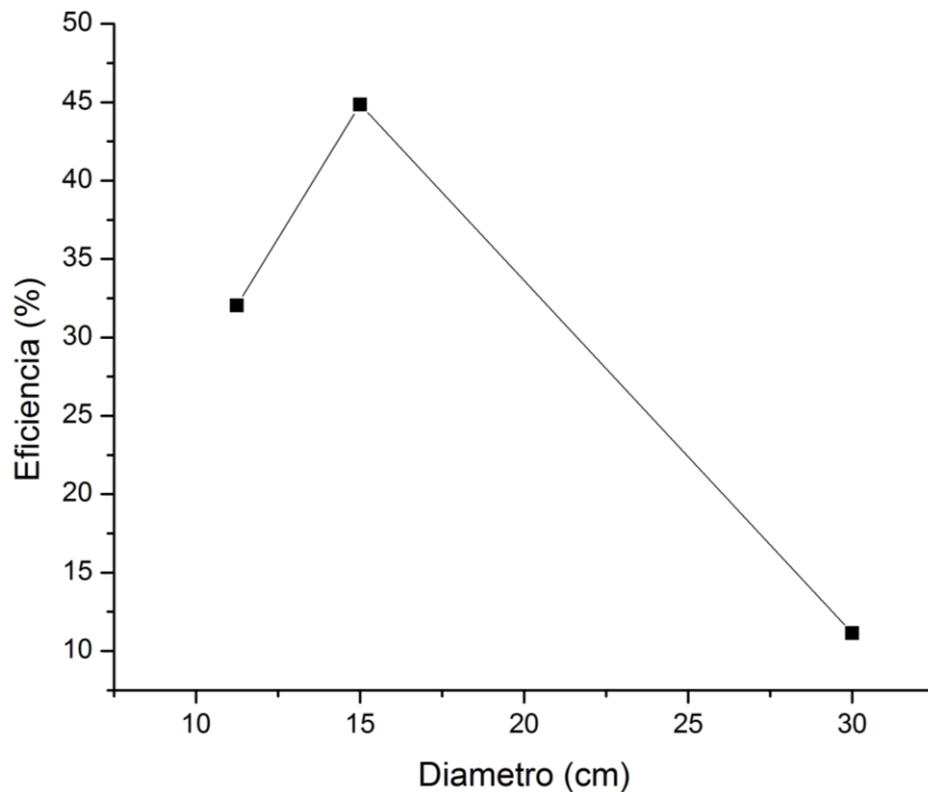
En el gráfico 5-6 se muestra la unión de las tres pruebas que fueron realizadas con diferente diámetro; 11.25, 15 y 30 centímetros. La turbina de 11.25 y de 15 centímetros es $\frac{3}{8}$ y $\frac{1}{2}$ de la turbina de 30 centímetros respectivamente.



Gráfica 5-6. Tendencia del torque en cada una de las tres turbinas.

5.4.4 Pruebas de eficiencia con respecto al diámetro de disco.

En el siguiente gráfico 5-7 se presenta como varía la eficiencia con respecto a cambiar el diámetro de los discos. Como puede apreciarse se forma un pico donde la turbina con discos de 15 centímetros consigue la mayor eficiencia. Esto se cree que es porque existe un óptimo volumen de carcasa, si el volumen es mayor debido a que los discos son más grandes, se generará más torque, pero por otro lado el fluido se expande más y pierde su energía en llenar la carcasa, si es muy pequeña el fluido sale muy rápido de la carcasa sin generar suficiente trabajo.



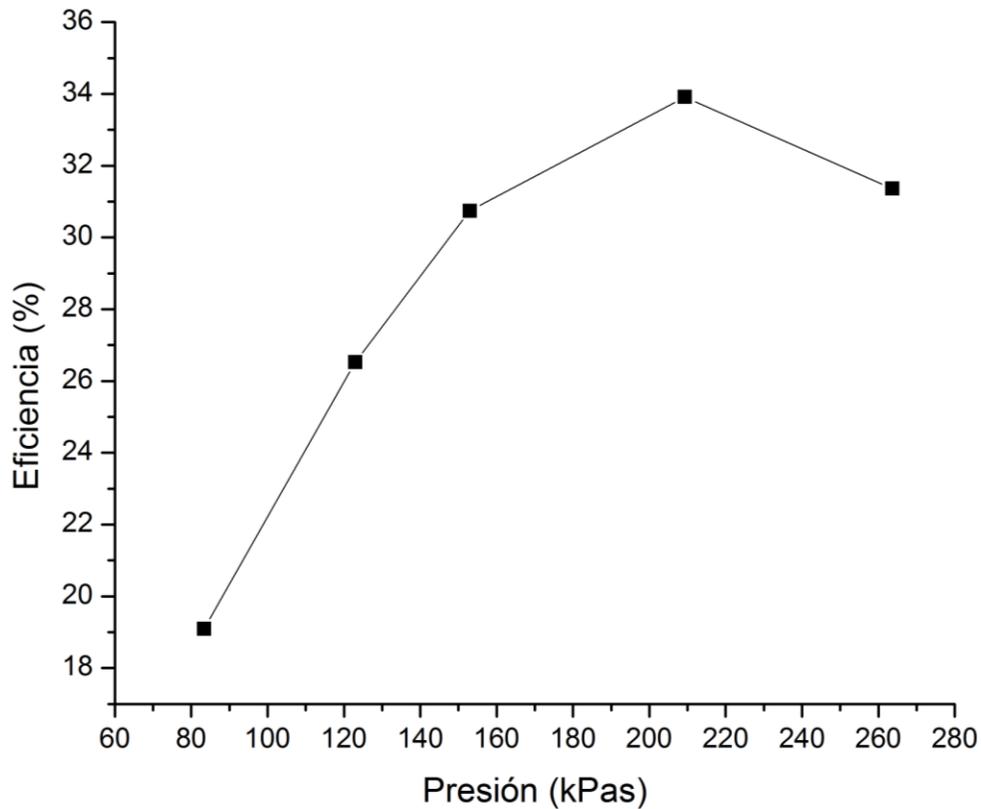
Gráfica 5-7. Gráfico de eficiencia vs diámetro de disco.

5.4.5 Evaluación de cambio de salida de fluido en los discos.

Estas pruebas fueron realizadas con discos de 11.25 centímetros de diámetro, con una separación inter disco de 0.9 milímetros con 10 discos.

5.4.5.1 Prueba con 13 agujeros.

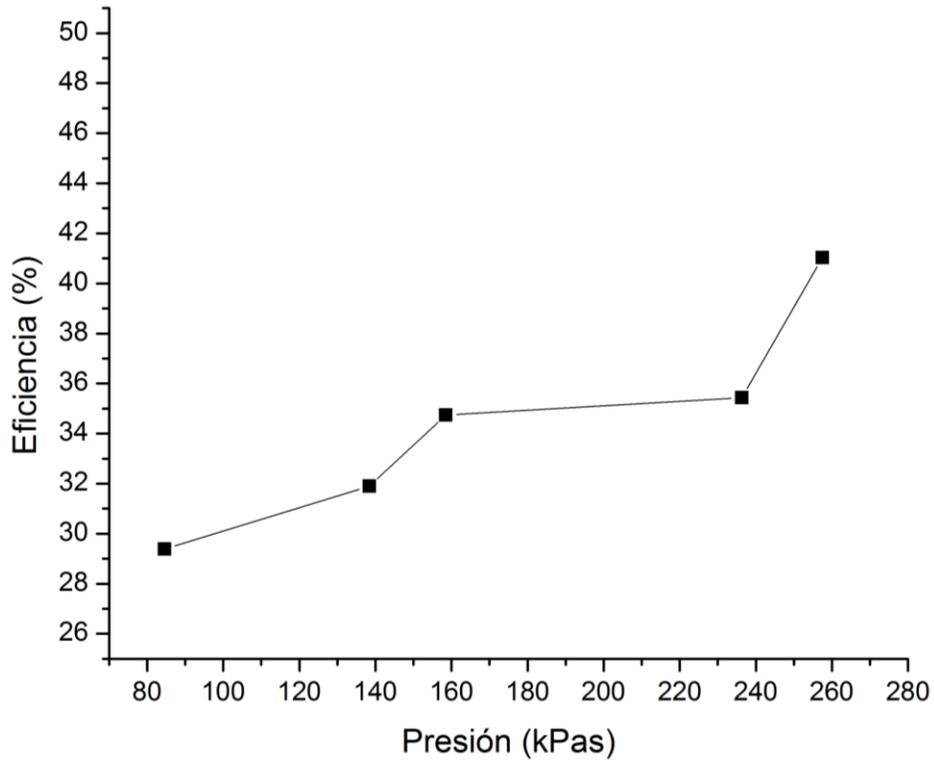
En el gráfico 5-8 se muestra cómo se comporta la eficiencia con 13 agujeros de $\frac{1}{4}$ de pulgada en la salida del fluido en los discos. La eficiencia oscila entre 19 y 31 por ciento mostrando un comportamiento de parábola negativa con respecto a la presión.



Gráfica 5-8. Eficiencias entre 19 y 31 % a diferentes presiones con 13 agujeros.

5.4.5.2 Prueba con 7 agujeros.

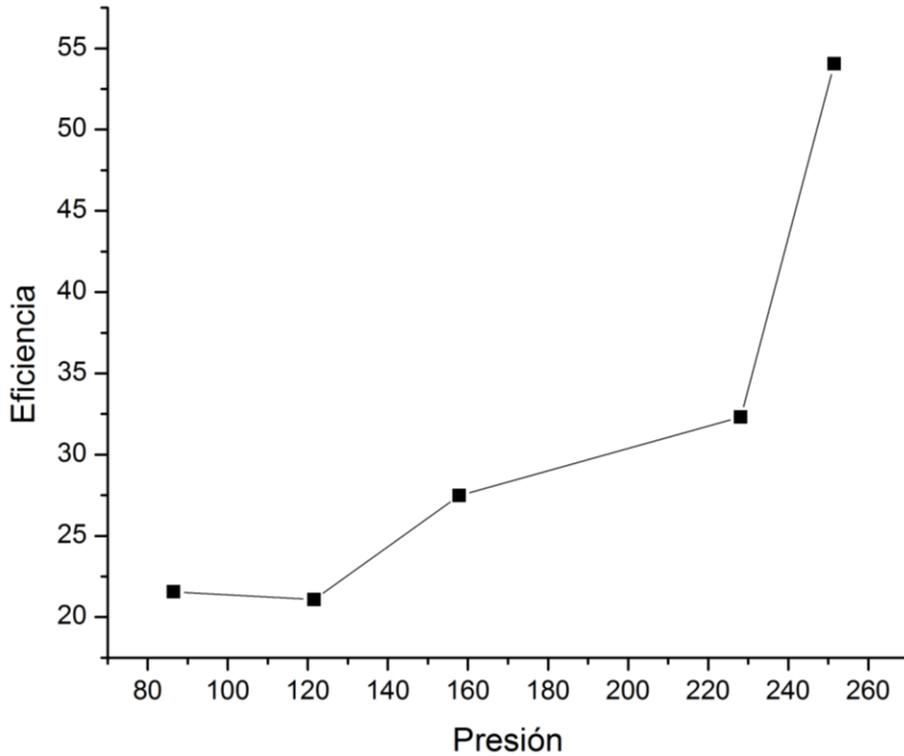
En el gráfico 5-9 se muestra cómo se comporta la eficiencia con 7 agujeros de $\frac{1}{4}$ de pulgada en la salida del fluido en los discos. La eficiencia oscila entre 29 y 41 por ciento mostrando un comportamiento creciente a medida que se incrementa la presión.



Gráfica 5-9. Eficiencias entre 29 y 41 % a diferentes presiones con 7 agujeros.

5.4.5.3 Prueba con 3 agujeros.

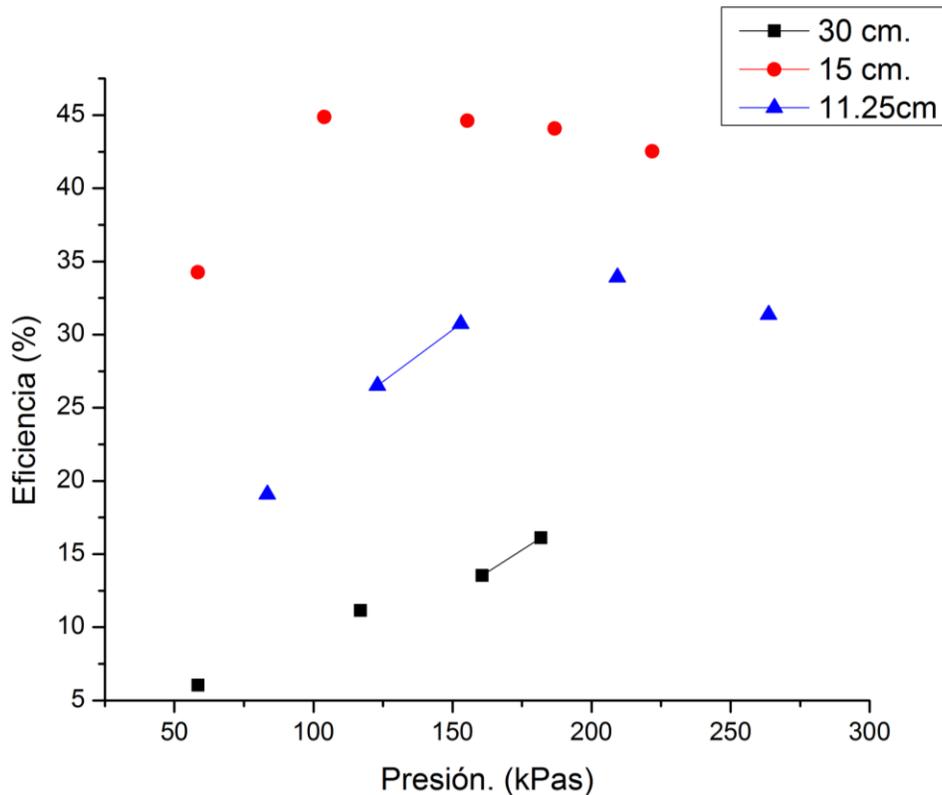
En el gráfico 5-10 se muestra cómo se comporta la eficiencia con 3 agujeros de $\frac{1}{4}$ de pulgada en la salida del fluido en los discos. La eficiencia oscila entre 21 y 54 por ciento mostrando un comportamiento creciente a medida que se incrementa la presión.



Gráfica 5-10 Eficiencias entre 21 y 54 % a diferentes presiones con 3 agujeros.

5.4.6 Comparativa de eficiencia y presión a diferentes tamaños.

En el gráfico 5-11 se presenta el comportamiento de la eficiencia con respecto a la presión en los tres tamaños de disco (11.25, 15 y 30 centímetros), las eficiencias varían para cada tamaño, entre 6 y 16 por ciento para la turbina de 30 centímetros de diámetro, entre 34 y 42 por ciento para la turbina de 15 centímetros, y entre 19 y 31 por ciento para la turbina de 11.25 centímetros. Como es apreciable todos los tamaños muestran un máximo a diferentes rangos de presión, lo que implica la existencia de un óptimo de presión para tamaño, por otro lado, se puede ver que el tamaño que alcanza mayores valores de presión es la de 15 centímetros de diámetro.



Gráfica 5-11. Comparativa entre presión eficiencia a diferentes tamaños.

6. Conclusiones.

6.1 Conclusión de Diseño.

Dentro de las expectativas que se tenían en un inicio sobre evaluaciones se requería de un diseño que permitiera hacer evaluaciones sin construir varias turbinas, para ello se pensó en construir tres turbinas por capas, cada etapa dentro de la turbina tiene una función, que en general es dar camino al fluido para la generación de trabajo y la expulsión del mismo al ambiente. Como resultado el diseño se cumplió con las necesidades de hacer cambios en el espaciamiento entre los discos sin la necesidad de construir turbinas cada vez con más espacio en la carcasa. Se diseñaron tres turbinas variables de diferente tamaño, la turbina mediana permitió hacer cambios en la cantidad de discos y la más pequeña en el tipo de disco. Dentro de la elección de materiales estos cumplieron con las necesidades de resistencia y a su vez manteniendo un equilibrio en el costo de los materiales, el material para hacer las capas de la turbina fue acrílico.

6.2 Conclusión de Construcción.

El diseño planteado logró cumplir con los objetivos, así como la construcción los materiales soportaron las presiones con las que se trabajó, el hecho de que se pensó en una turbina hecha por capas permitió ahorrar mucho tiempo en el montaje y desmontaje. Las piezas fueron hechas a corte laser lo que también nos dio exactitud y precisión en las holguras y espaciamientos en toda la turbina.

6.3 Conclusión de resultados.

En el primer resultado que relaciona la eficiencia con respecto al espaciamiento inter disco, los resultados demuestran que existe un límite de espaciamiento para el cual la generación de trabajo útil empieza a disminuir, ese valor de acuerdo a los experimentos es 0.9 mm, aunque no se puede garantizar que ese sea el límite máximo, lo que sí se garantiza es que entre 0.6 y 1.5 milímetros se encuentra el

valor óptimo para una máxima eficiencia. Este resultado debe promover la inquietud de buscar de manera empírica o teórica cual es el límite máximo alcanzable en función de las propiedades del fluido.

En la segunda gráfica se presenta el comportamiento de la eficiencia con respecto a la presión, y puede verse la existencia de un óptimo y ese óptimo también está en función del tamaño de los discos como puede apreciarse en la gráfica 5-11 donde se comparan los tres tamaños en el mismo rango de presiones, en adición se puede ver que la turbina con discos de 15 centímetros de diámetro alcanza mayores eficiencias que las otras dos, lo que nos lleva a concluir la existencia de un óptimo de presión para un tamaño de turbina, pero además existe un tamaño óptimo para alcanzar el máximo de eficiencia. Este resultado debe promover la investigación de encontrar de forma teórica o empírica el tamaño óptimo y presión optima de trabajo.

En las siguientes tres graficas presentadas en las evaluaciones se presentan un comportamiento del torque tendiente a exponencial a medida que se incrementa la presión. Estos datos son de gran utilidad sobre todo si se pretende dar una utilidad a este tipo de turbina, ya que jugar entre torque y frecuencia angular es de gran utilidad para accionar algún generador eléctrico o algún mecanismo, puede concluirse que si se requiere de más torque los discos deben ser más grandes, pero para ello se sacrifica eficiencia en la conversión de energía del fluido en energía mecánica. En la figura 5-7 pueden verse las eficiencias con respecto al tamaño de los discos y que hay un límite en la linealidad de reducir el tamaño de los discos e incrementar la eficiencia.

Por ultimo en las penúltimas tres graficas de las evaluaciones se muestran los resultados variando la salida del fluido a 13, 7 y 3 agujeros de $\frac{1}{4}$ de pulgada de diámetro. De acuerdo a la gráfica de 13 agujeros podría intuirse la existencia de una presión optima en función del tamaño de la salida, por otro lado, en las gráficas de 7 y 3 agujeros eso no es visible, pero podría corroborarse haciendo más pruebas a valores más grandes de presión. Por otra parte, si se comparan las

últimas tres gráficas existe un tamaño óptimo en las salidas en los discos tendiendo a obtener mejores resultados en los discos con 3 agujeros.

Con respecto a la problemática que se planteaba, el análisis energético quita las limitaciones de los modelos presentes para determinar la potencia útil de la turbina ya que no depende de parámetros internos entre los discos que son difíciles de medir. Además, se han determinado algunos parámetros relevantes en la generación de potencia, dentro de ellos algunos no han sido considerados en las ecuaciones como lo es la presión.

6.4 Recomendaciones y trabajos a futuro.

Este trabajo tuvo gastos económicos considerables, y que no permitió lograr una configuración óptima, para ello se recomienda que bajo los datos obtenidos se realicen simulaciones por computadora para seguir investigando.

Se propone usar el software ANSYS con la herramienta FLUENT para conseguir una configuración que prediga el comportamiento del fluido de acuerdo a los datos obtenidos en este trabajo, para posteriormente realizar cambios hasta lograr una óptima configuración. Al mismo tiempo se propone seguir haciendo pruebas con las turbinas ya construidas ya que el tiempo de la maestría limitó a no hacer más pruebas y obtener un barrido de las pruebas más fino.

Se propone determinar mediante ANSYS FLUENT, la velocidad angular del fluido dentro de la carcasa para poder comparar con las ecuaciones 2-1, 2-2 y 2-3 de acuerdo a los datos experimentales.

Hacer prueba cambiando el grosor de los discos y reducir el espacio en la carcasa y reducir la expansión abrupta del fluido y se pierda energía en calentar el fluido.

Hacer pruebas cambiando la rugosidad de los discos.

Incluir alabes en los discos de tal modo que podamos tener un impacto mejorando el toque de la turbina, pero sin generar turbulencia.

Probar con otros fluidos de trabajo para determinar si el comportamiento es lineal con respecto a las propiedades del fluido.

7. Anexos.

7.1 Anexo 1. Geometría y Teoría relevante para el funcionamiento de una turbina tesla.

7.1.1 Espaciamiento entre los discos.

Uno de los aspectos más importantes para el funcionamiento de este tipo de turbina es el espaciamiento entre los discos y es que cuando el fluido entrar en la carcasa se topa con los disco paralelos creando una trayectoria de vórtice y formando una fuerza entre los discos por efecto de la capa limite formada entre los discos, en la ilustración 2.5 se muestra la trayectoria que sigue el fluido dentro de dos discos paralelos [18].

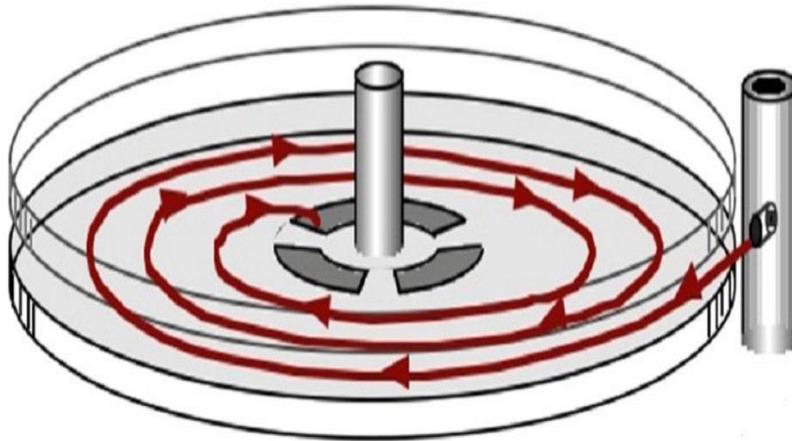


Ilustración 7-1. Trayectoria del fluido dentro de dos discos paralelos [19].

Cuando se genera la capa limite dentro de los discos paralelos las fuerzas viscosas y por fricción se activan de tal manera que el fluido se adhiere a los discos y de este modo los discos son arrastrados con el fluido generándose un perfil de velocidad entre los discos. En la ilustración 2.6 puede apreciarse una vista de frente de dos discos paralelos generándose un gradiente de velocidad dentro de los discos cuando el fluido de trabajo está en acción. Puede notarse que

a medida que estos discos están más distanciados para formar un perfil de velocidad es necesario un flujo másico mayor, por tanto, tener un óptimo en función de la viscosidad es de esencial importancia en este tipo de turbinas para no desperdiciar potencia.

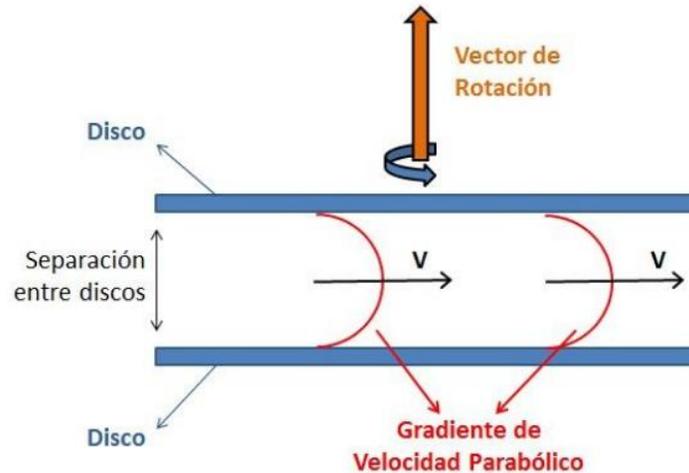


Ilustración 7-2. Vista del perfil de velocidad de entre dos discos de una turbina Tesla [17].

Para determinar este espaciamento se cuentan con tres ecuaciones; una de ellas es la Ecuación 1, la cual está basada en la teoría de la capa límite y las ecuaciones de Navier-Stokes para flujo entre dos discos rotativos [3]:

$$2P = h \cdot \sqrt{\frac{w}{v}} \text{Ecuación 7-1}$$

Donde:

h = espaciamento intermedio.

w = velocidad angular.

v = Viscosidad Cinematica.

P = es un factor adimensional que bajo condiciones de flujo es $\frac{\pi}{2}$

Otra ecuación determinada de manera más empírica es la Ecuación 2 [16]:

$$\delta \approx 5 \sqrt{v(r_o - r_i)/U} \text{Ecuación 7-2}$$

Donde:

δ = es el espesor de la capa límite.

ν = Viscosidad Cinematica.

r_o = el radio exterior de los discos.

r_i = radio interior del disco.

U = es la velocidad absoluta del fluido.

La tercera se plantea en un experimento por el mismo autor con separaciones de 0.2 mm y plantea que la separación óptima se encuentra con la siguiente ecuación[20]:

$$e = \sqrt{\frac{5\nu}{\omega}} \text{Ecuación 7-3}$$

Donde:

e = espaciamiento optimo entre los discos.

ν = Viscosidad Cinematica.

ω = velocida angular del fluido.

7.1.2 Numero de discos.

Se cree que existe una proporcionalidad con respecto al número de discos y el torque. Es decir, si se aumenta el número de discos aumenta el torque ya que se existen más área de reacción, sin embargo, un número mayor de discos exige un flujo mayor, por lo tanto, se tiene que tener una balanza en el torque sé que quiere generar, la potencia y el número de discos.

7.1.3 Tamaño de los discos (Relación de torque).

De acuerdo con el entendimiento que se tiene de estas turbinas el tamaño de los discos se relaciona con torque que puede generar con la turbina, de acuerdo con

el área que pueden tener los discos que está en función del radio. A continuación, se presentan algunos modelos que relacionan el tamaño de los discos principalmente con la variable radio.

7.1.3.1 Primer modelo.

El primero es propuesto por W. Rice [21] que se basa en la observación de que un decremento de la cantidad, flujo sobre la frecuencia angular por el radio exterior al cubo produce un decremento en la eficiencia, y por lo tanto se establece una relación para el toque y la potencia.

$$T = -(v_i r_i - v_o r_o) Q \rho \quad \text{Ecuación 7-4}$$

Donde:

T = es el torque.

v_i = velocidad lineal del radio interior.

v_o = velocidad lineal del radio exterior.

r_i = radio interior.

r_o = radio exterior.

Q = Flujo volumetrico en el espacio de un par de discos.

ρ = densidad del fluido.

7.1.3.2 Segundo modelo.

Existen otros modelos propuestos por William Tahil, uno de ellos se denomina modelo simplificado y el otro modelo de vórtice libre. En el primer propuesto por William Tahil se considera un disco de turbina con un fluido en línea recta como se muestra en la ilustración 2.7.

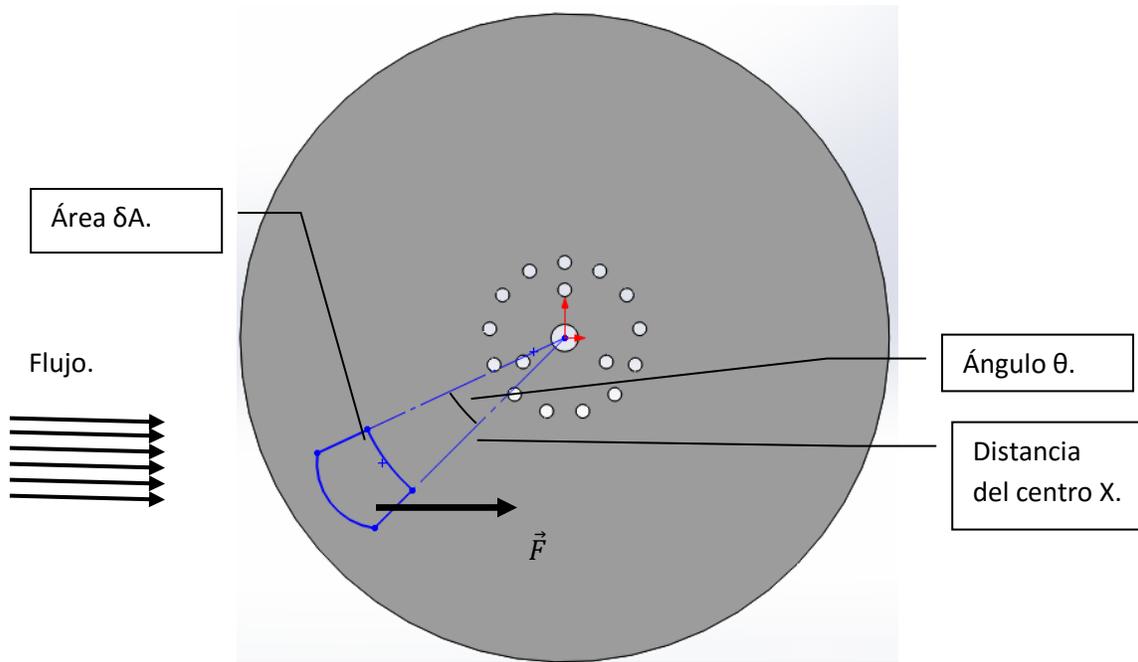


Ilustración 7-3. Disco donde se esquematiza el toque generado “modelo simplificado”.

Se considera un área A que se encuentra a una distancia x del centro. En área como tal estaría determinada por una distancia dx y por el ángulo $d\theta$ donde θ también puede tomarse en valores de π (para una circunferencia completa son 2π), dado que el área en cuestión está ubicada a una distancia x del centro; entonces el área es como se ve en la ecuación 2-5:

$$A = dx \cdot d\theta \cdot x \text{ Ecuación 7-5}$$

La fuerza que actúa sobre el área está dada por $F = \tau \cdot A$ donde τ es el esfuerzo cortante sobre la superficie del disco y el torque generado por el área está dado por:

$$T = F \cdot x \text{ Ecuación 7-6}$$

$$T = \tau \cdot A \cdot x = \tau \cdot dx \cdot d\theta \cdot x^2$$

Integrando una con respecto a x desde 0 a r y con respecto a θ desde 0 a 2π ;

$$T = \tau \int_0^r \int_0^{2\pi} d\theta \cdot x^2 dx = \frac{\tau r^3}{3} \int_0^{2\pi} d\theta = \frac{\tau \cdot r^3 \cdot 2\pi}{3}$$

Dado que $\tau = \frac{3V\mu}{h}$

Donde:

μ = es la viscosidad dinámica del fluido.

V = es la velocidad promedio del fluido entre las placas.

h = es la mitad de la distancia entre los discos.

Por lo tanto:

$$T = \frac{2\pi V \mu r^3}{h} \text{Ecuación 7-7}$$

7.1.3.3 Tercer modelo.

El tercer modelo es también conocido como modelo de vórtice libre se consideran líneas de flujo como bafles (líneas concéntricas) que van desde el exterior del disco hasta el centro del disco donde se encuentra un área de drenado, como se puede ver en la ilustración 2.8.

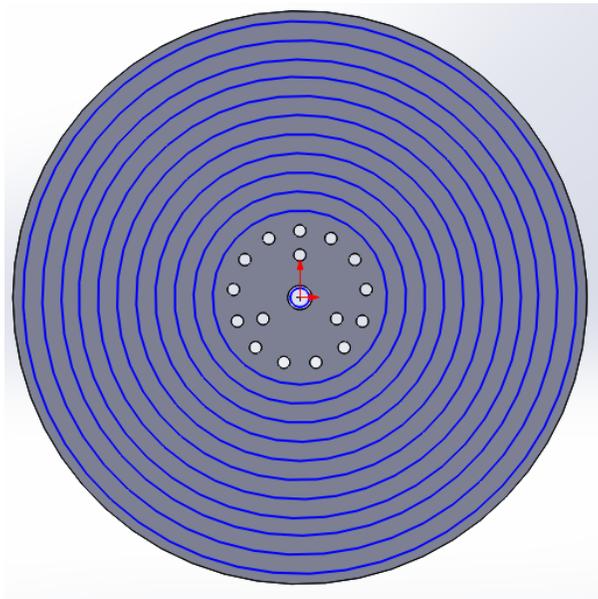


Ilustración 7-4. Modelos de vórtice libre.

Se idealiza como un plano donde se consideran cambios de velocidades en dos ejes [2], la velocidad potencial para un vórtice circular:

$$u = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad V = \frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{\partial \phi}{\partial x}$$

El flujo esta dado:

$$\phi = \frac{\Gamma}{2\pi} \theta - \frac{m}{2\pi} \ln r$$

Donde:

$\Gamma =$ es la circulación del vórtice.

$m =$ es una constante para la componente radial de la velocidad del fluido.

$r =$ es la distancia desde el centro del vórtice a la campo de velocidad ha sido medido.

Ahora en coordenadas cilíndricas, para un flujo plano potencial en 2D, la velocidad radial V_r y la velocidad circulatoria V_θ está dada por:

$$V_r = \frac{\partial \phi}{\partial r} \quad V_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta}$$

Derivando ϕ con respecto a θ ,

$$\therefore V_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r}$$

Considerando un elemento de área A sobre el disco a una distancia x desde el centro del disco y un ángulo θ desde una línea paralela al flujo.

$$A = dx \cdot d\theta \cdot x$$

La fuerza está dada $F = \tau \cdot A$, como se comentó en un principio $\tau = \frac{3V\mu}{h}$, dado que

$$V = V_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \text{ por lo tanto } \tau = \frac{3\Gamma\mu}{2\pi r h}.$$

Integrando doble vez desde $x = 0$ hasta r , donde r es el radio del disco y desde $\theta = 0$ hasta 2π , para calcular el torque total que actúa sobre el disco.

$$T = \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^r \frac{3\Gamma\mu}{2\pi r h} \cdot x \cdot dx$$

$$T = \frac{3\Gamma\mu}{2\pi r h} \int_0^{2\pi} d\theta \left[\frac{x^2}{2} \right]_0^r$$

$$T = \frac{3\Gamma\mu}{4\pi r h} \cdot r^2 \cdot 2\pi$$

$$T = \frac{3\Gamma\mu r^2}{2rh} \text{ Ecuación 7-8}$$

7.1.4 Cuarto modelo.

De acuerdo con el artículo propuesto por Guha y Sengupta [18] proponen una ecuación que determina el torque de un conjunto de discos basándose de la distribución tangencial de velocidades:

$$T = 2(n_d - 1)\zeta \text{ Ecuación 7-9}$$

Donde:

$n_d =$ es el número total de discos.

$\zeta =$ es el torque generado por una cara de un disco.

El torque generado por una cara del disco “ ζ ” considera del torque generado por el esfuerzo cortante en un área en cuestión, esta fuerza es igual a:

$$\tau_w(2\pi r dr)(r)$$

Donde:

$$\tau_w = \left[\frac{6\mu\Omega r_2 \zeta_m}{b} \right], \text{ es el esfuerzo cortante a lo largo del radio.}$$

μ = es la viscosidad dinamica del fluido.

Ω = velocidad rotacional del disco.

r_2 = es el radio exterior del disco (donde el fluido hace el primer contacto).

b = espaciamiento dentre los discos.

ζ_m = es un promedio adimencional de la velocidad relativa de la coordenada r y la velocidad en el extremo del disco.

Integrando obtenemos ζ :

$$\zeta = \int_{r_1}^{r_2} \tau_w(2\pi r)r dr = \left[\frac{12\pi\mu\bar{V}_{\theta 2}r_2^3}{b} \right] \cdot \left(\frac{c_2}{c_1} (R_2^2 - R_1^2) - \frac{c_3}{c_1} \left\{ e^{-\frac{c_1 R_2^2}{2}} - e^{-\frac{c_1 R_1^2}{2}} \right\} \right) \text{Ecuación 7-10}$$

Donde:

$\bar{V}_{\theta 2}$ = es la velocidad promedio angular en el exterior del disco.

$$c_1 = \frac{10\nu}{\phi_2\Omega b^2}$$

ν = es la viscosidad cinematica.

$$\phi_2 = \frac{\bar{V}_{r2}}{\Omega_{r2}}$$

\bar{V}_{r2} = es la velocidad promedio relativa del fluido en el exterior del disco.

Ω_{r2} = es la velocidad del disco en el exterior.

$$c_2 = -\frac{10}{6(\gamma - 1)}$$

$$\gamma = \frac{\bar{U}_{\theta 2}}{\Omega_{r2}}$$

$\bar{U}_{\theta 2}$ = es la velocidad absoluta promedio angular en el exterior del disco.

Ω_{r2} = es la velocidad angular en el exterior del disco.

$$C_3 = \left(1 - \frac{C_2}{C_1}\right) e^{\frac{C_1}{2}}$$

Este último modelo no solo relaciona el radio en la generación del torque, sino que además considera la generación de una capa límite o un perfil de velocidad debido al espaciamiento entre los discos, así como la velocidad relativa entre el disco y el fluido a lo largo del radio, la viscosidad del fluido, siendo este modelo el más completo en donde se consideran todas las partes esenciales para la generación del torque en este tipo de turbinas.

7.2 Anexo 2. Balance de energía para turbina hidráulicas y de vapor.

Lo representado anterior se puede escribir en una ecuación:

$$E_{entrada} = W_{\text{útil}} + E_{perdidas} \text{Ecuación 7-11}$$

Donde:

$E_{entrada}$: es la energía a la entrada de la turbina.

$W_{\text{útil}}$: es la energía útil (trabajo mecánico).

$E_{perdidas}$: es el concepto que contempla la energía no útil, y considera, fricción del fluido, vibración mecánica, etc.

Para fluidos hidráulicos el estado energético de un fluido está determinado por la ecuación de Bernoulli:

$$E_{mec} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz$$

Ecuación 7-12

Donde:

E_{mec} : es la energía mecánica del fluido expresada en términos específicos.

$\frac{P}{\rho}$: es la energía de flujo por unidad de masa.

$\frac{V^2}{2}$: Energía cinética por unidad de masa.

gz : Energía potencial por unidad de masa.

La eficiencia de una turbina hidráulica está determinada como el cociente de energía útil sobre la energía mecánica del fluido:

$$\eta_{mec} = \frac{\text{Energía útil}}{\text{Energía mecánica del fluido}} = \frac{W_{\text{útil}}}{E_{mec}} \text{Ecuación 7-13}$$

El trabajo útil realizado por una turbina está determinado por el producto del torque generado por el desplazamiento angular, sin embargo, cuando una turbina se encuentra trabajando el torque es variante y la energía absorbida por la turbina está concentrada en energía cinética, por tanto:

$$W_{\text{útil}} = \frac{1}{2} I \omega^2 \text{Ecuación 7-14}$$

Donde:

I : es el momento de inercia del cuerpo.

ω : es la velocidad angular.

7.2.1 Turbinas de Gas.

7.2.1.1 Turbina de vapor.

La mayoría de las turbinas de gas son empleadas en centrales generadoras de electricidad donde el fluido de trabajo es agua en estado gaseoso, en este tipo de sistemas donde se da la conversión de calor a trabajo no solo tiene como componente una turbina, ver ilustración 3.2.

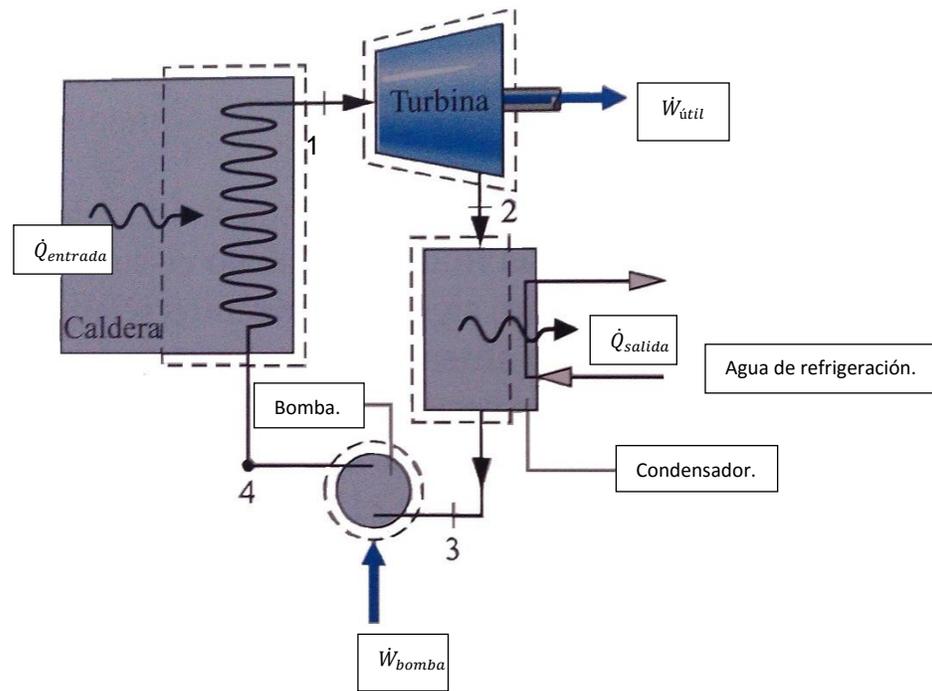


Ilustración 7-5. Sistema de generación de Calor en Trabajo útil.

Para analizar todos estos componentes es necesario de la utilización de los principios de conservación de masa y de energía que de acuerdo a la ilustración 18, empezando por el estado 1;

Turbina. El vapor generado en la caldera en el estado 1, con presión y temperatura elevadas, se expande a través de la turbina para producir trabajo, descargándose en el condensador en el estado 2 a baja presión. Si se desprecian las pérdidas de calor al ambiente, energía cinética, y potencial, los balances de masa y de energía en términos de potencia para el volumen de control de la turbina se reducen en estado estacionario a:

$$0 = \cancel{Q_{vc}} - \dot{W}_{\text{útil}} + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \quad \text{Ecuación 7-15}$$

O bien

$$\frac{\dot{W}_{\text{útil}}}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad \text{Ecuación 7-16}$$

Donde:

\dot{m} : es el flujo másico.

$\frac{\dot{W}_{\text{útil}}}{\dot{m}}$: es el trabajo por unidad de masa desarrollado en la turbina.

Condensador: En el condensador se transfiere calor del vapor del agua de refrigeración que circula en un flujo separado. El vapor condensa y la temperatura del agua de refrigeración aumenta. En estado estacionario, los balances de masa y energía para el volumen de control que incluyen el lado de condensación del intercambiador de calor nos da:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{salida}}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad \text{Ecuación 7-17}$$

Donde:

$\frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}}$: es la energía transferida en forma de calor desde el fluido de trabajo al agua de refrigeración, por unidad de masa del fluido de trabajo que atraviesa el condensador.

Bomba: El líquido procedente del condensador en el estado 3 es bombeado desde la presión del condensador hasta la presión más alta de la caldera. Considerando un volumen de control que rodee la bomba y suponiendo que no

hay transferencia de calor en el ambiente, los balances de masa y energía nos dan:

$$\frac{W_{bomba}}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \text{ Ecuación 7-18}$$

Donde:

$\frac{W_{bomba}}{\dot{m}}$: es el trabajo consumido por unida de masa que circula a través de la bomba.

Caldera: El fluido de trabajo completa el ciclo cuando el líquido procedente de la bomba en 4, llamado agua de alimentación de la candela, se calienta hasta la saturación y se evapora en la caldera. Considerando un volumen de control que incluya los tubos y elementos de la caldera que llevan el agua de alimentación desde el estado 4 al estado 1, los balances de masa y energía quedan:

$$\frac{\dot{Q}_{entrada}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \text{ Ecuación 7-19}$$

Donde:

$\frac{\dot{Q}_{entrada}}{\dot{m}}$: es el flujo de calor transferido por la fuente de energía al fluido de trabajo por unidad de masa que atraviesa la caldera.

El rendimiento térmico indica la cantidad de energía recibida por el fluido de trabajo en la caldera que se convierte en trabajo útil producido:

$$\eta_{termico} = \frac{\frac{W_{útil}}{\dot{m}} - \frac{W_{bomba}}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{entrada}}{\dot{m}}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \text{ Ecuación 7-20}$$

7.3 Anexo 3. Descripción termodinámica del experimento.

Como se comenta en el capítulo de fundamentos teóricos la energía en un fluido compresible está determinada por la suma de la energía cinética y la entalpía. En este caso nuestro fluido no se calienta y se mantiene almacenado a una presión

arriba de la atmosférica, en un inicio el fluido no se mueve y por lo tanto su energía cinética es cero, y toda la energía es puramente entalpía.

$$h = c_u(T_2 - T_1) + PV \text{ Ecuación 7-21}$$

De acuerdo a la ecuación anterior y dado que el sistema se encuentra a temperatura ambiente el único valor que representa la energía es la presión. Una vez que la válvula es abierta, el experimento demuestra que la temperatura cae y el fluido empieza a moverse, lo que significa que la entalpía almacenada en el inicio se convierte en energía cinética:

$$c_u(T_2 - T_1) + PV = c_p(T_2 - T_1) = \frac{v^2}{2} \text{ Ecuación 7-22}$$

Y es esta energía la que es aprovechada por la turbina, si la temperatura del fluido a la salida de la turbina es la misma que a la entrada cuando el fluido se mueve y la velocidad a la salida es cero, la turbina habrá convertido toda la energía del fluido en trabajo útil, si el fluido sale a velocidad cero y la temperatura es la misma que la ambiente la energía del fluido se habrá convertido en calor. En otras palabras, la energía de entrada es:

$$C_p(T_2 - T_{ambiente}) \text{ Ecuación 7-23}$$

Donde el coeficiente 2 hace referencia al estado del fluido una vez que empieza a moverse, como se puede apreciar esta cantidad será negativa ya que la temperatura ambiente es mayor que la temperatura dos, esto hace referencia a que esta energía es entrante a la turbina. Un fluido que se frena sin algún obstáculo tiende a calentarse a un ritmo de $\frac{v^2}{2c_p}$, lo que significa que no necesariamente si la velocidad del fluido a la salida de la turbina es menor que a la entrada la turbina habrá absorbido la diferencia de energías cinéticas, por esta razón se calcula primero el calor, que es igual a:

$$C_p(T_{salida} - T_{entrada}) \text{ Ecuación 7-24}$$

Entonces el trabajo realizado por la turbina será:

$$W = Q - H$$

Ecuación 7-25

Hay que tener en cuenta que estas cantidades están en forma específica, es decir por unidad de masa. Y por último la eficiencia puede ser calculada de la siguiente manera.

$$\eta = \frac{W}{H} \text{ Ecuación 7-26}$$

7.4 Anexo 4. Datos técnicos de sistema para medir temperatura.

7.4.1 Entrada Análoga.

Parameter	Conditions	Specification
A/D converters		Four dual 24-bit, Sigma-Delta type
Number of channels		8 differential
Input isolation		500 VDC minimum between field wiring and USB interface
Channel configuration		Software programmable to match sensor type
Differential input voltage range for the various sensor categories	Thermocouple	±0.080 V
	RTD	0 to 0.5 V
	Thermistor	0 to 2 V
	Semiconductor sensor	0 to 2.5 V
Absolute maximum input voltage	±C0x through ±C7x relative to GND (pins 9, 19, 28, 38)	±25 V power on, ±40 V power off.
Input impedance		5 Gigohm, min.
Input leakage current	Open thermocouple detect disabled	30 nA max.
	Open thermocouple detect enabled	105 nA max.
Normal mode rejection ratio	$f_{IN} = 60 \text{ Hz}$	90 dB min.
Common mode rejection ratio	$f_{IN} = 50 \text{ Hz}/60 \text{ Hz}$	100 dB min.
Resolution		24 bits
No missing codes		24 bits
Input coupling		DC
Warm-up time		30 minutes min.
Open thermocouple detect		Automatically enabled when the channel pair is configured for thermocouple sensor. The maximum open detection time is 3 seconds.
C/JC sensor accuracy	15 °C to 35 °C	±0.25 °C typ., ±0.5 °C max.
	0 °C to 70 °C	-1.0 to +0.5 °C max

Tabla 7-1. Se presentan los datos de entra analógica en el USB-TEM.

7.4.2 Compatibilidad con sensores.

Parameter	Conditions
Thermocouple	J: -210 °C to 1200 °C
	K: -270 °C to 1372 °C
	R: -50 °C to 1768 °C
	S: -50 °C to 1768 °C
	T: -270 °C to 400 °C
	N: -270 °C to 1300 °C
	E: -270 °C to 1000 °C
	B: 0 °C to 1820 °C
RTD	100 ohm PT (DIN 43760: 0.00385 ohms/ohm/°C)
	100 ohm PT (SAMA: 0.003911 ohms/ohm/°C)
	100 ohm PT (ITS-90/IEC751:0.0038505 ohms/ohm/°C)
Thermistor	Standard 2,252 ohm through 30,000 ohm
Semiconductor / IC	TMP36 or equivalent

Tabla 7-2. Compatibilidad con los diferentes sensores.

7.4.3 Exactitud de medición en el termopar.

Sensor Type	Maximum error	Typical error	Temperature range
J	±1.499 °C	±0.507 °C	-210 to 0 °C
	±0.643 °C	±0.312 °C	0 to 1200 °C
K	±1.761 °C	±0.538 °C	-210 to 0 °C
	±0.691 °C	±0.345 °C	0 to 1372 °C
S	±2.491 °C	±0.648 °C	-50 to 250 °C
	±1.841 °C	±0.399 °C	250 to 1768.1 °C
R	±2.653 °C	±0.650 °C	-50 to 250 °C
	±1.070 °C	±0.358 °C	250 to 1768.1 °C
B	±1.779 °C	±0.581 °C	250 to 700 °C
	±0.912 °C	±0.369 °C	700 to 1820 °C
E	±1.471 °C	±0.462 °C	-200 to 0 °C
	±0.639 °C	±0.245 °C	0 to 1000 °C
T	±1.717 °C	±0.514 °C	-200 to 0 °C
	±0.713 °C	±0.256 °C	0 to 600 °C
N	±1.969 °C	±0.502 °C	-200 to 0 °C
	±0.769 °C	±0.272 °C	0 to 1300 °C

Tabla 7-3. Exactitud de termopares a usar. En nuestro caso se usaron tipo K.

7.4.4 Datos técnicos de termopar tipo K.

Tipo	K
Rango de temperatura	0 °C ~ 1250 °C
Diámetro de tubing	3/16 in
Longitud de tubing	1 in
Material de tubing	Acero Inox.
Material de extensión	PVC
Rango de temperatura del aislante	-30°C ~105°C
Longitud de extensión	5 metros.

Tabla 7-4. Datos técnicos de termopar tipo K.

7.5 Anexo 5. Especificaciones técnicas de anemómetro Prova AVM-07.

Relaciones de rango, resolución, exactitud y mínimo para funcionar.

Unidades	Rango	Resolución	Umbral	Exactitud
m/s	0.0~45.0	0.1	0.3	+/-3%/+/- 0.1dgts
ft/min	0.0~8800	0.1/1	60	+/-3%/+/- 10dgts
knots	0.0~88.0	0.1	0.6	+/-3%/+/- 0.1dgts
km/hr	0.0~140.0	0.1	1.0	+/-3%/+/- 0.1dgts
mph	0.0~100.0	0.1	0.7	+/-3%/+/- 0.1dgts

Tabla 7-5. Tabla de especificaciones de anemómetro.

7.6 Anexo 6. Especificaciones técnicas de sensor de presión y panel de montaje.

Panel de montaje.

Parámetro	Min	Max	Unidad
Resolución		24	Bit
Resolución sin ruido		20	Bit
	-500,000	500,00,	
Rango seleccionable	5	4800	Muestras/segundo
Exactitud	-.01	.01	% de FSR
resistencia	30	30,000	ohm
Input rango 1	-500	500	mV/nom.
Input rango 2	-12	12	Vdc
Input rango 3	0	30	mA

Tabla 7-6. Tabla de parámetros de panel de montaje.

Sensor de presión.

Especificaciones	Modelo PMP621
Rango de salida	1-2 mV +-1%
Balance cero	0mV +- 3%
Excitación	5-15 VCD
Tiempo de respuesta	1ms
Valor máximo de Presión	6 bares
resistencia	3500 ohm

Tabla 7-7. Datos técnicos de sensor de presión.

7.7 Anexo 7. Especificaciones técnicas de sensor de fuerza.

Modelo	Límite Máximo	Resolución
8001-MN	2.5 N	0.1 N
8002-MN	5 N	0.2 N
8261-M	100 g	1 g

Tabla 7-8. Datos de los sensores de fuerza.

8. Bibliografía.

- [1] Y. A. Cengel, *Mecánica de Fluidos “Fundamentos y aplicaciones,”* Segunda ed. McGraw-Hill, 2010.
- [2] M. C. Potter, D. C. Wiggert, and B. Ramadam, *Mecánica de fluidos,* Cuarta Edi. Cengage Learning, 2012.
- [3] P. U. Jessica Gisela, Maradey Lázaro Orlando, “Análisis y construcción de una turbina Tesla.” Universidad Industrial de Santander, 2005.
- [4] T. Nikola, “Turbine,” 1061206, 1918.
- [5] T. Nikola, “Fluid Propulsion,” 1061142, 1918.
- [6] A. B. Leaman, “The Design, Construction and Investigation of a Tesla Turbine,” University of Maryland, 1950.
- [7] I. Murata, S. ; Yukata, M. ; Yoshiyuki, “A Study on a Disk Friction Pump,” *Bull. Japanese Socceity Mech. Eng.*, vol. 19, pp. 168–178, 1976.
- [8] M. E. ; W. R. Crawford, “Calculated Design Data for the Multiple-Disk Pump Using Incompressible Fluid,” *ASME Trans.J. Eng. Power*, pp. 274–282, 1974.
- [9] W. Tahil, “Theoretical Analysis of a Disk Turbine,” *Tesla Engine Build. Assoc. Dec. 1998.*, pp. 18–19, 1998.
- [10] W. Tahil, “Theoretical Analysis of a Disk Turbine (2),” *Tesla Engine Build. Assoc. May 1999*, pp. 15–16, 1999.
- [11] T. W. , Rice ;D. F., Jankowski ; C. R., “Bulk-Parameter Analysis for Two-Phase Through-flow Between Parallel Corotating Disks.,” *Heat Transf. Fluid Mech. Inst.*, vol. 19, pp. 168–178, 1976.
- [12] T. C.R., R. W., and J. D.F., “Laminar Throughflow of Varying-Quality Steam Between Corotating Disks,” *ASME Trans.J.Fluids Eng.*, vol. 100, pp. 194–200, 1978.
- [13] T. C.R., R. W., and J. D.F., “Laminar Throughghflow of a Fluid Containing Particles Between Corotating Disk,” *ASME Trans.J.Fluids Eng.*, vol. 101, pp. 87–92, 1979.
- [14] C. R. Possell, “Bladeless pump and method of using same,” 1983.
- [15] M. Lawn and J.J., “An Investigation of Multiple-Disk Turbine Performance Parameters.,” Arizona State University, 1972.
- [16] C. H.S., D.J.B.F., and B.-N. D, “The Tesla Turbine Revisited,” *8th Asis-Pacific Int. Symp. Combust. Energy Util.*, no. October 10–12, 2006.

- [17] A. G. Francisco Andrés, “Análisis Computacional del Torque en Función de la Tasa de Giro en la Turbina Tesla de Aire.,” Universidad de Chile., 2012.
- [18] G. Abhijit and S. Sayantan, “The fluid dynamics of the rotating flow in a Tesla disc turbine.,” *Mech. B/Fluids*, vol. 37, pp. 112-123, 2013.
- [19] D. R. Vincent, “Theory and Performance of Tesla Turbines,” University of California, Berkeley, 2012.
- [20] A. G. Franciso Andrés, “Análisis Computacional del Torque en Función de la Tasa de Giro en la Turbina Tesla de Aire.,” Universidad de Chile., 2012.
- [21] W. Rice, “An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-disk Turbines,” *ASME Trans. J. Eng. Power*, vol. 87, no. 1, Jan. 1965, pp. 29-36, 1965.