



UNIVERSIDAD DE CIENCIAS Y ARTES DE CHIAPAS

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN E INNOVACIÓN EN
ENERGÍAS RENOVABLES

TESIS

MECANISMOS BÁSICOS DEL
FUNCIONAMIENTO DE UNA
TURBINA TESLA

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE

DOCTOR EN MATERIALES Y
SISTEMAS ENERGÉTICOS
RENOVABLES

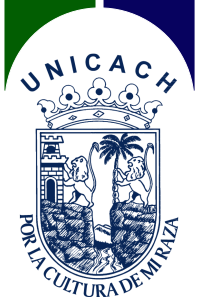
PRESENTA

JOSÉ YOVANY GALINDO DÍAZ

DIRECTORES

DR. JUAN ANDRÉS REYES NAVA

DR. ALBERTO BELTRÁN MORALES



Tuxtla Gutiérrez, Chiapas

Diciembre 2021



UNIVERSIDAD DE CIENCIAS Y ARTES DE CHIAPAS

DIRECCIÓN GENERAL DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

Tuxtla Gutiérrez, Chiapas a 29 de noviembre de 2021

Oficio No. DGIP/957/2021

Asunto: Autorización de impresión de tesis

C. José Yovany Galindo Díaz
Candidato al Grado de Doctor en Materiales y
Sistemas Energéticos Renovables
Instituto de Investigación e Innovación
en Energías Renovables
UNICACH
Presente

Con fundamento en la **opinión favorable** emitida por escrito por la Comisión Revisora que analizó el trabajo terminal presentado por usted, denominado **Mecanismos básicos del funcionamiento de una turbina Tesla** cuyos directores de tesis son el Dr. Juan Andrés Reyes Nava y Dr. Alberto Beltrán Morales, quienes avalan el cumplimiento de los criterios metodológicos y de contenido; esta Dirección General a mi cargo **autoriza** la impresión del documento en cita, para la defensa oral del mismo, en el examen que habrá de sustentar para obtener el **Grado de Doctor en Materiales y Sistemas Energéticos Renovables**.

Es imprescindible observar las características normativas que debe guardar el documento impreso, así como realizar la entrega en esta Dirección General de un ejemplar empastado.

ATENTAMENTE
"POR LA CULTURA DE MI RAZA"

DRA. CAROLINA ORANTES GARCÍA
DIRECTORA GENERAL



DIRECCIÓN GENERAL DE
INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

C.c.p. Dr. Pascual López de Paz, Director del Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables, UNICACH. Para su conocimiento.

Dr. Héber Vilchis Bravo, Coordinador del Posgrado, Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables, UNICACH. Para su conocimiento.
Expediente



*COG/eco/igp/gtr

Dirección General de
Investigación
y Posgrado

2021, Año de la Independencia

Dirección General de Investigación y Posgrado
Libramiento Norte Poniente No. 1150
Colonia Lajas Maciel, CP 29039,
Tuxtla Gutiérrez, Chiapas.
Tel (961)6170440 Ext.4360
investigacionyposgrado@unicach.mx

Agradecimientos personales

A Dios y a la vida que me han permitido cumplir con esta meta, a mis padres Eugenia Sibaja y Alfredo Galindo que han colaborado en mi motivación por adquirir este grado. A mis hermanos Ruben y Eugenia que han significado una muestra de aprendizaje, motivación y superación.

A toda mi familia con la que he compartido gran parte de mi vida y mi crecimiento y en especial a Yanhsy Hernández Portillo por compartir gran parte de la vida conmigo.

A todos mis amigos y colegas con los que he compartido conocimiento y experiencias. Tania y Selene que me ayudaron mucho en mi estancia en Morelia, Michoacán. A los colegas y la comunidad que se tomaron el tiempo para resolver dudas o escribir algún comentario.

A mis directores de tesis Juan Andrés Reyes Nava y Alberto Beltrán Morales y a todos los maestros que han contribuido pacientemente en proporcionarme sus conocimientos, disciplina y pasión por la ciencia.

Agradecimientos institucionales

A la Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas y en especial al Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables donde me brindaron los medios necesarios para culminar este trabajo.

Al fondo sectorial SENER-CONACyT, sustentabilidad energética por darme el apoyo económico para realizar mis estudios de doctorado.

A la Universidad Nacional Autónoma de México y en especial al Instituto de Investigación en Materiales unidad Morelia donde realicé una estancia y pude aprender más sobre temas de la dinámica de fluidos computacional.

A los Doctores Juan Andrés Reyes Nava, Alberto Beltrán Morales y José Núñez González por compartir su tiempo y conocimiento en el desarrollo de este proyecto.

A los laboratorios de supercómputo utilizados en el Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables y en el Instituto de Investigación en Materiales.

Los autores agradecen al laboratorio nacional de supercómputo del sureste de México perteneciente a la red de laboratorio nacionales CONACYT, por los recursos computacionales, el apoyo y la asistencia técnica. Al proyecto SENER CONACYT 2014 246911 Clúster de biocombustibles sólidos para la generación térmica y eléctrica.

Índice general

Agradecimientos personales	III
Agradecimientos institucionales	IV
Introducción	XI
1. El problema	1
1.1. Problema	1
1.2. Hipótesis	1
1.3. Objetivos	2
1.3.1. Objetivo general	2
1.3.2. Objetivos particulares	2
1.4. Justificación	3
2. Origen de la turbina Tesla y trabajos previos	4
3. Transferencia de energía en una turbina Tesla	20
3.1. Energía de un fluido	20
3.2. Transferencia de energía por calor, Q	20
3.3. Transferencia de energía por trabajo, W	21
3.4. Razón de energía en sistemas abiertos o a flujo	22
3.5. Turbomáquinas	23
3.5.1. Bomba	24
3.5.2. Turbina	25
3.5.3. Turbinas de acción	26
3.5.4. Turbinas de reacción	26
3.6. Dinámica de fluidos computacional en turbinas	28
3.6.1. Propiedades de los fluidos	29

3.6.2. Gases perfectos	29
3.6.3. Líquidos perfectos	30
3.6.4. Fluidos Newtonianos	30
3.6.5. Ecuaciones de conservación	31
3.6.6. Turbulencia	32
4. Metodología	36
4.1. Mecanismo de funcionamiento y sus componentes principales	36
4.2. Estimación de propiedades de los prototipos usando CFD	39
5. Resultados	47
5.1. Pérdidas de energía en una turbina Tesla	47
5.2. Comportamiento de una turbina Tesla usando CFD	51
6. Conclusiones	66
Bibliografía	71

Índice de figuras

2.1. Diagrama de turbina Tesla original [1].	5
2.2. Disco usado por Armstrong [2].	6
2.3. Disco usado por Armstrong con 6 agujeros para dar salida al fluido [2].	6
2.4. Forma de carcasa, parte central y dos campanas laterales [2].	7
2.5. Ensamble de compresor usado por Rice [3].	8
2.6. (a) Rodete Phoenix y (b) Rodete Tesla.	12
2.7. Geometrías de carcasa evaluadas por Lemman et al. [4].	13
2.8. Diseño de turbina Tesla evaluada por Manfrida et al. [5].	17
2.9. Periferia de los discos, a) Normal, b) Circular, c) Triangular y d) Elíptica [6].	18
3.1. Balance de energía de un fluido en un sistema cerrado.	21
3.2. Balance de energía en un sistema abierto o a flujo.	23
3.3. Esquema de una bomba.	24
3.4. Esquema de turbina de acción.	26
3.5. Esquema de turbina de reacción.	27
3.6. Forma básica de una turbina Tesla, las flechas magenta indican la trayectoria del fluido en las entradas y salidas.	28
4.1. Trayectoria del fluido dentro de los discos [7].	37
4.2. Pérdidas por fricción en los rodamientos y por fugas en laterales	37
4.3. Metodología usada para identificar y describir los mecanismos involucrados en una turbina Tesla.	38
4.4. Vistas explosionadas del ensamble final de la carcasa (fila superior) y el rotor (fila inferior).	40
4.5. Vista esquemática de las turbinas.	40

4.6. Arreglo experimental: 1. Sensor de presión y temperatura en la entrada de flujo, 2. Sensor de presión y temperatura en las salidas de flujo, 3. Dinamómetro, 4. Monitores de presión, 5. PC, 6. Control de sensores de temperatura, 7. Turbina Tesla, 8. Aire comprimido, 9. Sensor de velocidad de flujo.	41
4.7. Extracción de volumen interno para la turbina estudiada por Li et al. [8].	42
4.8. Esquema de la vista transversal [8].	43
4.9. Forma base generada por el algoritmo.	45
4.10. Ensamble de región estática.	45
4.11. Ensamble de la forma base para formar la region rotante.	46
5.1. Patrón de flujo esperado entre dos discos del rotor de una turbina. . . .	48
5.2. Formación de recirculaciones al interior del rotor.	49
5.3. Posible trayectoria del fluido dentro de la turbina, (a) cuando la trayectoria del fluido tiene dirección solo en sentido radial, (b) cuando tiene dirección solo en sentido angular y (c) cuando tiene dirección en sentido angular y radial.	50
5.4. Turbina Tesla estudiada por Galindo [9] y su volumen interno.	51
5.5. Algoritmo para generar la malla del volumen interno.	52
5.6. Volumen interno con zonas relevantes y simplificadas: región estática de color rojo y región rotante color verde, respectivamente.	54
5.7. Estudio de sensibilidad de malla para ambas turbinas. Los valores de presión de entrada usados fueron 327 y 272 kPa para T11 y T15, respectivamente.	55
5.8. Distribución de esfuerzo cortante sobre los discos centrales del rotor para: a) T11 y b) T15. Cada gráfico corresponde a $z=0.445$ mm a una presión de 50 kPa, 100 kPa, 150-170 kPa y 214-228 kPa para (a), (b), (c) y (d), respectivamente. Los puntos de intersección entre los círculos y las líneas rojas indican las zonas de entrada y salida.	57
5.9. Comparación entre las mediciones experimentales y los resultados numéricos para el torque y la presión.	57
5.10. Resultados numéricos del promedio de la temperatura respecto del radio para la turbina T11 para (a) 50, (b) 104, (c) 172, (d) 214 y (e) 327 kPa, respectivamente.	59

5.11. Resultados numéricos del promedio de la temperatura respecto del radio para la turbina T15 para (a) 59, (b) 110, (c) 150, (d) 228 y (e) 272 kPa, respectivamente.	60
5.12. Pérdida de masa en los laterales.	61
5.13. Malla de volumen interno, en color azul la parte estática y en color verde la parte rotante.	61
5.14. Estudio de sensibilidad de malla para turbina de Li et al. [8].	63
5.15. Comparativa entre resultados experimentales y cálculos numéricos.	64
5.16. Comportamiento de curvas de potencia experimentales y numéricas para distintos valores de presión de entrada.	65

Índice de tablas

4.1. Características principales de las turbinas T11 y T15.	41
4.2. Características principales de la turbina hecha por Li et al. [8]	44
5.1. Principales características de la malla.	53
5.2. Condiciones iniciales y de frontera para diferentes zonas del dominio computacional.	54
5.3. Condiciones de frontera usada para la simulación de la turbina T15. . .	55
5.4. Condiciones de frontera usada para la simulación de la turbina T11. . .	56
5.5. Principales características de la malla turbina de Li et al. [8].	58
5.6. Condiciones de frontera en cada zona y los campos usados en el volumen de control.	62

Introducción

Debido a los problemas socioeconómicos y medio ambientales que sufre la sociedad por la dependencia del petróleo, la comunidad se ha motivado por investigar nuevas formas de generación de energía. Para el 2016, las contribuciones de energía a nivel mundial por fuentes alternas fueron de 3.6 % para la hidráulica, 4.2 % para la térmica, 9.1 % para la biomasa y 1.6 % para la generación por fotovoltaica y eólica [10]. El 7% de la producción global de energía en México es por fuentes renovables de las cuales el 1.42 % es por hidráulica [11], con aproximadamente 52 centrales de hidroenergía y un potencial por explotar de 166 TW [12]. Actualmente, la Comisión Federal de Electricidad (CFE[®]) (Septiembre del 2020) tiene 192 centrales de generación: ciclo combinado, termoeléctricas, hidroeléctricas, carboeléctricas, nucleoelectrica, turbogás, geotermoeléctricas, eoloeléctricas, diesel y fotovoltaica. En al menos 7 tipos de centrales de generación se utilizan turbinas, siendo para el 2018 la termoeléctrica, hidroeléctrica, carboeléctrica y geotermoeléctrica con mayor contribución en la generación. Una central de hidroenergía de forma general está compuesta por un reservorio, una línea de distribución, una área de generación y la zona de desfogue. En la zona de generación se utilizan turbinas para convertir la potencia de un fluido a potencia mecánica, las turbinas más usadas son: Cross-flow, Turgo, Pelton, Francis y Kaplan [13]. Sin embargo, todas ellas presentan el inconveniente de ser complejas en su manufactura y estar expuestas al fenómeno de cavitación [14]. Por otro lado, el 2.2 % de la energía bruta nacional de México es por plantas geotermoeléctricas [15]. En Santa Rosalía y Cerro Prieto Baja California Sur, se cuenta con la segunda central de generación de energía geotérmica a nivel mundial con una capacidad de 720 MW, siendo México el cuarto lugar en capacidad geotermoeléctrica con una producción de 1081 MWt. La proyección al 2024 a nivel mundial es incrementar la capacidad instalada de generación hasta 80000 MW eléctricos y México crezca un 10 % de su capacidad instalada actualmente [16]. Las centrales geotérmicas, termoeléctricas, carboeléctricas comparten la característica

de usar turbinas para generar energía, estas son complejas en su manufactura, están expuestas al efecto de cavitación y requieren de un fluido de trabajo muy limpio haciendo que su costo de producción sea elevado. Una candidata a solventar estas problemáticas y abaratar costos es la turbina Tesla que recientemente ha sido estudiada desde varias perspectivas.

En el Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables (IIER) y en el Instituto de Investigaciones en Materiales (IIM) de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM) han incursionado en la investigación de turbinas Tesla con el objetivo de conocer los mecanismos físicos involucrados en su funcionamiento usando herramientas de dinámica de fluidos computacional. Al igual que la comunidad internacional, se ha explorado la posibilidad de usar este tipo de turbinas para la generación a diferentes escalas y diferentes áreas de las energías renovables [17–24].

Capítulo 1

El problema

1.1. Problema

Con base en la revisión bibliográfica realizada, no son fácilmente identificables todos los mecanismos involucrados en el funcionamiento de una turbina tipo Tesla. Adicionalmente, no se han encontrado estudios que involucren todos los componentes como toberas de entrada y desfogue, carcasa y rotor. Conocer todos los parámetros geométricos y su contribución en el rendimiento de la máquina es determinante para lograr un funcionamiento óptimo. El estudio puede abordarse desde varias perspectivas, una de ellas es usando dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés), la cual garantiza un ahorro económico disminuyendo el número de pruebas experimentales. Para realizar la búsqueda de los mecanismos, así como el estudio paramétrico que integre todas las partes de la turbina se requiere de herramientas de fácil manipulación en un laboratorio de supercómputo. Actualmente no se cuenta con un algoritmo que genere el volumen interno de una turbina Tesla que integre todas sus partes y además permita la variación paramétrica, con el fin de estudiar a fondo los mecanismos.

1.2. Hipótesis

La hipótesis se construyó con base en dos conjuntos de hechos:

1. Hechos práctico-experimentales observados directamente durante el diseño, construcción y experimentación con dos prototipos de turbinas Tesla.

2. Los hechos reportados en una muestra de publicaciones de investigaciones sobre el tema, desde Tesla hasta el día de hoy.

La hipótesis está compuesta de 4 afirmaciones:

1. El fluido transfiere energía al rotor mediante interacciones de contacto entre sus capas y entre éstas y las superficies de los discos.
2. Las interacción entre el fluido y los discos es inducida directamente por la adherencia entre ellos.
3. En consecuencia esta interacción transferirá parte de la energía de movimiento macroscópico del fluido, a la energía interna del mismo y la energía interna de los discos. Por lo tanto, el incremento de energía interna de los discos, el fluido y de la carcasa constituyen en sí las pérdidas de energía de la turbina.
4. La viscosidad induce fricción dinámica entre las capas del fluido. Las capas del fluido se deslizan entre sí, induciendo pérdidas de energía por el mecanismo calor. Es decir, la energía del fluido se redistribuye. Parte de su energía cinética (macroscópica) se transforma en energía interna del mismo.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Estudiar los mecanismos físicos involucrados en el funcionamiento de una turbina Tesla mediante técnicas de dinámica de fluidos computacional.

1.3.2. Objetivos particulares

- Identificar y describir los mecanismos físicos involucrados en la operación de una turbina Tesla.
- Diseñar y codificar un algoritmo para generar la malla del volumen interno de una turbina Tesla.
- Calcular el torque y las eficiencias de los prototipos previamente construidos mediante CFD.

1.4. Justificación

Las turbinas son dispositivos que pueden transformar la energía de un fluido a energía mecánica rotacional. Estos dispositivos se utilizan en diversos sistemas de generación renovable o no renovables, los más utilizados tienen morfologías que son complejas y caras en su manufactura, además están expuestos al fenómeno de cavitación, sumado a esto, comúnmente se requiere de fluidos de trabajo con un alto grado de pureza lo que hace elevar los costos de generación aún más. Una turbina que recientemente ha despertado interés en la comunidad es la tipo Tesla, esta turbina es constituida por discos planos paralelos separados por un pequeño espacio envueltos sobre una carcasa circular lo que la hace muy simple en su manufactura y evita que el efecto de cavitación sea dañino para la máquina. Investigaciones experimentales recientes muestran que la eficiencia de una turbina Tesla alcanza valores de hasta 25 % para fluidos como aire o agua [4, 8, 19, 25–30], otros estudios analíticos sugieren que con una configuración adecuada la turbina Tesla podría alcanzar eficiencias por encima del 90 % [7, 18, 25, 31, 32] lo que sería perfecto para ser utilizada en centrales hidráulicas y plantas de generación térmica. De acuerdo con la bibliografía encontrada hasta el momento no se tiene conocimiento de fondo sobre los mecanismos involucrados en la transferencia de potencia del fluido al rotor de la turbina y la conexión con la morfología de la misma. Estudiar a fondo los mecanismos involucrados en una turbina Tesla contribuirá a conocer las limitaciones de este tipo de turbina, a que sistemas de generación es aplicable y las condiciones de operación.

En este trabajo se plantea usar dinámica de fluidos computacional para estudiar a la turbina Tesla, lo que garantiza un ahorro económico disminuyendo el número de pruebas experimentales, sin embargo, es necesario un acople de las herramientas de dinámica de fluidos computacional a un laboratorio de supercómputo, que pueda resolver las ecuaciones gobernantes y genere el dominio de flujo a estudiar de manera automatizada. Por tanto, otra justificante a este trabajo es que se elaboraron herramientas computacionales que permitieron estudiar más a fondo a la turbina Tesla. Para realizar este trabajo se contó con acceso a tres laboratorios de supercómputo, el primero es proporcionado por el Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables, el segundo por el Instituto de Investigación en Materiales y el tercero por laboratorio nacional de supercómputo del sureste de México perteneciente a la red de laboratorio nacionales CONACYT.

Capítulo 2

Origen de la turbina Tesla y trabajos previos

En este capítulo se presentan los antecedentes más relevantes de las investigaciones internacionales referentes a turbinas Tesla, contemplando estudios experimentales, analíticos y numéricos. Es importante mencionar que los trabajos son expuestos en orden cronológico y por autor con la finalidad de tener de una forma más clara la contribución de cada autor y la dirección que ha tomado hasta ahora la investigación sobre turbinas Tesla.

Nikola Tesla dio a conocer su invención a través de la patente US1061206 en 1913 [1], el documento contiene la descripción de una turbina con un rotor constituido por discos planos paralelos montados sobre un eje, que a su vez está montado sobre rodamientos, la turbina también consta de una carcasa de forma cilíndrica con dos entradas de fluido y dos salidas de fluido ubicadas en el centro de los discos, como se muestra en la Figura 2.1. El diseño de la turbina fue basado en los principios de funcionamiento de la bomba Tesla patentada en 1909 [33]. Para la turbina, Tesla construyó un primer modelo en 1906 con catorce discos de 6 in de diámetro y un espesor de $1/32$ in, con una separación de $1/64$ in entre la carcasa y la cara del rotor, alcanzando una velocidad de 20000 revoluciones por minuto (RPM). Tesla continuó mejorando su sistema y construyó otro modelo más grande que tenía discos de 12 in de diámetro y con una velocidad de 10000 RPM alcanzó una potencia de 100 HP, después construyó otro modelo con discos de 9.75 in de diámetro, este nuevo modelo trabajó a la velocidad de 9000 RPM logrando una potencia de 110 HP, motivado por estos resultados Tesla experimentó con el uso de combustión directa de gasolina [34].

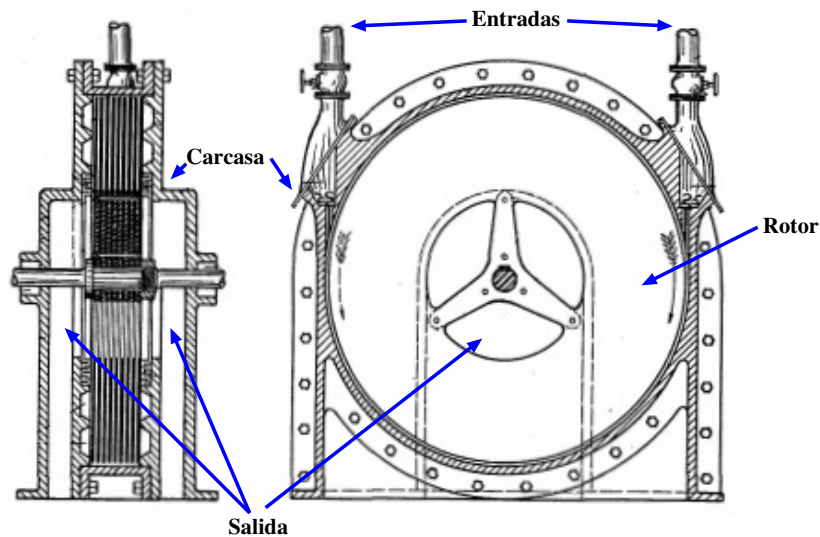


Figura 2.1: Diagrama de turbina Tesla original [1].

Tesla intentó llamar la atención de algunas empresas como la **General Electric Company** que trabajaba con las turbinas Curtis y la **Westinghouse Electric and Manufacturing Company** que en ese entonces estaba trabajando con la turbina Parsons, pero ninguna de ellas se interesó. Finalmente, Tesla logró interesar a la **Allis Chalmers Manufacturing Company** quien pidió fabricar tres turbinas, dos de ellas tenían 20 discos de 18 in de diámetro y fueron probadas a 12000 y 10000 RPM respectivamente y alcanzaron los 110 HP, posteriormente Tesla construyó un modelo de 60 in de diámetro y 15 discos que trabajaba a 3600 RPM y desarrolló cerca de los 675 HP. Después de estos registros se desconoce de otras investigaciones relacionadas con la turbina hasta 1952, cuando Armstrong [2] diseñó, construyó y evaluó una turbina Tesla con algunas modificaciones. El diseño de Armstrong fue pensado para generar 4 o 5 HP de potencia, sin embargo, en sus registros las potencias más altas se aproximaron a 1.1 HP. La turbina evaluada por Armstrong consta de 10 discos de 7 in de diámetro, el espesor de los discos no es constante, en el centro tiene un espesor de 1/4 in y en la periferia de 0.01 in, tomando una forma cónica como se muestra en la Figura 2.2. Los discos fueron fabricados de acero con 6 agujeros de 1 in distribuidos para dar salida al fluido después de ceder energía a los discos, como se muestra en la Figura 2.3.

Los discos fueron soportados sobre un eje cilíndrico de 1 1/4 in de diámetro, que a su vez es montado sobre la carcasa. La carcasa está hecha de hierro fundido y constituida de tres partes; un cuerpo central y dos campanas como se muestra en la Figura 2.4. El

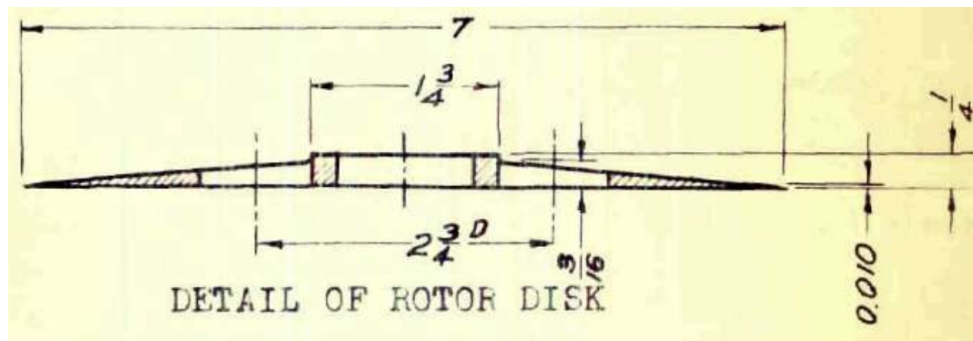


Figura 2.2: Disco usado por Armstrong [2].

espacio libre u holgura entre la carcasa y el rotor es de $\frac{1}{4}$ in. La turbina fue usada con vapor de agua.

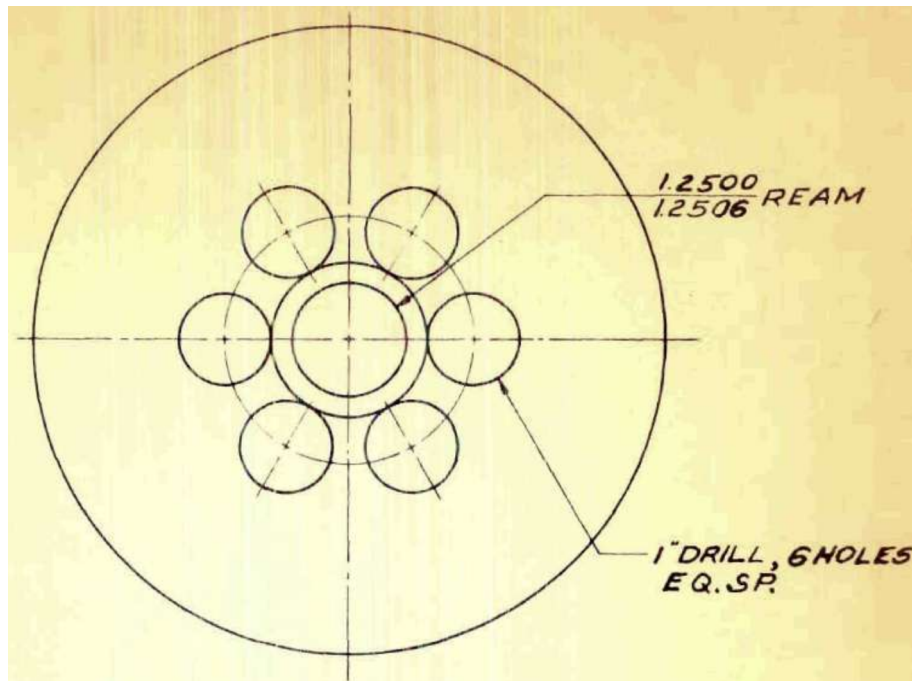


Figura 2.3: Disco usado por Armstrong con 6 agujeros para dar salida al fluido [2].

La primera evaluación consideró una tobera recta de 0.269 in de diámetro y se evaluó para 40, 60, 80 y 100 PSI de presión, para cada prueba se varió la carga y se tomaron 5 muestras, las potencias más altas para cada valor de presión fueron 0.183, 0.3, 0.44 y 0.52 HP, respectivamente. La segunda prueba se realizó con una boquilla de 0.125 in de diámetro y se evaluó a 90, 100 y 120 PSI, las potencias más altas para cada valor de presión fueron 0.009, 0.019 y 0.025 HP, respectivamente. Posteriormente se probaron

boquillas divergentes con una garganta de 0.125, 0.188 y 0.269 in de diámetro y una divergencia de 15° , generando una salida de $5/32$, $5/16$ y $7/16$ in de diámetro, respectivamente. Las potencias más altas fueron alcanzadas a la presión de 120, 130 y 118 PSI y sus valores fueron de; 0.015, 0.397 y 1.108 HP, respectivamente. Las evaluaciones de Armstrong muestran un comportamiento característico de las curvas de potencia, incluso para las pruebas con boquilla divergente. Cuando se probaron las boquillas rectas se mostró una disminución de potencia cuando el diámetro de la boquilla creció, para las boquillas divergentes a medida que se usaron diámetros más grandes la potencia mecánica de salida creció.

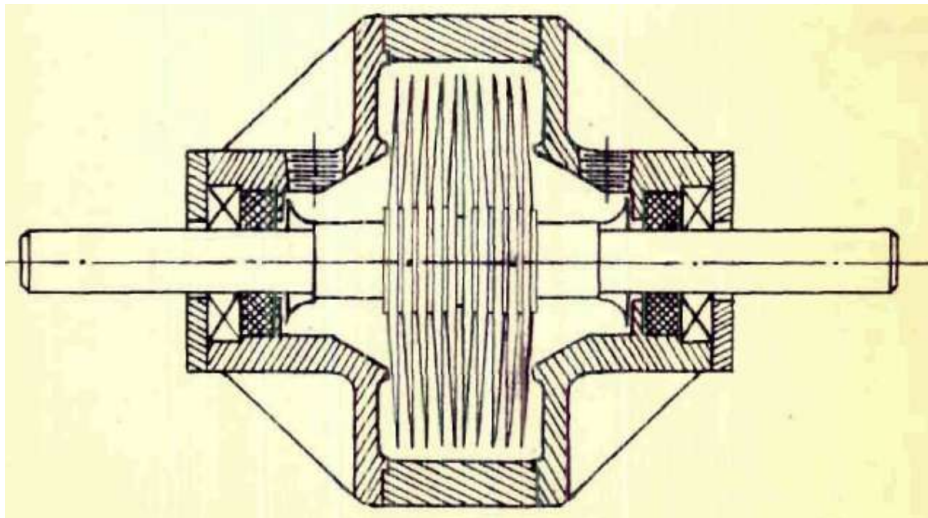


Figura 2.4: Forma de carcasa, parte central y dos campanas laterales [2].

En 1962 Mark Breiter y Karl Pohlhausen [35] publicaron un trabajo en el que se investiga el flujo viscoso entre dos discos paralelos que rotan a la misma velocidad y dirección. Debido al efecto de las fuerzas cortantes mientras los discos giran una fuerza centrífuga se hace evidente, haciendo funcionar al sistema como una bomba quien tiene la ventaja de evitar los problemas de cavitación.

En 1963 W. Rice [3] publicó un artículo en el que estudiaron tres turbomáquinas, una bomba, un soplador y un compresor. Las máquinas estuvieron basadas en el modelo del sistema de propulsión de fluidos presentado por Nikola Tesla en su patente publicada en 1909 [33]. La bomba usó agua a $37^\circ C$ como fluido de trabajo y se construyó con un rotor de 34 discos de 5 in de diámetro, cada disco con 0.02 in de espesor y con un espaciado de 0.02 in. Los discos fueron montados sobre un eje de 1 in de diámetro.

La carcasa estuvo constituida de 3 partes; una cámara central en forma de espiral y dos laterales que sellan la cavidad central y soportan los rodamientos que sujetan al eje. Rice evaluó a 3500 y 5500 RPM midiendo la presión de descarga, el flujo volumétrico y la eficiencia. En la Figura 2.5 se puede apreciar una vista explosionada de los componentes principales de la máquina.

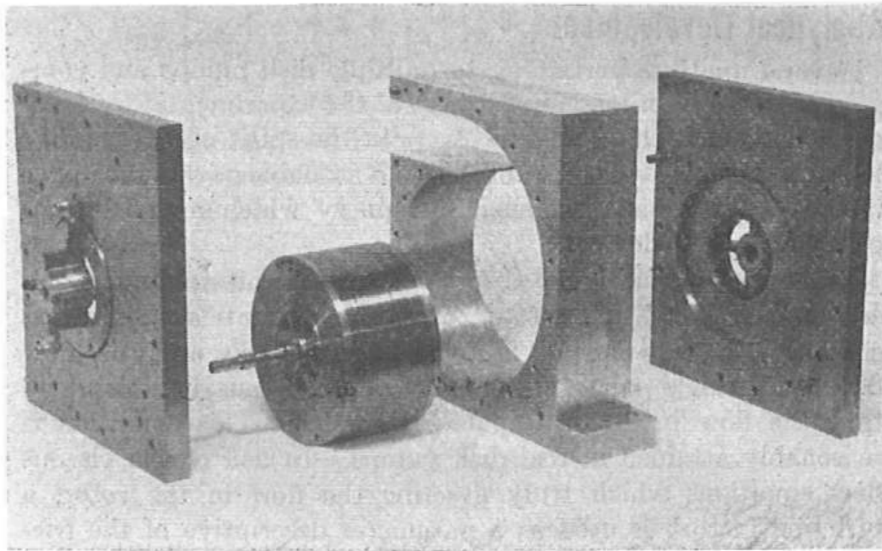


Figura 2.5: Ensamble de compresor usado por Rice [3].

El soplador usó aire a $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ y estuvo constituido por un rotor de 18 discos de 10 in de diámetro, espaciados $1/16$ in y montados sobre un eje de $1/2$ in de diámetro. Las evaluaciones se hicieron a 6000, 7500, 9000 y 10000 RPM midiendo presión de descarga y flujo volumétrico. Para el compresor se usó un rotor de 77 discos de 6 in de diámetro de 0.02 in de espesor y separados 0.02 in, el compresor se operó por 300 horas sin problemas y fue diseñado para operar a 30000 RPM. Además del estudio experimental Rice reportó un análisis físico-analítico usando un modelo simplificado que consistió de un par de discos con un flujo homogéneo y coeficiente de fricción constante en la superficie de los discos, pero no tomó en cuenta las pérdidas de energía por fricción entre las capas del fluido, además se tuvo en cuenta una aproximación de los conductos de entrada y el difusor. En los resultados experimentales para la configuración de bomba se probó a 3500 y 5500 RPM logrando flujos de 41 y 46.2 galones por minuto con eficiencias de 13.8% y 7.3%, respectivamente. Para la configuración de soplador se probó a 6000, 7500, 9000 y 10000 RPM logrando flujos de 175, 228, 280 y 348 pies cúbicos por minuto de aire, para la configuración como compresor las evaluaciones no fueron terminadas.

Para el estudio analítico Rice probó para coeficientes de fricción iguales 0.01, 0.02, 0.03, 0.04 y 0.06, relaciones de radio $\frac{r_i}{b}$ iguales a 10, 50, 100 y 200, donde r_i es el radio interior de los discos y b es el espacio interdisco. Para todas las pruebas, la máxima eficiencia se obtuvo en una relación de radio $\frac{r}{r_i} = 5$, donde r es la posición radial. En la relación $\frac{Q}{\Omega r_i}$ la eficiencia fue mayor para valores cercanos a 0.001, también se encontró que la eficiencia se aproxima más al 100 % a medida que el coeficiente de fricción crece.

En 1965 W. Rice [25] publicó otra investigación experimental y analítica en la que se evaluaron tres turbinas de múltiples discos impulsadas por aire, la primera turbina estuvo constituida por un rotor de 9 discos de 7 in de diámetro y 3/32 in de espesor, separados 1/16 in. El rotor fue alimentado por una tobera de 15° de inclinación respecto a la tangencial, después se probó con una tobera que producía velocidades supersónicas y se varió a diferentes ángulos y no se logró mejora. Para esta primer turbina se redujo el espacio interdisco a 0.04 in y el número de discos incrementó a 11, también se modificó el ángulo de inyección a 10° con respecto a la tangencial evaluando 40, 60, 80, 100, 120 y 140 PSI de presión. Para la segunda turbina se usó un rotor con 24 discos de 8 in de diámetro y 0.02 in de espesor, separados 0.02 in. La sección de inyección tuvo 20° de inclinación con respecto a la tangencial. La tercera turbina fue realizada con el objetivo de probar la obtención de fluido a diferentes temperaturas, el resultado fue el deseado, obteniendo dos corrientes de fluido a la misma presión pero una por encima y otra por debajo de la temperatura de suministro. Para el modelo analítico se tomó en cuenta un par de discos en el que no se consideró pérdidas de energía por fricción entre las capas del fluido, pérdidas de fricción en los rodamientos, ni fugas, un estudio similar al presentado en 1963. Para la primera turbina con 11 discos se alcanzaron eficiencias de hasta 25.8 %, 24.4 %, 23.8 %, 24.1 %, 22.4 % y 23.2 % para presiones de 40, 60, 80, 100, 120 y 140 PSI, respectivamente. Para la segunda turbina la eficiencia más alta se aproximó a 36 % para una presión cerca de los 90 PSI, con una potencia cerca de los 4 HP y una velocidad angular cerca de los 18000 RPM. En los resultados analíticos Rice evaluó diferentes coeficientes de fricción, relaciones de radio $\frac{r_o}{r}$ y $\frac{r_o}{b}$, relaciones de flujo $\frac{Q}{\Omega r_o^3}$ y relaciones de velocidad $\frac{\Omega r_o}{U_o}$, donde r_o , r , b , Q , Ω y U_o son el radio exterior, posición radial, espaciamento entre discos, flujo volumétrico, velocidad angular y velocidad radial, respectivamente. De forma general Rice encontró que la eficiencia crece conforme el factor fricción crece, el coeficiente de relación de flujo disminuye, la relación de radio $\frac{r_o}{r}$ se encuentra entre 0 y 1 tendiendo a cero y el coeficiente de velocidad $\frac{\Omega r_o}{U_o}$ entre 0 y 1 tendiendo a 1.

En 1966 Beans [36] presentó un estudio analítico y experimental. En la sección experimental evaluó una turbina constituida de dos toberas convergentes inyectando en dirección tangencial de forma simultánea. El rotor estuvo constituido por discos de 6 in de diámetro, dos de estos discos con un espesor de 1/4 in que fueron colocados en los extremos para dar soporte y en el centro un conjunto de discos de calibre 24 de espesor y separados 0.026 in, pero que puede ser variada mediante la inserción de discos intermedios. La turbina usó como fluido de trabajo aire y como variables de control la velocidad angular, la presión y espaciamiento interdisco. La turbina fue evaluada a 10, 20, 30 y 40 PSI de presión y 0.5, 0.237, 0.105, 0.061, 0.037 y 0.026 in de espaciamiento. Para el estudio analítico Beans investigó el comportamiento del fluido en un modelo de turbina simplificado para un fluido incompresible que posterior fue perfeccionado e implementado en un fluido compresible. Los resultados analíticos mostraron que la eficiencia más alta se obtuvo en el valor de espaciamiento más pequeño (0.026 in) a la presión más alta (40 PSI), esta tendencia fue encontrada en los resultados experimentales con valores muy próximos a los analíticos. Los valores de eficiencia oscilaron de 7% a 25%. La relación de torque con velocidad angular y las curvas de potencia mostraron un comportamiento lineal y cuadrático negativo, respectivamente.

En 1968 K. E. Boyd presentó un estudio analítico en el que formula las ecuaciones de Navier-Stokes simplificadas para el caso de estudio de un fluido incompresible dentro de un par de discos en el que toma tres parámetros para el análisis; el número de Reynolds, tasa de flujo y la velocidad tangencial periférica. Los resultados obtenidos dan una nueva visión a los trabajos previos de W. Rice, ya que se obtuvieron diferentes perfiles de velocidad a diferentes parámetros, logrando tener una visión más completa del campo de velocidad, campo de presión, eficiencia, torque y potencia. Los resultados permiten conocer cuando la turbina entra en régimen turbulento o laminar [37]. Experimentalmente estos resultados se verifican en la publicación de Kreith [38] que también concluye que el flujo es laminar a menos que los perfiles de velocidad dibujados en el espaciamiento entre discos sufran una inflexión.

M.J. Lawn en 1974 [39] publicó un estudio en el que determina el mapa de variables que de manera cuantitativa se relacionan con la eficiencia de la turbina, presión total, geometría, velocidad, la dirección de inyección y la caída de presión. Lawn es el primero en expresar una relación para el torque en un par de discos y establecer de acuerdo a

los resultados experimentales parámetros para la construcción de una turbina eficiente que trabaja con fluidos incompresibles, Lawn estima que una turbina podría generar 12 HP cuando opera a 1000 RPM con una caída de 130 pies de agua. Los discos deben tener un diámetro exterior de 12 in y un radio interior de 3.6 in, un espaciamiento de 0.0083 in y discos de grueso de 0.004 in.

En 2004 A. F. Rey [40, 41] presentó la primera investigación que usa dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) como una herramienta de estudio para analizar una turbina Tesla. Rey investigó el comportamiento de la turbina sometida a carga, para ello mantuvo de forma constante la velocidad rotacional y varió el caudal de inyección. La simulación fue en régimen transitorio en estado laminar y turbulento sobre un modelo 2D y 3D asimétrico de un par de discos que incluyen una salida y la carcasa de la turbina, para el modelo 3D fue incluida la influencia de las toberas de entrada. Rey concluye que es difícil y complejo reproducir fenómenos físicos dentro de la turbina usando técnicas CFD, sin embargo, ambas aproximaciones laminar y turbulenta son válidas, ya que en ambos casos se reproducen algunas características y comportamiento típicos de la turbina. La mayor utilidad que Rey encontró en usar CFD es que en el experimento existen parámetros que son imposibles de medir, por ejemplo, el perfil de velocidad en el espacio entre disco por ser un espacio demasiado pequeño. Las eficiencias encontradas por Rey son de 10 % a 20 %.

En el 2005 J. Maradey et al. [34] dieron a conocer un trabajo de tesis en el que se describen dos modelos para cuantificar el torque generado por el fluido sobre los discos de una turbina Tesla. El primer modelo (simplificado) considera que el fluido genera un arrastre lineal lo que conlleva a una relación de torque. En esta tesis se presentan dos modelos que describen el movimiento del fluido 1.- Modelo simplificado, 2.- Modelo de vórtice libre. Para el primer modelo se considera al fluido que genera un arrastre lineal lo que conlleva a una relación del torque de la forma:

$$T = 8V\mu\frac{r^3}{h}, \quad (2.1)$$

donde V es la velocidad del fluido, μ es la viscosidad dinámica del fluido, r es el radio del disco y h es la mitad del espacio entre discos. Para el segundo modelo se considera un arrastre de vórtice y se obtiene la siguiente relación de torque (ecuación (2.2)):

$$T = \frac{3\mu\Gamma r^2}{2h}, \quad (2.2)$$

donde Γ es la circulación de vórtice igual a $2V_\theta\pi r_{perf}$ y r_{perf} es el radio de la periferia.

Cada modelo fue comparado con evaluaciones experimentales con dos tipos de rodets, uno basado en la idea original de Tesla, y otro basado en los estudios del club phoenix navigator. La Figura 2.6 muestra ambos rodets, se estima que la inclusión de estos álabes logró un incremento de 30 % de potencia.



Figura 2.6: (a) Rodete Phoenix y (b) Rodete Tesla.

En 2008 Lemman et al. [4] publicaron un trabajo que incluye aportaciones experimentales y numéricas. Lemman et al. son los primeros en usar software comercial (Fluent[®] 6.2 y Gambit[®] 3.2). En la simulación usan el modelo RANS κ - ϵ de turbulencia, con un número de celdas de 7.2 a 8.5 millones. El modelo asume condiciones de no deslizamiento en las paredes y sin transferencia de energía entre el fluido y las paredes. Los autores evaluaron 3 geometrías de carcasa que son mostrados en la Figura 2.7, cada modelo fue evaluado a una velocidad rotacional de 40 000, 60 000 y 80 000 RPM de salida en 9 discos. Un 25 % de eficiencia adiabática y atribuye esta eficiencia tan baja a pérdidas parásitas en el rodamiento y pérdidas parásitas viscosas en las paredes. Sí estas pérdidas parásitas se lograsen mitigar la eficiencia adiabática podría llegar a un 40 %.

En 2009 Romain et al. [7, 18, 31, 42] exploraron la idea sobre la gran contribución que puede tener la turbina Tesla en las energías renovables como la solar térmica, geotérmica e hidroeléctrica. Vince et al. [7] presentan la solución de las ecuaciones de

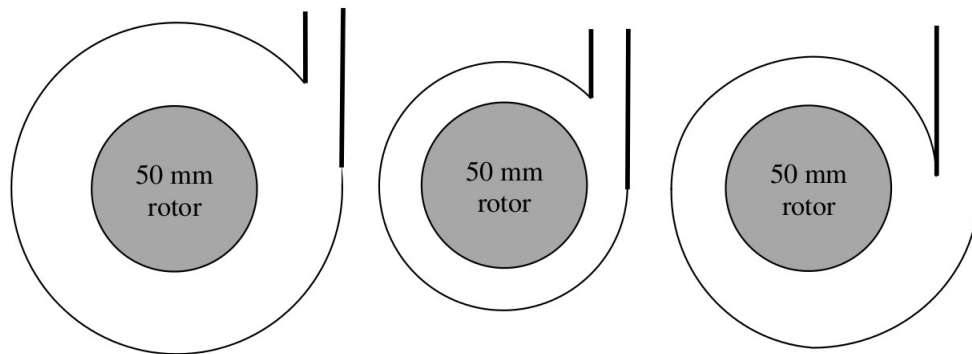


Figura 2.7: Geometrías de carcasa evaluadas por Lemman et al. [4].

momento y continuidad para un flujo incompresible en estado estacionario con coordenadas cilíndricas en un esquema integral. Dentro del trabajo se busca una tendencia paramétrica de la eficiencia de la turbina Tesla usando evaluaciones experimentales de una pequeña turbina a escala. Sus resultados muestran concordancia entre la eficiencia calculada y la experimental. El modelo fue utilizado para proyectar una nueva turbina con una eficiencia mayor, además se hacen recomendaciones para mejorar aún más la turbina. El modelo de Romanin et al. es el segundo después del de Rice en proponer la existencia de una configuración con eficiencias por encima del 90 %.

Hoya et al. [43] presentaron un trabajo experimental con un sistema de pruebas flexible que les permite evaluar el rendimiento y la eficiencia de la máquina. Desarrollaron un método para medir la potencia y torque en turbinas con bajo torque y altas revoluciones. Ellos encuentran un comportamiento decreciente a medida que la velocidad angular crece. La potencia máxima registrada fue de 140 W a 25 000 RPM con una eficiencia de 25 % a una presión total de 3.8 bares.

Lampart et al. [28, 29] publicaron un estudio sobre el análisis de una turbina Tesla con aplicación en una planta de 20 kW que opera con ciclo Rankine. En el trabajo se utilizó CFD con modelo de turbulencia κ - ϵ SST en el software de licencia comercial Fluent[®], para resolver la correlación de presión y velocidad se usó el algoritmo SIMPLE. La discretización para flujos convectivos fue resuelta usando un esquema upwind de segundo orden de precisión. Los residuales alcanzaron valores de 10^{-4} y 10^{-6} . El volumen de control fue preparado con el software Gambit[®] en un modelo simplificado de la geometría real. La salida de flujo fue modificada de forma que el flujo puede salir

por la circunferencia del eje. La malla fue realizada de tal manera que los valores de $Y+$ oscilaron entre 1 y 2 con tamaño de entre 400 a 500 mil elementos. Se evaluó con 1, 2 y 4 toberas de inyección con diferentes ángulos respecto a la tangente. El autor concluye que aumentar el tamaño del disco para crecer la potencia de la máquina va relacionado con disminuir el área transversal de los inyectores. Para una turbina de 16 y 32 cm de diámetro con 11 discos, una separación de 0.5 mm las eficiencias alcanzaron valores de 50 % y potencias de 1000 a 4000 W con diferentes flujos de masa.

Choon et al. [19, 27] trabajaron en la optimización de una turbina Tesla usando CFD con la intención de recuperar la energía de dos casos: un reservorio de agua y la desperdiciada por un vehículo. En su primer diseño óptimo registró torques de 0.03 Nm y una eficiencia de 10.7% para una turbina de 13 discos, un espaciamiento de 0.32 mm y un diámetro de 70 mm. Para el segundo que usó gas como fluido de trabajo, el diseño fue configurado con un espaciamiento entre discos de 1 mm y un diámetro de 7 in.

Bryan [20] analizó la viabilidad del uso de turbina Tesla para aplicaciones en pico centrales hidroeléctricas. Una de las ventajas que el autor destaca es que una turbina Tesla tiene un diseño relativamente simple y fácil de manufacturar. El diseño fue capaz de generar 300 W con una altura de 20 m, un flujo de 2.5 L/s. La eficiencia se aproximó al 80 %, sin embargo, hubieron pérdidas que no fueron consideradas.

Barote [30] presentó un trabajo de diseño, manufactura y pruebas experimentales de una turbina Tesla. La turbina fue construida con un diseño de tobera convergente maximizando la energía cinética en la entrada. La turbina fue construida con 6 discos de 6 in de radio exterior y 30 mm de radio interior, la holgura entre carcasa y rotor fue de 1 mm, se evaluó a separaciones entre discos de 0.5, 1, 1.5, 2 y 2.5 mm. Barote reporta una mayor proximidad entre la curva teórica y experimental a un espaciamiento de 0.5 mm con potencia máxima de 20 W.

Guha et al. [44–48] presentaron una teoría simple para describir el campo 3D de velocidades y presión en una turbina Tesla. El estudio teórico proporciona resultados de potencia y torque que tienen buena proximidad con resultados experimentales de los recientes trabajos publicados. Guha et al. [44–48] formulan las ecuaciones de conservación de modo que fueron resueltas analíticamente, el modelo incluye los efectos de las fuerzas de Coriolis, centrífugas, inercia y viscosas. Varios fenómenos y comportamientos

son descritos a detalle, como el que la turbina podría generar torque positivo incluso cuando la velocidad del rotor es mayor a la velocidad del fluido, esto ocurre por la existencia de la fuerza de Coriolis.

Awasti et al. [49] evaluaron la posibilidad de usar agua como fluido de trabajo en una turbina Tesla. Ellos construyeron una turbina con discos de acero inoxidable y evaluaron a 0.5, 1, 1.5 y 2 mm de separación entre discos con flujos de 0.0001368 m^3 logrando eficiencias de 36%.

Pandey et al. [21] evaluaron una turbina tipo Tesla como alternativa para evitar el gasto por erosión en las turbomáquinas instaladas en la región del Himalaya. Las turbinas Tesla por su simple manufactura y posibles bajos costos de producción son ideales para pico centrales hidroeléctricas donde la comunidad podría administrar la producción eléctrica. Con este entusiasmo se diseñó una turbina con 9 discos de 127 mm de radio exterior, 35 mm de radio interior, un espaciamiento de 2.54 mm, un ángulo de inyección de 10° y se espera desarrolle 770 W a 800 RPM.

Schossler et al. [32, 50, 51] presentaron un trabajo en el que desarrollan y optimizan pruebas 3D tomográficas PIV/PTV del campo de flujo para el espaciamiento entre discos de una turbina Tesla. La idea principal de este trabajo es validar las simulaciones hechas con CFD en turbinas Tesla, de este modo los autores pretenden profundizar un poco más en los fenómenos físicos presentes. Se ha establecido un diseño para garantizar bajas vibraciones y evitar deformaciones a través de un estudio de respuesta modular y armónica. En el trabajo encontraron perfiles de velocidad en régimen laminar y turbulento, ambos con un comportamiento parabólico pero con características independientes. A su vez se resuelven las ecuaciones para un flujo compresible e incompresible dentro de una turbina Tesla y son comparadas con CFD donde ambas técnicas tiene buena proximidad. Para ambos casos se describen la dependencia que tienen varios parámetros con perfiles de velocidad y curvas de eficiencia.

Siddiqui et al. [52] presentaron un estudio de turbina Tesla con CFD usando aire comprimido como fluido de trabajo. Los autores probaron configuraciones de flujo laminar y turbulento en geometrías 2D y 3D. Los autores reportan el comportamiento de los perfiles de velocidad en el espaciamiento entre discos y la eficiencia desarrollada por la máquina de 10% a 15%.

Li et al. [8] diseñaron y construyeron una turbina Tesla en la que estudian la relación con varios parámetros de operación con el torque, potencia y eficiencia. La turbina fue operada con un fluido incompresible y usó 13 discos de 80 mm de diámetro separados 1 mm. La holgura entre rotor y estator fue de 0.5 mm. La turbina trabajó a 0.26, 0.25, 0.24, 0.23, 0.22 MPa de presión y para cada valor de presión se obtuvo una curva de potencia y eficiencia.

Alrabie et al. [53] exploraron la viabilidad de usar turbinas Tesla en aplicaciones de energía renovable tales como la energía geotérmica y concentración solar. Los autores presentan una metodología de diseño de turbina Tesla que permite a los ingenieros seleccionar los parámetros más importantes para maximizar la potencia de salida. La metodología permite crear una turbina con regulación en el impacto del número de Reynolds sobre el rendimiento de la turbina. Un diseño resultante de esta metodología fue una turbina de discos de 8 cm de diámetro exterior y 4 cm de diámetro interior con un rango de número de Reynolds de 0.49 a 99.5, se espera que desarrolle una potencia de 0.47 W, un torque de 0.024 Nm con una velocidad de rotación de 1197 RPM.

Manfrida et al. [5, 23, 54] exploraron la posibilidad de usar una turbina Tesla en generación en un ciclo Rankine orgánico (ORC, por sus siglas en inglés) de 500 W a 5 kW, ellos esperan tamaños de disco de 10 a 30 cm de diámetro con un margen de velocidad de 1000 a 12000 RPM. Los autores desarrollan un diseño modular (ver Figura 2.8) que permite investigar un amplio rango de potencias con fluidos reales. Los fluidos analizados fueron R245fa, R134a, SES36, n-Hexano y n-Pentano a 100°C y 150°C. La eficiencia en las toberas se aproximó a 90 %, mientras que las eficiencias globales oscilaron de 20 % a 40 % alcanzando potencias de 180 W. En un trabajo más profundo realizado por Talluri et al. [17] donde se evaluaron tres variaciones de turbina, se logró una eficiencia de 52 % para una versión de menor tamaño y 64 % para una versión de mayor tamaño. Talluri remarca la importancia de estudiar no sólo al rotor sino también al estator en combinación con sus componentes (tobera) e interacciones [55, 56].

Song et al. [57–59] de forma similar que Manfrida exploraron la generación de baja potencia en sistemas ORC con una turbina Tesla, ya que sus características son apropiadas por ser simple en su estructura y fácil en su manufactura. Song et al. presentan un modelo 1-D de una turbina Tesla con una formulación adimensional para identificar parámetros que rigen el rendimiento de la turbina. El modelo predice la eficiencia de la

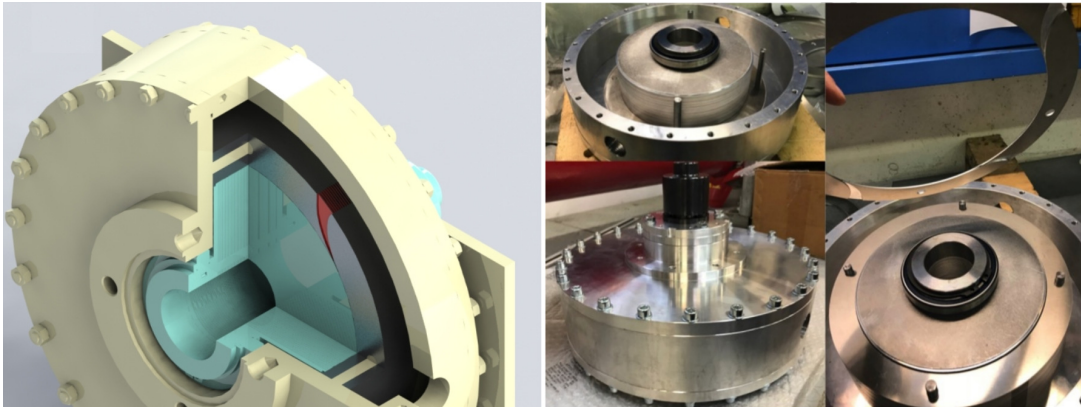


Figura 2.8: Diseño de turbina Tesla evaluada por Manfreda et al. [5].

turbina Tesla a escalas pequeñas ORC. También se presenta un análisis termodinámico con diferentes fluidos de trabajo acompañado de simulación. Los resultados muestran que la turbina Tesla es una opción con potencial para la generación ORC a pequeña escala. Con el fluido R245fa los autores encontraron la mayor potencia y eficiencia global con 1.25 kW y 0.04, respectivamente.

Qi et al. [6, 60, 61] exploraron la idea de sustituir turbinas convencionales de baja potencia por turbinas Tesla, esto debido a las características ideales que presentan las turbinas tipo Tesla. Qi et al. [6, 60, 61] Estudiaron numéricamente la relación de grosor de disco y espaciamiento entre discos con el rendimiento aerodinámico. Los resultados muestran que al aumentar el espesor de los discos, la eficiencia isentrópica disminuye. Para la separación entre discos la eficiencia aumenta hasta alcanzar un óptimo que se encuentra entre 0.5 mm y 1 mm. El estudio se realizó con el software ANSYS-CFX® utilizando el modelo de turbulencia $\kappa\text{-}\epsilon$. Las eficiencias alcanzadas oscilaron de 10 % a 25 % y estudiaron las formas de la periferia de los discos, ellos proponen 4 formas, punta normal, triangular, circular y elíptica, como se muestra en la Figura 2.9, los resultados con mayor eficiencia se obtuvieron con la forma triangular y normal.

Ji et al. [24] estudiaron la generación de energía mediante la recuperación de calor residual. Una turbina Tesla ofrece características atractivas para la generación siempre y cuando se cuente con un diseño eficiente. Ji et al. Formulan una metodología de diseño sistemático para buscar los parámetros óptimos y diseños de turbina que pueden ser aplicados a la recuperación de calor residual en un motor de automóvil. Los resultados experimentales y CFD direccionan a la posibilidad de turbinas Tesla con

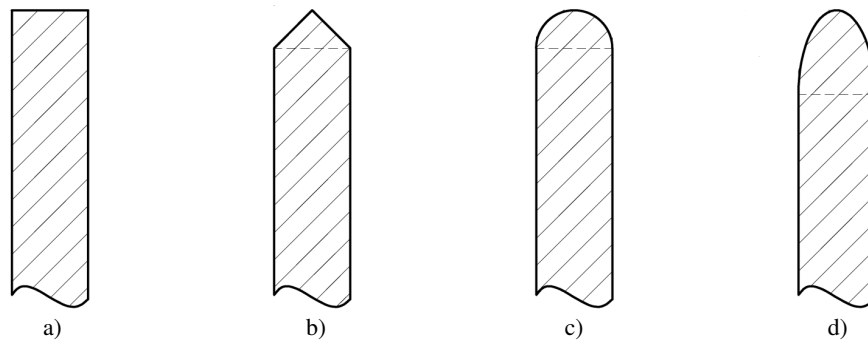


Figura 2.9: Periferia de los discos, a) Normal, b) Circular, c) Triangular y d) Elíptica [6].

altos rendimientos y bajas velocidades de rotación y que estas condiciones pueden mejorar seleccionando una viscosidad apropiada y número adecuado de toberas. Se alcanzó buena proximidad entre resultados experimentales, teóricos y numéricos. Se alcanzaron potencias de 35W y el torque mostró un comportamiento lineal con eficiencias cercanas al 50 %.

Aghagoli et al. [62] estudiaron la idea de incluir una turbina Tesla en un ciclo de una bomba de calor que usa CO_2 como fluido de trabajo. Este acople podría mitigar la pérdida de exergía en la válvula de expansión. La turbina Tesla que puede trabajar con fluidos de dos fases, como un fluido en fase supercrítica. En este trabajo se estudia un modelo 3D de turbina con CFD usando CO_2 comparando las pérdidas de exergía con el coeficiente de rendimiento, velocidad angular, presión de evaporizador y el gas enfriador. Se encontró que la inclusión de una turbina Tesla incrementa un 16 % el coeficiente de rendimiento del ciclo completo. Un incremento de presión conduce a un incremento de torque y potencia.

Resumen

Los trabajos reportados entre 1913-1999 tubieron aportaciones de caracter experimental y numérico. Estos trabajos buscaron obtener datos experimentales y conocer tendencias de comportamiento con fluidos de trabajo como agua y aire. Se reportaron turbinas con número de discos entre 9 y 77. Los tamaños fueron variables y oscilaron de 8 cm a 152 cm de diámetro, alcanzando eficiencias experimentales de 25 %. Entre 2004 y 2011 los autores reportan estudios experimentales y analíticos con el fin de obtener nuevas tendencias de comportamiento en la turbina Tesla con metodologías de evalua-

ción más claras. También se presentaron los primeros estudios utilizando CFD buscando el comportamiento de flujo, torque y potencia, en este periodo se reportan las primeras aplicaciones. Entre 2012 y 2016 los autores presentan avances con estudios analíticos con la intención de construir una teoría del funcionamiento en una turbina Tesla, en este proceso se encontraron ideas interesantes como la generación de torque en la turbina cuando la velocidad de giro del fluido es inferior a la de los discos. Otros trabajos reportaron los perfiles de velocidad experimentales generados a través de pruebas 3D-PTV y tomografía PIV. Por último, entre 2014 y 2020 los autores presentaron trabajos relacionados a la aplicación de las turbinas Tesla para la generación de energía con fluidos termodinámicos y supercríticos, así como la recuperación de energía en vehículos.

Capítulo 3

Transferencia de energía en una turbina Tesla

3.1. Energía de un fluido

El contenido de energía de una cantidad fija de masa (sistema cerrado) se puede cambiar por medio de dos mecanismos: calor y trabajo. Entonces la conservación de la energía de un sistema para un elemento diferencial de masa (ρdV) se puede expresar en la forma de razón como (ver Figura 3.1):

$$\dot{Q}_{neto} + \dot{W}_{neto} = \frac{dE_{sistema}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{sistema} e \rho dV, \quad (3.1)$$

donde:

$\dot{Q}_{neto} = \dot{Q}_{entrada} - \dot{Q}_{salida}$, la transferencia neta de energía por el mecanismo calor.

$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_{entrada} - \dot{W}_{salida}$, la transferencia neta de energía por el mecanismo trabajo.

$e = u + \frac{V^2}{2} + gz$, es la suma de la energía interna, energía cinética y energía potencial, respectivamente.

ρ es la densidad, $E_{sistema}$ es la energía del sistema, y V es el volumen.

3.2. Transferencia de energía por calor, Q

La energía térmica de forma natural tiende a desplazarse en la dirección de la temperatura decreciente y la transferencia de esta energía de un sistema a otro, como

resultado de una diferencia de temperatura, se llama transferencia de calor. La razón de transferencia de calor respecto del tiempo se llama razón de transferencia de calor y se denota con la letra \dot{Q} [63].

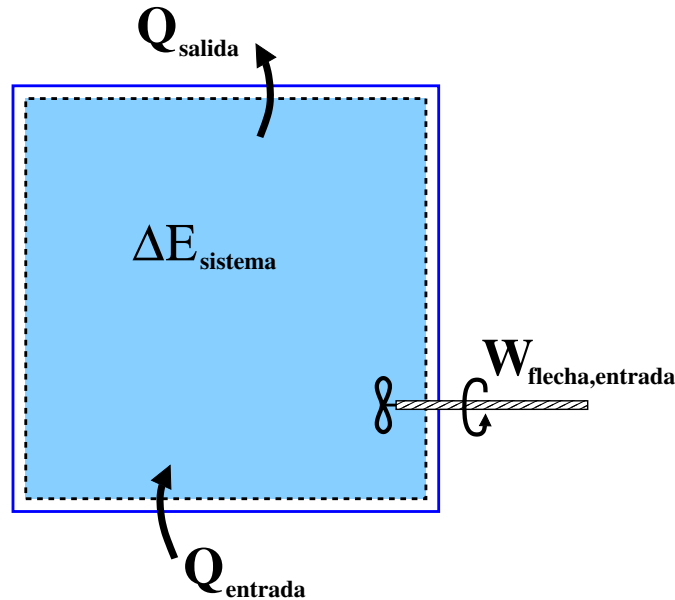


Figura 3.1: Balance de energía de un fluido en un sistema cerrado.

3.3. Transferencia de energía por trabajo, W

Una interacción de energía es trabajo si está asociada con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia. Un émbolo que asciende, una flecha rotatoria y un conductor eléctrico que crucen la frontera del sistema están relacionados con interacciones de trabajo. El calor transferido respecto del tiempo se llama potencia y se denota con la letra \dot{W} [63].

Un sistema puede incluir numerosas formas de trabajo y el trabajo total puede expresarse como:

$$W_{total} = W_{flecha} + W_{presión} + W_{viscoso} + W_{otro}, \quad (3.2)$$

donde el trabajo de flecha W_{flecha} es el trabajo transmitido por una flecha rotatoria, $W_{presión}$ es el trabajo realizado por las fuerzas de presión sobre la superficie de control, $W_{viscoso}$ es el trabajo realizado por las componentes normal y cortante de las

fuerzas viscosas sobre la superficie de control, W_{otro} es el trabajo realizado por otras fuerzas como la eléctrica, la magnética, y la tensión superficial, las cuales pueden ser insignificantes para sistemas con flujos compresibles simples.

La razón de trabajo de flecha o potencia de flecha que se transmite vía una flecha rotatoria es proporcional al par de torsión τ_{flecha} de la misma y se expresa como:

$$\dot{W}_{flecha} = \omega \tau_{flecha}, \quad (3.3)$$

donde ω es la velocidad angular de la flecha y se expresa en radianes sobre segundo.

El trabajo que realizan las fuerzas por presión (p), es el trabajo que se relaciona con empujar un fluido hacia dentro o hacia afuera de un volumen de control y se expresa como:

$$\dot{W}_{presión} = - \int_A \frac{p}{\rho} (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA, \quad (3.4)$$

donde $\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}$ es la velocidad normal a través del área diferencial dA , el signo negativo de la ecuación (3.4) asegura que el trabajo que se realiza por las fuerzas debidas a presión es positivo cuando se efectúa sobre el sistema y negativo cuando el sistema lo realiza. Este tipo de trabajo también es llamado trabajo de flujo y en combinación con la energía interna forma la cantidad termodinámica llamada entalpía.

3.4. Razón de energía en sistemas abiertos o a flujo

En un sistema que tiene corrientes entrantes y salientes de masa. Es conveniente establecer un volumen de control (VC) en el que se pueden medir todas las contribuciones de flujo de energía (ver Figura 3.2). A partir de la ecuación (3.1) y utilizando el teorema de transporte de Reynolds es posible construir una ecuación de balance de energía en función del tiempo que se expresa como:

$$\dot{Q}_{neto} + \dot{W}_{neto} = \frac{d}{dt} \int_{VC} e \rho dV + \sum_{sal} \dot{m} \left(\frac{p}{\rho} + u + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_{ent} \dot{m} \left(\frac{p}{\rho} + u + \frac{v^2}{2} + gz \right). \quad (3.5)$$

Para los flujos estacionarios, la razón de cambio respecto al tiempo del contenido de energía del volumen de control es cero y la ecuación (3.5) se simplifica para quedar:

$$\dot{Q}_{neto} + \dot{W}_{neto} = \sum_{sal} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right), \quad (3.6)$$

donde h es la entalpía, equivalente a: $\frac{p}{\rho} + u = C_p T$, p es la presión, C_p es la capacidad calorífica a presión constante, T es la temperatura, v es la velocidad, g es la gravedad, z es la altura y \dot{m} es el flujo másico.

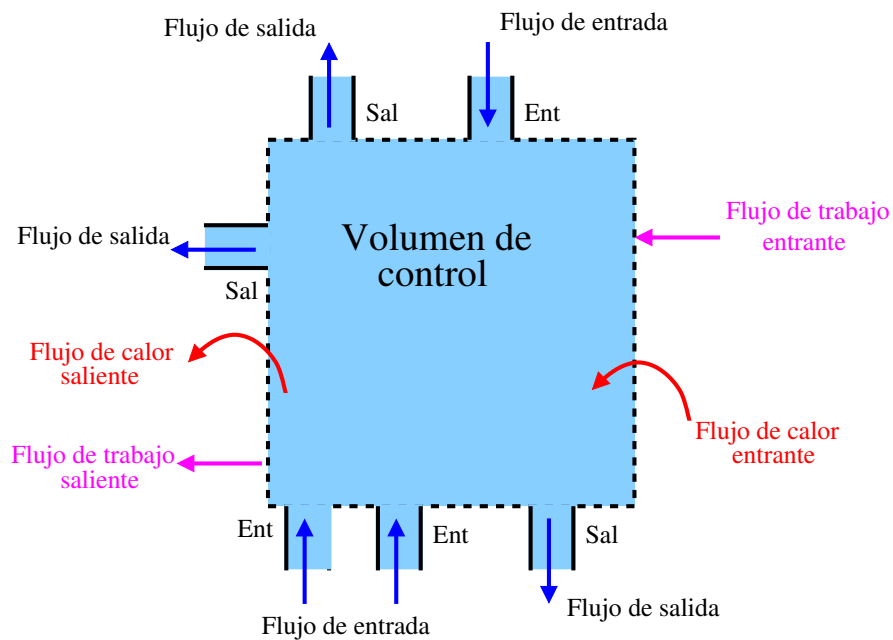


Figura 3.2: Balance de energía en un sistema abierto o a flujo.

La ecuación (3.6) también puede expresarse en términos de la unidad de masa, que queda expresada de la siguiente manera:

$$q_{neto} + w_{neto} = \sum_{sal} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_{ent} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (3.7)$$

3.5. Turbomáquinas

Una turbomáquina es un dispositivo o aparato en el cual el movimiento de un fluido no confinado se altera de manera que transmite potencia desde o hacia un eje, o crea

un empuje de propulsión. Las turbomáquinas se clasifican en dos amplias categorías; bombas y turbinas. Una bomba es una turbomáquina que añade energía a un fluido líquido (para dar energía a un gas se usa un ventilador o compresor), la energía cedida puede ser cuantificada en un incremento de presión en el fluido. Una turbina es una turbomáquina que extrae energía de un fluido y transforma la mayor parte en energía mecánica mediante una flecha rotatoria.

3.5.1. Bomba

Una bomba o turbobomba consta de dos partes principales: un impulsor, que produce un movimiento rotatorio en el líquido, y la caja o cuerpo, que dirige el fluido hacia el impulsor y lo transporta a través del sistema a alta presión. La Figura 3.3 muestra una bomba de sección radial simple. El impulsor va montado en una flecha y con frecuencia es propulsado por un motor eléctrico. La carcasa envuelve al impulsor y generalmente tiene forma de voluta (ver Figura 3.3). El fluido es succionado por el movimiento rotatorio de las aspas del impulsor, entrando por una tobera que es concéntrica al eje, pasando por la periferia de la voluta a alta presión hasta salir a la tobera de descarga (salida).

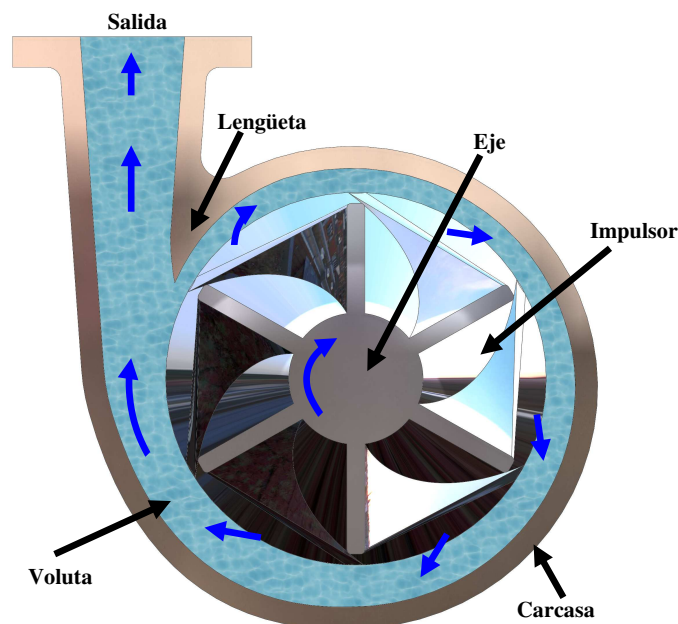


Figura 3.3: Esquema de una bomba.

Una forma de caracterizar el rendimiento de una bomba es por su carga hidrostática neta H , que se define como el cambio en la carga hidrostática de Bernoulli entre la entrada y la descarga de la bomba, ecuación (3.8),

$$H = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{sal} - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{ent}. \quad (3.8)$$

La carga hidrostática neta es proporcional a la potencia útil que recibe el fluido del rotor, como se muestra en la ecuación (3.9) (note que la ecuación (3.9) es una forma simplificada para flujos incompresibles de la ecuación (3.7)),

$$\dot{W}_{potencia\ útil} = \dot{m}gH. \quad (3.9)$$

Todas las bombas sufren pérdidas irreversibles a causa de la fricción, fugas, disipación turbulenta, entre otras. En este sentido y teniendo en cuenta la primera ley de la termodinámica el rendimiento de una bomba relaciona el flujo de energía de entrada que es suministrada por el rotor (que puede ser cuantificada de acuerdo a la ecuación (3.3)), y el flujo de energía ganada por el fluido y puede ser cuantificada por la ecuación (3.9). Entonces, la eficiencia de la bomba se define como el cociente entre potencia útil sobre la potencia de la flecha (ecuación (3.10)),

$$\eta_{bomba} = \frac{\dot{W}_{potencia\ útil}}{\dot{W}_{flecha}}. \quad (3.10)$$

3.5.2. Turbina

Las turbinas son dispositivos que extraen energía de un fluido y la convierten en energía rotacional a través de un mecanismo llamado rotor. Cuando el fluido de trabajo es agua, la turbomáquina se llama turbina hidráulica o hidroturbina. Cuando el fluido de trabajo es aire y la energía se extrae del viento, la máquina se llama turbina de viento o turbina eólica. Otro tipo de turbinas son las que se encuentran en centrales eléctricas que generalmente el fluido de trabajo es vapor de agua o gases producto de la combustión, a este tipo de turbinas se les conoce como turbinas de gas.

Las turbinas pueden clasificarse en turbinas de reacción y acción. Una turbina de reacción funciona por una diferencia de presión en un efecto muy parecido al que sustenta a los aviones, las dos caras de un álabe hay una diferencia de presión debido a su morfología que induce a una diferencia de velocidades y que dan como consecuencia la diferencia de presiones. La turbina de impulsión o de acción es otra clasificación de turbina que requiere que la energía de flujo en el fluido se convierta en energía cinética por medio de una tobera antes de que el fluido se impacte con el rotor.

3.5.3. Turbinas de acción

En una turbina de acción la energía mecánica del fluido debe convertirse en energía cinética. La turbina que ejemplifica muy bien a las turbinas de acción es la hidroturbina Pelton, esta consta de una tobera que incrementa la velocidad del fluido, así también consta de un rotor con cucharas o paletas que convierten la energía cinética del fluido en energía rotacional. Las paletas están diseñadas para que dividan al fluido a la mitad y cambien la dirección del flujo casi 180° (ver Figura 3.4). Una porción de la parte extrema de cada paleta se corta para que la mayor parte del fluido pueda atravesar a la paleta que no está alineada con la dirección del fluido.

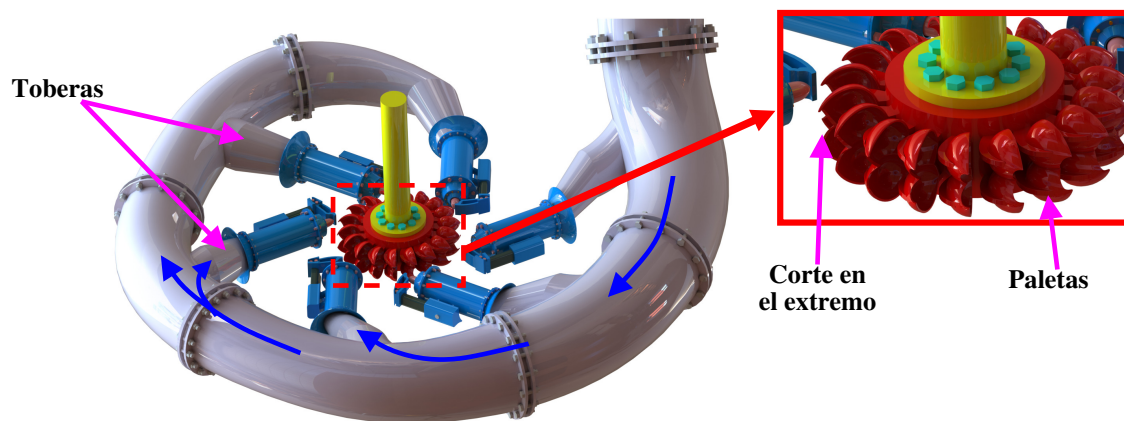


Figura 3.4: Esquema de turbina de acción.

3.5.4. Turbinas de reacción

En una turbina de reacción el fluido entra en dirección tangencial mediante álabes fijos que distribuyen el fluido por todo el rotor a medida que se desplaza a lo largo de la carcasa. En este tipo de turbinas el fluido tiene una significativa caída de presión en

la zona del rotor y por tanto es necesario que el fluido llene completamente al rotor, además la carcasa debe ser hermética para evitar cualquier disminución de presión. Dos turbinas de reacción muy usadas, son las hidroturbinas Francis y Kaplan, sin embargo, la turbina que impulsa a muchos de los aviones también es una turbina de reacción (ver Figura 3.5).

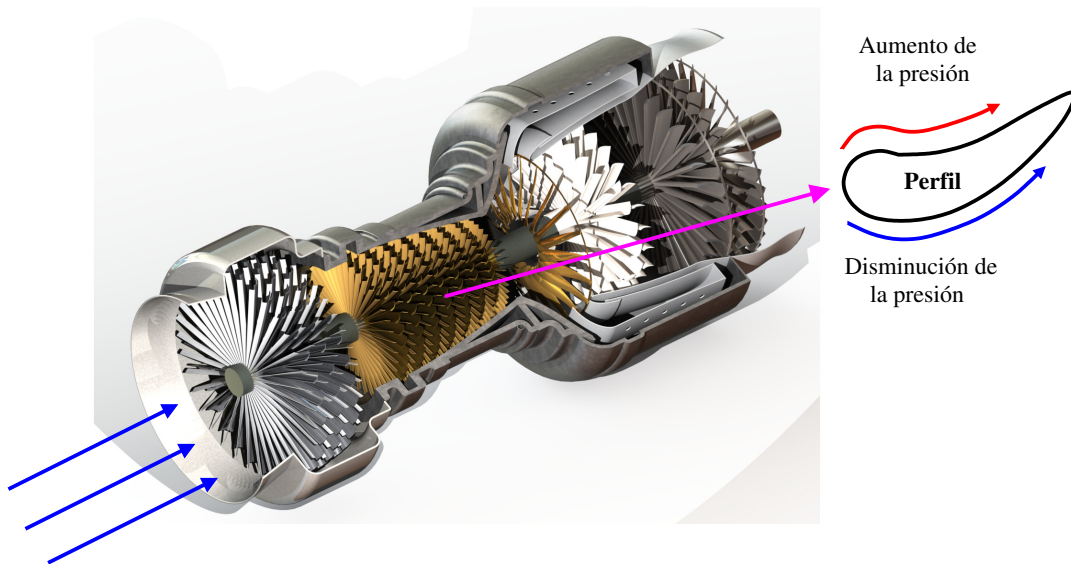


Figura 3.5: Esquema de turbina de reacción.

Para ambos tipos de turbinas el flujo de trabajo generado por el rotor está definido por la ecuación (3.3) y la eficiencia de una turbina en régimen estacionario por la ecuación (3.11),

$$\eta_{turbina} = \frac{\dot{W}_{flecha}}{\sum_{sal} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)}. \quad (3.11)$$

Turbina Tesla

Un tercer tipo de turbina menos usada y que se ha desarrollado muy poco en las últimas décadas, son las turbinas de fricción. Para entender el principio de funcionamiento de una turbina de este tipo, podemos imaginar cuando un fluido tiene contacto sobre una superficie como el ala de un avión, sobre las caras se generan dos fuerzas, una de sustentación que permite mantener a flote al avión (producto de la diferencia de presión, ver perfil de Figura 3.5) y la segunda fuerza es la de arrastre que repre-

senta una pérdida o freno para el avión (en una turbina de reacción las fuerzas de arrastre también representan pérdidas) [64]. La turbina tipo Tesla aprovecha las fuerzas de arrastre mediante el uso de discos paralelos para generar potencia mecánica. En la Figura 3.6 se muestra un diagrama de dicha turbina. Como se puede apreciar tiene dos entradas de flujo que permiten intercambiar la dirección de giro del rotor con tan sólo permutar las válvulas, otra característica importante es que esta turbina evita el impacto sobre álabes, mitigando de este modo el efecto cavitación y las pérdidas de energía por cambios de dirección y disipación viscosa del fluido. Este tipo de turbina permite el uso de varios tipos de flujos como; compresibles, incompresibles e incluso fluidos no Newtonianos, por último la turbina Tesla puede funcionar con la inclusión de partículas sólidas en el flujo, lo que supone un ahorro en la purificación del flujo. Al igual que a una turbina de reacción o de acción el flujo de trabajo de una turbina Tesla puede ser cuantificado por la ecuación (3.3) y la eficiencia en régimen estacionario por la ecuación (3.11).

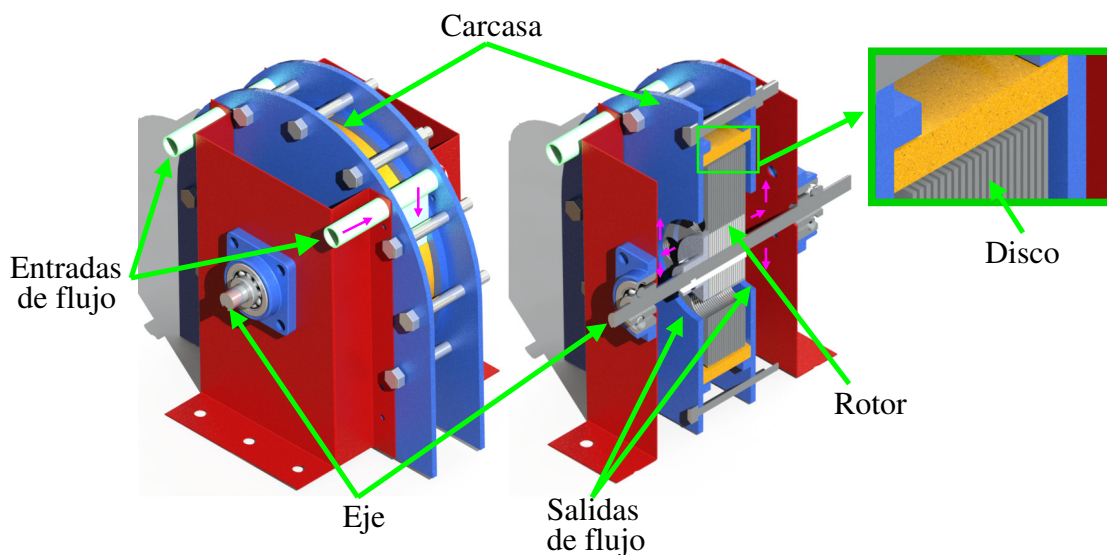


Figura 3.6: Forma básica de una turbina Tesla, las flechas magenta indican la trayectoria del fluido en las entradas y salidas.

3.6. Dinámica de fluidos computacional en turbinas

El estudio de fluidos puede ser abordado de dos formas: la primera es el estudio Lagrangiano quien aprovecha la evolución temporal de una masa constante y bien definida

de un fluido homogéneo en equilibrio termodinámico. La segunda forma de estudiar a un fluido es usando el método Euleriano quien proporciona la historia del fluido en una región del espacio, dicha región es conocida como volumen de control. Este método es muy efectivo cuando se quiere estudiar la variación del fluido de punto a punto en el espacio pero invariante en el tiempo, sin embargo, también permite el estudio temporal [65].

3.6.1. Propiedades de los fluidos

En un volumen de control pueden ser medidas de forma directa o indirecta varias propiedades del fluido, como son: la presión, la temperatura, el volumen, la densidad, la entalpía, la entropía, velocidad entre otras propiedades que terminaran definiendo el estado del fluido y la energía que fue cedida al rotor en una turbomáquina. Existen varios modelos que explican el comportamiento de los fluidos bajo ciertas circunstancias, para nuestro caso se estudiaron dos fluidos; aire y agua, dentro de la turbina Tesla fue suficiente con las siguientes consideraciones.

3.6.2. Gases perfectos

Un gas perfecto o ideal está descrito por la ecuación (3.12)

$$pV = nRT, \quad (3.12)$$

donde V es el volumen, n es número de moles y R es la constante de los gases.

Para un gas perfecto, la energía interna u y la entalpía h son funciones de la temperatura, es decir:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_V = \frac{du}{dT} \quad y \quad \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = \frac{dh}{dT}, \quad (3.13)$$

por tanto es posible definir los calores específicos a volumen y presión constante como:

$$C_V = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_V \quad y \quad C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p, \quad (3.14)$$

de donde podemos obtener que:

$$\begin{aligned} du &= C_V dT \\ dh &= C_p dT \end{aligned} \quad (3.15)$$

3.6.3. Líquidos perfectos

Un líquido perfecto está descrito por la ecuación (3.16):

$$\frac{1}{\rho} = \text{constante}. \quad (3.16)$$

Todo proceso que ocurre a volumen específico constante, su calor específico queda simplificado y definido por:

$$C_l = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_V = \frac{du}{dT}, \quad (3.17)$$

y por tanto:

$$du = C_l dT. \quad (3.18)$$

En consecuencia la energía interna de un líquido perfecto es función solamente de la temperatura. Para algunos casos el cambio de energía interna dentro del fluido es mínima, de tal forma que du se puede considerar igual a cero, es decir, un caso de fluido isotérmico.

3.6.4. Fluidos Newtonianos

Los fluidos pueden estar sometidos a varios esfuerzos los cuales se pueden clasificar en normales (de compresión y de tracción), cortantes y tangenciales. Para los normales la

fuerza que se aplica es perpendicular al área de acción y para los cortantes y tangenciales la fuerza es paralela. Todos estos esfuerzos pueden generar una deformación en el fluido, de modo que se altere su dinámica. Esta deformación está sujeta a una propiedad inherente de los fluidos que es la viscosidad. Un fluido como el agua tiene una mayor viscosidad que el aire, lo que hace que se resista más a deformarse mediante la aplicación de un esfuerzo.

Los fluidos de acuerdo a su capacidad de deformarse pueden clasificarse como fluidos Newtonianos y no Newtonianos. Los Newtonianos son aquellos para los cuales la razón de deformación es proporcional al esfuerzo cortante y su viscosidad depende sólo de la presión y la temperatura, pero no del gradiente de velocidad [63, 66].

3.6.5. Ecuaciones de conservación

Para un sistema Euleriano un fluido debe cumplir con la conservación de masa, momento y energía, para ello se postulan tres ecuaciones diferenciales que permiten estudiar a los fluidos Newtonianos.

La ecuación de conservación de masa, o ecuación de continuidad, establece de forma general el incremento de masa en el interior de un elemento de fluido, que es consecuencia del flujo neto de masa hacia dicho elemento. Puesto que en general no puede crearse ni destruirse masa (salvo en casos donde haya involucradas reacciones nucleares), la expresión no estacionaria, tridimensional, en un punto para un fluido general es:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0. \quad (3.19)$$

En el caso de flujo incompresible la densidad de flujo no varía temporalmente ni espacialmente en el dominio, por lo que la ecuación (3.19) se reduce a que la divergencia de la velocidad debe ser nula:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0. \quad (3.20)$$

La expresión general de la ecuación de momento lineal para un fluido Newtoniano es:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \{ \mu [\nabla\vec{v} + (\nabla\vec{v})^T] \} + \nabla(\lambda\nabla \cdot \vec{v}) + \mathbf{f}_b. \quad (3.21)$$

Esta ecuación expresa que la fuerza de inercia por unidad de volumen que experimenta una partícula fluida es igual a la resultante de las fuerzas de superficie y volumen que actúan por unidad de volumen sobre la partícula fluida [67]. El término \mathbf{f}_b representa las fuerzas por coriolis y centrífugas presentes en estudios con partes móviles en rotación como una turbina, las ecuaciones para cada fuerza son:

$$\mathbf{f}_b = \underbrace{-2\rho[\bar{\omega} \times \vec{v}]}_{\text{fuerza de coriolis}} - \underbrace{\rho[\bar{\omega} \times [\bar{\omega} \times \vec{r}]]}_{\text{fuerza centrífuga}}, \quad (3.22)$$

donde $\bar{\omega}$ es la velocidad angular de rotación del marco de referencia, \vec{r} es el vector posición y μ es la viscosidad dinámica.

Para un caso incompresible dado que la divergencia del vector velocidad es cero la ecuación de conservación de momento lineal puede escribirse como:

$$\rho\left(\frac{\partial}{\partial t}(\vec{v}) + \nabla \cdot (\vec{v}\vec{v})\right) = -\nabla p + \nabla \cdot \{ \mu [\nabla\vec{v} + (\nabla\vec{v})^T] \} + \mathbf{f}_b. \quad (3.23)$$

La ecuación de conservación de la energía para un fluido puede escribirse de diferentes formas, aquí se presenta en función de la entalpía que se acopla a nuestro caso de estudio:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}h) = -\nabla \cdot \dot{q}_s + \frac{Dp}{Dt} + (\boldsymbol{\tau} : \nabla\vec{v}) + \dot{q}_V, \quad (3.24)$$

donde h = es la entalpía, \dot{q}_V = es el flujo de fuente de calor y \dot{q}_s = es el flujo de calor transferido.

3.6.6. Turbulencia

La turbulencia es un estado caótico e irregular del movimiento de un fluido que se establece a partir de la aparición de irregularidades en las condiciones iniciales o de

contorno de la corriente fluida. Estas inestabilidades se amplifican y se retroalimentan de forma cíclica, creando vórtices turbulentos que se crean y se destruyen.

La turbulencia contiene un amplio espectro de escalas espaciales y temporales. Típicamente, los vórtices de mayor tamaño interactúan con el flujo principal, extrayendo energía de él. Físicamente, esto es posible gracias a que el propio flujo convectivo deforma esos vórtices más grandes, confiriéndoles energía en el proceso. Este fenómeno también es conocido como cascada de energía y los vórtices más grandes se dividen en estructuras más pequeñas a las cuales pasan energía, y así sucesivamente hasta llegar a las escalas puramente disipativas. La estructura de la turbulencia es compleja y puede adoptar formas diversas como láminas, toroides, filamentos delgados, tubos alabeados, etc. En general los vórtices que se forman se rompen o se subdividen en otros más pequeños y la energía se distribuye hasta que la energía cinética contenida en los vórtices se transforma en calor por disipación viscosa.

Para estudiar a una turbomáquina a través de las técnicas de la dinámica de fluidos computacional usando la perspectiva Euleriana es necesario dividir el volumen de control en una malla con características específicas y resolver de forma numérica las ecuaciones (3.19), (3.21) y (3.24). La solución que se consigue es una aproximación que permite describir en mayor o menor detalle los fenómenos físicos en función de la cantidad de energía cinética turbulenta que se vaya a transportar en las ecuaciones.

Existen tres aproximaciones diferentes: la simulación numérica directa (DNS), en la que se usa una división espacial extremadamente fina para poder resolver la turbulencia a todas sus escalas; la simulación de vórtices grandes (LES), con mallas menos densas que permiten resolver sólo torbellinos grandes que transportan el 50 % y el 80 % de toda la energía cinética turbulenta; y finalmente la simulación RANS (ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds) en la que todas las escalas se formulan mediante el uso de modelos de turbulencia.

El modelo más utilizado para el estudio de turbomáquinas es el RANS [68]. Este método utiliza la idea de promediado de una variable f como:

$$\langle f \rangle = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} f(t) dt, \quad (3.25)$$

de modo que el operador que se emplea para buscar el comportamiento estadístico de las variables de flujo es un promedio temporal sobre las ecuaciones de transporte. La variable T corresponde con un intervalo de tiempo mucho mayor que las escalas integrales de flujo turbulento. Cuando el operador estadístico de la ecuación (3.25) se aplica sobre las ecuaciones de flujo, se obtienen las ecuaciones RANS que describen la evolución de las variables promediadas. El efecto de las fluctuaciones turbulentas aparece en un término adicional, denominado tensiones de Reynolds, y que debe ser modelado para cerrar el sistema de ecuaciones.

Uno de los modelos más simples, completo y usado para cerrar el sistemas de ecuaciones es el modelo k-épsilon (κ - ε) que incorpora las ecuaciones (3.26) y (3.27), permitiendo la solución de velocidades turbulentas y de las escalas de longitud de forma independiente,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\kappa) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\kappa) = \nabla^2(\rho D_\kappa \kappa) + \rho G - \frac{2}{3}\rho \nabla \cdot \vec{v}\kappa - \rho\varepsilon, \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\varepsilon) = \nabla^2(\rho D_\varepsilon \varepsilon) + \frac{C_1\rho\varepsilon G}{k} - \frac{2}{3}C_1\rho(\nabla \cdot \vec{v})\varepsilon - C_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (3.27)$$

donde ε y κ son la tasa de disipación turbulenta y la energía cinética turbulenta, respectivamente. D_ε y D_κ son la difusividad efectiva para ε y κ , respectivamente. G es la tasa de producción energía cinética debido a la parte anisotrópica del tensor de tensión de Reynolds ($\tau_{ij}\nabla\vec{u}$). C_1 y C_2 son coeficientes con valores constantes de 1.44 y 1.92, respectivamente.

Otro modelo de turbulencia muy usado en turbomáquinas es el modelo κ - ω [68]. Este modelo destaca por representar mejor los fenómenos de flujos con gradiente de presión adverso [67]. Para este modelo las ecuaciones usadas son [69]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\kappa) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\kappa) = \nabla \cdot (\rho D_\kappa \nabla \kappa) + \rho G - \frac{2}{3}\rho\kappa(\nabla \cdot \vec{v}) - \rho\beta^*\omega\kappa, \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\omega) = \nabla \cdot (\rho D_\omega \nabla \omega) + \frac{\rho\gamma G}{\nu_t} - \frac{2}{3}\rho\gamma\omega(\nabla \cdot \vec{v}) - \rho\beta\omega^2 - \rho(F_1 - 1)CD_{\kappa\omega}, \quad (3.29)$$

donde β^* es 0.09, β es 0.075, D_ω es la difusividad efectiva para ω , ν_t es la viscosidad cinemática turbulenta $\frac{a_1\kappa}{\max(a_1\omega, \Omega F_2)}$, a_1 es 0.31, Ω es la magnitud de la vorticidad, F_2 es $\tanh(\arg_2^2)$, \arg_2 es $\max(\frac{2\sqrt{\kappa}}{\beta^*\omega d}, \frac{500\nu}{d^2\omega})$, F_1 es $\tanh(\arg_1^4)$, \arg_1 es $\min[\max(\frac{\sqrt{\kappa}}{\beta\omega d}, \frac{500\nu}{d^2\omega}), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}\kappa}{CD_{\kappa\omega}d^2}]$, G es $\tau_{ij}\nabla\vec{u}$, d es la distancia desde el punto de campo hasta la pared más cercana, $CD_{\kappa\omega}$ es $\max(\frac{2\rho\sigma_{\omega 2}}{\omega}\nabla\kappa \cdot \nabla\omega, 10^{-20})$, $\sigma_{\omega 2}$ es 0.856, ν es la viscosidad cinemática del fluido, γ es $\frac{\beta}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 1}\kappa^2}{\sqrt{\beta^*}}$ y $\sigma_{\omega 1}$ es 0.5.

Capítulo 4

Metodología

En éste capítulo se da a conocer la metodología usada en el proyecto de investigación. Los pasos a seguir están divididos en dos pilares, el primero se enfoca en una investigación de carácter bibliográfica y teórica sobre como el fluido interactua mientras éste cede su energía hacia el rotor en la turbina Tesla. El segundo pilar se enfoca en preparar las condiciones para la búsqueda de un diseño de turbina optimizado tomando en cuenta los parámetros con mayor impacto en la eficiencia de transferencia de energía obtenidos del estudio del primer pilar. Para ello se codificó un programa generador de malla y se estimaron propiedades de dos prototipos de turbinas usando CFD.

4.1. Mecanismo de funcionamiento y sus componentes principales

Una turbina Tesla en su forma más general está constituida por una sección de toberas por la que el fluido es inyectado hacia el rotor, en su trayectoria el fluido inunda a la carcasa que normalmente tiene forma circular (aunque algunos autores como Lemman et al. [4] han estudiado una carcasa como forma de voluta). El rotor está constituido por discos planos paralelos separados por una pequeña distancia por donde el fluido hace un recorrido en forma de espiral mientras se desliza por los discos cediendo energía, como se puede apreciar en la Figura 4.1.

Cuando el fluido entra en contacto con la carcasa y el rotor, dos pérdidas de energía vinculadas a la naturaleza del fluido se hacen notar, la primera está vinculada al rozamiento del fluido con las superficies, y entre sus propias capas, la segunda pérdida

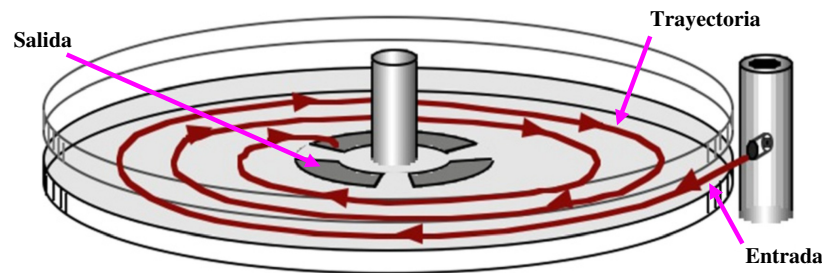


Figura 4.1: Trayectoria del fluido dentro de los discos [7].

está conectada con la generación de vórtices que pueden ser provocados por choques o rozamiento del fluido con superficies. Como es notorio existen pérdidas de energía que son inevitables, sin embargo, pueden ser minimizadas, como es presentado en los trabajos de Carey, Romanin y Norwood [7, 18, 31].

Otras pérdidas que son parte del proceso de transferencia de energía en la turbina son aquellas debidas a la fricción en los rodamientos y por fugas de fluido en la carcasa. La Figura 4.2 muestra las zonas en las que estas pérdidas ocurren en una turbina Tesla. Las pérdidas en los rodamientos se pueden minimizar eligiendo los rodamientos y el lubricante adecuado, se debe tener en cuenta que una turbina Tesla se caracteriza por trabajar a valores bajos de torque pero altas RPM [70]. Las fugas en los laterales pueden ser minimizadas usando sellos, sin embargo, estos sistemas hacen contacto con el eje provocando un freno sobre la turbina.

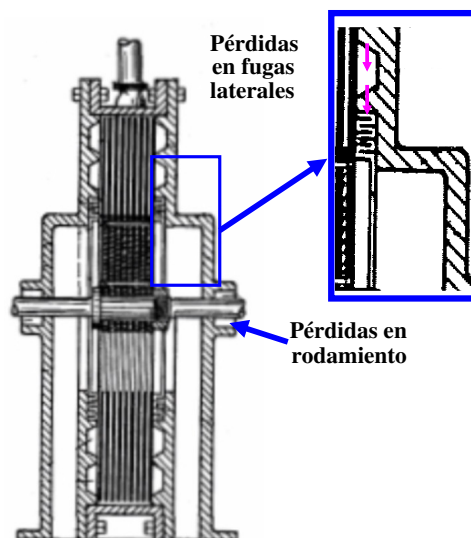


Figura 4.2: Pérdidas por fricción en los rodamientos y por fugas en laterales

Las pérdidas antes mencionadas tienen influencia en el desempeño de la máquina, sin embargo, para el estudio de los mecanismos fueron identificadas por aparte, de modo que para atender al primer objetivo se utilizó la metodología mostrada en la Figura 4.3.

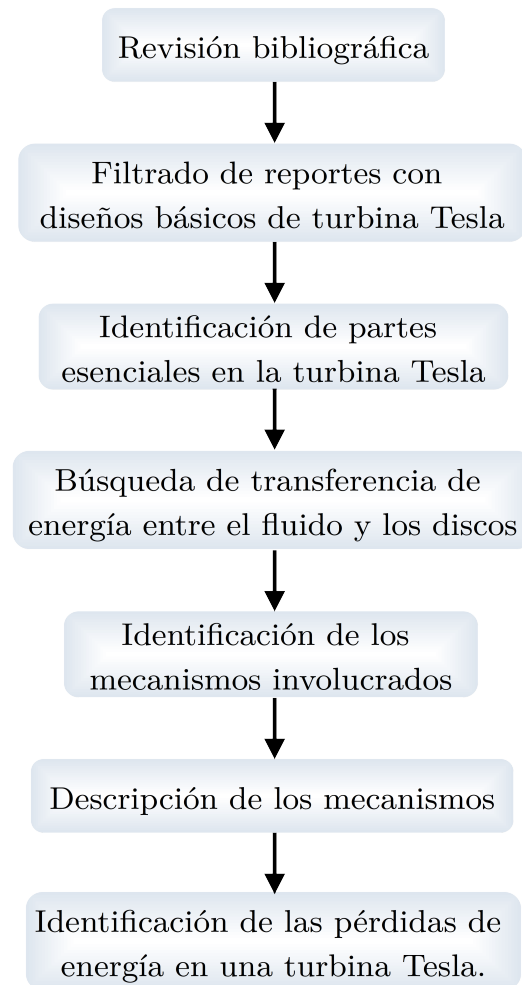


Figura 4.3: Metodología usada para identificar y describir los mecanismos involucrados en una turbina Tesla.

4.2. Estimación de propiedades de los prototipos usando CFD

Para desarrollar los objetivos 2 y 3 se tomaron en cuenta dos casos de estudio, el primero corresponde a prototipos experimentales propios [9] y el segundo corresponde a datos reportados en la literatura [8]. Para cada caso aquí descrito se presentan partes importantes de la metodología experimental seguida por los autores, con el fin de estimar mediante CFD las propiedades de torque, potencia y eficiencia. Por último, se describen los pasos que fueron seguidos para estimar dichas propiedades.

Caso 1

Galindo [9] presentó un prototipo de turbina Tesla modificable operada con aire comprimido. En particular, dicho prototipo está constituido por una carcasa de 24 placas planas de acrílico de 25 x 25 cm de largo por ancho y de 3, 6 y 9 mm de espesor. El rotor fue construido con 10 discos con un espesor de 3 mm, cada disco tiene 13 agujeros de 6.35 mm de diámetro localizados a 3.5 cm de radio, estos discos son montados sobre un eje de 1.27 cm de diámetro y separados por arandelas de aluminio de un espesor de 0.9 mm. Se dejó un espaciamiento entre el rotor y la carcasa de 3 mm (manto y laterales). El fluido de trabajo (aire comprimido) es inyectado de forma tangencial al rotor y expulsado por dos salidas ubicadas en los laterales a la carcasa, en la Figura 4.4 se muestra el diseño de la carcasa y el rotor.

El diseño anteriormente descrito tiene dos variantes, la primera (T11) tiene un rotor formado por discos de 11.25 cm de diámetro; mientras que para la segunda (T15) se usaron discos de 15 cm de diámetro. En la Figura 4.5 se muestra un diagrama de las turbinas ensambladas y sus partes, las dimensiones son detalladas en la Tabla 4.1.

Cada una de las turbinas T11 y T15 fueron evaluadas a diferentes condiciones de presión en régimen estacionario, para cada valor de presión se midió el torque generado cuando la turbina se encontraba totalmente frenada, para ello se utilizó un brazo adaptado a un dinamómetro como se observa en la Figura 4.6, el torque τ_z fue evaluado a través de la ecuación (4.1) que relaciona al producto de la distancia r_{la} (igual a 0.14m) por el valor de fuerza medido en el dinamómetro AHOUS 8261 (precisión de $\pm 1\%$).

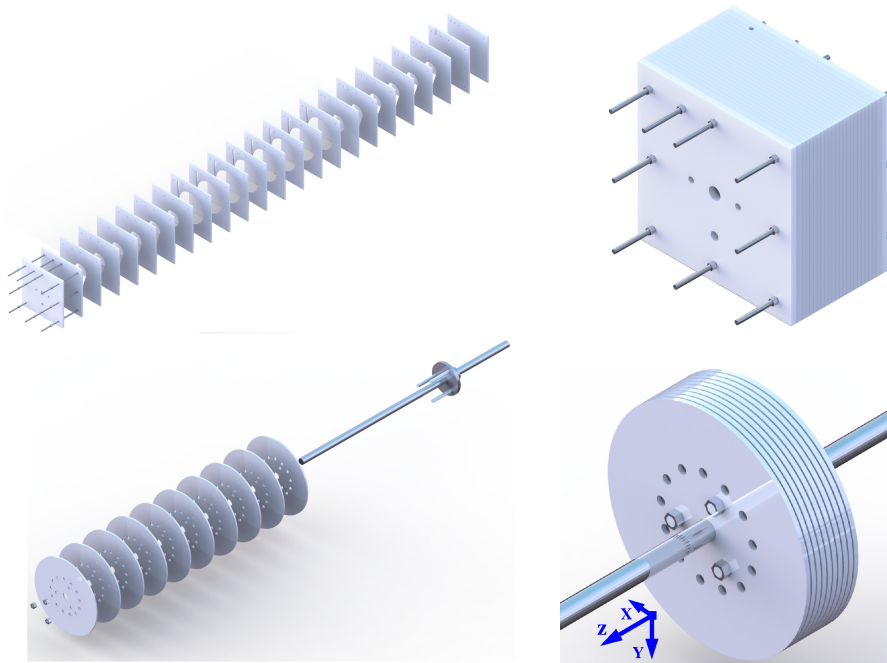


Figura 4.4: Vistas explosionadas del ensamble final de la carcasa (fila superior) y el rotor (fila inferior).

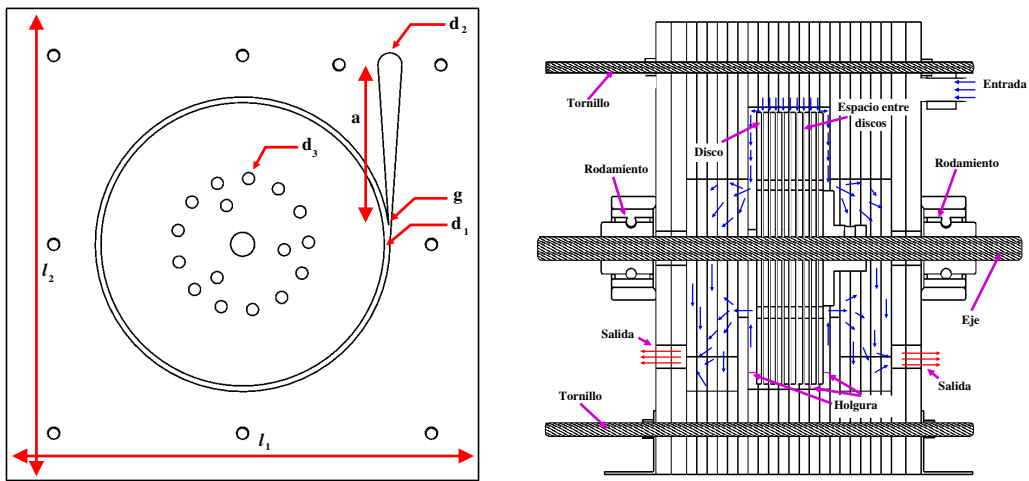


Figura 4.5: Vista esquemática de las turbinas.

$$\tau_z = r_{la} F. \quad (4.1)$$

Para analizar y comparar los resultados numéricos con los resultados experimentales,

Parámetros geométricos	T15 (cm)	T11 (cm)
Holgura	0.3	0.3
Distancia l_1 y l_2	25	20
Diámetro d_1 y entrada	1.27	1.27
Diámetro d_2	15	11.25
Diámetro d_3	0.635	0.635
Salidas	2.38	2.38
Distancia a	9	7
Distancia g	0.1	0.1

Tabla 4.1: Características principales de las turbinas T11 y T15.

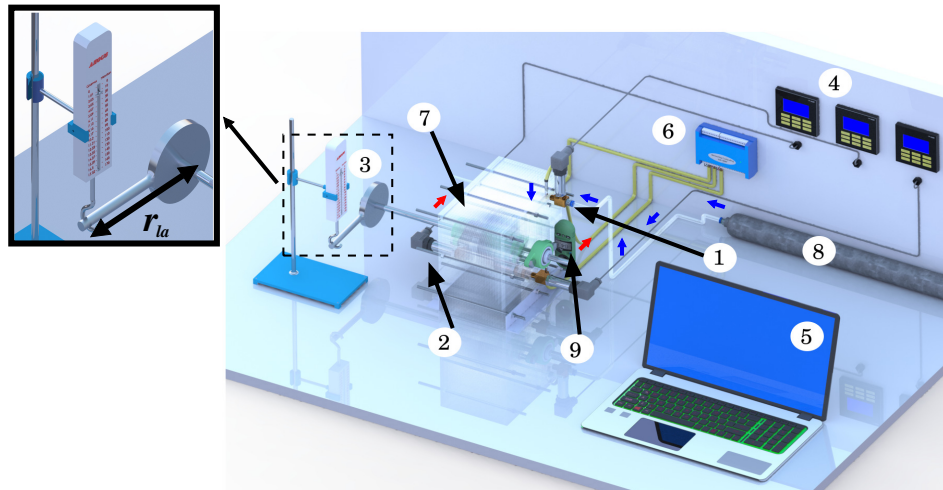


Figura 4.6: Arreglo experimental: 1. Sensor de presión y temperatura en la entrada de flujo, 2. Sensor de presión y temperatura en las salidas de flujo, 3. Dinamómetro, 4. Monitores de presión, 5. PC, 6. Control de sensores de temperatura, 7. Turbina Tesla, 8. Aire comprimido, 9. Sensor de velocidad de flujo.

se estimó el torque generado en la interacción de los discos con el fluido, de acuerdo con la Figura 4.4 y la regla de la mano derecha, el torque es generado en la componente z (τ_z). El torque que se genera en la turbina Tesla es debido a las fuerzas por presión normal (τ_p) y las fuerzas tangenciales viscosas (τ_v):

$$\tau_p = \sum_i \mathbf{r}_i \times \rho_i \mathbf{S}_{f,i} p_i, \quad (4.2)$$

$$\boldsymbol{\tau}_\nu = \sum_i \boldsymbol{r}_i \times \boldsymbol{S}_{f,i} \cdot (\mu \boldsymbol{R}_{dev}), \quad (4.3)$$

donde ρ_i , $\boldsymbol{S}_{f,i}$ y p_i son la densidad, el vector área de la cara, presión del i -ésimo elemento de la malla, respectivamente. \boldsymbol{R}_{dev} y μ son el tensor de tensiones desviador y la viscosidad dinámica, respectivamente.

De este modo el torque total generado en el rotor de la turbina es:

$$\boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{\tau}_p + \boldsymbol{\tau}_\nu. \quad (4.4)$$

Caso 2

Los resultados reportados por Li et al. [8] corresponden a una turbina de trece discos planos de ocho centímetros de diámetro, 0.5 mm de espesor y 1 mm de espaciamiento entre discos. La holgura entre el rotor y la carcasa fue de 0.5 mm con una entrada de flujo (agua) de 11 mm de diámetro. La Figura 4.7a muestra un bosquejo de la turbina acoplada a un sensor de presión con sensibilidad de 0.02 MPa en la entrada de flujo y un sensor de torque con sensibilidad de 0.0001 Nm y 0.01 RPM acoplado al eje y una salida de flujo. En la Figura 5.4b se muestra el volumen interno del arreglo experimental en color azul.

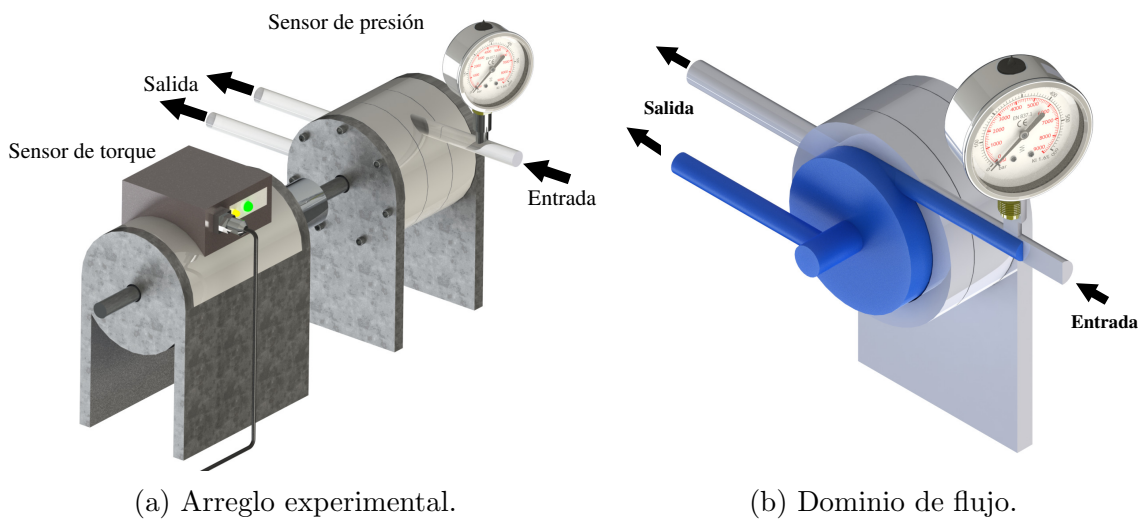


Figura 4.7: Extracción de volumen interno para la turbina estudiada por Li et al. [8].

En la Figura 4.8 se muestra un diagrama de las turbinas ensambladas y sus partes, las dimensiones son detalladas en la Tabla 4.2. La turbina fue evaluada a diferentes condiciones de presión en un régimen estacionario, el torque fue calculado con la ecuación (4.4) y la potencia numérica fue estimada de acuerdo a la ecuación:

$$P_{num} = \tau_z \omega, \quad (4.5)$$

donde τ_z es la componente en z de la ecuación (4.4) y ω es la velocidad angular en radianes.

La expresión usada por Li et al. [8] para determinar la potencia del fluido (experimental), es la ecuación (3.9). Esta ecuación toma en cuenta las contribuciones de energía por presión y energía cinética. Sin embargo, un término más justo para evaluar a una turbina Tesla, que sólo considera la energía disponible del fluido es:

$$\dot{W}_{cinética} = \rho A \frac{v^3}{2}, \quad (4.6)$$

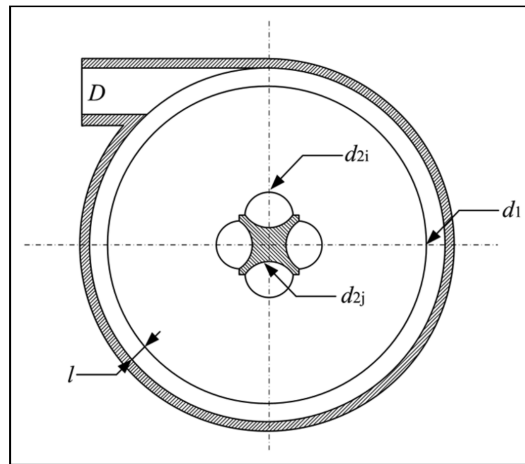


Figura 4.8: Esquema de la vista transversal [8].

este término es útil ya que permite cuantificar cuanta energía de movimiento fue extraída del fluido. Por último, es posible calcular una eficiencia llamada eficiencia cinética que compara la potencia transferida al rotor con la potencia utilizable por la turbina.

$$\eta_{cin} = \frac{Pot_{num}}{\dot{W}_{cinética}}. \quad (4.7)$$

Parámetros geométricos	Valor (mm)
Diámetro de entrada, D	11
Espesor de disco, h	0.5
Espaciamiento entre discos, b	1
Holgura entre rotor y carcasa, l	0.5
Diámetro exterior, d_1	80
Número de discos, x	13
Diámetro interno, d_{2i}	12.5
Diámetro de agujero de eje, d_{2j}	16.5

Tabla 4.2: Características principales de la turbina hecha por Li et al. [8]

El estudio numérico fue realizado usando el software de código abierto OpenFOAM[®], utilizando los siguientes pasos:

1. Hacer un diseño asistido por computadora (CAD, por sus siglas en inglés) del sistema de estudio.
2. Extraer el volumen interno de la zona de análisis.
3. Realizar el mallado de dicho volumen.
4. Establecer propiedades físicas, las condiciones de frontera e iniciales lo más cercanas a las presentes experimentalmente.
5. Solucionar numéricamente el dominio de flujo.
6. Analizar resultados.

El paso 1 y 2 es realizado con un software CAD, estos dos pasos permiten conocer mediante una imagen 3D el volumen interno de la turbina y con ello todas sus limitaciones geométricas, en la Figura 5.4b puede apreciarse el volumen interno extraído del diseño CAD, Figura 5.4a. El tercer paso se realizó siguiendo las etapas del algoritmo mostrado en la Figura 5.5, el algoritmo genera dos regiones, una estática (color rojo caso 1 y color azul caso 2) y otra rotante (color verde) que pueden ser apreciadas en la Figura 5.6 y 5.13. La región rotante tiene una morfología cilíndrica y contiene a todos los discos utilizados en el experimento, en la región estática están contenidas las fronteras que delimitan al volumen de control, así como la entrada y salida de flujo. El algoritmo empieza por generar los vértices y arcos de cada bloque del volumen interno partiendo de una forma base constituida de 4 bloques la cual es mostrada en la Figura 4.9, después la forma base es copiada, desplazada y unida según el número de discos para formar una pieza fusionada como se muestra en la Figura 4.11, de modo que se forman las caviades por donde el fluido puede pasar. Por último, se generan dos tapas laterales que se unen

al ensamble central para formar un cilindro en su mayor composición hexaédrico. Para la región estática el algoritmo trabaja de forma análoga creando tres partes, una central y dos laterales, cada una formada por 4 bloques como se puede apreciar en la Figura 4.10.

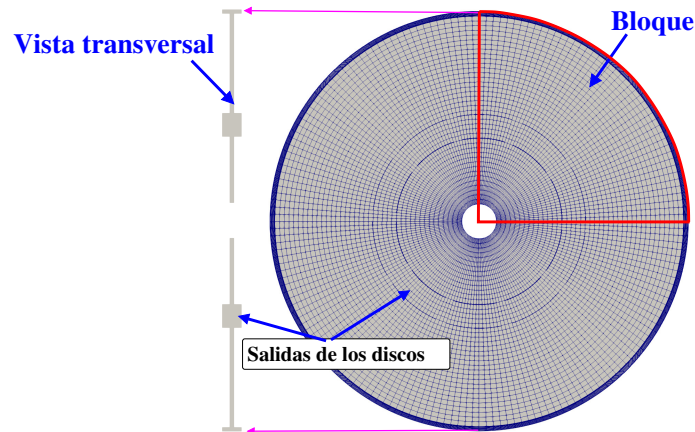


Figura 4.9: Forma base generada por el algoritmo.

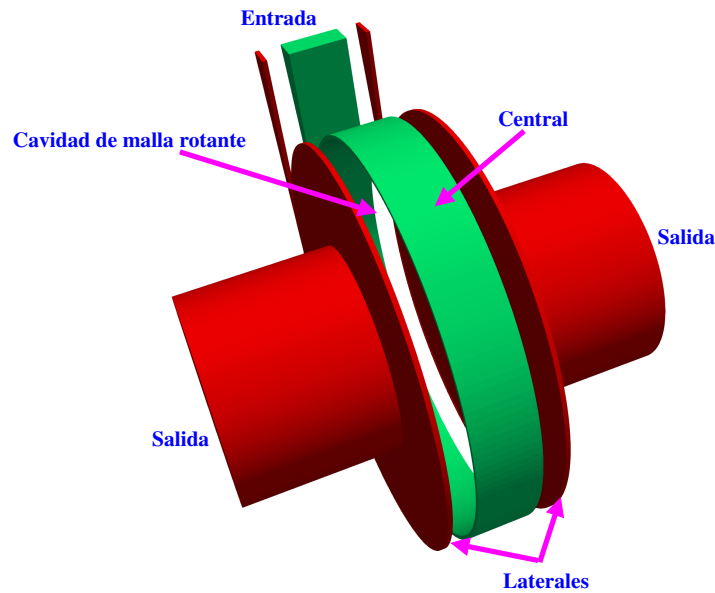


Figura 4.10: Ensamble de región estática.

Cuando ambas partes, rotante y estática están terminadas son unidas en una nueva región para formar el ensamble total sin ser fusionadas. Las condiciones de frontera e iniciales son establecidas de acuerdo a las condiciones experimentales, en la tabla 5.2 y 5.6 pueden verse las condiciones de frontera e iniciales usadas. En la solución numérica

del dominio de flujo, se supone cada elemento de la malla como una partícula fluida, por lo tanto, se deben resolver las ecuaciones de Navier-Stokes para cada elemento de malla. De forma general se utiliza el promediado mostrado en la ecuación 3.25 para encontrar un comportamiento estadístico de las ecuaciones de Navier-Stokes. Para el caso particular de la región rotante son incluidas las ecuaciones de fuerza de coriolis y centrífuga para incorporar los efectos físicos generados por la rotación del marco de referencia. Por último, ambas mallas rotante y estática son conectadas a través de una interpolación numérica en las celdas que comparten la frontera límite entre las dos regiones.

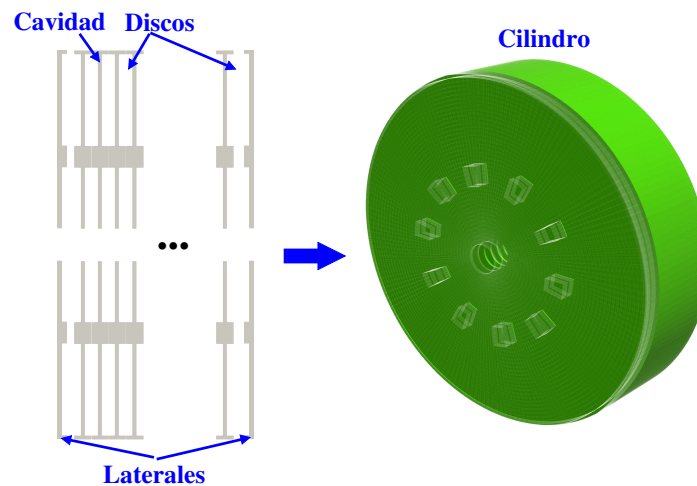


Figura 4.11: Ensamble de la forma base para formar la region rotante.

Capítulo 5

Resultados

5.1. Pérdidas de energía en una turbina Tesla

Con base en el estudio desarrollado en el presente trabajo, se ha logrado identificar que la eficiencia de una turbina Tesla depende de la configuración interna y de las condiciones con las que el fluido de trabajo es inyectado. A continuación se listan los principales parámetros geométricos:

1. Espaciamiento entre discos.
2. Espaciamiento entre carcasa y rotor.
3. Espesor de los discos.
4. Diámetro de los discos.
5. Rugosidad de los discos.
6. Área de contacto.
7. Forma de la tobera.
8. Número de discos.

Configurando de manera adecuada estos 8 parámetros con las condiciones de inyección del fluido, la turbina podría trabajar en su estado de mayor eficiencia. Por otra parte, se encontró que la transferencia de potencia para fluidos Newtonianos en la turbina tiene su génesis en dos mecanismos presentes en la transferencia de momento; la expansión y el arrastre.

La expansión está presente principalmente en fluidos compresibles, este mecanismo ocurre cuando el fluido experimenta una disminución de densidad. El arrastre está

presente tanto en fluidos compresibles como incompresibles, este mecanismo ocurre cuando un fluido se desliza sobre una superficie y la capa de fluido más cercana a la superficie se adhiere de manera parcial o total generando una fuerza en dirección del fluido. Este proceso genera una deformación en el fluido como se muestra en la Figura 5.1.

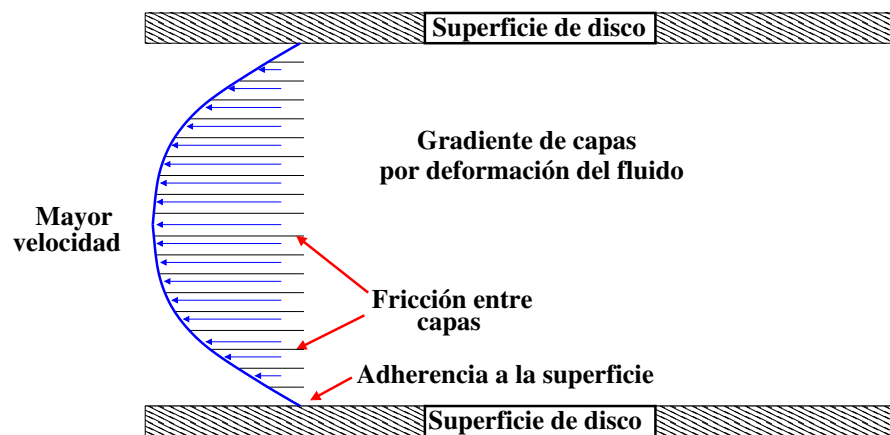


Figura 5.1: Patrón de flujo esperado entre dos discos del rotor de una turbina.

Por tanto existe una relación entre la deformación del fluido y la fuerza de arrastre sobre los disco que a su vez depende del gradiente de velocidad [63, 64]. Se puede notar que a medida que el gradiente de velocidad del fluido es más grande, el momento transferido a los discos es mayor; sin embargo, cuando un fluido es inyectado a la turbina no toda la energía que lleva es cinética (ver ecuaciones (3.7) y (3.8)), por tanto, si la eficiencia de una turbina Tesla es evaluada con la ecuación (3.11) es importante que, la mayor cantidad de energía que lleve el fluido sea cinética. En particular, la forma de la tobera (parámetro 7, anteriormente listado) tiene un papel muy importante para el aprovechamiento de la energía del fluido, ya que a través de una tobera convergente o convergente-divergente es posible potenciar el efecto de la energía cinética del fluido (ver Capítulo 3). Una vez que el fluido se encuentra liberado dentro de la turbina es conveniente una configuración geométrica adecuada para evitar lo más posible las pérdidas que se comentan a continuación:

En paralelo a los discos se forman un conjunto de capas con diferentes velocidades las cuales rozan entre sí, dicho rozamiento genera una pérdida inherente de energía (disipación viscosa) incrementando la energía interna del fluido (este fenómeno está presente en el contacto del fluido con la carcasa y el rotor), cuando el fluido es un gas parte de esa energía interna puede regresar a efectos de arrastre por el mecanismo

expansión.

Al impactar sobre una superficie sólida, el flujo del fluido cambia de dirección produciendo recirculaciones, mismas que son arrastradas por el flujo. La disipación viscosa producida por dichas recirculaciones eventualmente contribuyen a incrementar la energía del sistema. La Figura 5.2 muestra un ejemplo de los vórtices que se pueden generar cuando el fluido impacta sobre los discos.

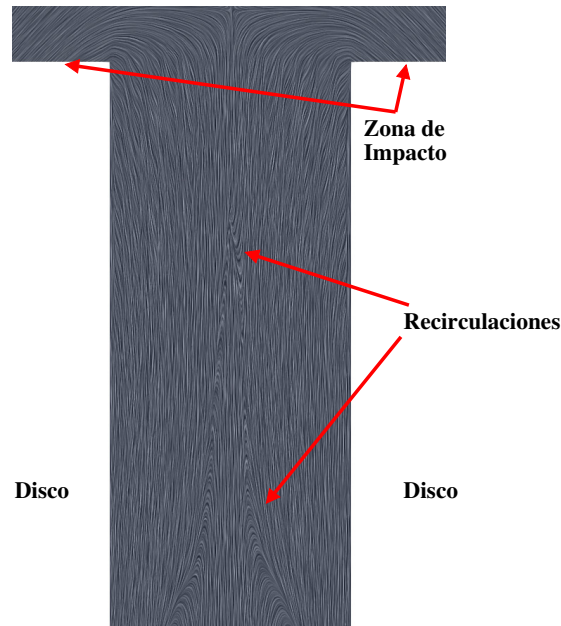


Figura 5.2: Formación de recirculaciones al interior del rotor.

Un tercer tipo de pérdida inherente son las debidas a la inercia de la masa del rotor, vibración en la turbina y la producida por los efectos de fricción en los rodamientos. Otra pérdida de energía está relacionada a la merma de masa que puede sufrir la turbina por una mala configuración en el espaciamiento carcasa-rotor y en el espaciamiento entre discos (ver Figura 4.2). Esta última está vinculado a la trayectoria que el fluido sigue sobre los discos. La trayectoria tiene dos componentes, una en sentido radial y otra en sentido angular, cuando el fluido tiene solo trayecto en sentido radial no se genera potencia mecánica y la masa se desperdicia, este trayecto está vinculado al ángulo de inyección de la tobera como se puede ver en la Figura 5.3a. Una segunda posibilidad es que el fluido se mueva en dirección angular como se puede apreciar en la Figura 5.3b, en este caso el movimiento en sentido radial es cero lo que evita que el fluido siga entrando al espacio interdiscos y se siga transmitiendo potencia. Tomando en cuenta la continuidad entre estos dos extremos existe un trayecto entre medio con movimiento

radial y angular (ver Figura 5.3c) que permite la transmisión de potencia del fluido al rotor, un balance entre el movimiento radial y angular permitirá alcanzar el mínimo de pérdida de masa. En general estas pérdidas son difíciles de evitar y cuantificar.

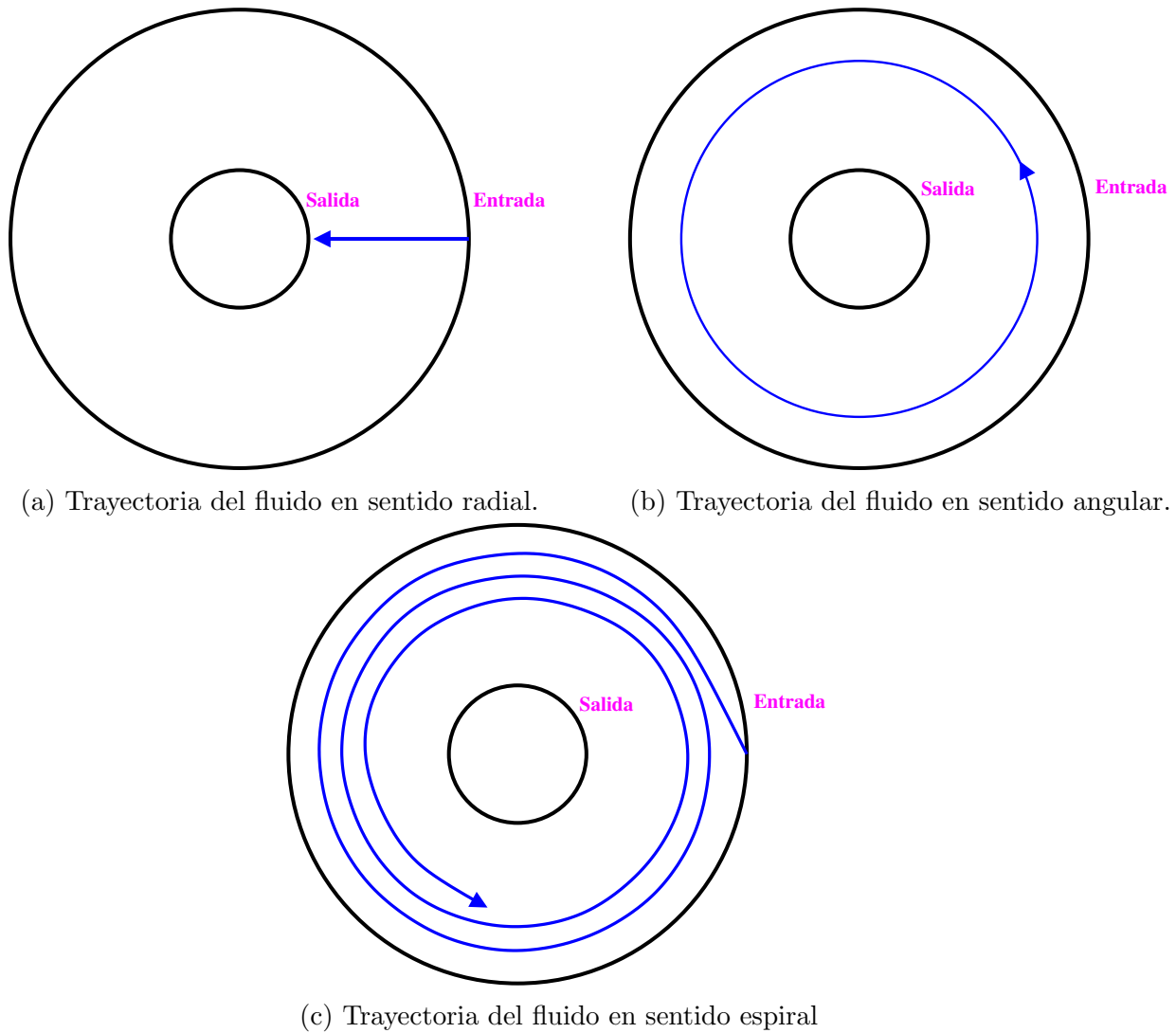
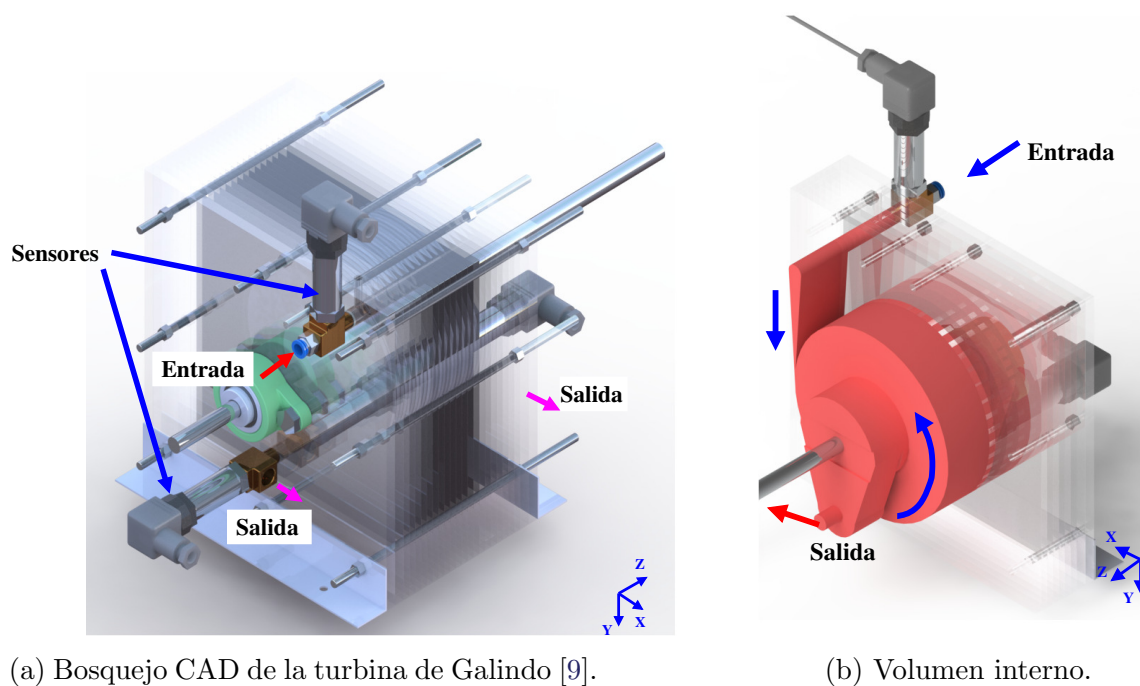


Figura 5.3: Posible trayectoria del fluido dentro de la turbina, (a) cuando la trayectoria del fluido tiene dirección solo en sentido radial, (b) cuando tiene dirección solo en sentido angular y (c) cuando tiene dirección en sentido angular y radial.

5.2. Comportamiento de una turbina Tesla usando CFD

Caso 1

Siguiendo los pasos descritos en la sección 4.2, se realizó un bosquejo computacional de la turbina Tesla usada por Galindo [9] y mostrada en la Figura 5.4a. Con el bosquejo terminado se extrajo el volumen de control de la turbina que se muestra en la Figura 5.4b en color rojo.



(a) Bosquejo CAD de la turbina de Galindo [9].

(b) Volumen interno.

Figura 5.4: Turbina Tesla estudiada por Galindo [9] y su volumen interno.

En un tercer paso se generó la malla con base en el volumen interno, la malla está constituida por dos regiones, la primera toma en cuenta la entrada, salida y paredes de la carcasa, como se puede apreciar en la Figura 5.6 de color rojo. La segunda región toma en cuenta los discos con sus características más importantes. La geometría original de los discos cuenta con 13 agujeros los cuales fueron sustituidos por cuadrados arquedados como se ve en la Figura 5.6 de color verde, manteniendo el área total. La malla fue codificada en lenguaje FORTRAN y BASH de modo que se pudiera garantizar una mayor composición de elementos hexaédricos, el diagrama de flujo es presentado en la Figura 5.5. El conjunto de programas es controlado por una aplicación principal escrita

en BASH llamada genera, ésta controla a 7 aplicaciones en FORTRAN que generan los vértices y arcos necesarios para construir la malla, desde la aplicación genera se puede controlar el número de discos en el rotor, desde gen se puede controlar el tamaño de disco, radio de salida, número de salida, tamaño de salidas, espacio inter-disco, división radial y angular. Con las aplicaciones genEsLa y genEsTo, se puede controlar la abertura de la tobera, altura de tobera y espaciamiento rotor-carcasa. El compendio de aplicaciones generadas permite estudiar de forma paramétrica a la turbina, la Tabla 5.1 muestra las características principales de ambas mallas.

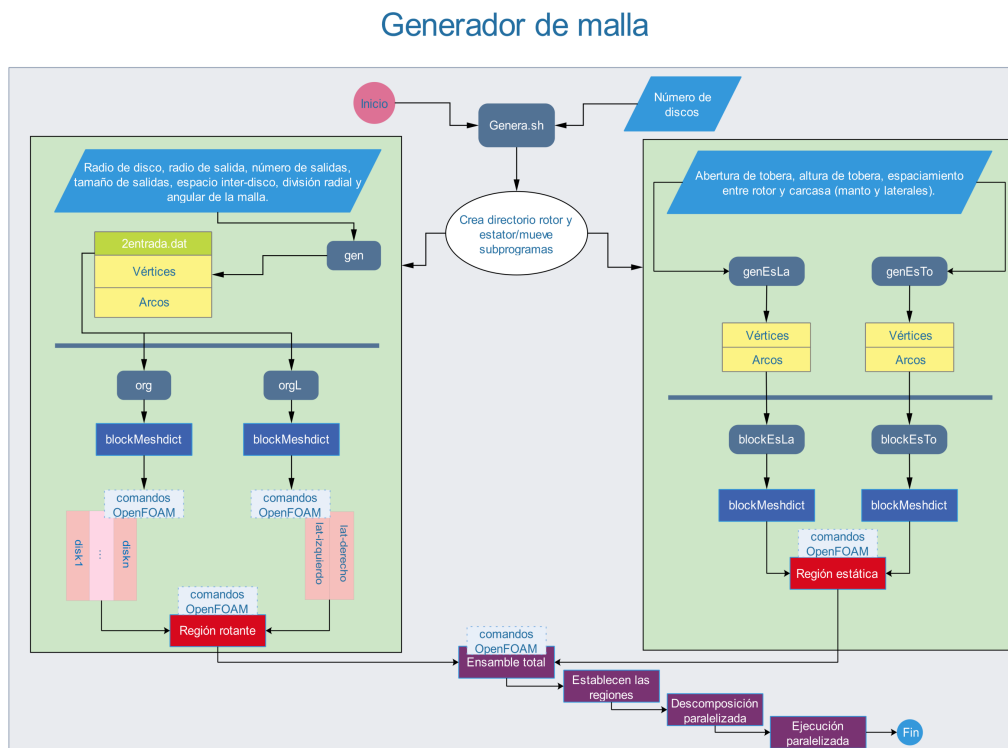


Figura 5.5: Algoritmo para generar la malla del volumen interno.

Se delimitó la física involucrada en la turbina para realizar la simulación, el modelo resultante se presenta a continuación.

Los prototipos están compuestos por una carcasa aislante y de materiales rígidos, por lo que no se tiene en cuenta las vibraciones y la flexión de materiales, el proceso de transferencia de energía se supone adiabático, es decir, no se considera transferencia de energía entre el fluido y las paredes de la turbina. La máquina está constituida por 10 discos móviles y una carcasa fija. Para cada prueba, las propiedades termofísicas de entrada son constantes, por tanto, las condiciones de frontera en la entrada y salida

Características de malla	T15	T11
Asimetría máxima	1.45	1.46
Relación de aspecto máxima	39.28	31.07
Ortogonalidad media	4.88	4.55
Número de celdas hexaédricas	2,813,080	2,813,800
Número de celdas poliédricas	53,280	52,560

Tabla 5.1: Principales características de la malla.

son estacionarias. Finalmente, la turbina tiene un volumen interno o dominio espacial donde se estudia el flujo y sus interacciones, de las cuales destacan:

1. El fluido (aire) con partes de la turbina. Se asume una adhesión completa del fluido sobre las superficies de cada componente de la turbina. El efecto de interacción del fluido sobre las partes móviles (discos) genera un movimiento, por otro lado, las partes estáticas generan un efecto de frenado sobre el fluido. Esta interacción es generada por la propiedad viscosidad.

2. El fluido con una fuente de energía. La fuente de energía es un compresor de aire. La interacción induce un efecto de diferencia de presión constante (el efecto es controlado por el experimento de modo que el flujo de energía es estacionario).

3. El fluido con la atmósfera. La atmósfera tiene un efecto de una presión constante sobre el fluido.

En el proceso de generación de malla fueron generadas las fronteras inlet, outlet, rotor y walls, para cada una de ellas se definieron condiciones de frontera (CFs) y condiciones iniciales (CIs) según las delimitaciones físicas consideradas, dicha configuración es presentada en la Tabla 5.2, donde N simboliza una condición Neumann. $T_{entrada}$ y T_{salida} son las temperaturas medidas en la entrada y salida de la turbina, respectivamente.

El valor $V_{entrada}$ fue estimado resolviendo para la velocidad la ecuación de entalpía de estancamiento:

$$h_0 = C_p T_{entrada} + \frac{1}{2} V_{entrada}^2. \quad (5.1)$$

Para un proceso adiabático $h_0 = C_p T_\infty$ y T_∞ se aproxima a la temperatura ambiente. En las Tablas 5.3 y 5.4 se muestran las condiciones de frontera usadas para las turbinas T15 y T11, respectivamente. Para todos los cálculos $P_{salida} = 101.3$ kPa.

Una vez que en el modelo, las condiciones iniciales y de frontera quedaron definidas,

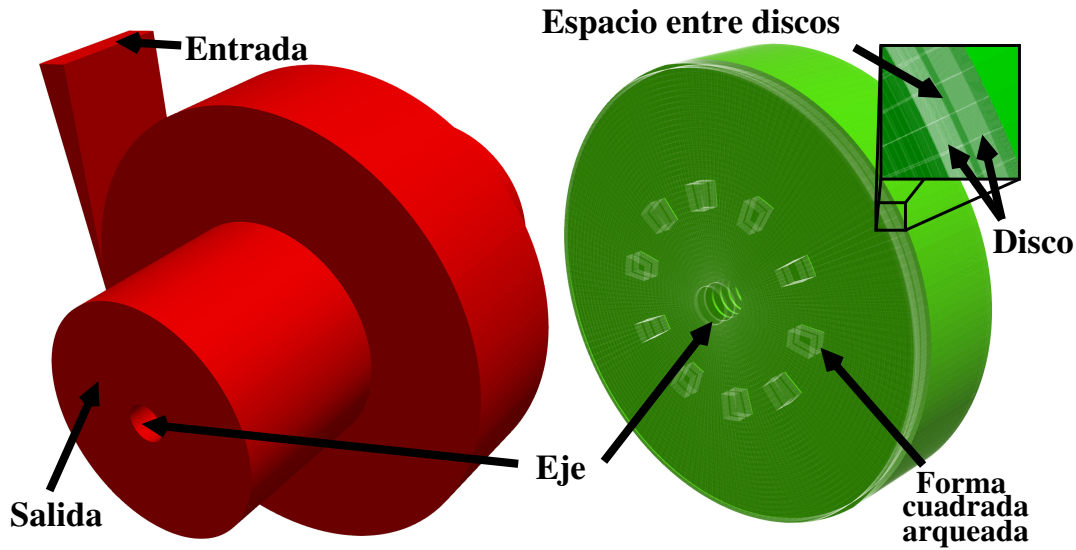


Figura 5.6: Volumen interno con zonas relevantes y simplificadas: región estática de color rojo y región rotante color verde, respectivamente.

Zona/CFs	\mathbf{v}	p	T	κ	ϵ
Inlet	$v_{entrada}$	N	T_{salida}	N	N
Outlet	N	P_{salida}	T_{salida}	N	N
Rotor	No deslizamiento	N	N	N	N
Walls	No deslizamiento	N	N	N	N
CFs	$(0, 0, 0)$ [m/s]	P_{salida}	$T_{entrada}$	0.06 [m ² /s ²]	0.05 [m ² /s ³]

Tabla 5.2: Condiciones iniciales y de frontera para diferentes zonas del dominio computacional.

la simulación fue corrida, las ecuaciones (3.12), (3.18), (3.20), (3.23), (3.25) y (3.26) fueron resueltas y las propiedades (3.15) y (3.17) fueron tomadas en cuenta. Las primeras soluciones fueron enfocadas en un estudio de sensibilidad de malla, con este estudio se obtuvo el comportamiento de los resultados según el número de elementos de malla, este estudio tiene importancia en optimizar el recurso computacional. En la Figura 5.7 se muestran los resultados de este estudio que permitió escoger el menor número de celdas. Los términos de gradiente fueron calculados usando el esquema Gauss lineal, mientras que los términos convectivos y difusivos fueron calculados usando un esquema de upwind de segundo orden. El término temporal fue resuelto usando el método de Euler con un paso de tiempo de 1×10^{-7} s. Para todas las simulaciones la convergencia fue alcanzada con residuales por debajo de valores de 10^{-6} .

Como fue descrito en la sección 4.2, se calculó el torque del rotor con la ecuación

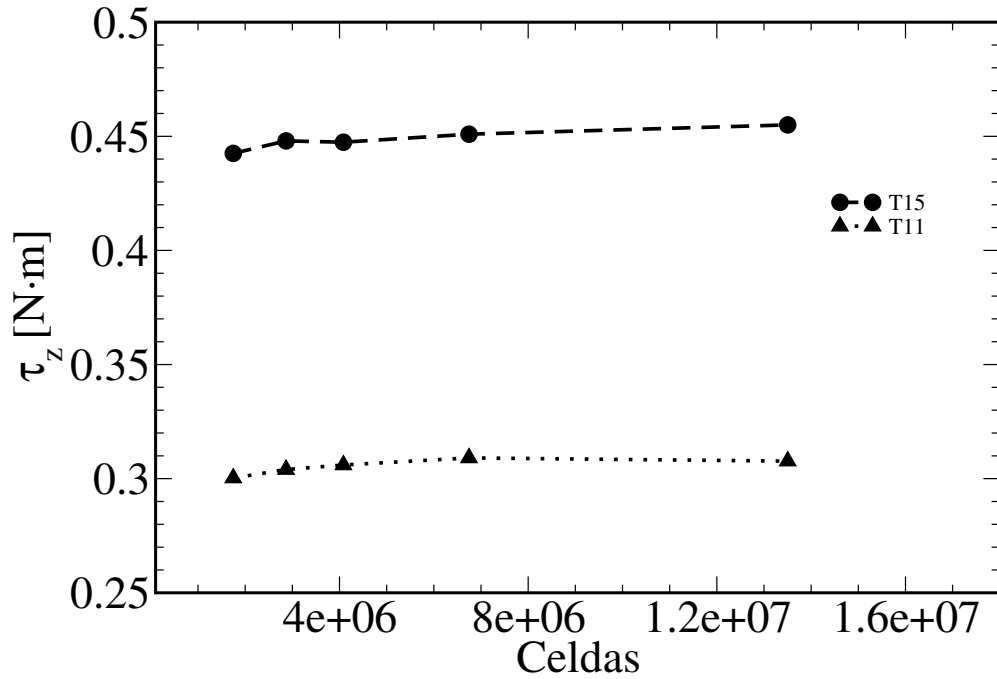


Figura 5.7: Estudio de sensibilidad de malla para ambas turbinas. Los valores de presión de entrada usados fueron 327 y 272 kPa para T11 y T15, respectivamente.

(4.4) y se comparó con el torque experimental. En la Figura 5.9 se muestra dicha comparativa entre el experimento y la simulación, donde se obtuvo una diferencia máxima de 5%. Se encontró una relación lineal entre el torque τ_z y la presión $P_{entrada}$ para ambos prototipos, por otro lado, la simulación sugiere que la mayor cantidad de esfuerzo cortante sobre la superficie de los discos (contribución por las fuerzas tangenciales) se encuentra en la periferia, la Figura 5.8 muestra dicho comportamiento.

$v_{entrada}$ [m/s]	$T_{entrada}$ [K]	T_{salida} [K]	$P_{entrada}$ [kPa]
19.45	296.13	298.3	59.34
26.68	291.99	297.96	110.98
29.61	291.1	297.62	150.23
34.5	291.12	296.98	228.13
35.85	290.19	297.25	272.46

Tabla 5.3: Condiciones de frontera usada para la simulación de la turbina T15.

La distribución de esfuerzos cortantes es debido a la distribución de velocidades, con los valores más altos cerca de la periferia y con valores más pequeños cerca del centro de los discos. Cuando el fluido camina sobre los discos con dirección al centro, su velocidad disminuye debido a las fuerzas viscosas y al efecto de la carga, esto produce

un incremento de temperatura en dirección radial. Este comportamiento es confirmado en la Figuras 5.10 y 5.11 donde es graficada la temperatura promedio en función del radio para las turbinas T11 y T15, respectivamente. Las zonas de entrada y salida son representadas con líneas rojas verticales en las Figuras 5.8, 5.10 y 5.11. Para cada zona fueron calculados los perfiles de velocidad como $(V_x^2 + V_y^2)^{1/2}$ en función del espacio interdisco (dirección z). Para ambas turbinas existe una zona en la que hay un incremento de temperatura que interesantemente coincide con la zona de trabajo en la que el fluido puede ceder energía cinética. Dado que la turbina está totalmente frenada el incremento de temperatura es debido en gran medida a los efectos viscosos, esta idea es confirmada con la caída de velocidad en los perfiles de velocidad entre la entrada y la salida de la turbina.

$v_{entrada}$ [m/s]	$T_{entrada}$ [K]	T_{salida} [K]	$P_{entrada}$ [kPa]
14	291.72	297.53	50
19	288.66	296.19	104.9
24.36	288.82	295.81	172.3
26.52	287	294.87	214.3
29.8	285.59	294.73	327.35

Tabla 5.4: Condiciones de frontera usada para la simulación de la turbina T11.

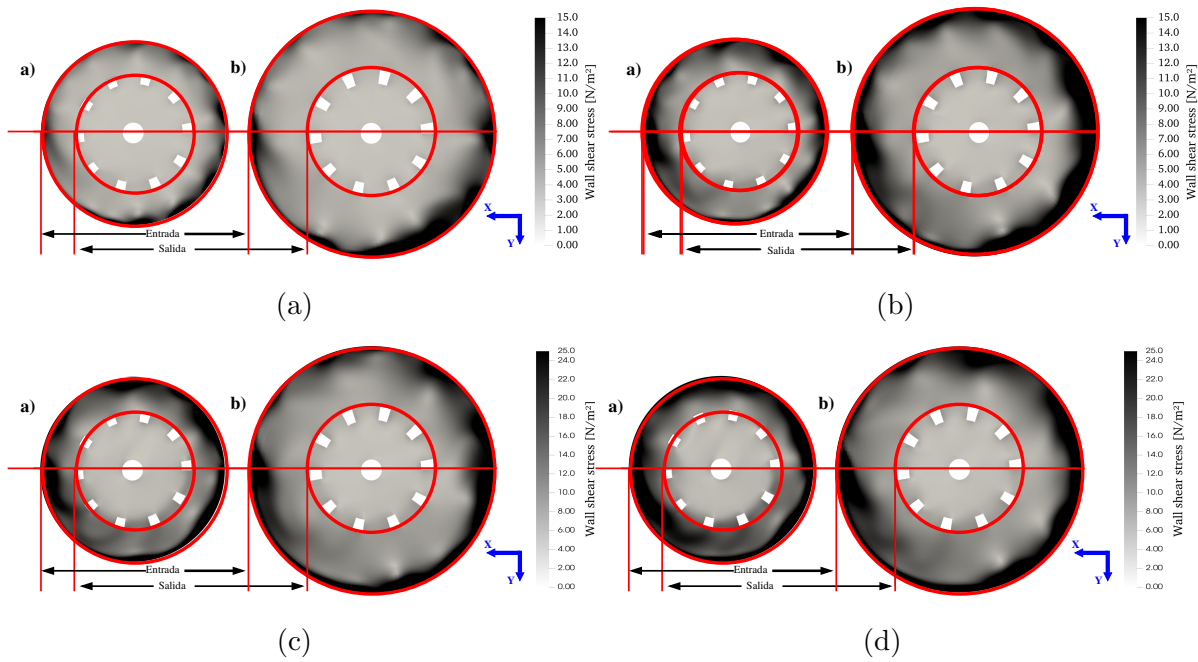


Figura 5.8: Distribución de esfuerzo cortante sobre los discos centrales del rotor para: a) T11 y b) T15. Cada gráfico corresponde a $z=0.445$ mm a una presión de 50 kPa, 100 kPa, 150-170 kPa y 214-228 kPa para (a), (b), (c) y (d), respectivamente. Los puntos de intersección entre los círculos y las líneas rojas indican las zonas de entrada y salida.

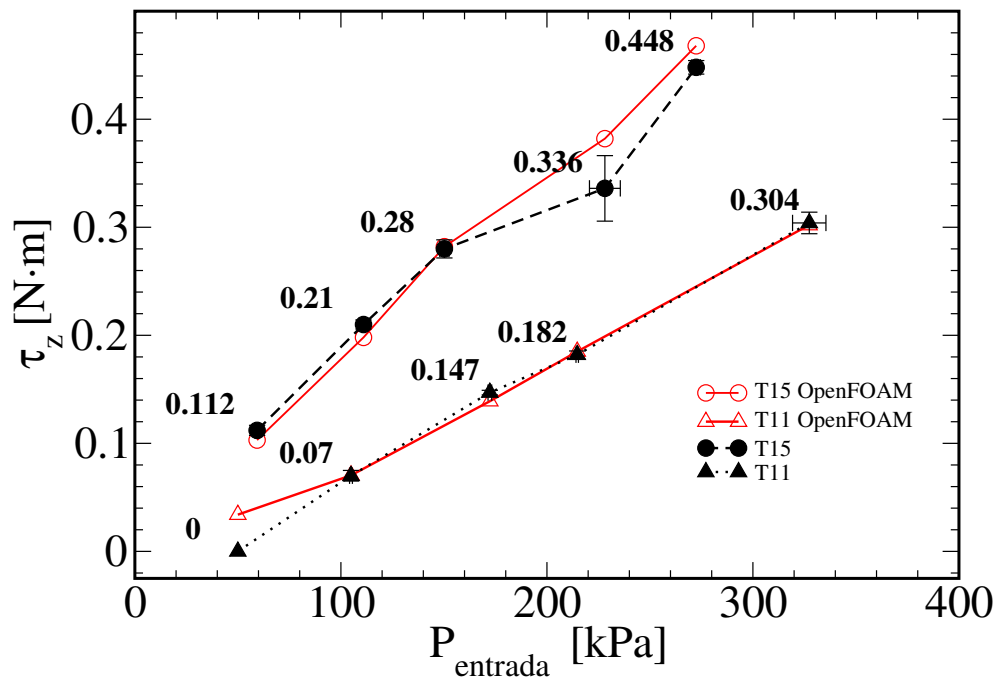


Figura 5.9: Comparación entre las mediciones experimentales y los resultados numéricos para el torque y la presión.

Una de las pérdidas comentadas en la sección 4.1 son las fugas en los laterales, cuantificar estas fugas en el experimento es muy complicado debido al espacio tan pequeño para incluir un sensor. La simulación permitió cuantificar estas pérdidas de masa en los laterales, el espacio entre la carcasa y los discos laterales (holgura) fue de 3 mm como se muestra en la Figura 4.5. Las pérdidas de masa oscilaron entre 21 y 24 % (ver Figura 5.12), lo que representa una pérdida de energía del 21 al 24 %.

Caso 2

Muy parecido al caso 1 se construyó una malla en su mayor parte estructurada con algunas simplificaciones respecto de la Figura 5.4b, en las salidas se evitó el cambio de dirección y se dejó que el fluido sea expulsado en la misma dirección que el eje, la entrada fue creada en una forma cuadrada manteniendo el área transversal original. La salida de los discos tuvo una morfología cuadrada arqueada, como fue generada en el caso 1. En la Figura 5.13 se muestra una representación de la malla, como se puede apreciar ésta fue dividida en dos regiones, la de color azul (zona estática) y la de color verde (zona rotante). En la Tabla 5.5 se muestran los parámetros más importantes de la malla.

Características de malla	Valor
Asimetría máxima	1.23
Relación de aspecto máxima	158.39
Ortogonalidad media	4.91
Número de celdas hexaédricas	3,036,424
Número de celdas poliédricas	72,416

Tabla 5.5: Principales características de la malla turbina de Li et al. [8].

En el análisis numérico se tomaron en cuenta algunas suposiciones que definieron un modelo físico para las simulaciones. Los prototipos están compuestos por una carcasa aislante y de materiales rígidos, por lo que no se tiene en cuenta las vibraciones y la flexión de materiales, el proceso de transferencia de energía se supone adiabático. La máquina está constituida por 13 discos móviles y una carcasa fija. Para cada prueba, el parámetro de entrada es constante, por tanto, las condiciones de frontera en la entrada (inlet) y salida (outlet) son estacionarias. Finalmente, la turbina tiene un volumen interno o dominio espacial donde se estudia el flujo y sus interacciones, se consideraron las siguientes interacciones:

1. El fluido (agua) con partes de la turbina. Se asume una adhesión completa del

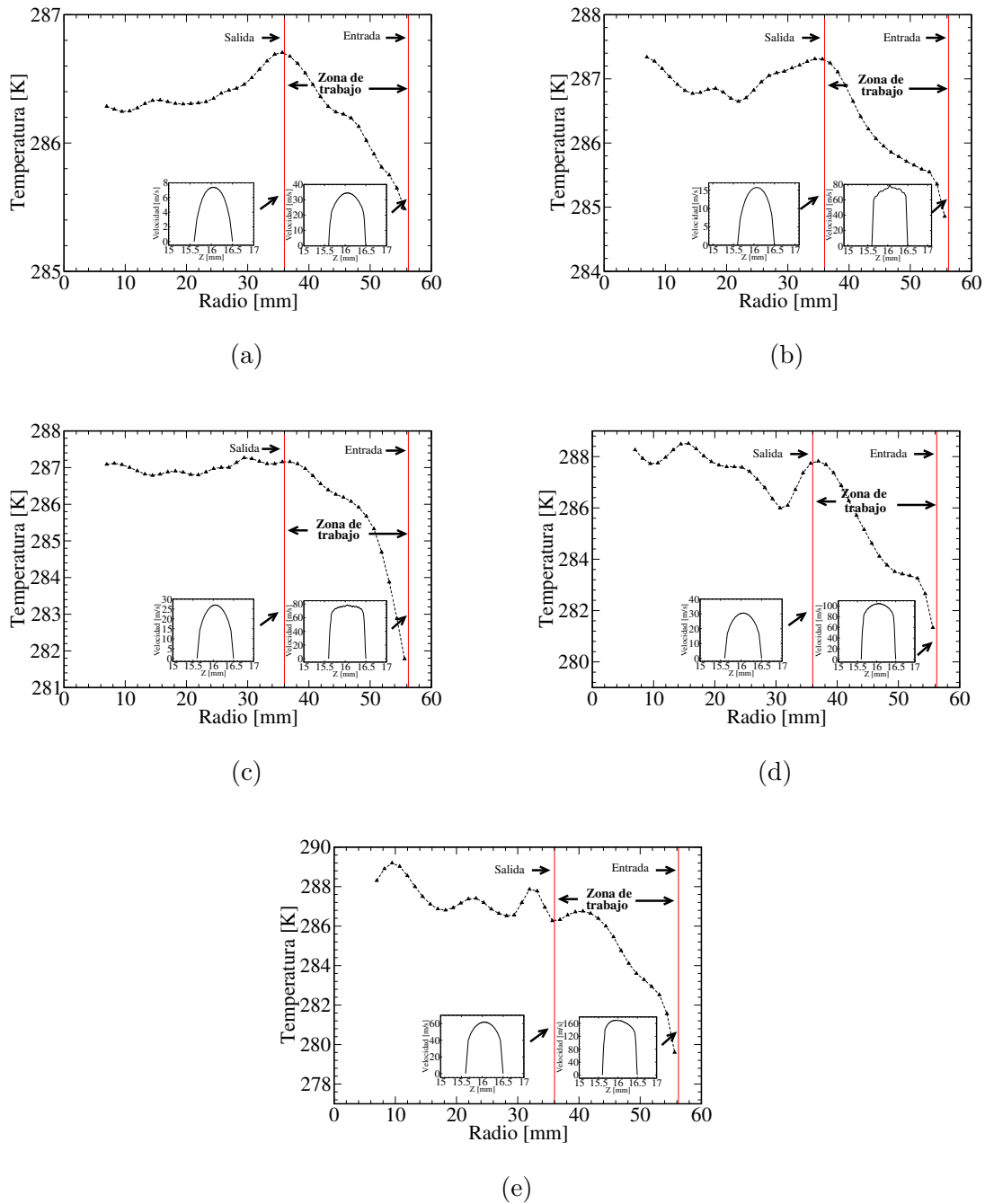


Figura 5.10: Resultados numéricos del promedio de la temperatura respecto del radio para la turbina T11 para (a) 50, (b) 104, (c) 172, (d) 214 y (e) 327 kPa, respectivamente.

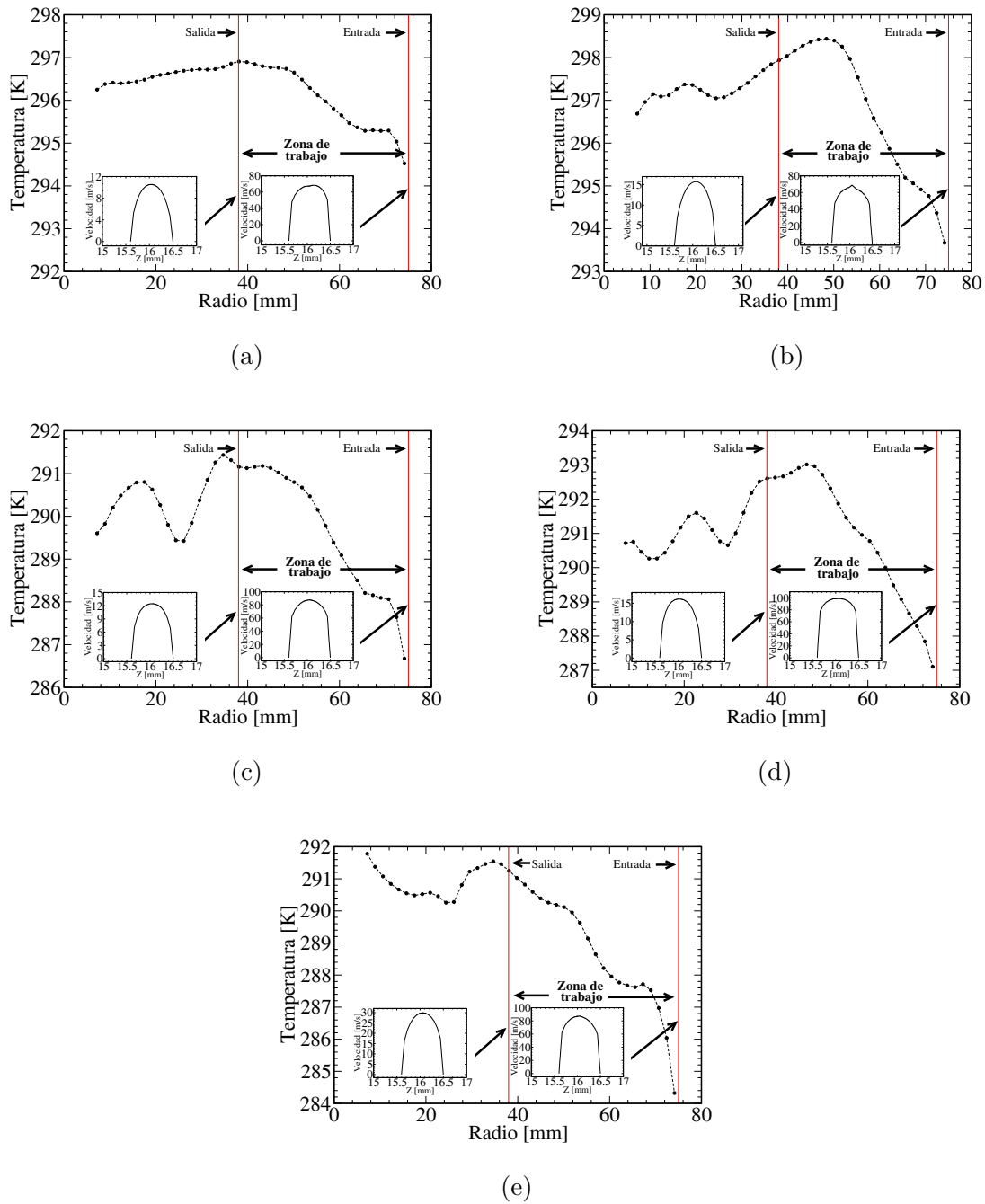


Figura 5.11: Resultados numéricos del promedio de la temperatura respecto del radio para la turbina T15 para (a) 59, (b) 110, (c) 150, (d) 228 y (e) 272 kPa, respectivamente.

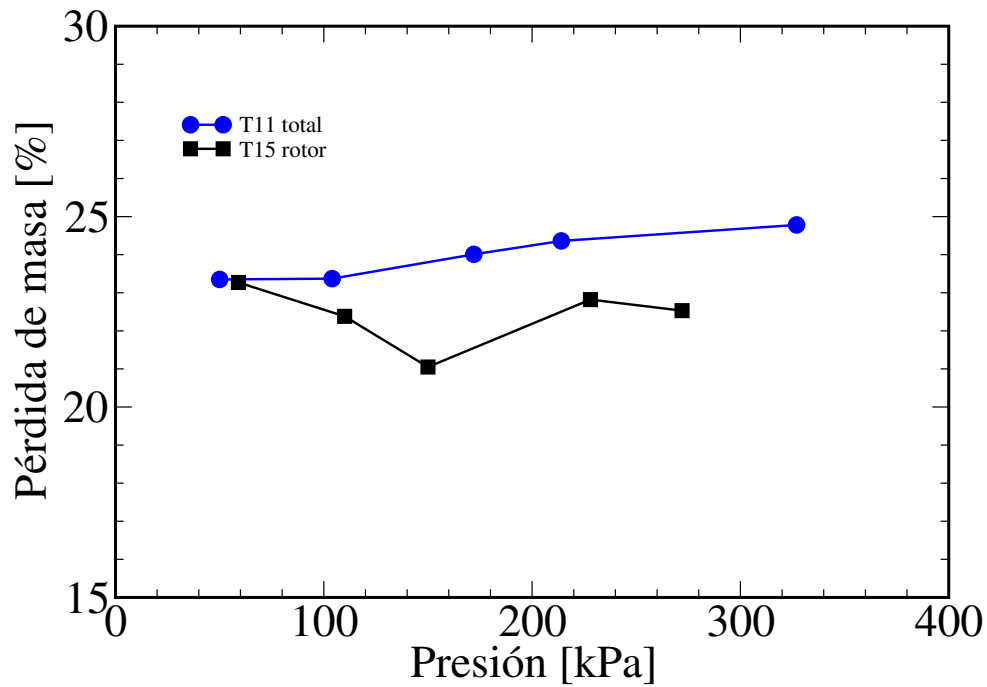


Figura 5.12: Pérdida de masa en los laterales.

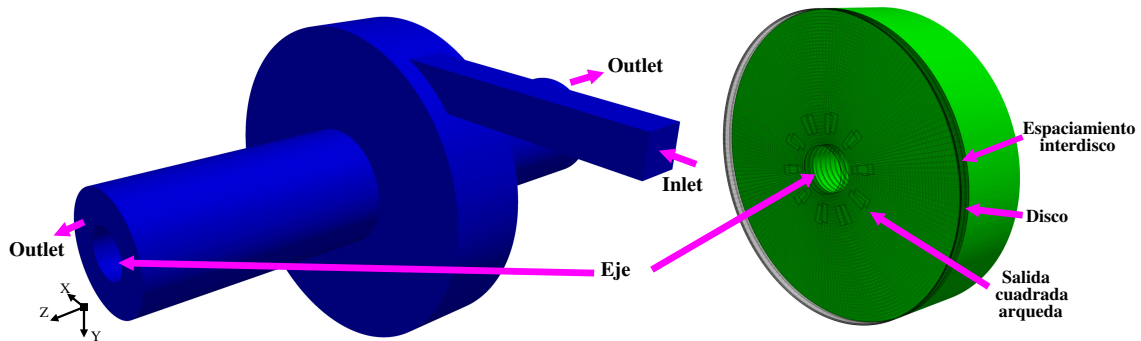


Figura 5.13: Malla de volumen interno, en color azul la parte estática y en color verde la parte rotante.

fluido sobre las superficies de cada componente de la turbina. El efecto de interacción del fluido sobre las partes móviles (discos) genera un movimiento, por otro lado, las partes estáticas generan un efecto de frenado sobre el fluido. Esta interacción es generada por la propiedad viscosidad.

2. El fluido con una fuente de energía. La fuente de energía es un compresor de aire. La interacción induce un efecto de diferencia de presión constante (el efecto es controlado por el experimento de modo que el flujo de energía es estacionario).

3. El fluido con la atmósfera. La atmósfera tiene un efecto de una presión constante

sobre el fluido.

Como ya se comentó, el caso de estudio consideró un fluido de trabajo agua en condiciones estacionarias, el fluido y las paredes con propiedades isotérmicas. El solver usado de la paquetería de OpenFOAM[®] fue simpleFoam para flujos estacionarios e incompresibles con marco de referencia múltiple (MRF). Las ecuaciones de conservación de masa, momento y turbulencia fueron resueltas usando el algoritmo SIMPLE en su configuración por default para los esquemas numéricos del gradiente de presión y velocidad.

La localización y el nombre de cada frontera fueron realizados durante el proceso de mallado, se definieron 4 zonas de todo el dominio computacional: inlet, outlet, rotor, y walls. En la Tabla 5.6 se muestra la configuración usada para las condiciones de frontera y campo espacial inicial, este campo es útil para iniciar la solución. El símbolo N significa una condición de frontera de tipo Neumann, V_{inlet} es la velocidad de entrada reportada por Li et al. [8], P_{exp} y P_{outlet} son los valores de presión en la entrada y salida reportado en el experimento.

Zone/BCs	\mathbf{v}	p	κ	ϵ
Inlet	V_{inlet}	N	N	N
Outlet	N	P_{outlet}	N	N
Rotor	no deslizamiento	N	N	N
Walls	no deslizamiento	N	N	N
Campo inicial	(0, 0, 0) [m/s]	P_{exp}	0.06 [m ² /s ²]	4.95 [m ² /s ³]

Tabla 5.6: Condiciones de frontera en cada zona y los campos usados en el volumen de control.

Una vez establecidas las condiciones de frontera, la simulación se corrió y se resolvieron las ecuaciones (3.19), (3.22), (3.27) y (3.28). Los gradientes fueron calculados usando el esquema Gauss lineal, para los términos convectivos y difusivos un esquema Upwind lineal. Para todas las simulaciones los resultados convergieron por debajo de valores de 10^{-7} .

En el estudio de sensibilidad de malla se compararon las curvas de potencia para el caso de mayor presión (0.26MPa) presentado por Li et al. [8]. En la Figura 5.14 se presentan los resultados de dos modelos de turbulencia $\kappa-\epsilon$ y $\kappa-\omega$ con variaciones en el tamaño de malla, se detectó que los resultados solo tenían cambios cuando se variaba la división angular de los discos, se probó con 90, 112 y 135 divisiones para cada modelo de turbulencia, además se comparan estos resultados con la curva experimental y la potencia de entrada evaluada (ecuación (3.9)) por Li et al. [8] en la que se toma en cuenta

la potencia total del fluido (Figura 5.14 derecha); sin embargo no toda esa potencia se convierte en útil para la máquina, es por eso que se agrega la potencia de entrada cinética (ecuación (3.14)). Esto permite comparar cuanta potencia del fluido se convierte en potencia cinética (ver Figura 5.14 izquierda) que es la potencia aprovechable por la máquina, con esto se hace notar la importancia de un buen diseño de la tobera, dicho de otro modo, de una potencia total de aproximadamente 60 W solo el 38 % es convertido por la tobera a energía utilizable por la máquina.

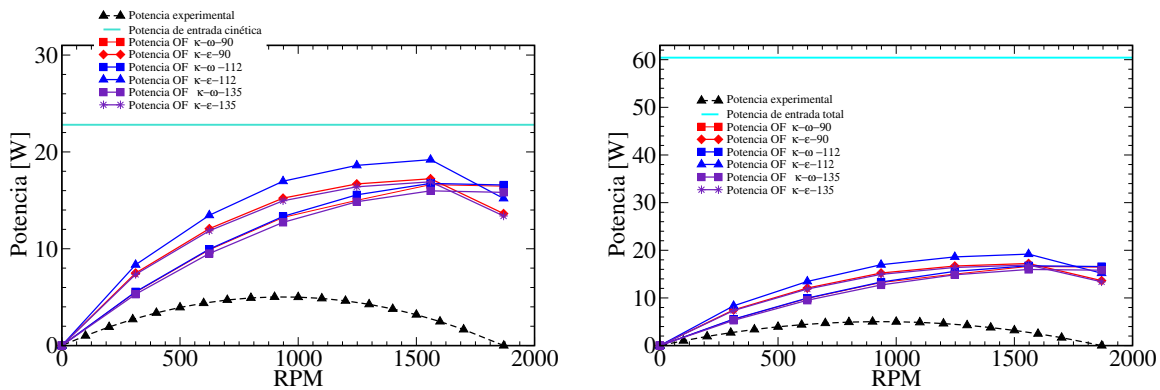


Figura 5.14: Estudio de sensibilidad de malla para turbina de Li et al. [8].

Se calcularon las curvas de eficiencia tomando en cuenta las ecuaciones (3.11) (eficiencia total y eficiencia experimental) y (3.15) (eficiencia cinética) para comparar los valores experimentales reportados, de acuerdo al estudio de sensibilidad de malla se utilizó el modelo $\kappa - \omega$ con 90 divisiones por sus características de buena convergencia, proximidad a los resultados experimentales y su corto tiempo de cálculo. Los resultados numéricos (eficiencia total) mostraron mayor aproximación a los resultados experimentales a medida que la presión baja (ver Figura 5.15). La diferencia entre el modelo numérico y el experimental puede explicarse debido a que el modelo desprecia las pérdidas de potencia por efecto de fricción en los rodamientos, vibraciones mecánicas e inercia del rotor.

Dado que la masa del rotor y las propiedades de los rodamientos no cambiaron en cada evaluación, debería esperarse una diferencia entre eficiencia total y experimental aproximadamente igual en cada evaluación, este comportamiento se percibe mejor a velocidades por debajo de los 500 RPM. En la Figura 5.16 se muestra el comportamiento de cada curva de potencia para cada valor de presión, de color negro el conjunto experimental y de azul el conjunto calculado por el modelo numérico. El distanciamiento

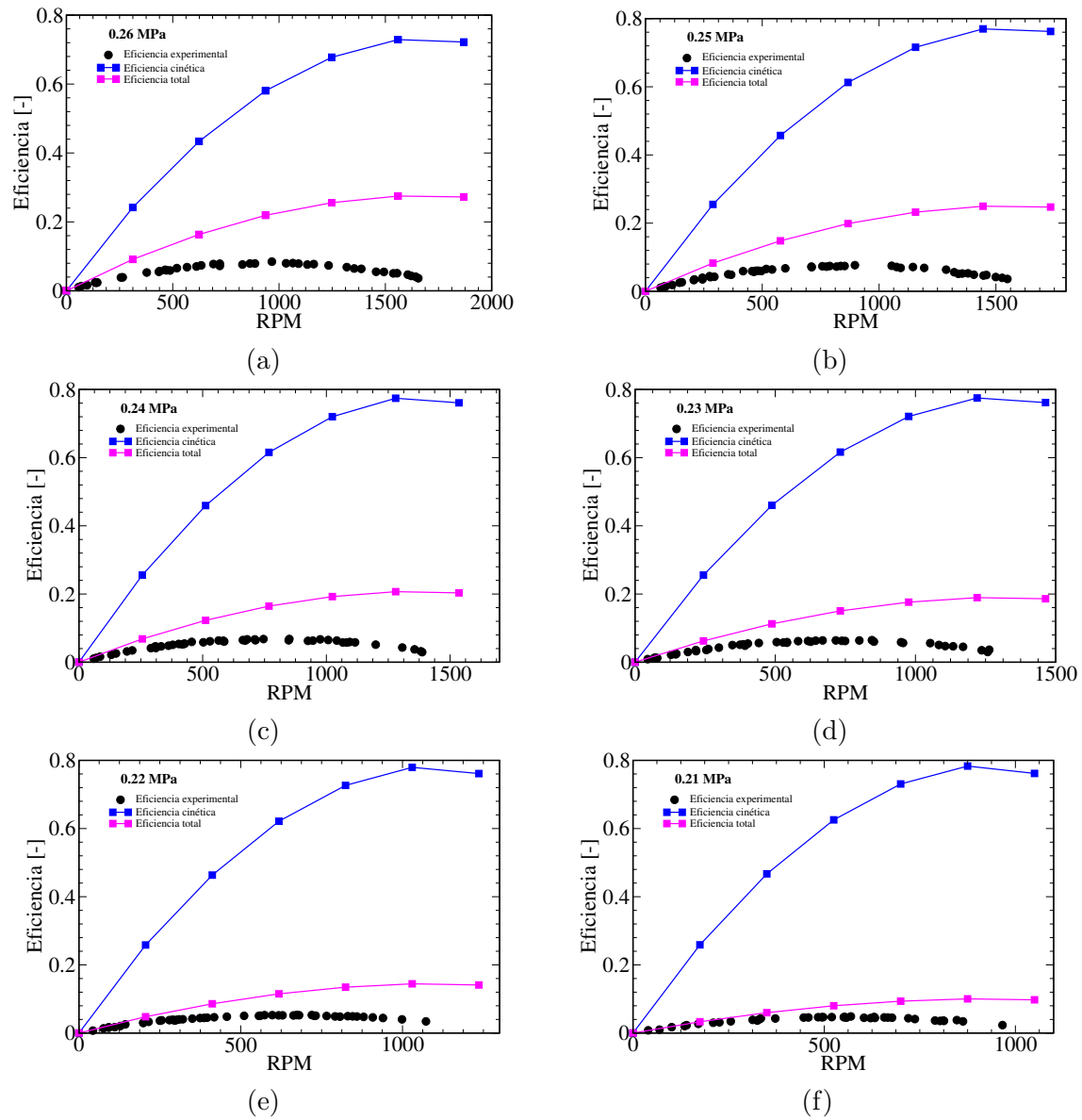


Figura 5.15: Comparativa entre resultados experimentales y cálculos numéricos.

que tiene cada curva experimental se debe a las condiciones físicas con las que el fluido estuvo trabajando en cada evaluación (esto porque la masa del rotor y las propiedades de los rodamientos no cambiaron), la tendencia del distanciamiento entre cada curva en el conjunto numérico se puede apreciar con un patrón aproximadamente igual en el conjunto experimental, por tanto aunque nuestro modelo no considera las pérdidas en los rodamientos, vibraciones mecánicas y otras, las propiedades físicas del fluido en el modelo numérico tiene una tendencia realista.

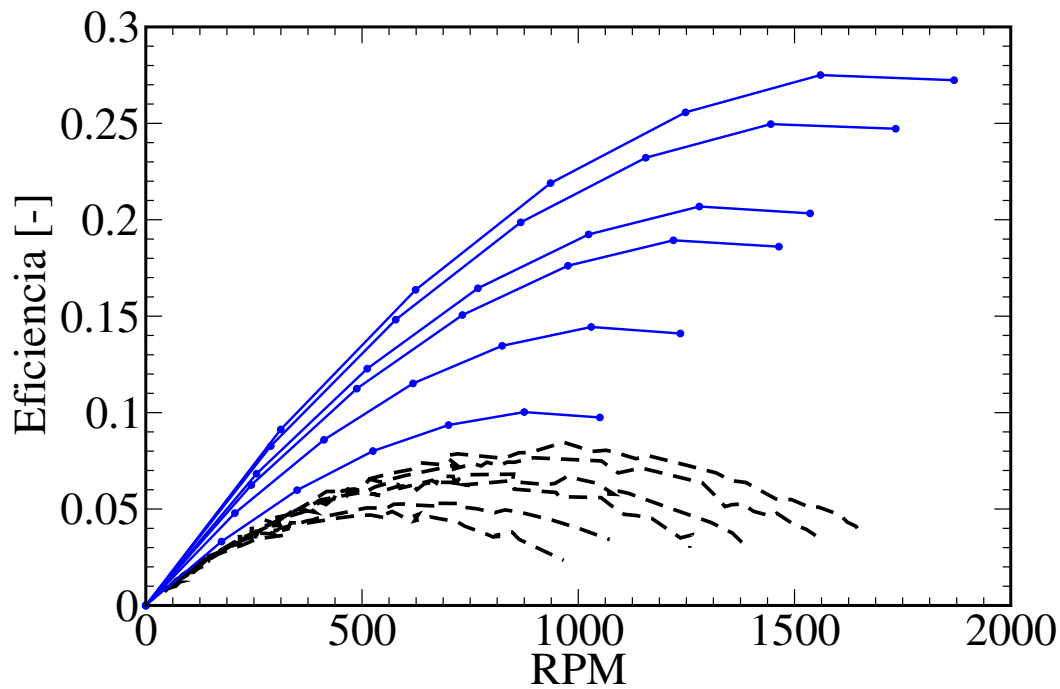


Figura 5.16: Comportamiento de curvas de potencia experimentales y numéricas para distintos valores de presión de entrada.

Capítulo 6

Conclusiones

Esta tesis contribuye al estudio de los mecanismo involucrados en la transferencia de energía en una turbina Tesla. Específicamente, se pudieron identificar dos:

1. Arrastre.
2. Expansión.

El primer mecanismo está presente en fluidos compresibles e incompresibles y juega un papel muy importante para la transmisión de potencia en una turbina Tesla, esto debido a dos características: 1. La adherencia de una de las capas del fluido a la superficie de los discos, se sospecha que esta adherencia ocurre por adsorción física (fisisorción) ya que se espera que no ocurra cambio químico en el fluido y en el disco, además de la ausencia de campos magnéticos y eléctricos adicionales. De acuerdo con la primer proposición en nuestra hipótesis (Sección 1.2) la transferencia de energía mecánica del fluido al rotor ocurre en gran medida por efecto de la fricción estática, los resultados mostrados en la Figura 5.1 sugieren una adherencia en la interface fluido-disco, sin embargo, las demás capas rozan entre sí disipando energía en el mismo fluido por fricción dinámica, la evidencia de este hecho es la formación de un perfil de velocidad parabólico reportado en casi todos trabajos previos. Tomando en cuenta estos hechos, las herramientas numéricas reproducen los resultados experimentales expuestos en la Figura 5.9.

2. Los esfuerzos a los que se encuentra sometida el fluido inducen efectos en el rotor y en el propio fluido. Torque y potencia mecánica en el primero, y disipación de energía en el segundo. Cuando los discos están frenados el fluido experimenta esfuerzos máximos. Proporcionando al rotor un torque máximo y al fluido la mayor energía disipada, en contraste, cuando el rotor tiene la carga mínima el esfuerzo del fluido es mínimo. El movimiento del fluido es muy cercano al de los discos. Tanto el torque ejercido por el

fluido sobre ellos como la energía disipada en el mismo fluido, resultan mínimas. Por continuidad se puede analizar que existe un punto de generación de torque y potencia con la menor de energía interna, Jessica et al. [34] sugieren que cuando los discos tienen el 50 % de la velocidad del fluido se alcanza la mayor transferencia de potencia. Considerando nuestra proposición 2 de la hipótesis, la viscosidad juega un papel muy importante para generar resistencia a la formación de gradientes de velocidad entre las capas del fluido y con ello pérdidas de energía, dicho de otra manera, mientras mayor sea la viscosidad, es más difícil pasar de la fricción estática a la dinámica, sin embargo, cuando la fricción dinámica está activa una viscosidad grande induce mayor generación de energía interna. Considerando los resultados mostrados en la Figura 5.10 y 5.11 para las turbinas T11 y T15, respectivamente frenadas, el fluido incrementa su temperatura a medida que atraviesa los discos lo que confirma nuestra proposición 3 y 4 de la hipótesis. El mecanismo de expansión está presente en los fluidos compresibles. El fluido disminuye su densidad ocupando un volumen mayor. Este mecanismo puede ocurrir dentro de los discos cuando un fluido se calienta por la fricción entre capas provocando una expansión, la expansión ayuda a regresar la energía que se convirtió en interna a trabajo. Los resultados numéricos de las Figuras 5.10 y 5.11 dan evidencia de lo anterior, al encontrarse caídas de temperatura en las zonas de trabajo. En futuras investigaciones será interesante estudiar más a detalle dicho mecanismo con miras a lograr un mejor desempeño de la turbina.

Adicionalmente se identificaron como pérdidas la disipación viscosa, recirculaciones (ver Figura 5.2), vibraciones mecánicas, inercia del rotor, fricción en los rodamientos y pérdidas de masa. Sin duda las que mayor impacto son pérdidas de masa que básicamente ocurre en dos zonas: los laterales (es decir, el espacio rotor-carcasa u holgura, ver Figura 4.5) y el espacio entre discos y está vinculada a la trayectoria que sigue el fluido. El modelo patentado por Tesla [1] toma en cuenta la existencia de éstas pérdidas en los laterales, en la Figura 4.2 se puede notar en el acercamiento, que el fluido que fuga por los laterales tiene que atravesar un laberinto en el que su flujo se ve restringido, sin embargo, en la literatura actual no se reporta la forma en que puede controlar o limitar dichas pérdidas. Se estimó que al menos para las turbinas T11 y T15 se pierde entre 21 a 24 % de energía en pérdida de masa (ver Figura 5.12) sin usar ningún obstáculo en el trayecto del fluido por los laterales manteniendo una holgura de 3 mm. Incluir estos laberintos puede mejorar considerablemente la eficiencia de la máquina, incluso más que el uso de sellos comerciales que pueden generar fricción y mitigar la

generación de torque. La trayectoria del fluido en el espacio entre discos debe tener dirección angular y radial (como se puede ver en la Figura 5.3c) para que la potencia del fluido sea transferida al rotor, sin embargo, la proporción ideal entre velocidad angular y radial es algo que aún no se ha estudiado (ver Sección 5.1). Se identificó que el balance entre velocidad angular y radial está conectado con la velocidad de inyección y el tamaño de los discos. En trabajos futuros sería importante investigar esta proporcionalidad de velocidades para evitar las pérdidas de masa. De acuerdo con lo comentado la geometría de la turbina tiene un papel importante en la transformación de energía, es por ello que se identificaron ocho parámetros geométricos relevantes que impactan en la eficiencia de la máquina. Un criterio muy importante es la forma de la tobera, ya que este componente de la máquina ayudará a convertir de otras formas de energía a energía cinética. En la revisión bibliográfica solo Mafrida et al., Jessica et al., Borate et al., Lampart et al. y Aghagoli et al. [17, 22, 23, 28–30, 34, 54–56, 59, 62] toman en cuenta un diseño de tobera. Sería importante en trabajos futuros optimizar la tobera para alcanzar eficiencias más altas de las aquí reportadas.

Cumpliendo con el segundo objetivo, se construyó y codificó un algoritmo el cual puede ser estudiado en la Figura 5.5. El compendio de programas puede generar la malla de una turbinas Tesla con la posibilidad de variar los ocho parámetros geométricos ya mencionados. Se realizaron pruebas generando varias configuraciones geométricas y no se encontraron limitaciones. Se generaron las mallas de T11, T15 y Li et al. [8] con algunas simplificaciones de los modelos reales con el fin de mantener en mayor proporcionalidad divisiones hexaédricas (ver Figuras 5.6 y 5.13). Se encontró que generar la malla del volumen interno de una turbina Tesla usando estos códigos tiene la ventaja de acortar el tiempo respecto al método tradicional, se estima que este método puede reducir hasta 5 veces el tiempo de generación de malla y con una calidad superior, además de un fácil acople con OpenFOAM[®] para realizar un estudio paramétrico automatizado. Se realizaron estudios de sensibilidad (ver Figuras 5.7 y 5.7) de malla lo que permitió escoger un tamaño con el menor gasto computacional. Los niveles de convergencia alcanzados fueron cercanos a los reportados por otros autores [4, 28, 29] que de acuerdo a la literatura son suficientes para obtener soluciones numéricas estables. En las tablas 5.1 y 5.5 pueden corroborarse las principales características de las mallas de T11, T15 y Li et al. [8].

Cumpliendo con el tercer objetivo se realizaron dos pruebas numéricas en las que se pudo evaluar la proximidad de los resultados de OpenFOAM[®] con los experimentales.

En el caso de T11 y T15 se comparó con datos de torque cuando la turbina está frenada y la diferencia entre datos numéricos y experimentales fue de 5 %, además se encontró un comportamiento lineal del torque respecto de la presión lo que sugiere una buena proximidad entre ambos resultados. También se encontró un comportamiento lineal entre el torque y diámetro de disco, lo que sugiere que la mayor cantidad de esfuerzo se encuentra en la periferia, esto fue corroborado en la Figura 5.8 donde se muestra la distribución de esfuerzos extraída de los resultados numéricos. Este resultado es importante ya que permite visualizar la zona en la que se está transmitiendo la fuerza a los discos. Este hecho podría ayudar en futuras trabajos para optimizar la máquina a través de la inclusión de álabes.

Para el caso del modelo de Li et al. [8] se evaluaron dos modelos de turbulencia $\kappa\text{-}\varepsilon$ y $\kappa\text{-}\omega$, el modelo que presentó mayor proximidad a los resultados experimentales fue el modelo $\kappa\text{-}\omega$ con 90 divisiones angulares además siempre fue más limpio en su proceso de convergencia. Los valores de Y^+ fueron menores a 2 unidades para mantener los requerimientos del modelo de turbulencia y que fue un margen usado por varios autores para garantizar la fiabilidad de los resultados [4, 6, 28, 29, 32, 50–52, 60, 61]. Dicho modelo $\kappa\text{-}\omega$ fue utilizado para comparar las curvas de potencia a diferentes valores de presión reportada por Li et al. [8] que se muestran en la Figura 5.15. Como puede notarse existe una diferencia apreciable entre las curvas eficiencia total y experimental, esto se debe a que el modelo numérico no toma en cuenta las pérdidas por fricción en rodamientos, sin embargo, se reproduce el comportamiento característico de una curva de eficiencia en una máquina rotatoria sometida a carga. Por otro lado, como puede ser observado en la Figura 5.16 el distanciamiento entre cada curva de potencia experimental se repite con el mismo patrón en el distanciamiento entre cada curva numérica, lo que sugiere que a pesar del distanciamiento entre experimento y resultado numérico, la paquetería de CFD OpenFOAM® está reproduciendo el comportamiento estadístico realista de la turbina, resultados similares han sido reportados en la literatura [4, 24, 32, 44]. Las herramientas numéricas hasta ahora desarrolladas permitirán explorar configuraciones distintas a las aquí reportadas, garantizando en todo momento la confiabilidad de los resultados.

Esta investigación puede ser continuada desde varias perspectivas en búsqueda de una turbina Tesla optimizada. Por ejemplo medir experimentalmente las contribuciones de pérdida de los rodamientos, lo que permitirá mejorar los modelos numéricos. Otro estudio puede ser incluir la ecuación de la energía para fluidos incompresibles (esto podría

mejorar los resultados expuestos en el caso 2). Hacer un estudio paramétricos tomando en cuenta los ocho variables geométricas comentadas en los resultados. Probar la turbina Tesla con diferentes fluidos, compresibles como incompresibles. Seguir indagando sobre otros posibles mecanismos involucrados y su contribución en el funcionamiento de la turbina. Acoplar una turbina Tesla a una planta de generación.

Bibliografía

- [1] N. Tesla, “Turbine,” *1061206*, 1913.
- [2] J. H. Armstrong, “An investigation of the performance of a modified tesla turbine,” 1952.
- [3] W. Rice, “An analytical and experimental investigation of multiple disk pumps and compressors,” *Journal of engineering for power*, vol. 85, no. 3, pp. 191–198, 1963.
- [4] E. Lemma, R. Deam, D. Toncich, and R. Collins, “Characterisation of a small viscous flow turbine,” *Experimental thermal and fluid Science*, vol. 33, no. 1, pp. 96 – 105, 2008.
- [5] G. Manfrida, L. Pacini, and L. Talluri, “A revised Tesla turbine concept for orc applications,” *Energy procedia*, vol. 129, pp. 1055–1062, 2017.
- [6] W. Qi, Q. Deng, Y. Jiang, Z. Feng, and Q. Yuan, “Influence of disc tip geometry on the aerodynamic performance and flow characteristics of multichannel Tesla turbines,” *Energies*, vol. 12, pp. 1–23, 2019.
- [7] V. Romanin and V. P. Carey, “An integral perturbation model of flow and momentum transport in rotating microchannels with smooth or microstructured wall surfaces,” *Physics of fluids*, vol. 23, pp. 1 – 11, 2011.
- [8] R. Li, H. Wang, E. Yao, M. Li, and W. Nan, “Experimental study on bladeless turbine using incompressible working medium,” *Advances in mechanical engineering*, vol. 9, pp. 1 – 12, 2017.
- [9] Y. Galindo, “Análisis de eficiencia en turbina Tesla con diferentes configuraciones,” 2016.

-
- [10] T. W. global bioenergy statistics, “Global bioenergy statistics 2019,” *World bioenergy association*, 2019.
- [11] G. S. Alemn-Nava, V. H. Casiano-Flores, D. L. Crdenas-Chvez, R. Daz-Chavez, N. Scarlat, J. Mahlknecht, J. F. Dallemand, and R. Parra, “Renewable energy research progress in México: A review,” *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 32, pp. 140–153, 2014.
- [12] L. J. Ramos-Gutiérrez and M. Montenegro-Fragoso, “Las centrales hidroeléctricas en México: pasado, presente y futuro,” *Tecnología y ciencias del agua*, vol. 3, pp. 103–121, 2012.
- [13] D. K. Okot, “Review of small hydropower technology,” *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 26, pp. 515–520, 2013.
- [14] G. Tiwari, J. Kumar, V. Prasad, and V. K. Patel, “Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines a review,” *Energy Reports*, vol. 6, pp. 2410–2429, 2020.
- [15] “Programa de obras e inversión del sector eléctrico,” 2016.
- [16] M. Salazar-Pereyra, A. Mora-Ortega, A. E. Bonilla-Blancas, R. Lugo-Leyte, and H. D. Lugo-Méndez, “Parametric analysis of the geothermal power: Dry-steam, flash steam and hybrid cycle,” *DYNA*, pp. 1 – 10, 2017.
- [17] L. Talluri, D. Fiaschi, G. Neri, and L. Ciappi, “Design and optimization of a Tesla turbine for ORC applications,” *Applied energy*, vol. 226, pp. 300 – 319, 2018.
- [18] V. P. Carey, “Assessment of Tesla turbine performance for small scale Rankine combined heat and power systems,” *Proceedings of the ASME 2009 international mechanical engineering congress & exposition*, 2009.
- [19] T. W. Choon, A. A. Rahman, F. S. Jer, and L. E. Aik, “Tesla turbine for energy conversion, an automotive application,” *Colloquium on humanities, science & engineering research*, pp. 3– 4, 2012.
- [20] B. P. Ho-Yan, “Tesla turbine for pico hydro applications,” *Guelph engineering journal*, vol. 4, pp. 1 – 8, 2011.

-
- [21] R. J. Pandey, S. Pudasaini, S. Dhakal, R. B. Uprety, and H. P. Neopane, “Design and computational analysis of 1 kw Tesla turbine,” *International journal of scientific and research publications*, vol. 4, pp. 1–5, 2014.
- [22] L. Talluri, O. Dumont, G. Manfrida, V. Lemort, and D. Fiaschi, “Experimental investigation of an organic Rankine cycle Tesla turbine working with R1233zd(E),” *Applied thermal engineering*, vol. 174, p. 115293, 2020.
- [23] G. Manfrida, L. Pacini, and L. Talluri, “An upgraded Tesla turbine concept for ORC applications,” *Energy*, vol. 158, pp. 33 – 40, 2018.
- [24] F. Ji, Y. Bao, Y. Zhou, F. Du, H. Zhu, S. Zhao, G. Li, X. Zhu, and S. Ding, “Investigation on performance and implementation of Tesla turbine in engine waste heat recovery,” *Energy conversion and management*, vol. 179, pp. 326 – 338, 2019.
- [25] W. Rice, “An analytical and experimental investigation of multiple-disk turbines,” *Journal of engineering for power*, vol. 87, pp. 29 – 36, 1965.
- [26] E. Beans, “Investigation into the performance characteristics of a friction turbine,” *Aerospace research central*, vol. 3, pp. 131 – 134, 1966.
- [27] T. W. Choon, A. A. Rahman, F. S. Jer, and L. E. Aik, “Optimization of Tesla turbine using computational fluid dynamics approach,” *Symposium on industrial electronics and applications*, pp. 25 – 28, 2011.
- [28] P. Lampart and L. Jędrzejewski, “Design analysis of Tesla micro-turbine operating on a low-boiling medium,” *Polish maritime research*, pp. 28 – 33, 2009.
- [29] P. Lampart and L. Jędrzejewski, “Investigations of aerodynamics of Tesla bladeless microturbines,” *Journal of theoretical and applied mechanics*, vol. 49, pp. 479 – 499, 2011.
- [30] H. P. Borate and N. D. Misal, “An effect surface finish and spacing between discs on the performance of disc turbine,” *Sveris college of engineering*, vol. 0, pp. 1–8, 2012.
- [31] V. P. Carey, V. Romanin, and Z. Norwood, “Strategies for performance enhancement of Tesla turbines for combined heat and power applications,” *Proceedings of the ASME 2010 International conference on energy sustainability*, 2010.

- [32] C. Schosser, S. Lecheler, and M. Pfitzner, “Analytical and numerical solutions of the rotor flow in Tesla turbines,” *Periodica polytechnica mechanical engineering*, vol. 61, pp. 12 – 22, 2016.
- [33] N. Tesla, “Turbine,” *1061142*, 1913.
- [34] J. Maradey and O. Pardo, “Análisis y construcción de una turbina tesla,” 2005.
- [35] M. B. C. and K. Pohlhausen, “Laminar flow between two parallel rotating disk,” *Aeronaut. Res. Lab*, 1962.
- [36] W. E. Beans, “Investigation into the performance characteristics of a friction turbine,” *Spacecraft*, vol. 3, 1966.
- [37] B. K.E. and R. Warren, “Laminar inward flow of an incompressible fluid between rotating disk, with a full peripheral admission,” *J. Appl. Mech*, p. 229237, 1968.
- [38] K. F., “Reserve transition in radial source between two parallel planes,” *Phys. Fluids*.
- [39] M. Lawn and J. J., *An investigation of multiple-disk turbine performance parameters*. Arizona State University, 1972.
- [40] A. F. Rey, “Numerical simulation of the flow field in a friction-type turbine (tesla turbine),” 2004.
- [41] A. F. Rey, “Numerical simulation of the flow field in a friction-type turbine (Tesla turbine),” 2004.
- [42] V. D. Romanin, “Theory and performance of Tesla turbines,” 2012.
- [43] G. P. Hoya and A. Guha, “The design of a test rig and study of the performance and efficiency of a tesla disc turbine,” *Proceedings of the institution of mechanical Engineers, Part A: Journal of power and energy*, vol. 223, no. 4, pp. 451–465, 2009.
- [44] S. Sengupta and A. Guha, “A theory of Tesla disc turbines,” *Journal of power and energy*, pp. 650 – 663, 2012.
- [45] A. Guha and S. Sengupta, “The fluid dynamics of the rotating flow in a Tesla disc turbine,” *European journal of mechanics b/fluids*, vol. 37, pp. 112 – 123, 2012.

- [46] A. Guha and S. Sengupta, “Analytical and computational solutions for three-dimensional flow-field and relative pathlines for the rotating flow in a Tesla disc turbine,” *Computers & fluids*, vol. 88, pp. 344 – 353, 2013.
- [47] H. Gupta and S. P. Kodali, “Design and operation of tesla turbo machine-a state of the art review,” *International journal of advanced transport phenomena*, vol. 2, 2013.
- [48] S. Sengupta and A. Guha, “Flow of a nanofluid in the microspacing within co-rotating discs of a Tesla turbine,” *Applied mathematical modelling*, vol. 40, pp. 485–499, 2016.
- [49] K. Awasthi and A. Aggarwal, “Experimental investigation of Tesla turbine and its underlying theory,” *International journal of engineering trends and technology*, vol. 13, pp. 1–3, 2014.
- [50] C. Schosser, S. Lecheler, and M. Pfitzner, “A test rig for the investigation of the performance and flow field of Tesla friction turbines,” *Proceedings of ASME turbo expo 2014: Turbine technical conference and exposition*, pp. 1 – 11, 2014.
- [51] C. Schosser, T. Fuchs, R. Hain, S. Lecheler, and C. J. Khler, “Three-dimensional particle tracking velocimetry in a Tesla turbine rotor using a non-intrusive calibration method,” *18th International symposium on the application of laser and imaging techniques to fluid mechanics*, pp. 1 – 14, 2016.
- [52] M. Siddiqui, H. Ahmed, and S. Ahmed, “Numerical simulation of a compressed air driven Tesla turbine,” *Proceeding of the ASME 2014 power conference*, pp. 28 – 31, 2014.
- [53] M. S. Alrabie, F. N. Altamimi, M. H. Altarrgemy, F. Hadi, M. K. Akbar, and M. J. Traum, “Method to design a hydro Tesla turbine for sensitivity to varying laminar Reynolds number modulated by changing working fluid viscosity,” 2017.
- [54] G. Manfrida and L. Talluri, “Fluid dynamics assessment of the Tesla turbine rotor,” *Thermal science*, vol. 23, pp. 1–10, 2019.
- [55] L. Pacini, L. Ciappi, L. Talluri, D. Fiaschi, G. Manfrida, and J. Smolka, “Computational investigation of partial admission effects on the flow field of a Tesla turbine for orc applications,” *Energy*, vol. 212, p. 118687, 2020.

- [56] L. Ciappi, D. Fiaschi, P. Niknam, and L. Talluri, “Computational investigation of the flow inside a Tesla turbine rotor,” *Energy*, vol. 173, pp. 207–217, 2019.
- [57] J. Song, C. Gu, and X. Li, “1-d moder analysis of Tesla turbine for small scale organic rankine cycle (ORC) system,” *Turbomachinery technical conference and exposition*, 2017.
- [58] J. Song, C. Gu, and X. Li, “Performance estimation of Tesla turbine applied in small scale organic rankine cycle (ORC) system,” *Applied thermal engineering*, vol. 110, pp. 318 – 326, 2016.
- [59] J. Song, X. Ren, X. Li, C. Gu, and M. Zhang, “One-dimensional model analysis and performance assessment of Tesla turbine,” *Applied thermal engineering*, vol. 134, pp. 546 – 554, 2018.
- [60] W. Qi, Q. Deng, Y. Jiang, Z. Feng, and Q. Yuan, “Aerodynamic performance and flow characteristics analysis of Tesla turbines with different nozzle and outlet geometries,” *Journal of power and energy*, vol. 0, pp. 1–21, 2018.
- [61] W. Qi, Q. Deng, Y. Jiang, Z. Feng, and Q. Yuan, “Disc thickness and spacing distance impacts on flow characteristics of multichannel Tesla turbines,” *Energies*, vol. 12, pp. 1–25, 2018.
- [62] A. Aghagoli and M. Sorin, “CFD modelling and exergy analysis of a heat pump cycle with Tesla turbine using CO2 as a working fluid,” *Applied thermal engineering*, vol. 178, p. 115587, 2020.
- [63] Y. A. Cengel and J. M. Cimbali, *Mecánica de fluidos, fundamentos y aplicaciones*. Mc Graw Hill, 2 th ed., 2012.
- [64] M. C. Potter, D. C. Wiggert, and B. H. Ramadan, *Mecánica de fluidos*. Cengage learning, 4 th ed., 2012.
- [65] M. Gambini and M. Vellini, *Turbomachinery, fundamentals, selection and preliminary desig*. Springer, 1 st ed., 2021.
- [66] C. Mataix, *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Ediciones del castilo S.A., 2 st ed., 1986.

-
- [67] F. Moukalled, L. Mangani, and M. Darwish, *The finite volume method in computational fluids dynamics, An advanced introduction with OpenFOAM and Matlab*. Springer, 2016.
- [68] R. N. Pinto, A. Afzal, L. V. D’Souza, Z. Ansari, and M. S. A. D, “Computational fluid dynamics in turbomachinery: A review of state of the art,” *Archives of computational methods in engineering*.
- [69] NASA langley research center, “The menter shear stress transport turbulence model.” <https://turbmodels.larc.nasa.gov/sst.html>, 2018.
- [70] T. A. Emran, R. C. Alexander, C. T. Stallings, M. A. DeMay, and M. J. Traum, “Method to accurately estimate Tesla turbine stall torque for dynamometer or generator load selection,” *2010 ASME Early career technical conference, ASME ECTC*, vol. 2, pp. 1 – 7, 2011.