



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

ANÁLISIS COMPUTACIONAL DEL TORQUE EN FUNCIÓN DE LA TASA DE GIRO EN LA TURBINA TESLA DE AIRE

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

FRANCISCO ANDRÉS ABARCA GONZÁLEZ

PROFESOR GUÍA:
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
ALEJANDRO ORTIZ BERNARDIN
VIVIANA MERUANE NARANJO

SANTIAGO DE CHILE
DICIEMBRE 2012

Resumen Ejecutivo

El presente trabajo de título entrega un análisis computacional de fluidos (CFD¹) sobre una turbina tipo Tesla, máquina que tiene como principal objetivo desarrollar potencia sobre el eje para diversos usos. Las razones principales que motivaron el desarrollo de este trabajo de título, fueron la necesidad de investigar sobre máquinas más económicas y eficientes (en determinadas aplicaciones) que las actuales.

La Turbina Tesla, en vista que no posee álabes, sino que discos para transferir la energía al eje, la convierte en una de las máquinas más económicas en su campo, lo que llama la atención de los investigadores y genera la necesidad de conocer el comportamiento del equipo antes de su construcción, con respecto a su torque y rendimiento, siendo estos factores de suma importancia al momento de seleccionar un equipo para una determinada aplicación.

Si bien es claro que el fluido de trabajo a utilizar es un factor muy importante para desarrollar el diseño y conocer el desempeño de la máquina, se ha decidido trabajar con un único fluido, el cual es aire. Lo anterior se debe a que es un fluido que puede ser considerado como un gas ideal con respecto a algunas propiedades; además, con el aire la máquina podría alcanzar mayores revoluciones por minuto (RPM) que con vapor o agua (otros dos fluidos interesantes de estudiar), lo que según investigaciones anteriores favorece el rendimiento de la turbina.

El desarrollo del presente trabajo comenzó con la recopilación de información sobre la turbina tipo Tesla, abarcando también bombas y compresores tipo Tesla, lo que sirvió de base para el estudio a realizar. Posteriormente se investigó acerca del software utilizado para la modelación en CFD (la herramienta Fluent de ANSYS), de manera de escoger el modelo matemático iterativo más adecuado y las suposiciones oportunas para desarrollar el trabajo en el tiempo establecido para el mismo.

En este trabajo, se modeló un único espacio inter-disco representativo de los demás que posee la máquina. Se efectuaron simulaciones para tasas de giro entre 1.000 y 18.000 RPM, logrando así simular distintas cargas en el eje, obteniendo de esta forma el torque, la potencia y el rendimiento, entre otros resultados.

Dentro de las conclusiones importantes, se destaca la linealidad del decaimiento del torque, a medida que aumentan las RPM, notándose también un aumento de la potencia y el rendimiento hasta las 13.000 RPM, tasa de giro desde la que éstos comienzan a disminuir. Una vez finalizada la lectura de este trabajo, se espera que el lector no sólo adquiera información acerca de la simulación realizada, sino que también este informe le pueda servir como guía para simulaciones similares en CFD a realizar con el software ANSYS y su interfaz Fluent. Es así como en la sección en la que se explica el ajuste del software, se ha prestado gran atención en representar la mayor cantidad de detalles posibles.

¹ Modelamiento Computacional de Fluidos.

Tabla de Contenido

Capítulo I	Introducción	1
I.1	Motivación	1
I.2	Objetivos	2
I.3	Alcances.....	2
I.4	Estructura del trabajo de título.....	3
Capítulo II	Revisión y Discusión de Antecedentes.....	4
II.1	Funcionamiento.....	4
II.2	Investigaciones recopiladas	6
II.3	Información Teórica del Fluido	12
II.4	Modelamiento Computacional.....	14
II.4.1	Ecuación de continuidad.....	14
II.4.2	Ecuación de Momento	14
II.4.3	Ecuación de Energía de un Fluido Compresible	15
II.4.4	Modelo de Turbulencia k-omega (2 ecuaciones) SST	16
II.4.5	Modelo de Densidad Gas Ideal.....	19
II.4.6	Modelo de Viscosidad Sutherland.....	20
II.4.7	Teoría de Solución.....	20
II.4.8	Cálculo de Momento	20
Capítulo III	Definición del Problema.....	22
III.1	Diseño preliminar de la Máquina.....	22
III.1.1	Fuente del Fluido	22
III.1.2	Condiciones de Salida	22
III.1.3	Discos y Material.....	22
III.1.4	Esquema del Diseño	23
III.2	Condiciones de Borde.....	25
III.3	Modelo	28
Capítulo IV	Modelación Computacional	30
IV.1	Definición de la Malla	30
IV.1.1	Forma de los elementos	30
IV.1.2	Tamaño de los Elementos.....	30
IV.1.3	Nombrar zonas y caras.....	31
IV.2	Definición del Fluent.....	32
IV.2.1	Configuración General.....	32

IV.2.2	Modelos de simulación	34
IV.2.3	Materiales a modelar	37
IV.2.4	Definición de las Zonas	39
IV.2.5	Condiciones de Borde	40
IV.2.6	Interfaces.....	41
IV.2.7	Métodos de Solución	42
IV.2.8	Valores de Referencia	42
IV.2.9	Control de la Solución.....	43
IV.2.10	Monitores.....	45
IV.2.11	Inicialización	47
IV.2.12	Actividades durante el cálculo	47
IV.2.13	Comenzar el Cálculo	47
IV.2.14	Criterio de Convergencia	47
Capítulo V	Resultados y Análisis.....	48
V.1	Introducción a los Resultados	48
V.2	Resultados obtenidos.....	49
V.2.1	Velocidad y Energía Cinética.....	49
V.2.2	Número de Reynolds.....	54
V.2.3	Presión	57
V.2.4	Temperatura y Viscosidad	59
V.2.5	Torque, Potencia y Rendimiento	60
V.2.6	Resultados obtenidos para 13.000 RPM	63
V.3	Análisis de los resultados	65
V.3.1	Velocidad y Energía Cinética.....	65
V.3.2	Número de Reynolds.....	65
V.3.3	Presión	66
V.3.4	Temperatura y Viscosidad	66
V.3.5	Torque	68
V.3.6	Potencia y Rendimiento.....	69
V.3.7	Información excluida del trabajo	70
Capítulo VI	Conclusiones y Recomendaciones.....	72
	Bibliografía.....	74
	Anexos.....	77

Nomenclatura

Símbolo Abreviación	Definición	Unidades/Valores
CT	Compresor tipo Tesla	----
BT	Bomba tipo Tesla	----
BTA _g	Bomba tipo Tesla que funciona con Agua como fluido de trabajo	----
TT	Turbina tipo Tesla	----
TTA _g	Turbina tipo Tesla que funciona con Agua como fluido de trabajo	----
TTA _i	Turbina tipo Tesla que funciona con Aire como fluido de trabajo	----
°C	Grados Celsius	----
°K	Grados Kelvin	----
C _{te} .	Constante	----
Ref.	Referencia	----
ρ	Densidad	kg/m ³
m	Masa	kg
\dot{m}	Flujo Másico	kg/s
h	Entalpía	kJ/kg
h_0	Entalpía de Estancamiento	kJ/kg
s	Entropía	kJ/kgK
Q	Flujo Volumétrico Total	m ³ /s
q	Flujo Volumétrico por Espacio entre Discos	m ³ /s
C_p	Calor Específico Presión Constante	kJ/kgK

C_v	Calor Específico Volumen Constante	kJ/kgK
Re	Número de Reynolds	-----
μ	Viscosidad Dinámica del Fluido	Pa*s
ν	Viscosidad Cinemática del Fluido	m ² /s
e	Separación entre Discos	m
V	Velocidad	m/s
V_∞	Velocidad Característica del Flujo sobre una Placa Infinita	m/s
V_{td}	Velocidad Tangencial del Disco	m/s
V_{tf}	Velocidad Tangencial del Fluido	m/s
V_{tfd}	Velocidad Tangencial Relativa entre el Disco y el Fluido	m/s
V_r	Velocidad Radial del Fluido	m/s
\bar{V}_{tf}	Velocidad Tangencial Promedio del Fluido	m/s
d	Diámetro del Disco	m
D_h	Diámetro Hidráulico	m
r	Radio	m
r_e	Radio Exterior del Disco	m
r_i	Radio Interior del Disco	m
P	Presión	Bar
P_t	Presión Total	Pa
P_s	Presión Estática	Pa
P_{te}	Presión Total en la Entrada	Pa

P_{se}	Presión Estática en la Entrada	Pa
P_{ts}	Presión Total en la Salida	Pa
P_{ss}	Presión Estática en la Salida	Pa
P_d	Presión Dinámica	Pa
T_s	Temperatura Estática	°K
T_t	Temperatura Total	°K
T_d	Temperatura Dinámica	°K
τ_{disco}	Torque por Disco	N*m
τ_{total}	Torque Total	N*m
τ_{local}	Torque Local	N*m
ω_r	Velocidad Angular del Rotor	rad/s
ω_f	Velocidad Angular del Fluido	rad/s
A_t	Área Transversal del Tubo	m ²
P_h	Perímetro húmedo en el Tubo	m
x	Distancia Recorrida	m
s	Relación entre Velocidad Tangencial del Fluido y el Disco	----
z	Distancia del Disco al interior del Fluido	m
N	Número de Discos	----
ΔP	Diferencia de Presión	Pa
g	Aceleración de Gravedad	9.81 m/s ²
R	Constante de los Gases (Aire)	286,9 J/kgK
T	Temperatura	°K

a	Velocidad del Sonido	m/s
Ma	Número de Mach	----
W	Trabajo	J
W_f	Trabajo realizado por la Fuerza de Roce	J
\dot{W}	Potencia	Watts
E	Energía unitaria	J/kg

I.1 Motivación

La Turbina Tesla es una máquina poco estudiada hasta el momento, debido principalmente a que aún no se confía en la misma por la forma en que ésta transforma la energía del fluido. En general, en la mayoría de los mecanismos desarrollados por el hombre, el roce y la capa límite no son más que pérdidas que el diseñador debe afrontar, sin embargo, en este mecanismo es una ganancia.

Para que el fluido entregue energía y genere torque por medio de roce, lo ideal es tener un fluido que se desplace en régimen laminar, lo que limita las velocidades máximas del fluido y la geometría por la que éste lo hace, sin embargo es complicado determinar el régimen en el que se desplazará el fluido en esta máquina, debido a su singular geometría.

A pesar de lo anterior, el bajo costo de la turbina, en comparación a sus semejantes con álabes, la hacen muy interesante para determinar en qué aplicaciones puede ser apropiada y los límites de la misma.

Es interesante analizar los cambios termodinámicos que sufre el fluido a través de la máquina, de manera de conocer a cabalidad las debilidades y ventajas de la máquina, así como sus limitantes y potenciales aplicaciones.

Es esto lo que hace interesante estudiar esta turbina, para comprender su funcionamiento y las diversas interacciones que sufre el fluido al interior del espacio inter-disco. Además, en vista que es posible de que el cambio de viscosidad del fluido (debido a los cambios de temperatura y presión que podrían ocurrir) influya en los resultados (ya que influye directamente sobre la capa límite), se utilizará un fluido compresible, el cual será aire, por ser sencillo de estudiar analíticamente debido a la gran semejanza de algunas de sus propiedades con los gases ideales.

Además, las turbinas tipo tesla son capaces de trabajar con prácticamente cualquier fluido de trabajo, variando solamente la separación de los discos, el tamaño de la entrada y de la salida de la máquina para que se adecuen a las condiciones termodinámicas deseadas del fluido de trabajo. Una simulación computacional es considerado lo más apropiado para poder analizar aquellos factores que analíticamente son de gran complejidad.

I.2 Objetivos

Objetivo Principal:

- Analizar la dependencia del torque generado con respecto a la tasa de giro en una Turbina Tesla de aire, a través de modelamiento computacional tridimensional.

Objetivos Específicos:

- Determinar la transmisión de Energía del Fluido en el espacio inter-discos a través de simulaciones CFD.
- Determinar el rendimiento para distintas condiciones de operación de la Turbina, en base al torque calculado a través de las simulaciones CFD y la energía a la entrada de la máquina.
- Determinar los principales problemas que empeoran el rendimiento del mecanismo, además de posibles soluciones.

I.3 Alcances

- Se simula con un único fluido de trabajo, el que será aire. Además éste entra con un flujo másico y temperatura total² determinada, condiciones que serán únicas e idénticas para todas las simulaciones.
- Se simula un único espacio inter-disco, correspondiente al sector comprendido desde que el fluido sale de la tobera hasta que posteriormente sale del espacio inter-disco, entrando así al cilindro central de salida de la máquina, cilindro que no será modelado (así como tampoco lo será la tobera).
- Los cálculos de rendimiento y energía corresponden solamente a la zona señalada en el punto anterior.
- El tamaño del modelo a simular es pequeño (tipo prototipo), es decir con un diámetro externo de los discos inferior a los 30 centímetros.
- Las dimensiones exactas de la geometría del modelo son determinados durante el transcurso del desarrollo de la memoria, esta geometría es la misma para todas las simulaciones.
- La turbina en la que se basa la simulación corresponde a una en la que todos sus discos de trabajo son idénticos y planos (dejando de lado la opción de que estos sean curvos a la entrada y/o la salida).
- Se hacen las suposiciones necesarias con respecto al fluido de trabajo para desarrollar las simulaciones computacionales en el tiempo de duración de la memoria.

² Temperatura Total es la suma de la temperatura dinámica y estática. La temperatura dinámica corresponde a la transformación en grados kelvin de la energía cinética del fluido, es decir, es el cuadrado de la velocidad dividido por el doble del calor específico.

- Se obvia el cilindro central por donde sale el fluido del espacio inter-disco, es decir, no se simula. Lo mismo con respecto a la tobera, el compresor y alguna potencial fuente de calor que energizan en conjunto, de energía cinética el fluido.
- Los cálculos mecánicos con respecto a la resistencia de materiales, espesor de los discos y de la carcasa, dimensión/es de el/los eje/s, tipos de piezas (rodamientos, separadores de los discos, fijadores, etc.) que la máquina utiliza no forman parte de este trabajo.

I.4 Estructura del trabajo de título

El presente trabajo de título posee una estructura dividida en 7 Capítulos:

- El Capítulo II contiene los antecedentes en donde se muestra toda la información recopilada referente a la Turbina Tesla, referenciando también investigaciones realizadas sobre Bombas y Compresores tipo Tesla. También se darán a conocer algunas informaciones y ecuaciones teóricas de relevancia, las que se utilizarán en los capítulos posteriores.
- En el Capítulo III se expone un diseño tentativo del modelo prototipo a modelar, especificando con claridad la zona que se simulará. También se entregan los antecedentes necesarios para determinar el modelo matemático a utilizar, así como las suposiciones y parámetros que se fijarán en el software.
- En el Capítulo IV se especifica a fondo el modelo a simular (tipo de malla, cantidad de elementos, cantidad de cuerpos, estacionario o transiente, etc.), así como también las condiciones de borde del mismo, los que son determinados en gran parte por cálculos teóricos.
- En el Capítulo V se muestran los resultados obtenidos, juntos con sus respectivos análisis.
- Finalmente en el Capítulo VI se incluyen las conclusiones del trabajo de título.

Capítulo II

Revisión y Discusión de Antecedentes

II.1 Funcionamiento

La Turbina Tesla (TT), modelo de Nikola Tesla patentado en 1913 en Estados Unidos [2], tiene las siguientes características principales:

- A diferencia de las turbinas convencionales utilizadas desde principios del siglo XX hasta hoy en día³, ésta posee discos en lugar de álabes.
- Debido a lo anterior es que es una máquina de menor costo y mucho más sencilla de construir.
- La transferencia de energía ocurre por medio de la fuerza de roce (capa límite), a diferencia de las turbinas convencionales donde esta transferencia ocurre por medio del cambio de momento lineal del fluido.
- Es una máquina que, a costo del rendimiento, es capaz de funcionar tanto de turbina que como bomba.
- En un primer momento fue diseñada para trabajar con Vapor como fluido de trabajo.

En la Figura 1, presentada posteriormente, se representan las líneas de flujo del fluido de trabajo (color azul) dentro de la máquina patentada por Nikola Tesla en Estados Unidos. Es posible observar 2 entradas de la máquina, las que utilizan la simetría de la turbina para que el eje gire en un sentido u otro, al cambiar el lugar por donde ingresa el fluido de trabajo a la TT. Esto es posible con válvulas en los mencionados accesos que permiten bloquear uno y abrir el otro. Esta característica era extremadamente valorada a principios de 1900, ya que prácticamente no existían máquinas capaces de funcionar en ambas direcciones. Sin embargo esto no es de mayor interés en la producción energética hoy en día.

Es posible apreciar en la Figura 1 que los diversos discos de la TT se ubican paralelos uno con respecto al otro, en forma concéntrica en torno a un único eje. Estos discos van separados por un espacio por el cual el fluido se desplaza y transfiere su energía. Cabe notar que en caso de que se quisiera hacer que el eje gire en sentido contrario al de la Figura 1, como se mencionó en el párrafo anterior, entonces se debe cerrar la válvula de la *Entrada 1* y abrir la de la *Entrada 2*, ocasionando así que el espiral formado por el fluido (y visto en la *Vista Lateral* de la figura adjunta) sea en sentido contrario y por consecuencia, el giro del eje también lo sea.

³ En la actualidad prácticamente todas las máquinas utilizadas para obtener energía del viento, de los ríos y del vapor pre-calentado (energía eólica, hidráulica y térmica respectivamente), poseen álabes, donde se utiliza el cambio de momento lineal del fluido de trabajo para transferir la energía desde éste a la máquina.

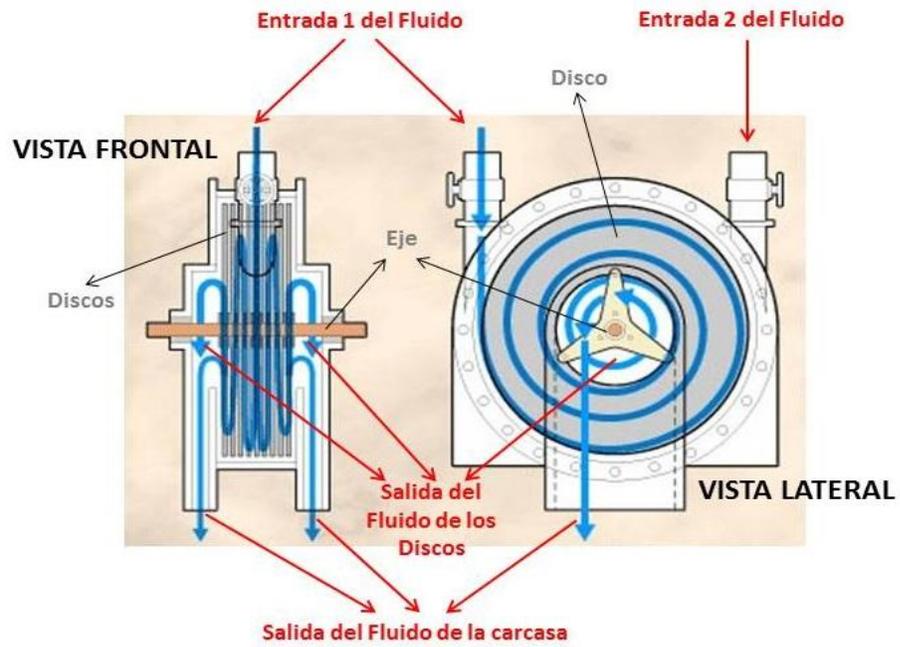


Figura 1: Líneas de Flujo de una TT.
 Imagen modificada. Fuente original: <http://auto.howstuffworks.com>

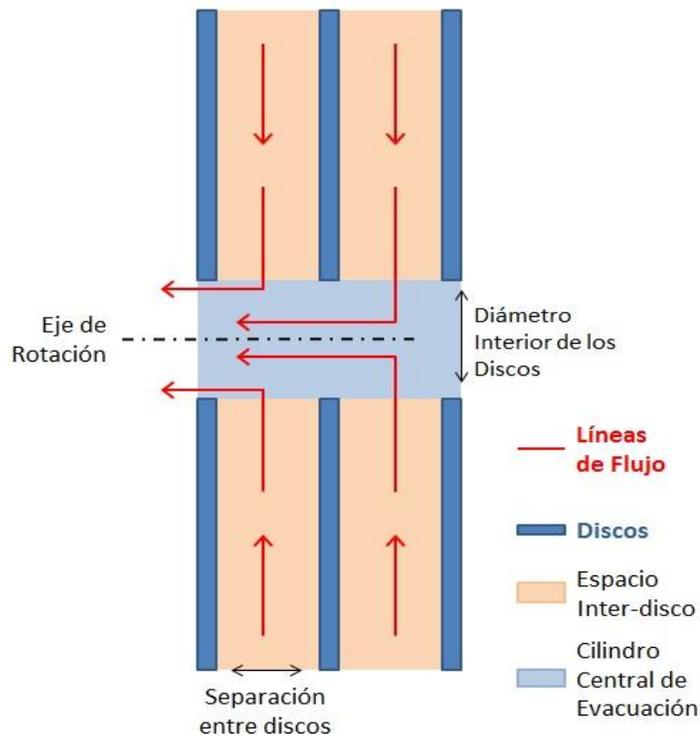


Ilustración 1: Corte-Frontal de la TT (sin presentación del eje). Representación del cambio de sentido del flujo.

Fuente Propia.

También se aprecia en la Figura 1 que la salida del fluido es en forma descendente por ambos lados de la máquina, posibilitando así acoplar 2 generadores (uno a cada lado) y distribuyendo así de mejor forma la Torsión sobre el Eje. De todas formas en estudios posteriores se ha demostrado que este cambio repentino de dirección del fluido (casi en 180°) genera grandes pérdidas, de hecho, hoy en día incluso se intenta evitar el cambio de dirección del fluido (casi en forma perpendicular) que se genera al salir del espacio inter-disco y entrar al cilindro central de evacuación (ver Ilustración 1).

II.2 Investigaciones recopiladas

En la presente sección se presentará la información recopilada con respecto a la TT. Además, debido a la gran semejanza entre esta máquina con los CT y las BT, se referenciarán también investigaciones sobre estos dos últimos tópicos. De esta forma se hará un contexto cronológico de las investigaciones relevantes sobre las maquinarias tipo Tesla, las que en conjunto entregarán la información que permitirá sentar las bases para el trabajo que se realiza en el presente informe.

Un par de años antes de que Tesla patentara el diseño de su Turbina Tesla en Estados Unidos, en Octubre de 1911 se publicó un artículo llamado “*The Tesla Steam Turbine*” [3], en el cual se describieron algunas características principales de la máquina, entre las que se encuentran:

- Para que la máquina funcione con rendimientos aceptables, el flujo másico debe ser proporcional al área de superficie de los discos, así como se incrementa linealmente con el número de discos que la TT posea.
- El flujo másico incrementa con el cuadrado de d .
- La máxima eficiencia se obtiene mientras menor es la V_{tfd} .
- Debido a que el fluido no genera un gran impacto sobre la máquina (se transmite energía de forma paulatina entre el fluido y el disco), es que es funcional con prácticamente cualquier tipo de fluido sin mayor desgaste en las partes de la Turbina. Por la misma razón es posible trabajar con fluidos muy viscosos (agua, aceite, etc.) como con los que sean poco viscosos (aire, vapor, etc.).

En 1963 el Profesor W. Rice publicó el primero de sus estudios relacionados con las Maquinarias Tesla, en su investigación llamada “*An Analytical and Experimental Investigation of Multiple Disk Pumps and Compressor*” [5], señala que las BT y los CT son capaces, en forma teórica de alcanzar un rendimiento interno superior al 95%. Este resultado fue confirmado posteriormente por el mismo Docente en 1974 [6]. Sin embargo con respecto al rendimiento global del CT, W. Rice hizo una publicación en 1965 [7] señalando que con la tecnología alcanzada a la fecha, no sería capaz de superar un rendimiento global superior al 40%.

En estos trabajos desarrollados por W. Rice, así como prácticamente la totalidad de los desarrollados hasta la fecha por los demás investigadores, suponen un flujo laminar parabólico en el espacio inter-disco (ver Ilustración 1) de las BT y los CT, como se aprecia en la Ilustración 2. En vista de que en esta máquina los discos le transfieren energía al fluido de trabajo, entonces estos giran más rápido que el aire. Además, debido a que se supone un flujo laminar, entonces la capa límite del fluido se mueve en forma solidaria al disco, lo que forma el gradiente de velocidad aludido. Notar que si bien se ha representado un único espacio inter-disco en la Ilustración 2.

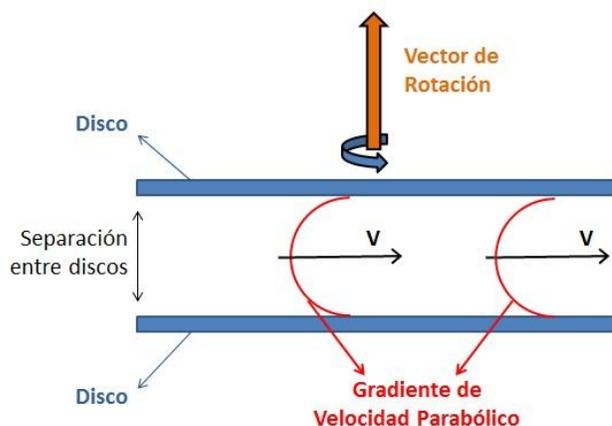


Ilustración 2: Vista superior de una BT o un CT. Gradiente de Velocidad Parabólico en el espacio inter-disco. Elaboración Propia

Posteriormente, en Junio de 1968, el Docente W. Rice en conjunto con K.E. Boyd publicaron un trabajo denominado "*Laminar Inward Flow of an Incompressible Fluid Between Rotating Disks, with full peripheral admission*" [10], donde se profundizó aún más el estudio realizado anteriormente. En este caso se obtuvieron gráficos acerca del comportamiento del fluido para distintas situaciones, buscando el punto de inflexión en que el fluido pasa de un régimen laminar a uno turbulento. Este trabajo toma gran interés debido a que es uno de los primeros trabajos oficiales en donde se presenta información y resultados que hacen interesante estudiar el diseño de una TT.

Dentro de los resultados presentados se encuentran que para obtener un buen rendimiento, una BT y un CT deben si o si trabajar con un fluido en régimen laminar. Para esto, se necesita un régimen del fluido en la turbina como el presentado en la Ilustración 3.

Posteriormente en Julio de 1974, nuevamente W. Rice, en colaboración con su asistente M.E. Crawford desarrollaron un trabajo denominado "*Calculated Design*

Data for the Multi-Disk Pump Using Incompressible Fluid" [6], en el cual se trabajó experimentalmente con una BTAg.

Gracias a las investigaciones ya realizadas por W. Rice, se logró dar como resultado un método integral para modelar el fluido dentro de la bomba. La ventaja de este modelo es que se desarrollaba computacionalmente muchísimo más rápido que las ya desarrolladas hasta el momento.

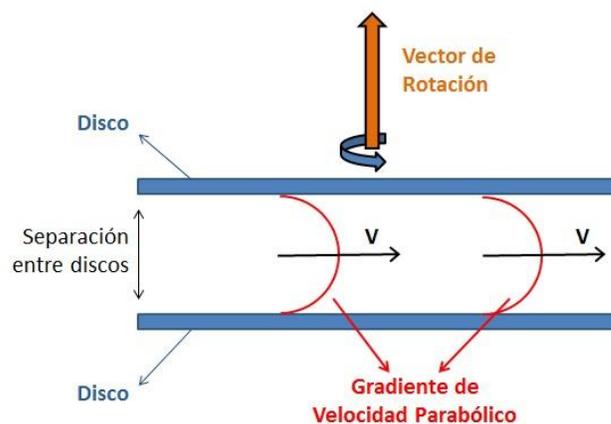


Ilustración 3: Vista superior de una BT. Gradiente de Velocidad Parabólico en el espacio inter-disco. Elaboración Propia.

Dentro de los resultados experimentales y analíticos que se obtuvieron se encuentran los siguientes:

- La eficiencia de la bomba aumenta con el aumento de la relación entre los radios y la disminución del flujo másico.
- La eficiencia óptima es para un Re entre 4 y 6. Este número se rige por la ecuación (1).

$$Re = \frac{\rho \omega e}{\mu} \quad (1)$$

- La presión aumentan tan débilmente como el efecto de la disminución del flujo másico e incrementa no linealmente con el incremento de la relación entre los radios externo versus interno de los discos.
- El Torque incrementa linealmente con el incremento del flujo másico y no linealmente con el incremento de la relación entre los radios ya mencionados.
- Experimentalmente se comprueba que es una máquina poco susceptible a la cavitación.
- La óptima eficiencia del rotor es independiente de la viscosidad del fluido, ya que para un fluido menos viscoso simplemente se disminuye la separación inter-discos, y viceversa.

Dos años después, en 1976 se publica uno de los primeros trabajos sobre estas maquinarias trabajando con un fluido compresible, llamado "*Laminar Compressible Flow Between Rotating Disks*" [12], donde utilizando 2 únicos discos rotando señalaron que el utilizar un flujo compresible perjudica la eficiencia de la máquina.

Luego, en los siguientes 4 años, W. Rice participó en publicaciones [13] [14] [15], donde dentro de las principales conclusiones se encuentra que no se pueden juntar los discos de manera aleatoria, sino que existe un óptimo, además de que al superarlo (i.e. colocar los discos más juntos que lo señalado por el óptimo), las partículas del fluido presentan complicaciones para ingresar al espacio inter-disco.

Se experimentó con discos separados a 0,2 mm, donde se comprobó que al utilizar un fluido con partículas más gruesas que 4 μm (similar al aire), entonces la máquina no funciona correctamente. La ecuación (2) determina la mencionada separación óptima de los discos.

$$e = \sqrt{\frac{5\nu}{\omega_f}} \quad (2)$$

En Agosto de 1980 J. H. Morris desarrolló la tesis llamada "*Performance of Multiple-Disk-Rotor Pumps with Varied Interdisk Spacings*" [16], la que utilizó una BTA_g, en la cual se obtuvo una eficiencia interna del 72% y un rendimiento global de 60%. Él trabajó con discos con una relación de radios 1 a 4. Hizo experimentos con discos de 10 y 6 pulgadas de diámetro, separados ambos a la misma distancia entre sí, obteniendo mejores resultados con el disco de mayor tamaño. Este resultado se explica por 2 factores esenciales:

- El disco de mayor área tenía mayor área de contacto con el fluido, que el de menor diámetro.
- La relación entre el diámetro de los discos y la separación entre ellos es mayor para el disco de 10 pulgadas en comparación al de 6, generando así otro factor importante de considerar a la hora de buscar mejores rendimientos.

Esta investigación, en conjunto con las desarrolladas en [17] [18], dieron como resultado las siguientes conclusiones con respecto a la eficiencia de una BT y un CT:

- Debido al repentino cambio de momento lineal que sufre el fluido a la entrada de la bomba, es que sugiere curvar los discos para orientar el fluido de forma más paulatina al espacio inter-disco (análogo a lo representado para una TT en la Ilustración 1, pero para una BT y un CT el flujo va en sentido contrario).
- También, debido a la alta velocidad con la que el fluido deja el espacio inter-disco, es que el roce que esto genera con la carcasa (difusor) en esa zona, genera importantes pérdidas, por lo que se ha buscado curvar los discos en sus radios externos para guiar el fluido de mejor forma hacia la salida, disminuyendo así el área de contacto de este con la carcasa.
- Se le han agregado surcos a los discos para así aumentar la rugosidad de éste, mejorando la eficiencia al trabajar con fluidos poco viscosos (como el aire).
- También se han agregado discos libres que no transmiten torque al eje, colocados en los extremos. El objetivo de esto es disminuir el área de contacto del fluido con el área lateral de la carcasa, disminuyendo así las pérdidas por roce.
- Se hace hincapié en que el óptimo de rendimiento se encuentra cuando el fluido tiene un perfil de velocidad parabólico entre los discos (ver *Ilustración 2*). A medida que el perfil comienza a ser turbulento, el rendimiento disminuye.
- Se destacó cierta insensibilidad de la máquina con respecto a la separación de los discos, sin embargo se señala en la referencia [16] que sí se afecta la potencia máxima alcanzada.
- Morris menciona también en [16], que al disminuir el flujo másico, el rendimiento también lo hace, lo que contradice lo planteado por W. Rice en investigaciones anteriores.

En 1983 se patentó un diseño modificado de una Bomba Tesla [19], donde C.R. Possell reemplazó el eje por pasadores, los que atraviesan todos los discos y transmiten la Torsión. El objetivo de esto es poder obtener un diámetro de entrada del fluido más pequeño, de manera de aumentar la relación entre los radios externos e internos de los discos mejorando así la eficiencia. Además se gana en aumentar el área de contacto entre fluido y el disco. También es posible mejorar la eficiencia por el obstáculo que los pasadores representan para el fluido, lo que mientras no pase a un régimen turbulento, representa una ganancia por transferencia de energía por cambio de momento lineal del fluido.

Posteriormente el avance de las investigaciones se orientaron en el modelamiento matemático del comportamiento del fluido en las máquinas Tesla,

buscando tanto acercarse a la realidad que sea práctico de ejecutar sin grandes gastos computacionales.

Alcanzado el siglo XXI, en 2007 se publicó un artículo llamado “*Design of Tesla Turbine*” [19], investigación en la que se experimenta con una TTA_g. Dentro de sus conclusiones destacan:

- Ocurre un extraño efecto de que al incrementar la carga sobre el eje, la velocidad decrece, así como también la presión a la entrada de la Turbina. Debido a esto la fuerza centrífuga disminuye y el recorrido del agua se hace más corto dentro de la turbina. Gracias a este efecto se puede observar un incremento del flujo aumenta la efectividad de la turbina.
- Mientras decrece la carga mecánica, la velocidad aumenta así como también lo hace la presión y la fuerza centrífuga. Debido a esto último es que el recorrido del agua se hace más largo dentro de la turbina, lo que disminuye el flujo de agua y correlativamente la eficiencia de la máquina.
- La mayor eficiencia que se obtuvo fue de 54,93%, con 1,192 l/s y con un Momento angular de 0,31 Nm. El peor valor que se obtuvo fue de 4,87% con un flujo de 1,537 l/s con un momento angular de 0,08 Nm. Se utilizó duraluminio en los discos y perspex en la carcasa. No se entrega mayor información acerca del modelo en sí mismo.

Dos años más tarde se publica en 2009 un documento llamado “*Design, testing and two-dimensional flow modeling of a multiple-disk fan*” [21] desarrollado por Mustafa Özdemir en donde se recopila información importante con respecto a simulaciones computacionales y modelamientos analíticos sobre la máquina, referenciadas en [22] [23] [24] [25], de las que se desprende:

- En un modelo computacional [22] [23], un análisis tridimensional se acerca muchísimo más a la realidad en comparación a uno bidimensional, sin embargo en ambos se denotan inestabilidades en sectores cercanos a la carcasa.
- La principal razón de llevar a cabo una simulación computacional de tres dimensiones, a pesar de su costo en tiempo de procesamiento de información, es que así es posible apreciar de mejor forma las velocidades del fluido y la influencia de éstas en los demás parámetros termodinámicos [24].
- Para bajos Re (flujo laminar) el fluido es simétrico con respecto al plano medio entre los discos [25].
- En una simulación en CFD [26] de una BT, se aprecia que a muy bajas RPM, se crea una zona central giratoria que cubre 1/3 del radio aproximadamente. Los 2/3 restantes corresponden a reflujo del fluido, lo que influye enormemente sobre el rendimiento volumétrico de la máquina⁴.

⁴ Rendimiento Volumétrico: Corresponde a la relación entre el flujo total que está siendo trabajado en la máquina (comprimido en una bomba-compresor o expandido en una turbina), con respecto al flujo total capaz de trabajar en la máquina. Éste disminuye con pérdidas de fluido hacia el exterior de la máquina, con reflujos dentro de la máquina y con vacíos provocados por turbulencias.

- De [27] se desprende que a distintas velocidades y cargas en el eje se pueden obtener distintos comportamientos del fluido (laminar, turbulento o una transición entre ambos).

Mustafa, además de realizar la recopilación mencionada, en [21] se desarrolló un análisis teórico-experimental sobre un CTAi, trabajando a RPM. Se experimentó con distintas separaciones entre los discos, variando la cantidad de discos. Se obtuvieron rendimientos globales entre un 2% (1.500 RPM) y 6% (3.000 RPM). En dicho trabajo se responsabiliza a tan baja eficiencia a la baja viscosidad del fluido de trabajo con el que se desarrollaron las pruebas. Se argumenta también que un uso práctico para esta máquina funcionando bajo estas condiciones, es que se utilice en industrias con flujos muy calientes, ya que el aire por ejemplo, aumenta su viscosidad casi en 3 veces al pasar de 15°C a 1.000°C.

Luego, en Noviembre del 2008, el Profesor Mark Jones desarrolló una gran recopilación de información que tuvo como finalidad desarrollar un modelamiento computacional para una Bomba Tesla utilizando las herramientas computacionales CFD y CFX. El trabajo fue denominado “*Further Investigations into Tesla Turbomachinery*” [1]. Dentro de los antecedentes recopilados que no han sido mencionados en el actual informe, se encuentran:

- Existen registros de Turbinas Teslas que fueron forzadas a funcionar a 35.000 RPM [28], lo que causó el pandeo de los mismos. También se señala que este efecto se puede deber a las altas temperaturas del vapor utilizado.
- Hoy en día existen dos compañías (TESNIC [29] y Discflo [30]) que están utilizando Turbinas Teslas para producir Energía, las que se encuentran en evaluación aún.

El modelo computacional consistió en una simulación en CFD y CFX con aire entrando a 1 BAR en un compresor Tesla, con un flujo volumétrico de 0,05 m³/s. Los discos poseían un diámetro exterior de 200 mm y un diámetro interior de 5 mm (relación 1 a 4). Se modeló con 27.722 RPM (2.903 rad/s), siendo este valor el óptimo, el que se obtuvo de la ecuación (3). La separación de los discos óptima se calculó con la ecuación (2), dando como resultado para el aire un valor de 0,164 mm, por lo que se ocupó 0,2 mm.

$$\omega_r = \sqrt{\frac{2p_t}{\rho(2r_e^2 - r_i^2)}} \quad (3)$$

Con respecto a los resultados obtenidos, se encuentra entre otros, que para relaciones entre los diámetros de los discos mayores a 1:10, la eficiencia si bien aumenta, no es en forma significativa.

En el mismo año, a finales de 2008 se realizó una publicación denominada “*Co-rotating disk assembly with turbulent through flow, Numerical Heat Transfer*” [31], en el que se modeló un flujo turbulento usando las ecuaciones del método “*Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS)*”. Para la turbulencia utilizaron una ecuación de aproximación doble denominada “viscosidad de los torbellinos isotrópica”. Ellos

señalaron que al aumentar la presión, aumenta también la velocidad de rotación de los discos.

Finalmente en 2011, Tamir Ali Emran desarrolló una Tesis denominada “*Tesla Turbine Torque Modeling for Construction of a Dynamometer and Turbine*” [32], en el que se aplica un modelo analítico de obtener el Torque dentro de la máquina. Dentro de sus resultados se encuentra que en la máquina utilizada, trabajando a 27.000 RPM y una medida de Torque de 0,1279 Nm, 65 PSI (4,48159 BAR) es la presión límite en el cual el flujo pasa de Laminar Turbulento.

II.3 Información Teórica del Fluido

La información que se presentará a continuación corresponde a antecedentes teóricos que son base de la mecánica de fluidos y que serán parte importante de los cálculos teóricos y del modelamiento del fluido al interior de la Turbina Tesla.

La mayoría de los estudios con respecto a los fluidos, son centrados en el flujo en tuberías de sección transversal circular. Debido a lo anterior es que en flujos con secciones transversales distintas, se trabaja con el Diámetro Hidráulico (4), el cual relaciona el comportamiento de un fluido que se desplaza con prácticamente cualquier sección transversal, a una tubería con el mencionado diámetro.

$$D_h = \frac{4A_t}{P_h} \quad (4)$$

Además existe una relación entre el Flujo Másico y el Flujo Volumétrico, el cual está determinado por la ecuación (5).

$$\dot{m} = \rho Q \quad (5)$$

También existe una forma de calcular el flujo volumétrico en función de la velocidad y del área transversal en la que se desplaza el fluido, lo que se define por la ecuación (6). Juntando esta ecuación con la ecuación (5), da como resultado la ecuación (7).

$$Q = A_t V \quad (6)$$

$$\dot{m} = \rho A_t V \quad (7)$$

Además es importante conocer el concepto de Presión Total, el cuál es definido por la ecuación (8) presentada a continuación.

$$P_t = P_s + \frac{\rho \bar{V}_{tf}^2}{2} \quad (8)$$

Sucede algo similar con respecto a la temperatura total:

$$T_t = T_s + \frac{V^2}{2c_p} \quad (9)$$

También es esencial conocer la ecuación de Bernoulli que rige el movimiento de los fluidos, expresado en la ecuación (10):

$$\frac{\rho V^2}{2} + P_s + mgH = Ctte \quad (10)$$

La potencia es posible ser calculada de las siguientes formas:

$$\dot{W} = E \dot{m} \quad (11)$$

$$\dot{W} = \tau_{total} \omega \quad (12)$$

Para el cálculo del Número de Reynolds existen distintas formas, dependiendo de las condiciones en las que se desplace el fluido. Es así como se tiene la ecuación (13) para flujos en tuberías, la ecuación (14) se utiliza para flujos sobre placas infinitas, y finalmente la ecuación (15) sirve para fluidos en forma de espiral.

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (13)$$

$$Re = \frac{\rho V x}{\mu} \quad (14)$$

$$Re = \frac{\rho D_h \sqrt{V_r^2 + V_{tfd}^2}}{\mu} \quad (15)$$

Importante notar que cuando el Número de Reynolds de la ecuación (13) (flujo en tuberías) se cumple que:

- Régimen Laminar: $Re < 2.400$
- Régimen en Transición: $2.400 < Re < 4.000$
- Régimen Turbulento: $4.000 > Re$

Algo similar ocurre para los valores obtenidos del Número de Reynolds en la ecuación (14) (flujo sobre placas infinitas):

- Régimen Laminar: $Re < 500.000$
- Régimen en Transición: $500.000 < Re < 3.000.000$
- Régimen Turbulento: $3.000.000 > Re$

El fluido que ingresa en una región (como una tubería) toma una cierta distancia en desarrollarse (es decir, en formar el perfil de velocidad que tendrá el resto del recorrido), es así como esta distancia se determina en función del régimen que predomina en el flujo. Se tiene la ecuación (16) para régimen Laminar en una tubería, y la ecuación (17) para un régimen Turbulento en la misma situación mencionada.

$$x = 0,06 Re D_h \quad (16)$$

$$x = 4,4 Re^{1/6} D_h \quad (17)$$

II.4 Modelamiento Computacional

El software ANSYS posee variados modelos computacionales que buscan balancear el costo computacional y el acercamiento a la realidad, dependiendo del problema con el que se trabaja. En esta sección se partirá por con un breve resumen de las ecuaciones gobernantes de un flujo Newtoniano compresible, continuando así con el método de volúmenes finitos que se utiliza en la modelación, las ecuaciones con las que el software calculará algunas variables y finalizando con los modelos escogidos. Para mayor información se solicita ver las referencias [33], [34] y [35].

II.4.1 Ecuación de continuidad

La ley de conservación de masa es expresada por la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (18)$$

Donde V_x , V_y y V_z son los componentes del vector Velocidad en las direcciones x, y, z respectivamente; ρ corresponde a la densidad del fluido y t es la componente temporal.

La relación del cambio de densidad puede ser remplazada por la relación del cambio de presión (P) y su relación correspondiente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (19)$$

La evaluación de la derivada de la densidad con respecto a la presión viene de la ecuación de estado de un gas ideal compresible:

$$\rho = \frac{P}{RT} \rightarrow \frac{\partial \rho}{\partial P} = \frac{1}{RT} \quad (20)$$

Donde R es la constante del gas, y T es la temperatura. Para mayor información favor consultar referencia [33].

II.4.2 Ecuación de Momento

En fluidos Newtonianos, la relación entre el esfuerzo y la relación de deformación dominante del fluido es:

$$\tau_{ij} = -P\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (21)$$

Donde τ_{ij} es el tensor de esfuerzo; u_i corresponde a las velocidades ortogonales ($u_1 = V_x$, $u_2 = V_y$, $u_3 = V_z$); μ es la viscosidad dinámica; λ es el segundo coeficiente de viscosidad.

El último término, el producto del segundo coeficiente de viscosidad y la divergencia de la velocidad, es cero para fluidos con densidad constante y es considerado pequeño (despreciable) en un fluido compresible.

La ecuación presentada transforma la ecuación de momento a las ecuaciones de Navier-Stokes, sin embargo dentro de este informe y en el software utilizado, se referirá a la ecuación de Momento. Para mayor información favor consultar referencia [33].

II.4.3 Ecuación de Energía de un Fluido Compresible

La ecuación enunciada es como sigue:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V_y C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z C_p T_0) = \frac{\partial}{\partial x}\left(K \frac{\partial T_0}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(K \frac{\partial T_0}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(K \frac{\partial T_0}{\partial z}\right) + W^V + E^K + Q_V + \Phi + \frac{\partial P}{\partial t} \quad (22)$$

Donde C_p es el calor específico; T_0 es la temperatura Estática; K es la conductividad térmica; W^V es el trabajo por la viscosidad; Q_V es la fuente de calor por unidad de volumen; Φ es la generación de calor por efecto de la viscosidad; E^K Es la energía cinética.

La temperatura estática es calculada a partir de la energía cinética:

$$T = T_0 - \frac{V^2}{2C_p} \quad (23)$$

Donde T es la temperatura estática; V es la magnitud del vector velocidad. El término del trabajo por efecto de la viscosidad se describe a continuación:

$$W^V = u_j \mu \left[\frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right] \quad (24)$$

Donde la repetición de los subíndices implica una suma sobre las 3 direcciones ortogonales.

El término de la energía cinética es:

$$E^K = -\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{K}{c_p} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{2} |V^2| \right) \right] - \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{K}{c_p} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{1}{2} |V^2| \right) \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{K}{c_p} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{2} |V^2| \right) \right] \quad (25)$$

Finalmente, la disipación por viscosidad en la notación de tensión es:

$$\Phi = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \quad (26)$$

En ausencia de transferencia de calor (es decir, en un caso adiabático con fluido compresible), la ecuación de la Temperatura estática presentada anteriormente es utilizada para calcular la temperatura estática de la temperatura total. Para mayor información favor consultar la referencia [33].

II.4.4 Modelo de Turbulencia k-omega (2 ecuaciones) SST

Este modelo ha demostrado ser bastante confiable y certero en la modelación en la del fluido zona cercana a la pared (capa límite) y corresponde al modelo que se utilizará en las simulaciones a realizar. Las ecuaciones que lo rigen se presentan a continuación.

Constantes a utilizar:

$$\sigma_{k,1} = 1.176 \quad (27)$$

$$\sigma_{w,1} = 2.0 \quad (28)$$

$$\sigma_{k,2} = 1.0 \quad (29)$$

$$\sigma_{w,2} = 1.168 \quad (30)$$

$$\alpha_1 = 0.31 \quad (31)$$

$$\beta_{i,1} = 0.075 \quad (32)$$

$$\beta_{i,2} = 0.0828 \quad (33)$$

II.4.4.1 Ecuaciones de Transporte para el Modelo SST k-omega

Los valores de k y w se calculan como sigue:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(r_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (34)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho w u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(r_w \frac{\partial w}{\partial x_j} \right) + G_w - Y_w + D_w + S_k \quad (35)$$

Donde:

- \tilde{G}_k es la generación de turbulencia de energía cinética debido al gradiente principal de velocidad. Ésta se explica en la sección II.4.4.2
- G_w es la generación de w debido al principal gradiente de velocidad. Ésta se explica en la sección II.4.4.2.
- r_k y r_w representan la difusión efectiva de k y w respectivamente. Esto se calcula como se señala en la sección II.4.4.3.
- Y_k y Y_w representan la disipación de k y w , los que son calculados en II.4.4.4.
- D_w representa el término de la difusión cruzada, como se muestra en la sección II.4.4.5.
- S_k y S_w son parámetros definidos por el usuario como se muestra en la sección IV.2.2.

II.4.4.2 Modelado de la Producción de Turbulencia

El término \tilde{G}_k (producción de k) se calcula así:

$$\tilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^*kw) \quad (36)$$

$$G_k = -\rho\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (37)$$

El término G_w (producción de w) se calcula como sigue:

$$G_w = \alpha \frac{w}{k} \tilde{G}_k \quad (38)$$

El coeficiente α es dado por:

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t/R_w}{1 + Re_t/R_w} \right) \quad (39)$$

Donde $R_w = 2,95$. El valor de α^* (corrección para bajos Números de Reynolds) es entregado por:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t/R_w}{1 + Re_t/R_w} \right) \quad (40)$$

Donde:

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu w} \quad (41)$$

$$R_k = 6 \quad (42)$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (43)$$

$$\beta_i = 0,072 \quad (44)$$

$$\alpha_\infty^* = 1 \quad (45)$$

Además:

$$\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2} \quad (46)$$

Donde F_1 se calcula en II.4.4.3.

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{0.41^2}{\sigma_{w,1}\sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (47)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{0.41^2}{\sigma_{w,2}\sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (48)$$

II.4.4.3 Modelado de la Difusividad Efectiva

La difusividad efectiva en el modelo k-omega SST es dado por:

$$r_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (49)$$

$$r_w = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_w} \quad (50)$$

Donde σ_k y σ_w son los números de turbulencia Prandtl para k y w respectivamente. La viscosidad turbulenta μ_t , es calculada como sigue:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{w} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 w}\right]} \quad (51)$$

Donde S es la magnitud de la tasa de tensión. Además:

$$\sigma_k = \left(\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{k,2}} \right)^{-1} \quad (52)$$

$$\sigma_w = \left(\frac{F_1}{\sigma_{w,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{w,2}} \right)^{-1} \quad (53)$$

Las funciones de mezcla son:

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (54)$$

$$\phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09wy}, \frac{500\mu}{\rho y^2 w} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{w,2} D_w^+ + y^2} \right] \quad (55)$$

$$D_w^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{w,2}} \frac{1}{w} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial w}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (56)$$

$$F_2 = \tanh(\phi_2^2) \quad (57)$$

$$\phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09wy}, \frac{500\mu}{\rho y^2 w} \right] \quad (58)$$

Donde y es la distancia a la siguiente superficie y D_w^+ es la porción positiva del término de difusión cruzada calculado en II.4.4.5.

II.4.4.4 Modelado de la Disipación por Turbulencia

El término Y_k representa la disipación de turbulencia por energía cinética y se calcula como sigue:

$$Y_k = \rho \beta^* k w \quad (59)$$

Donde:

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + 1.5F(M_t)] \quad (60)$$

$$\beta_i^* = 0.09 \left(\frac{4/15 + (Re_t/8)^4}{1 + (Re_t/8)^4} \right) \quad (61)$$

Donde Re_t se calculó en II.4.4.2.

$F(M_t)$ es la función de compresibilidad que representa la corrección del mismo efecto. Este parámetro toma los siguientes valores:

- $F(M_t) = 0$ cuando $M_t \leq M_{t0}$
- $F(M_t) = M_{t0}^2$ cuando $M_t > M_{t0}$

Donde:

$$M_{t0}^2 = \frac{2k}{a^2} \quad (62)$$

$$M_{t0} = 0,25 \quad (63)$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (64)$$

El término Y_w representa la disipación de w , definido de la siguiente forma:

$$Y_w = \rho \beta w^2 \quad (65)$$

Donde:

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} 1.5 F(M_t) \right] \quad (66)$$

$$\beta_i = F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \beta_{i,2} \quad (67)$$

F_1 es calculado en la sección II.4.4.3.

II.4.4.5 Modificación de la Difusión Cruzada.

La Modificación de la difusión cruzada (*Cross-Diffusion Modification*) se calcula de la siguiente forma:

$$D_w = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{w,2} \frac{1}{w} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial w}{\partial x_j} \quad (68)$$

Para mayor información favor consultar la referencia [34].

II.4.5 Modelo de Densidad Gas Ideal

El modelo de densidad de gas ideal se basa esencialmente en la ecuación que sigue:

$$\rho = \frac{P_{op} + P}{\frac{R}{M_w} T} \quad (69)$$

Donde ρ es la densidad, P es la presión relativa, P_{op} es la presión de operación, R es la constante de los gases, M_w es el peso molecular y finalmente T es la temperatura estática local. Los valores de M_w y P_{op} son configurados en la sección IV.2.3 y 0 respectivamente.

II.4.6 Modelo de Viscosidad Sutherland

El modelo de Viscosidad Sutherland de tres coeficientes se rige por la siguiente ecuación:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{T_0 + S}{T + S} \quad (70)$$

Donde μ y μ_0 son las viscosidades buscadas y relativas (respectivamente) en Pa*s, T es la temperatura estática en °K. T_0 es la Temperatura de referencia en °K, S es la temperatura efectiva constante del modelo.

Para el aire en condiciones estándar, estos valores son:

$$\mu_0 = 1,716 * 10^{-5} Pa \text{ seg} \quad (71)$$

$$T_0 = 273,11 \text{ } ^\circ K \quad (72)$$

$$S = 110,56 \text{ } ^\circ K \quad (73)$$

II.4.7 Teoría de Solución

En la referencia [35] se ahonda con respecto a la forma en como el software calcula las variables que posteriormente definen el resultado termodinámico del modelo. En el presente informe no se ahondará al respecto, ya que es un tema que no varía netamente en el resultado, sino que más bien en el tiempo que le toma al software llegar al mismo.

En general, se utilizaron las opciones por defecto que entrega el software. Para mayor información consultar la referencia [35] y ver la sección IV.2.

II.4.8 Cálculo de Momento

El software tiene la capacidad de entregar el coeficiente de torque C_m que se tiene en distintas áreas en cada iteración. La forma en que lo calcula es calculando el torque y posteriormente divide este valor por la presión dinámica multiplicada por el área y distancia impuestas en los valores referenciales configurados en la sección IV.2.8 (estos valores también se utilizan para calcular la presión dinámica).

$$C_m = \frac{2 * Torque}{\rho V^2 A L} \quad (74)$$

Donde A y L son el área y el largo impuestos en los valores referenciales mencionados.

El software también permite conocer el Torque generado en una región en el llamado CDF-Post, herramienta de ANSYS que permite conocer y analizar los resultados de la simulación, sin embargo, el cálculo presentado en la ecuación 0 sirve para determinar el instante en que las iteraciones han convergido, ya que éste se expresa en un archivo de texto en el que se registra el cada valor obtenido en cada iteración realizada por el software. Es así como estos valores son utilizados en el criterio de convergencia señalado en las secciones IV.2.10 y IV.2.14.

Capítulo III

Definición del Problema

III.1 Diseño preliminar de la Máquina

Como se señaló anteriormente, este trabajo consiste en la simulación computacional de un espacio inter-disco de una Turbina tipo Tesla del tamaño de un prototipo. De manera de dar un contexto en el que se desarrollará la simulación, a continuación se presentan algunas características principales de la máquina:

III.1.1 Fuente del Fluido

Para los cálculos con respecto al aire a la entrada de la turbina, se basó en un compresor radial pequeño con las siguientes características:

- Potencia de 500 W.
- Presión de 1,5 BAR absoluta de salida.
- 425 litros/min, 25 m³/hr.

Todas estas características fueron evaluadas donde el compresor está funcionando en condiciones estándar, 1 atm de presión y 20°C de temperatura ambiente.

Es importante recalcar que la simulación a realizar corresponde al espacio inter-disco, es decir, desde que sale de la tobera (entrada al modelo) y sale del espacio inter-disco (salida del modelo).

III.1.2 Condiciones de Salida

Se supondrá que el fluido sale del espacio inter-disco a 1,3 BAR, dejando así un margen estimado de pérdida de carga de 0,3 BAR correspondientes al recorrido del fluido entre la salida del espacio inter-disco y la salida de la máquina (es decir, el cilindro central).

III.1.3 Discos y Material

La máquina constará de 10 espacios inter-discos (11 discos), por los que se desplazará el fluido y en donde se obtiene el torque que se transmite al eje.

El diámetro exterior será de 12 cm, diámetro similar a un disco compacto. El cilindro central debe ser del diámetro suficientemente grande que permita la salida del fluido sin mayor problema. Una forma de calcularlo es suponer una presión estática de 1,3 BAR y una temperatura igual a la de entrada, para posteriormente dimensionar en función del flujo volumétrico. Es así como utilizando la tabla de aire presentada en la tabla de la referencia [36] y la ecuación (7) se obtienen 20 milímetros aproximadamente de diámetro de salida.

El espesor de los discos debe calcularse en función de la temperatura y de las RPM a las que trabajará, sin embargo en vista de que esas son incógnitas del trabajo, se supondrá un espesor de 1 mm en los discos (recalcando además que ese cálculo no forma parte de este trabajo). Se considerará que la máquina será de acero, cuyas propiedades se encuentran en la Base de Datos de Fluent.

Es importante señalar también que existe una separación entre el disco y la carcasa, separación que en el modelo se considerará de 1 mm. Es decir que el radio interno de la carcasa será 1 mm mayor que el diámetro exterior de los discos.

III.1.4 Esquema del Diseño

En la Ilustración 4 se ilustran los discos {2} acoplados con los 4 pasadores, los que a su vez son apertados a los discos extremos (más gruesos que los demás), los que van acoplados a los ejes extremos {1} y {3}.

Estos ejes corresponden al de acople con el generador {1} (parte opuesta de la Ilustración, eje sólido) y el eje hueco {3} por el cual saldrá el fluido de la máquina. La función de estos ejes es unir los discos con los discos y los rodamientos, manteniendo así un eje de rotación fijo. Es importante notar que estos ejes son separados y distintos, es decir, no atraviesan a los discos, como se aprecia en la Ilustración 5.

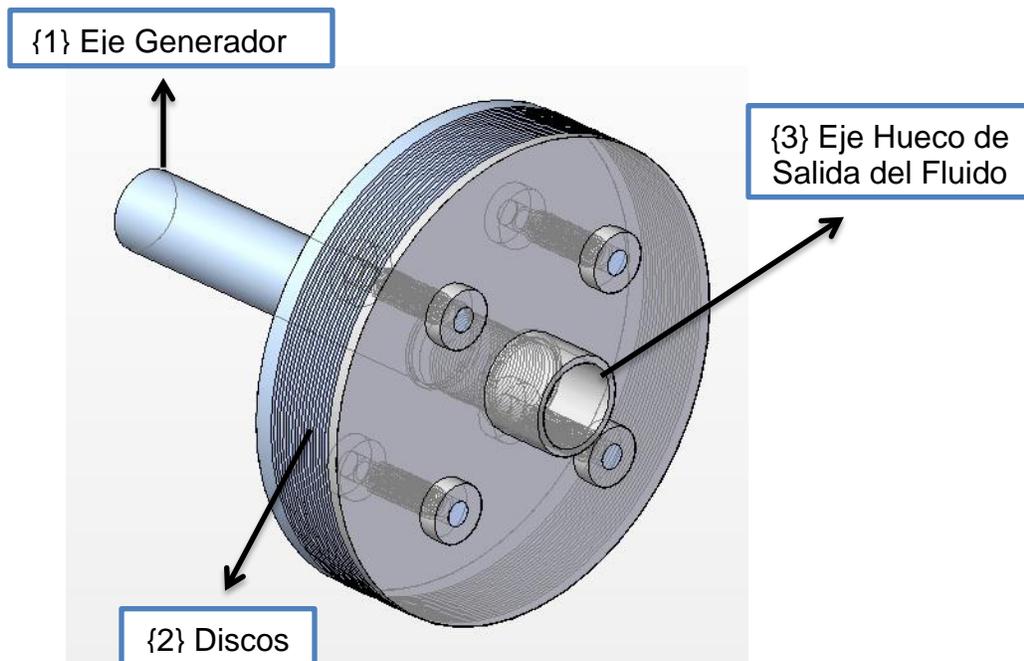


Ilustración 4: Discos y Ejes de la Turbina Tesla. Sin Carcasa
Elaboración Propia.

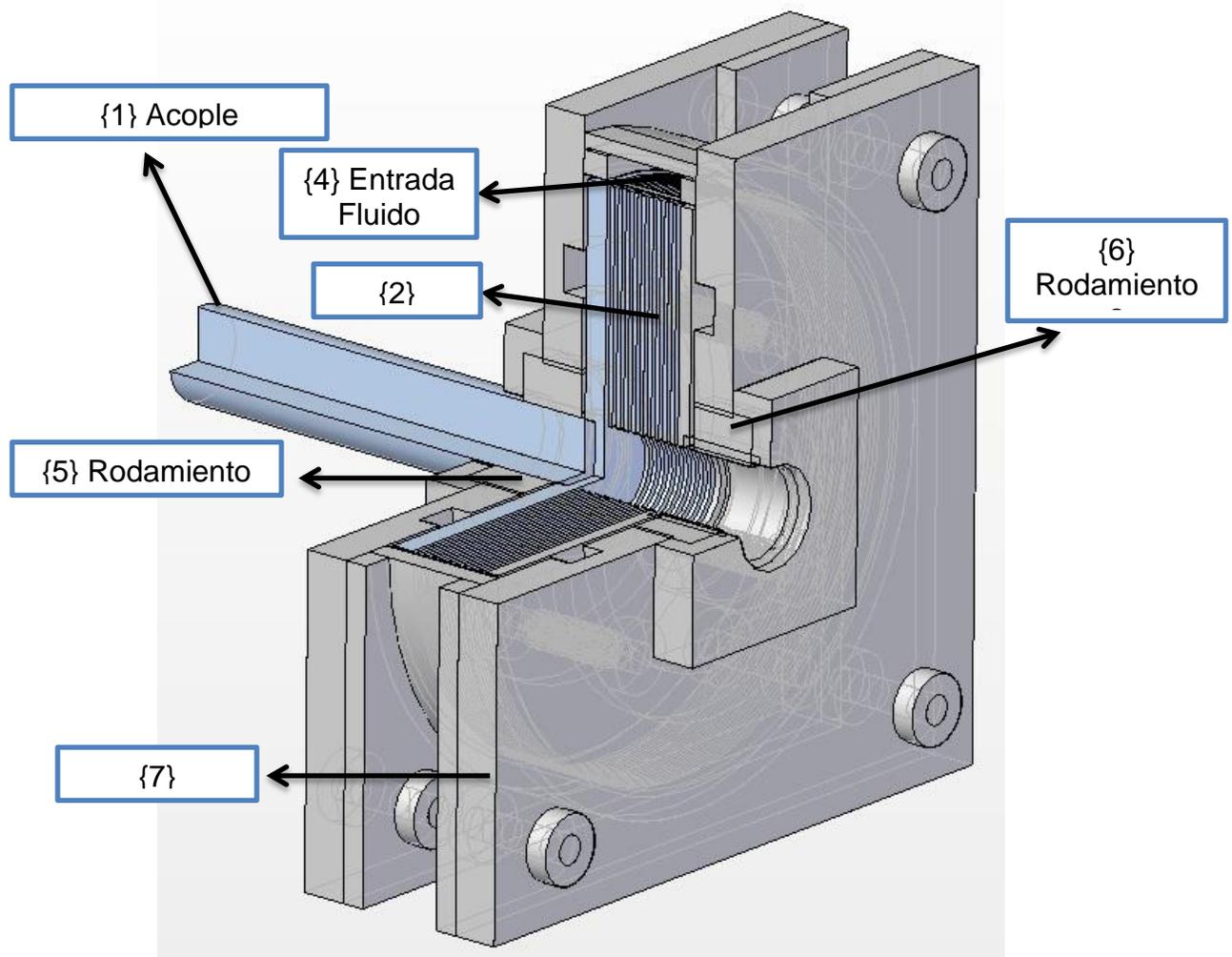


Ilustración 5: Ilustración del Corte de la Turbina Tesla Ensamblada. Partes Principales.
Elaboración Propia.

En la Ilustración 5 se representa un modelo tentativo de lo que podría ser esta máquina una vez acoplada. En ella se representan los discos presentados en la Ilustración 4, los que acoplados a los rodamientos {5} y {6}, se sujetan a la carcasa {7}. Finalmente en la Ilustración 6 se representa el acople del aire entrante proveniente directamente del compresor o de una caldera (o fuente de calor), con la Turbina Tesla.

Con respecto a la entrada del fluido, el principal requerimiento es que éste se distribuya lo más simétricamente posible entre los distintos espacios inter-discos, de manera de aprovechar lo mejor posible las superficies de contacto de los discos, así como obtener una distribución de torque uniforme entre los distintos discos.

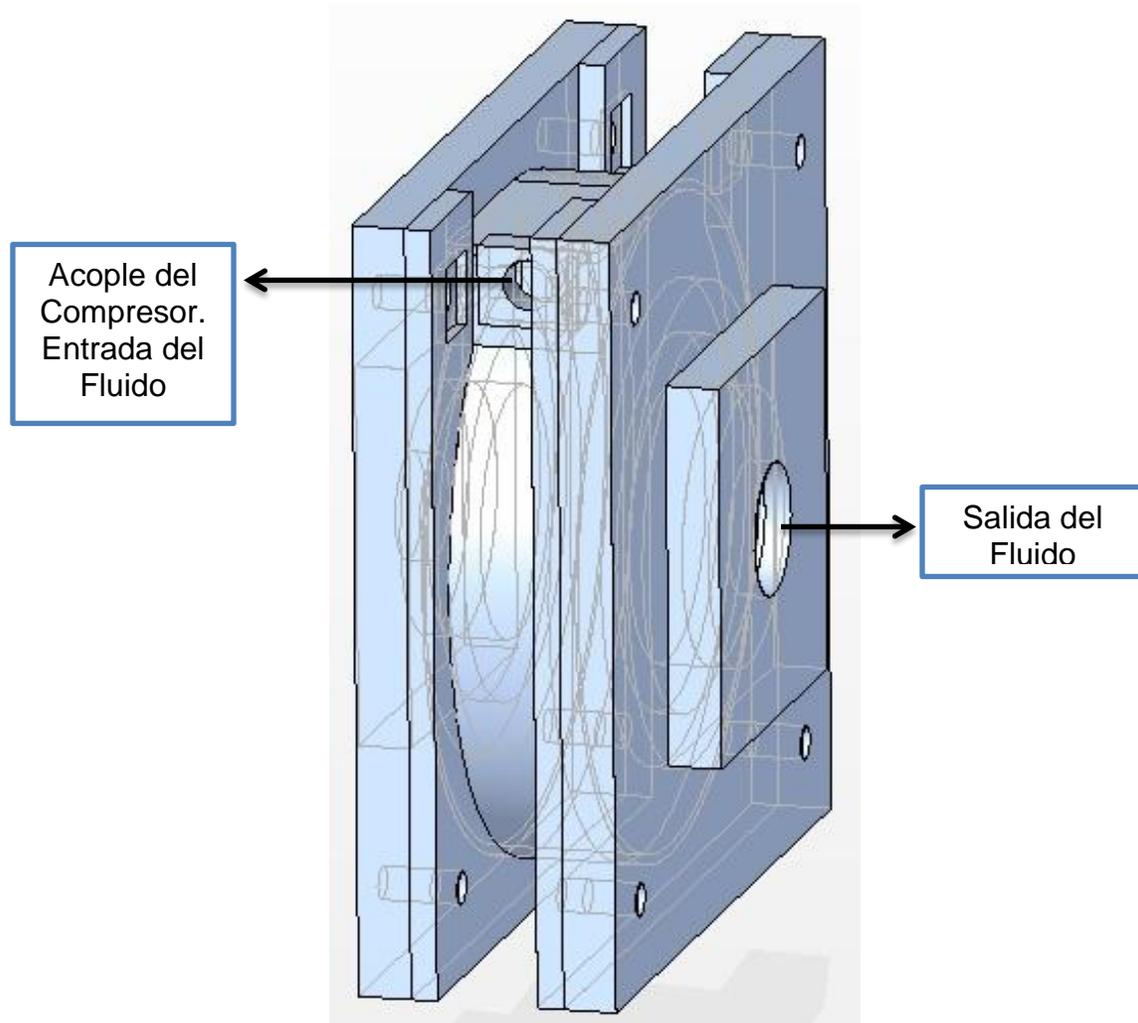


Ilustración 6: Carcasa de la Turbina Tesla.
Elaboración Propia.

III.2 Condiciones de Borde

Por cada espacio inter-disco entrará una décima parte de 425 l/min de aire a $P_t = 1,5 \text{ BAR}$ provenientes de un compresor radial pequeño.

Transformando 425 l/min a m^3/s , se obtiene $Q = 0,00707 \text{ m}^3/\text{s}$. Si este fluido se acelera a $V = 142 \text{ m/s}$, junto con las tablas de Aire de la referencia [36] y la ecuación (8), es posible calcular la presión dinámica P_d y estática P_s correspondiente a la entrada del fluido a la máquina. De esta forma se obtiene una densidad $\rho = 1,63 \text{ kg/m}^3$ y una presión estática a la entrada $P_{se} = 1,36 \text{ BAR}$, además de una presión dinámica $P_{de} = 0,16 \text{ BAR}$.

Es interesante notar que al imponer una Presión de Operación de 101.325 [Pa], entonces la Presión estática relativa es de 0,35 BAR, equivalente a 35.000 [Pa].

Luego, el área transversal de entrada del fluido a la máquina es de $20 \times 2.5 \text{ mm}^2$, es decir $A_{\text{entrada}} = 50 \text{ mm}^2$. En vista de que son 10 espacios inter-discos es que este fluido se dividirá en 10, por lo que queda un área de $A_t = 5 \text{ mm}^2$ por cada espacio mencionado.

Se supondrá una división uniforme del fluido entre los 10 espacios inter-discos, por lo que el flujo másico por espacio también se divide de la misma forma. Con esta información, junto con la ecuación (7) se obtiene un flujo másico por espacio inter-disco de $\dot{m} = 1,1518667 \text{ E} - 03 \text{ kg/s}$.

Luego queda por determinar la temperatura a la que se desea que el fluido entre. Debido a que se pretende diseñar una máquina que trabaje en condiciones estándar, es que se diseña de manera de que el fluido, luego de expandirse tenga una temperatura del orden de $T_s = 290 \text{ °K}$. Debido a lo mencionado, junto con los datos obtenidos y la ecuación (9) se tiene una Temperatura Dinámica $T_d = 10 \text{ °K}$ y una Temperatura Total $T_t = 300 \text{ °K}$. Importante notar que se utilizó un $C_p = 1,005 \text{ kJ/kg}$, obtenido de la referencia [37].

Es importante el cálculo de la temperatura total del fluido (300 °K), ya que en la configuración del software se solicita esta información cuando se desea imponer un flujo másico determinado (0,0011524 kg/s).

De todas formas, debido a que se utilizarán 2 entradas de fluido, es interesante conocer cuánto flujo másico entra por cada uno, por lo que el valor presentado debe dividirse en 2, quedando:

$$\frac{\dot{m}}{2} = 0,0005762 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Como se mencionó anteriormente, a la salida del espacio inter-disco se supone a una presión estática relativa de 0,3 BAR, es decir 1,3 BAR absolutos aproximadamente. Si bien no se calcularán ni simularán estos valores, se presume que esta presión es suficiente para que la presión estática a la salida de la máquina sea mayor que la atmosférica ($101.325 \text{ [Pa]} = 1 \text{ BAR aprox}$).

Sin embargo mencionado lo anterior, es importante recordar que en rigor no es necesaria que la presión estática P_s sea mayor que la atmosférica para que el fluido salga de la máquina, sino que la presión total P_t sea mayor que la equivalente atmosférica, es decir, que la suma de la presión estática y la dinámica, sea mayor que 1 BAR.

De todas formas, se trabajará con una holgura lo suficientemente grande para asegurar que el fluido tendrá las condiciones suficientes para garantizar su salida de la máquina, a costa de un desmedro del rendimiento global del sistema, debido a la energía que se estaría perdiendo a la salida de la máquina.

Si bien ería interesante simular o calcular la pérdida de carga en el cilindro central, esto no forma parte de este trabajo, pero es interesante destacar que esta

pérdida se presume sería menor que los 0,3 BAR que se están suponiendo. De esta forma sería posible trabajar con un compresor de menor consumo, obteniéndose la misma potencia en la turbina, por lo que se mejoraría el rendimiento global mencionado.

Con la información obtenida es posible obtener la viscosidad y la entalpía estática del fluido, observando la tabla de la referencia [36] y [37].

$$\mu = 1,8 E - 05 Pa * s$$

$$h = 290,430 \frac{kJ}{kg}$$

Dentro de los cálculos preliminares, es interesante conocer el número de Reynolds a la entrada de la máquina, ocupando las ecuaciones (4) y (13):

$$D_h = 4,42 mm$$

$$Re_{entrada} = 62.214$$

Es posible apreciar que el valor del Número de Reynolds en la entrada es bastante alto en comparación al valor correspondiente a turbulencia (2.400), por lo que si bien se tiene un diámetro hidráulico bastante pequeño, la alta velocidad hace que se tenga un gran Número de Reynolds. Es así como el régimen a la entrada de la máquina es turbulento.

Importante notar que el área transversal utilizado para el cálculo del Diámetro Hidráulico, así como el Perímetro Húmedo, corresponden a los del total de la entrada de la máquina. Es decir, el área transversal es $2,5 \times 19 \text{ mm}^2$ ($47,5 \text{ mm}^2$) y el perímetro húmedo es $2 \times (19 + 2,5) \text{ mm}$ (43 mm).

También puede ser interesante calcular la distancia que el fluido necesita para desarrollarse totalmente y tener un comportamiento parabólico característico del régimen laminar. Al aplicar la ecuación (16) y los valores del Diámetro Hidráulico y Número de Reynolds calculados anteriormente. De esta forma se obtiene un valor de 67,5 mm, la que es la distancia necesaria para que el fluido se vuelva desarrollado. Sin embargo, este valor es notablemente mayor al largo que tiene la entrada.

Éste es uno de los motivos por lo que se hace interesante y quizás necesario utilizar un modelo de turbulencia (en vez de uno Laminar) para comprender el comportamiento del fluido, ya que si el fluido no entra de forma desarrollada a la máquina, entonces necesita del orden de 6 a 7 centímetros para desarrollarse y si eso sucede, entonces suponer un modelo Laminar podría generar graves errores con respecto al comportamiento termodinámico del fluido.

III.3 Modelo

Para modelar y analizar correctamente la simulación, se trabaja con 4 cuerpos que en su conjunto representan el espacio inter-disco con las características mencionadas anteriormente. 2 de esos cuerpos corresponden a la separación entre la carcasa y el disco, que si bien tiene un espesor de sólo 1 mm, es interesante de modelar también este espacio, para estudiar así en forma más certera la máquina. Los otros 2 cuerpos corresponden al espacio inter-disco. Este cuarteto se ve en su conjunto en la Ilustración 7.

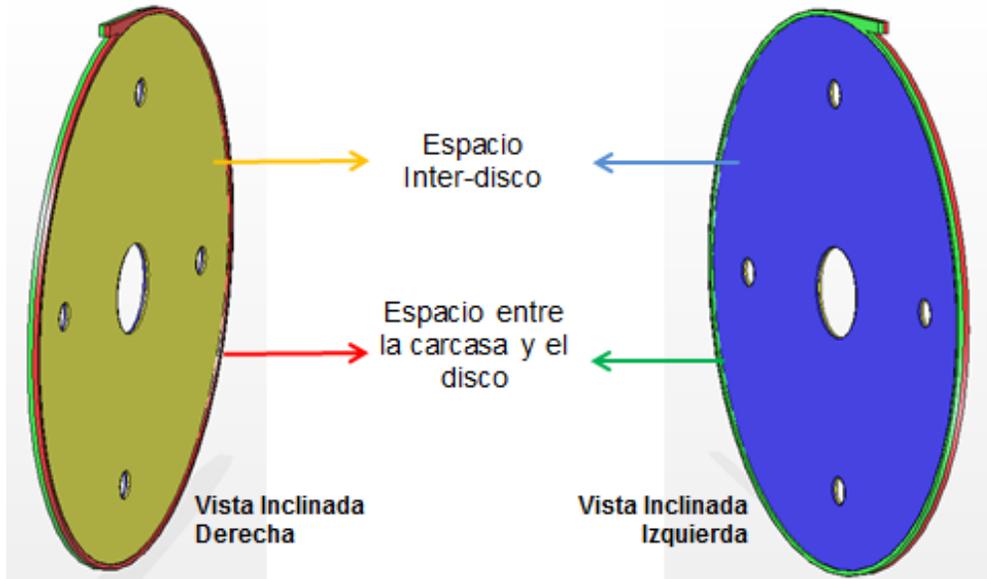


Ilustración 7: Cuerpos que representan el modelo a simular (colores esquemáticos solamente)

El motivo principal de esta cantidad de cuerpos es la posibilidad de utilizar malla rotatoria (ver sección IV.1) y una mayor facilidad para tomar mediciones en el plano medio entre ambos discos.

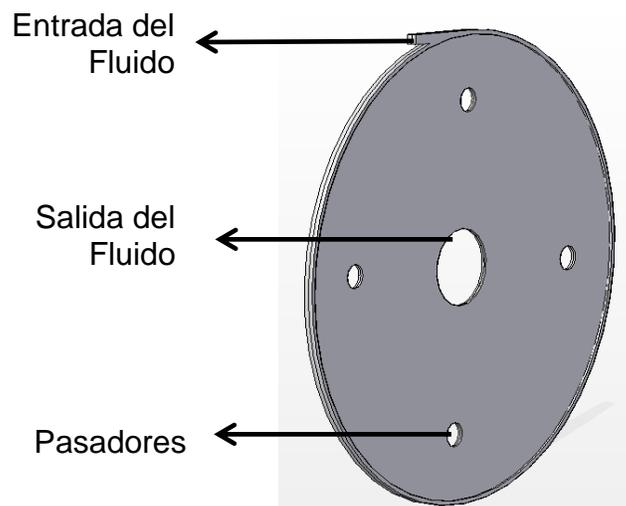


Ilustración 8: Partes Principales del Modelo

Como se aprecia en la Ilustración 8, el fluido entra por la sección superior, la que tiene 2,5 mm de alto y 2 mm de ancho (área de 5 mm²). Luego el fluido sale por una sección circular central, con un diámetro de 20 mm y un espesor de 1 mm, lo que da como restado un área de salida total de 314 mm².

Los pasadores tienen un diámetro de 6,35 mm (0,25 pulgadas) y son los que transmiten el torque entre los discos, para así posteriormente transferirse al eje. Las áreas del disco se pueden dividir entre el área del canto (188,5 mm²) y el área lateral (2.386,6 mm²) que será la principal encargada de transmitir obtener torque a partir del fluido. Estas dos áreas transmitirán torque al eje por medio del efecto de capa límite (fuerza de roce) del fluido.

Sin embargo, los pasadores también podrían generar un torque por efecto del cambio de momento lineal que ejercen sobre el fluido debido a interponerse en su recorrido, éstos tienen un área de 19,9 mm² cada uno (79,8 mm² los 4 en total).

Es importante saber también que el largo de la entrada fue basada en el largo total necesario para atravesar una carcasa con un espesor de 1,9 mm, generando un largo de la boquilla de entrada de 5,83 mm.

Capítulo IV

Modelación Computacional

IV.1 Definición de la Malla

La malla que genera el software puede determinar los resultados, de manera que al obtener un tamaño de elementos más finos, más certero es el resultado obtenido. Es por esta razón que se debe ser muy cuidadoso con este tema.

IV.1.1 Forma de los elementos

En general el software genera 2 tipos de elementos, unos con caras triangulares y otros con caras cuadradas, dependiendo del método de mallado que uno escoja. El más recomendado por la referencia [35] es el método *Sweep*, el que básicamente genera elementos con caras cuadradas (ver Figura 2), lo que ayuda a generar menor cantidad de elementos sin desmedro de la calidad del resultado.

El problema de este método, es que no admite su aplicación en cualquier tipo de geometría, pero afortunadamente, en las geometrías de los 4 cuerpos es admitido el método *Sweep*.

IV.1.2 Tamaño de los Elementos

En la misma referencia enunciada se menciona que para una correcta simulación de la capa límite, se necesitan al menos 3 celdas continuas a un muro, es decir, como en este caso son dos muros paralelos (los discos) separados por 1 mm, es que en ese espacio deben haber al menos 6 celdas (ver Figura 2), lo que nos da un tamaño mínimo de 0,1667 mm en las aristas de las celdas en esa zona, configuración que se le impuso al software.

En general los parámetros se mantuvieron como los que vienen por defecto en el programa, modificando el *growth rate* (relación de crecimiento), que modifica la razón máxima en la que puede una celda superar en tamaño a una celda adjunta, para así controlar la cantidad de elementos en el modelo.

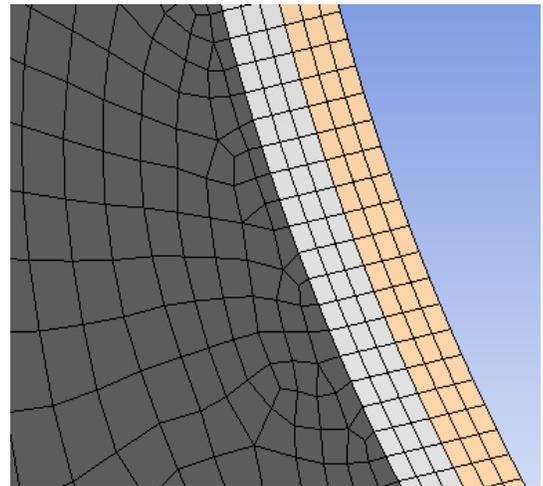


Figura 2: Acercamiento al canto del modelo. Malla con método Sweep.

De esta forma se fue variando la razón máxima de crecimiento de los elementos entre 1.2, 1.1 y 1.07, donde en estos dos últimos la cantidad de elementos obtenidas varía 15% (de 475 mil a 556 mil elementos), generando un cambio en el resultado del torque de 1,8 %. Debido a lo bajo de este valor es que se optó por trabajar con una razón de crecimiento entre los elementos de 1,1 (110%), lo que genera un mallado de 556 mil elementos. De esta forma se obtiene el mallado presentado en la Figura 3.

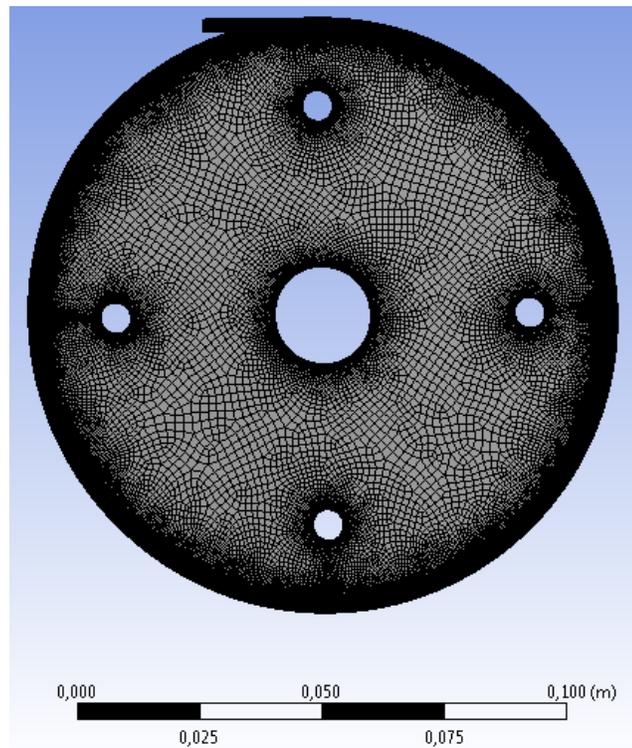


Figura 3: Mallado total del modelo.

En las zonas más oscuras apreciadas en la Figura 3 es donde están concentrados la mayor cantidad de elementos, las que corresponden a las más críticas del modelo debido a la influencia que los muros ejercen sobre el fluido. Es así como cerca de la carcasa (debido a su influencia en el cambio de momento lineal del fluido), en los pasadores (debido a su potencial generación de turbulencia) y en la entrada (debido a la gran velocidad relativa entre el fluido y el muro), son zonas más oscuras y con mayor cantidad de elementos que en el resto del modelo. También se aprecia cierto oscurecimiento en la zona de salida del fluido, en el centro del modelo, zona que es interesante ya que es donde se tomarán mediciones importantes para determinar el rendimiento de la máquina.

IV.1.3 Nombrar zonas y caras

Es interesante señalar también que es en la sección del software donde se configura la malla, donde también es posible colocar nombres a las caras, facilitando así su posterior identificación en la configuración del Fluent (ver sección IV.2). Incluso es posible agrupar variadas caras con un solo nombre, como se efectuó con los pasadores, agrupándolos de a 4 por cada cuerpo donde se encuentran estas caras, siendo un total de 8 caras que se agruparon en 2 nombres (wall-pasadores-disco_1 y wall-pasadores-disco_2). Para mayor información ver sección IV.2.10.

IV.2 Definición del Fluent

El Software ANSYS consta de una herramienta para modelación computacional de fluidos llamada Fluent, la cual a su vez consta de distintos modelos matemáticos para calcular los distintos parámetros que dan como resultado la simulación de la termodinámica del fluido en cuestión.

Si bien el software consta con una gran variedad de modelos entre los que uno puede escoger, en esta sección se darán a conocer solamente los modelos que se utilizarán en las simulaciones.

A continuación se presentan paso a paso las distintas especificaciones que se le entregó al software para la simulación.

IV.2.1 Configuración General

Al iniciar el software e ingresar a la configuración de Fluent, es posible encontrarse con una ventana como la presentada en la Figura 4. Dicha ventana de diálogo permite configurar los parámetros generales de la simulación.

Las casillas que se observan en la sección *mesh* de la Figura 4 son opciones de corroborar la malla y su calidad, por lo que no se relacionan con las especificaciones necesarias para que el software entregue una correcta simulación.

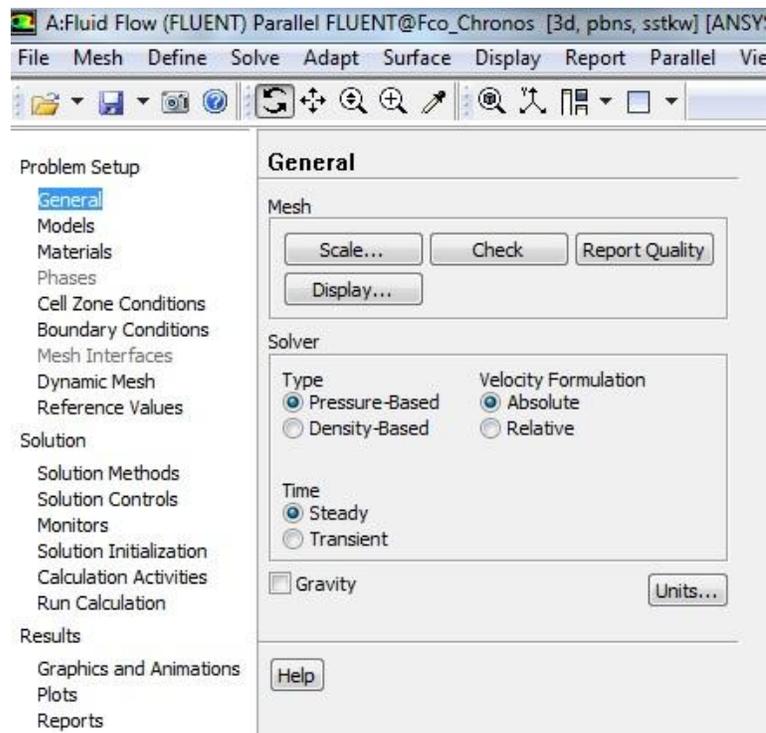


Figura 4: Impresión de Pantalla de Fluent. Ventana General.

IV.2.1.1 Type en Solver (Pressure-based)

ANSYS consta de dos métodos numéricos en Fluent, los que son el *pressure-based* y el *density-based*. En forma histórica, el primer método fue desarrollado para fluidos incompresibles que se mueven a bajas velocidades (subsónicas), sin embargo hoy en día los métodos del software se han extendido y reformulado para trabajar en un amplio rango de condiciones.

En ambos métodos el campo de velocidad es obtenido de las ecuaciones de momento, sin embargo en el *density-based* la ecuación de continuidad es usada para obtener el cambio de densidad, mientras que en el *pressure-based*, dicho campo es determinado de la ecuación de estado. Por otro lado, en este último método el campo de presión es extraído resolviendo las ecuaciones de presión obtenidas de las ecuaciones de continuidad y momento.

Lo anteriormente mencionado define que hoy en día el *pressure-based* sea utilizado para cualquier tipo de fluido que se mueve a bajas velocidades (subsónicas), mientras que el *density-based* es utilizado para fluidos supersónicos, ya que éste simula de mejor forma las ondas de choque generadas bajo estas circunstancias, a costo de un mayor tiempo de procesamiento.

Entonces, debido a que este en la simulación nunca se acerca a la velocidad del sonido, se decidió utilizar el *pressure-based* como método numérico de la simulación. Para mayor información consultar la referencia [35].

IV.2.1.2 Formulación de la Velocidad (Absolute)

Para facilidad del usuario, ANSYS entrega dos formas básicas de definir la velocidad del fluido, *Relative* o *Absolute*. Según el manual del software se recomienda utilizar *Relative* cuando la mayor parte del fluido se mueve y *Absolute* cuando la mayor parte del fluido está detenida. Sin embargo, en el mismo manual se señala que esto entregará los mismos resultados, por lo que se decidió escoger *Absolute*, que es la opción que el software trae por defecto.

IV.2.1.3 Tiempo (Steady)

El software entrega la posibilidad de desarrollar una simulación transiente (*transient*) o estacionaria (*steady*). Su principal diferencia es que en el primer caso, las ecuaciones se resuelven en función del tiempo, es decir, se obtienen distintos resultados para distintos tiempos en la simulación, a diferencia de la simulación estacionaria, donde se busca obtener una única solución.

El transiente es útil cuando se desea conocer el comportamiento de la máquina, por ejemplo, cuando se inicia, es decir, cuando en el caso de una turbina, parte con velocidad de rotación cero y luego se comienza a mover como resultado de la interacción que la máquina sufre con el fluido.

En vista de que el interés de esta simulación es conocer el comportamiento de la máquina en una situación constante, es decir, estacionaria luego de estar funcionando por un tiempo y encontrarse de forma totalmente estable, entonces se escogió la opción *steady*.

IV.2.1.4 Gravedad (deshabilitada)

Debido a la poca influencia que la termodinámica del fluido sufre con respecto a la gravedad, una vez que la máquina se encuentra en un estado estacionario, este efecto se desprecia, dejando deshabilitada la casilla *gravity* que se aprecia en la Figura 4.

IV.2.2 Modelos de simulación

Haciendo *click* en la pestaña *Models* al lado izquierdo de la pantalla (ver Figura 4), se presenta el diálogo observado en la Figura 5, en el cual es posible ajustar los modelos que se utilizarán en la simulación para obtener las distintas propiedades físicas del fluido, así como también el tipo de fluido que se modelará, entre otras opciones.

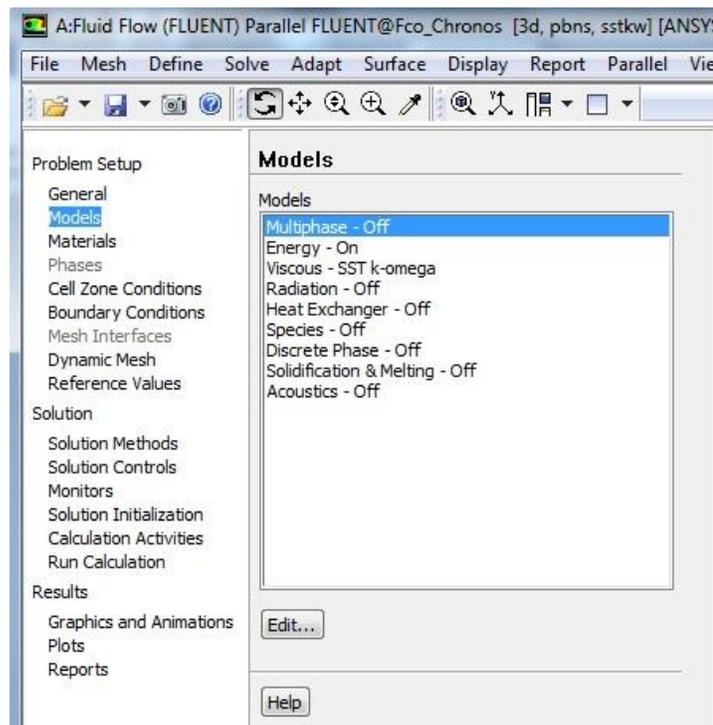


Figura 5: Impresión de Pantalla de Fluent. Ventana *Models*

En esta ventana de diálogo, se deben hacer 2 cambios a la configuración por defecto que trae el software, los que son colocar el modelo de Energía en ON y seleccionar un modelo de turbulencia apropiado, el que se especifica posteriormente.

Al hacer abrir la ventana de diálogo correspondiente a *Viscous*, se encuentra lo presentado en la Figura 6, en la cual se presentan distintos modelos de Turbulencia. En este caso se escogió el modelo k-omega (2 ecuaciones), con un modelo SST.

Además se deben habilitar las casillas de Correcciones de Reynolds bajos (*Low-Re Corrections*), debido a que se trabajará en general con regímenes laminares; la

casilla de efectos compresivos (*Compressibility Effects*)⁵, debido a que es uno de los efectos interesantes que se desean evaluar en esta simulación; y finalmente la casilla de calentamiento viscoso (*Viscous Heating*), ya que este efecto puede ser importante en el desempeño de la máquina.

El modelo k-omega SST de 2 ecuaciones ha sido comprobado a lo largo de mucho tiempo con variadas simulaciones llevadas a cabo en ANSYS, por lo que por el sólo hecho de antecedentes es muy recomendable. Es un modelo capaz de representar muy bien las condiciones de turbulencia entre muros muy cercanos (como el de la simulación de este trabajo de título), ya que su cálculo con respecto a la capa límite es muy certero y considera entre sus ecuaciones el efecto del transporte de masa en esta zona.

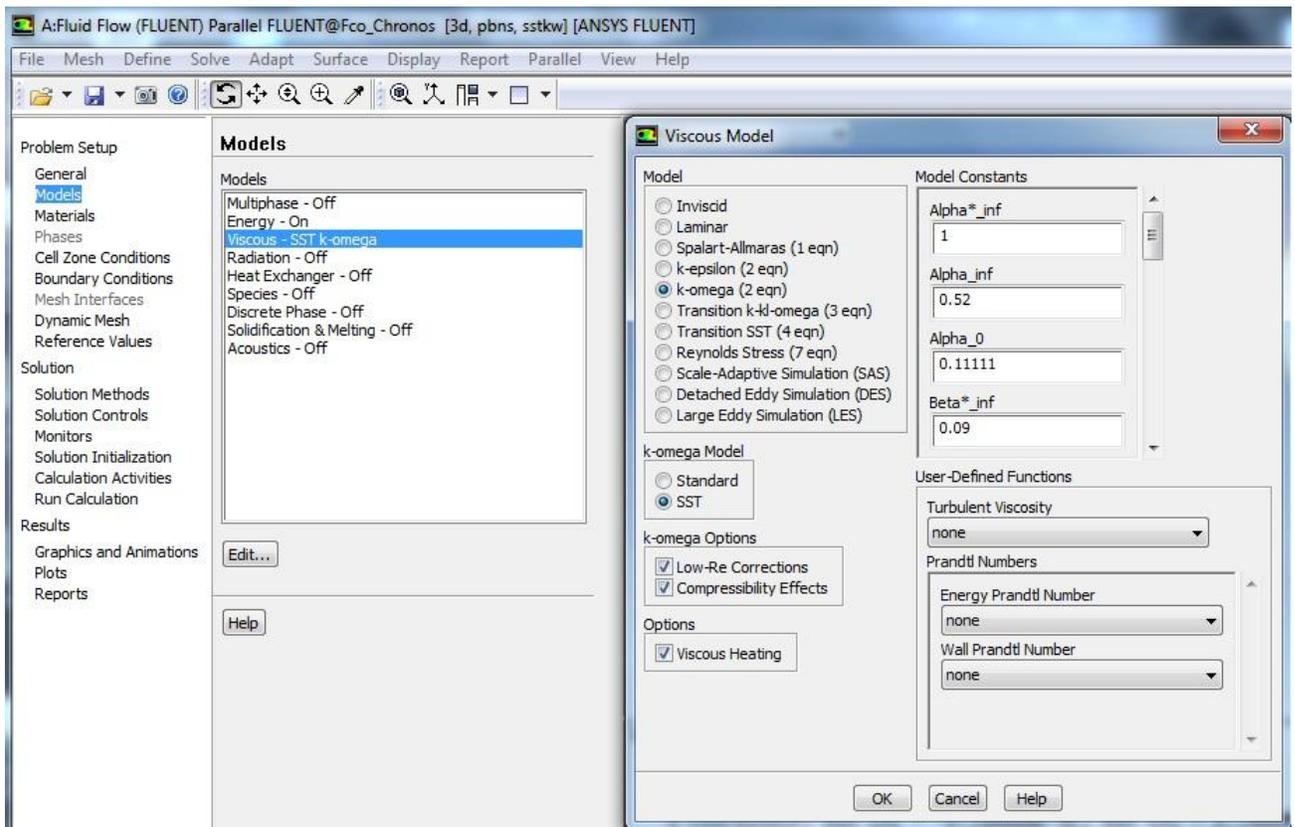


Figura 6: Impresión de Pantalla de Fluent. *Viscous Model*.

Es importante señalar que si bien en los antecedentes se señaló que el fluido en esta máquina requiere de un régimen laminar para que transfiera de buena forma la energía, es posible que bajo ciertas condiciones de operación esto no ocurra.

⁵ La opción de *Compressibility Effects* aparece al momento de cambiar el modelo de densidad del fluido de trabajo de uno constante a uno variable, explicado en la sección IV.2.3 presentada a continuación.

Además, en un modelo laminar no es posible estudiar los siguientes efectos:

- La posible turbulencia que provocan los pasadores en el fluido.
- La posible turbulencia generada en la entrada de la máquina.
- Las inestabilidades producto del roce con la carcasa, donde esta última está influenciada por la fuerza centrífuga que se ejerce en contra de la misma.
- Comprobar el régimen laminar en la mayor parte de los discos, ya que si bien es posible asemejar esta zona con un diámetro hidráulico, esta no es una aproximación comprobada.

Es así como se tiende a escoger un modelo de turbulencia y no uno laminar para la simulación, sin embargo, existe una forma de descartar el uso de este último modelo, lo que ocurre cuando al simular imponiendo un régimen laminar, las variables tienden a ir variando entorno a un valor a medida que avanzan las iteraciones, semejando una onda errática como se muestra en el siguiente gráfico:

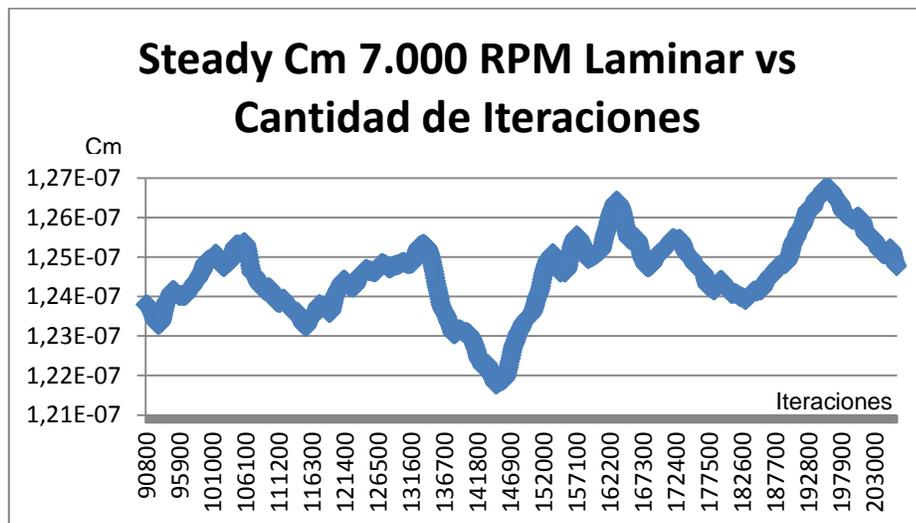


Gráfico 1: Cm 7.000 RPM Laminar en estacionario

Si bien se busca una convergencia estacionaria (*steady*), éste también tiene una parte dependiente del tiempo, por lo que al haber cierto grado de turbulencia e imponer una situación laminar (modelo no diseñado para trabajar en estas condiciones), el software entrega los valores que va obteniendo en cada iteración, sin lograr una convergencia certera, lo que no sucede al utilizar un modelo de turbulencia apropiado, donde si bien también se obtienen ciertas ondulaciones debido a la componente temporal mencionada, éstas son tan disminuidas que son capaces de cumplir con el criterio de convergencia que se señala en la sección IV.2.14.

Debido a lo anterior, es que se optó por un modelo de turbulencia y no uno laminar, generándose un costo computacional mayor, pero con resultados más certeros. Para mayor información consultar la referencia [34] y la sección Modelo de Turbulencia k-omega (2 ecuaciones) SST.

Si bien en la sección V.2.2 se realiza un análisis del Número de Reynolds en las distintas regiones del espacio inter-disco, es importante destacar que según los antecedentes recopilados no existe una forma certera de conocer si el régimen que sigue el fluido en el espacio inter-disco es laminar o turbulento, principalmente debido a lo complejo de la geometría modelada, por lo que imponer un régimen sin mayor profundización en el tema puede generar errores en los resultados. Es por esto que fue necesario hacer el análisis planteado anteriormente, el que finalmente señaló la necesidad de utilizar un modelo de turbulencia.

IV.2.3 Materiales a modelar

En vista de que en el presente modelo se requiere interacción fluido-sólido, se necesita especificar ambos materiales. Haciendo doble *click* en la pestaña *Materials* ubicada al lado izquierdo de la ventana de diálogo del software Fluent, se obtendrá una imagen como la presentada en la Figura 7.

En esta sección se debe hacer doble *click* en *Solid* y luego agregar el material *Steel*, ya que por defecto viene Aluminio. Este paso lo único que hace es agregar el acero (*steel*) como material seleccionable para las distintas caras del modelo, lo que se efectúa en pasos posteriores

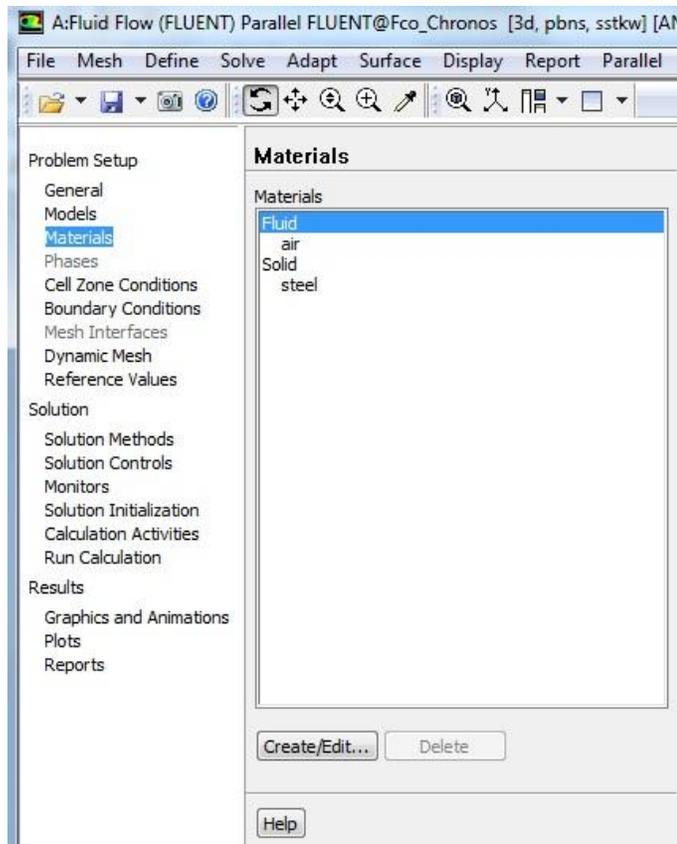


Figura 7: Impresión de Pantalla de Fluent. Ventana *Materials*

Luego, al ingresar en Air (material que viene por defecto) se observa una imagen como la presentada en Figura 8, es posible especificar algunas propiedades físicas del material. Para esta ocasión se cambió *Density* de *Constant* a *ideal-gas*, es decir, en vez de que el software considere la densidad como un valor constante, lo va a calcular como si el aire fuera un gas ideal, y debido lo similar que son ambos gases, esta aproximación es aceptable.

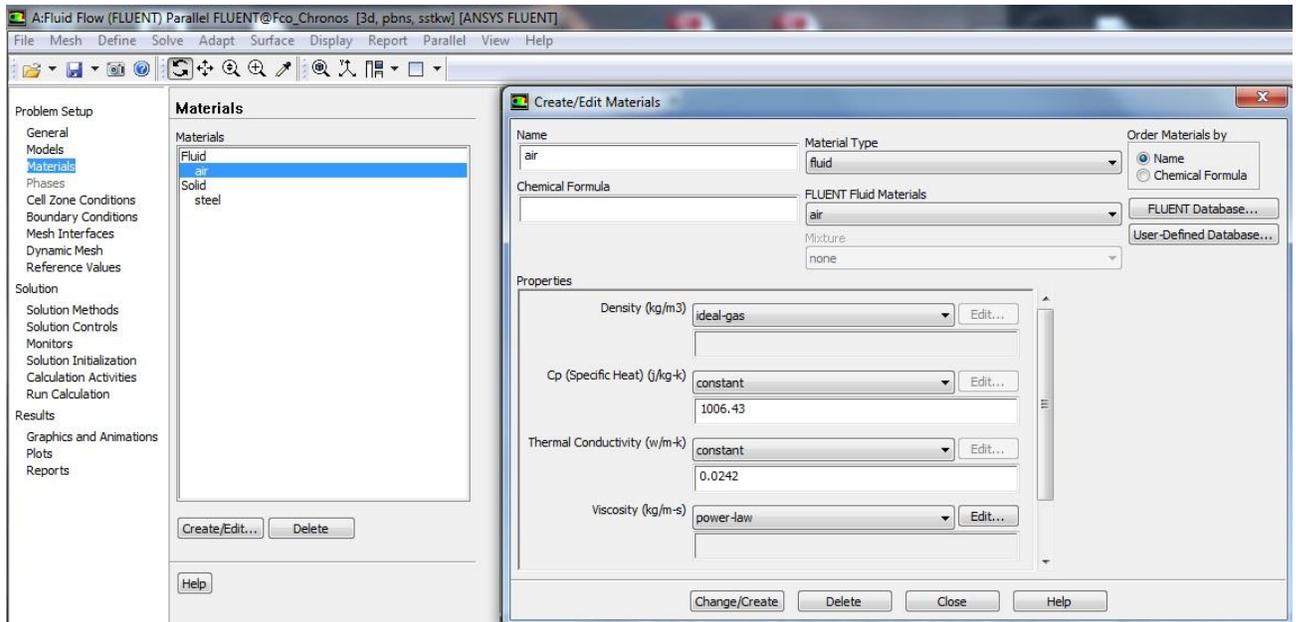


Figura 8: Impresión de Pantalla de Fluent. Ventana Air.

También se debe cambiar el parámetro correspondiente a la Viscosidad, donde se reemplazará de *Constant* a *Sutherland* (ver sección II.4.6). Debido a las buenas experiencias que en las referencias [34] y [35] señalan, el Modelo Sutherland para la viscosidad es mejor que el *Power Law* (otro modelo interesante de utilizar) a bajas temperaturas, como es la situación en la que se encuentra el modelo a simular.

Las demás variables se consideran constantes ya que prácticamente no varían bajo las condiciones en las que se efectuará la simulación.

$$C_p = 1006.43 \frac{J}{kg^{\circ}K}$$

$$M_w = 28.996 \frac{kg}{kmol}$$

IV.2.4 Definición de las Zonas

Debido a que el modelo tiene cuerpos (los pasadores) que se interponen al movimiento del fluido, donde además estos cuerpos giran con el fluido, es que se debe utilizar una malla rotatoria en la simulación, en la zona donde este efecto ocurre.

Las zonas mencionadas se denominaron disco_1 y disco_2, correspondientes a los espacios inter-discos (ver Ilustración 7). Para configurar la malla rotatoria se debe seleccionar la zona y hacer *click* en la opción *mesh motion* (ver Figura 9) y luego en la pestaña del mismo nombre, se debe designar la velocidad de rotación y el eje en el que ocurre dicha rotación. En este caso el modelo se modeló de forma que dicho eje correspondiera al eje Z.

Importante notar que la velocidad que se asigna debe ir en radianes por segundo. Por ejemplo, la velocidad 733.04 rad/s corresponde a 7.000 RPM. Esta transformación se efectúa con la siguiente ecuación:

$$(75) \quad \frac{rad}{seg} = \frac{RPM}{60} 2\pi$$

Las zonas correspondientes a los espacios entre la carcasa y el disco (ver Ilustración 7), que en este caso se denominaron *carcasa_1* y *carcasa_2*, en vista de que son estáticas, permanecen con la configuración que el software tiene por defecto.

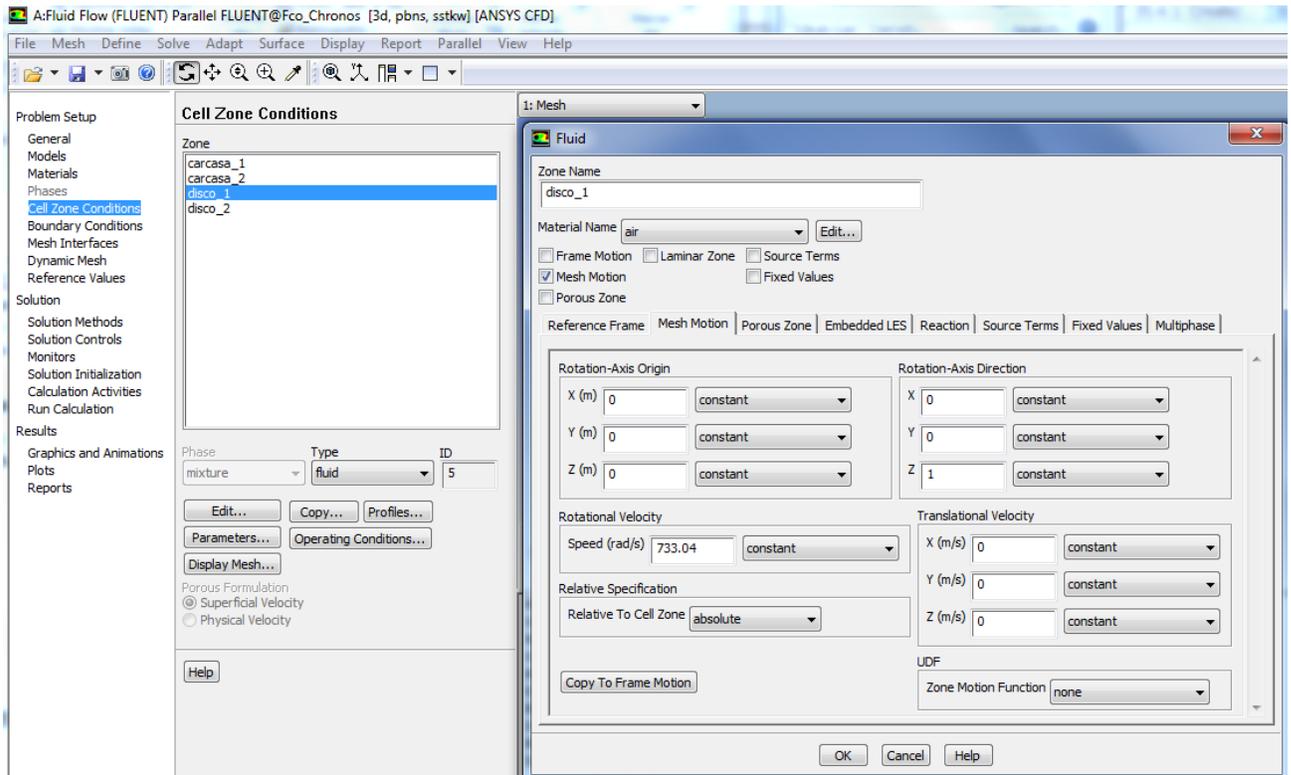


Figura 9: Impresión de pantalla de Fluent. Ventana *Cell Zone Conditions*.

IV.2.5 Condiciones de Borde

Ésta se lleva a cabo en una ventana similar a la presentada en la Figura 10. En esta sección se lleva a cabo una de las configuraciones más importantes de todo el modelo, pero a la vez la más extensa, por lo que se señalarán las configuraciones sin ahondar mucho en la forma en como efectuar dicho proceso. Importante saber que cada cara de los cuerpos del modelo requiere de una condición de borde.

En el modelo creado, se tendrán:

- Muros: Correspondiente a las delimitaciones físicas del fluido, donde algunos serán estáticos y otros rotatorios (correspondiente a los pasadores, el canto del disco y los discos en sí).
- Interiores: Zonas que no requieren de configuración alguna y representan los interiores de los 4 cuerpos creados.
- Entradas y Salidas: Caras del modelo por donde entra y sale el fluido. La configuración de estas superficies son las que finalmente determinarán la simulación a realizar, ya que en ellas se imponen las condiciones de entrada y salida del fluido.
- Caras simétricas: Correspondientes a superficies donde termina el modelo, pero que no necesariamente es un muro, por ejemplo, el contacto entre un espacio inter-disco y otro adyacente, contacto que está esencialmente en los cuerpos que modelan el espacio entre la carcasa y el disco (*carcasa_1* y *carcasa_2*).

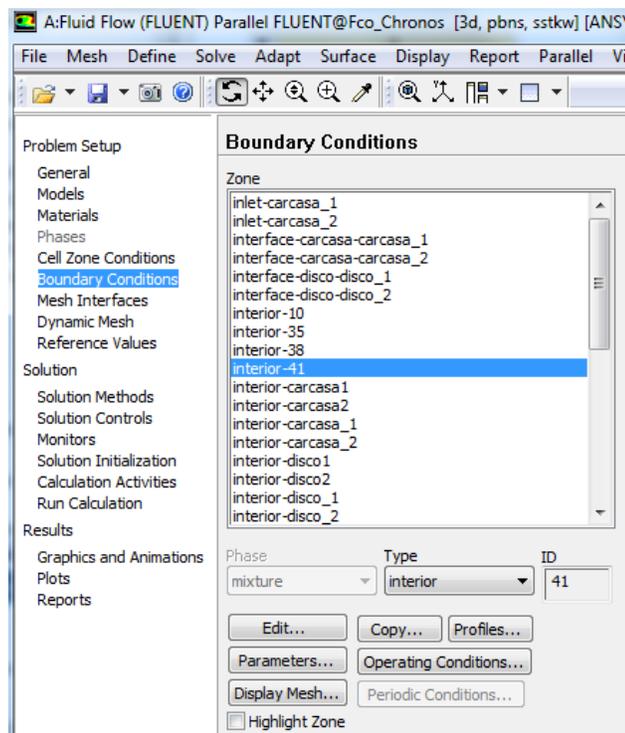


Figura 10: Impresión de Pantalla de Fluent. Ventana *Boundary Conditions*.

Sobre todos los Muros, se debe cambiar la superficie de contacto de Aluminio a Acero. Además, en las superficies móviles se debe imponer la velocidad de rotación, que será la misma que la impuesta en los cuerpos en la sección anterior.

Los muros por defecto del software imponen que no existe flujo de calor a través de los muros, opción que no se modificará debido a que para evitar variables que compliquen el análisis de los resultados, se supondrá un sistema adiabático, es decir, que no sale ni entra calor hacia ni desde el medio ambiente.

Las 2 caras que representan las entradas de fluido (una cara por cada cuerpo que representa el espacio entre los discos y la carcasa), deben ser configuradas con el flujo másico ingresante por cada una (0,0005762 kg/s) y la temperatura total que posee el fluido (300 °K) como se calculó en la sección III.2. Luego, análogo a lo anterior, las 2 caras que representan la salida deben ser configuradas con la presión estática relativa de salida, correspondiente a 30.000 [Pa], como se explicó en la misma sección mencionada (sección III.2).

Es importante señalar que por defecto, las condiciones de operación de la máquina corresponden a una presión atmosférica (101.325 [Pa]), los que pueden ser modificados en la sección *Operating Conditions* que se aprecia en la Figura 10.

IV.2.6 Interfaces

En vista que en el modelo existen 4 cuerpos, se debe configurar la unión e interacción entre ellos. Para esto, se deben crear interfaces entre las caras que ocurre este efecto. Este proceso se realiza en la ventana presentada en la Figura 11, donde se deben ir señalando los pares de caras opuestas por donde se genera la unión entre los cuerpos.

Para el modelo planteado existen 4 interfaces, una por cada unión entre los 4 cuerpos con sus cuerpos vecinos, los que en total conforman el modelo.

Si bien el software presenta una gran opciones de tipos de interfaces, la requerida por este modelo es la más simple de todas, una interfaz donde el fluido pasa de un cuerpo a otro manteniendo sus propiedades termodinámicas, comportándose así el conjunto de los 4 cuerpos, como si fuera uno sólo, acercándose así a lo que es en la realidad.

Como sugerencia de la guía del software (específicamente en el Capítulo 5 de la referencia [35]), se recomienda seleccionar en el par de caras que conforman la interfaz, primero la cara con menor elementos y posteriormente la con mayor celdas, señalándose que así el cálculo computacional será más veloz.

Si se quieren especificar pares de caras que no son adyacentes o no se acoplan de forma idéntica, entonces el programa presentará un error. Lo mismo ocurre si se tratan de seleccionar caras que ya fueron seleccionadas en otra interfaz.

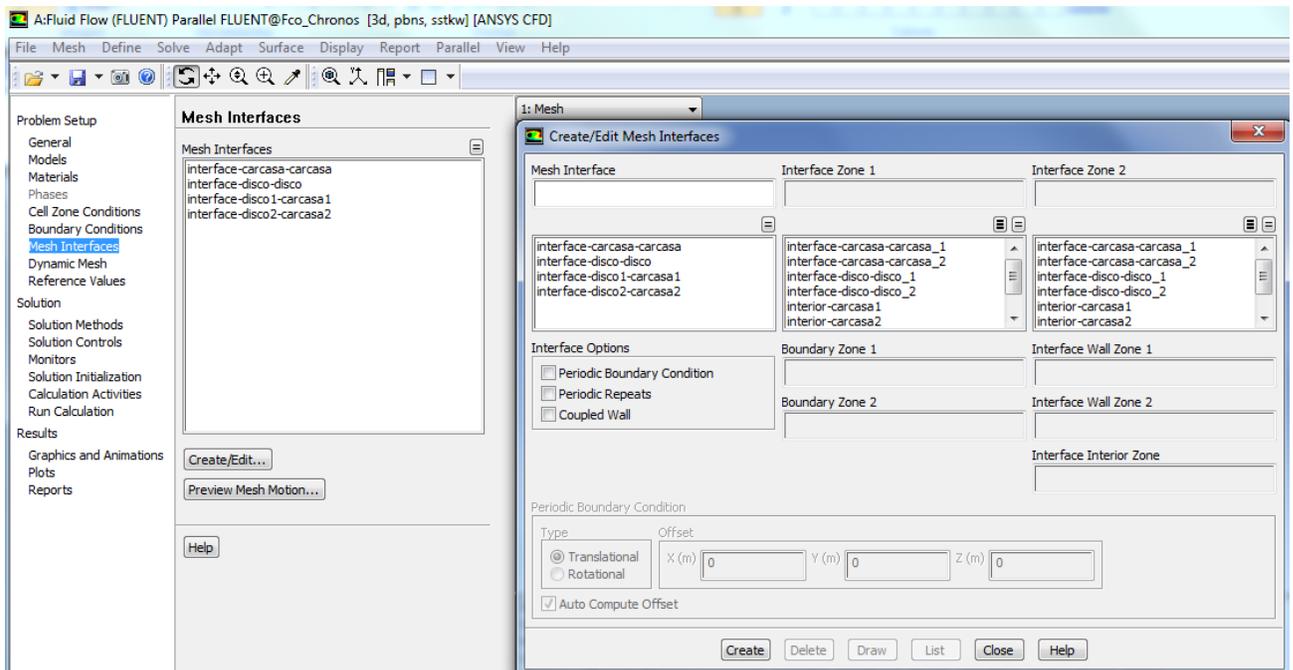


Figura 11: Impresión de Pantalla de Fluent. Ventana *Mesh Interface*.

Es en esta sección, así como en la anterior IV.2.5, donde se hace de gran importancia haber colocado nombres apropiados a cada cara del modelo, ya que si bien el software permite destacar las caras a medida que se van seleccionando, es difícil distinguirlas de esa forma.

IV.2.7 Métodos de Solución

Esta configuración corresponde a la forma en que el software llegará al resultado. Sin embargo como se mencionó anteriormente en la sección II.4.7, esto no afectará en el resultado final, sino que sólo en el tiempo que demorará hacerlo, por lo que no se ahondará mayormente en este tema. Para mayor información consultar la referencia [35].

IV.2.8 Valores de Referencia

En vista que a priori, no se conoce como se va a comportar la máquina, es que los valores de referencia que se configuraron corresponden a los de la entrada del fluido. En la ventana que se aprecia en la Figura 12, es posible designar estos valores.

Como se presentó en la sección III.2, se tienen los valores de la densidad, velocidad, temperatura estática, presión relativa, viscosidad y entalpía, los que se deben colocar en las celdas respectivas de la Figura 12 adjunta.

El valor de Relación de Calores específicos de 1.4 (*Ratio of Specific Heats*) es una constante del aire y que prácticamente es invariable en las condiciones en las que se desarrolla la simulación. Corresponde a la división entre el Calor específico a presión y volumen constante.

El área y el largo son valores utilizados para calcular el coeficiente de momento, pero debido a que este cálculo se realizará sobre distintas superficies de distintas áreas y distintas distancias con respecto al eje de giro, es que se dejaron con valores 1 como viene por defecto el software.

El efecto que tienen estos valores en los resultados, son principalmente la forma en que presenta los resultados. Por ejemplo es posible obtener un coeficiente de torque mucho menor si es que se colocara un área, velocidad, largo o densidad mayores (ver sección II.4.8).

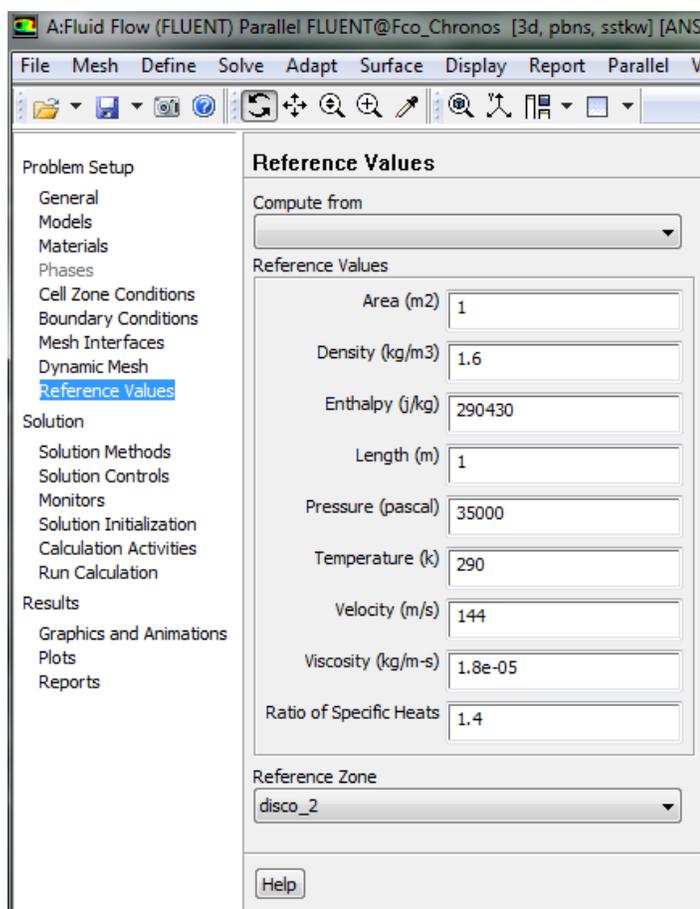


Figura 12: Impresión de Pantalla de Fluent. Ventana de *Reference Values*.

IV.2.9 Control de la Solución

La herramienta Fluent consta con métodos de controlar hacia dónde está convergiendo el resultado, los que se configuran en la ventana presentada en la Figura 13. Es así como esta sección del software se encarga de configurar la tolerancia a la divergencia (bajando y aumentando los valores de relajación) y ajustando los límites de las variables entre los que se encontrará el resultado final.

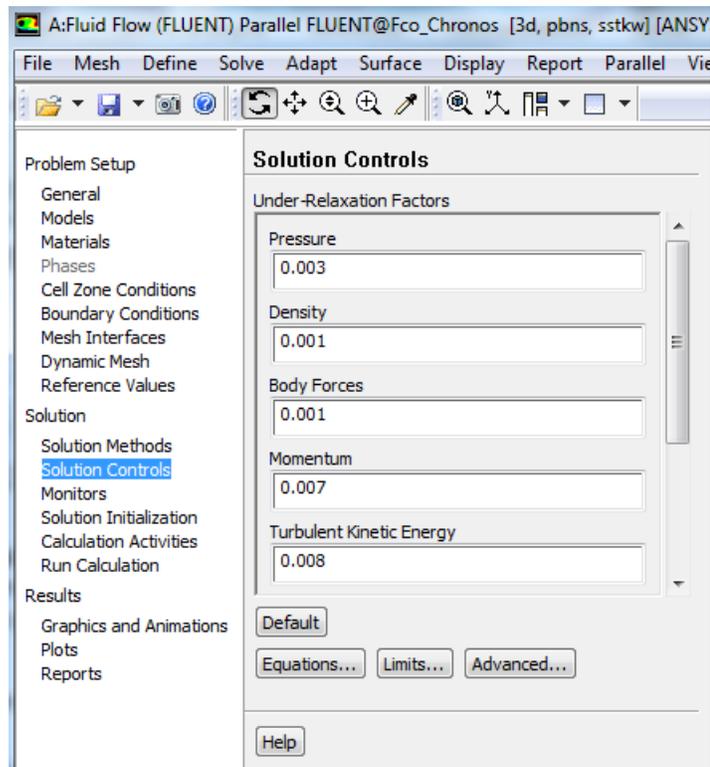


Figura 13: Impresión de Pantalla de Fluent. Ventana *Solution Controls*.

Una vez que se estuvo seguro con respecto al modelo y la configuración del mismo, se optó por disminuir las variables de relajación de manera de impedir que el software mostrara un error de divergencia y por consecuencia detuviera el cálculo, sin embargo una vez que el programa comienza a converger estos valores no representan cambio alguno en el resultado ni en el tiempo que demora el software para llegar al mismo.

Lo anterior puede ocurrir cuando los valores de la inicialización (ver sección IV.2.11) y los límites no son configurados correctamente. Sobre esto último, es posible configurar los límites entre los que el software buscará el resultado convergente, es decir, al imponer límites de las variables cercanos a los que el resultado real tendrá, entonces se obtendrá una menor divergencia al comienzo de los cálculos y una convergencia más veloz.

En el fondo, las variables de relajación son un límite para informarle al usuario de que está ocurriendo una divergencia, de manera de corregir el problema lo antes posible.

Luego de efectuar variadas simulaciones, se observó que los valores nunca oscilaron más que los que se presentan a continuación:

Temperatura: 280 – 330 °K

Presión Absoluta: 125.000 – 135.000 [Pa]

Fueron estos límites los que se configuraron en la pestaña *Limits* observada en la ventana de la Figura 13, aumentando en forma considerable la velocidad con la que el software converge.

IV.2.10 Monitores

Antes de explicar la configuración del monitoreo con respecto al coeficiente de momento C_m , se procederá a señalar de forma explícita las caras en las que se evaluará dicha variable (ver sección Ilustración 9).

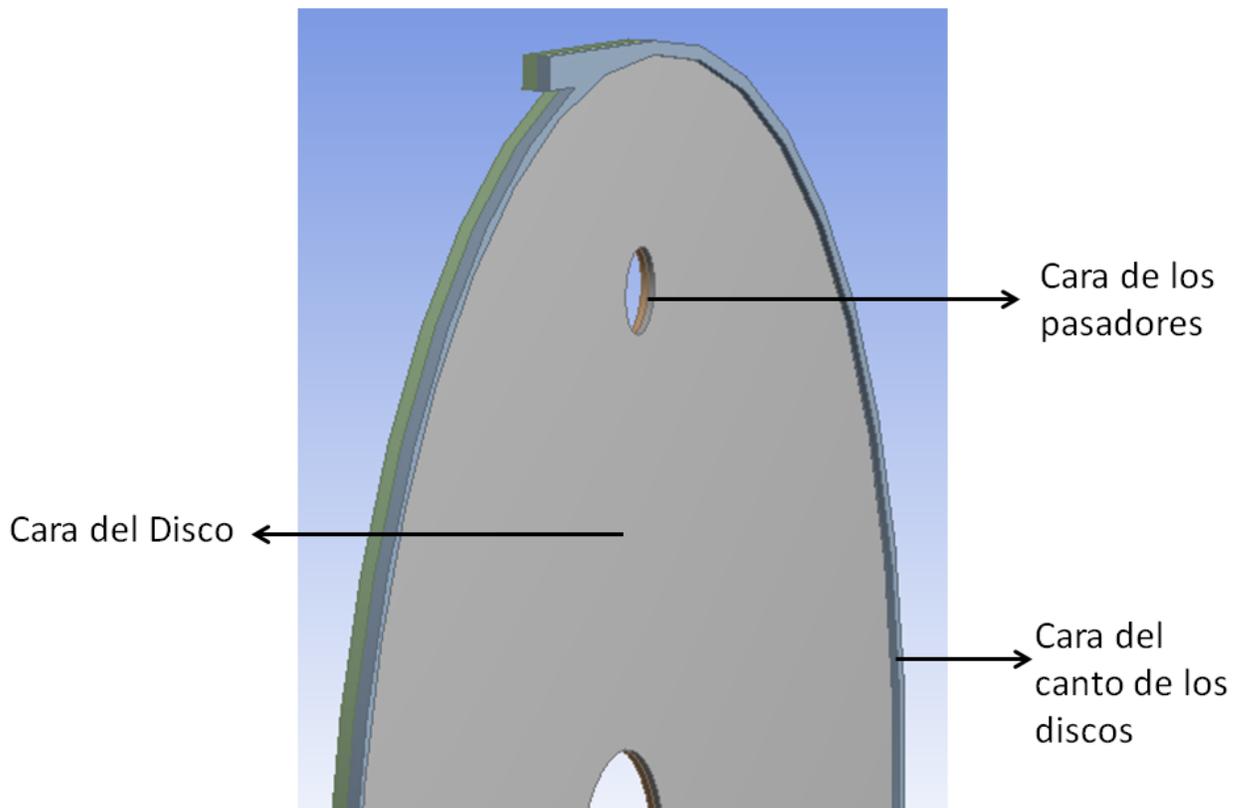


Ilustración 9: Caras en las que se evaluará el coeficiente de momento C_m .

Entonces, para efectuar el monitoreo del C_m , se debe seleccionar las caras que se desean monitorear (ver Figura 14 e Ilustración 9). En este modelo es interesante monitorear el coeficiente de torque en el canto de los discos, en los discos mismos y en los pasadores, correspondientes a las *caras wall-carcasa-disco 1 y 2*, *Wall-disco 1 y 2*, *Wall-pasadores-disco 1 y 2*, respectivamente.

Con respecto a los pasadores, se agruparon para facilitar su configuración, de manera que se generaron 2 nombres, 1 para las 4 caras de cada cuerpo que representa el espacio inter-disco, agrupándose así las 8 caras que representan los pasadores, en *Wall-pasadores-disco_1* y *wall-pasadores-disco_2* (nombre de libre elección).

Las caras señaladas son las que generarán torque, en diferente grado, en la máquina, lo que repercutirá en el coeficiente de momento C_m .

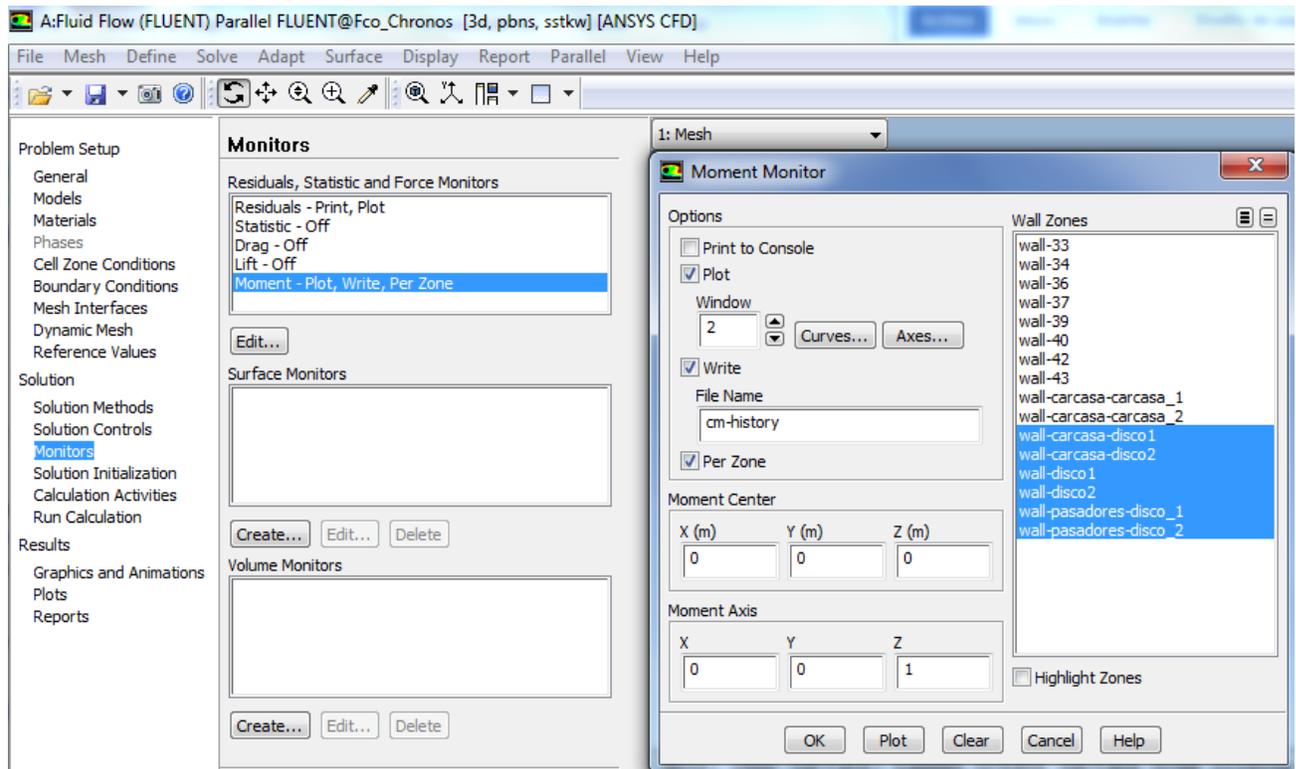


Figura 14: Impresión de Pantalla de Fluent. Ventana *Monitors*.

Se debe tener cuidado con el eje sobre el cual se calculará el torque. Como se mencionó en las secciones IV.2.4 y IV.2.5, el eje de giro del modelo se configuró para que fuera el eje Z, razón por lo que en la Figura 14 se aprecia que el Eje de Rotación es (0,0,1).

Este monitoreo entregará el valor del coeficiente de momento, como se explicó en la sección II.4.8. Para obtener el Momento en cada zona, se debe multiplicar el coeficiente mencionado por la presión dinámica, el área y el largo impuestos y calculados con los valores de referencia (sección IV.2.8).

También es posible configurar el criterio de convergencia con respecto a los residuales de las principales ecuaciones (velocidad, energía y continuidad). Por defecto el software trabaja con valores del orden de 0.001, sin embargo debido a que se notó que declarándose una convergencia bajo este criterio, el coeficiente de momento seguía variando en forma no despreciable, es que se disminuyó el mencionado valor en un orden de magnitud (ver sección IV.2.14).

IV.2.11 Inicialización

Como se mencionó anteriormente, la inicialización de las variables puede determinar la velocidad de convergencia, así como también una potencial divergencia en caso de que las variables de holgura sean muy ajustadas (ver sección IV.2.9).

La principal inicialización corresponde a la presión, donde en este caso se efectuó una inicialización con 35.000 [Pa] relativos, valor que se obtuvo de las condiciones de entrada del fluido.

Luego hay que colocar *Inicialize* y el software estará inicializado y preparado para comenzar a calcular.

IV.2.12 Actividades durante el cálculo

El software permite, entre otras opciones, que se vaya auto-guardando el archivo a medida que va avanzando en las iteraciones, determinado por la cantidad de iteraciones que se desea que hayan entre cada guardado.

Es evidente que a mayor cantidad de guardados, más demorará el cálculo en converger, ya que se le están imponiendo nuevas tareas al equipo para que desarrolle, motivo por el que se tiene que ser cauto con este tema.

En el modelo simulado se configuró para que el software se auto-guardara cada 1000 iteraciones. La ventaja de esta opción es que en caso de que ocurra algún error o accidente que interrumpa el cálculo, es posible recuperarlo de forma sencilla.

IV.2.13 Comenzar el Cálculo

En esta sección es posible configurar la cantidad de iteraciones que uno desea que el software desarrolle antes de concluir el cálculo. Hasta el momento, se ha apreciado que el modelo converge con respecto al valor del coeficiente de momento, alrededor de las 100 mil iteraciones, por lo que éste puede ser un valor tentativo para colocar.

IV.2.14 Criterio de Convergencia

Debido a lo mencionado en la sección IV.2.10 es que el criterio de convergencia se basó netamente en los resultados de los valores de C_m obtenidos. Es así como se definió que el resultado habría convergido una vez que el valor de C_m variara menos que el 0,05% con respecto a la iteración anterior.

V.1 Introducción a los Resultados

En esta sección se presentan los resultados obtenidos hasta el momento, los que corresponden a 19 simulaciones realizadas. Es importante señalar que, como se mencionó en la sección I.3, la potencia total consumida por el espacio inter-disco se calcula en base a la diferencia de energía unitaria entre la entrada (salida de la tobera) y la salida del espacio inter-disco, multiplicado por el flujo másico unitario de cada modelo (es decir, flujo total de la máquina dividido por el número de discos), ocupando la ecuación (11).

La energía unitaria se calculó en base a la Presión Total del fluido, es decir la presión dinámica sumada con la presión estática, variables que son las más importantes a la hora de analizar un compresor.

Con respecto al cálculo del coeficiente de momento C_m que entrega el software (ver sección IV.2.10), se seleccionaron 12 caras, las que se agruparon en 6 nombres distintos, correspondientes a 2 a las mitades de los cantos de los discos, las 2 caras correspondientes a los discos y las representantes de los pasadores. Los resultados de estos valores se representan como la suma de los pares mencionados, los que a priori son idénticos, es decir, el C_m del Canto de un disco, es igual al C_m del canto del otro, ocurriendo de forma análoga para las demás zonas evaluadas.

Una vez obtenido el valor total de C_m y utilizando la ecuación (74) presentada en la sección II.4.8, se calcula la potencia que el espacio inter-disco está generando.

Con respecto a la potencia, es importante señalar que la potencia que ingresa a la máquina (a través del fluido) es mayor que la potencia que la máquina es capaz extraer. Es por esto que además existen dos tipos de rendimientos, uno para cada potencia.

Los cálculos de cada potencia se basan preliminarmente en la potencia que se le ingresa al espacio inter-disco, corresponde a la energía unitaria en la entrada, multiplicado por el flujo másico (ver ecuación (76)). Mientras que para el cálculo de la potencia consumida (o extraída) por el espacio inter-disco desde el fluido, corresponde a la diferencia entre la potencia a la entrada y a la salida (ver ecuación (79)), siendo la razón de que esta potencia sea menor a la anterior mencionada.

$$\dot{W}_{pt} = \left(\frac{1}{2} V^2 + \frac{P_s}{\rho} \right) \dot{m} \quad (76)$$

$$\dot{W}_{ingresada} = \left(\frac{1}{2} V_{entrada}^2 + \frac{P_{se}}{\rho} \right) \dot{m} \quad (77)$$

$$\dot{W}_{salida} = \left(\frac{1}{2} V_{salida}^2 + \frac{P_{ss}}{\rho} \right) \dot{m} \quad (78)$$

$$\dot{W}_{extraida} = \dot{W}_{ingresada} - \dot{W}_{salida} \quad (79)$$

Los rendimientos se calculan en base a la relación entre la potencia obtenida (a partir del torque generado) y la potencia ingresada a la máquina (ver ecuación (80)), o la potencia extraída por la máquina (ver ecuación (81)), según sea el caso. El primer rendimiento nombrado se denomina rendimiento total y el segundo es denominado rendimiento interno.

$$\eta_{total} = \frac{\dot{W}_{obtenida}}{\dot{W}_{entrada}} * 100 \quad (80)$$

$$\eta_{interno} = \frac{\dot{W}_{obtenida}}{\dot{W}_{extraida}} * 100 \quad (81)$$

Lo interesante de cada rendimiento, es que el rendimiento interno representa las pérdidas por efecto de turbulencia y calentamiento del fluido esencialmente, siendo muy importante al momento de analizar los principales problemas que pueda presentar la máquina. Por ejemplo, un bajo rendimiento interno en un contexto donde prácticamente no hay turbulencia, es sólo señal de que el fluido se estaría calentando en demasía por efecto de la fricción, lo que se manifiesta en los valores de temperatura estática a la entrada y salida de la máquina.

El rendimiento total en cambio, representa de buena forma el valor comercial interesante, es decir, de la energía que le ingreso a la máquina, cuánto de ella obtengo en forma de torque, sin importar la cantidad de energía que tiene el fluido en la salida. Es claro que este rendimiento siempre será menor que el rendimiento interno, como lo señala la ecuación (79), por lo que este valor sólo es útil para identificar problemas cuando el rendimiento interno es alto y el total es bajo, lo que querría decir que el fluido está saliendo con demasiada energía de la máquina.

V.2 Resultados obtenidos

A continuación se expresan los principales análisis y resultados obtenidos de las 19 simulaciones realizadas a distintas tasas de giro.

V.2.1 Velocidad y Energía Cinética

En general se aprecia que las velocidades de entrada absoluta del fluido no varían con respecto a las RPM, estando en torno a los 140 m/s, sin embargo debido al aumento de velocidad tangencial del disco, la velocidad relativa entre el fluido y el disco sí varía (ver Gráfico 2). Con respecto a la velocidad de salida absoluta del fluido, ésta presenta una diferencia notoria, aumentando a medida que se aumenta la tasa de giro. Lo mismo ocurre con la velocidad relativa de salida entre el fluido y el disco. En el Gráfico 3 se representan las velocidades señaladas, además de la velocidad tangencial del disco en la salida del mismo (color verde). Para el cálculo de la velocidad relativa se utilizó la ecuación (82), es decir, la diferencia entre la velocidad absoluta del fluido y la tangencial del disco representa la velocidad relativa.

Con respecto a las velocidades relativas a la entrada y la salida del espacio inter-disco, se observa que en el intervalo de tasa de giro estudiado, a la entrada existe una caída de velocidad relativa de 110 m/s, mientras que a la salida existe un aumento de 45 m/s, por lo que al aumentar las RPM, predomina la disminución de velocidad relativa entre el disco y el fluido.

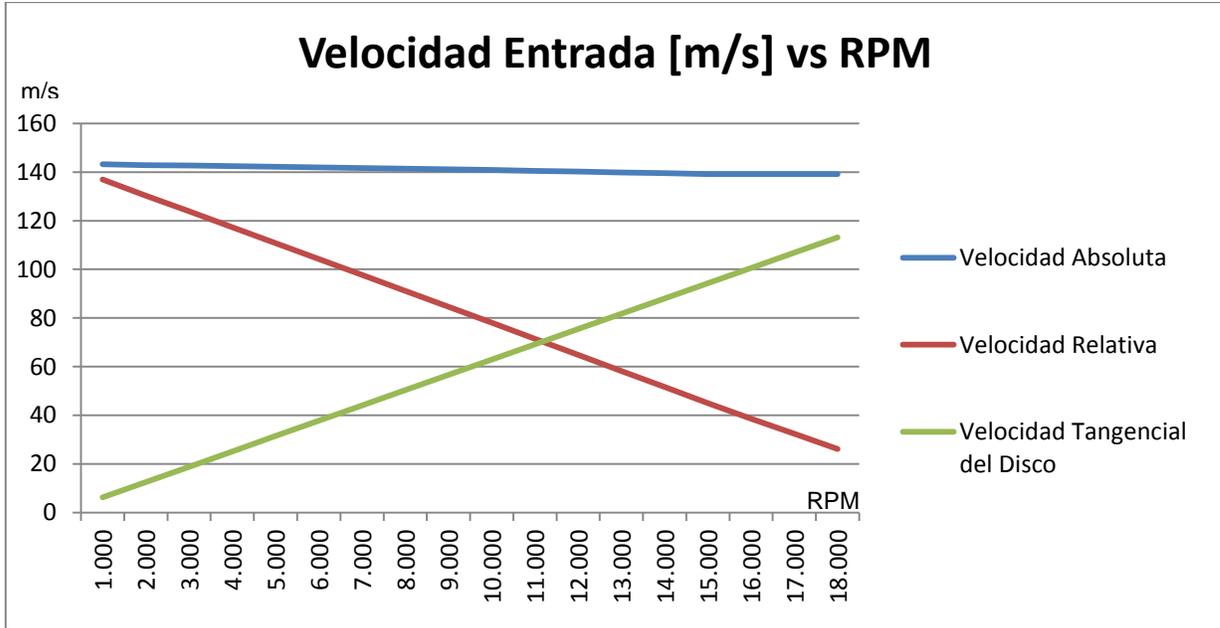


Gráfico 2: velocidad absoluta, relativa y tangencial del disco a la entrada del espacio inter-disco.

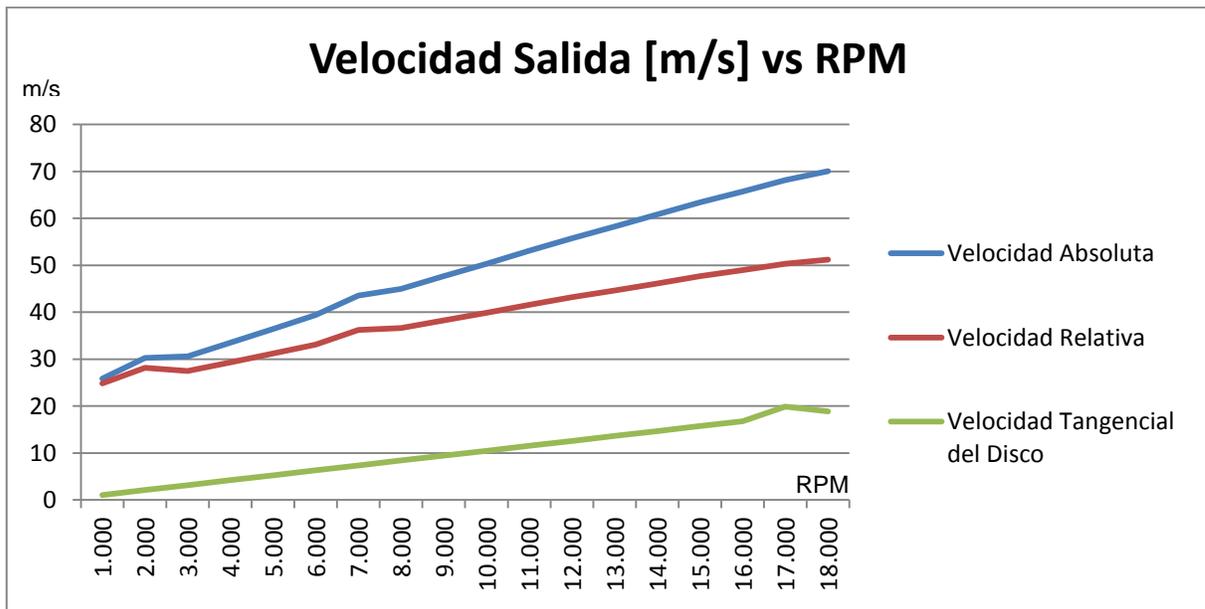


Gráfico 3: Velocidad absoluta, relativa y tangencial del disco a la salida del espacio inter-disco.

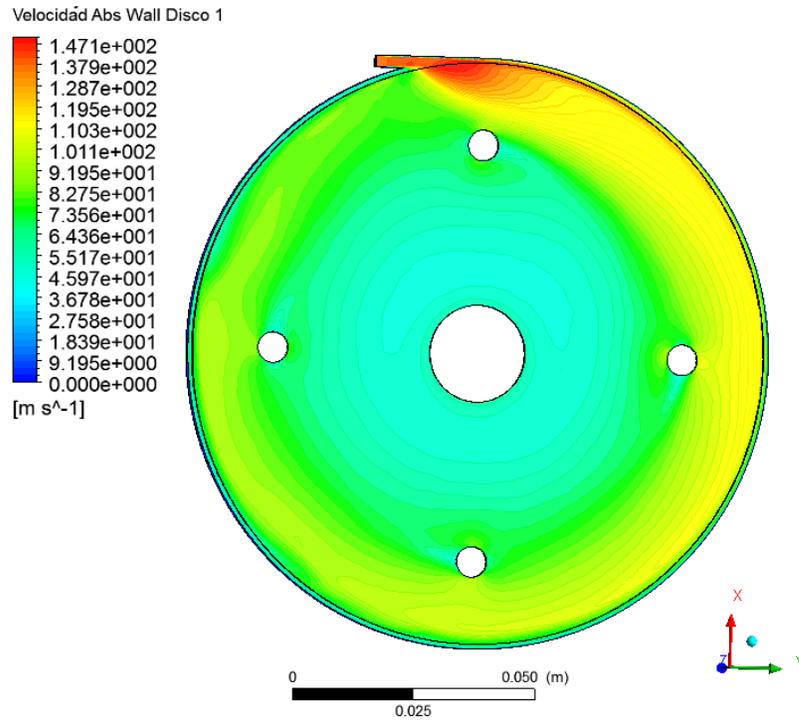


Figura 15: Velocidad absoluta del fluido [m/s] a 13.000 RPM.

En la Figura 15, donde el fluido y el disco giran en sentido horario, se aprecia que la velocidad es muy elevada a la entrada de la máquina, pero que ésta disminuye notoriamente en el primer giro que da adyacente a la carcasa. También se observan bajas velocidades en la zona posterior a los pasadores, lo que es de esperar debido al obstáculo que éstos representan para el desplazamiento del fluido.

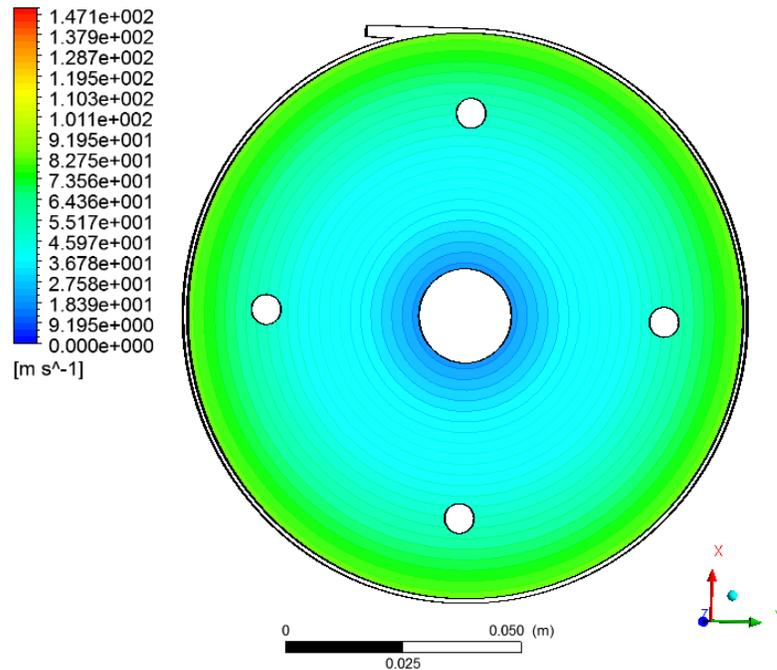


Figura 16: Velocidad de la capa límite al disco [m/s] a 13.000 RPM.

En la Figura 16 se aprecia que la capa límite del disco sigue un patrón definido por el radio y la velocidad angular, es decir, la multiplicación de ambas variables nos entrega la velocidad tangencial presentada en dicha imagen. Es posible observar que la velocidad del fluido en el interior del disco (Figura 15) es mayor en todos los puntos del mismo, que la velocidad de la capa límite al disco (Figura 16), comprobando así que si bien la tasa de giro del disco fue impuesta, la máquina se está comportando como una turbina, es decir, en donde el fluido entrega energía al disco y no al revés.

Es importante señalar que la velocidad de rotación del disco es constante, sin embargo su velocidad tangencial disminuye conforme a como disminuye el radio⁶, es así como la velocidad tangencial del disco varía entre 82 [m/s] (a la entrada) y 14 [m/s] (a la salida) para las 13.000 RPM presentadas.

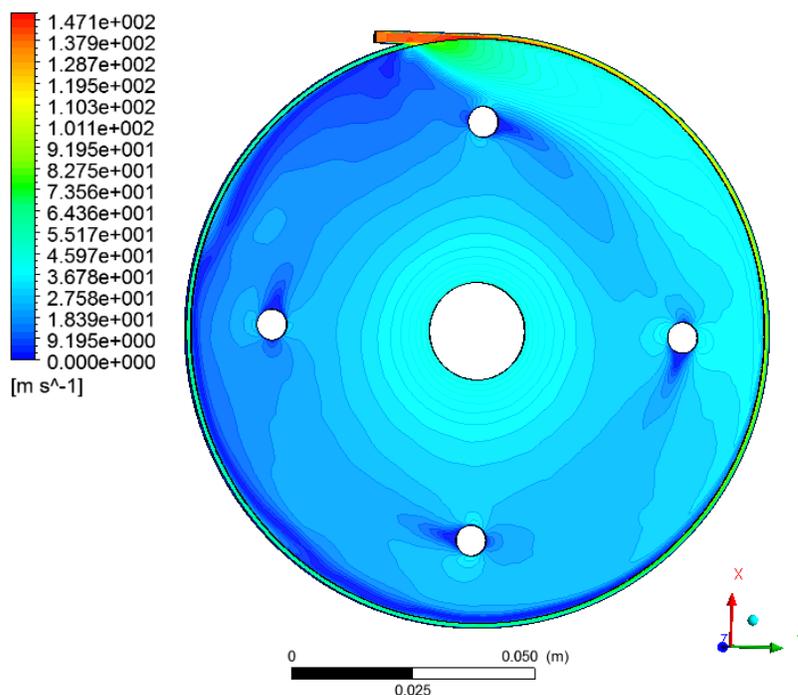


Figura 17: Velocidad relativa [m/s] entre el fluido y el disco a 13.000 RPM.

En la Figura 17 se observa la velocidad relativa entre el fluido y el disco a 13.000 RPM. Se observa que en el global del disco predomina una velocidad relativa entre 0 y 20 [m/s], lo que puede referirse a una velocidad bastante baja considerando la poca distancia que existe entre los discos (1 mm). También se aprecia que en la entrada es donde esta variable crece enormemente, llegando a casi 80 [m/s], lo que se debe principalmente a que es en la zona media del espacio inter-disco donde el fluido va a una mayor velocidad.

⁶ La velocidad tangencial del disco es calculada como la multiplicación entre la velocidad angular (rad/s) y el radio en el que se desea evaluar dicha variable.

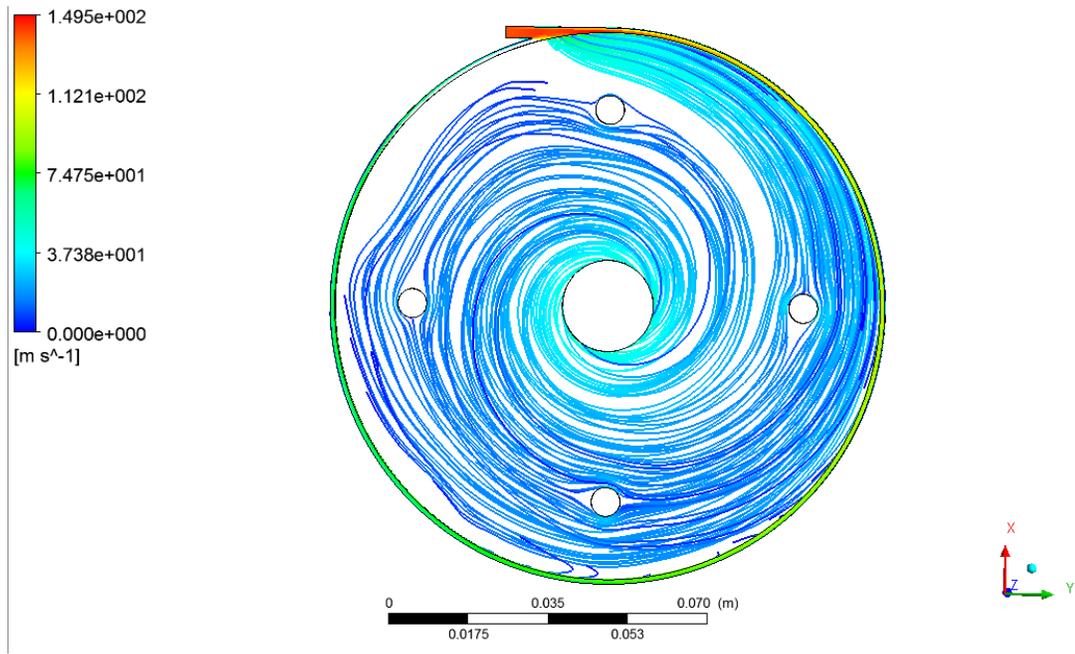


Figura 18: Líneas de flujo de la velocidad relativa entre el fluido y el disco [m/s] a 13.000 RPM.

En la Figura 18 se observan las líneas de flujo de la velocidad relativa entre el disco y el fluido. En esta imagen se aprecia como el fluido esquiva a los pasadores, los que actúan como obstáculos en la trayectoria del mismo. También es posible percibir los espirales en sentido horario que forma el fluido al desplazarse por el espacio inter-disco. Es importante recordar que la velocidad presentada es relativa a una tasa de giro de 13.000 RPM, dando a entender que si bien la escala de la Figura 18 parece ser bastante pequeña, en verdad corresponde a velocidades absolutas del fluido de entre 20 y 150 m/s.

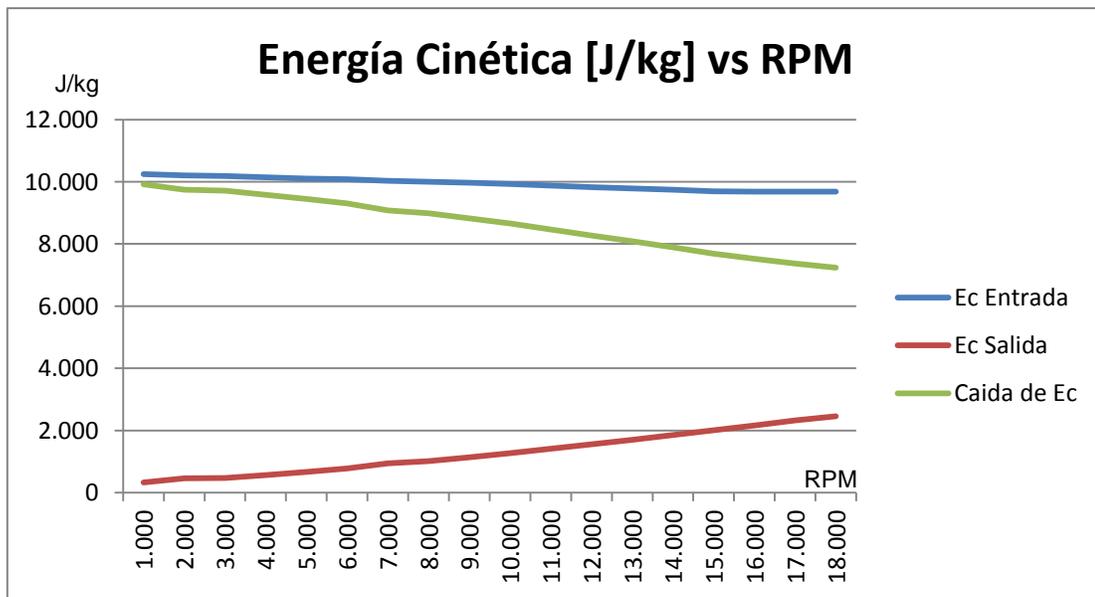


Gráfico 4: Energía Cinética [J]

En el Gráfico 4 se representan las Energías Cinéticas⁷ a la entrada de la máquina, salida del espacio inter-disco y la caída que ocurre entre estas dos zonas. Se observa que la caída de Energía es menor a medida que aumentan las RPM, ocurriendo lo inverso con respecto a la Energía Cinética a la Salida. En la entrada este valor es prácticamente constante. Esto se debe a las variaciones que presentan las velocidades absolutas del fluido a la entrada y salida del espacio inter-disco con respecto a las distintas tasas de giro (ver Gráfico 2 y Gráfico 3).

V.2.2 Número de Reynolds

Se calculó el Número de Reynolds, ecuación (13), a la entrada de la máquina (zona indicada en la Ilustración 8) para cada tasa de giro, donde éstos variaron entre 32.500 y 36.800 (prácticamente invariable), señalando que en esta zona existe turbulencia debido principalmente a lo elevada de la velocidad del fluido al ingresar a la máquina.

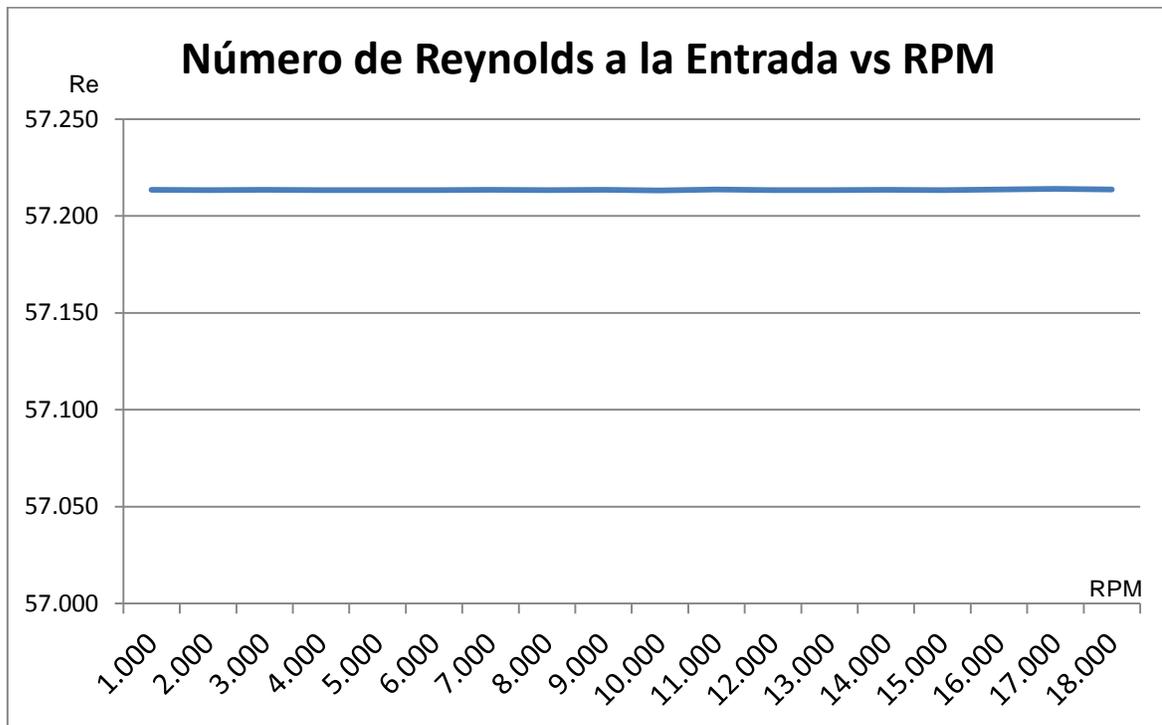


Gráfico 5: Número de Reynolds a la entrada de la máquina

En el Gráfico 5, es importante destacar lo poco que varían los Números de Reynolds calculados, presentando una diferencia entre ellos menor al 0.0015%, diferencia que es atribuible a las pequeñas variaciones que sufre la velocidad de entrada, ya que en la ecuación (13) es el único valor que cambia para las distintas RPM estudiadas.

⁷ La Energía Cinética correspondiente a la primera componente de la ecuación de Bernoulli, ecuación 0.

También se obtuvo el Número de Reynolds a la salida del espacio inter-disco (ver Ilustración 8), expresado en el Gráfico 6, donde estos valores variaron entre 4.200 y 8.800, dando a conocer, si bien menos que en la entrada, cierto grado de turbulencia, sin embargo esto no es posible de determinar ya que hay que recordar que el Número de Reynolds calculado está estudiado para tuberías, donde para valores mayor a 4.000 se tiene Turbulencia. Es importante destacar lo compleja de la geometría simulada, para la cual no se encontraron referencias en las que se analice y señale una forma de calcular los sectores o las condiciones que se deben cumplir para que ocurra turbulencia.

Con respecto a los otros Números de Reynolds presentados en los antecedentes, éstos son solo aplicables y comparables en diseños específicos de maquinarias teslas, por lo que no se utilizaron para analizar los resultados en este trabajo.

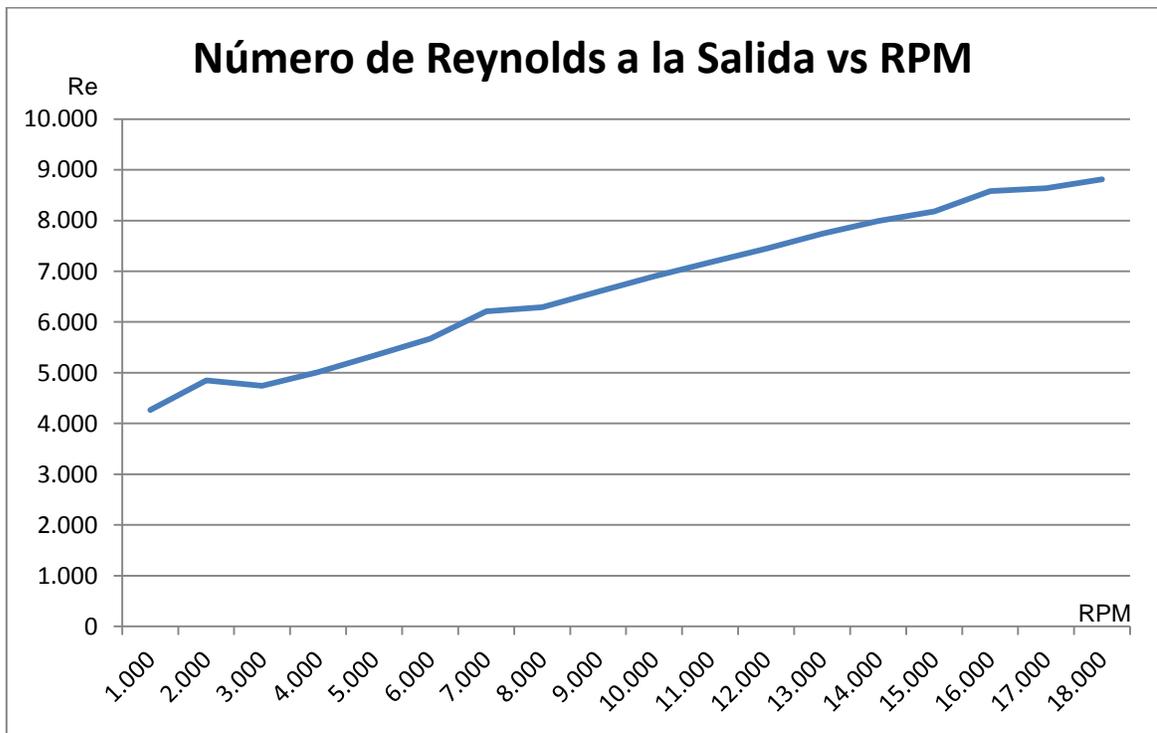


Gráfico 6: Número de Reynolds a la Salida del espacio inter-disco

Además se calculó un Número de Reynolds medio (ver Gráfico 7), donde se utilizó la densidad media entre la entrada y la salida del espacio inter-disco. También se asumió velocidad consistente en la suma ponderada de las velocidades relativas al disco en la entrada y salida del mismo⁸, ecuaciones (82) y (83). Con respecto al

⁸ Para el cálculo de la suma ponderada de las velocidades relativas a la entrada y salida del espacio inter-disco, se utilizó una linealización entre estos dos valores, calculando así la velocidad relativa del fluido con respecto al disco en el radio 0.043 m. Este valor corresponde al radio que divide al disco en 2 áreas iguales.

diámetro hidráulico⁹, ecuación (4), se calculó en base a la sección transversal en el espacio inter-disco. Finalmente, con la ecuación (13) se obtuvieron valores entre 18.547 y 5.946. Análogo a lo señalado en el párrafo anterior, no es posible determinar si esto corresponde a un sector de turbulencia en base al cálculo del Número de Reynolds.

$$V_{rel} = V_{tf} - V_{td} \quad (82)$$

$$V_{rel,ponderada} = (V_{rel,entrada} * 43 + V_{rel,salida} * (60 - 43))/60 \quad (83)$$

Al ver el Gráfico 7 se aprecia una caída del Número de Reynolds prácticamente lineal con respecto al aumento de la tasa de giro, lo que se explica debido a la caída de la velocidad relativa entre el fluido y el disco (ver V.2.1). Como se señala posteriormente en la sección V.2.5, las mayores potencias y rendimientos se obtuvieron para 13.000 RPM, tasa de giro que presenta un Número de Reynolds medio a un radio de 43 mm de 9.743.

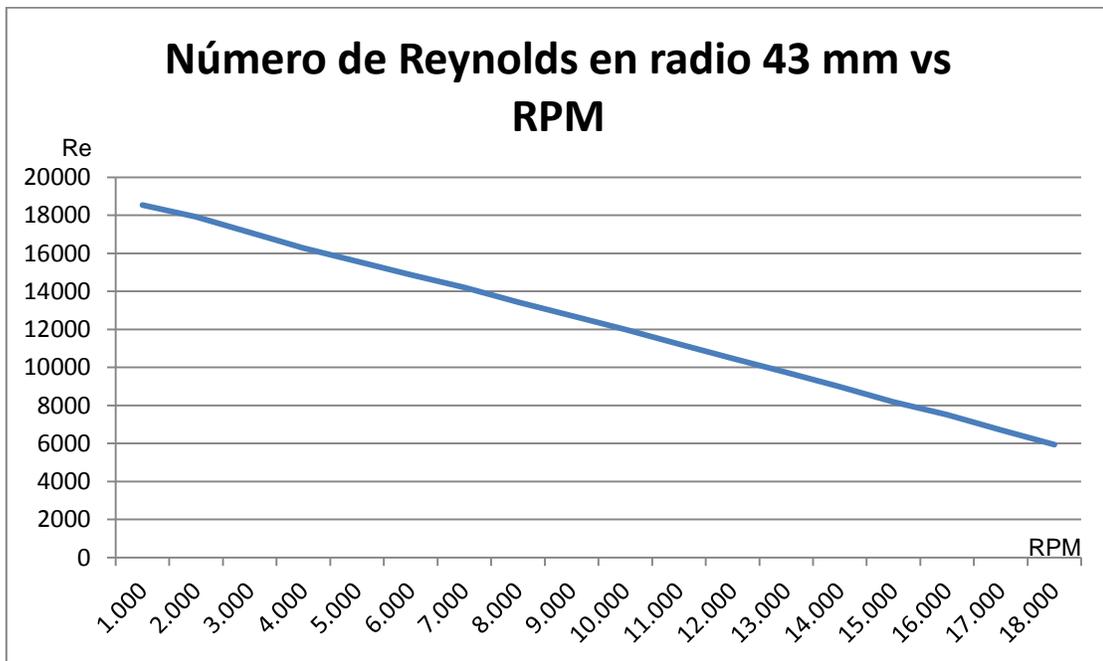


Gráfico 7: Número de Reynolds medio en radio 43 mm.

La incertidumbre que señalan estos resultados, indican la necesidad de utilizar un modelo de Turbulencia que sea capaz de simular de buena forma el régimen laminar, sino que también el régimen turbulento, lo que corrobora la elección del mencionado modelo en la sección IV.2.2.

⁹ Con respecto al diámetro hidráulico utilizado, la sección transversal señalada es por la que se desplaza el fluido al ingresar al espacio inter-disco, la que se observa en la Ilustración 1 de color rosado. En el mencionado esquema se aprecia que el Área es la separación entre los discos multiplicada por la resta entre el radio exterior e interior del disco (0.04 m). El perímetro corresponde solamente al doble de la diferencia señalada.

V.2.3 Presión

Cabe recordar que en este modelo se impuso una presión de salida correspondiente a 30.000 [Pa] sobre la presión atmosférica (101.325 [Pa]), donde ésta es una estimación de las pérdidas de carga que puede sufrir el fluido al salir desde el espacio inter-disco hasta atmósfera. Como se observa en el Gráfico 8, la pérdida de carga al interior del espacio inter-disco es muy baja (entre 2.000 y 7.000 [Pa]) en comparación a la presión de salida impuesta.

Lo mencionado repercute en el rendimiento total calculado en la sección V.2.5, ya que bajo estas condiciones el compresor está trabajando principalmente para cumplir la condición de salida de 30.000 [Pa], más que para compensar la pérdida de carga al interior del espacio inter-disco, que es donde más debería haber este tipo de pérdida, ya que es la zona donde se le saca energía al fluido.

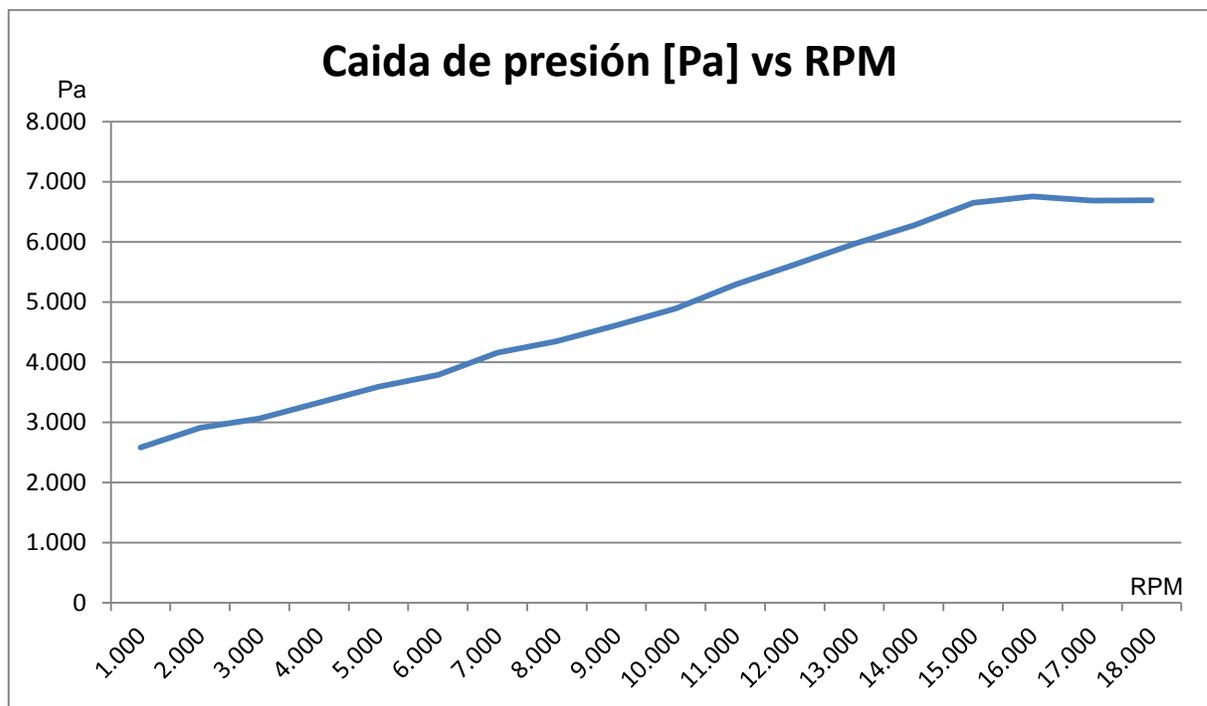


Gráfico 8: Caída de Presión en el espacio inter-disco [Pa]

En la Figura 19 se observan ciertas inestabilidades en la entrada del fluido a la máquina, principalmente en la zona entre el disco y la carcasa. También se observa que existe una discontinuidad entre las presiones estáticas en la zona exterior de los discos, lo que puede deberse a las distintas secciones transversales por la que se desplaza el fluido. En general se observa un descenso de la presión a medida que el fluido se acerca al centro del disco.

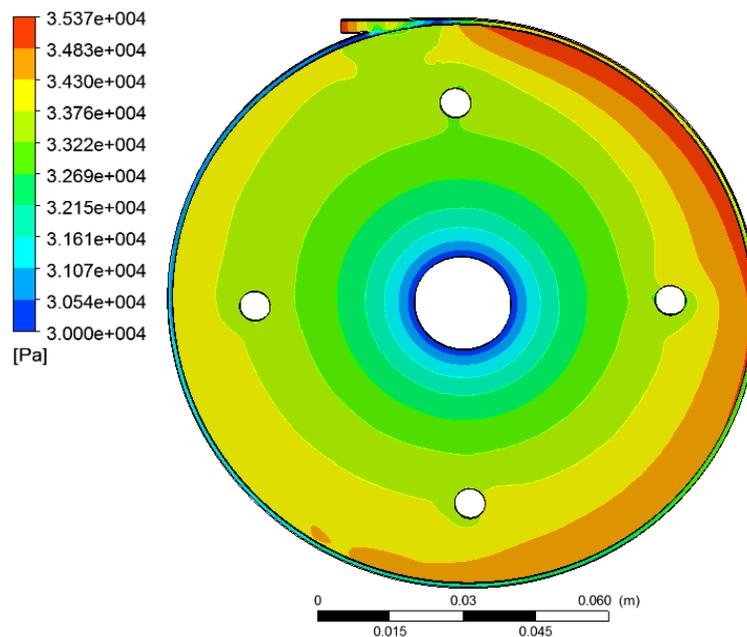


Figura 19: Presión estática en el disco que gira a 13.000 RPM.

Si bien el análisis de la presión estática es muy importante, más lo es el de la presión total, ya que es en esta variable donde se representa no solo la presión estática, sino que también la dinámica, presiones que en su conjunto con entregadas por el compresor. La presión total de entrada y salida es representada en el Gráfico 9 a continuación.

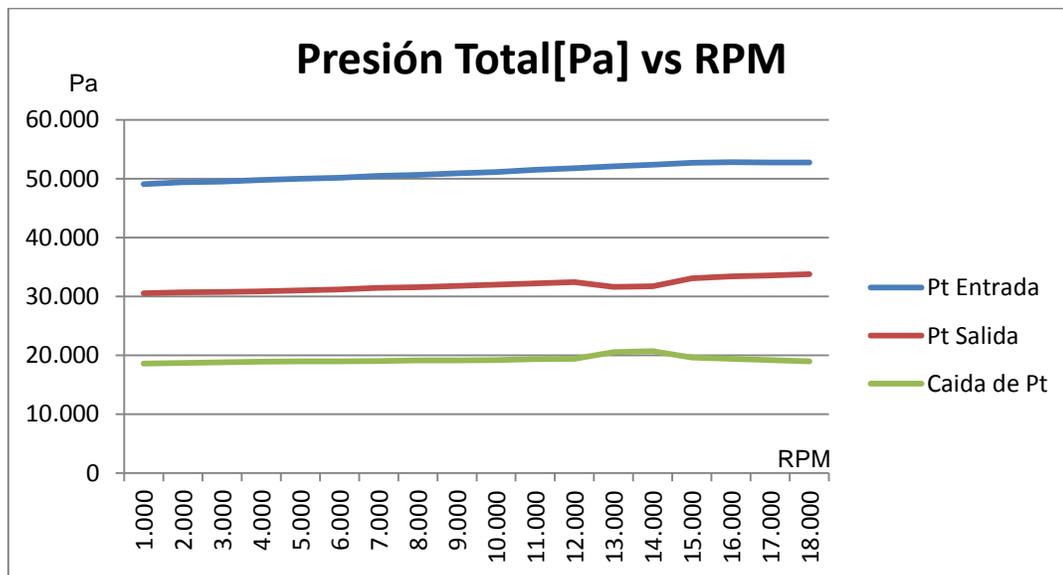


Gráfico 9: Presión Total [Pa]

Es posible observar que la Presión Total en la entrada y en la salida tienden a subir levemente con la tasa de giro, sin embargo la diferencia entre ambas permanece prácticamente constante, a excepción de las tasas de giro 13.000 y 14.000, que son además donde se encuentran las mayores potencias y rendimientos.

V.2.4 Temperatura y Viscosidad

En general en todas las distintas tasas de revoluciones modeladas, se observa una variación de la temperatura de unos $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (entre 290 y $300\text{ }^{\circ}\text{K}$) entre la entrada y la salida del espacio inter-disco, diferencia de temperatura que prácticamente no varía ninguna propiedad del fluido en forma significativa (viscosidad, calor específico, densidad). Sin embargo se observa que en todos los modelos existe una zona más caliente que las demás, llegando a alcanzar los $310\text{ }^{\circ}\text{K}$ (ver Figura 20).

Puntualmente con respecto a la viscosidad, propiedad muy importante en la obtención de torque en el disco, ésta prácticamente no varía con respecto a las distintas tasas de giro, así como tampoco entre la entrada y salida del espacio inter-disco. Esto es a causa de que la viscosidad es sensible principalmente con respecto a la temperatura, pero como se mencionó en el párrafo anterior, la variación de la misma es tan baja que no representa una variación distinguible en la viscosidad, siendo constante de $1,78\text{ [Pa/m s]}$.

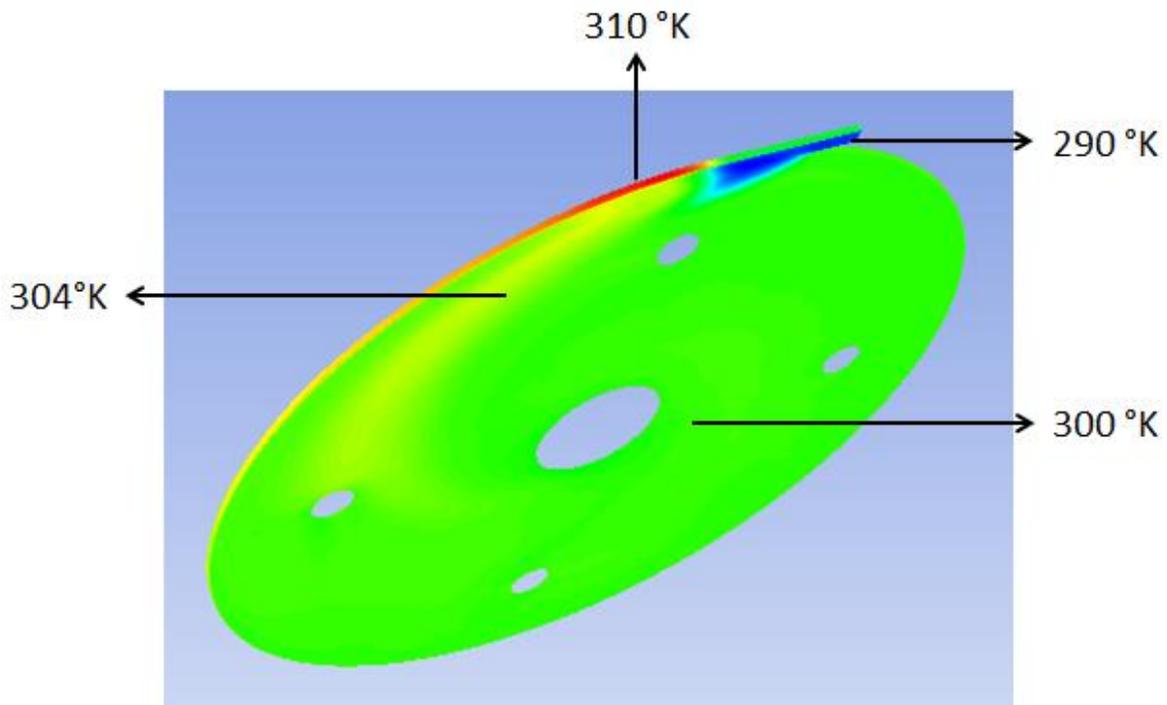


Figura 20: Diagrama de Temperaturas a 7.000 RPM

V.2.5 Torque, Potencia y Rendimiento

Según las simulaciones realizadas, se obtuvo que el mayor Torque Total por espacio inter-disco, correspondiente a $7,53 \text{ E-}02 \text{ [Nm]}$, fue a la menor tasa de giro estudiada, correspondiente a 1.000 RPM. Los demás resultados están expresados en el Gráfico 10.

El torque mencionado corresponde a la suma total del torque producido en el canto de los discos, en las caras laterales del mismo y en los pasadores, los que se desglosan en el Gráfico 11.

La mayor Potencia, además del mayor rendimiento interno y total fueron obtenidos a 13.000 RPM, donde estos valores son 58.9 [W] , 50% y 16.2% respectivamente. Los resultados correspondientes a la Potencia, rendimiento interno y total de las demás tasas de giro están expresados en el Gráfico 12, Gráfico 13 y Gráfico 14 respectivamente.

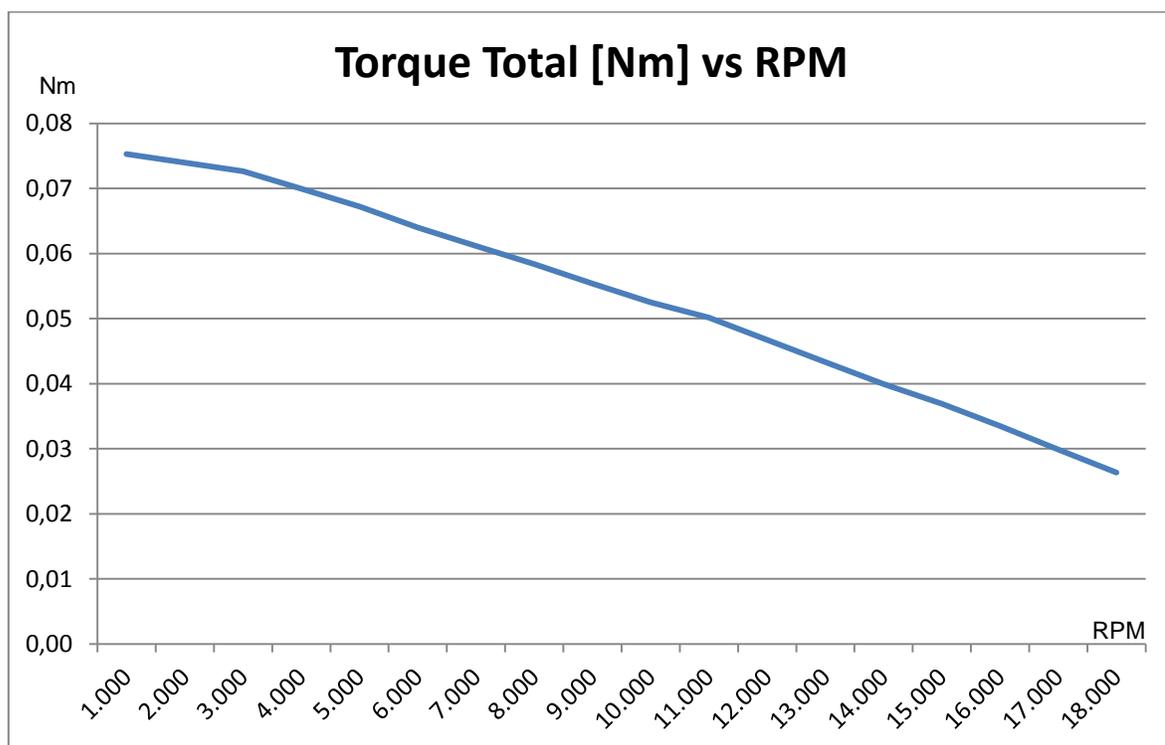


Gráfico 10: Torque Total [Nm] en el total de los 10 espacios inter-discos de la turbina

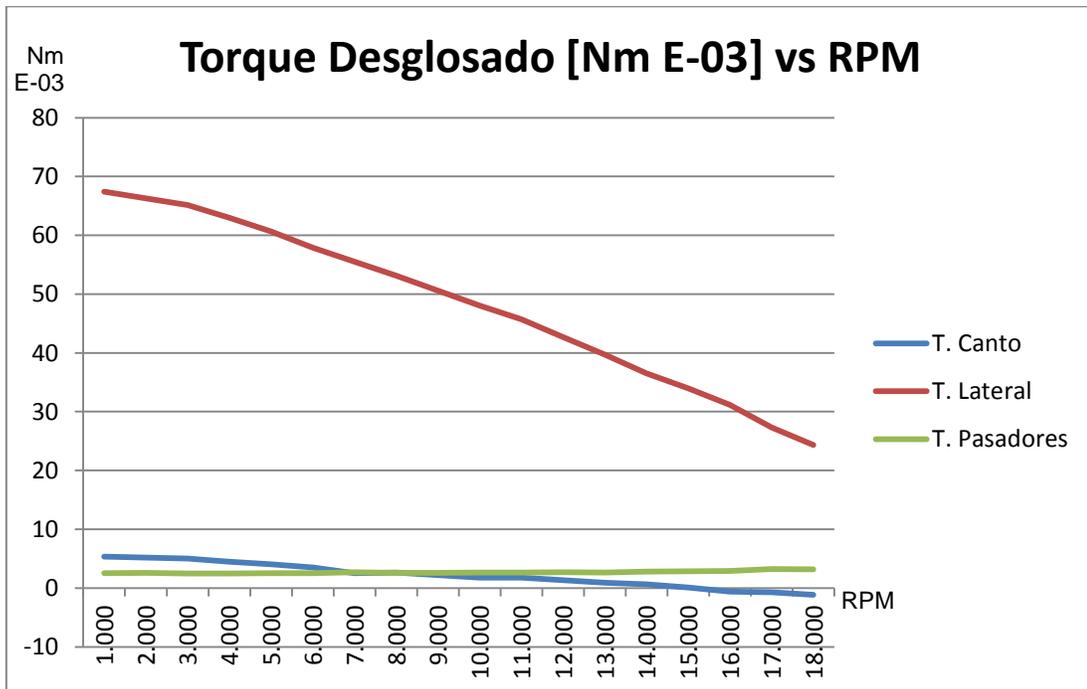


Gráfico 11: Torque desglosado del total de los 10 discos [Nm E-03]

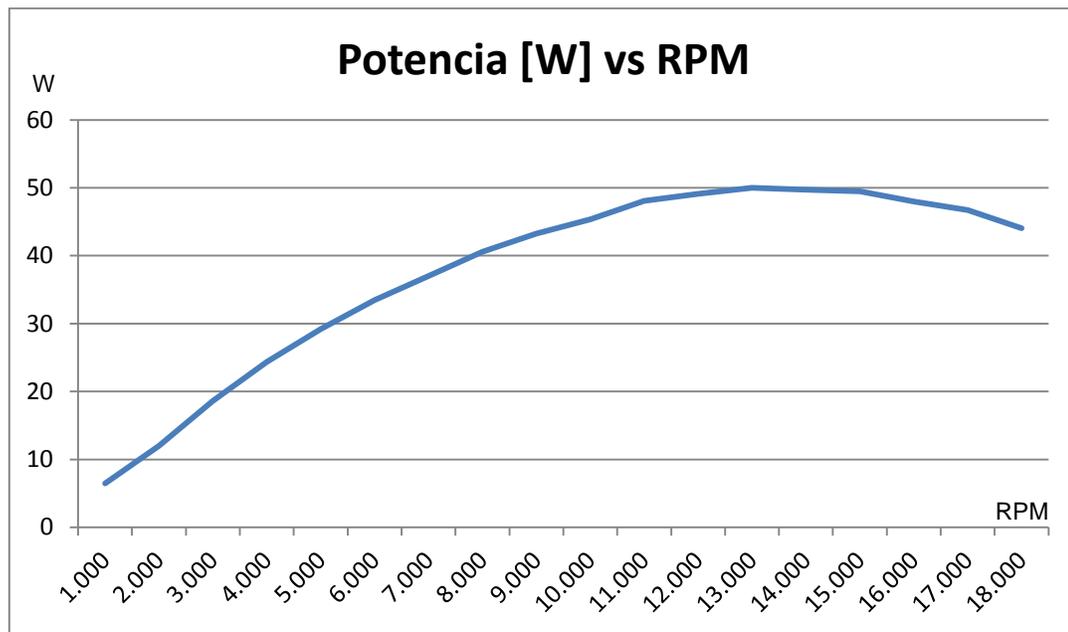


Gráfico 12: Potencia [W] total en los 10 espacios inter-discos de la turbina

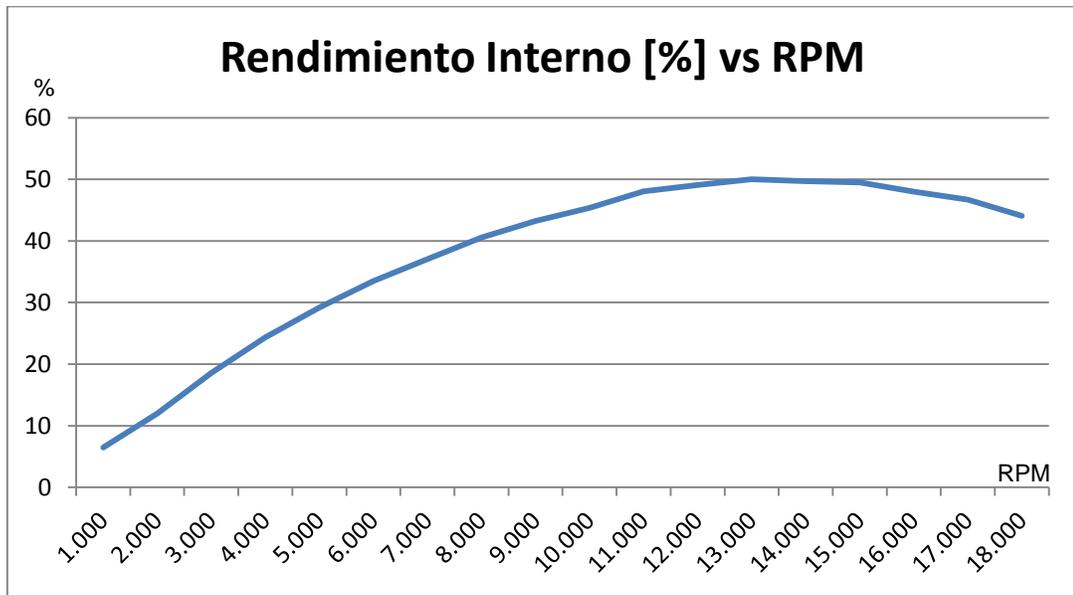


Gráfico 13: Rendimiento Interno [%]

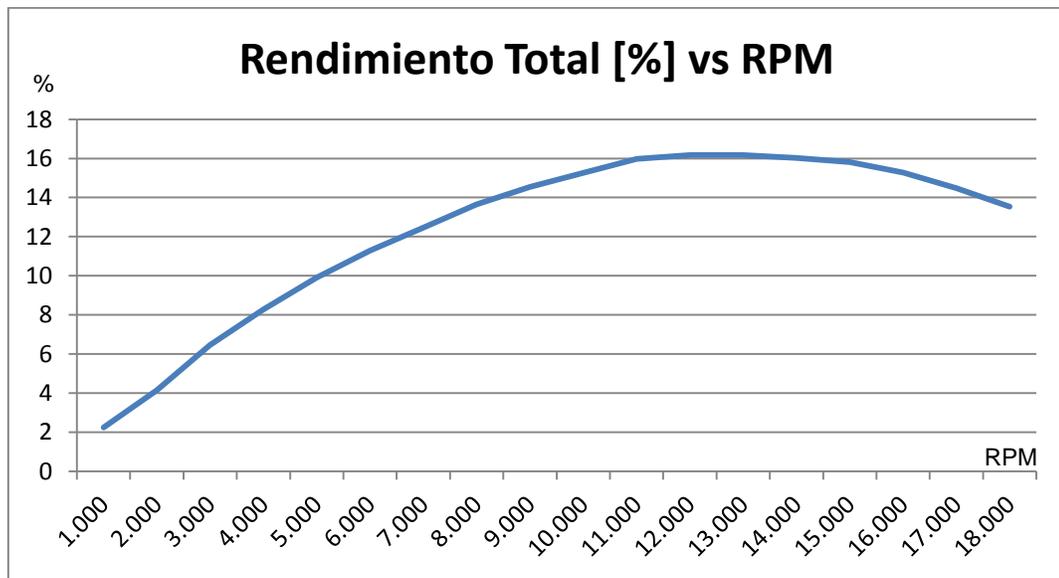


Gráfico 14: Rendimiento Total [%]

Como se mencionará posteriormente en la sección V.2.3, el bajo rendimiento total, además de su gran diferencia con el rendimiento interno, se debe a que se supuso una presión de salida del espacio inter-disco demasiado alta en comparación a la caída de presión que ocurre en la zona mencionada, por lo que el rendimiento total disminuye enormemente a consecuencia de que el fluido tiene mucha energía a la salida.

V.2.6 Resultados obtenidos para 13.000 RPM

En vista de que los mejores resultados con respecto a potencia y rendimiento fueron obtenidos a una tasa de giro de 13.000 RPM, es que a continuación se expresan los resultados obtenidos para esta simulación.

En la Tabla 1, se presenta una tabla con las condiciones termodinámicas a la entrada y salida del espacio inter-disco.

Tabla 1: Condiciones Termodinámicas del Aire 13.000 RPM

Variable	Entrada	Salida
Densidad [kg/m ³]	1,65	1,54
Velocidad [m/s]	140	58.3
Presión Estática [Pa]	3,6 E04	3,0 E04
Presión Total [Pa]	5,2 E04	3,2 E04
Temperatura [°K]	290	300
Temperatura Total [°K]	300	298
Viscosidad [Pa s]	1,8 E-05	1,8 E-05
Energía Cinética [J/kg]	9,78 E03	1,70 E02
N. Reynolds	57.213	7.739

En términos generales, es posible afirmar que:

- El fluido se calienta 10 grados aproximadamente.
- Pierde alrededor de 6 E03 [Pa] de presión estática.
- Pierde cerca de 8 E03 J/kg en Energía Cinética.
- La viscosidad prácticamente no varía.
- La densidad del fluido desciende 0,11 kg/s.
- La potencia que se le introdujo al espacio inter-disco fue de 11,27 Watts.
- La potencia que el fluido perdió en el espacio inter-disco fue de 9,32 Watts

Ocupando la ecuación (11), y el flujo másico total, se obtiene una potencia que ingresó al espacio inter-disco total de los espacios inter-discos (los 10 en conjunto) fue de 112,7 Watts. Mientras que la potencia total que el fluido perdió fue de 93.2 Watts.

$$\dot{W}_{ingresada} = 112,7 \text{ Watts}$$

$$\dot{W}_{extraida} = 93,2 \text{ Watts}$$

El coeficiente de torque entregado por el software se presenta en la Tabla 2 adjunta.

Tabla 2: Cm de las distintas caras evaluadas. 13.000 RPM.

Superficie	Cm
Canto	5,52 E-09
Disco	2,39 E-07
Pasadores	1,60 E-08
TOTAL	2,61 E-07

Luego, con este valor de Cm (2.61 E-07) y la ecuación (74), además de los valores referenciales impuestos en la sección IV.2.8, se obtiene el torque generado por el espacio inter-disco, el que multiplicado por la cantidad de discos, se obtiene el torque total de la máquina.

$$\tau_{inter-disco} = 4,3288 E - 03 Nm$$

$$\tau_{total} = 4,3288 E - 02 Nm$$

Luego, con la ecuación (12) y la velocidad de giro de 733.04 rad/s, se obtiene la potencia total de la máquina.

$$\dot{W}_{obtenida} = 58,9 Watts$$

De esta forma, con la Potencial Total obtenida, la Potencia ingresada y extraída por el modelo, se calculan los rendimientos total e interno con las ecuaciones (80) y (81):

$$\eta_{total} = 16,2 \%$$

$$\eta_{interno} = 45,9 \%$$

Los resultados obtenidos del total de las tasas de giro simuladas, es decir entre 1.000 y 18.000 RPM, están expuestos en los Anexos, al final del presente informe en la Tabla 3, Tabla 4 y la Tabla 5.

V.3 Análisis de los resultados

A continuación se hace un análisis de los resultados obtenidos, cuestionando las decisiones tomadas así como también haciendo referencias que pueden resultar interesantes para ser estudiadas en trabajos posteriores.

V.3.1 Velocidad y Energía Cinética

Como se mencionó en la sección V.2.1, predomina una caída de velocidad relativa entre el fluido y el disco al aumentar la tasa de giro. Esto debido principalmente a que esta velocidad disminuye mucho más de lo que aumenta la velocidad relativa a la salida (ver Gráfico 2 y Gráfico 3). Al aumentar la tasa de giro del disco, aumenta también su velocidad tangencial de rotación, sin embargo la velocidad de entrada del fluido es prácticamente constante (140 m/s), lo que genera el resultado planteado.

Se destaca que al disminuir la velocidad relativa, entonces disminuye el roce entre el disco y el fluido, generándose menos torque al aumentar las RPM, lo que se aprecia en el Gráfico 10.

A medida que aumenta la tasa de giro, la velocidad absoluta y relativa del fluido aumenta en la salida. Esto lleva a pensar que a medida que se aumentan las RPM del disco y entonces mayor es la energía cinética con la que sale el fluido de la máquina, menor es el rendimiento total de la misma, sin embargo, como se verá posteriormente en el análisis de la potencia y los rendimientos, esta conclusión planteada no es válida.

Lo que sí es válido de señalar, es que debido a lo anterior, la energía cinética del fluido aumenta en la salida con el aumento de la tasa de giro del disco (superando los 2 kJ/kg), lo que hace interesante el colocar un dispositivo extra para extraer esta energía a la salida de esta máquina, como puede ser una turbina eólica horizontal pequeña.

Se aprecia también en la Figura 15 que el fluido no se despega del disco en ningún momento, lo que podría señalar que el fluido se desplaza en régimen laminar en el espacio inter-disco.

V.3.2 Número de Reynolds

Acerca de este número adimensional presentado en el Gráfico 7, se observa que para 13.000 RPM (tasa de giro con mayor potencia y rendimiento), se obtuvo un valor en torno a 9.800. Es decir, que si se desea replicar el modelo, variando el diámetro externo o algunas de las variables utilizadas para el cálculo del Número de Reynolds planteado, entonces se debería estar en torno a ese valor. Esto es algo que necesita ser comprobado y no es un resultado concluyente de este trabajo, pero es una hipótesis que sería interesante de ser estudiada en un trabajo posterior.

Se observa también que este número de Reynolds va bajando a medida que se aumentan las RPM, lo que podría llevar a pensar de que, en el intervalo estudiado, el fluido se va haciendo cada vez más laminar a medida que se aumenta la tasa de giro, lo

que puede explicar la tendencia de que también aumenta el rendimiento (ver Gráfico 13 y Gráfico 14), ya que al encontrarse el fluido en este régimen, entonces la mayor parte de las pérdidas de energía que sufre le mismo, es debido al roce con los muros adyacentes (disco, pasadores, carcasa, etc.) y no debido a desórdenes en el fluido producto de la turbulencia.

V.3.3 Presión

Se supuso una Presión estática relativa de salida del espacio inter-disco simulado de 0,3 Bar (o 30.000 [Pa]), valor que se supuso correspondería a una aproximación de la caída de presión que el fluido tendría en el trayecto desde la salida del espacio inter-disco hasta la salida de la turbina por el cilindro central de evacuación (ver Ilustración 1 e Ilustración 4).

Sin embargo, de los resultados obtenidos se observa que este valor es mucho mayor al total de la presión que pierde el fluido en el espacio inter-disco (Gráfico 8), siendo no mayor a 7.000 [Pa], es decir, más de 4 veces menos. Debido a esto es que se supone que la condición de borde planteada podría estar errada, es decir, que la presión de salida del espacio inter-disco debería ser mucho menor a 30.000 [Pa] relativos a la presión de operación (presión atmosférica en esta simulación).

Lo planteado en el párrafo anterior varía principalmente en el valor del rendimiento total (Gráfico 14), aumentándolo notablemente en caso de suponer una presión de salida menor a la planteada, sin embargo nunca superará los valores obtenidos en el rendimiento interno (Gráfico 13). Esto se analiza en mayor en la sección V.3.6.

Con respecto a la presión total, asumiendo el problema planteado anteriormente, se aprecia en el Gráfico 9 que es prácticamente invariable con respecto a la tasa de giro del disco. En base a estos resultados se observa que necesitaría un compresor capaz de comprimir a 0,5 o 0,6 Bar de presión relativa, lo que sumado al bajo flujo másico de la máquina selecciona un compresor muy pequeño, de baja potencia, radial, siendo uno de los más pequeños del mercado.

Ahora, si se corrige el problema planteado acerca de la presión estática de salida del espacio inter-disco, disminuyendo los 30.000 a 5.000 [Pa] (por ejemplo), entonces se podría señalar que se necesitaría un compresor capaz de comprimir sólo a 0,2 o 0,3 Bar relativos.

V.3.4 Temperatura y Viscosidad

Se aprecia un gran calentamiento en la zona cercana a la entrada del fluido a la máquina, sin embargo posterior a esto el fluido tiende a enfriarse, llegando a los valores cercanos de temperatura de salida del espacio inter-disco.

En general con respecto al aumento o disminución de la temperatura, independientemente de la tasa de giro del disco, existen dos factores con efectos contrarios, la caída de presión al interior del espacio inter-disco enfría el fluido, mientras

que el roce lo calienta. Este roce, el mismo que produce torque en los discos por efecto de la capa límite, está presente en toda la máquina, donde debido a la gran diferencia de velocidad entre el muro y el fluido, es en la carcasa donde más calienta el fluido, lo que puede ser una de las razones principales que disminuyen el rendimiento interno.

Debido al cambio de momento lineal que el fluido sufre al ingresar a la máquina, en esa zona el roce es muy alto, calentando el fluido considerablemente. Posterior a eso, luego de unos 30° de giro, el roce disminuye debido en gran parte a la disminución de velocidad del fluido y a que éste adquiere un momento rotacional que no hace tan difícil su giro, sin embargo la presión sigue decayendo, por lo que el fluido comienza a enfriarse, llegando a los 300 °K que se tiene en la salida del espacio inter-disco.

Este efecto anterior, donde se transforma por medio del roce la energía cinética y potencial de presión en temperatura, es un problema de la máquina que disminuye el rendimiento. Es por esto que se hace interesante hacer un estudio más profundo acerca de cómo evitar este efecto, con respecto a la forma en que el fluido entra a la máquina. Por ejemplo, soluciones tentativas podrían ser:

- Acercar la entrada tangencial del fluido al espacio inter-disco más al centro, de manera de que la rotación del disco le transfiera el momento rotacional al fluido y su giro sea de esa forma, en vez de chocar con la carcasa.
- Aumentar el diámetro externo del disco, de manera de que el cambio de momento lineal que sufre el fluido al ingresar a la máquina no sea tan brusco.
- Afilar los discos en la periferia de los mismos para disminuir la interacción entre éstos y el fluido que se encuentra en la separación existente entre la carcasa y los discos mencionados.

Estas tres soluciones planteadas, si bien no forman parte de este trabajo, por lo que no se presentan sus resultados ni la forma en que éstos se obtuvieron, se comprobó que sirven para solucionar el problema planteado, mejorando la potencia obtenida y el rendimiento de la máquina.

También se realizaron otras simulaciones, colocando dos entradas a la máquina con una menor área transversal cada una (manteniendo así el flujo másico y las condiciones termodinámicas del fluido), de manera de que el cambio de momento lineal que sufre el fluido sea menor (similar al ejemplo de que es más sencillo doblar una varilla delgada en vez de una gruesa). Esta solución se descartó ya que debido a las grandes velocidades con que el fluido entra (140 m/s), las pérdidas por roce aumentan de manera considerable ya que se está aumentando el área de contacto entre el fluido y la carcasa, zona que además no produce torque.

Otra solución que se descartó fue la de colocar álabes en la periferia de los discos, ya que si bien esto podría ayudar a que el fluido ingrese al interior del espacio inter-disco guiándolo, aumentando además la producción de torque por efecto del aumento de área de contacto útil, se generaron turbulencias que perjudicaron enormemente el rendimiento y la potencia obtenida.

Además, con respecto a la viscosidad, como se señaló en la sección V.2.4, ésta presenta variaciones imperceptibles, ya que las variaciones de temperatura son muy bajas.

V.3.5 Torque

Se observa que el torque total (Gráfico 10) disminuye a medida que aumenta la tasa de giro, este efecto es posible de atribuir a que a medida que se aumenta la variable mencionada, sin aumentar la velocidad de entrada del fluido, entonces la velocidad relativa entre el fluido y el disco disminuye (ver Gráfico 2). Es importante ver que como se señaló en la sección V.3.1, predomina una caída de velocidad relativa entre el fluido y el disco al aumentar la tasa de giro, razón por la que el torque que se produce es menor, lo que se representa en el Gráfico 10.

En el Gráfico 11 se representan las torsiones individuales producidas por cada zona de la máquina a la que se le podrá extraer energía por medio de un eje, estas zonas son el canto del disco, la cara lateral del mismo y los pasadores.

Es sencillo observar que el mayor torque producido es en la cara lateral del disco, siendo del orden de 25 veces mayor que el producido por las otras dos zonas estudiadas. En general el torque producido por los pasadores es constante invariable con respecto a la tasa de giro, mientras que el torque producido en el canto del disco disminuye con el aumento de la velocidad de giro, siendo incluso negativo a partir de las 15.000 RPM.¹⁰

Este resultado puede ser explicado con el efecto de la capa límite en la carcasa, donde a muy altas revoluciones la diferencia de velocidad entre la capa límite mencionada y el canto del disco sea muy grande, de manera de que sea este último el que mueve al fluido en esa zona, produciéndose así un torque negativo en el canto del disco.¹¹

Es importante señalar que los resultados planteados son promedios en las zonas mencionadas, por lo que por ejemplo, a 15.000 RPM se tiene que el torque producido por el canto del disco es cero, lo que puede interpretarse como que en una zona de este canto se tiene torque positivo (principalmente en la zona cercana a la entrada del fluido a la máquina) y en el resto se tiene torque negativa, dando como suma total cero.

Si bien el óptimo con respecto a la potencia y el rendimiento no se encuentra a 15.000 RPM, el efecto señalado anteriormente puede orientar a un diseñador con

¹⁰ Un torque positivo en una zona es interpretable como que el fluido está transmitiendo torque (fuerza o energía) a la zona, es decir, que el fluido es el responsable de mover a la mencionada zona, mientras que un torque negativo es lo contrario. Por ejemplo, un torque negativo en el canto del disco quiere decir que es el canto del disco el que está moviendo al fluido que está en contacto con él, es decir, el fluido que se encuentra en el espacio entre el disco y la carcasa, donde en esta máquina dicha separación es de 1 mm.

¹¹ La capa límite sobre una superficie se caracteriza por tener la velocidad de dicha superficie, es decir, una zona que está quieta, como es la carcasa de la máquina, tenderá a mantener quieto al fluido adyacente a él, siendo esta zona conocida con el nombre de capa límite.

respecto a la tasa de revoluciones óptimas de la máquina, el que en este caso, se encuentra muy cercano a las 15.000 RPM señaladas.

El torque negativo señalado, a pesar de su pequeño valor, puede ser uno de los responsables de las mayores prestaciones que pueda entregar la máquina, siendo entonces la separación entre el disco y la carcasa un parámetro a considerar muy importante a la hora de diseñar este tipo de maquinarias.

Mientras menos sea el fluido entre el disco y la carcasa, es decir, mientras menor sea su separación, entonces menor será el fluido que el disco estará moviendo a altas revoluciones, pudiendo así ayudar a suprimir el torque negativo del canto. Sin embargo, es difícil que en la práctica se puedan llegar a valores menor a 1 mm de separación entre el canto del disco y la carcasa, problema que se debe tener en cuenta a la hora de diseñar este tipo de turbinas.

V.3.6 Potencia y Rendimiento

Se obtuvo un máximo de potencia a 13.000 RPM, donde alcanzó 58,9 [W] en el total de los 10 espacios inter-discos. En esa misma tasa de giro se observó el máximo de rendimiento interno y total, correspondiente a 49,9% y 16% respectivamente.

Es interesante observar en el Gráfico 12, la zona en torno a la potencia máxima es bastante plana, es decir, se podría trabajar con tasas de giro entre 11.000 y 15.000 RPM con valores importantes de potencia, por sobre los 57 [W]. Se observa algo similar con respecto al rendimiento interno y total en el Gráfico 13 y el Gráfico 14. Esto resulta beneficioso a la hora de trabajar con cargas variables sobre el eje, como podría ser el caso del uso de esta turbina en un automóvil.

La potencia es baja para valores pequeños de velocidades de giro, principalmente debido a que la potencia es el resultado de la multiplicación del torque con esta velocidad planteada (en rad/s), por lo que a pesar de que en 1.000 RPM se tiene el mayor torque estudiado, se tiene baja potencia.

La potencia tiende a bajar luego de las 13.000 RPM, lo que se debe a que el descenso de torque producido (ver Gráfico 10) no es compensado con el aumento de velocidad de giro del disco, generándose así potencias menores.

Es interesante señalar la extrapolación de los gráficos señalados para otros modelos, como es el aumentar o disminuir el flujo másico. En general se entiende que la principal variable que expresa esto es la velocidad absoluta y relativa del fluido con respecto al disco, donde la primera es prácticamente lineal al flujo másico (suponiendo iguales condiciones termodinámicas del fluido y secciones transversales idénticas de entrada a la máquina).

Entonces, al disminuir el flujo másico a la mitad por ejemplo, es posible inferir una velocidad lineal que varía en el mismo valor, generando que las RPM óptimas de funcionamiento de la máquina varían también en el mismo valor. Es así como se desarrolló una simulación a 7.000 RPM con la mitad del flujo másico, dando como

resultado una potencia muchísimo menor de 8,1 [W] (7 veces menor), pero con un mayor rendimiento (interno de 50,1 % y total de 6,2%).

Es importante señalar que no se garantiza que esta tasa de giro sea la óptima con respecto a potencia y rendimiento para este nuevo modelo, sin embargo se observan valores levemente superiores a los presentados anteriormente. Posiblemente con un mayor número de pruebas de tasas de giro es posible encontrar el óptimo con respecto al rendimiento, los que podrían ser mayores a los presentados en el trabajo desarrollado en este informe.

Este resultado, si bien no es parte de este trabajo, razón por la que no se entregan mayores detalles acerca del mismo, genera la hipótesis también de que al trabajar con menores flujos máxicos y por lo tanto menores velocidades de entrada del fluido, produce mayores rendimientos, principalmente debido a la disminución de las pérdidas en la carcasa debido a la disminución de la velocidad de entrada del fluido. Sin embargo, se observa una gran disminución de la potencia, lo que es bastante negativo a la hora de seleccionar una máquina para producir energía u otros fines.

Dentro de las formas de aumentar el rendimiento de la máquina, está el disminuir el roce en el interior de la carcasa, por ejemplo, haciendo terminaciones superficiales en estas zonas más cavadas y lisas. Incluso se podría llegar a pensar en recubrir estas zonas, o al menos las más críticas (como es la entrada del fluido) con materiales con menor coeficiente de fricción, como el bronce.

V.3.7 Información excluida del trabajo

No se debe dejar de lado que ésta es una máquina que gira a muy altas RPM, lo que también es perjudicial con respecto a las pérdidas en los rodamientos por efecto del roce en el mismo.

Sólo para tener como referencia, se calcularon algunos rodamientos que cumplen con las características que necesita esta máquina para trabajar, donde se obtuvieron pérdidas del orden del 10% de la potencia generada, es decir, que la potencia que se puede obtener de la turbina disminuye en ese valor. Esto repercute en los rendimientos señalados.

Antes de construir una máquina como la presentada en este informe, es importante que se calcule y diseñe bien el disco para que el mismo no se fracture al momento de girar a altas RPM. Se realizó una simulación computacional de elementos finitos en la que se comprobó que el diseño planteado cumple los requisitos mecánicos para que no se fracture, sin embargo, se deben hacer cálculos de fatiga que comprueben que la mantención de la máquina es lo suficientemente baja como para que sea económicamente rentable su construcción y comercialización.

Se realizaron además algunas cotizaciones de manufactura de la máquina, donde el valor de la misma bordea el millón de pesos chilenos (Agosto 2012), valor que excede las expectativas, donde los principales costos son debido a la manufactura al detalle y la gran precisión que se necesita, principalmente en los discos y en la entrada

de la turbina, así como también en el diámetro interior de la carcasa, ya que la separación entre los discos, así como la que hay entre éstos y la carcasa, debe ser muy precisa. Debido a esto es que sugiere generar un prototipo de mayor tamaño, disminuyendo así la complejidad de manufactura de la entrada del fluido a la máquina, además de dar mayor holgura a la separación que existe entre el disco y la carcasa.

Capítulo VI

Conclusiones y Recomendaciones

Se ha logrado cumplir los objetivos en el tiempo regulado, logrando presentar así el 100% del avance, agregando incluso información no correspondiente al trabajo, pero que es de importancia a considerar. También se logró explicar de buena forma el ajuste del software utilizado, sirviendo así este trabajo como guía para otras simulaciones similares.

Con respecto a los resultados obtenidos, el rendimiento interno máximo de 50% calculado en este trabajo, es levemente inferior al presentado en la referencia [20], experimento en el que se presenta un 55% como rendimiento óptimo. Es de interés señalar que a pesar de que en dicha referencia el fluido de trabajo es agua en vez de aire, los órdenes de magnitud son muy similares.

Acerca del torque obtenido se ven grandes diferencias, donde el mayor torque conseguido en este trabajo es comparable con el menor presentado en la referencia [20]. Esto es debido a que fluidos con los que se trabajaron son distintos, lo que cambia tanto el flujo másico como la viscosidad, generándose así que con aire se obtenga un torque mucho menor que con agua.

Los resultados presentados sirven como base para el caso en que se quiera construir el prototipo estudiado, se pueda seleccionar un compresor y generador adecuados, de manera de obtener resultados empíricos que puedan corroborar los ya obtenidos en este informe.

Se observa que el roce con la carcasa y en la entrada puede ser una de los principales problemas que deben solucionarse para aumentar el rendimiento y la potencia obtenida. Se genera también el interés de probar con distintas variaciones del modelo estudiado, de manera de observar los efectos que se producen en la potencia y el rendimiento al momento de por ejemplo, aumentar o disminuir el flujo másico, variar el diámetro externo e interno, variar la separación entre los discos y la separación entre éstos y la carcasa, entre otros.

Si bien el modelo simulado representa un prototipo, se observa una baja potencia con un rendimiento mediocre, por lo que se deben corregir los principales problemas planteados, así como aumentar su tamaño de manera de trabajar con mayores flujos másicos, pudiendo así no solo aumentar la potencia, sino que también disminuir el costo de manufactura de la máquina, disminuyendo la precisión que se necesita para la construcción de la misma.

Se observa que se necesita un modelo de turbulencia complejo para obtener buenos resultados en este modelo, ya que existen resultados que señalan la existencia de turbulencia (Números de Reynolds calculados a la entrada y salida del espacio inter-disco), así como también existen otros que señalan lo contrario (bajas velocidades relativas predominantes entre el disco y la carcasa en zonas de separación pequeñas,

ver Figura 17), por lo que es posible que en esta máquina se observe tanto el régimen laminar como el turbulento.

Una posible aplicación de esta máquina es aprovechando la energía de fluidos de trabajo (no solo aire) que en general se desprecian, debido al costo elevado de instalar equipos que sean capaces de extraer dicha energía, por lo que en base a que esta máquina podría llegar a ser bastante económica (habiendo tomado las recomendaciones mencionadas anteriormente), a pesar de los bajos rendimientos y potencias obtenidas, podría valer la pena la inversión.

Además, considerando que según las referencias citadas, es poco sensible al desgaste y muy versátil para trabajar con distintos tipos de fluido de trabajo en comparación a sus similares con álabes, es que se podría utilizar por ejemplo en obtener energía de las aguas residuales de los edificios (aprovechando la energía potencial con la que éstos caen) o en algún tubo de escape ocupando gases de combustión de máquinas industriales, donde en esta última situación, según las referencias de la sección II.2, esta turbina podría entregar potencias y rendimientos más elevados al trabajar con fluidos más calientes, debido a que éstos aumentan su viscosidad con la temperatura.

Bibliografía

- [1] Further Investigations into Tesla Turbomachinery. Peter Harwood, SID:3046768. Supervisor: Profesor Mark Jones. November 19, 2008.
- [2] N. Tesla, "Turbine", 6th May 1913, US Patent 1,061,206.
- [3] Article "Engineering News Record". October 12, 1911, page 448, called "The Tesla Steam Turbine", citado en [1] p8.
- [4] Breiter, M. C., and Pohlhausen, K., "Laminar Flow Between Two Parallel Rotating Disks," Report No. ARL 62-318, Aeronautical Research laboratories, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, Mar. 1962.
- [5] W. Rice, "An Analytical and Experimental Investigation of Multiple Disk Pumps and Compressors," ASME Trans. J. Eng. Power, 85: 191-198 (1963), citado en [1] p9.
- [6] M.E. Crawford and W. Rice, "Calculated Design Data for the Multiple-Disk Pump Using Incompressible Fluid", ASME Trans J. Eng. Power, 96: pp 274-282 (1974).
- [7] W. Rice, "An Analytical and Experimental Investigation of Multiple Disk Turbines," ASME Trans. J. Eng. Power, 87: 29-36 (1965), citado en [1] p9.
- [8] Savage, S. B., "Laminar Radial Flow Between Parallel Plates," Journal of Applied Mechanics, Vol 31, TRANS. ASME, Vol. 86, Series E, Dec. 1964, pp. 594-596.
- [9] Matsch, L.A., and Rice, W., "An Asymptotic Solution for Laminar Flow of an Incompressible Fluid Between Rotating Disk," Journal of Applied Mechanics, Vol. 35, TRANS. ASME, Vol. 90, No 1, Series E. Mar. 1968, pp 155-159.
- [10] Boyd, K.E., and Rice, W., "Laminar Inward Flow of an Incompressible Fluid Between Rotating Disks With Full Peripheral Admission," Journal of Applied Mechanics, Vol 35, TRANS. ASME, Vol 90, Series E, No. 2, June 1968, pp. 229-237.
- [11] Adams R. G., and Rice, W., "Experimental Investigation of the Flow Between Corotating Disks," Journal of Applied Mechanics, Vol. 37, TRANS. ASME, Vol. 92, Series E, No. 3, Sept. 1970, pp. 844-849.
- [12] P.W. Garrison, D.W. Harvey, I. Catton, "Laminar Compressible Flow Between Rotating Disks," Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, pp382-389 (1976), citado en [1] p11.
- [13] W. Rice, D. F. Jankowski, and C. R. Truman, "Bulk-Parameter Analysis for Two-Phase Through-flow Between Parallel Corotating Disks," Proceedings, 1976 Heat

Transfer and Fluid Mechanics Institute, University of California, Davis, June 21-23 (1976) , citado en [1] p11.

- [14] C. R. Truman, W. Rice, and D. F. Jankowski, "Laminar Throughflow of Varying-Quality Steam Between Corotating Disks," ASME Trans. J. Fluids Eng., 100: 194-200 (1978) , citado en [1] p11.
- [15] C. R. Truman, W. Rice, and D. F. Jankowski, "Laminar Throughflow of a Fluid Containing Particles Between Corotating Disks," ASME Trans. J. Fluids Eng., 101: 87-92 (1979), citado en [1] p11.
- [16] J. H. Morris, "Performance of Multiple-Disk-Rotor Pumps with Varied Interdisk Spacings;" David W. Taylor Naval Ship R and D Center, Bethesda, MD, U.S. Navy Report Number DTNSRDC-80/008, August (1980), citado en [1] p10.
- [17] S. H. Hasinger and L. G. Kehrt, "Investigation of a Shear-Force Pump," ASME Trans. J. Eng. Power, 85(3): 201-207 (1963) , citado en [1] p10.
- [18] Warren Rice, (1995) Tesla Turbomachinery, E. Logan, (Ed), "Handbook of Turbomachinery" pp. 861-874, CRC Press, ISBN 0824792634), citado en [1] p10.
- [19] C.R. Possell, "Bladeless pump and method of using same," 13th September 1983, US Patent 4,403,911, citado en [1] p10.
- [20] Design of Tesla Turbine. Autores Petr Bloudíček y David Paloušek de Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica. Tesis de la Conferencia de 2007 del Instituto de Diseño de los Departamentos de Mecánica de Sólidos, Mecatrónica y Biomecánica. 6 de Junio 2007. Brno, República Checa.
- [21] Mustafa Özdemir, "Design, testing and two dimensional flow modeling of a multiple-disk fan". Tahsin Engin, Sevki Çesmeci. Department of Mechanical Engineering. The University of Sakarya. Esentepe Campus, 54187 Sakarya. Turkey.
- [22] J.A.C. Humphrey, C.A. Schuler, D.R. Webster, Unsteady laminar flow between a pair of disks co-rotating in a fixed cylindrical enclosure, Physics of Fluids 7(1995) 1225–1240, citado en [21] p1.
- [23] Iglesias, J.A.C. Humphrey, Two- and three-dimensional laminar flows between disks co-rotating in a fixed cylindrical enclosure, International Journal for Numerical Methods in Fluids 26 (1998) 581–603, citado en [21] p1.
- [24] M. Al-Shannag, J. Herrero, J.A.C. Humphrey, F. Giraldo, Effect of radial clearance on the flow between co-rotating disks in fixed cylindrical enclosures, Journal of Fluids Engineering 124 (2002) 719–727, citado en [21] p1.

- [25] T. Miura, J. Mizushima, Transitions of axisymmetric flow between two corotating disks in an enclosure, *Fluid Dynamics Research* 39 (2007) 193–208, citado en [21] p1.
- [26] D.F. Torok, R. Gronseth, Flow and thermal fields in channels between corotating disks, *IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology* 14 (1988) 585–593, citado en [21] p1.
- [27] C.Y. Soong, C.C. Wu, T.P. Liu, T.P. Liu, Flow structure between two co-axial disks rotating independently, *Experimental Thermal Fluid Science* 27 (2003) 295–311, citado en [21] p2.
- [28] Harris, William. “How the Tesla Turbine Works.” 14 July 2008. HowStuffWorks.com. <http://auto.howstuffworks.com/tesla-turbine.htm> 05 September 2008, citado en [1] p9.
- [29] TESNIC Inc. www.tesnic.com, 22 October 2008, citado en [1] p9.
- [30] Discflo Corporation Inc. www.discflo.com, 22 October 2008, citado en [1] p9.
- [31] R.A. Mazza, E.S. Rosa, “Co-rotating disk assembly with turbulent through flow, *Numerical Heat Transfer*”, Part A 53 (2008) 157–177, citado en [21] p1.
- [32] Tesla Turbine Torque Modeling. For Construction of Dynamometer and Turbine. Tamir Ali Emran, B.S. Tesis para Master of Science. University of North Texas. May 2011.
- [33] Fluid Flow Fundamentals. Sección 7.1 de la Referencia Teórica del Software Ansys v13.
- [34] Turbulence. Sección 4. Theory Guide del Software Ansys v13.
- [35] Solver Theory. Sección 18. Theory Guide del Software Ansys v13.
- [36] Fundamentals of Fluids Mechanics. Munson, Young, Okiishi, Huebsch. 6ta Edición. Página 717.
- [37] Colección de Tablas gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor. Versión 3.2 (Enero de 2005). Dpto Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos. Tabla 4.4.1.

Anexos

Tabla 3: Resultados obtenidos entre 1.000 a 6.000 RPM

	1.000	2.000	3.000	4.000	5.000	6.000
ENTRADA						
Velocidad [m/s]	143,2	142,9	142,7	142,4	142,2	142,0
Rot Disco [m/s]	6,3	12,6	18,8	25,1	31,4	37,7
Presión [Pa]	32.581	32.910	33.062	33.328	33.590	33.785
Temperatura [°K]	289,8	289,9	289,9	289,9	290,0	290,0
Densidad [kg/m ³]	1,61	1,61	1,62	1,62	1,62	1,62
Ec. Cinética [J/kg]	10.251	10.204	10.182	10.145	10.108	10.081
Temp. Total [°K]	300	300	300	300	300	300
P. Total [Pa]	49082	49372	49.507	49.743	49.975	50.148
N. Reynolds	57213	57213	57.213	57.213	57.213	57.213
SALIDA						
Velocidad [m/s]	25,8	30,2	30,6	33,5	36,4	39,4
V. Rel	24,8	28,1	27,5	29,3	31,2	33,1
Rot Disco [m/s]	1,05	2,09	3,14	4,19	5,24	6,28
Presión [Pa]	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000
Temperatura [°K]	299,0	298,3	297,8	301,1	300,4	300,4
Densidad [kg/m ³]	1,53	1,53	1,54	1,52	1,52	1,52
Ec. Cinética [J/kg]	334	457	468	562	664	776
Temp. Total [°K]	299	299	298	302	301	301
P. Total [Pa]	30.518	30.709	30.728	30.863	31.020	31.192
N. Reynolds	4.263	4.850	4.743	5.009	5.340	5.669
TORQUE [Nm]						
Canto E-04	5,4	4,5	5,0	4,5	4,0	3,5
Disco E-04	67,4	62,7	65,2	63,0	60,7	57,9
Pasadores E-04	2,5	2,6	2,5	2,5	2,5	2,5
TOTAL E-04	75,3	74,0	72,6	70,0	67,2	64,0
RESULTADOS						
Potencia [W]	7,9	14,6	22,8	29,3	35,2	40,2
Rend int P. [%]	6,5	12,0	18,6	24,4	29,2	33,5
Rend Total [%]	2,2	4,1	6,5	8,3	9,9	11,3
Re D=0,43	3.205.389	3.290.117	3.299.013	3.334.624	3.391.781	3.447.142

Tabla 4: Resultados obtenidos entre 7.000 y 12.000 RPM

	7.000	8.000	9.000	10.000	11.000	12.000
ENTRADA						
Velocidad [m/s]	141,6	141,4	141,2	140,9	140,5	140,2
Rot Disco [m/s]	44,0	50,3	56,5	62,8	69,1	75,4
Presión [Pa]	34.158	34.351	34.614	34.894	35.290	35.625
Temperatura [°K]	290,0	290,1	290,1	290,1	290,2	290,2
Densidad [kg/m ³]	1,63	1,63	1,63	1,64	1,64	1,64
Ec. Cinética [J/kg]	10.029	10.002	9.966	9.928	9.874	9.828
Temp. Total [°K]	300	300	300	300	300	300
P. Total [Pa]	50.479	50.650	50.884	51.132	51.484	51.782
N. Reynolds	57.214	57.213	57.214	57.213	57.214	57.213
SALIDA						
Velocidad [m/s]	43,5	45,0	47,7	50,3	53,1	55,8
V. Rel	36,2	36,6	38,3	39,9	41,6	43,2
Rot Disco [m/s]	7,33	8,38	9,42	10,47	11,52	12,57
Presión [Pa]	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000
Temperatura [°K]	300,0	299,2	298,2	297,0	298,1	298,4
Densidad [kg/m ³]	1,53	1,53	1,53	1,54	1,53	1,53
Ec. Cinética [J/kg]	948	1012	1137	1266	1411	1555
Temp. Total [°K]	301	300	299	298	300	300
P. Total [Pa]	31.457	31.557	31.755	31.961	32.175	32.396
N. Reynolds	6.207	6.291	6.598	6.900	7.174	7.445
TORQUE [Nm]						
Canto E-04	2,5	2,6	2,2	1,8	1,8	1,3
Disco E-04	51,0	53,1	50,6	48,1	45,7	42,7
Pasadores E-04	2,7	2,6	2,6	2,6	2,7	2,7
TOTAL E-04	61,2	58,3	55,4	52,5	50,2	46,7
RESULTADOS						
Potencia [W]	44,5	48,9	52,2	55,0	57,8	58,7
Rend int P. [%]	37,0	40,6	43,3	45,3	48,1	49,1
Rend Total [%]	12,5	13,6	14,5	15,3	16,0	16,2
Re D=0,43	3.525.709	3.556.722	3.612.505	3.668.658	3.713.134	3.760.869

Tabla 5: Resultados obtenidos entre 13.000 y 18.000 RPM

	13.000	14.000	15.000	16.000	17.000	18.000
ENTRADA						
Velocidad [m/s]	139,9	139,6	139,2	139,1	139,2	139,2
Rot Disco [m/s]	81,7	88,0	94,2	100,5	106,8	113,1
Presión [Pa]	35.967	36.276	36.648	36.754	36.684	36.693
Temperatura [°K]	290,3	290,3	290,4	290,4	290,4	290,4
Densidad [kg/m ³]	1,65	1,65	1,66	1,66	1,66	1,66
Ec. Cinética [J/kg]	9.783	9.742	9.692	9.678	9.688	9.687
Temp. Total [°K]	300	300	300	300	300	300
P. Total [Pa]	52.086	52.362	52.693	52.787	52.725	52.733
N. Reynolds	57.213	57.214	57.213	57.214	57.214	57.214
SALIDA						
Velocidad [m/s]	58,3	60,8	63,4	65,7	68,1	70,1
V. Rel	44,7	46,1	47,7	48,9	50,3	51,2
Rot Disco [m/s]	13,61	14,66	15,71	16,76	19,90	18,85
Presión [Pa]	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000
Temperatura [°K]	296,7	297,1	299,7	293,3	299,6	298,9
Densidad [kg/m ³]	1,54	1,54	1,53	1,56	1,53	1,53
Ec. Cinética [J/kg]	1698	1849	2010	2159	2321	2454
Temp. Total [°K]	298	299	302	295	302	301
P. Total [Pa]	31.582	31.686	33.080	33.380	33.559	33.772
N. Reynolds	7.739	7.989	8.181	8.582	8.639	8.810
TORQUE [Nm]						
Canto E-04	0,9	0,6	0,1	-0,6	-0,7	-1,2
Disco E-04	39,7	36,5	34,0	31,2	27,3	24,4
Pasadores E-04	2,7	2,8	2,8	2,9	3,2	3,2
TOTAL E-04	43,3	40,0	36,9	33,5	29,8	26,4
RESULTADOS						
Potencia [W]	58,9	58,6	58,0	56,1	53,1	49,7
Rend int P. [%]	50,0	49,7	49,5	48,0	46,7	44,1
Rend Total [%]	16,2	16,0	15,8	15,3	14,5	13,5
Re D=0,43	3.817.645	3.862.907	3.894.232	3.979.517	3.986.054	4.027.430

M