

Estudio numérico del desempeño de una turbina Tesla con fluidos newtonianos y no newtonianos.

Humberto Arturo Béjar Sánchez¹, Oscar Arturo Chávez López², Francisco Javier Solorio Ordaz¹, Isidro Robledo Vega², José Eduardo Acosta Cano de los Ríos²

¹ Departamento de Termofluidos, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, Avenida Universidad 3000, México D.F. 04510, México.

² Tecnológico Nacional de México/I. T. Chihuahua, Av. Tecnológico, 2909, Chihuahua 31310, Chihuahua, México.

Resumen

En el presente trabajo se realiza un estudio del desempeño de una turbina Tesla con fluidos newtonianos y no newtonianos mediante la aplicación del modelo de Ostwald-de Waele (ley de potencia). Se desarrollaron distintas simulaciones con ANSYS Fluent. Para abordar el problema se generó un submodelo del sistema considerando el flujo entre dos discos con sus fronteras sólidas y lisas, éste se discretizó con la ayuda de ICEM CFD mediante un mallado estructurado y fino. Para capturar los efectos de capa límite sobre los discos se seleccionó el modelo matemático: “K-omega SST” para la validación de la malla y el modelo “laminar” para las simulaciones del modelo viscoso no lineal (no newtoniano). Las características del fluido y las dimensiones geométricas de la turbina se tomaron de experimentos realizados anteriormente por Rice [6]. Los resultados muestran que el mejor fluido para su aplicación en la turbina Tesla bajo las mencionadas consideraciones y para bajas velocidades de rotación del eje ($\omega \leq 10000$ rpm), es el newtoniano.

Palabras clave: Turbina Tesla, Fluido newtoniano, Fluido no newtoniano, Modelo Ostwald-de Waele.

Abstract

In this work, a study of the performance of a Tesla turbine with Newtonian and non-Newtonian fluids is carried out by applying the Ostwald-de Waele (power law) model. Different simulations were developed with ANSYS Fluent. To address the problem, a submodel of the system was generated considering the flow between two disks with their solid and smooth boundaries, which was discretized with the help of ICEM CFD using a fine and structured mesh. To capture the boundary layer effects on the disks, the mathematical model: “K-omega SST” was selected for the mesh validation and the “laminar” model for the simulations of the non-linear viscous model (non-Newtonian). The characteristics of the fluid and the geometric dimensions of the turbine were taken from experiments previously carried out by Rice [6]. The results show that the best fluid for application in the Tesla turbine under the aforementioned considerations and for low shaft rotation speeds ($\omega \leq 10000$ rpm), is the Newtonian one.

Keywords: Tesla turbine; Newtonian fluid; non-Newtonian fluid; Ostwald-de Waele model.

1. Introducción

Nikola Tesla concibió la idea de una turbina no convencional, la cual desarrolló haciendo una analogía con su motor de inducción de capo magnético giratorio, buscaba utilizar los fluidos para crear un efecto similar. Tesla descubrió una forma de transformar la energía de los fluidos en energía mecánica por medio de sus propiedades de viscosidad y adhesión [1]. El inventor recibió la patente de su turbina en 1913, en la cual

describe que este tipo de turbomaquinaria funciona de una forma diferente a las convencionales, debido a que su rotor está compuesto por discos sólidos, planos, de espesor finito, que están acomodados de forma paralela entre sí, espaciados una distancia determinada a lo largo del eje y perpendiculares al mismo. Como resultado del suministro del fluido de trabajo hacia el rotor desde una o varias boquillas distribuidas alrededor de la carcasa, éste fluye entre los discos y a medida en que avanza en el espacio entre ellos se

genera el efecto de capa límite, por lo cual el fluido cede momentum al rotor provocando su rotación [2].

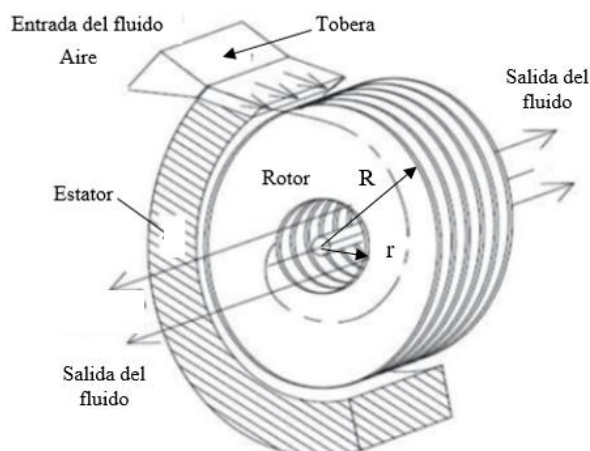


Figura 1. Esquema y trayectoria de flujo de una turbina Tesla [3].

La Figura 1 muestra un esquema geométrico de la turbina, así como la trayectoria del fluido desde la tobera hasta su escape hacia el centro de los discos. Gracias a su diseño y principio de operación esta turbina puede funcionar con diferentes tipos de fluidos como: newtonianos, no newtonianos, mixtos, cargas de partículas de flujo de dos fases, entre otros [4]. Además, este dispositivo es de naturaleza auto limpiante debido al campo de fuerza centrípeta, esto hace posible el funcionamiento de la turbina en el caso de combustibles no convencionales como la biomasa que producen partículas sólidas [5]. Rice concluye que estas turbinas pueden encontrar aplicaciones con ciertos fluidos “exóticos” considerados para propulsores auxiliares de misiles, fluidos de trabajo en el espacio y ciclos de energía de satélites [6]. También él mismo comenta, que se debe tomar en cuenta esta turbomaquinaria en aplicaciones para un par de salida bajo o el uso de fluidos con alta viscosidad o no newtonianos. Hay algunas razones para creer que la turbina Tesla pueden funcionar con mezclas abrasivas de flujo de dos fases con menor erosión en el material del rotor. Por esa razón, deberían investigarse más a fondo para aplicaciones que produzcan energía a partir de vapor geotérmico y flujos de gases industriales cargados de partículas [7].

Mediante el presente trabajo se propone estimar el desempeño de una turbina Tesla con un fluido newtoniano y dos no newtonianos (pseudoplastico y dilatante) utilizando el modelo matemático de Ostwald-de Waele también conocido como “ley de potencia”. Debido a la naturaleza de las ecuaciones que gobiernan a los fluidos (Navier-Stokes) y la complejidad matemática que las caracteriza, los autores proponen obtener un modelo numérico capaz de predecir el comportamiento de la potencia y eficiencia en una turbina Tesla cuando está interactúa

con fluidos de esa índole y a bajas velocidades de rotación, de esta manera obteniendo una herramienta de cálculo, sin tener que realizar los experimentos previamente para obtener resultados. Esta metodología se ha estado utilizando ampliamente debido al gran desarrollo tecnológico computacional que se ha dado en los últimos años, uno de los programas que ofrece una gran versatilidad y confiabilidad para realizar este tipo de análisis es ANSYS Fluent. Se pretende de este modo, investigar las variaciones en la potencia VS rpm y eficiencia VS rpm, utilizando un submodelo del flujo entre dos discos de la turbina y realizando su discretización (malla) con elementos y estructura adecuados para la física del problema, además de un planteamiento para su solución seleccionando los modelos matemáticos y algoritmos de resolución adecuados.

2. Metodología

Para llevar a cabo el desarrollo de este trabajo se utilizó el método de simulación por submodelo, el cual consiste en tomar un espacio entre dos discos de la turbina Tesla y multiplicar los efectos obtenidos por el fluido sobre los discos por el número de espacio inter-discos.

El objetivo de estas simulaciones es predecir y analizar los efectos producidos por el fluido sobre los discos bajo ciertas condiciones físicas. Para corroborar la fiabilidad del modelo computacional se utilizó una investigación experimental desarrollada anteriormente por el profesor Rice [6].

2.1 Modelo 3D

El modelo 3D se generó con la ayuda del Software CAD SolidWorks, los parámetros geométricos y aerodinámicos de la turbina Tesla del modelo corresponden a la primera turbina modificada (segundo experimento reportado) por Rice [6], los cuales se exponen en la Tabla 1.

Tabla 1. Parámetros geométricos y aerodinámicos de la turbina Tesla.

Parámetro	Símbolo	Valor
Fluido de trabajo		aire
Número de toberas		2
Ángulo de incidencia	θ	10°
Temperatura a la entrada	T	368.15°K
Radio exterior	R	177.8 mm
Radio interior	r	33.525 mm
Espacio entre discos	b	0.33 mm
Numero de discos	N	11
Espacio radial entre la carcasa y el rotor	g	1.1 mm

En la Figura 2 se muestra el detalle del submodelo utilizado para las simulaciones del flujo entre dos

discos el cual consta de dos entradas (toberas) y una única salida en su centro, las fronteras en sus costados son las paredes de los discos adyacentes al fluido. Esta reducción geométrica se realizó con el propósito de facilitar la discretización del modelo (mallado) con elemento de un mismo tipo y de la misma manera para tener un ahorro en el costo computacional ya que debido a la naturaleza del sistema y sus dimensiones el número de elementos a utilizar es alto.

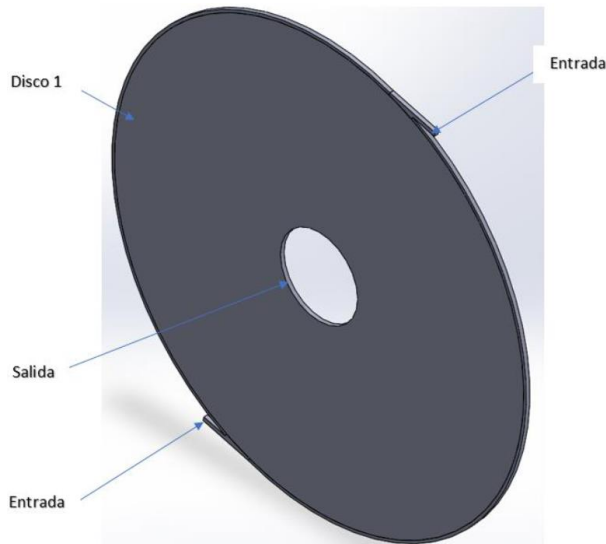


Figura 2. Submodelo tridimensional del espacio entre dos discos.

2.2 Discretización del modelo 3D (mallado)

Se generó una malla estructurada para la discretización del dominio computacional, incluido el dominio dinámico del rotor y el dominio estático de la carcasa, con la ayuda del software de generación de malla ANSYS ICEM CFD, la Figura 3 muestra la malla obtenida, la cual se elaboró con un 100% de elementos hexaédricos ya que son aquellos que brindan una mayor estabilidad en la solución del caso de estudio planteado.

El modelo de turbulencia SST fue empleado en este estudio. El parámetro “y+” fue menor que 3 para que todas las capas límite cumplieran con el requisito del modelo de turbulencia K-omega SST. Se utilizó el método del rotor congelado para tratar la interfaz entre el rotor y las partes estacionarias (carcasa).

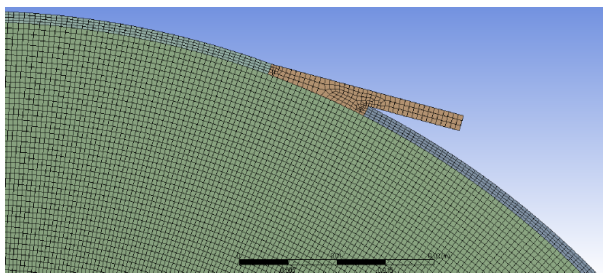


Figura 3. Modelo 3D discretizado.

El número de elementos y nodos de esta malla oscila alrededor de los 10 millones. Además del tipo y número de elementos que se utilizaron, también existen medidores de la calidad de la malla para geometrías complejas. En esta investigación se tomó como base la oblicuidad (skewness), ya que ANSYS lo sugiere como uno de sus tres principales métricos de la calidad de la malla, al igual que la calidad ortogonal y el radio aspecto. De acuerdo con la Figura 4 la malla desarrollada cumplía con un nivel de calidad muy bueno ya que el 99.99% de sus elementos tienen un nivel de oblicuidad (skewness) por debajo de 0.5, mientras que los elementos restantes (0.01%) oscilaban entre 0.5 y 0.6 de este métrico de calidad. Los elementos de calidad “buena” se encuentran al final de las toberas y el espacio entre ellas y los discos debido al cambio de la geometría.

Espectro de valores de oblicuidad en una malla

Excelente	Muy bueno	Bueno	Aceptable	Malo	Inaceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Figura 4. Espectro de valores de acuerdo a la oblicuidad (skewness) de los elementos de la malla.

2.3 Modelo matemático

2.3.1 Modelo de Ostwald-de Waele (ley de potencia).

$$\tau_{yx} = -k \left| \frac{dv_x}{dy} \right|^{n-1} \frac{dv_x}{dy} \quad (1)$$

Esta ecuación de dos parámetros es más conocida como “ley de potencias” para un flujo unidimensional, donde el significado del término “n” se le denomina índice de comportamiento del fluido y “m” el índice de consistencia. Para n=1, esta ley se transforma en la ley de viscosidad de Newton, siendo m = μ; por consiguiente, la medida de la desviación del valor de n con respecto a la unidad es una medida del grado de desviación del comportamiento newtoniano.

Muchos de los fluidos no newtonianos tienen viscosidades altas comparadas con la viscosidad del agua. Cuando n<1 el comportamiento es pseudoplástico, por el contrario, si n>1 el comportamiento es dilatante [8].

2.3.2 Modelo numérico

En esta investigación, los cálculos numéricos se validaron con datos experimentales [6], mediante un sistema discretizado, y además, se simuló en este modelo su comportamiento con fluidos de viscosidad no newtoniana. Lo anterior se realizó utilizando el software comercial ANSYS Fluent, en el que se resolvieron las ecuaciones de “Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)” en el dominio de cálculo para

flujo turbulento. Las ecuaciones RANS son las siguientes [9]:

Ecuación de momentum:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_i u_j}) \quad (2)$$

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3)$$

Ecuación de la energía:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot [\vec{v}(\rho E + p)] = \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right] + S_h \quad (4)$$

Además, la densidad se puede resolver por medio la ecuación de estado para gases ideales [6]:

$$\rho = \frac{p_{op} + p_r}{\frac{R}{M} T_{el}}, \quad (5)$$

p_r es la presión relativa, p_{op} es la presión de operación, R es la constante del gas, M es el peso molecular, y T_{el} es la temperatura estática local.

Por otra parte, las ecuaciones RANS son insuficientes para resolver de forma cerrada el sistema planteado, debido que se alcanzan altas velocidades dentro de las toberas, y a la salida de las mismas, lo que genera flujo turbulento. Por lo tanto, en esta investigación se incluyó el modelo viscoso de dos ecuaciones (5 y 6): k-omega SST [9]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) &= \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (7) \end{aligned}$$

El modelo SST (shear stress transport), que también es utilizado en investigaciones numéricas por otros investigadores [10-16], es la opción más robusta del esquema k-omega para capturar los efectos de capa límite producidos por la interacción entre el fluido y el rotor de la turbina.

Fluent ofrece algunos modelos de viscosidad no newtoniana, entre ellos está el modelo de la ley de potencia el cual fue el utilizado en este estudio y se expresa de la siguiente manera:

$$\tau_{yx} = k \left| \frac{dv_x}{dy} \right|^{n-1} \frac{dv_x}{dy} = \eta \frac{dv_x}{dy} \quad (8)$$

Y el modelo de dos parámetros de esta ley para un fluido no newtoniano es:

$$\eta = k \dot{\gamma}^{n-1} \quad (9)$$

$$\dot{\gamma} = \left| \frac{dv_x}{dy} \right|^{n-1} \quad (10)$$

Donde η es la viscosidad no newtoniana, $\dot{\gamma}$ es la velocidad de corte, " k " es una medida de la viscosidad promedio del fluido (el índice de consistencia); y " n " es una medida de la desviación del fluido con respecto al newtoniano (el índice de ley de potencia). Ambos son parámetros de entrada.

3. Resultados

3.1 Validación del sistema discretizado

Con la finalidad de evaluar una amplia gama de condiciones de operación para cada uno de los parámetros antes mencionados y concluir cual es el fluido (newtoniano o no newtoniano) de mejor aplicación dadas ciertas condiciones de operación en la turbina se plantearon distintas simulaciones. Dado que una simulación tiene por objetivo predecir y describir un sistema físico real, el trabajo realizado con aire como fluido de trabajo fue comparado con la experimentación desarrollada por Rice [6], y de esta manera asegurar la confiabilidad y precisión de los resultados obtenidos. Por otra parte, para las simulaciones que se desarrollaron con el modelo no newtoniano de la ley de potencias, no se contó con una base experimental para comparar los resultados, sin embargo, una de las mallas que se validaron con datos experimentales fue reutilizada para evaluar su desempeño con los fluidos no newtonianos.

Con el fin de validar la discretización (malla) del submodelo (Figura 2) se utilizaron los datos de operación del segundo experimento reportado por Rice [6] descrito en la Tabla 2, realizando una comparación entre la solución numérica obtenida en ANSYS Fluent y los resultados experimentales para un flujo y presión dadas a distintas velocidades de rotación (rpm). Haciendo uso de las mismas condiciones de operación, las simulaciones fueron evaluadas de acuerdo a la potencia de salida, una temperatura del fluido de 95°C y la separación entre discos utilizada en el experimento ($b_2=1.016\text{mm}$).

Tabla 2. Resultados experimentales Rice [6].

Presión en la turbina (Pa)	Flujo másico (kg/s)	T (°C)	Velocidad angular (rpm)	Potencia (hp)
275761.2	0.0213192	95	6300	0.68
275761.2	0.0213192	95	8500	0.81
275761.2	0.0213192	95	9200	0.85
413641.9	0.030618	79	8000	1.13
413641.9	0.030618	79	10000	1.29
413641.9	0.030618	79	11000	1.32
413641.9	0.030618	79	11500	1.07
551522.5	0.0263088	83	8000	1.12
551522.5	0.0263088	83	10000	1.24
551522.5	0.0263088	83	11000	1.24
551522.5	0.0263088	83	11500	1.10
689403.1	0.0331128	79	9000	1.49
689403.1	0.0331128	79	11000	1.67
689403.1	0.0331128	79	12000	1.32
827283.8	0.040068	74	9300	1.88
827283.8	0.040068	74	11000	2.02
827283.8	0.040068	74	12200	1.16
965164.4	0.04536	74	11800	2.41
965164.4	0.04536	74	12500	1.18

Los resultados se obtuvieron mediante un submodelo de la turbina Tesla, en el cual se tomó solo un espacio entre dos discos (Figura 2), los cuales fueron utilizados para calcular el momento o torque total que se generó. Para calcular el torque total producido por todo el rotor utilizaron la siguiente relación:

$$\mathfrak{T}_{total} = 2(n_d - 1)\mathfrak{T} \quad (11)$$

donde \mathfrak{T} es el torque generado en una cara del disco, n_d representa el número de discos del rotor. De esta expresión se puede obtener la potencia de salida multiplicando el torque total por la velocidad angular del rotor de la siguiente manera:

$$\dot{W}_{ideal} = \mathfrak{T}_{total} * \Omega \quad (12)$$

Ω representa la velocidad angular.

La Figura 5 muestra la evolución de la potencia en la turbina Tesla conforme se incrementa la velocidad de giro. Como se puede apreciar la línea de la solución numérica (simulación) se encuentra por encima de la línea de la experimentación, esto se debe a que no se consideraron pérdidas de ningún tipo en el sistema y, por lo tanto, la potencia desarrollada es mayor conforme se incrementan las revoluciones debido la definición matemática que se describe en la ecuación (12).

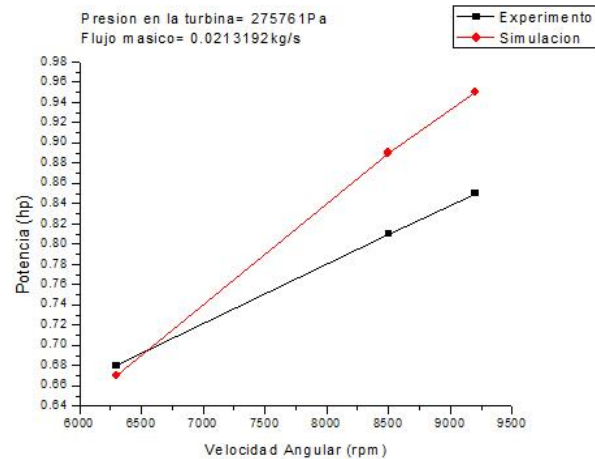


Figura 5. Potencia desarrollada por la turbina Tesla distintas revoluciones.

La Figura 6 muestra el desempeño de la turbina Tesla bajo distintos parámetros de operación, tales son: flujo másico, presión en la turbina y la velocidad de rotación del rotor.

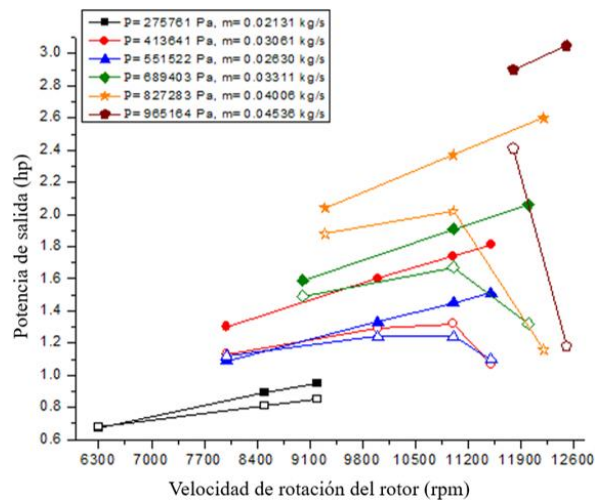


Figura 6. Comparación entre los datos experimentales (figuras geométricas sin relleno) y los valores de la solución en ANSYS Fluent (figuras geométricas con relleno).

La Figura 6 consiste en un total de 19 valores numéricos (simulaciones), las cuales se comparan con 19 datos experimentales [6]. Estos datos informan la potencia de salida del eje, que están graficados en 12 líneas (6 numéricas y 6 experimentales) que unen los resultados (formas geométricas en la Figura 6) de acuerdo a valores fijos de flujo másico y presión en la turbina, y en contraste con la velocidad angular.

Cada una de las líneas de acuerdo a sus valores de flujo másico y presión se acotaron con un color y símbolo diferente.

Los resultados en la ilustración muestran que, la potencia de salida se incrementa a medida que el suministro de flujo másico de aire es mayor en la

turbina. Esto es así también con el aumento de las revoluciones del rotor, lo que conlleva hasta alrededor de las 10000 rpm, después el comportamiento toma un sentido diferente ya que en el caso numérico a medida que aumentan las rpm se incrementa la potencia de salida (lo que se espera de acuerdo a la ecuación (12), ya que el modelo no contempla pérdidas), por el contrario en el caso experimental la potencia de salida disminuye a medida que se incrementa la velocidad angular del rotor después de las 10000rpm.

Por otra parte, en el caso del parámetro de la presión, los resultados muestran que la potencia de salida de la turbina no se ve incrementada en todos los casos con el aumento de la presión, esto se puede apreciar en la tabla de parámetros de operación de la Figura 6, en el tercer caso (línea azul con triángulos) tiene una mayor presión desarrollada pero un flujo másico menor que el segundo caso (línea roja con círculos) y su potencia de salida es inferior. Debido a esto se puede decir que la potencia de salida se ve incrementada con el flujo másico del aire ya que la cantidad de fluido en interacción con el rotor es mayor y existe un mayor intercambio de momentum entre ellos. Además, el aire entra con mayor velocidad y la velocidad relativa que existe entre los discos y el fluido es mucho mayor. De esta manera maximiza el momento desarrollado en el rotor y, por ende, la potencia de salida.

3.2 Efectos del Tipo de Fluido en la Turbina Tesla en la potencia de salida.

En la Figura 7 se muestra el comportamiento del desempeño de una turbina Tesla como función de la velocidad angular del rotor, que se varió desde las 2000 hasta las 10000rpm en las que el modelo computacional permitía obtener una solución confiable de acuerdo a los resultados obtenidos en las simulaciones de validación del modelo. Esta gráfica evalúa 3 tipos de fluidos, los cuales se modelaron de acuerdo a la ecuación (8). El fluido newtoniano que se tomó como base ($n = 1$), fue el aire con las características de la Tabla 4, siendo bajo este planeamiento $k = \mu$. En el caso de los otros dos fluidos se consideró la misma densidad de referencia de la tabla 4 y que $k = \mu$, sin embargo, para tener un caso pseudoplástico se utilizó un exponente por debajo de la unidad $n = 0.5$, y de $n = 1.5$ para el fluido dilatante. Debido al costo computacional, el tiempo de solución y la convergencia del cálculo numérico que implicaba obtener resultados contemplando la no linealidad de la viscosidad y la compresibilidad del fluido, se optó por mantener el fluido para la simulación no newtoniana como incompresible, descartando la ecuación de la energía (4) y la ecuación de estado de los gases ideales (5). Gracias a esto se logró reducir notablemente el tiempo de solución o el número de iteraciones para que la convergencia (residuales) de la solución fuera buena.

Tabla 4. Propiedades del aire a 37°C.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Viscosidad	μ	1.907×10^{-5}	$kg/m \cdot s$
Densidad	ρ	1.1387	kg/m^3
Presión de referencia	P_{ref}	101325	Pa

Para una presión total a la entrada de la boquilla de 790728 Pa y un flujo másico de 0.0023199 Kg/s en cada tobera, se puede apreciar en la Figura 7 que el fluido dilatante tiene ligeramente un mejor desempeño a la velocidad de rotación más baja (2000 rpm), por otro lado, el fluido Pseudoplástico bajo estas condiciones obtuvo la menor potencia de salida. Pero a medida que se incrementan las rpm del rotor la potencia desarrollada por el fluido dilatante va quedando por debajo de los otros dos fluidos, mientras que estos tienen un comportamiento aproximadamente lineal manteniendo la pendiente a lo largo del eje de las abscisas, el mejor desempeño a la velocidad angular más alta evaluada lo obtuvo el fluido newtoniano.

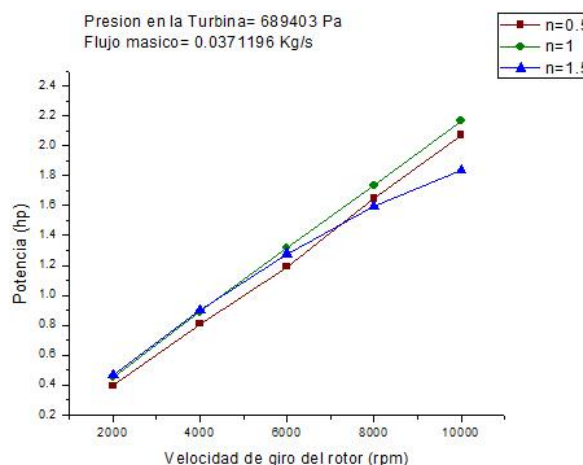


Figura 7. Potencia desarrollada a diferentes rpm y "n" en el modelo de Ostwald-de Waele.

3.3 Efectos del tipo de fluido en la turbina Tesla en la eficiencia.

Además de los resultados de la potencia de salida en esta investigación también se evaluaron las eficiencias de acuerdo a al tipo de fluido de trabajo en la turbina Tesla.

La eficiencia que se reporta en estos resultados se obtuvo de la siguiente manera:

$$\xi = \frac{\text{Potencia de salida}}{\text{Potencia de entrada}} \quad (13)$$

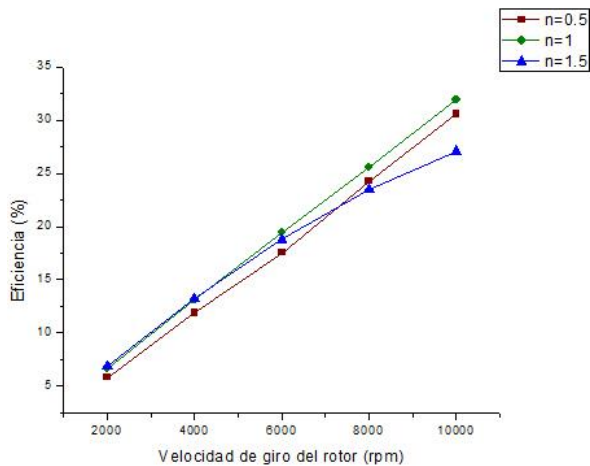


Figura 8. Eficiencia desarrollada por la turbina para distintas velocidades de rotación y distintas medidas de desviación de un fluido newtoniano (<, =, >).

El comportamiento de la eficiencia tal como se muestra en la Figura 8 fue muy similar o prácticamente igual a la gráfica de la potencia de salida de la figura 7. De lo cual se puede decir que el fluido dilatante comienza con la mayor eficiencia a la velocidad de rotación más baja de referencia para después caer por debajo del fluido newtoniano y dilatante conforme suben las rpm de los resultados, mientras que el fluido newtoniano y pseudoplastico mantienen una relación prácticamente lineal entre la eficiencia VS rpm. Es de notar que el fluido newtoniano mostró el mejor comportamiento en este estudio en los parámetros de salida de potencia y eficiencia, por lo que sería el mejor fluido para su aplicación bajo las condiciones de este estudio.

3.3 Comportamiento dinámico del fluido en el flujo entre dos discos.

A continuación, se muestra el comportamiento del fluido desde las entradas (toberas), hasta su escape por el centro del modelo.

La Figura 9 se aprecia el contorno de velocidades en el que la velocidad va disminuyendo a medida de se desplaza por la trayectoria de flujo hacia el escape y que además los contornos de baja velocidad se tienen en una gran zona cercana a la periferia, esto podría originarse debido a que en el trayecto del fluido desde el final de la tobera hacia el escape de los discos va cediendo momentum que se da como resultado de la capa límite entre el fluido y los discos desde una velocidad máxima a la salida de las toberas hasta una velocidad mínima en las zonas cercanas al escape y la periferia. Es de notar que en algunas regiones como se aprecia en la figura la velocidad del fluido es cero debido al parecer a un estancamiento que tiene el fluido dentro del espacio entre discos. Lo anterior pudiera suscitarse debido a las características geométricas y de operación tomadas en las simulaciones del disco son

tales que el fluido no puede fluir de forma adecuada provocando una gran zona de estancamiento.

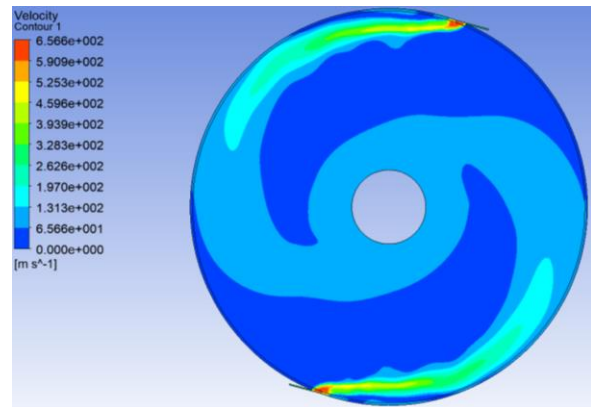


Figura 9. Contorno de velocidad en el flujo entre dos discos.

Por otra parte, la Figura 10 ilustra las líneas de corriente, las cuales muestran una trayectoria tal como se esperaba de la física de la turbina, una espiral continua y que conforme aumentan las rpm del sistema se vuelve más pronunciada. Lo que de acuerdo a la teoría es mejor para la operación del sistema.

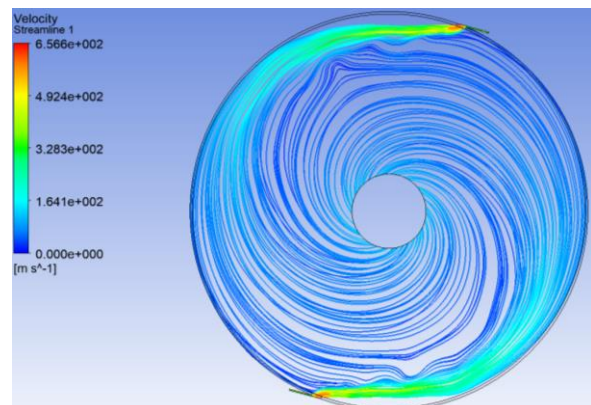


Figura 10. Líneas de corriente que sigue el fluido en trayectoria en espiral en el rotor de la turbina Tesla.

4. Conclusiones

Del presente estudio se puede concluir que el comportamiento del sistema en cuanto a su dinámica fue de acuerdo a lo esperado, obteniendo un flujo en espiral. Además, es visible que a medida que aumenta la velocidad de rotación se ven incrementados los parámetros de salida (potencia y eficiencia), pero por el contrario el torque disminuye. Por lo que la turbina de acuerdo con la viscosidad del fluido de trabajo debe diseñarse para una cierta velocidad de rotación en aras de obtener los resultados deseados, sin embargo, se puede especular que se pueden utilizar fluidos con valores de viscosidad mayor para evitar las altas rpm en el sistema (por ejemplo utilizar agua en lugar de aire como fluido de trabajo), debido a que la operación de

la turbina a altas rpm complica capturar información tal como el torque ya que los autores [4, 5 y 17] comentan que las mediciones son no lineales o altamente no lineales.

El submodelo que se utilizó en esta investigación obtuvo buena concordancia con la experimentación con la que se comparó, pero en un rango de velocidades por debajo de las 10000 rpm, ya que a partir de esta velocidad los resultados se alejaban significativamente, una causa probable de esto es que el modelo numérico no consideraba las pérdidas mecánicas y sobre todo del bloqueo que se produce al ingresar el fluido y ponerse en contacto con el espesor finito de los discos, cuestiones que si se suscitan en la experimentación.

El fluido que mostró los mejores resultados bajo las condiciones del estudio fue el newtonianos.

5. Agradecimientos

La investigación que se presenta en este documento se llevó a cabo en el Instituto Tecnológico de Chihuahua (ITCH).

El primer autor expresa su agradecimiento al Dr. Luís Arnulfo Guerrero Chávez por su guía, consejos e interés en el desarrollo de este trabajo.

También se agradece al M.C. Omar Rodríguez por sus observaciones constructivas y aportes para la elaboración del planteamiento y solución en ANSYS Fluent.

6. Referencias

- [1] W. B. Carlson, Tesla. Inventor de la Era Eléctrica, 1st ed. Crítica, México (2015).
- [2] P. May, N. Tesla, and N. E. W. York, “N. Tesla,” 1913.
- [3] R. Jose, A. Jose, A. Benny, A. Salus, and B. Benny, “A Theoretical Study on Surface Finish , Spacing between Discs and Performance of Tesla Turbine,” vol. 3, no. 3, pp. 235–240, 2016.
- [4] A. Guha and B. Smiley: Experiment and Analysis for an Improved Design of the Inlet and Nozzle in Tesla Disc Turbines. Proceedings of the Institution of Mechanical, vol. 224, no. 2, 261–277, (2010).
- [5] S. Sengupta and A. Guha: Analytical and computational solutions for three-dimensional flow-field and relative pathlines for the rotating flow in a Tesla disc turbine. Comput Fluids, vol. 88, 344–353, (2013).
- [6] W. Rice. An Analytical and experimental Investigation of multiple-disk turbines. J Eng Power, 29-36 (1965).
- [7] E. Logan.: Handbook of Turbomachinery. 2nd edn. Marcel Dekker, Inc. New York (2003).
- [8] R. B. Bird, W. E. Stewart, and E. N. Lightfoot, *Fenómenos de Transporte*, 1st ed. España: Reverté, 1965.
- [9] J. M. Kane, “ANSYS Fluent 17.0 user’s Guide,” *Acta Psychiatrica Scandinavica*, vol. 123, no. 6. ANSYS, Inc., 2016.
- [10] Lampart, P.; Kosowski, K.; Piwowarski, M.; Jedrzejewski, L. Design analysis of Tesla micro-turbine operating on a low-boiling medium. Pol. Marit. Res. **2009**, 16, 28–33.
- [11] Schosser, C.; Lecheler, S.; Pfitzner, M. A test rig for the investigation of the performance and flow field of Tesla friction turbines. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014, Düsseldorf, Germany, 16–20 June 2014.
- [12] Lampart, P.; Jedrzejewski, L. Investigations of aerodynamics of Tesla bladeless microturbines. J. Theor. Appl. Mech. **2011**, 49, 477–499.
- [13] Qi, W.J.; Deng, Q.H.; Feng, Z.P.; Yuan, Q. Influence of disc spacing distance on the aerodynamic performance and flow field of Tesla turbines. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016, Seoul, Korea, 13–17 June 2016.
- [14] Qi, W.J.; Deng, Q.H.; Jiang, Y.; Feng, Z.P.; Yuan, Q. Aerodynamic performance and flow characteristics analysis of Tesla turbines with different nozzle and outlet geometries. Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy **2018**, accepted.
- [15] Qi, W.J.; Deng, Q.H.; Jiang, Y.; Feng, Z.P.; Yuan, Q. Disc Thickness and Spacing Distance Impacts on Flow Characteristics of Multichannel Tesla Turbines. *Energies* **2019**, 12, 44.
- [16] W. Qi, Q. Deng, Z. Chi, L. Hu, Q. Yuan, and Z. Feng, “Influence of disc tip geometry on the aerodynamic performance and flow characteristics of multichannel Tesla turbines,” *Energies (Basel)*, vol. 12, no. 3, 2019, doi: 10.3390/en12030572.
- [17] Beans EW. Investigation into the performance characteristics of a friction turbine. J Spacecraft Rockets 1966;3:131–4.