



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

MODELO COMPUTACIONAL DE SISTEMA DE
AISLACIÓN PARA CALEFACTORES DE INDUCCIÓN
MAGNÉTICA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO
CIVIL MECÁNICO

JOAQUIN CRISTOBAL CARRASCO CASANOVA

PROFESOR GUÍA:

WILLIAMS CALDERON MUÑOZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

BENJAMIN HERRMANN PRIESNITZ

JUAN OSSES MARQUEZ

SANTIAGO DE CHILE

2018

**RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO
DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: JOAQUÍN CRISTOBAL CARRASCO CASANOVA
FECHA: 22 de Junio del 2018
PROF. GUÍA: WILLIAMS CALDERON**

Los equipos de inducción magnética se utilizan ampliamente en la industria, principalmente para tratamientos térmicos y fundiciones, así como también a nivel hogar e médico. Por otra parte, equipos de flujo magnético axial con imanes permanentes han visto un gran desarrollo en equipos eléctricos como motores; sin embargo, poco es lo que se ha incursionado en la utilización de estos equipos como sistemas de inducción magnética, menos aún en su utilización como sistemas de calefacción a nivel hogar.

Una de las falencias que presentan los equipos de AFPM es que debido a su tamaño compacto se puede llegar a un sobrecalentamiento del equipo y como consecuencia una pérdida de la vida útil de estos. Esto se debe principalmente a la desmagnetización de los imanes, lo que puede incurrir en pérdidas permanentes del campo magnético de estos. Es por esto que un estudio del flujo de aire entre el rotor y el estator del equipo es necesario para reducir la temperatura alcanzada por los imanes.

El objetivo principal de esta memoria es realizar un modelo computacional mediante simulación numérica del enfriamiento en los imanes de NdFeB que componen un equipo de calefacción por inducción magnética. Mientras que los objetivos específicos se centran en como afecta la temperatura en los imanes el efecto de rotación del rotor, la separación de la capa de aire y la utilización de un material aislante.

Para llevar a cabo los objetivos expuesto, se realizaron una serie de modelos en el programa ANSYS Fluent que abarcaran todas las condiciones anteriormente expuestas, para luego comparar la temperatura alcanzada por el rotor en los distintos modelos, además de estudiar el comportamiento de la velocidad en el fluido a 2mm de la cara del rotor.

Luego de realizar la comparación entre los modelos se llegó a la determinación que un equipo con un aislante de 5mm en el estator y funcionando a una velocidad de rotación de 2500RPM para el rotor, se logra una temperatura aceptable en los imanes para evitar la desmagnetización.

Tabla de Contenido

1.	Motivación	1
1.1	Objetivo general	1
1.2	Objetivos específicos	2
1.3	Alcances.....	2
2.	Antecedentes	3
2.1	Sistemas de calefacción por inducción magnética.	3
2.2	Equipos de imanes permanentes de flujo axial.....	4
2.3	Desmagnetización en imanes permanentes.	5
2.4	Flujo de aire entre los discos.	6
2.5	Ecuaciones Gobernantes.....	9
2.5.1	Ecuación de continuidad.	9
2.5.2	Ecuación de Momentum.	9
2.5.3	Ecuación de Energía.	9
2.5.4	Ecuaciones electromagnéticas.	10
2.5.5	Números adimensionales.	10
3.	Metodología.....	12
3.1	Definición del modelo.	12
3.2	Validación del mallado.....	12
3.3	Realización de simulaciones y comparar resultados.	12
3.4	Recursos.	13
4.	Descripción del modelo	14
5.	Resultados	16
5.1	Validación del mallado.....	16
5.2	Modelo para 0RPM	17
5.3	Modelo para 2500RPM	19
5.4	Modelo para 3000RPM	21
5.5	Modelo con aislante.....	24
5.6	Velocidad tangencial del fluido.....	26
5.7	Comparación entre modelos.	27

6.	Análisis de resultados	28
7.	Conclusiones y trabajos futuros.	30
8.	Bibliografía	31
	Anexos	33
A.	Gráficos de velocidad tangencial.	33

1. Motivación

En el presente trabajo se busca estudiar un sistema alternativo para calefacción a nivel hogar que base su funcionamiento en la inducción magnética, sistemas que prometen una elevada eficiencia y una baja contaminación local que sus contrapartes con combustibles fósiles.

Diversos equipos utilizan hoy en día la inducción para generar calor, los cuales depende de una fluctuación de campo magnético para inducir una corriente en un material conductor. Los sistemas más ampliamente utilizados de este estilo generan el campo magnético gracias a una bobina conectada a una fuente de corriente alterna. Sin embargo, sistema con imanes permanente rotatorios también son posibles, utilizando principalmente imanes de neodimio-hierro-boro. Equipos eléctricos que poseen imanes permanentes suelen clasificarse según posean flujo magnético axial o radial y suelen ocuparse en motores eléctricos; sin embargo, poco se ha incursionado en su utilización como sistemas de generación de calor por inducción. El presente informe busca estudiar un equipo de inducción por imanes permanente de flujo axial.

Los equipos de flujo magnético axial suelen ser más compactos que los equipos que poseen flujo radial, por lo cual un sobrecalentamiento del equipo puede traer graves consecuencias en su vida útil, especialmente por la desmagnetización de los imanes de NdFeB. Debido a esto es de vital importancia estudiar posibles soluciones al aumento excesivo del rotor del equipo. Este trabajo se enfoca en estudiar el comportamiento del fluido entre el rotor y el estator a distintas distancias entre ellos, así como también el efecto de utilizar aislante en solo la pared del estator, con la finalidad de disminuir al máximo posible la temperatura alcanzada por los imanes.

1.1 Objetivo general

- Realizar un modelo mediante simulación numérica de la temperatura alcanzada en los imanes de NdFeB que componen un equipo de calefacción por inducción magnética.

1.2 Objetivos específicos

- Estudiar la transferencia de calor en el flujo de aire entre el rotor y el estator de equipo de inducción axial, tomando en cuenta el efecto de aumentar la separación entre los componentes.
- Estudiar el efecto en la temperatura de los imanes al aumentar la temperatura en superficie del estator en el rango de 100°C y 250°C, además de la utilización de un material aislante.
- Estudiar el efecto en la temperatura de los imanes al variar la rotación del rotor en el rango de 2500rpm a 3000rpm.

1.3 Alcances

Los alcances de este trabajo es realizar un modelo computacional que abarque los distintos mecanismos de transferencia de calor presentes entre la superficie caliente y disco de imanes, además de cómo afecta de la velocidad de rotación del rotor, la separación de aire y la presencia de material aislante en la temperatura de los imanes. Por otra parte, el estudio exhaustivo de la variación en el campo magnético y la generación de calor provocada por este escapa de lo abarcado en este trabajo.

En esta tesis no se contempla la construcción de un prototipo que permita corroborar los resultados obtenidos de manera experimental.

2. Antecedentes

2.1 Sistemas de calefacción por inducción magnética.

Los principios de la inducción magnética fueron descubiertos por Michael Faraday al descubrir corrientes inducidas por imanes. Luego, James C. Maxwell desarrollaría una teoría unificada del electromagnetismo y James P. Joule describiría el calor producido por una corriente en un conductor, con lo cual se sentaron las bases para la calefacción por inducción magnética.

Los sistemas de calefacción por inducción (IH, por sus iniciales en inglés) van ganando terreno rápidamente como una de las tecnologías preferidas tanto en el área industrial [1], como en la doméstica [2] y médica [3] debido a sus ventajas con respecto a las tecnologías clásicas como calefacción por resistencia eléctrica, por fuego o hornos y calderas tradicionales.

Los sistemas de inducción más ampliamente utilizados en la actualidad cuentan con inductor de bobina y una pieza conductora la cual es inducida. Para lograr la inducción es necesario una fuente de corriente alterna (AC), la cual entrega un voltaje alterno a la bobina. La bobina a su vez genera un campo magnético variable, dentro del cual se encuentra inmerso el material que será inducido. Como consecuencia de lo anterior el material es calentado por dos fenómenos físicos: las corrientes de Foucault (Eddy current, en Inglés) y la histéresis magnética [4]. Las corrientes de Foucault se oponen al campo magnético generado por la bobina y producen calor a través del efecto de Joule. Esta es la fuente de calor principal en un proceso de inducción magnética. Adicionalmente a lo anterior, la histéresis magnética genera un mayor aumento de temperatura en materiales ferromagnéticos.

Los sistemas de inducción poseen una serie de ventajas frente a otros sistemas de calefacción, de los cuales los que son comúnmente reconocidos son [5]:

- Calentamiento rápido: La tecnología IH calienta directamente el material inducido, reduciendo la pérdida de calor y reduciendo de manera significativa el tiempo de calentamiento gracias a la alta densidad de potencia y sin ninguna inercia térmica.
- Eficiencia: Diseños modernos de la bobina y convertidor de potencia permiten obtener eficiencias mayores a 90%, alcanzando una mejora significativa sobre técnicas convencionales de calefacción. Además, debido a que solo es calentado el material inducido, la pérdida de calor con el ambiente y elementos circundantes es reducida.

- Seguridad: Debido a que la inducción es un proceso sin contacto y el material inducido se calienta directamente, se reduce la posibilidad de quemar objetos cercanos. Por otro lado, se evitan la producción local de polución, típica en los sistemas de calefacción por llama.

2.2 Equipos de imanes permanentes de flujo axial.

A pesar, de que los sistemas IH con bobinas son los más ampliamente utilizados en la industria, son los únicos utilizados para producir un aumento de temperatura por inducción magnética. Debido a que inducción se produce por las corrientes de Foucault generadas por un campo de magnético variable, es posible generar calor a través del movimiento de imanes, principalmente por rotación. Los equipos que utilizan imanes permanentes los podemos clasificar según la dirección del flujo del campo magnético, ya sea axial(AFPM) [6] [7] o radial (RFPM) [8]. Estos equipos suelen de componerse de un rotor compuesto por imanes neodimio-hierro-boro(NdFeB), debido a su alto producto energético máximo (BH_{max}) en comparación a otros imanes (ver Figura 2.1). Además, cuentan con un estator, que para efectos de este trabajo será el material inducido, en este caso cobre(Cu).

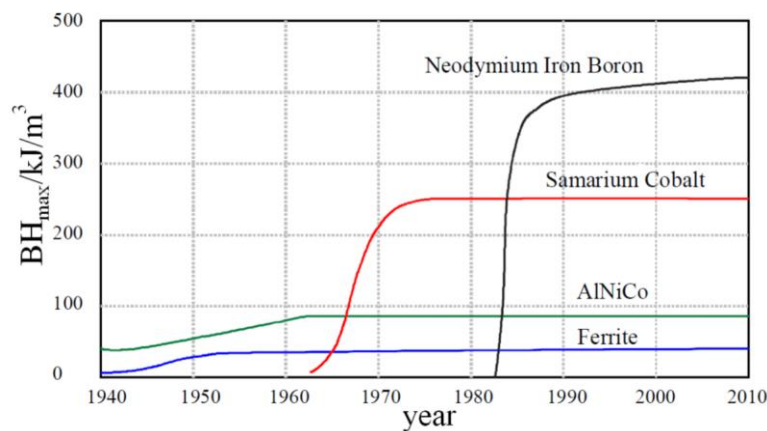


Figura 2.1: Desarrollo del producto energético máximo en imanes permanentes.

Los sistemas de flujo radial han sido utilizados extensivamente por décadas. Varios papers existen en la literatura al respecto, el tipo de maquina con imanes permanente más utilizado en la industria. Sin embargo, las máquinas de imanes permanentes de flujo axial poseen ventajas distintivas. En primer lugar, pueden ser diseñadas para tener una mayor razón entre la potencia y el peso, resultando una en menos material y una mayor eficiencia. Segundo, son de menor tamaño que sus contrapartes radiales y la estructura de su estator y rotor tienen forma de disco. Esta es una cualidad importante de las AFPM, debido a que por su forma y tamaño son ideales para aplicaciones donde la limitación de espacio es crucial. Tercero, poseen una separación de aire plana y ajustable, mientras que las RFPM no. Estas

características proveen a los equipos de flujo axial con ciertas ventajas frente a las de flujo radial [9].

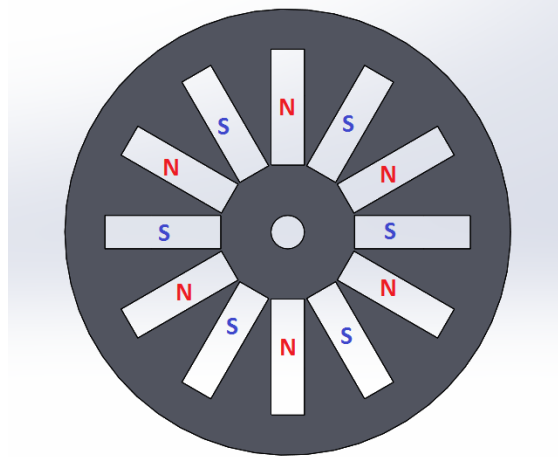


Figura 2.2: Esquema de la disposición de los imanes en un equipo AFPM. Fuente: Elaboración propia

2.3 Desmagnetización en imanes permanentes.

Los equipos de AFPM se caracterizan por poseer un largo axial notablemente corto, debido a que el rotor y estator con forma de disco son puesto cara a cara coaxialmente. Sin embargo, si no se considera el enfriamiento durante el proceso de diseño, la estructura compacta del equipo de AFPM puede llevar a un importante incremento de la temperatura de este. De hecho, sobrecalentamiento puede tener impactos negativos en la vida de la máquina, confiabilidad, eficiencia eléctrica, falla en la aislación o desmagnetización de los imanes. Este último punto es especialmente importante en equipos que utilizan imanes de NdFeB, ya que la curva de desmagnetización de estos depende fuertemente de la temperatura (ver Figura 2.3).

La estabilidad ambiental de un imán puede ser medida a través del cambio en sus propiedades magnéticas a una determinada temperatura. El envejecimiento (Aging en inglés) puede ser determinado como la pérdida del flujo a través del tiempo a una temperatura dada. La pérdida total del flujo magnético está compuesta por pérdidas reversibles, pérdidas irreversibles recuperables y pérdida estructural. Las pérdidas irreversibles son parcialmente recuperables a través de un proceso de remagnetización del imán. Las pérdidas estructurales están relacionadas a el tamaño de grano de las tierras raras contenidas en el imán.

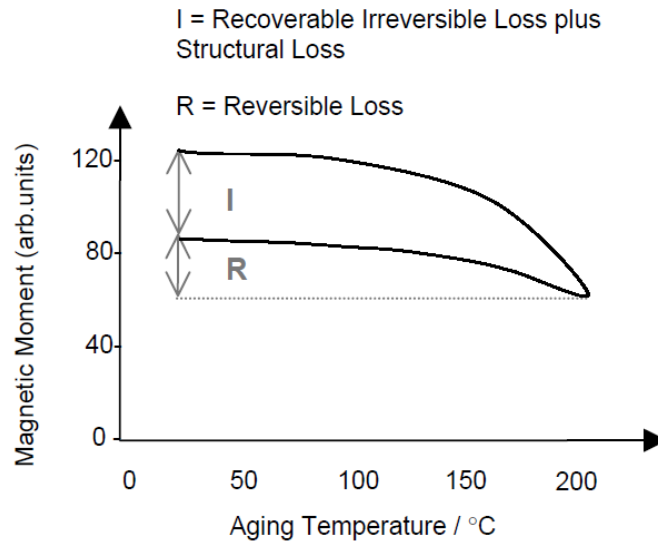


Figura 2.3: Ilustración de las pérdidas de flujos experimentada por NdFeB a temperaturas elevadas [10].

Debido a esto se recomienda que en los equipos que utilicen imanes de NdFeB, la temperatura de estos no supere los 80°C para evitar pérdidas importantes en el flujo de campo magnético. Por lo cual, en este trabajo se estudiará la temperatura alcanzada por los imanes de NdFeB a distintas temperaturas dadas del estator de cobre. Por lo cual estudiar la transferencia de calor dentro del equipo es vital para un buen diseño.

Además, hay otras pérdidas en los equipos de imanes permanentes que son relevante dimensionar. Estas son mostradas en la Tabla 2.1 [11].

Tabla 2.1: Pérdidas de potencia en equipos de AFPM.

Perdida de Joule	\propto	$I^2 r$
Perdida por corrientes de Foucault	\propto	$\omega^2 B^2$
Perdidas por histéresis	\propto	ωB^n

En donde I es la intensidad de corriente inducida en el estator, r la resistividad del material del estator, ω la velocidad de rotación del rotor y B la densidad de flujo magnético promedio.

2.4 Flujo de aire entre los discos.

La máquina de disco más simple que se puede estudiar es la de “disco libre” en la cual se estudia el comportamiento del fluido sobre un disco de dimensiones infinitas rotando en un fluido. El primero en estudiar esto fue Von Kármán [12], el cual encontró soluciones para las ecuaciones Navier-Stokes mostrando que el disco mueve aire desde el centro hacia el borde

externo, al mismo tiempo que atrae aire hacia el centro del disco de manera axial. Asumiendo simetría logro reducir las ecuaciones diferenciales parciales a cuatro ecuaciones diferenciales ordinarias. El mismo enfoque se puede aplicar al tener un fluido en rotación sobre una superficie, donde se produce un efecto contrario al “disco libre”, en donde el fluido cerca de la superficie disminuye su velocidad mientras que se mueve desde el perímetro hacia el centro.

Batchelor [13] estudio el comportamiento del fluido confinado entre dos discos coaxiales de dimensiones infinitas con un enfoque similar utilizado por Von Kármán y propuso que para números grandes de Reynolds, existiría un área en el fluido no viscoso en rotación entremedio de capas limites laminar o turbulentas localizadas en el estator y rotor. La rotación de este fluido es aproximadamente el 40% de la velocidad de rotación del disco. Este tipo de flujo entre el estator y el rotor es normalmente llamado flujo de Batchelor.

Por otra parte, Stewartson [14] propuso un modelo distinto, en el cual la velocidad tangencial disminuye a medida que se aleja del rotor y llega al estator, sin la presencia de un fluido en el centro en rotación. Debido a que ambos autores basaron sus soluciones en discos de diámetro infinito, se ha demostrado que para discos de dimensiones finitas es una condición de borde la que determina si el fluido se comportara como propone Batchelor o Stewartson. El flujo de Batchelor suele observarse en sistemas cerrados, mientras que en sistemas abiertos en la periferia y con un caudal radial, el flujo de Stewartson puede aparecer. En la Figura 2.4 se puede observar un rango de líneas de corrientes para el caso laminar con la periferia abierta y con entrada y salida de aire impuesta.

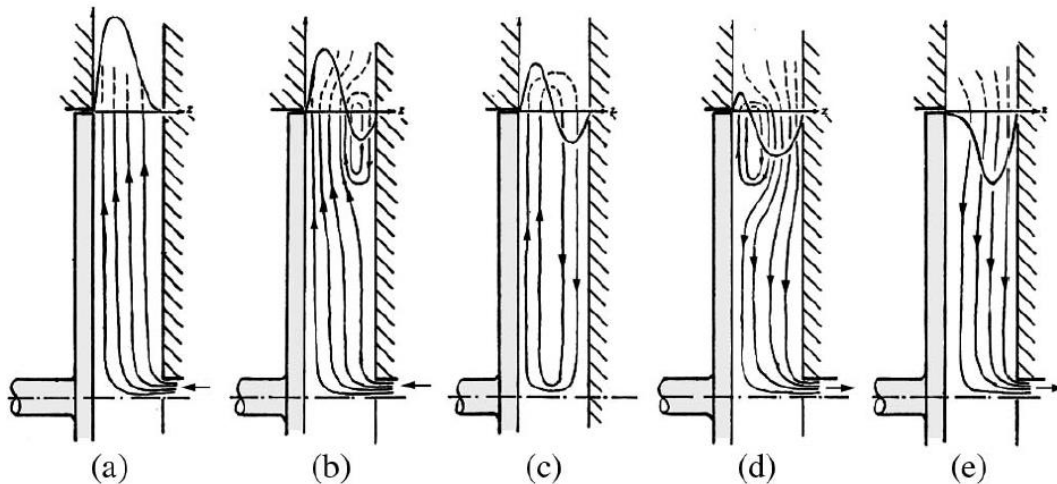


Figura 2.4: Líneas de corrientes típicas para un flujo laminar entre un rotor y un estator. (a) salida de flujo radial con una velocidad de bombeo grande. (b) salida de flujo radial con velocidad de bombeo pequeña. (c) Sin flujo impuesto. (d) entrada de flujo radial con velocidad de bombeo pequeña. (e) entrada de flujo radial con velocidad de bombeo

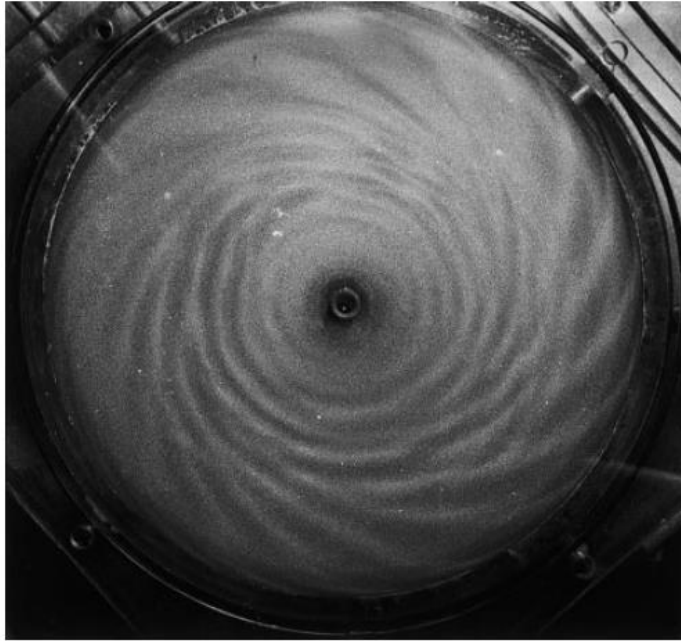


Figura 2.5: Visualización de un patrón espiral entre disco rotario y estacionario [15].

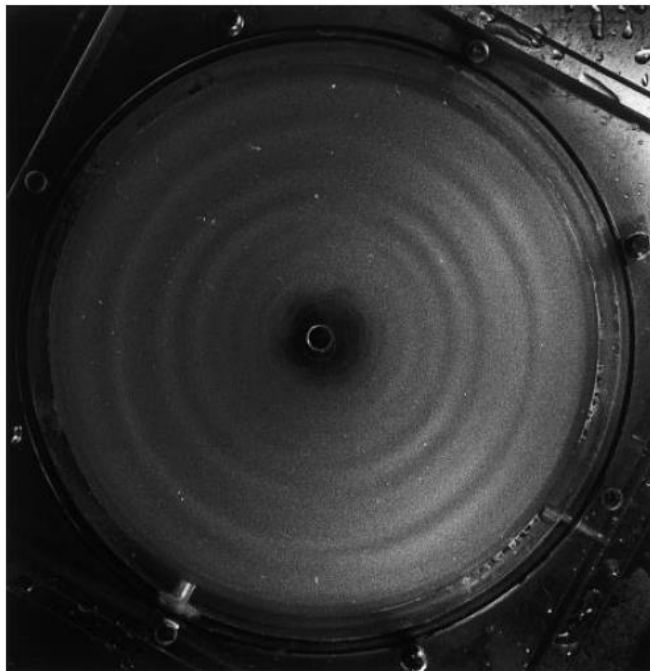


Figura 2.6: Visualización de un patrón circular entre disco rotario y estacionario [15].

2.5 Ecuaciones Gobernantes

En el fenómeno de transferencia de calor gobiernan tres ecuaciones principales. Estas son la ecuación de continuidad, momentum y energía. Para este estudio se considera un flujo incompresible y las propiedades de este se mantienen constantes en el tiempo.

2.5.1 Ecuación de continuidad.

No se considera el efecto producido por la gravedad. Luego la ecuación de continuidad en su forma general queda como sigue.

$$\frac{\partial}{\partial x}(u) + \frac{\partial}{\partial y}(v) + \frac{\partial}{\partial z}(w) = 0 \quad (2.1)$$

Donde u , v y w corresponden a las componentes de la velocidad [m/s] en los ejes x , y y z respectivamente.

2.5.2 Ecuación de Momentum.

Si no se considera el efecto producido por la gravedad. Luego la ecuación de momentum en su forma general queda como sigue.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.4)$$

Donde las ecuaciones (2.2), (2.3) y (2.4) corresponden a las componentes en los ejes x , y y z respectivamente. Además ρ es la densidad del fluido [kg/m^3] y μ equivale a la viscosidad dinámica [$Pa \cdot s$].

2.5.3 Ecuación de Energía.

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.5)$$

Donde C_p corresponde al calor específico del fluido [$J/kg \cdot K$], T es la temperatura del fluido [K] y k corresponde a la conductividad térmica del fluido. Cabe destacar que no se considera la disipación viscosa.

2.5.4 Ecuaciones electromagnéticas.

A continuación, se presentan las leyes de Maxwell-Faraday, tanto en su forma diferencial como integral.

Ley de Gauss

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{E} = \frac{\rho}{\epsilon_0} \quad (2.6)$$

$$\oint \vec{E} \cdot \vec{ds} = \frac{q}{\epsilon_0} \quad (2.7)$$

Ley de Gauss para campo magnético

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{B} = 0 \quad (2.8)$$

$$\oint \vec{B} \cdot \vec{ds} = 0 \quad (2.9)$$

Ley de Faraday

$$\vec{\nabla} \times \vec{E} = -\frac{\partial \vec{B}}{\partial t} \quad (2.10)$$

$$\oint \vec{E} \cdot \vec{dl} = -\frac{d}{dt} \int \vec{B} \cdot \vec{ds} \quad (2.11)$$

Ley de Ampere generalizada

$$\vec{\nabla} \times \vec{B} = \mu_0 \vec{J} + \mu_0 \epsilon_0 \frac{\partial \vec{E}}{\partial t} \quad (2.12)$$

$$\oint \vec{B} \cdot \vec{dl} = \mu_0 \int \vec{J} \cdot \vec{ds} + \mu_0 \epsilon_0 \frac{d}{dt} \int \vec{E} \cdot \vec{ds} \quad (2.13)$$

2.5.5 Números adimensionales.

Para la transferencia de calor por convección normalmente se utilizan valores adimensionales con la finalidad de reducir el número de variables del problema y los resultados pueden ser utilizados para una variedad de tamaño de equipos. Los números adimensionales más importantes son el número de Reynolds Re , el cual da noción de la velocidad del rotor y el tamaño de equipo. El promedio del número de Nusselt Nu el cual es un valor adimensional del coeficiente de transferencia de calor por convección en la superficie. C_w el cual es la tasa adimensional del flujo de masa de aire a través del equipo. Además de parámetros geométricos como la tasa de separación G .

El número de Reynolds y el número de Nusselt puede ser expresado a través de distintos largos característicos, como el Reynolds rotacional Re_θ y numero de Nusselt Nu usando el radio del rotor o el Reynolds de separación Re_g y el Nusselt de separación Nu_g utilizando el tamaño de la separación entre el rotor y el estator [11].

$$Re_g = \frac{\omega g R}{\nu} \quad (2.14)$$

$$Re_\theta = \frac{\omega R^2}{\nu} \quad (2.15)$$

$$Nu = \frac{hR}{k} \quad (2.16)$$

$$Nu = A Re_\theta^B \quad (2.17)$$

$$G = \frac{g}{R} \quad (2.18)$$

$$C_w = \frac{\dot{m}}{\mu R} \quad (2.19)$$

Donde ω es la velocidad de rotación del rotor, R es el radio del rotor, ν es la viscosidad cinemática del fluid, h es el coeficiente de convección térmica, μ la viscosidad dinámica y k la conductividad térmica del fluido.

3. Metodología

3.1 Definición del modelo.

En primer lugar, se determina la geometría de rotor, estator y la separación entre ellos a utilizar, así como el volumen de trabajo que se utilizará. Por otra parte, se definen las velocidades de rotación del rotor y el rango de temperaturas que se utilizaran en el modelo. Por último, se definirá el espesor de un aislante para el estator y se simulará a una velocidad de rotación.

Todas las simulaciones realizadas se realizarán en estado estacionario, utilizando un modelo RNG $k - \epsilon$, con tratamiento de pared mejorada. Además, se activará la resolución de la ecuación de energía y se resolverá la ecuación de transferencia por radiación con el modelo de ordenadas discretas.

3.2 Validación del mallado.

Antes de realizar los modelos a distintas velocidades de rotación y temperatura, es menester corroborar que el mallado sea lo suficientemente fino para que los resultados entregados sean independientes de la malla. Para esto es necesario probar distintos mallados, cada vez más finos, hasta que la diferencia entre un mallado y el siguiente sea mínima. Además, es necesario tener en consideración el tiempo que toma realizar la simulación.

3.3 Realización de simulaciones y comparar resultados.

Una vez establecido el mallado correcto para el modelo se procederá a realizar las simulaciones para las distintas configuraciones. Luego estas se comparan con una simulación en la cual no exista velocidad de rotación para el rotor, de esta manera se podrá cuantificar el efecto que tiene la convección a distintas velocidades de rotación y separación de aire sobre la temperatura en la superficie del rotor y por ende la temperatura máxima alcanzada por los imanes. Por otra parte, se medirá la velocidad tangencial de fluido a 2mm de la superficie de rotor, para comprender de mejor manera el comportamiento del fluido

3.4 Recursos.

Las especificaciones de la computadora utilizada para llevar a cabo ambos modelos son: CPU Intel Core i7-7700HQ 2.8 GHz con 16 GB RAM y GPU NVIDIA GeForce GTX 1070. Por otro lado, se utilizó el programa ANSYS Fluent para modelar el fluido y la transferencia de calor en el sistema.

4. Descripción del modelo

A continuación, se detallan las dimensiones del modelo utilizado.

Radio rotor (R)[mm]	175
Radio estator ($R_{estator}$)[mm]	195
Gap (g)[mm]	25-30-35
Radio outflow [mm]	30
Aislante (a)[mm]	0-5-10

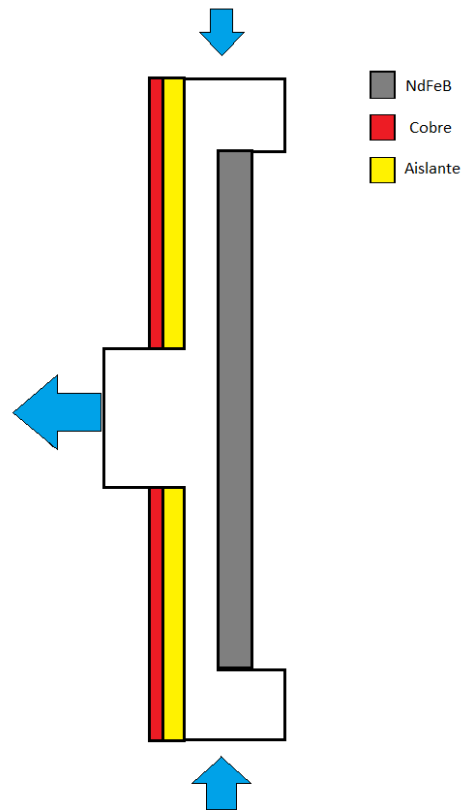


Figura 4.1: Esquema del modelo y configuración de materiales utilizado.

En cuanto al modelo en ANSYS utilizado, se utilizó un modelo estacionario. Se resolvió la ecuación de energía y se utilizó RNG $k - \epsilon$ para la resolución del fluido con tratamiento mejorado de las paredes. Además de esto, se incluyó radiación la cual se resolvió con el método de Ordinarias Discretas.

En cuanto los materiales utilizados son cuatro: aire, imanes de neodimio, cobre y poliuretano como aislante. En la Tabla 4.1 se observan las constantes utilizadas para cada material.

Tabla 4.1: Materiales utilizados en el modelo de ANSYS.

Material	Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Calor específico $\left[\frac{J}{kgK}\right]$	Conductividad térmica $\left[\frac{W}{hK}\right]$	Viscosidad $\left[\frac{Kg}{ms}\right]$
Aire	1,225	1006,43	0,0242	1,78e-5
NdFeB	7600	502.4	9	-
Cobre	8978	381	387,6	-
Poliuretano	35	1753,41	0,02	-

Además, los métodos de solución utilizados fueron PRESTO! Para la presión, mientras que para los demás parámetros se utilizó discretización espacial de segundo orden. En cuanto a las condiciones de borde utilizadas, se impuso un flujo de entrada de 0.1[m/s] por todo el perímetro de manera radial, con una salida de presión axial (ver Figura 4.1). Se consideró una temperatura de pared en el estator de 100°C a 250°C, según fuera el modelo a utilizar, mientras que se le dio una velocidad de rotación a la pared del rotor de 2500RPM a 3000RPM según el caso a modelar.

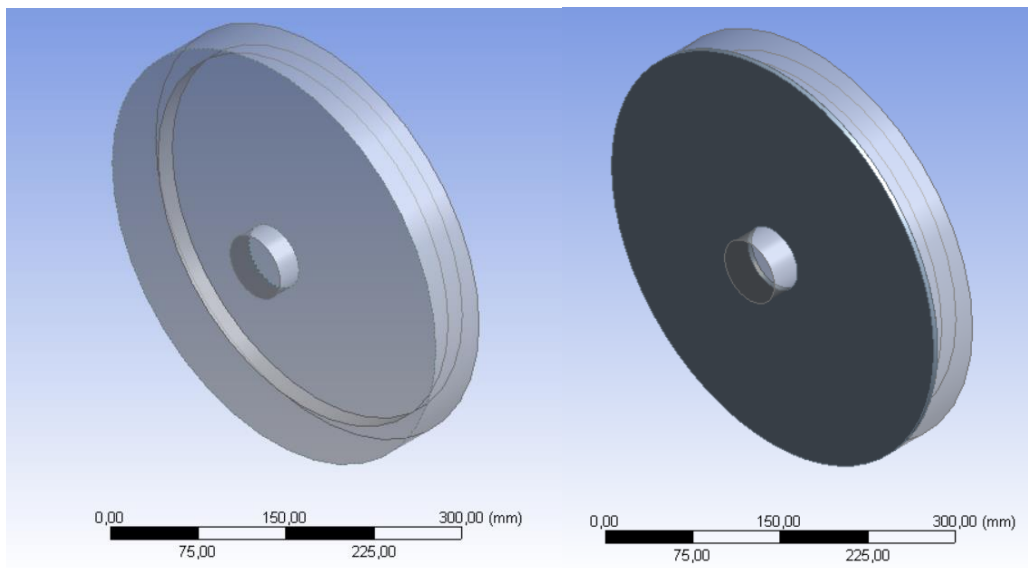


Figura 4.2: Visualización de geometría en ANSYS. Izquierda: modelo sin aislante. Derecha: Modelo con aislante.

5. Resultados

5.1 Validación del mallado.

Para realizar la validación del mallado se realizaron distintos modelos variando el parámetro del tamaño de cara máximo para la construcción de la malla y se utilizó como parámetro de comparación la temperatura alcanzada por los imanes. Además, se utilizó un método de multizona con mapeado tipo hexagonal/prisma, debido a que este se comporta de mejor manera para geometrías simétricas y circulares. Para esto se utilizó el programa Meshing que incluye ANSYS. La calidad del mallado y la temperatura alcanzada por los imanes se muestran en Tabla 5.1.

Tabla 5.1: Calidad de los mallados probados.

Max face size	Orthogonal Quality	Ortho Skew	Aspect Ratio	Temperatura NdFeB [°C]
2,5	0,57	0,25	4,5	120,64
2,25	0,63	0,14	4,3	122,1
2,00	0,63	0,24	4,5	122,7
1,75	0,64	0,17	4,5	123,3

Con estos resultados y tomando en cuenta el tiempo de simulación fue posible determinar que un mallado con tamaño de cara máximo de 2mm tiene solo 0,6°C de diferencia con la malla de 2,25mm, mientras que el mallado de 1,75 no aporta grandes mejoras, con un tiempo de simulación mayor. Por lo cual se utilizará una malla de 2mm para realizar el mallado de los demás modelos.

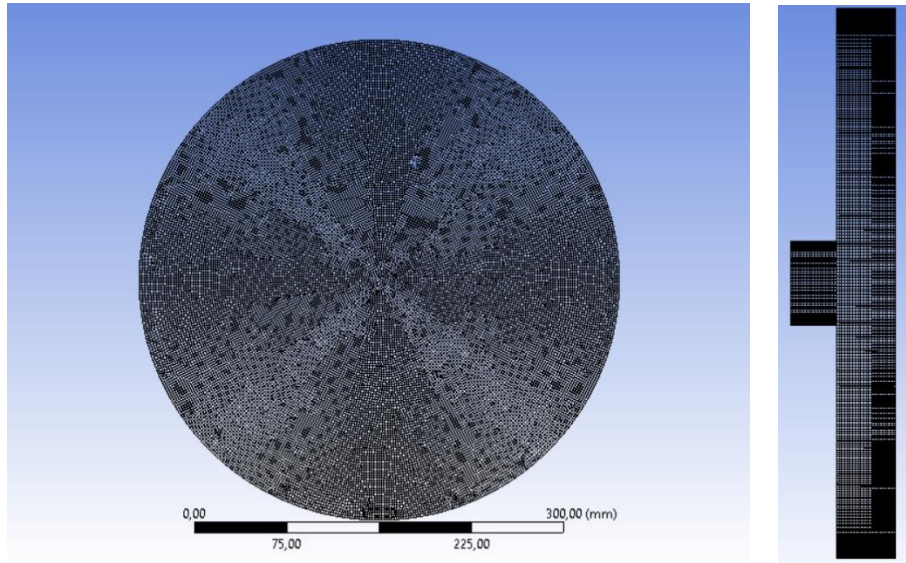


Figura 5.1: Imagen frontal y lateral del mallado con tamaño de cara máximo de 2mm.

5.2 Modelo para 0RPM

A continuación, se realizó un modelo a 0RPM con una separación de aire de $g = 25mm$, este modelo servirá como base de comparar los demás modelos. Se tomo el valor máximo de la temperatura en la superficie del rotor, debido a que este valor crítico para el funcionamiento del equipo.

Tabla 5.2: Temperatura máxima en el rotor a 0RPM y $g=25mm$

Temperatura Cu [°C]	Temperatura NdFeB [°C]
100	74,62
150	76,53
200	161,9
250	210,14

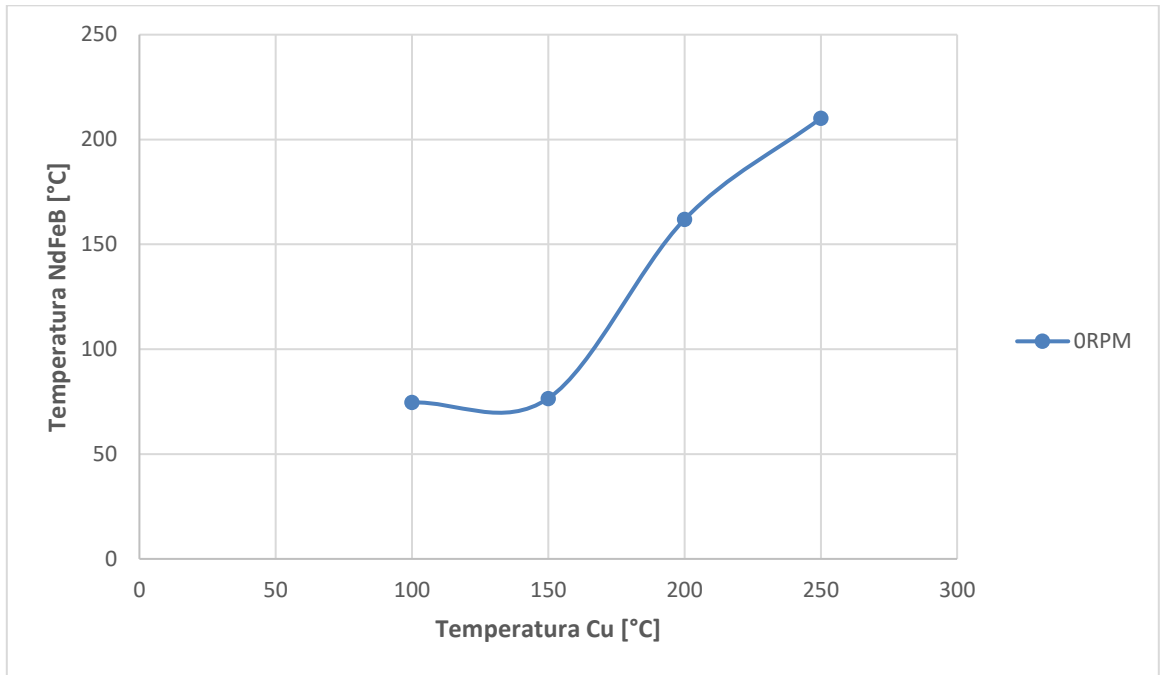


Figura 5.2: Grafico Temperatura máxima en el rotor vs temperatura estator a 0RPM.

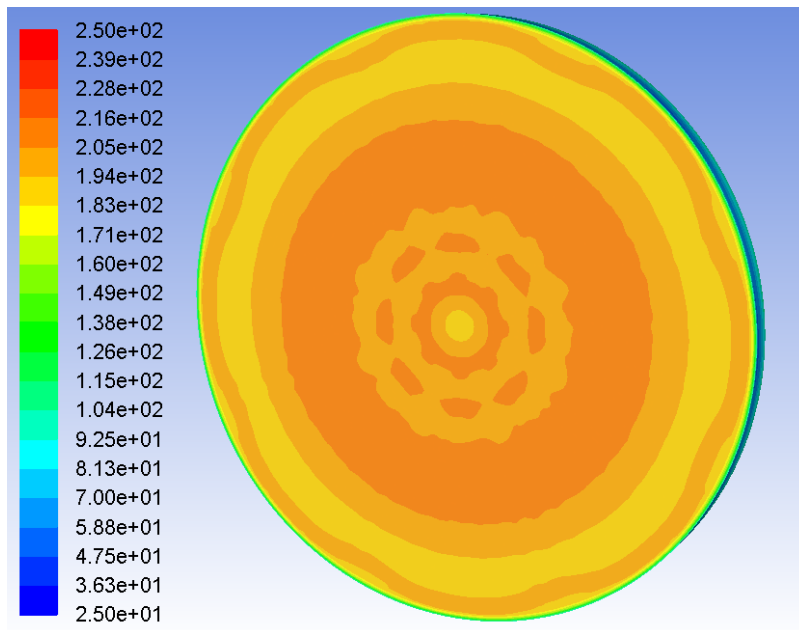


Figura 5.3: Temperatura pared de disco imanes a 0RPM con temperatura del estator a 250°C.

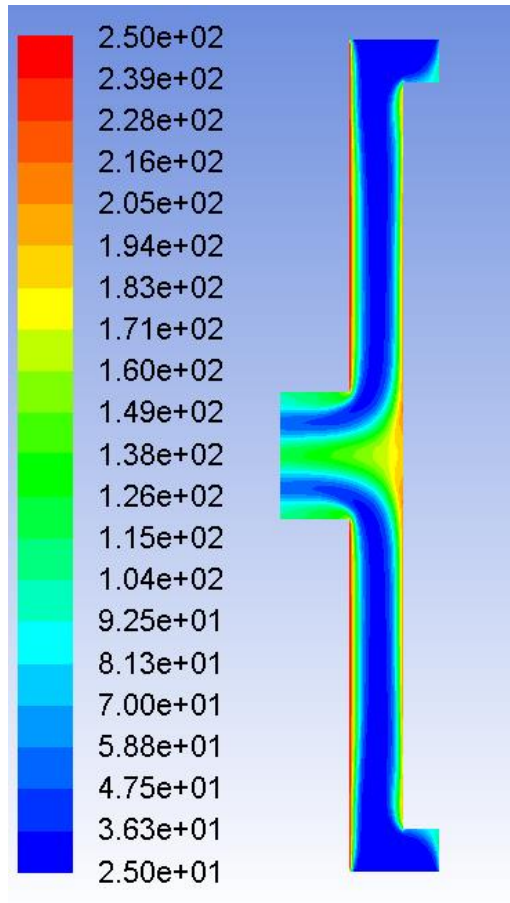


Figura 5.4: Vista en corte de la temperatura en modelo a 0RPM y temperatura del cobre a 250°C.

5.3 Modelo para 2500RPM

Para el siguiente modelo se utilizó una velocidad de rotación en el rotor de 2500RPM, además se ocuparon 3 valores para la separación de aire entre el estator y rotor.

Tabla 5.3: Temperatura máxima en el rotor a 2500RPM.

Temperatura Cu [°C]	Temperatura NdFeB [°C]		
	g=25[mm]	g=30[mm]	g=35[mm]
100	57,55	53,13	49,53
150	63,55	58,23	53,9
200	124,23	112,47	102,62
250	160,12	145,73	133,5

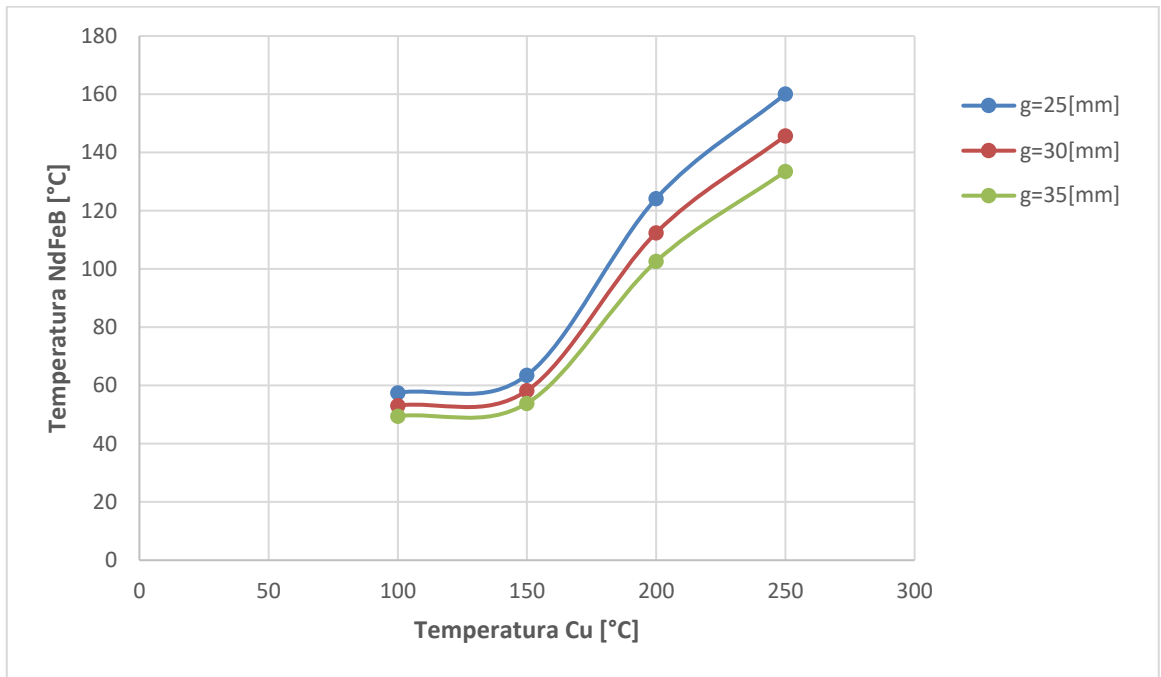


Figura 5.5: Grafico Temperatura máxima en el rotor vs temperatura estator a 2500RPM.

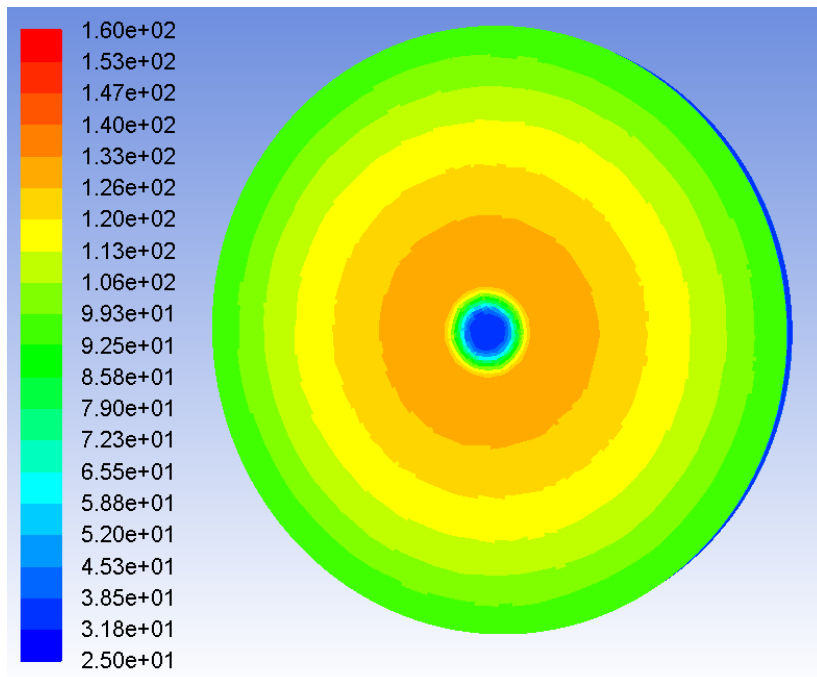


Figura 5.6: Temperatura pared de disco imanes a 2500RPM con temperatura del estator a 250°C.

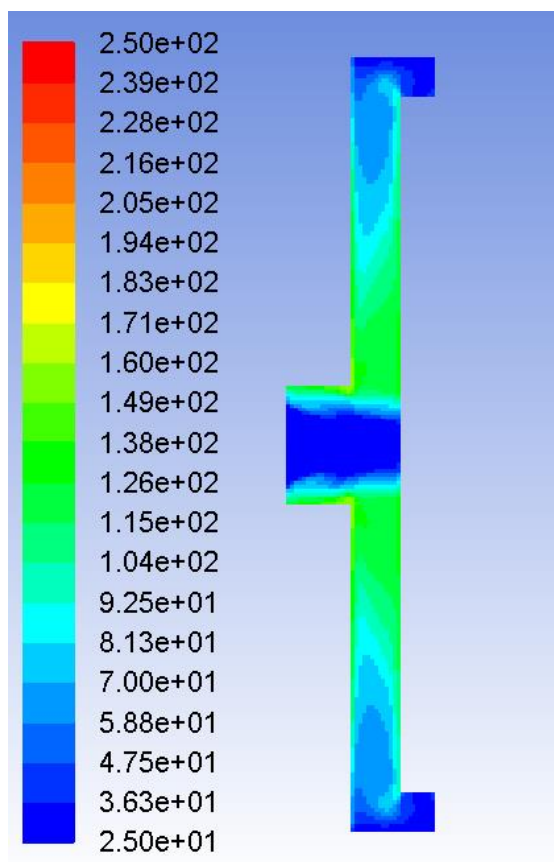


Figura 5.7: Vista en corte de la temperatura en modelo a 2500RPM y temperatura del cobre a 250°C.

5.4 Modelo para 3000RPM

Al igual que para el modelo de 2500RPM, se utilizaron 3 valores para la separación de aire, utilizando esta vez una velocidad de rotación de 3000RPM

Tabla 5.4: Temperatura máxima en el rotor a 3000RPM.

Temperatura Cu [°C]	Temperatura NdFeB [°C]		
	g=25[mm]	g=30[mm]	g=35[mm]
100	56,92	52,7	49,11
150	63,3	58,14	53,79
200	122,7	111,34	101,45
250	157,56	143,69	131,32

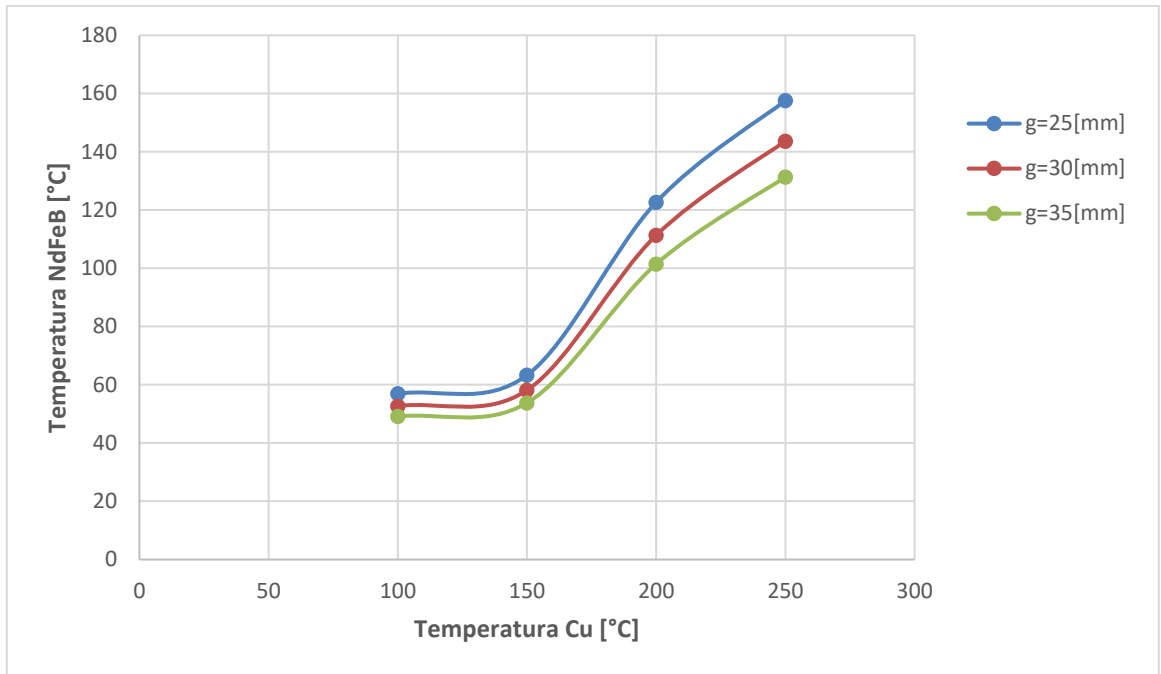


Figura 5.8: Grafico Temperatura máxima en el rotor vs temperatura estator a 3000RPM.

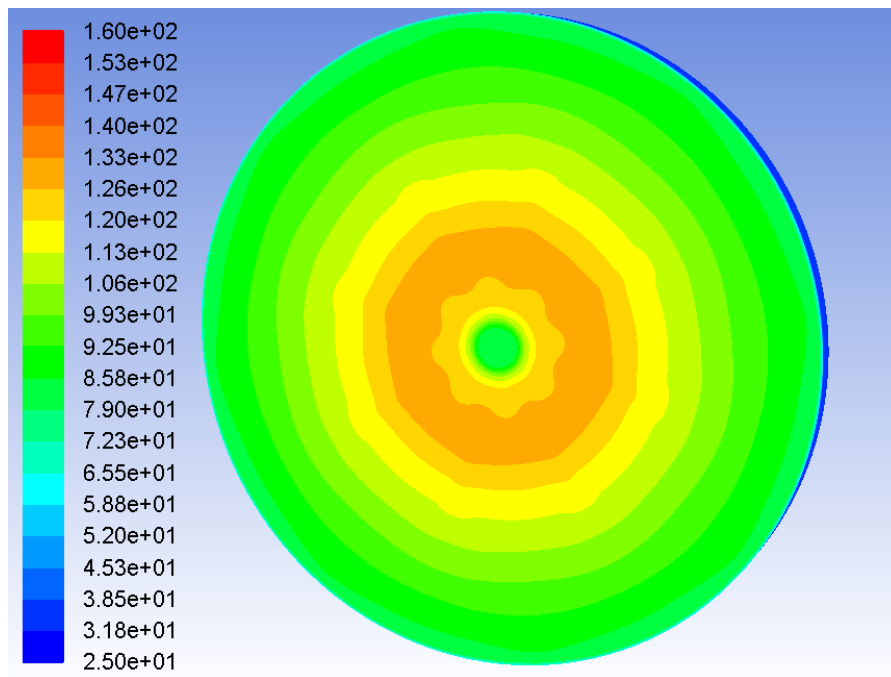


Figura 5.9: Temperatura pared de disco imanes a 3000RPM con temperatura del estator a 250°C.

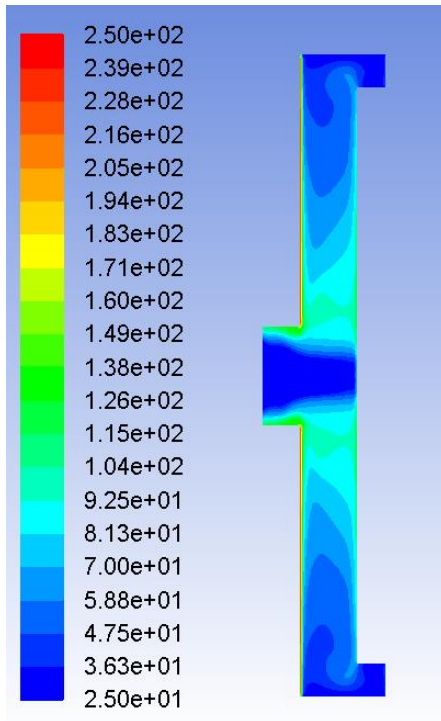


Figura 5.10: Vista en corte de la temperatura en modelo a 3000RPM y temperatura del cobre a 250°C.

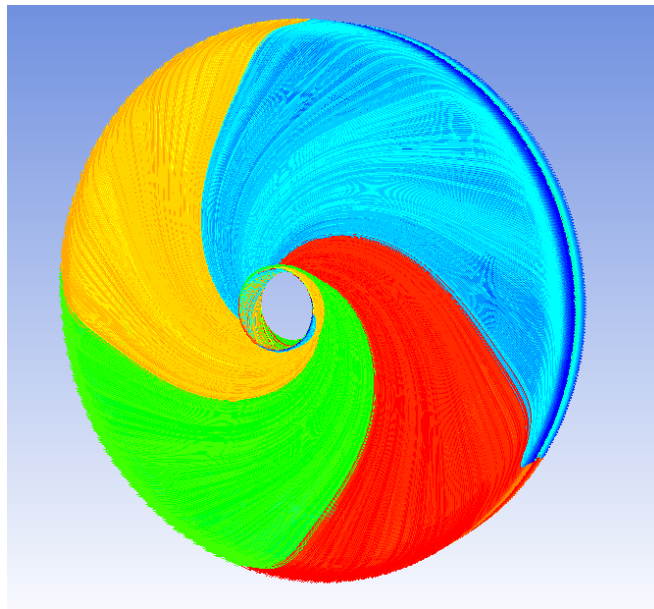


Figura 5.11: Líneas de corriente en modelo a 3000RPM y temperatura del cobre a 250°C.

5.5 Modelo con aislante

Finalmente se realizó un modelo con aislante en la pared del estator con distintos grosores y se mantuvo la separación del aire en $g = 25\text{mm}$ y una velocidad de rotación de 2500RPM.

Tabla 5.5: Temperatura máxima en el rotor a 2500RPM con pared aislante.

Temperatura Cu [°C]	Temperatura NdFeB [°C]	
	a=10[mm]	a=5[mm]
100	32,96	33,99
150	39,26	40,98
200	47,95	50,31
250	59,68	62,62

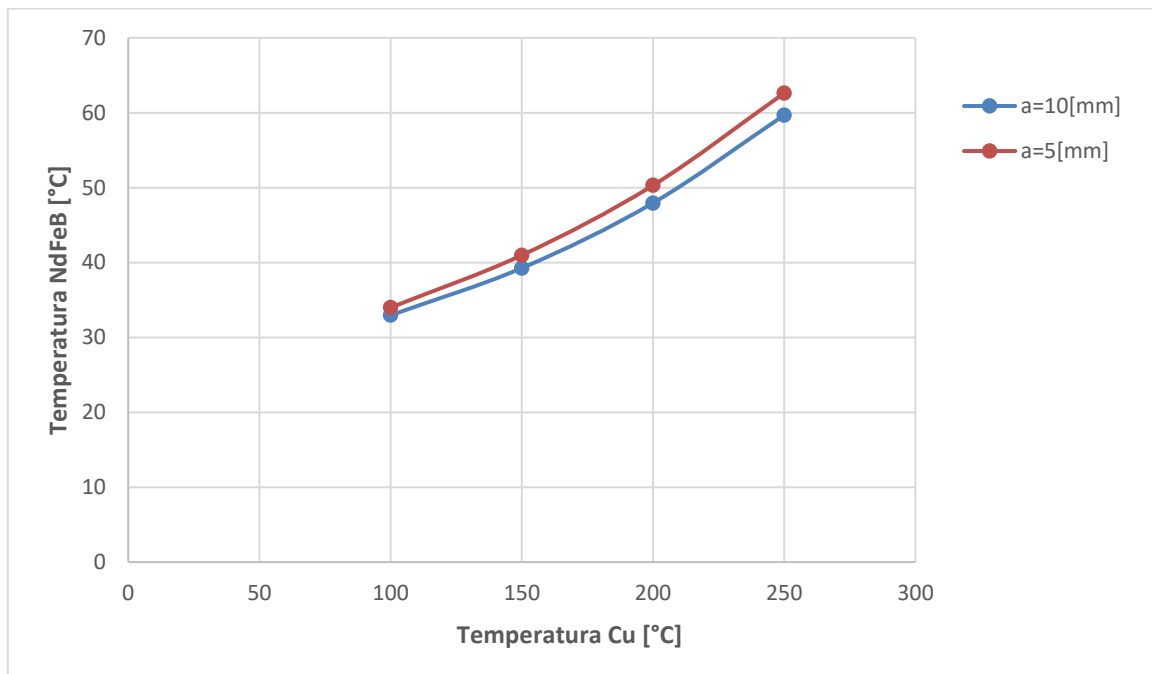


Figura 5.12: Gráfico Temperatura máxima en el rotor vs temperatura estator, a 2500RPM con pared aislante.

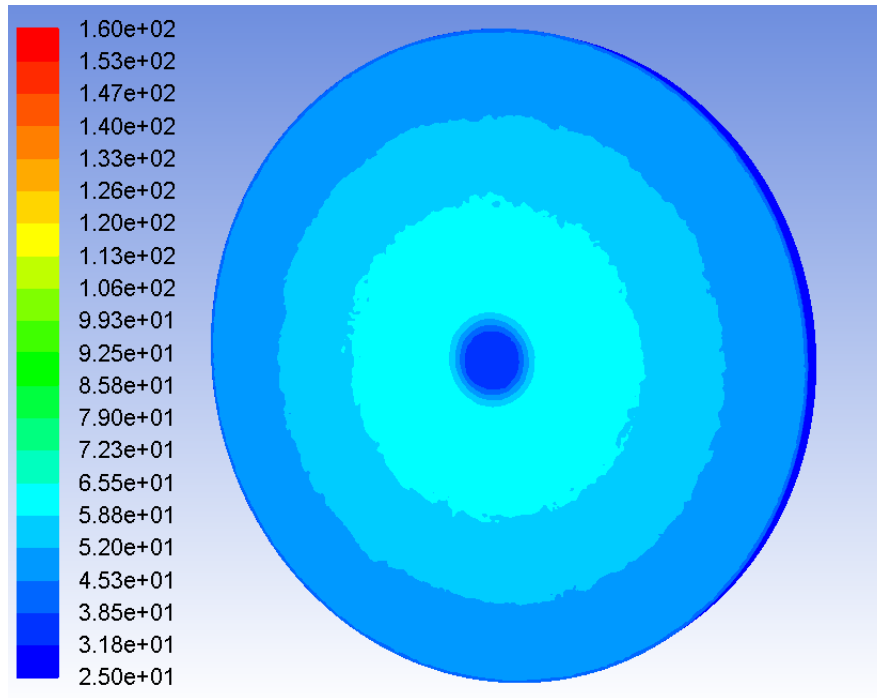


Figura 5.13: Temperatura en la pared disco de imanes con aislante 5mm y temperatura del cobre a 250°C.

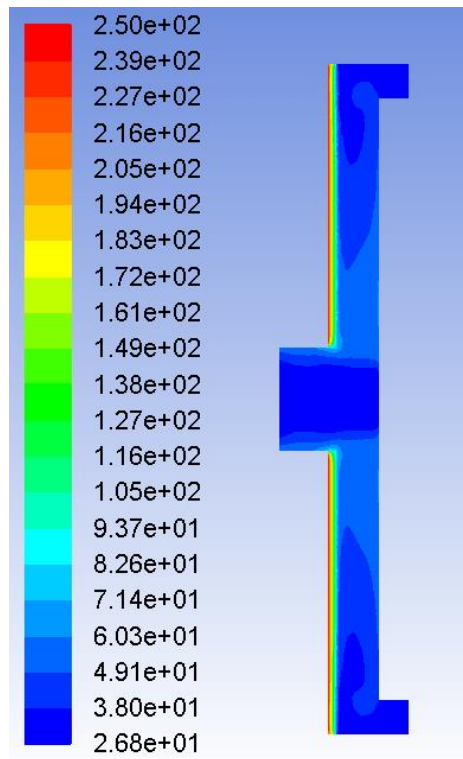


Figura 5.14: Vista en corte de la temperatura en modelo con aislante 5mm y temperatura del cobre a 250°C.

5.6 Velocidad tangencial del fluido.

Para poder cuantificar de mejor manera lo que sucede en el fluido entre el estator y el rotor se midió la velocidad tangencial del aire a 2mm de la cara del rotor. Debido a que la temperatura tiene un efecto despreciable en la velocidad del aire solo se incluyen los resultados según la velocidad de rotación y la separación de aire. Los valores para la velocidad máxima y promedio se pueden observar en Tabla 5.6, mientras que en la Figura 5.15 y en Anexos-A se puede observar como varía la velocidad tangencial a medida que se aleja del centro del sistema.

Tabla 5.6: Velocidad tangencial máxima y promedio del aire a 2mm del rotor.

Modelo	Velocidad Máxima[m/s]	Velocidad Promedio[m/s]
2500RPM, g=25[mm]	17,3	9,81
2500RPM, g=30[mm]	15,07	8,63
2500RPM, g=35[mm]	13,8	8,03
3000RPM, g=25[mm]	19,6	10,92
3000RPM, g=30[mm]	16,55	9,64
3000RPM, g=35[mm]	15,12	8,97
2500RPM, a=5[mm]	19,68	11,01
2500RPM, a=10[mm]	19,68	11,01

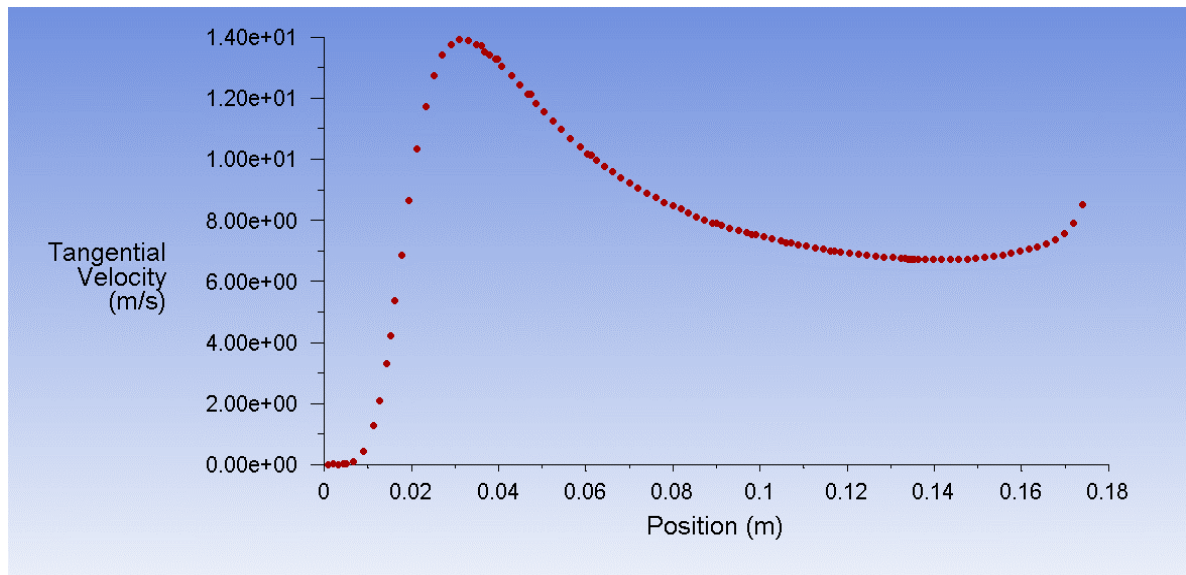


Figura 5.15: Velocidad tangencial a 2mm de rotor para modelo a 2500RPM y g=35[mm].

5.7 Comparación entre modelos.

Para comparar los modelos se utilizaron los resultados obtenidos para el modelo a 0RPM mostrados en la Tabla 5.2 y se calculó la diferencia de temperatura tanto en °C como porcentual para cada modelo.

Tabla 5.7: Comparación entre modelo a 0PRM y modelos con aislante.

T_{Cu} [°C]	a=5[mm]		a=10[mm]	
	ΔT [°C]	%	ΔT [°C]	%
100	41,66	55,8	40,63	54,4
150	37,27	48,6	35,55	46,4
200	113,95	70,3	111,59	68,9
250	150,46	71,5	147,52	70,2

Tabla 5.8: Comparación entre modelo a 0PRM y modelo a 3000RPM.

T_{Cu} [°C]	g=25[mm]		g=30[mm]		g=35[mm]	
	ΔT [°C]	%	ΔT [°C]	%	ΔT [°C]	%
100	17,7	23,7	21,92	29,3	25,51	34,1
150	13,23	17,2	18,39	24,0	22,74	29,7
200	39,2	24,2	50,56	31,2	60,45	37,3
250	52,58	25,0	66,45	31,6	78,82	37,5

Tabla 5.9: Comparación entre modelo a 0PRM y modelo a 2500RPM.

T_{Cu} [°C]	g=25[mm]		g=30[mm]		g=35[mm]	
	ΔT [°C]	%	ΔT [°C]	%	ΔT [°C]	%
100	17,07	22,8	21,49	28,7	25,09	33,6
150	12,98	16,9	18,3	23,9	22,63	29,5
200	37,67	23,2	49,43	30,5	59,28	36,6
250	50,02	23,8	64,41	30,6	76,64	36,4

6. Análisis de resultados

En primer lugar, se encontró que con un tamaño de cara máximo de 2mm para la creación de la malla es suficiente para obtener resultados independientes del mallado, sin comprometer el tiempo de procesamiento de los modelos.

En la Figura 5.6, Figura 5.9 y Figura 5.13 se observa que existe un incremento en la temperatura del rotor a medida que se avanza hacia el centro, con una bajada drástica de temperatura en la sección que comprende la salida de aire o outlet, este descenso se debe al cambio de presión en esa sección, además de no estar recibiendo radiación de manera directa.

En cuanto al modelo a 0RPM las temperaturas alcanzadas por el rotor son bastante elevadas. bordeando la temperatura de trabajo de 80°C de los imanes de NdFeB incluso en a las temperaturas más bajas modeladas (ver Tabla 5.2). Esto puede traer consecuencias importantes en la vida útil del equipo, ya que tan solo el calor remanente en el cobre, una vez cesada la rotación podría provocar una disminución en el campo magnético de los imanes.

Por otra parte, se da cuenta que tanto para el modelo a 2500RPM como para 3000RPM sea alcanzan temperaturas aceptables de operación de los imanes bajo los 150°C para todo rango de separación de aire. Además, el comportamiento de las líneas de corrientes son las esperadas y son similares en todos los casos a la mostradas en la Figura 5.11. Cabe destacar que el efecto de aumentar la velocidad de rotación desde los 2500RPM a los 3000RPM tiene pocas consecuencias en la diferencia de temperatura en el rotor, a pesar de existir un pequeño aumento en la velocidad tangencial al comparar una misma separación de aire a distintas velocidades de rotación (ver Tabla 5.6). Esta diferencia en la velocidad de rotación no logra superar una diferencia de 3°C (ver Tabla 5.8 y Tabla 5.9). Por lo cual, aumentar la velocidad de rotación en el rango estudiado tiene poco efecto en mejorar el enfriamiento por convección.

En cuanto a la velocidad del aire, se puede observar que existe un aumento de la velocidad tangencial a medida que se acerca hacia el centro de rotación, alcanzando un peak de velocidad justo antes de llegar a la salida de aire, donde esta velocidad se transforma en axial para evacuar el sistema (ver Tabla 5.6, Figura 5.15 y Anexos-A). Además, existe una correlación entre el aumento de la velocidad de rotación y la disminución de la separación de aire con la velocidad tangencial alcanzada en el fluido.

También es posible notar que el efecto de la separación de aire juega un rol importante en la temperatura alcanzada por los imanes, al aumentar la separación de $g=25[\text{mm}]$ a $g=35[\text{mm}]$ se logran a diferencias de 16°C en el rotor cuando se tiene una temperatura del cobre de 250°C(ver Tabla 5.8). Sin embargo, solo efecto de la separación de aire y

velocidad de rotación no son suficientes para asegurar el funcionamiento del equipo por sobre los 150°C (ver Tabla 5.3 y Tabla 5.4) a pesar de disminuir hasta en 37°C la temperatura de los imanes con respecto al caso a 0RPM.

Para el caso con aislante, se observa que se alcanzan temperaturas aceptables de trabajo dentro de todo el rango de temperaturas estudiados, por lo cual bastaría con tan solo una capa de aislación en el estator para evitar la desmagnetización por temperatura. El efecto combinado de la velocidad de rotación y la aislación alcanzan disminuciones de temperatura hasta de 150°C con respecto al modelo a 0RPM (ver Tabla 5.7); sin embargo, el aumento desde los 5mm a los 10mm de aislación tiene un efecto poco relevante en la disminución de temperatura, alcanzado diferencia 2% en los mejores casos. Por último, es posible aislar el efecto que tiene solo la aislación al comparar el modelo con aislación al modelo a 2500RPM, desde esto se puede observar que la diferencia es de 20°C para temperaturas de 100°C en el cobre y hasta unos 86°C cuando el estator alcanza los 250°C.

7. Conclusiones y trabajos futuros.

Al haber realizado el análisis de los resultados, es posible concluir que el mejor desempeño se alcanza con el modelo con aislantes. Sin embargo, cabe destacar que basta con tan solo 5mm y una velocidad de rotación de 2500RPM para mantener a los imanes por debajo la temperatura de trabajo en el rango de temperatura estudiado. Esto debido a que aumentar a 10mm el espesor del aislante o a 3000RPM la velocidad de rotación tiene poco impacto en la temperatura resultante en los imanes de NdFeB.

Por otra parte, si la temperatura del cobre no supera los 150°C, es innecesario la utilización de material aislante, ya que la velocidad de rotación es suficiente para mantener al rotor bajo a la temperatura de trabajo de los imanes. Quitar el material aislante permite disminuir la distancia entre el rotor y el estator, obteniendo así equipos más compactos, característica importante de los equipos AFPM frente a los RFPM.

Finalmente, se concluye que tan solo la rotación del rotor no logra generar el suficiente flujo de aire para que la convección juegue un rol importante en el sistema y logré compensar el efecto de radiación y cercanía entre los componentes del equipo.

Como trabajo futuro se propone estudiar la disminución de la temperatura del cobre hasta alcanzar la temperatura ambiente una vez que cesa la rotación del rotor, ya que se pudo observar que al no existir rotación se incurren a aumentos de temperatura importantes en los imanes y como consecuencia en una desmagnetización de estos. Por otra parte, sería interesante observar el efecto de aletas o materiales rugosos en la superficie del rotor y el efecto de esto en la convección producida en la separación de aire. Finalmente, se propone aumentar el rango de estudio, ya sea en cuanto velocidad de rotación, temperaturas en el cobre o invertir la entrada y salida de aire.

8. Bibliografía

- [1] Lozinskii, M. G., *Industrial Applications of Induction Heating*, 1st English ed., New York, NY, USA: Pergamon, 1969.
- [2] W. C. Moreland, «The induction range: Its performance and its development problems,» *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 9, n° 1, pp. 81-85, 1973.
- [3] P. R. Stauffer, T. C. Cetas, and R. C. Jones, «Magnetic induction heating of ferromagnetic implants for inducing localized hyperthermia in deepseated tumors,» *IEEE Trans. Biomed. Eng.*, vol. 31, n° 2, pp. 235-251, 1984.
- [4] G. H. Brown, C. N. Hoyler, and R. A. Bierwirth, *Theory and Application of Radio-Frequency Heating*, New York, NY, USA: Van Nostrand, 1947.
- [5] Oscar Lucía, Pascal Maussion, Enrique J. Dede, José M. Burdío, «Induction Heating Technology and Its Applications: Past Developments, Current Technology, and Future Challenges,» *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 61, n° 5, pp. 2502-2520, 2014.
- [6] Xiaohong Liu, Chuican Chen, Hongdong Yu, Guidan Wei, Zhende Tian, «The Study of The Heat Device in Wind-Magnetic Water Heater,» *Advanced Materials Research ISSN*, vol. 201, pp. 460-464, 2011.
- [7] M. Aydin, S. Huang and T. A. Lipo, «AXIAL FLUX PERMANENT MAGNET DISC MACHINES: A REVIEW,» *Conf. Record of SPEEDAM*, 2004.
- [8] Tiberiu Tudorache, Leonard Melcescu, Mihail Predescu, «Analysis of a Permanent Magnet Eddy Current,» *Advances in Electrical and Computer Engineering*, vol. 15, n° 3, 2015.
- [9] Z. Zhang, F. Profumo and A. Tenconi, «Axial-flux versus radial-flux PM motors,» *SPEEDAM*, pp. 19-25, 1996.
- [10] David Brown, Bao-Min Ma, Zhongmin Chen, «Developments in the processing and properties of NdFeb-type permanent magnets,» *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, vol. 248, n° 3, pp. 432-440, 2002.

- [11] David A. Howey, Peter R. N. Childs, and Andrew S. Holmes, «Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines,» *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, vol. 59, n° 3, 2012.
- [12] T. v. Kármán, «Über laminare und turbulente Reibung,» *Z. Angew. Math. Mech.*, vol. 1, n° 5, pp. 233-235, 1921.
- [13] G. Batchelor, «Note on a class of solutions of the Navier–Stokes equations representing steady rotationally-symmetric flow,» *Q. J. Mech. Appl. Math.*, vol. 4, n° 1, pp. 29-41, 1951.
- [14] K. Stewartson, «On the flow between two rotating coaxial discs,» *Math. Proc. Camb. Philos. Soc.*, vol. 49, n° 2, pp. 333-341, 1953.
- [15] L. Schouveiler, P. Le Gal, M. P. Chauve, Y. Takeda, «Spiral and circular waves in the flow between a rotating and a stationary disk,» *Experiments in Fluids*, vol. 26, pp. 179-187, 1999.
- [16] Gieras, Jacek F., *Permanent Magnet Motor Technology: Design and Applications*, Second ed., London, United Kingdom: CRC Press, 2002.

Anexos

A. Gráficos de velocidad tangencial.

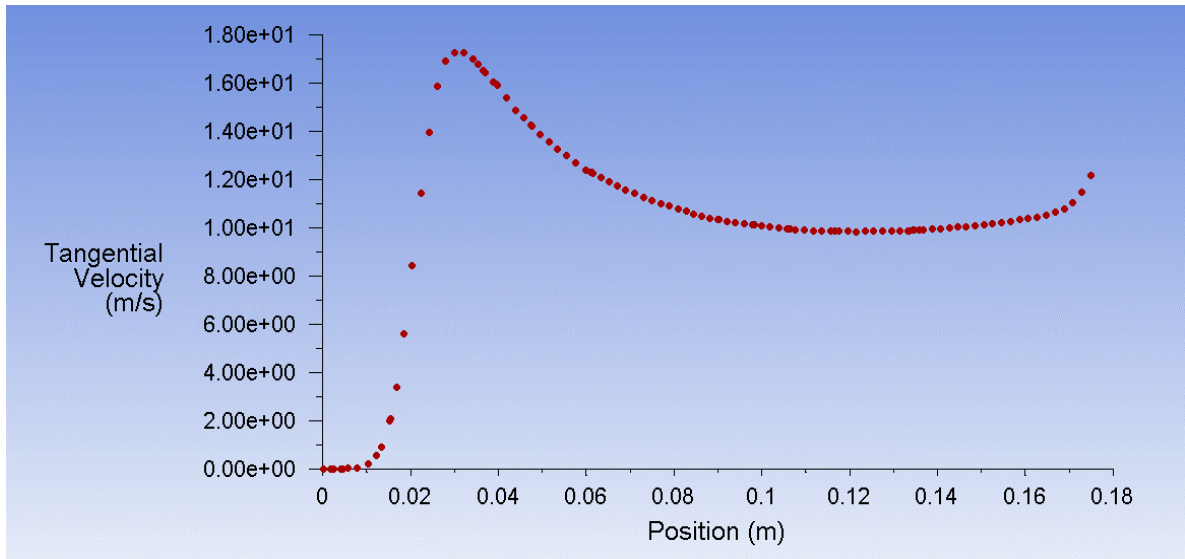


Figura A. 1: Velocidad tangencial a 2mm de rotor para modelo a 2500RPM y $g=25[mm]$.

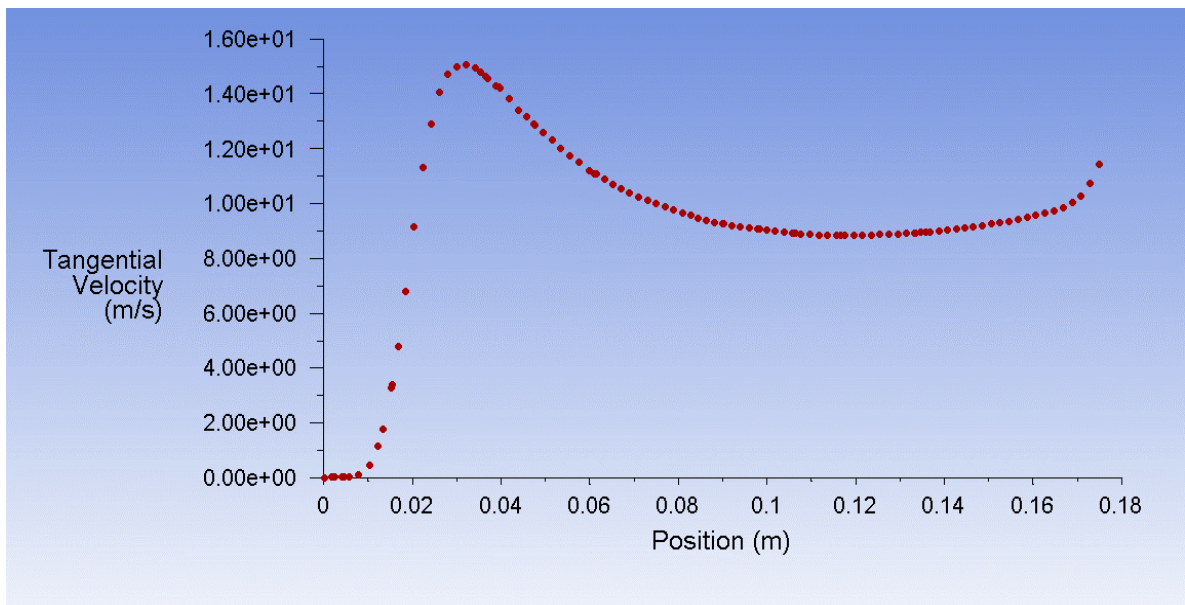


Figura A. 2: Velocidad tangencial a 2mm de rotor para modelo a 2500RPM y $g=30[mm]$.

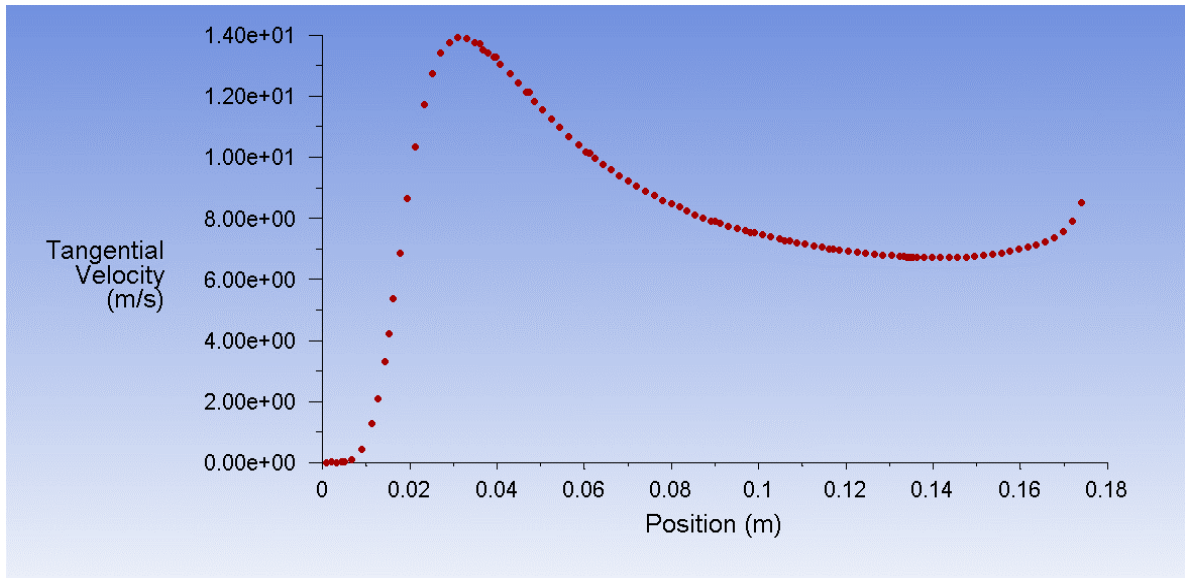


Figura A. 3: Velocidad tangencial a 2mm de rotor para modelo a 2500RPM y $g=35[mm]$.

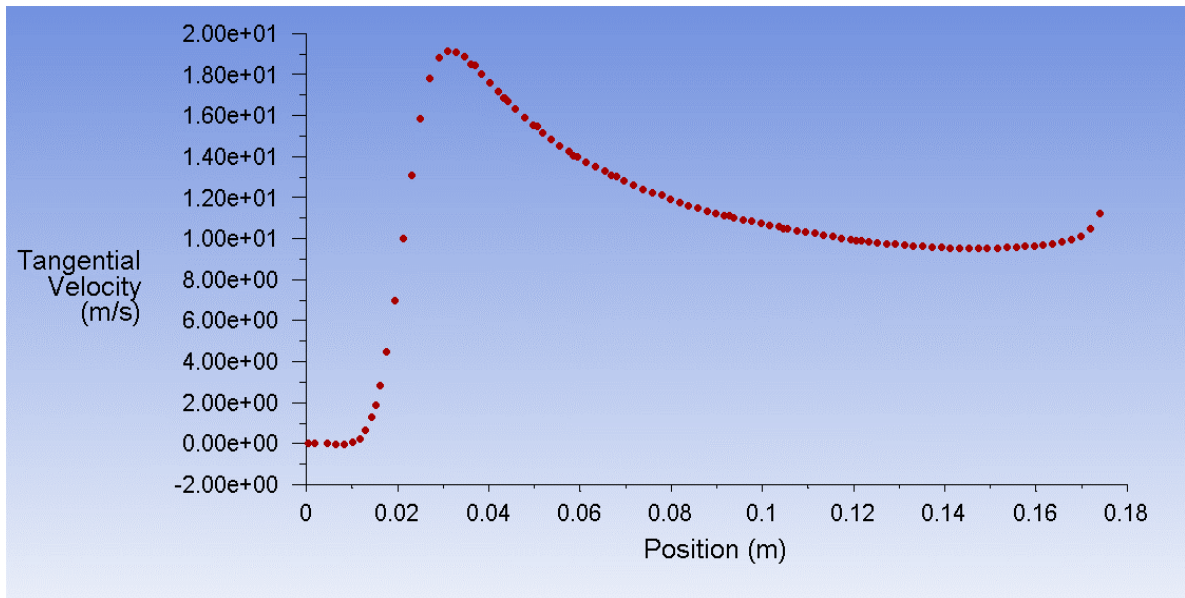


Figura A. 4: Velocidad tangencial a 2mm de rotor para modelo a 3000RPM y $g=25[mm]$.

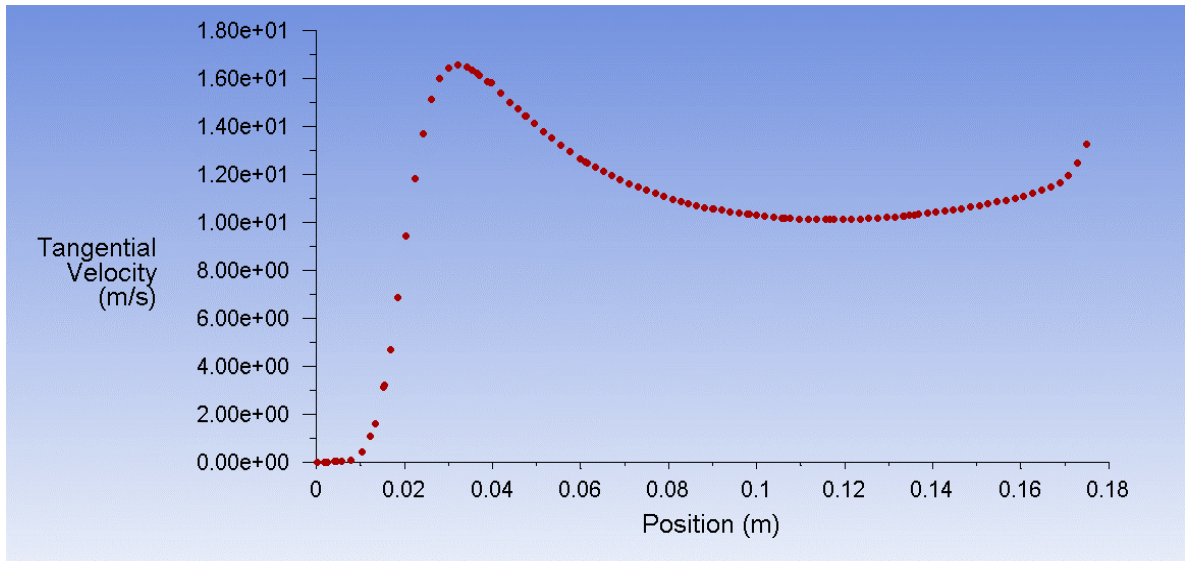


Figura A. 5: Velocidad tangencial a 2mm de rotor para modelo a 3000RPM y $g=30[mm]$.

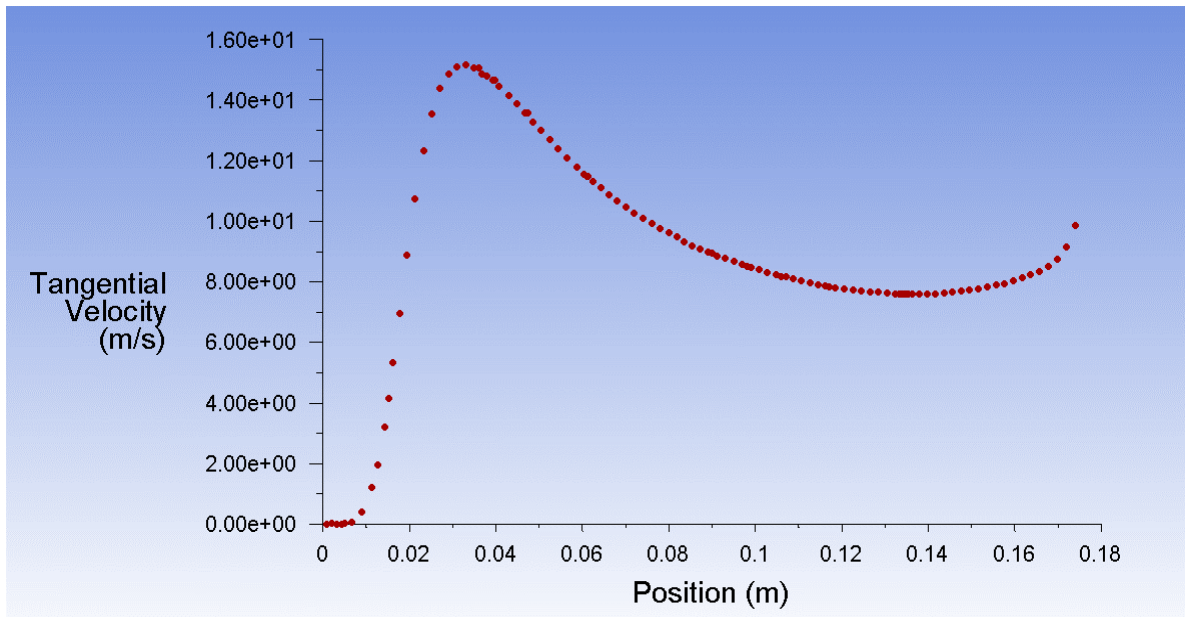


Figura A. 6: Velocidad tangencial a 2mm de rotor para modelo a 3000RPM y $g=35[mm]$.

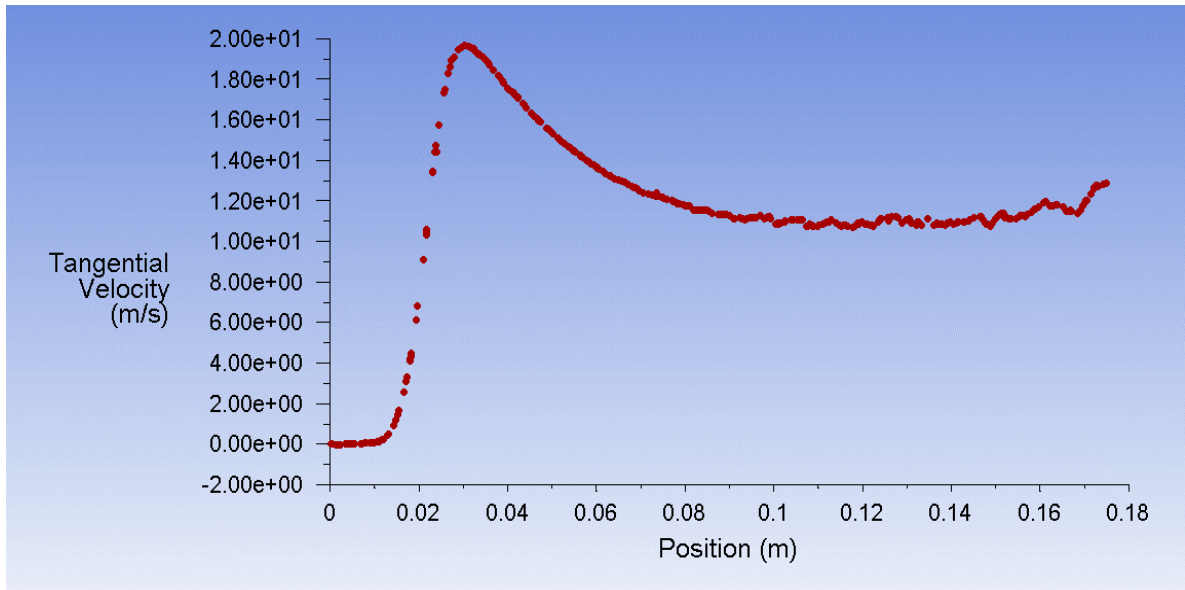


Figura A. 7: Velocidad tangencial a 2mm de rotor para modelo a 3000RPM y $a=5[mm]$.

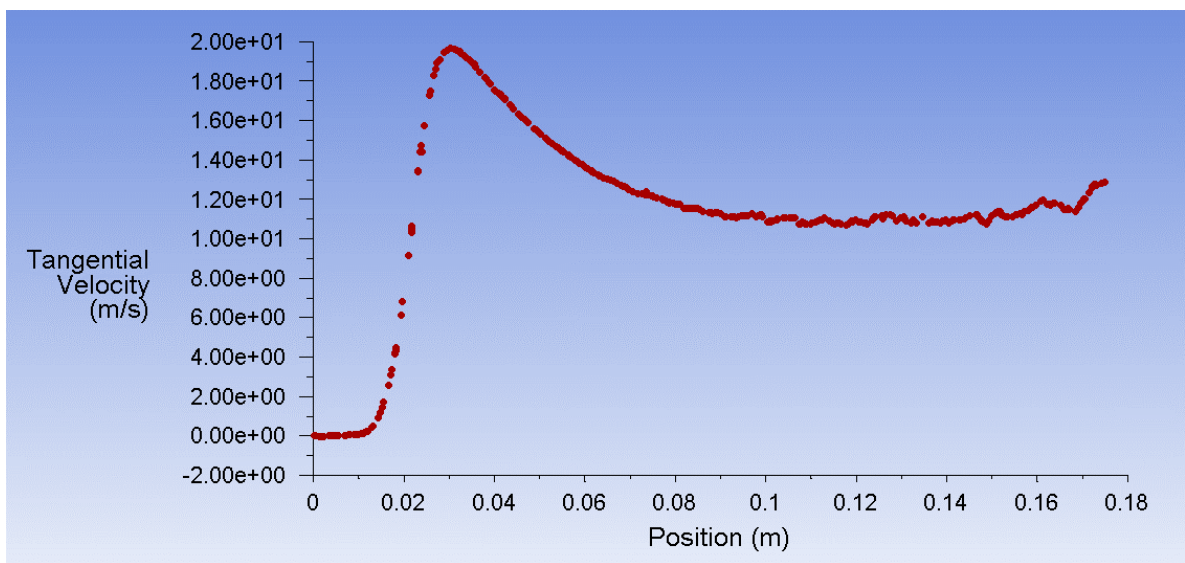


Figura A. 8: Velocidad tangencial a 2mm de rotor para modelo a 3000RPM y $a=10[mm]$.