

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

**“Análisis Térmico de un Generador Síncrono
de Imanes Permanentes de un Sistema
Eólico de 30 kw”**

POR

Yusef Ali Sdir Moreno

TESIS

**PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL
GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA ELÉCTRICA**

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Michel Alejandro Rivero Corona

COORDIRECTORA DE TESIS

Dr. Marco Alejandro Arjona López

ISSN: 0188-9060



RIITEC: (02)-TMCIE-2017

Torreón, Coahuila, México
Abril 2017

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

**“Análisis Térmico de un Generador Síncrono
de Imanes Permanentes de un Sistema
Eólico de 30 kw”**

POR

Yusef Ali Sdir Moreno

TESIS

**PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL
GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA ELÉCTRICA**

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Michel Alejandro Rivero Corona

COORDIRECTORA DE TESIS

Dr. Marco Alejandro Arjona López

ISSN: 0188-9060



RIITEC: (02)-TMCIE-2017

Torreón, Coahuila, México
Abril 2017



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Instituto Tecnológico de la Laguna

"Acta del Comité de la División de la Investigación de la Conexión de los Equipos de Energía Eléctrica"

Tercera Sesión: **27/10/2017/2017**
Dependencia: DEFI/CPCIE
Oficio: DEFI/CPCIE/0367/2017
Asunto: Autorización de impresión de tesis.

C. Yusef Ali Solir Moreno
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA ELÉCTRICA.
PRESENTE

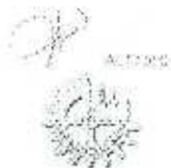
Después de haber sometido a revisión su trabajo de tesis titulado:

"Análisis Térmico de un Generador Síncrono de Imanes Permanentes de un Sistema Eólico de 30 kW"

Habiendo cumplido con todas las indicaciones que el jurado revisor de tesis hizo, se le comunica que se le concede la autorización con número de registro **RIITEC: (02)-TMCIE-2017**, para que proceda a la impresión del mismo.

ATENTAMENTE
Autorización: **Tercera Sesión de la División de la Investigación**

DR. ARMANDO LONGORIA DE LA TORRE
Jefe de la División de Estudios de Posgrado e Investigación
del Instituto Tecnológico de la Laguna



Blvd. Revolución y Av. Instituto Tecnológico de la Laguna, s/n Col. Centro C.P. 27000
Tercera Sesión, Tel. (971) 265 1313, e-mail: comite@itlaguna.edu.mx





TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Instituto Tecnológico de La Laguna

2014, Año de Octavo Paó

Torreón, Coahuila, **10/ Diciembre 2013**

DR. ARMANDO LONGORIA DE LA TORRE
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

Por medio de la presente, hacemos de su conocimiento que después de haber sometido a revisión el trabajo de tesis titulado:

" Análisis Térmico de un Generador Síncrono de Imanes Permanentes de un Sistema Eólico de 30 kW"

Desarrollado por el **C. Yusel Ali Saúl Moreno**, con número de control **MI413026** y habiendo cumplido con todas las correcciones que se le indicaron, estamos de acuerdo que se le conceda la autorización de la fecha de emisión de grado para que proceda a la impresión de la misma.

ATENTAMENTE
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

Dr. Michel A. Rivera Corona
Asesor/Director de Tesis

Dr. Marco A. Arjona López
Coasesor de Tesis

Dr. Rodrigo Lucea Palomo
Comité Tutorial

Dra. Concepción Hernández Flores
Comité Tutorial



Blvd. Revolución y 5. av. Evolución s/n Col. Centro C.P. 27000
Torreón Coahuila C.P. 27050 México, e-mail: armando@itlaguna.edu.mx
www.itlaguna.edu.mx



Agradecimientos

A Dios por darme todo lo que tengo; excelentes padres, hermanos, una esposa a quien amo tanto, darme la fuerza e inteligencia para poder realizar este sueño.

A mis padres, por el cariño y apoyo que siempre me han dado, sin ellos nada hubiese sido posible. Esa fuerza de alentarme para terminar y sobrellevar cualquier desliz o problema en que te enfrentas a la vida.

A mi esposa Edna, darme esa motivación para conseguir cualquier deseo que me propusiera.

A mis hermanos Karim, Yamil, Manuel y Hamde, ellos son la fortaleza y ejemplo que tuve en mente durante todo este proyecto.

A mi tutor, el Dr. Michel Alejandro Rivero Corona, por todo el apoyo incondicional que me brindó durante el desarrollo de este trabajo, que no solamente fué un asesor, si no un amigo y gran consejero. Agradezco el tiempo, serenidad y paciencia que me tuvo, perseverando y siempre confiando en mí.

A mi coasesor el Dr. Marco Antonio Arjona López, ya que me involucró en distintas capacitaciones requeridas por este proyecto para poder tener los conocimientos y fundamentos necesarios para este propósito, así como por facilitar el acceso al uso de software ANSYS que se adquirió mediante el proyecto P10 del CEMIR Eólico del cual es responsable. Agradezco también los comentarios y críticas que ayudaron a mejorar este trabajo.

Al Dr. Rodrigo Lora Palomó, ya que fue una persona admirable, dechada, del cual tuve la oportunidad de convivir con él en un memorial viaje al Centro de Investigación IPICYT, practicar ciclismo de montaña en las veredas de la Región Huasteca de San Luis Potosí, en el cerro de las Noas en Torrcón, y en distintas rutas de Lerdo, Dgo. Agradezco también los comentarios y críticas que ayudaron a mejorar este trabajo.

A la Dra. Concepción Hernández Flores, por brindarme su comprensión, apoyo y ama-

bilidad durante estos años. Agradezco también los comentarios y críticas que ayudaron a mejorar este trabajo.

A mis compañeros y amigos de la Maestría por contar con ellos en todo momento, a los del laboratorio de Máquinas Eléctricas; en especial a Favela, Chuy, Tablas, Niño, Manolo, Morones y Daniel por ese año que conviví con ellos, por las tardes de Edis, las retas de ajedrez con tablas (excelente contrincante), el equipo de Potencia MC, que fueron muy buenos momentos que pasamos durante ese año.

A los del laboratorio de Potencia, que tuve la oportunidad de convivir con excelentes personas el año restante de maestría, hacerme de unos excelentes amigos en especial de Haro (excelente en el ajedrez), David Yuca, Gerardo, José Luis, Esaú, con quienes tuve el inolvidable viaje a Mérida y Cancún, excelentes recuerdos. A mi buen amigo el ingeniero Manuel, a Orlando, por su gran apoyo para el desarrollo de esta tesis y su buena amistad, a Lu, la amá, Amat, Barajas; excelente persona.

Agradezco también al Dr. Sellschopp, que fue un gran maestro, ejemplar y buen amigo, que junto con el Dr. Loera fuimos buenos compañeros para practicar ciclismo.

A mis amigos de la vida; Julio, Rubén, Dianita, Favela, Elton, Manolo, Gaitán e Israel, que siempre han estado conmigo en las buenas y en las malas.

A CONACYT ya que sin su apoyo económico no hubiese sido posible este trabajo.

Resumen

La demanda de energía eléctrica y los desafíos que el planeta presenta debido al calentamiento global por el consumo desmedido de combustibles fósiles ha conducido al desarrollo de tecnologías amigables con el medio ambiente, entre ellas la energía eólica, en donde la energía cinética del viento es transformada en energía eléctrica mediante turbinas eólicas. Uno de los componentes más importantes de una turbina eólica es el generador eléctrico que convierte la energía cinética rotacional de los álabes en energía eléctrica. El estudio de estos sistemas incluye un análisis eléctrico, magnético, estructural y térmico, así como de los sistemas de control, entre otros. Este trabajo se enfoca al análisis térmico de un generador síncrono de imanes permanentes (PMSG por sus siglas en inglés) de baja potencia, 30 kW.

El funcionamiento correcto de los generadores requiere que el sistema opere en condiciones óptimas de velocidad, temperatura, entre otros parámetros. El funcionamiento fuera de los límites permitidos podría ocasionar disminución en la eficiencia de transformación, mayor desgaste de los componentes o daños en sus sistemas. De forma general, la transformación de energía conlleva pérdidas, siendo una de las más relevantes las pérdidas por efecto Joule y fricción. En particular, estas pérdidas producen calentamiento del sistema, es decir, incrementan su temperatura. Existen diferentes métodos para analizar térmicamente un sistema: analíticos, experimentales y numéricos. En este trabajo se presenta el análisis térmico en estado estacionario de un PMSG mediante el método de parámetros concentrados (circuitos térmicos) y métodos numéricos. En este último caso se utiliza el software ANSYS, haciendo uso de las herramientas Ansys Workbench, RMXprt, Maxwell y Fluent. El conocimiento de la distribución de la temperatura del generador eléctrico ofrece la posibilidad de emplear la temperatura como un método adicional para su control.

Abstract

The electrical energy demand and the challenges that the world face due to global warming for the excessive consumption of fossil fuels has led to the development of environmentally friendly technologies, including wind energy, where the kinetic energy of wind is transformed into electrical energy using wind turbines. One of the most important components of a wind turbine is the electric generator that converts the rotational kinetic energy of the blades into electrical energy. The study of these systems includes an electrical, magnetic, structural and thermal analysis, as well as control systems, among others. This work, focus on the thermal analysis of a low-power, 30 kW, permanent magnet synchronous generator (PMSG).

The proper operation of the generators requires that the system works under optimal conditions of speed, temperature, and other parameters. Operating beyond the permitted limits could result in a decrease in processing efficiency, increased component wear or damage in generator systems. In general, energy conversion leads to losses, being the most relevant Joule dissipation and friction. These losses, lead to system heating, i.e., increase the system temperature. There are different methods for the thermal analysis of a system: analytical, experimental and numerical. In this work the thermal analysis in steady state of a PMSG is presented by the lumped parameters thermal model and numerical methods. In the latter case the ANSYS software is used, employing Ansys Workbench, RMXprt, Maxwell and Fluent tools. Knowledge of the temperature distribution of the electric generator offers as an additional method for its control.

Nomenclatura y acrónimos

α_{el}	Conductividad eléctrica
β	Coefficiente de expansión térmica
ℓ	Longitud característica del sistema
Γ	Rango de operación de la máquina
∇	Operador Nabla
ν	Viscosidad cinemática
Φ_v	Disipación viscosa
ρ	Densidad de fluido
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
θ	Valor adimensional de la temperatura
θ_t	Matriz de temperaturas
Υ_1, Υ_2	Constantes de pérdidas por histéresis
ε	Emisividad
α_t	Resistividad térmica
ρ	Resistividad eléctrica
ζ	Fracción de carga
\vec{B}	Densidad de Flujo magnético
\vec{f}	Fuerzas de cuerpo externas
\vec{g}	Gravedad
\vec{H}	Intensidad de campo magnético

\vec{J}	Densidad de corriente
\vec{q}	Velocidad de transferencia de calor
\vec{u}	Vector de velocidad
A	Área de superficie de contacto
c_p	Calor Específico
C_t	Matriz de capacitancias térmicas
C_{el}	Capacitancia eléctrica
C_{th}, C	Capacitancia térmica
f_r, f	Frecuencia de flujo, Frecuencia
G_t	Matriz de conductancias térmicas
G_{el}	Conductancia eléctrica
G_t, G	Conductancia térmica
h	Coefficiente Convectivo
I	Corriente
k	Coefficiente Conductivo
k_e	Coefficiente de pérdidas por corrientes de Eddy
k_h	Coefficiente de histéresis
P	Pérdidas
p	Presión
P_e	Pérdidas por corrientes de Eddy
P_h	Pérdidas por histéresis
P_{cu}	Pérdidas en el cobre
P_{hierro}	Pérdidas en el hierro
P_{stray}	Pérdidas de dispersión
Q	Calor
Q_t	Matriz de generación de calor interna debido a pérdidas
Q_{rad}	Transferencia de calor por radiación

R_k	Resistencia térmica por conducción
R_{el}	Resistencia eléctrica
$R_{t,c}$	Resistencia térmica de contacto
R_{th}, R	Resistencia térmica
T	Temperatura
T_{amb}	Temperatura ambiente del aire
V	Voltaje
x, L	Longitud característica
Bi	Número de Biot
CAD	Dibujo Asistido por Computadora
CEMIE	Centro Mexicano de Investigación de Energía
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
FEA	Análisis por Elemento Finito
FEM	Método por Elemento Finito
FVM	Método por Volumen Finito
Gr	Número de Grashof
ITL	Instituto Tecnológico de la Laguna
LP	Parámetros Concentrados
Ma	Número de Mach
Nu	Número de Nusselt
PMSG	Generador Síncrono de Imanes Permanentes
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
Re_c	Número de Reynolds Crítico
Ta	Número de Taylor

Índice general

Nomenclatura y acrónimos	XI
Índice de figuras	XIX
Índice de tablas	XXIII
1. Introducción	1
1.1. Importancia del modelado térmico	3
1.2. Justificación	3
1.3. Estado del arte	4
1.4. Mecánica de Fluidos	7
1.4.1. Transferencia de calor	8
1.5. Objetivo	8
1.6. Metodología	9
1.7. Contenido de la tesis	10
2. Marco teórico	13
2.1. Ecuaciones de la Mecánica de Fluidos	13
2.2. Transferencia de Calor	14
2.3. Mecanismos de transferencia de calor	15
2.3.1. Conducción	15
2.3.2. Convección	16
2.3.3. Radiación	17
2.4. Números adimensionales	17
2.5. Modelación de la convección	20
2.5.1. Convección entre la carcasa y el ambiente	20
2.5.2. Convección en devanados y las tapas y el aire	21
2.5.3. Convección en los bordes de la armadura	22
2.5.4. Convección en el entrehierro	22
2.6. Modelado Térmico	24
2.7. Ecuaciones de Maxwell	27
2.8. Modelado Electromagnético	29
2.8.1. Análisis del elemento finito en problemas electromagnéticos	29

2.9.	Generación de calor en máquinas eléctricas	30
2.9.1.	Pérdidas en el cobre	30
2.9.2.	Pérdidas en el hierro	30
2.9.3.	Pérdidas mecánicas	31
2.10.	Diseño del Generador Síncrono de Imanes Permanentes	31
3.	Modelación mediante circuitos térmicos	37
3.1.	Desarrollo general del modelo de redes térmicas	37
3.1.1.	Ecuación general para una red térmica	39
3.1.1.1.	Resistencia térmica en sólidos	40
3.1.1.2.	Resistencia térmica en fluidos	40
3.1.1.3.	Resistencia de contacto	41
3.2.	Circuito térmico equivalente	43
3.2.1.	Flujo de calor unidireccional con la entrada del calor externa	44
3.2.2.	Flujo de calor en placas compuestas	46
3.3.	Análisis mediante LPM del PMSG	48
3.3.1.	Descripción del generador	48
3.3.2.	Red térmica para el PMSG	49
3.3.3.	Estimación del coeficiente convectivo	57
3.3.3.1.	h : Carcasa - Ambiente	57
3.3.3.2.	h : Bordes de devanados/tapas - Aire	58
3.3.3.3.	h : Entrehierro	58
3.3.4.	Resultados	59
4.	Análisis Numérico	61
4.1.	Introducción	61
4.2.	Dinámica de fluidos computacional	62
4.3.	Metodología de simulación	64
4.3.1.	RMXprt	64
4.3.2.	Maxwell	66
4.3.3.	Fluent	69
4.4.	Resultados	73
4.5.	Comparación de resultados	81
5.	Conclusiones y trabajo futuro	83
5.1.	Trabajo a futuro	84
A.	Soluciones unidimensionales	85
A.1.	Flujo de calor con generación de calor interna	85
A.1.1.	Caso de un cilindro	88
A.2.	Generación interna y externa, coordenadas cilíndricas en dirección axial.	92

B. Comprobación del Método de Parámetros Concentrados	95
B.1. Diferente generación interna.	96
B.2. Generación interna.	98
B.3. Conducción con generación interna variando la distancia del nodo de generación.	100
B.4. Generación interna variando el coeficiente convectivo en una de las paredes.	101
Bibliografía	103

Índice de figuras

2.1. Fenómenos de transferencia de calor [U].	15
2.2. PMSG en 2 dimensiones.	32
2.3. PMSG en 3 dimensiones.	33
2.4. Detalle del diente del estator.	34
2.5. Esquema para las condiciones de frontera.	35
2.6. Pérdidas totales en el PMSG.	36
2.7. Pérdidas en el núcleo del estator y rotor.	36
3.1. Circuito equivalente general de una red térmica con una fuente de calor.	38
3.2. Circuito equivalente para un problema en estado estacionario.	39
3.3. Descenso de la temperatura debido a la resistencia de contacto	42
3.4. Circuito equivalente para un elemento (sin generación de calor interna).	45
3.5. Circuito equivalente térmico para una pared compuesta.	47
3.6. Diagrama del generador en donde se indican sus dimensiones en dirección radial.	48
3.7. Diagrama del generador en donde se indican sus dimensiones en dirección axial.	49
3.8. Esquema de la red térmica utilizada para el análisis del generador.	50
3.9. Esquema de la resistencia $Req1$ térmica resultante.	53
3.10. Esquema de la resistencia $Req2$ térmica resultante.	54
3.11. Perfil de temperatura como función del radio en las dos trayectorias analizadas. Resultados obtenidos mediante el método de parámetros concentrados.	60
4.1. Espesor de las capas límite hidrodinámica (δ) y térmica ($\delta\tau$)	63
4.2. Parámetros generales del PMSG.	64
4.3. Parámetros generales del devanado del PMSG.	65
4.4. Características generales del rotor.	65
4.5. Propiedades del PMSG.	65
4.6. Pérdidas totales en el núcleo del estator.	66
4.7. Malla del PMSG en 2 dimensiones.	67
4.8. Malla del PMSG en 3 dimensiones.	68
4.9. Dimensiones de la malla del PMSG en 3 dimensiones.	68

4.10. Densidad de pérdidas I^2R .	69
4.11. Pérdidas en el núcleo del estator importadas automáticamente por Fluent.	69
4.12. Geometría modificada en el software SolidWorks para el estudio en ANSYS Fluent	70
4.13. Malla del generador realizada para estudio en Fluent.	71
4.14. Interfaz gráfica para la definición de interfaces de contacto en Fluent.	72
4.15. Interfaz gráfica para la definición de condiciones de periodicidad en zonas de rotación.	73
4.16. Gráfica de contornos de temperatura en el PMSG.	74
4.17. Gráfica de contornos de temperatura de la sección transversal del PMSG.	74
4.18. Campo de velocidad para el flujo de aire en el PMSG. El color del vector indica la magnitud de la velocidad.	75
4.19. Campo de velocidad para el flujo de aire en el PMSG en los bordes de generador. El color del vector indica la magnitud de la velocidad.	75
4.20. Líneas de corriente para el flujo de aire en el PMSG. El color de la línea de corriente corresponde a la temperatura del fluido.	76
4.21. Líneas de corriente para el flujo de aire en el PMSG en los bordes de generador. El color de la línea de corriente corresponde a la temperatura en ese punto.	77
4.22. Esquema de las áreas en donde se obtuvo el coeficiente convectivo.	78
4.23. Coeficiente convectivo como función de la velocidad de rotación del generador en los bordes de los devanados.	79
4.24. Coeficiente convectivo como función de la velocidad de rotación del generador en el entrehierro.	79
4.25. Coeficiente convectivo como función de la velocidad de rotación del generador en las tapas de la carcasa.	80
4.26. Coeficiente convectivo como función de la velocidad del aire en la parte exterior de la carcasa.	80
4.27. Comparación de los resultados obtenidos mediante el modelo de parámetros concentrados y simulación numérica	81
A.1. Circuito equivalente para una pared (con generación de calor interna).	85
A.2. Circuito equivalente para una pared (con generación de calor interna y externa).	87
A.3. Cilindro general en dos dimensiones.	89
A.4. Redes térmicas independientes en dirección axial y radial.	89
A.5. Redes térmicas combinadas por un componente simétrico.	91
A.6. Sección de un cilindro mostrando las dos direcciones de las resistencias térmicas equivalentes.	92
B.1. A) Esquema de la pared compuesta. B) Perfil de temperatura en una pared compuesta para distintos valores de generación interna.	97

B.2.	A) Esquema de la pared compuesta. B) Perfil de temperatura en una pared compuesta con distinta resolución espacial en la sección con generación.	98
B.3.	Acercamiento a las sección de generación.	99
B.4.	A) Esquema de la pared compuesta. B) Perfil de temperatura en una pared compuesta con generación interna constante pero variando la posición del nodo de generación.	100
B.5.	A) Esquema de la pared compuesta. B) Perfil de temperatura en una pared compuesta para distintos valores del coeficiente convectivo.	101

Índice de tablas

2.1.	Conductividad térmica de materiales de una máquina eléctrica	16
2.2.	Valores de coeficiente de transferencia de calor por convección para distintos tipos de flujos.[2]	17
2.3.	Valores de número de Prandtl para distintos fluidos.	19
2.4.	Valores del número de Nusselt para distintos rangos del número de Taylor.	22
2.5.	Tabla de equivalencias de un circuito eléctrico y térmico.	27
2.6.	Potencia del generador.	32
2.7.	Parámetros principales del diseño del generador.	33
2.8.	Dimensiones del diente del estator.	34
3.1.	Resistencia térmica de contacto, $R''_{t,c}$, expresada en $m^2 \cdot K/W \times 10^4$ para interfaces metálicas en vacío bajo diferentes condiciones de presión	43
3.2.	Resistencia térmica de contacto, $R''_{t,c}$, expresada en $1 \times 10^4 (m^2 \cdot K/W)$ para una interfaz de aluminio (rugosidad de $10 \mu m$ y una presión de 100 kPa para diferentes fluidos combinados)	43
3.3.	Tabla con algunas propiedades termofísicas de materiales empleado en el diseño del PMSC.	49
3.4.	Resistencias térmicas consideradas y su correspondencia en la red térmica.	51
3.5.	Número de Nusselt para distintos valores del Número de Taylor	59
B.1.	Parámetros para caso base de placas compuestas.	96

Introducción

La demanda de energía eléctrica y los desafíos que el planeta presenta debido al calentamiento global por el consumo desmedido de combustibles fósiles ha conducido al desarrollo de tecnologías amigables con el medio ambiente [3]. Estas tecnologías buscan mitigar los efectos de la contaminación en el medio ambiente, por ejemplo, para la remediación de agua para consumo humano, disminución de contaminantes en la atmósfera y océano, generación de energía eléctrica mediante energías limpias, entre otros. En este último rubro, para la generación eléctrica se han empleado diversas fuentes renovables tales como: solar, eólica y geotérmica, entre otras.

La energía eólica se aprovechó por primera vez alrededor del año 3000 a.C. para impulsar barcos [4]. El primer registro que se tiene para generación de energía eléctrica es en el año 1888 en que se construyó la primera turbina eólica con una capacidad de 12 kW y con un diámetro del rotor de 17 m [5]. Se estima que hace 30 años se contaba con una capacidad instalada de 25 MW. En la actualidad (2016) se tiene una capacidad instalada superior a los 3.92 GW [6]. En México hasta el año 2014 se tenían instalados aproximadamente 2.5 GW y se espera que para el año 2022 esta cifra se incremente hasta 15 GW [7], lo que implica un crecimiento medio anual de 25%. Esto ha llevado al desarrollo de turbinas con capacidades mayores a los 6 MW y con diámetros de rotor de hasta 150 m [7, 8] y se esperan alcanzar capacidades de 15 MW para el 2020 con el uso de nuevas tecnologías [9]. Éstas incluyen modificaciones en el diseño, principio de funcionamiento, materiales empleados, localización de las turbinas, por mencionar algunos aspectos.

Los componentes principales de una turbina eólica son: los álabes, el cubo, el generador eléctrico, el sistema de control de orientación, la torre que los soporta y los sistemas para acondicionar la electricidad para su uso final (convertidores). El tipo y número de componentes de un aerogenerador dependerá en mayor medida del generador eléctrico empleado y su capacidad [10], por ejemplo, para el caso de generadores de alta velocidad se requiere de una caja multiplicadora.

La clasificación de los generadores se puede realizar con base en diferentes características. Si se considera su capacidad de generación, las turbinas se pueden clasificar como de alta, media y baja potencia [11]. Se consideran turbinas de alta potencia aquellas

turbinas con capacidad nominal superior a los 3 MW. Dadas las características de estas turbinas, generalmente se instalan en parques eólicos para suministrar electricidad a la red nacional. Si la generación está en el rango de 100 kW a 3 MW se consideran turbinas de media potencia y su aplicación generalmente es en pequeños desarrollos comunitarios (microrred). Por último los generadores de baja potencia, cuya generación es inferior a 100 kW, se utilizan principalmente para abastecer viviendas o comunidades rurales que no tienen acceso a la red eléctrica nacional [12].

Como se mencionó anteriormente, el tipo de generador dependerá en gran medida de la capacidad de generación. Para el caso de aerogeneradores de baja potencia [13] existe el *generador síncrono*, en alguna de sus distintas configuraciones, está el generador síncrono de imanes permanentes o de rotor bobinado [14] y para generadores de potencias elevadas se utilizan los *generadores de inducción*. Cada una de las disposiciones tiene características especiales que definen en gran medida su aplicación.

En el año del 2014 en México se conformó el Centro Mexicano de Innovación en Energía Eólica (CEMIE-Eólico). El CEMIE-Eólico es un consorcio integrado por el Instituto de Investigaciones Eléctricas, Instituto Tecnológico de la Laguna, CIDESI, CIATEQ, INAOE, ITESM, Universidad Autónoma de Querétaro, Universidad del Istmo, y donde existe vinculación con empresas nacionales y extranjeras. Tiene la misión de contar con conocimiento unificado en materia de energía eólica y generar sinergias entre diversas instituciones del país que permitan orientar las actividades de innovación, investigación y desarrollo tecnológico con el fin de contribuir al fortalecimiento de la industria eólica de México. Sus objetivos principales son: el desarrollo de aspas para pequeños aerogeneradores, construcción y pruebas de prototipo de torre, diseño de rotores, desarrollo de un sistema de control para modificar el perfil de las aspas, el análisis térmico para el aerogenerador, etcétera [15]. Dentro de este consorcio, la Línea de Investigación de Ingeniería de Potencia y Energías Renovables, perteneciente a la División de Posgrado e Investigación del ITL, contribuirá con el desarrollo y construcción de todos los componentes de dos aerogeneradores, exceptuando los álabes y el hub que serán desarrollados por otra institución, dentro del proyecto P10 titulado "Diseño, análisis y construcción de generadores eléctricos síncronos de imanes permanentes y de inducción doblemente alimentados para plantas eólicas" [16]. El proyecto P10 contempla la construcción de un generador síncrono de imanes permanentes con una capacidad de 30 kW y otro de inducción doblemente alimentado de 30 kW. Para esto es necesario el análisis completo del sistema que incluye considerar la ubicación, el diseño eléctrico, magnético y térmico del generador, de los sistemas de control, entre otros. En particular, estos tipos de generadores se utilizan comúnmente en sistemas de generación de baja potencia [12]. En este contexto, este trabajo se enfoca al análisis térmico del generador de imanes permanentes (PMSG por sus siglas en inglés) de 30 kW.

1.1. Importancia del modelado térmico

Con la creciente demanda en la construcción de motores eléctricos más pequeños y con mayor eficiencia, existe una tendencia en llevar a cabo un análisis paralelo con el diseño electromagnético tradicional. Se ha demostrado que con mayor atención en el análisis térmico, se pueden encontrar importantes mejoras en el rendimiento de una máquina eléctrica [17].

Los avances en el área del modelado térmico han revelado que el análisis térmico en una máquina eléctrica sea el principal factor en el tamaño de la máquina [18]. La temperatura límite de la máquina se puede ajustar a cualquiera de los componentes; el aislante, los baleros, los imanes, carcasa, cubierta plástica, etc. y la temperatura ejercida al momento de su operación puede ocasionar muchos efectos en la duración de la máquina [19].

Obviamente, el calor generado fuera de los límites de la máquina, tiene que ser efectivamente disipado para prevenir daños en el generador. Aunque las pérdidas son bajas en generadores pequeños, son susceptibles para problemas térmicos. En cantidades absolutas, las pérdidas en pequeños generadores por unidad de volumen son generalmente más altas que en los generadores grandes. Para predecir las temperaturas en una máquina, es necesario un análisis térmico.

Los límites térmicos establecen las restricciones de un generador, ir más allá de ellos disminuirá el tiempo de vida de la máquina, aumentará la velocidad de oxidación en los elementos y disminuye la eficiencia del sistema, entre otros problemas. Si las restricciones térmicas pueden tenerse en cuenta en una etapa temprana del proceso, es posible conseguir una distribución de temperatura de operación de los diferentes componentes en los rangos permitidos. La información de este análisis podría ser útil para mejorar el diseño del generador y dimensionar los sistemas de enfriamiento, de ser necesarios. Tener un buen conocimiento de los niveles reales significa ser capaz de diseñar sin tener que recurrir a grandes márgenes de seguridad, que son innecesarios y realmente costosos [20].

1.2. Justificación

En un generador eléctrico la energía mecánica es convertida en energía eléctrica. Puesto que la distribución de los campos eléctricos y magnéticos son sumamente relevantes en la eficiencia del generador, los materiales que conforman el circuito eléctrico requieren tener baja resistividad y alta permeabilidad. Cuando la energía fluye a través del entrehierro, y en general de cualquier material eléctricamente conductor, se generan pérdidas óhmicas y pérdidas por corrientes parásitas (eddy) que producen un incremento en la temperatura de dichos sistemas. Además de las pérdidas antes mencionadas, se presentan pérdidas por histéresis en circuitos magnéticos que se manifiestan en forma de calor en los núcleos magnéticos, reduciendo el rendimiento del dispositivo. Esto se debe a que las propiedades físicas de los materiales, eléctricas y magnéticas, tienen

alta dependencia de la temperatura. Entonces, el circuito magnético y eléctrico, y los materiales aislantes se ven afectados por el proceso de calentamiento en la máquina. Por esta razón, es importante conocer la distribución de la temperatura en el generador en distintos puntos, de manera que se garantice que la máquina estará operando continuamente en condiciones óptimas sin exceder los límites de temperatura establecidos. Exceder dichos límites conlleva distintos procesos que afectan los materiales, por ejemplo:

- La oxidación acelerada de los materiales. Para el caso de materiales aislantes, estos pierden su propiedad dieléctrica con la consecuencia que esto implica. En el caso de materiales conductores, la formación de capas de óxidos cuya conductividad térmica es muy baja genera un sobrecalentamiento de la máquina en dichas regiones.
- Los lubricantes de los baleros pueden deteriorarse, la viscosidad puede llegar a ser muy alta reduciendo los coeficientes de transferencia de calor.
- Cuando el lubricante no cumple con las condiciones del fabricante, genera desgaste en las partes internas del generador y por tanto se disminuye su vida útil.
- Para el caso de los imanes, si su temperatura supera la temperatura de Curie, éstos perderán sus propiedades magnéticas y por lo tanto la eficiencia del generador se verá afectada.

Es evidente entonces la necesidad de un análisis adecuado de la distribución de temperatura y el monitoreo de la misma para garantizar la operación en el rango de temperaturas especificado. El desarrollo e implementación de modelos para realizar estos análisis nos brinda una herramienta para determinar la temperatura en diversas condiciones de operación, por lo que puede ser una herramienta que permita la optimización de la máquina.

1.3. Estado del arte

El análisis térmico de máquinas eléctricas ha sido sujeto de estudio en diversas aplicaciones. En la literatura se encuentran reportados diversos estudios del modelado térmico y transferencia de calor en máquinas eléctricas [12, 13, 21–28].

Para el diseño electromagnético, el análisis térmico juega un papel muy importante, ya que la temperatura es el principal factor para determinar qué tanta carga puede soportar la máquina. Para predecir las temperaturas de un generador síncrono se necesita de un análisis térmico. El diseño térmico y electromagnético se interrelacionan, y es imposible analizar uno de ellos sin la ayuda del otro [17]. Las pérdidas son la principal causa para que una máquina eléctrica aumente su temperatura.

Anteriormente, previo a la aparición de las computadoras, para la determinación del

tamaño de una máquina se utilizaban ecuaciones para obtener los límites de las cargas eléctricas y electromagnéticas así como la densidad de corriente [29]. Sin embargo, este método no involucraba el análisis térmico, y no era suficiente si los diseñadores querían mejorar el desarrollo de una máquina eléctrica, para reducir las dimensiones, y probar nuevos materiales. Sin embargo, la demanda creciente de energía ha requerido el desarrollo de sistemas de generación cada vez más grandes, mismos que no se podrían concebir sin el análisis térmico del sistema.

La implementación del análisis de redes térmicas con Método de Parámetros Concentrados (LPM por sus siglas en inglés) es muy sencillo, solamente una resistencia térmica es necesaria para calcular la temperatura en los devanados de una máquina eléctrica.

La complejidad de una red térmica aumenta cuando se introducen parámetros del diseño de la máquina. El análisis de LPM se convirtió en la principal herramienta para el análisis en estado estacionario y el análisis transitorio en máquinas eléctricas [30, 31]. Como resultado para el análisis electromagnético, se empezó a incluir el diseño térmico en sus herramientas, para obtener un mejor modelado con la implementación entre el diseño térmico y electromagnético [18, 32-34].

Para el análisis térmico de una máquina eléctrica, se aplican mayormente modelos de parámetros concentrados y métodos numéricos. Sin embargo, para el modelado térmico, los parámetros deben ser cuidadosamente definidos para modelar la transferencia de calor [17, 35-37]. El análisis se basa en el cálculo de resistencias térmicas por conducción, convección y radiación de la máquina eléctrica a modelar.

Puesto que el sistema de interés es una máquina rotativa, el análisis mediante LPM se enfoca en la transferencia de calor en dirección radial y axial [31, 36].

Algunos autores hacen mención de la metodología y aplicación de LPM para el análisis térmico en máquinas eléctricas. Gunnar Kylanäer [36] en su tesis, analiza un motor de inducción de jaula de ardilla. En el modelo de red térmica, el objeto se divide en elementos básicos que están representados por una configuración especial. Para motores pequeños, la temperatura del aire ambiente se toma generalmente como la referencia térmica. En este modelo, se da la temperatura nodal en estado estacionario para la máquina de inducción de jaula de ardilla, cuya red consta de 107 nodos y 170 resistencias térmicas.

N. Benamrouche [38] describe un modelo de parámetros concentrados para una máquina de inducción presentada en un trabajo previo en el cual se realizan las siguientes suposiciones:

- La uniformidad de las propiedades físicas dentro de cada elemento.
- La uniformidad del calor generado por los elementos activos.
- La transferencia de calor es sólo en dirección axial y radial, entonces la variación de temperatura en dirección azimutal es insignificante. Esta es una suposición válida ya que se considera un sistema en rotación.
- El flujo de calor en el plano axial y radial son independientes el uno del otro.

- La temperatura media en ambas direcciones son iguales.
- La transferencia de calor por el fenómeno de radiación se desprecia.

Otro ejemplo del modelo de parámetros concentrados en máquinas eléctricas es estudiado por Neg [39], quien aplica el método térmico en varios tipos de máquinas: una máquina de inducción de 430 kW, una máquina de imanes permanentes de 45 kW y otra máquina de imanes permanentes de 430 kW. Para las geometrías consideradas, se encontró que la propiedad del material más relevante es la conductividad térmica del devanado en la dirección radial, y que los coeficientes de convección del aire en el espacio radial entre el rotor y el estator son de gran importancia.

Spooner y Charlmers [40] describen un modelo de parámetros concentrados para una máquina de flujo axial, en donde consideran la conducción a través de componentes sólidos, coeficientes convectivos en la superficie y resistencias de contacto. Las resistencias térmicas se obtuvieron mediante pruebas experimentales en un generador, y el coeficiente convectivo se consideró como $h = 150 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Wang y Kamper [41], desarrollan un modelo de redes térmicas en dirección radial para una máquina de 250 kW de 1400 rpm con imanes salientes. Su metodología es derivar un modelo de flujo de fluido, donde los coeficientes convectivos son obtenidos de las correlaciones empíricas de la literatura. La validez del modelo unidimensional se hace con los resultados en las mediciones experimentales de temperaturas.

Martín [42] diseña un modelo de LP en dirección axial, basado en suposiciones de la transferencia de calor en la máquina. Por ejemplo, toda la transferencia de calor es axial y es disipado por convección en la superficie del estator. Se supone un coeficiente de convección fijo de $h = 60 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ de otra máquina previamente utilizada.

Por otro lado, producto del incremento en la capacidad de cómputo, el análisis térmico se lleva a cabo mediante el uso de métodos numéricos, por ejemplo el método de elementos finitos y el método de volumen finito, entre otros. El análisis por métodos numéricos, aunque ofrece la posibilidad de estudiar problemas reales con geometrías complejas, en términos de configuración y tiempo computacional es muy costoso. Sin embargo, la solución de problemas por elementos finitos para estos sistemas son de mayor precisión que por una red térmica.

La dificultad del análisis térmico de un sistema, como el generador, radica en la convección. El enfoque principal para resolver este problema mediante la dinámica de fluidos computacional es que puede ser utilizado para determinar el fluido en regiones complejas, tales como alrededor de los devanados de la máquina eléctrica [43, 44].

Los datos obtenidos mediante la dinámica de fluidos computacional pueden ser de gran ayuda para la mejorar el LPM. En [45] el análisis de una máquina eléctrica se realiza mediante el uso de LPM y la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus siglas en inglés). El uso de uno u otro método dependerá en gran medida de los requerimientos

del usuario final, por ejemplo, la precisión y el tiempo de solución de los resultados.

Rajagopal [30] hace el estudio de transferencia de calor con métodos numéricos y experimentales para una máquina eléctrica, utilizando un modelo axi-simétrico en 2D que predice las temperaturas en el plano $r-z$, para una máquina de flujo radial. La comparación de los resultados está dentro del 5 % de las mediciones, pero los autores señalan que las temperaturas calculadas en el estator son sensibles al valor del coeficiente de transferencia de calor en la superficie (que se obtiene de forma experimental).

Airoldi [46], lleva a cabo la modelación en CFD de una máquina de flujo axial, con la validación experimental. En este trabajo, aunque se presentan resultados experimentales, no se realiza una comparación entre los valores del coeficiente convectivo. Hay un aspecto que no se toma en cuenta en este trabajo: la cuestión de la referencia de temperaturas utilizadas para la definición del coeficiente convectivo. Airoldi calcula el coeficiente convectivo a partir de los resultados en CFD, tomando la temperatura del aire del centro del rotor-estator como referencia. Sin embargo, se reconoce que a menudo es difícil medir la temperatura de la masa del fluido local en los sistemas del rotor-estator. Por lo tanto, es aceptable considerar la temperatura ambiente del fluido como la temperatura de referencia.

1.4. Mecánica de Fluidos

El estudio de la transferencia de calor por convección implica por definición tratar con fluidos. Los fluidos son sustancias cuya estructura molecular no ofrece resistencia a las fuerzas externas, en donde incluso la fuerza más pequeña provocará la deformación de éste. Aunque existe una diferencia significativa entre líquidos y gases, ambos tipos de fluidos obedecen las mismas leyes del movimiento. Por esta razón es importante establecer primeramente las ecuaciones que rigen el comportamiento de los fluidos analizados en el presente trabajo.

El flujo de un fluido es provocado por la acción de fuerzas externas. Ejemplos muy claros son el flujo debido a las diferencias de presión, gravedad, fuerzas cortantes, a la tensión superficial (efecto de capilaridad), fuerzas de flotación (debidos a un gradiente en la densidad del fluido), entre otras. El comportamiento de un fluido ante la acción de alguna fuerza dependerá de sus propiedades. Entre las propiedades más conocidas se pueden mencionar la densidad, viscosidad, tensión superficial, coeficiente de dilatación, entre otras, que dependen de la temperatura y presión del sistema. Dependiendo de la aplicación, dicha dependencia con la temperatura puede ser despreciable.

Existe una amplia gama de posibilidades para clasificar los fluidos y flujos que nos encontramos comúnmente en el quehacer diario. Dicha clasificación se realiza con base en algunas características comunes para que sea factible estudiarlos por grupos. Proporciona las clasificaciones de acuerdo al tipo de flujo que se presenta: *laminar* o *turbulento*. Se considera un flujo *laminar* aquel en el que el fluido se mueve de una manera ordenada,

por ejemplo el flujo de aceites muy viscosos. Por el contrario, en el flujo *turbulento* el movimiento del fluido es intensamente desordenado o caótico, razón por la cual hay un mayor transporte de masa, energía y momento en direcciones normales a la dirección principal del flujo. Para la mayoría de las aplicaciones de interés en el presente trabajo, se tiene un flujo turbulento. Cuando el flujo cambia entre estos dos estados, se dice que el flujo es transitorio. El umbral para dicha transición depende del tipo de flujo en cuestión.

1.4.1. Transferencia de calor

La transferencia de calor se puede llevar a cabo a través de tres mecanismos: radiación, conducción y convección. Estos mecanismos serán explicados en la sección 2. Sin embargo, es importante mencionar que para el caso de la convección, se requiere de la interacción entre un sólido y un fluido en movimiento. En este caso, la eficiencia en la transferencia del calor dependerá del tipo de flujo que se tenga. El parámetro que define este fenómeno es el coeficiente de transferencia de calor por convección o simplemente coeficiente convectivo, h . De una manera general, el coeficiente convectivo depende de muchas variables como se muestra:

$$h = f(k, v, L, \rho, \nu, \dots) \quad (1.1)$$

donde k , ρ y ν corresponden al coeficiente de transferencia de calor por conducción, la densidad del fluido y su viscosidad, respectivamente. L representa la dimensión característica y v la velocidad del fluido. La obtención de este coeficiente resulta un reto principalmente por la dificultad de modelar correctamente el flujo turbulento de un fluido en diferentes condiciones, de manera que es necesaria la validación de los resultados.

1.5. Objetivo

El presente trabajo se enfoca en la implementación de una metodología para el análisis numérico del PMSG de un sistema eólico de 30 kW, así como el desarrollo de un modelo utilizando el método de parámetros concentrados. La verificación de las redes térmicas se valida con los resultados numéricos. La metodología de solución numérica se implementa en el software comercial ANSYS con que cuenta el IITL a través del Proyecto del CEMIE-Eólico.

Si bien existen otros temas relevantes para el análisis térmico de una máquina eléctrica, como pérdidas, propiedades magnéticas, entre otros, su estudio está fuera del alcance de la presente tesis.

El análisis proporcionará información acerca del comportamiento térmico del generador eléctrico. Este análisis puede ser utilizado para investigar cómo la temperatura en diferentes partes del PMSG depende de la geometría y las propiedades de los materiales, es decir, para optimizar el diseño del generador.

1.6. Metodología

A continuación se indican de forma general los programas utilizados para el análisis numérico de el generador síncrono de imanes permanentes realizado en el software comercial ANSYS. Además se incluye una breve descripción de cada software empleado.

1. **RMXprt:** Es una herramienta de Maxwell que tiene la facilidad de diseñar cualquier tipo de máquina eléctrica de forma sencilla y con gran exactitud. En este paquete se diseña el PMSG; primeramente se indica con qué máquina se desea trabajar, en este caso se selecciona la opción para diseñar una máquina síncrona, así mismo se especifican los parámetros de entrada, comenzando con las propiedades de la máquina, propiedades del diseño, para así exportar y poder complementar el estudio en el paquete de Maxwell 2 y 3 dimensiones.
2. **ANSYS Maxwell:** Es una herramienta de software usado comúnmente para simulaciones de problemas electromagnéticos. Este paquete tiene la ventaja de soportar diversos formatos de diseños (CAD), lo que permite la realización de análisis parametrizados de una manera relativamente simple. El diseño del PMSG realizado en RMXprt, fué importado por la misma herramienta de software en Maxwell, para poder tener un análisis en 2D y 3D. Después de haber generado el diseño, se opta por realizar el análisis no sin antes incluir en la simulación las pérdidas en el núcleo del estator y rotor para poder importar los valores de las pérdidas al paquete Fluent. Los resultados obtenidos en Maxwell, son las pérdidas en los diversos elementos del PMSG.
3. **ANSYS Workbench:** En este paquete se realiza una interconexión entre los diferentes softwares. A través del Workbench, los componentes y sistemas pueden comunicarse entre sí y compartir variables comunes, modelos y soluciones. Este paquete fue la base del desarrollo del análisis.
Se importa el análisis obtenido en Maxwell 2D y 3D para así poder realizar un acoplamiento con el paquete de Fluent.
4. **ANSYS Fluent:** Ofrece una amplia gama de funcionalidades relacionadas con la mecánica de fluidos, entre ellos se encuentra el análisis térmico. El paquete Fluent es utilizado para la simulación del flujo del aire en PMSG en las condiciones de operación. El análisis nos permite obtener el campo de temperaturas y de velocidades, entre otras variables. En este software se ha realizado la importación de la geometría obtenida a partir del diseño en Maxwell 3D, se genera un dominio del fluido exterior e interior del PMSG para proceder en crear una malla, una vez realizada se hace la importación de las pérdidas obtenidas en Maxwell. A partir de estos resultados se obtiene el coeficiente de transferencia de calor.
5. **ANSYS Thermal:** Este programa se emplea para el análisis térmico de cualquier sistema. El análisis no incluye el flujo de fluidos, aunque si se cuenta con el valor

del coeficiente de transferencia de calor por convección, el análisis se puede llevar a cabo. En el presente análisis, ANSYS Thermal únicamente fue utilizado para corroborar que los resultados obtenidos con ANSYS Fluent estuvieran acordes a lo esperado.

Los resultados obtenidos mediante el análisis numérico, específicamente el coeficiente convectivo que como se mencionó es muy difícil de obtener, será utilizado en el método de parámetros concentrados. Posteriormente, los resultados obtenidos por el método numérico y el LPM se compararán. El desarrollo del modelado térmico combina los principios del modelo de parámetros concentrados y el de Circuito Térmico Equivalente para la construcción de un modelo térmico genérico, que puede ser utilizado para llevar a cabo el análisis térmico en una amplia gama de generadores, topologías y tamaños, con la ventaja de requerir un menor tiempo de cómputo.

1.7. Contenido de la tesis

El objetivo de esta investigación es desarrollar e implementar una herramienta de modelado para el análisis térmico de máquinas eléctricas, principalmente para los generadores síncronos de imanes permanentes. Para mostrar esto, la tesis se estructuró de la siguiente manera.

Capítulo 1. Introducción: En este capítulo se proporcionan los antecedentes del PMSG y la importancia de su análisis. Se presentan también los trabajos realizados a la fecha, se mencionan las ecuaciones de conservación que gobiernan la dinámica del flujo de un fluido en una máquina eléctrica, y se establecen los objetivos de esta tesis.

Capítulo 2. Marco Teórico: En este capítulo se revisan los mecanismos de transferencia de calor: *a)* conducción, *b)* convección y *c)* radiación. Se realiza una breve explicación de los números adimensionales, los cuales nos proporcionan información de la física de un problema de transferencia de calor. Posteriormente se presentan los distintos métodos empleados para analizar la transferencia de calor en una máquina eléctrica. Se discuten las ventajas y desventajas vinculadas a cada método previamente descrito, y finalmente se hace una breve revisión de la generación de calor que se produce debido a las pérdidas generadas por los campos magnéticos y eléctricos dentro del generador.

Capítulo 3. Modelación mediante circuitos térmicos: En el capítulo 3 se presentan primeramente los fundamentos para el análisis mediante el LPM, así como el desarrollo de las ecuaciones que determinan las resistencias térmicas entre nodos en una red térmica equivalente. Dentro de este análisis, los detalles para otras configuraciones se presentan en el Apéndice A. Posteriormente se describe la configuración y características del PMSG analizado. Con base en esta información se define una red de resistencias térmicas. Para la determinación del coeficiente convectivo, se revisan las distintas fórmulas empíricas existentes en la literatura. Se muestran los resultados en diferentes condiciones de operación. Los casos de validación de este método se presentan en el Apéndice B.

Capítulo 4. Análisis numérico: En este capítulo se hace el análisis del PMSG utilizando el software comercial de acuerdo a lo descrito párrafos anteriores. Se hace una descripción detallada del procedimiento y se muestra una revisión de las pérdidas eléctricas y magnéticas en el generador. Se realiza una descripción del flujo del aire en el generador y las implicaciones en la transferencia de calor. También se presenta el coeficiente convectivo en diferentes condiciones de operación. Finalmente, con los valores obtenidos se realiza una comparación entre los modelos.

Capítulo 5. Conclusiones y trabajo futuro: Para concluir, en el capítulo 5 se hace un resumen del trabajo realizado en esta tesis y se hacen sugerencias para el trabajo futuro.

Marco teórico

La *transferencia de calor conjugada* (conjugate heat transfer en inglés) se refiere a aquellos procesos que implican cambios o variaciones de la temperatura en sólidos y líquidos debidos a la interacción térmica entre ambos. Un ejemplo de esto es el calentamiento o enfriamiento de un sólido inmerso en un flujo de aire.

En este capítulo se presentan las ecuaciones fundamentales de este tipo de problemas, es decir las ecuaciones de balance de energía, cantidad de movimiento y masa. Además se explican los mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación, así como las pérdidas de calor asociadas a una máquina eléctrica. Por otro lado, se describen los distintos métodos para el análisis térmico de diversos sistemas. Finalmente se describe el diseño del generador investigado en esta tesis.

2.1. Ecuaciones de la Mecánica de Fluidos

La dinámica de un fluido está expresada por las ecuaciones de Navier-Stokes, que están conformadas por las ecuaciones de conservación de masa y movimiento.

En su forma general, la ecuación de la conservación de la masa para el flujo de cualquier fluido está dado por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (2.1)$$

donde p es la presión, \vec{u} es el campo vectorial de velocidad, ρ es la densidad del fluido y t es el tiempo. Los líquidos y los gases en un gran número de aplicaciones pueden considerarse como incompresibles, es decir, su densidad se considera constante. Bajo esta suposición, la ecuación de conservación de masa, también definida como ecuación de continuidad, está dada por:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (2.2)$$

Por otra parte, la ecuación de conservación de cantidad de movimiento puede obtenerse a partir de la segunda ley de Newton aplicada a un volumen de control deformable. En

este caso, la ecuación se escribe como

$$\underbrace{\rho \frac{D\vec{u}}{Dt}}_{\text{Aceleración total}} = \underbrace{\rho \vec{g}}_{\text{Gravedad}} + \underbrace{\nabla \cdot \tau'_{ij}}_{\text{Difusión}} - \underbrace{\nabla p}_{\text{Gradiente de presión}} \quad (2.3)$$

donde D representa la derivada total, τ es el tensor de esfuerzos y \vec{g} es la gravedad. Sin embargo, los fluidos de interés en esta tesis (líquidos y aire), pueden ser clasificados como fluidos Newtonianos, en cuyo caso la ecuación (2.3) se simplifica a

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = \frac{1}{\rho} \nabla p - \nu \nabla^2 \vec{u} + \frac{1}{\rho} \vec{f}, \quad (2.4)$$

donde \vec{f} representa las fuerzas de cuerpo externas. Evidentemente debemos proporcionar la forma explícita de dichas fuerzas que dependen de la interacción que tenga el fluido con otras variables. En particular, cuando un fluido está sometido a gradientes de temperatura, estos modifican la densidad del fluido originando la fuerza boyante o de flotación. Es decir, la temperatura modifica al campo de velocidades.

2.2. Transferencia de Calor

La transferencia de calor se refiere al intercambio de energía térmica, comúnmente llamada calor, entre diversos sistemas. La transferencia de calor ocurre cuando existe una diferencia de la temperatura de un sistema. La tasa a la cual se transfiere energía depende de las temperaturas del sistema o sistemas y de las propiedades de los medios participantes en dicho proceso.

La ecuación de transferencia de calor o ecuación de balance de energía para un fluido Newtoniano está dada por la ecuación 2.5:

$$\rho c_p \left[\underbrace{\frac{\partial T}{\partial t}}_{\text{Aceleración local}} + \underbrace{(\vec{u} \cdot \nabla) T}_{\text{Advección}} \right] = \underbrace{\frac{\partial p}{\partial t}}_{\text{Presión}} + \underbrace{\nabla \cdot (k \nabla T)}_{\text{Difusión térmica}} + \underbrace{\tau'_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}}_{\text{Disipación viscosa}} + \vec{f} \quad (2.5)$$

donde c_p es el calor específico, \vec{f} se refiere a la generación e incluye la disipación Joule u otras fuentes externas. En este caso, la disipación viscosa (comúnmente denominada como Φ_v) está relacionada con el calentamiento debido a la fricción entre las partículas del fluido, que para la mayoría de las aplicaciones es despreciable. En esta ecuación, se puede observar en el término de advección que la velocidad del fluido afectará al campo de temperatura. Si bien, en un sentido estricto el acoplamiento es en ambas direcciones (la velocidad modifica la temperatura y viceversa), para las aplicaciones de esta tesis (convección forzada), éste acoplamiento es en una dirección: el flujo modifica la temperatura, pero no en sentido opuesto. En otras palabras, no se considera la convección natural, y por tanto se puede despreciar.

Para flujos incompresibles y con una conductividad térmica constante, la ecuación anterior se reduce a:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T + \Phi_v \quad (2.6)$$

En el caso de que haya otras fuentes de calor, por ejemplo radiación o disipación Joule que se presenta cuando existe interacción de materiales eléctricamente conductores con campos magnéticos, ésta se debe agregar a la ecuación (2.6).

Para resolver el problema antes descrito (acoplamiento de la temperatura con la velocidad), primeramente se resuelve el problema hidrodinámico, y posteriormente la ecuación de conservación de energía. Para el caso en que la propiedades físicas del fluido dependan de la temperatura, el problema se acopla en ambas direcciones y las ecuaciones se deben resolver de manera simultánea.

2.3. Mecanismos de transferencia de calor

En general, existen tres mecanismos en los que la energía puede ser transferida: conducción, convección y radiación, (como se muestran en la figura B.5).

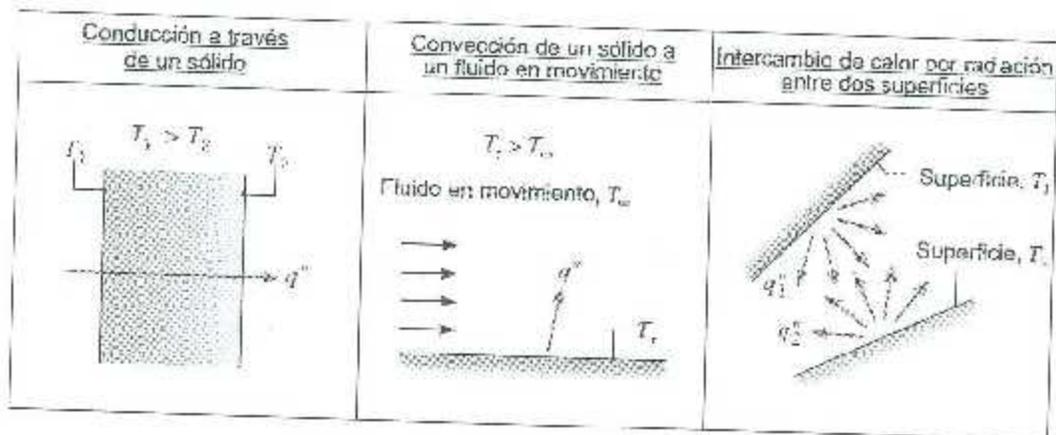


Figura 2.1: Fenómenos de transferencia de calor [1].

2.3.1. Conducción

El fenómeno de transferencia de calor por conducción constituye un proceso mediante el cual la energía se propaga en un medio sólido, líquido o gaseoso mediante la comunicación molecular directa cuando existe un gradiente de temperatura. Para el caso de fluidos, es importante que se evite el movimiento del mismo debido a fuerzas externas o gradientes en la densidad. De aquí que la transferencia de calor por conducción sea más importante en sólidos.

La ecuación que describe la transferencia de calor por conducción es la Ley de Fourier, que en coordenadas cartesianas y en una dimensión se escribe de la siguiente manera:

$$q = -k A \frac{dT}{dx} \quad (2.7)$$

donde q es el flujo de calor, A es el área normal a la dirección del flujo de calor, k es la conductividad térmica del material o el coeficiente de transferencia de calor, x representa la dirección en el cual el calor es conducido y T es la temperatura. En la tabla 2.1 [20] se muestra la conductividad térmica para algunos materiales utilizados en la construcción de un generador eléctrico.

Material	Parte del generador	[W/m K]
NdFeB	Imanes Permanentes	9
Cobre	Devanado del estator	400
Acero	Estator	23-27
Aislante	Aislante de la ranura del estator	1
Aire	Entrehierro	0.026
Acero	Rotor	23-27

Tabla 2.1: Conductividad térmica de materiales utilizados en la construcción de un generador eléctrico.[17]

2.3.2. Convección

La convección se refiere al proceso de transferencia de calor debida al movimiento de un fluido. La convección se puede clasificar como natural o forzada. Es convección forzada cuando al fluido se le aplica una fuerza externa, como un ventilador o una bomba. Por el contrario, cuando el movimiento es causado por diferencia en la densidad del fluidos, se dice que es convección natural.

La ecuación que describe la transferencia de calor por convección es la Ley de enfriamiento de Newton.

$$q = h A \Delta T \quad (2.8)$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección y ΔT es la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido. En este caso, el coeficiente de transferencia de calor por convección depende de muchas variables, entre ellas el tipo de flujo (laminar o turbulento), la forma y dimensiones del sólido, temperatura, propiedades del fluido, entre otras, como se mostró en la sección 1. En la tabla 2.2 se presenta el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección para distintos tipos de flujos.

Flujo	W/m ² K
Gases en convección libre	5-37
Agua en convección libre	100-1200
Aceite en convección libre	50-350
Flujo del gas en tubos	10-350
Flujo del agua en tubos	500- 1200
Flujo del aceite en tubos	300 -1700

Tabla 2.2: Valores de coeficiente de transferencia de calor por convección para distintos tipos de flujos.[2]

2.3.3. Radiación

La radiación es la emisión de energía en forma de ondas electromagnéticas. A diferencia de la convección y conducción, la radiación no requiere de algún medio para ser transportada ya que las ondas electromagnéticas se propagan en el vacío, aunque su paso por medios participativos (traslúcidos) modifican sus características.

Todos los cuerpos con una temperatura distinta del 0 K emiten energía en forma de radiación. Sin embargo, las propiedades de dicha radiación (magnitud, espectro de emisión, ...) depende de la temperatura de emisión y las características ópticas de la superficie.

La transferencia neta de energía entre dos cuerpos a temperatura T_1 y T_2 está dada en función de la Ley de Stefan-Boltzmann y se escribe como

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A (T^4 - T_{amb}^4) \quad (2.9)$$

donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.76 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$) y ε es la emisividad de la superficie ($0 \leq \varepsilon \leq 1$). Para el hierro $\varepsilon = 0.96$ y para el aluminio $\varepsilon = 0.68$ [48].

2.4. Números adimensionales

En diversas ramas de la física, incluida mecánica de fluidos y transferencia de calor, es común utilizar números adimensionales que resultan del balance entre dos cantidades significativas en el sistema en cuestión. A continuación se definen algunas parámetros comúnmente encontrados en transferencia de calor conjugada.

Tal vez el número adimensional más conocido es el número de Reynolds ¹, que nos proporciona información respecto al tipo de flujo que se tiene. El número de Reynolds resulta de un balance entre las fuerzas inerciales (advección) y las fuerzas viscosas (difusión). Cuando las fuerzas inerciales son mucho mayores a las viscosas se presenta un flujo turbulento. Por el contrario, cuando las fuerzas viscosas son mucho mayores se tiene un flujo laminar, como ocurre con fluidos muy viscosos o en flujos en escalas milimétricas. El número de Reynolds se expresa como

$$Re = \frac{U\ell}{\nu} \quad (2.10)$$

donde U y ℓ representan la velocidad y longitud característica del sistema respectivamente, y ν es la viscosidad cinemática o difusividad viscosa.

Para una tubería circular en condiciones normales, se tiene un flujo laminar para valores inferiores a 2000 y un flujo turbulento para valores superiores a 4300. La transición entre el flujo laminar y turbulento se da para $2000 < Re < 4300$. Este umbral, comúnmente conocido como número de Reynolds crítico, dependerá del tipo de flujo. Para el caso del flujo en generadores eléctricos (específicamente en el entorchero), el valor en donde ocurre dicha transición es 630.000 [49].

Otro parámetro adimensional comúnmente encontrado en problemas de transferencia de calor es el número de Prandtl ² que corresponde a la cociente entre la difusividad de momento (relacionado con la viscosidad) y la difusividad térmica, es decir

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.11)$$

donde α es la difusividad térmica definida como $\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$. El número de Prandtl nos dice qué tan rápido se lleva a cabo la difusión de energía térmica si se compara con la difusión viscosa. Si el número de Prandtl es pequeño, la difusión térmica es dominante. Es decir, si nosotros queremos para un problema dado una mayor transferencia de calor, debemos usar un fluido con un número de Prandtl menor. En la tabla 2.3 se presenta el número de Prandtl para distintos fluidos a una temperatura de 20 °C.

Otro parámetro importante es el número de Biot ³. Éste relaciona la transferencia de calor por conducción dentro de un sólido y la transferencia de calor en la superficie de dicho sólido, es decir, está determinado por las propiedades y geometría del sólido. El número de Biot está definido como

$$Bi = \frac{h\ell}{k_s} \quad (2.12)$$

En este caso es importante resaltar que la conductividad térmica k_s corresponde al sólido y la longitud característica ℓ está determinada a partir de las dimensiones del sólido, comúnmente definida como el cociente entre el volumen del sólido y su área

¹Nombrado en honor al ingeniero inglés Osborne Reynolds (1842-1912).

²Nombrado en honor al ingeniero alemán Ludwig Prandtl (1875-1933).

³Nombrado en honor al físico francés Jean-Baptiste Biot (1774-1862).

Fluido	Número de Prandtl
Aire	0.71559
Agua	6.5870
Dióxido de Carbono	0.76150
Helio	0.6870
Nitrógeno	0.71740

Tabla 2.3: Valores de número de Prandtl para distintos fluidos.

superficial. Otra forma de entenderlo es como la razón entre las resistencias térmicas *dentro* (conducción) y *en la superficie* (convección) de un cuerpo. El valor del número de Biot físicamente nos indicará si existirán variaciones significativas dentro de un cuerpo sólido, mientras éste cuerpo se calienta o enfría. En este caso, problemas con un valor del número de Biot muy pequeños ($Bi \ll 1$) implican una temperatura uniforme dentro del cuerpo, por lo que su tratamiento matemático es más sencillo que para el caso contrario ($Bi \gg 1$) en que existirán gradientes de temperatura en el sólido.

Otro parámetro adimensional encontrado en la literatura es el número de Nusselt¹. Este número es la razón de la transferencia de calor mediante convección forzada comparada con la conducción en la superficie de un objeto. El número de Nusselt está definido como

$$Nu = \frac{hl}{k} \quad (2.13)$$

Es importante hacer notar que la diferencia con el número de Biot es que en este caso la conductividad térmica corresponde a la del fluido. De una manera muy general, se puede decir que el número de Nusselt es una medida de la transferencia de calor por conducción relativa al caso de puramente conducción. En este sentido, se puede afirmar que este parámetro es una medida de la eficiencia del proceso de transferencia de calor por convección. Así por ejemplo, un valor de Nusselt del orden de la unidad indica un flujo muy lento y laminar con una eficiencia en la transferencia de calor por convección ligeramente superior al caso en que se considerara únicamente conducción, en cuyo caso el fluido estaría en reposo. Por el contrario, valores de Nusselt superiores, indicarían una mejor eficiencia y corresponderían a flujos turbulentos.

Si el problema analizado está relacionado con convección natural, es posible que aparezca otro número adimensional: número de Grashof. Este parámetro es la relación entre la fuerza boyante o de flotación y las fuerzas debidas a la viscosidad, y se expresa como

¹ Nombrado en honor al ingeniero alemán Ernst Kraft Wilhelm Nusselt (1882-1957).

$$\text{Gr} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)\ell^3}{\nu^2} \quad (2.14)$$

donde g es la aceleración debido a la gravedad, β es el coeficiente de expansión térmica, y T_s y T_∞ las temperaturas de la superficie y del fluido, respectivamente.

En este apartado únicamente se presentaron cinco parámetros adimensionales encontrados en problemas de transferencia de calor, sin embargo existen muchos otros no menos importante que pueden aparecer dependiendo del problema. Entre estos parámetros se podrían mencionar el número de Rayleigh, número de Fourier, número de Péclet, número de Graetz, entre otros.

2.5. Modelación de la convección

En una máquina eléctrica existen diferentes superficies expuestas a un fluido, y cada una de ellas con características diferentes. En todos estos casos, para el modelo de resistencias térmicas, el proceso de transferencia de calor por convección se modela utilizando una resistencia térmica, que como se verá más adelante, se puede expresar como

$$R_t = \frac{1}{hA} \quad (2.15)$$

donde A corresponde al área de la superficie en contacto con el fluido y h es el coeficiente convectivo. En la práctica, este coeficiente es muy difícil de determinar ya que el proceso de transferencia de calor por convección es un proceso complejo que depende de la geometría del sistema, el tipo de material, las características de la superficie, el tipo de flujo, la temperatura, densidad, calor específico y conductividad térmica del fluido, entre otros aspectos. Es por esta razón que el coeficiente convectivo se estima a partir de resultados experimentales y/o analíticos, o bien de correlaciones empíricas reportados en la literatura [20, 50–53]. Por cuestiones de generalidad, estas correlaciones están expresadas en términos de números adimensionales muy conocidos, como el número de Reynolds, Gashof, Prandtl y Nusselt [1, 54].

A continuación se presentan correlaciones para determinar el coeficiente convectivo en distintas secciones de una máquina eléctrica, aunque no todos se utilizan en el presente trabajo.

2.5.1. Convección entre la carcasa y el ambiente

La transferencia de calor entre la carcasa y el ambiente es función, además del área de la superficie y del coeficiente convectivo, de la eficiencia de las aletas empleadas. En este caso, el flujo se puede comparar con el flujo laminar de aire en un canal con una superficie suave, para el cual el coeficiente convectivo está definido por [55]:

$$h = \left(\frac{\rho c_p V D}{4H} \times 10^4 \right) (1 - \exp[-M]) \quad (2.16)$$

donde

$$M = 0.1448 \frac{H_f^{0.946}}{D^{1.16}} \left(\frac{k}{\rho c_p V} \right)^{0.214}$$

en donde V es la velocidad del aire en [cm/s], k es la conductividad térmica del aire en [W/cm·K], ρ es la densidad del aire en [g/cm³], c_p es el calor específico del aire en [W·s/g·K], H_f la longitud de las aletas (en dirección axial) en [cm], D el diámetro en [cm] y h el coeficiente convectivo en [W/m²·K].

Es importante mencionar que todas las variables utilizadas en la ecuación (2.16), a excepción del coeficiente convectivo, no están expresadas en el Sistema Internacional de Unidades.

Cuando el flujo es turbulento, la eficiencia en la transferencia de calor se incrementa [1]. En este caso, el coeficiente obtenido mediante la ecuación (2.16) se incrementa por un factor ξ , que típicamente varía entre 1.7 y 1.9. Expresiones similares se pueden encontrar en [56].

2.5.2. Convección en devanados y las tapas y el aire

El área de los devanados y las tapas (en los extremos del generador) presenta condiciones muy particulares ya que la geometría (no hay superficies suaves y existen muchos cables) propicia un flujo completamente turbulento. En estas condiciones no es posible obtener soluciones analíticas, por lo que las correlaciones se obtienen a partir de resultados experimentales.

Para velocidades bajas del fluido, menores a 7 m/s, el coeficiente convectivo se puede estimar a partir de la siguiente relación [31, 57].

$$h = 15.5 (0.39V - 1) \quad (2.17)$$

donde V es la velocidad del fluido en [m/s]. Otras expresiones pueden encontrarse en [17, 35, 54].

Una estimación de esta velocidad se puede obtener a partir de la velocidad de rotación del rotor ω , es decir,

$$V \approx \zeta \omega r_m \quad (2.18)$$

donde r_m es el promedio entre el radio del eje y el radio del rotor, y ζ es una constante que se ajusta experimentalmente. Una buena aproximación es considerar $\zeta = 0.5$. Para velocidades superiores a 7 m/s, se deben utilizar otras relaciones experimentales.

2.5.3. Convección en los bordes de la armadura

La rotación del rotor, y otras partes del generador, producen el movimiento del fluido, que en los bordes de la armadura se puede considerar como tangencial. En este caso podemos analizar este flujo como convección forzada del flujo sobre una superficie vertical plana, para la cual existe una expresión,

$$Nu = 0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}, \quad \text{para flujo laminar } Re < 4 \times 10^5 \quad (2.19)$$

$$Nu = 0.036 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}}, \quad \text{para flujo turbulento } Re > 4 \times 10^5 \quad (2.20)$$

donde Nu , Re y Pr corresponden a los grupos o números adimensionales Nusselt, Reynolds y Prandtl, descritos anteriormente. Una vez determinado el número de Nusselt, el coeficiente convectivo puede obtenerse a partir de su definición, es decir,

$$h = \frac{Nu k_{aire}}{\delta} \quad (2.21)$$

donde k_{aire} es la conductividad térmica del aire y δ el espesor de la capa de aire.

2.5.4. Convección en el entrehierro

El coeficiente convectivo más relevante en generadores o máquina eléctricas es el coeficiente en el entrehierro, tanto entre el rotor y el aire como entre el estator y el aire. Esto se debe a que en estas partes del generador es en donde se genera calor, principalmente debido a disipación Joule, y bajo ciertas condiciones el aire puede funcionar como aislante térmico, lo que provocaría un incremento en la temperatura de los sistemas y que estos operen en condiciones óptimas. Al igual que el flujo en los devanados, el flujo en el entrehierro es muy complejo.

Para analizar el flujo de calor en el entrehierro es necesario comprender el tipo de flujo, que depende de la velocidad de rotación, el espesor del entrehierro, entre otros aspectos. El efecto que tiene la rotación en un flujo fue descrita por Taylor para el caso de dos cilindros rotando. En diversos artículos [20, 21, 52, 58, 59] el número de Nusselt se determina de la siguiente manera:

Número de Nusselt, Nu	Número de Taylor, Ta
$Nu = 2$	$Ta < 1700$
$Nu = 0.128 Ta^{0.357}$	$1700 < Ta < 10^4$
$Nu = 0.409 Ta^{0.217}$	$10^4 < Ta < 10^7$

Tabla 2.4: Valores del número de Nusselt para distintos rangos del número de Taylor.

En este caso el número de Taylor representa la relación entre las fuerzas debidas a la rotación (fuerza centrífuga) y las fuerzas viscosas y se expresa como

$$Ta = \frac{\rho^2 \omega^2 r_m \delta^3}{\mu^2} \quad (2.22)$$

o bien

$$Ta = Re^2 \frac{\delta}{r_m} \quad (2.23)$$

donde δ es el espesor del entrehierro, r_m el radio del rotor en el plano medio del entrehierro y ω la velocidad angular.

En [20, 52, 58] se hace el cálculo del número de Nusselt de manera distinta para el máquinas eléctricas que operan en distintas velocidades: máquinas con una velocidad elevada (mayores a 5,000 rpm) [60, 61] y máquinas con una velocidad baja. La razón de dicha distinción radica en el hecho de que el flujo de aire en el entrehierro en máquinas con una velocidad elevada es altamente turbulento (mayor flujo de calor), además de que es más común utilizar convección forzada. En este caso el calor se transfiere del rotor y estator hacia el aire que fluye a través del entrehierro. Como resultado de la rotación y el flujo axial en el entrehierro, se obtiene un flujo helicoidal. Para este tipo de flujo el número de Nusselt se obtiene a partir de las siguientes relaciones

$$Nu = 0.0214 (Re^{0.8} - 100) Pr^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d_h}{L_s} \right)^{0.66} \right] \quad (2.24)$$

Se debe notar que en este caso el número de Nusselt está definido a partir del diámetro hidráulico (d_h), y no en el espesor del entrehierro como se definió anteriormente, es decir,

$$Nu = \frac{h d_h}{k} \quad (2.25)$$

aunque el valor de diámetro hidráulico está definido a partir del espesor del entrehierro

$$d_h = \delta \sqrt{\frac{8}{3}} \quad (2.26)$$

En este caso, el número de Reynolds se escribe como

$$Re = \frac{\rho v_{red} d_h}{\mu} \quad (2.27)$$

donde v_{red} es la velocidad reducida en una dirección helicoidal en el entrehierro, y se obtiene a partir de

$$v_{red} = \sqrt{\left(\frac{\omega R}{2} \right)^2 + v_{axial}^2} \quad (2.28)$$

donde v_{axial} es la velocidad axial del fluido y R es el radio exterior del rotor. Estos resultados han sido validados experimentalmente en [60, 61].

Por otro lado, en aplicaciones a baja velocidad, la efectividad en la transferencia de calor en el entrehierro no es tan efectiva como en el caso anterior, debido principalmente a que el número de Reynolds es considerablemente menor. En este tipo de generadores, el flujo de calor es del rotor al estator mediante el aire en el entrehierro. Por esta razón en este tipo de máquinas es común asumir que el flujo de calor se da principalmente en la dirección radial. En este caso se utiliza un número de Taylor modificado, Ta_m , definido como

$$Ta_m = \frac{Ta}{F_g} \quad (2.29)$$

donde F_g es

$$F_g = \frac{\pi^4 \left[\frac{2r_m - 2.304\delta}{2r_m - \delta} \right]}{1697 \left[0.0056 + 0.0571 \left(\frac{2r_m - 2.304\delta}{2r_m - \delta} \right)^2 \right] \cdot \left[1 - \frac{\delta}{2r_m} \right]} \quad (2.30)$$

El valor del número de Nusselt se puede obtener a partir del valor del número de Taylor modificado utilizando las relaciones presentadas en la tabla 2.4. Al igual que en casos anteriores, el valor del coeficiente convectivo se obtiene a partir de la definición del número de Nusselt.

Un aspecto importante a considerar es que debido al incremento de la temperatura del sistema, los distintos elementos se dilatan y por lo tanto, el espesor del entrehierro disminuye [20]. Esta reducción del espesor se puede determinar a partir de

$$\delta = \delta_0 - \kappa r_g \Delta T \quad (2.31)$$

donde δ_0 es el espesor inicial del entrehierro y κ es el coeficiente de expansión térmica. Aunque las expresiones antes presentadas son las relaciones más comúnmente utilizadas en la literatura, existen otras más [51, 53].

2.6. Modelado Térmico

Una gran variedad de aplicaciones en la generación de energía eléctrica, y en nuestra vida cotidiana, implican la transferencia de calor como un proceso esencial. Puesto que la transferencia de calor juega un papel importante en nuestra vida, debemos ser capaces de aplicarlo o modificarlo según nuestras necesidades. Esto se puede obtener únicamente mediante el entendimiento de la naturaleza del proceso y un estudio metodológico que nos permita predecir el proceso de forma cuantitativa. En este caso la predicción implica que se conocerá la respuesta del sistema en estudio ante cambios en alguna de sus variables (geométricas, dinámicas, físicas, propiedades, entre otras). La importancia de esto radica en que posibilita diseñar sistemas más eficientes, operar equipo de manera segura, controlar e identificar fallas, con los beneficios económicos que esto implica. De una manera general el análisis de procesos que implican transferencia de calor, aunque es similar en otras áreas, se pueden clasificar en dos grandes métodos: investigación experimental y análisis teórico [62].

La investigación experimental se puede considerar como la fuente más confiable de información acerca de algún proceso físico, asumiendo que las mediciones se realizaron adecuadamente. Sin embargo la realización de experimentos a escala real es económicamente muy costosos y en algunos casos imposibles. Una posibilidad es el uso de modelos a escala, de los cuales se podrían extrapolar los resultados. Sin bien, es un método ampliamente usado, no es posible emplearlo en todos los casos principalmente porque algunos fenómenos no se llevan a cabo de la manera idéntica al sistema en escala real. Además, en muchos casos es posible que no puedan llevar a cabo mediciones y éstas tienen cierta incertidumbre.

El análisis teórico se basa en modelos matemáticos que representen el fenómeno de interés. Este modelo generalmente consiste de un sistema de ecuaciones de diferenciales. Si bien se pueden utilizar diversos métodos matemáticos para resolver dicho sistema de ecuaciones, las pocas soluciones que existen se restringen a problemas muy simplificados (geometrías simples, condiciones de frontera poco reales, entre otras) cuya utilidad dista mucho de aplicaciones prácticas. Si bien las soluciones exactas no tienen muchas aplicaciones, éstas son utilizadas para validar modelos numéricos o como base para la formulación de otros métodos, como el método de parámetros concentrados que se explicará más adelante. Además, las soluciones analíticas nos permiten identificar claramente la dependencia de un fenómeno respecto a alguna variable.

Dentro del análisis teórico, se puede encontrar a los métodos numéricos que resuelven las ecuaciones diferenciales de forma discreta, en el que se discretiza el dominio de interés y se forma un sistema de ecuaciones algebraicas, que son mucha más sencillas de resolver. El auge de estos métodos se debe, entre otros aspectos, al incremento en la capacidad de cómputo.

En cualquier estudio es importante conocer las ventajas y limitantes de cada método para seleccionar el más adecuado e interpretar de manera correcta los resultados obtenidos. Las ventajas del análisis teórico sobre la investigación experimental son las siguientes:

- Bajo costo de la simulación, si se compara con el costo que podría representar la realización de un experimento.
- Tiempo menor para obtener resultados. El uso del análisis teórico permite evaluar un gran número de posibilidades o configuraciones y con ello obtener diseños óptimos.
- Completez de la información. Las soluciones obtenidas de un análisis teórico nos brindan información en todo el dominio de interés y para todas las variables del problema. En el caso de experimentos, la información únicamente se obtiene en los puntos o regiones de medición y normalmente no dan información de una variable.
- Habilidad para simular condiciones realistas. Para el caso experimental, es difícil imaginar llevar a cabo experimentos que impliquen un riesgo para el usuario: sustancias inflamables o tóxicas, altas temperaturas, entre otras.

- Posibilidad de estudiar condiciones ideales para realizar investigación básica. Esto es muy complicado de obtener experimentalmente.

Sin embargo, el análisis teórico tiene las siguientes desventajas:

- La validez del modelo matemático limita la aplicación del mismo.
- El resultado dependerá del modelo matemático empleado y del método numérico implementado.

Se puede observar que las desventajas están ligadas a la formulación del problema, por lo que los problemas prácticos se pueden dividir en dos grandes grupos:

- A) Problemas para los cuales se tiene una descripción correcta mediante un modelo matemático. Ejemplos de estos problemas son: conducción de calor, flujos laminares, entre otros.
- B) Problemas para los que no es adecuado el uso de un modelo matemático, o éste no está completamente desarrollado. Entre este tipo de problemas se encuentran flujos turbulentos, en algunos casos flujos de fluidos no-Newtonianos, combustión, flujos multifásicos, reacciones químicas, entre otros.

Las desventajas de los problemas del grupo A incluyen la dificultad de encontrar soluciones con configuraciones muy complejas, en el tratamiento de no linealidades en las propiedades del material, grandes variaciones en las propiedades del fluido, entre otras, que hace difícil obtener una solución. Con los métodos matemáticos y la capacidad computacional actuales no es posible resolver algunos problemas en todas las escalas temporales y espaciales. Tal es el caso de las ecuaciones de Navier-Stokes que rigen el comportamiento de un fluido. Otro punto importante es encontrar una solución única para problemas matemáticos que pueden tener un mayor número de soluciones.

Para los problemas de tipo B, además de las desventajas que presenta el tipo A, presentan una incertidumbre en cuanto a la validez de la solución, es decir, si se ajusta a los observado experimentalmente. En ambos casos, es necesaria la validación de los modelos y/o métodos con resultados experimentales.

Para el análisis térmico mediante métodos numéricos existen diferentes métodos reportados en la literatura, por ejemplo, el método de diferencias finitas (FDM), método de volumen finito (FVM), método de elemento finito (FEM), métodos espectrales, entre otros. Una descripción más detallada de los métodos se puede encontrar en [63].

Como se mencionó anteriormente, existen métodos basados en soluciones analíticas. Uno de ellos es el método de parámetros concentrados. En este método, se hace una analogía entre las variables térmicas y las variables eléctricas (como se muestra en la tabla 2.5), de manera que el análisis térmico de un sistema se puede llevar a cabo utilizando las técnicas empleadas en el análisis de circuitos eléctricos.

Cantidades Eléctricas	Símbolo	Unidades	Cantidades Térmicas	Símbolo	Unidades
Potencial Eléctrico	V	[V]	Temperatura	T	[°K, °C]
Corriente	I	[A]	Calor	Q	[W]
Densidad de corriente	J	[A/m ²]	Flujo de calor	q	[W/m ²]
Conductancia eléctrica	G_{el}	[S]	Conductancia térmica	G_t	[W/°K]
Conductividad eléctrica	σ_{el}	[S/m]	Conductividad térmica	λ	[W/m °K]
Resistencia eléctrica	R_{el}	[Ω]	Resistencia térmica	R_t	[°K/W]
Resistividad eléctrica	ρ	[Ω/m]	Resistividad térmica	ρ_t	[m °K/W]
Capacitancia eléctrica	C_{el}	[F]	Capacitancia térmica	C_{th}	[cal/°K]

Tabla 2.5: Tabla de equivalencias de un circuito eléctrico y térmico.

El método de parámetros concentrados es de gran ayuda debido a la relativa simplicidad de su implementación, si se compara con métodos que impliquen la resolución de las ecuaciones de conservación de energía, ecuaciones de Navier-Stokes y las ecuaciones de Maxwell, según sea el caso.

En una red térmica se asume que todo el calor es concentrado en un solo punto llamado nodo. Los nodos se seleccionan de acuerdo a la geometría del sistema y a la información que se desea obtener. En la red eléctrica, un nodo se constituye de diferentes parámetros, tales como el resistor, capacitor e inductor y una fuente eléctrica. Una red térmica es una analogía a una red eléctrica en donde la resistencia térmica corresponde a la resistencia eléctrica, el flujo de calor corresponde a la corriente eléctrica, y la diferencia de temperatura al voltaje. Otro componente relevante en una red, aunque no se utilizan en este trabajo, es el sistema de almacenamiento de energía o capacitores, que son de relevancia en problemas dependientes del tiempo. En un circuito térmico las resistencias térmicas representan los mecanismos fundamentales de transferencia de calor que existen entre nodos adyacentes [64].

2.7. Ecuaciones de Maxwell

Las leyes experimentales de la electricidad y el magnetismo se resumen en una serie de expresiones conocidas como las ecuaciones de Maxwell. Estas ecuaciones relacionan los vectores de intensidad de campo eléctrico, \vec{E} , y de inducción magnética, \vec{B} , con sus fuentes que son las cargas y las corrientes eléctricas [65].

Las ecuaciones de Maxwell son un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales en el espacio y tiempo aplicadas a cantidades electromagnéticas. Cuando interactúan con el material, las ecuaciones pueden asumir formas no lineales.

En un medio homogéneo, isotrópico y lineal, las ecuaciones macroscópicas de Maxwell son las siguientes:

La ley de Gauss establece que el flujo de campo eléctrico neto a través de cualquier superficie cerrada es igual a la carga neta encerrada por la superficie. En forma diferencial, dicha ley se expresa como:

$$\nabla \cdot \vec{E} = \frac{\rho_e}{\epsilon}, \quad (2.32)$$

donde ρ_e es la densidad de carga eléctrica y ϵ la permitividad eléctrica del medio.

La ley de Gauss para magnetismo expresa la inexistencia de cargas magnéticas aisladas, o como se conocen habitualmente, monopolos magnéticos. Las distribuciones de fuentes magnéticas son siempre neutras en el sentido de que poseen un polo norte y un polo sur, por lo que su flujo a través de cualquier superficie cerrada es nulo, de modo que en forma diferencial tenemos

$$\nabla \cdot \vec{B} = 0 \quad (2.33)$$

La ley de Faraday establece que la fuerza electromotriz inducida en un circuito es directamente proporcional a la rapidez con la que cambia el flujo magnético que lo atraviesa. En otras palabras, establece la posibilidad de producir campos eléctricos a partir de campos magnéticos variables en el tiempo. Para cada punto del espacio la ley de Faraday se puede expresar de la forma

$$\nabla \times \vec{E} = -\frac{\delta \vec{B}}{\delta t} \quad (2.34)$$

La ley de Ampere-Maxwell o ley de Ampere generalizada, establece que los campos magnéticos pueden producirse por medio de corrientes eléctricas o bien debido a la variación temporal de campos eléctricos. La expresión diferencial de dicha ley toma la forma

$$\nabla \times \vec{B} = \mu \vec{j} + \mu \epsilon \frac{\delta \vec{E}}{\delta t}, \quad (2.35)$$

donde μ es la permeabilidad magnética del medio. El segundo término del lado derecho se denomina la corriente de desplazamiento de Maxwell y es indispensable para la descripción de los fenómenos radiativos.

Al aplicar el operador divergencia a la ecuación 2.35 y utilizar la ley de Gauss de la ecuación 2.32, obtenemos la ecuación de la conservación de la carga eléctrica o ecuación de continuidad, es decir,

$$\nabla \cdot \vec{j} + \frac{\delta \rho_e}{\delta t} = 0 \quad (2.36)$$

Las ecuaciones de Maxwell deben complementarse incluyendo una ecuación constitutiva que relacione la densidad de corriente eléctrica en el medio de los campos \vec{E} y \vec{B} . La ecuación constitutiva más común que satisface en una gran cantidad de situaciones físicas, es la ley de Ohm. Dicha ley establece una relación lineal entre la densidad de corriente eléctrica y el campo eléctrico efectivo en el medio en donde \vec{v} es la velocidad con la que se desplaza el fluido, la ley de Ohm toma la forma de

$$\vec{j} = \sigma(\vec{E} + \vec{v} \times \vec{B}) + \rho_e \vec{v} \quad (2.37)$$

El segundo término del lado derecho se conoce como la corriente de convección.

Finalmente, debemos considerar la fuerza electromagnética ejercida sobre el medio debido a la presencia de los campos. En un medio continuo con densidad de carga ρ_c y densidad de corriente eléctrica \vec{j} , la fuerza electromagnética tiene la forma

$$\vec{f} = \rho_c \vec{E} + \vec{j} \times \vec{B} \quad (2.38)$$

2.8. Modelado Electromagnético

Es interesante definir y establecer la notación de las principales cantidades físicas que se utilizan en el análisis de elementos finitos para electromagnetismo. El electromagnetismo puede ser descrito por las ecuaciones de Maxwell (1831 - 1879) y la relación constitutiva.

Los métodos de elementos finitos constituyen hoy en día el procedimiento habitual de análisis y diseño de modelos numéricos apropiados para la solución de fenómenos eléctricos y magnéticos, se basan principalmente en la geometría de las estructuras que se desean estudiar para determinar la distribución de los campos eléctricos y magnéticos. El método de elementos finitos, es una técnica de cálculo utilizada para obtener soluciones aproximadas a problemas de ingeniería. En pocas palabras un problema matemático en el que una o más variables dependientes deben satisfacer una ecuación diferencial en todas partes dentro de un dominio conocido de variables independientes y satisfacer las condiciones específicas en el límite del dominio. El dominio es el campo de interés y comúnmente representa una estructura física. Las variables del dominio son las variables dependientes de interés que se rigen por la ecuación diferencial. Las condiciones del dominio son los valores especificados de las variables de campo (o variables relacionadas tales como derivadas) en los bordes del campo. Dependiendo del tipo de problema físico que se analiza, las variables de campo pueden incluir el desplazamiento físico, temperatura, flujo de calor, y la velocidad de un fluido para nombrar sólo unos pocos [66].

El FEM es un procedimiento numérico para obtener soluciones a problemas de valores frontera. El principio del método es reemplazar todo un dominio continuo por un número de subdominios en los que la función desconocida está representada por funciones de interpolación simples con coeficientes desconocidos. Así, el problema original de valores frontera con un número infinito de grados libres es convertido en un problema con un número finito de grados libres, o en otras palabras, la solución de un sistema entero es aproximada por un número finito de coeficientes desconocidos.

2.8.1. Análisis del elemento finito en problemas electromagnéticos

Para el análisis en 2-D del FEM, comúnmente involucra ecuaciones diferenciales de segundo orden de una sola variable dependiente que está sujeta a una serie de condiciones de frontera. El dominio del problema es una geometría 2-D con una forma arbitraria,

por lo tanto, una representación exacta del dominio en el contexto del método presume discretización del dominio utilizando la forma más apropiada de elementos básicos, llamados elementos finitos.

2.9. Generación de calor en máquinas eléctricas

La comprensión de las pérdidas de energía asociadas a una máquina eléctrica; el comportamiento y la distribución, son de suma importancia cuando se evalúa el desarrollo de la máquina y su distribución térmica [67]. En esta tesis, estas pérdidas de potencia son relacionadas al PMSG. Las pérdidas de potencia operacionales, crean efectos de calefacción que calientan la máquina. Para un diseñador es esencial estar consciente de las pérdidas y los puntos donde se originan con el fin de desarrollar un modelo térmico efectivo de una máquina eléctrica. Las pérdidas tienen implicaciones de gran importancia en el tamaño, en el costo inicial y el tiempo de vida de una máquina eléctrica. Factores como la temperatura de operación, la velocidad de rotación, el voltaje y la frecuencia pueden ser factores importantes para la generación de pérdidas que tienen que ser consideradas cuidadosamente. Las pérdidas operacionales del estator y el rotor, son la principal entrada para el modelo de parámetros concentrados [68]. Los diferentes tipos de pérdidas en una máquina eléctrica se presentan a continuación, las cuales, serán introducidas como una fuente de generación en el estator y rotor para la red térmica. Las principales pérdidas en un generador síncrono son:

- Pérdidas en el cobre
- Pérdidas de hierro
- Pérdidas mecánicas: fricción

2.9.1. Pérdidas en el cobre

Las pérdidas en el cobre, asociadas con los devanados del estator, pueden ser cuantificadas experimentalmente midiendo las corrientes de campo y de armadura que fluyen en los devanados del estator mientras se encuentra bajo una carga [67], con el voltaje y/o con las resistencias asociadas al devanado. P_{cu} se calculan usando la ecuación (2.39) [19].

$$P_{cu} = 3I^2 \cdot R \quad (2.39)$$

donde I es la corriente del devanado [A], V es el voltaje en el devanado [V] y R es la resistencia del devanado [Ω].

2.9.2. Pérdidas en el hierro

Las pérdidas en el hierro en las máquinas síncronas son complicadas de estimar, ya que se cuenta con altas frecuencias y una dependencia de flujo magnético. Las pérdidas en el

hierro se componen de pérdidas de histéresis y pérdidas por corrientes de Foucault. Las pérdidas de histéresis son función de la frecuencia y de la máxima densidad de flujo por polo, dado que el flujo del entrehierro es principalmente sinusoidal. Las pérdidas de hierro P_{hierro} [19] en el generador son presentadas con detalle en el Capítulo 4 con las predicciones del Análisis por Elemento Finito. Una vez que las pérdidas de hierro, son agregadas a los nodos relevantes del rotor y estator en la red térmica. La razón de división de las pérdidas del rotor a las laminaciones del estator que se obtienen del análisis por elemento finito y es explicado en el Capítulo 4 se aplican al PMSG, llevando acabo por el software ANSYS Maxwell.

$$P_{hierro} = P_h + P_c \quad (2.40)$$

2.9.3. Pérdidas mecánicas

Las pérdidas mecánicas dependen de la velocidad del generador y se refieren a la fricción de los baleros y el efecto del viento [69]. Es aceptable asumir que ambas pérdidas se mantienen en un nivel constante para una velocidad de rotación de la máquina, independientemente de la carga. Las pérdidas por el efecto del viento están localizadas en las cuchillas del rotor y el ventilador, siendo este último más significativo en términos de generación de calor, pero ambos resultan complicados de eliminar sin afectar excesivamente el proceso de fabricación de la máquina. Detalles del cálculo de las pérdidas mecánicas están fuera del alcance de esta tesis.

2.10. Diseño del Generador Síncrono de Imanes Permanentes

En esta sección, se muestra los parámetros principales del PMSG para el modelo propuesto. Se describen las dimensiones del generador, los materiales que se utilizan y las propiedades de los materiales. El diseño del generador se basó en el trabajo de [70]. Los parámetros que se muestran a continuación presentan el voltaje de fase nominal, potencia nominal de salida del generador, la geometría, en donde se incluye, el número de polos, número de ranuras del estator, diámetro del rotor y estator, etc. Las variables geométricas se resumen en una tabla en donde se muestran las dimensiones del generador.

En la tabla 2.6, tenemos como parámetros principales del generador una potencia nominal de salida de 30 kW, con un voltaje de fase nominal de 127 V, el tipo de carga para el PMSG es un bus infinito, esto se refiere a una idealización de un sistema de potencia, el cual es tan grande que en él no varían ni el voltaje ni la frecuencia. Puede pensarse en el bus infinito como una supermáquina equivalente de dimensiones robustas, en el cual cualquier variación en el sistema no se verá afectado en el generador. El PMSG cuenta con una velocidad nominal de 1200 rpm, una longitud de 450 mm, un diámetro

externo del rotor de 582 mm y 6 pares de polos. Como parámetros de diseño se cuenta con un total de 72 ranuras en el estator y un ancho del entrehierro de 9 mm [70].

Parámetro	Valor
Potencia Nominal	30 kW
Voltaje Nominal	127 V
Velocidad nominal	1200 rpm

Tabla 2.6: Potencia del generador.

Debido a la complejidad de una máquina eléctrica para el análisis térmico y electromagnético, se hacen algunas suposiciones y simplificaciones que permiten la reducción del costo de cómputo. La simetría de una máquina se toma en cuenta, para este estudio en específico solo $\frac{1}{12}$ (1 polo) de la máquina es necesario para modelarse. En la figura 2.2 y la figura 2.3 se muestra el PMSG en 2 y 3 dimensiones, así como los parámetros de la geometría correspondiente al generador (tabla 2.7) y en la tabla 2.8 se muestran de forma detallada las dimensiones del diente del estator 2.4 [70].

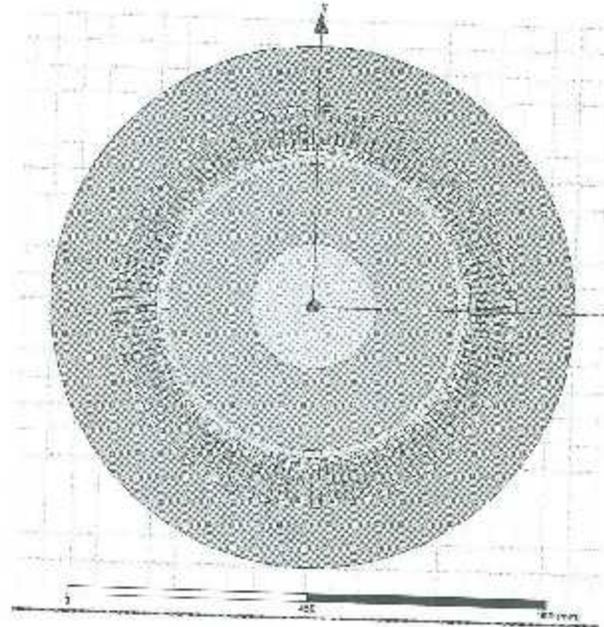


Figura 2.2: PMSG en 2 dimensiones.

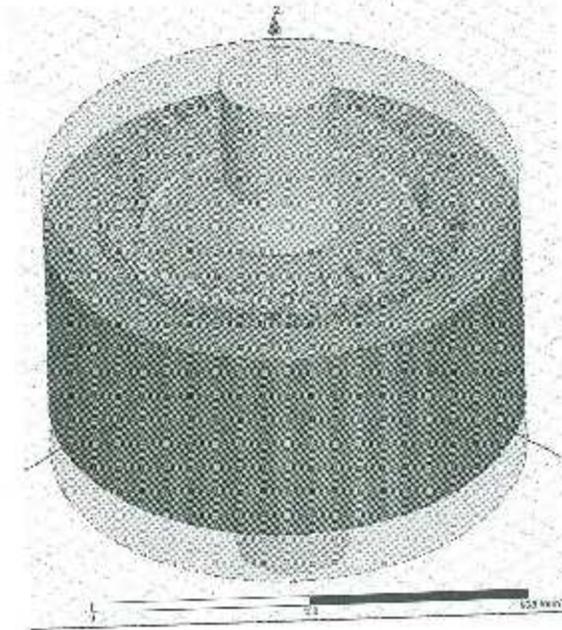


Figura 2.3: PMSC en 3 dimensiones.

Parámetro	Valor
Diámetro exterior del rotor	582 mm
Diámetro exterior del estator	1000 mm
Espesor del entrehierro	9 mm
Longitud del generador	450 mm
Número de ranuras del estator	72
Número de polos	12
Número de conductores por ranura	10
Factor de apilamiento de laminación	0.95
Número de fasces	3
Diámetro del eje	240 mm
Espesor de la carcasa	50 mm

Tabla 2.7: Parámetros principales del diseño del generador.

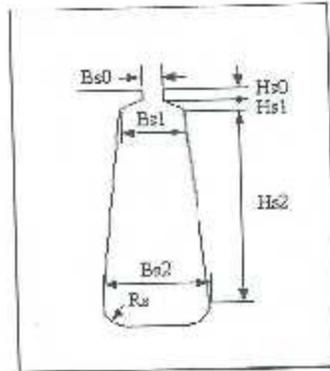


Figura 2.4: Detalle del diente del estator.

Parámetro	Valor
Ancho del diente del estator	15 mm
Hs0	2 mm
Hs1	2 mm
Hs2	81 mm
Bs0	6 mm
Rs	1 mm

Tabla 2.8: Dimensiones del diente del estator.

Para el análisis térmico de una máquina eléctrica es indispensable conocer el comportamiento y la distribución de las pérdidas originadas debido al efecto Joule y las pérdidas en el hierro en las laminaciones del rotor y estator (por mencionar las más importantes). Para un diseñador es esencial estar consciente en donde se originan las pérdidas, con el fin de desarrollar un modelo térmico efectivo de una máquina eléctrica.

En la figura 2.5 se muestran las condiciones frontera que se utilizaron para describir el problema electromagnético. La condición de simetría está dada para el campo magnético y eléctrico, donde los ejes S y M indican la condición anti-periódica y simétrica en la dirección radial y acimutal del vector, respectivamente.

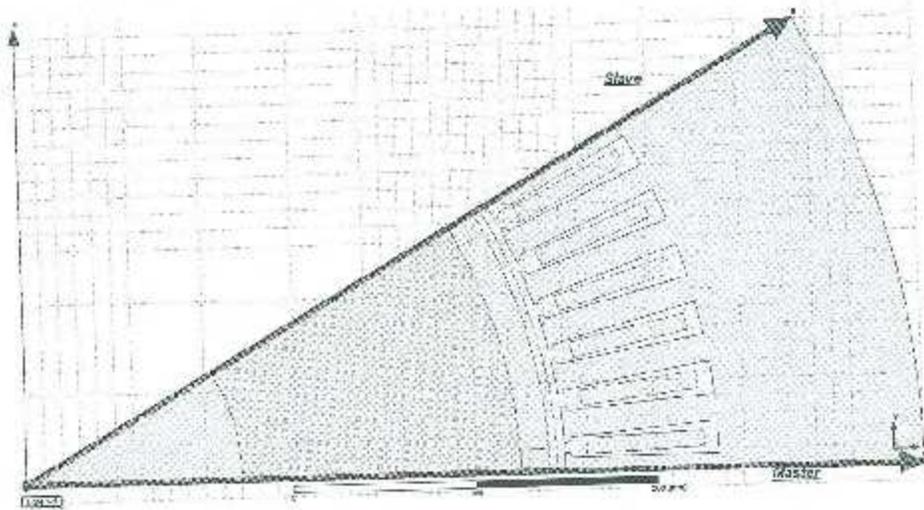


Figura 2.5: Esquema para las condiciones de frontera.

$$BS_r = BM_r \quad (2.41)$$

$$BS_\theta = -BM_\theta \quad (2.42)$$

donde r es la dirección radial y θ es la dirección azimutal.

En la figura 2.7 se muestra un mapeo de las pérdidas producidas en el estator y en el rotor (pérdidas en el hierro), así como el total de pérdidas debido al efecto Joule (Figura 2.6). Es importante mencionar que para el análisis numérico, el cálculo de las pérdidas en el PMSG fueron obtenidas por el software ANSYS Maxwell. Sin embargo, las pérdidas en el hierro son importadas automáticamente al ANSYS Fluent, y las pérdidas originadas por el efecto Joule son de cierta forma incluidas en el Fluent de forma manual (aunque son obtenidas directamente del ANSYS Maxwell) [71].

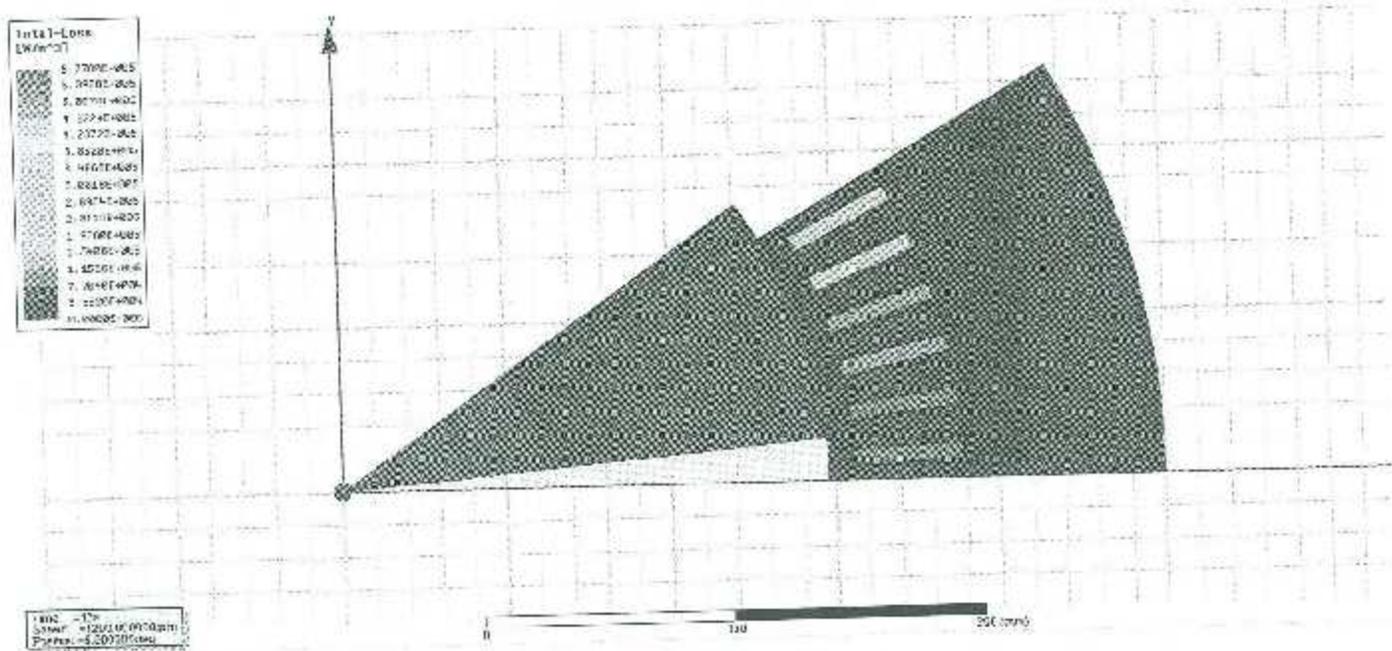


Figura 2.6: Pérdidas totales en el PMSG.

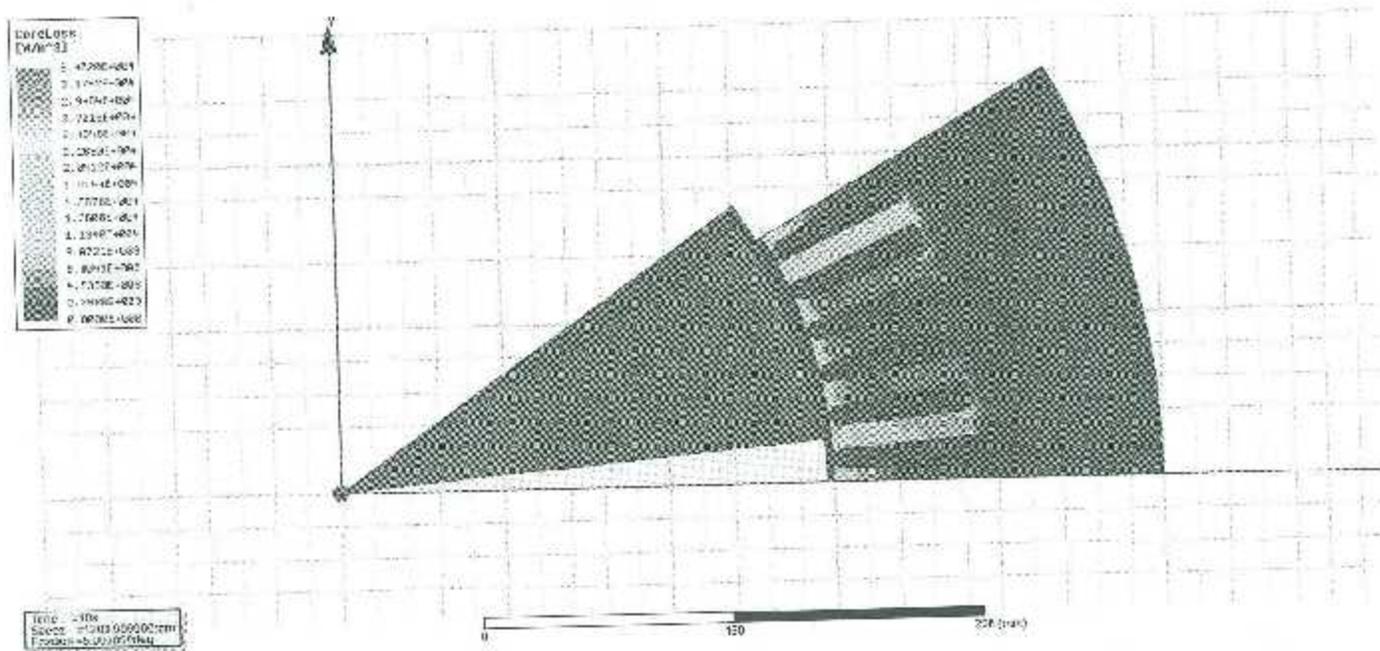


Figura 2.7: Pérdidas en el núcleo del estator y rotor.

Modelación mediante circuitos térmicos

El modelado térmico es un tema de investigación interesante tanto para fines de diseño, detección de fallas y/o para la estimación de los parámetros óptimos del funcionamiento del generador. El objetivo en muchas aplicaciones no es obtener una imagen completa del estado térmico del sistema, sino determinar las temperaturas representativas en los elementos de la máquina. Aunque existen diferentes metodologías en el análisis de problemas de transferencia de calor, es recomendable utilizar, en la medida de lo posible y de acuerdo a las necesidades, un enfoque simplificado de un problema complejo. En caso de que este enfoque no sea suficiente, se opta por el uso de métodos analíticos complejos o de métodos numéricos. Sin embargo, aparentemente existe una tendencia a analizar un problema dado en el sentido opuesto, principalmente motivado por el desarrollo de computadoras cada vez más potentes y la existencia de software altamente especializado. El problema radica en que tratar con problemas complejos desde el inicio puede costar mucho tiempo, esfuerzo y dinero, además de que se pueden "esconder" o malinterpretar aspectos clave del proceso.

En este capítulo se presenta el análisis térmico unidimensional (en dirección radial) y en estado permanente de un generador síncrono de imanes permanentes de 30 kW, basado en el método de parámetros concentrados. Para esto, primeramente se establecen las bases de este modelo y posteriormente se implementan en el sistema. Para el cálculo del coeficiente convectivo en distintas partes del generador, se presenta una revisión de las distintas expresiones reportadas en la literatura. Finalmente, con base en este análisis, se presenta la distribución radial de la temperatura.

3.1. Desarrollo general del modelo de redes térmicas

En cualquier método numérico es necesario discretizar el dominio, es decir dividir el dominio en regiones más pequeñas (nodos). Para el caso del modelado mediante redes térmicas, el dominio es dividido en nodos que están conectados a nodos vecinos mediante resistencias térmicas. Dichas resistencias térmicas están asociadas a los fenómenos de transporte de energía: conducción, convección y radiación. En el caso en que haya

generación o pérdida de energía, es necesario incluirla explícitamente en los nodos correspondientes. El número de nodos y la ubicación de los mismos se determina de acuerdo a los requerimientos de análisis del problema.

Aunque las propiedades termofísicas de los materiales dependen de la temperatura, en este trabajo se consideran constantes, ya que para fines prácticos esto no implica errores significativos.

De una manera muy general, un elemento delimitado por dos nodos puede estar sujeto a una fuente de calor y a su vez puede almacenar cierta parte de esta energía. El circuito térmico que representa este problema se observa en la figura 3.1. En este caso R_{th} corresponde a la resistencia térmica, que como se mencionó previamente está asociada al fenómeno de transporte, P_f representa una fuente externa que cede o remueve calor, y C_{th} representa la capacitancia térmica, que está asociada con la capacidad del elemento de almacenar energía térmica.

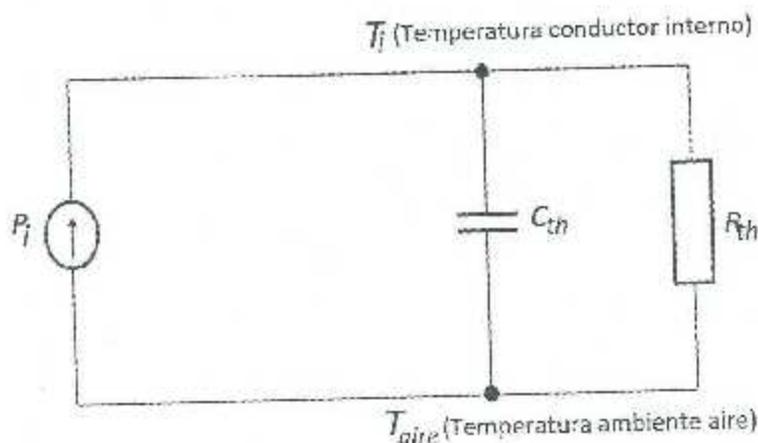


Figura 3.1: Circuito equivalente general de una red térmica con una fuente de calor.

Existen múltiples fuentes de calor dentro del FMSG [55, 72-74], como las pérdidas en el hierro, pérdidas en los conductores, pérdidas de corrientes de Eddy, pérdidas en el flujo en los dientes del estator, la resistencia del aire, fricción en los baleros, entre otras. De una manera muy general, se puede afirmar que la máxima temperatura es proporcional a las pérdidas en el generador (mayores pérdidas, mayores temperaturas) y que la disipación es proporcional al área (mayor área, mayor disipación, menor temperatura). La capacitancia térmica es una propiedad que tiene relevancia únicamente en problemas transitorios, de manera que el circuito equivalente para la condición en estado estacionario se simplifica. Esto se puede observar en la figura 3.2.

La red térmica para un sistema dado, se puede representar como un conjunto de nodos obtenidos a partir de los conceptos básicos explicados en esta sección, y que se desarrollarán más a detalle en este capítulo. De esta manera, un elemento que únicamente conduzca calor (por convección, conducción o radiación) estará representado por una resistencia. Si el problema es transitorio el elemento corresponde a una resistencia y una

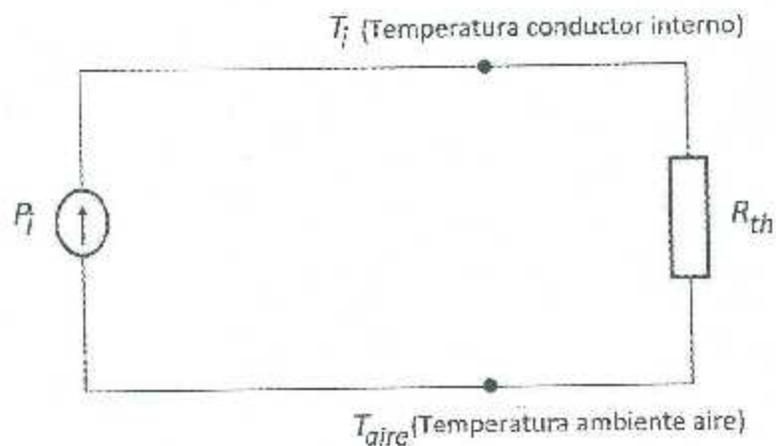


Figura 3.2: Circuito equivalente para un problema en estado estacionario.

capacitancia. En el caso más general en el que además se tenga generación, se tendrán los tres elementos: resistencia, capacitancia y fuente.

3.1.1. Ecuación general para una red térmica

La ecuación general para una red térmica resulta de un balance de energía. el cambio temporal de la energía térmica de un sistema dependerá de las propiedades físicas de los elementos que componen el sistema, los procesos físicos que tienen lugar y la existencia de fuentes o sumideros de energía. La ecuación general en estado transitorio para una red térmica con n nodos se expresa como:

$$\sum_j (\theta_i - \theta_j) \frac{1}{R_{ij}} + Q_i = C_i \cdot \frac{d\theta_i}{dt} \quad (3.1)$$

donde C_i corresponde a la capacitancia térmica en el nodo i , θ_i la temperatura, R_{ij} representa la resistencia térmica entre los nodos i, j y depende del fenómeno de transporte entre los nodos, y Q_i representa la generación de calor en el nodo i .

De forma matricial la ecuación (3.1) puede escribirse como

$$\frac{d\theta_i}{dt} = [C_i]^{-1}[Q_i] + [C_i]^{-1}[G_i][\theta_i] \quad (3.2)$$

en donde $[C_i]$ matriz de capacitancias térmicas, $[Q_i]$ matriz de generación de calor interna debido a pérdidas, $[G_i]$ matriz de conductancias térmicas y $[\theta_i]$ matriz de temperaturas.

En condiciones de estado estacionario, como se mencionó anteriormente, la capacitancia térmica puede ser considerada como un capacitor cargado [75] por lo que el término

$\frac{d\theta_i}{dt} = 0$. Entonces, para el caso de estado estacionario la ecuación (3.1) se escribe como

$$\sum_j (\theta_j - \theta_i) \frac{1}{R_{ij}} + Q_i = 0 \quad (3.3)$$

y en forma matricial la ecuación (3.3) se expresa de la siguiente manera:

$$[Q_i] + [G_i] \theta_i = 0 \quad (3.4)$$

En estado estacionario la máxima temperatura en el sistema puede ser fácilmente determinada resolviendo la ecuación (3.4), que es el caso que corresponde a esta tesis. A continuación se definirán las expresiones para las resistencias térmicas, que determinan la resistencia que un elemento opone al flujo de calor.

3.1.1.1. Resistencia térmica en sólidos

El fenómeno de transporte de energía en sólidos es la conducción y la ley que lo describe es la Ley de Fourier, que para una pared plana con un gradiente de temperatura (ΔT) definido se expresa como

$$q = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (3.5)$$

donde Δx corresponde a la separación entre los puntos en donde se definieron las temperaturas.

Esta expresión se puede reescribir de la siguiente manera

$$q = \frac{kA}{\Delta x} \Delta T \quad (3.6)$$

o bien

$$q = G \cdot \Delta T = \frac{\Delta T}{R} \quad (3.7)$$

donde G es la conductancia térmica y R la resistencia térmica, definida como el inverso de la conductancia térmica. La expresión para la resistencia térmica por conducción se define como

$$R = \frac{\Delta x}{kA} \quad (3.8)$$

3.1.1.2. Resistencia térmica en fluidos

Cuando el problema involucra un fluido en movimiento, es necesario considerar la transferencia de calor por convección. A diferencia de la transferencia de calor por conducción, la convección es un problema muy complejo ya que la energía cedida o removida del medio depende de varios aspectos, los más importantes: el tipo de flujo, la velocidad del fluido, el tipo de fluido, la rugosidad de la pared, la geometría, la temperatura, entre otros aspectos. La variable que describe la cantidad de energía transferida mediante

este proceso es el coeficiente de transferencia de calor por convección o simplemente coeficiente convectivo denotado con la letra h y está dado en $W/m^2 \cdot ^\circ C$. La ley que rige este proceso es la ley de enfriamiento enunciada por Newton, es decir,

$$q = hA\Delta T \quad (3.9)$$

De manera análoga al problema de conducción, esta ecuación se puede reescribir para obtener la expresión de la resistencia, que se escribe como

$$R = \frac{1}{hA} \quad (3.10)$$

Encontrar h puede ser una labor complicada, ya que éste depende de muchos factores.

Una opción es el uso de Dinámica de Fluidos Computacional (que se tratará en el siguiente capítulo) que nos permite simular el flujo. Aunque esta metodología es muy eficiente, es necesario validarla con resultados experimentales.

3.1.1.3. Resistencia de contacto

Otro aspecto importante a tomar en cuenta en sistemas compuestos es que la caída de temperatura a lo largo del contacto entre los materiales puede ser grande [1]. Este cambio de temperatura se atribuye a lo que se conoce como resistencia térmica de contacto $R_{t,c}$. Para una unidad de área de la interfaz, la resistencia de contacto se define como:

$$R_{t,c} = \frac{T_A - T_B}{q_c''} \quad (3.11)$$

Este efecto se muestra en la figura 3.3. Se puede observar que en la interfaz entre dos sólidos, el contacto únicamente se lleva a cabo en un número definido de puntos o secciones y el espacio restante es ocupado por aire, que es aislante térmico. Esto no solo reduce la cantidad de energía que se transmite en dirección normal a la superficie, sino que genera gradientes de temperatura en dicha interfaz. La transferencia de calor se debe, por tanto, a la conducción a través del área de contacto real y a la conducción y/o radiación por los huecos.

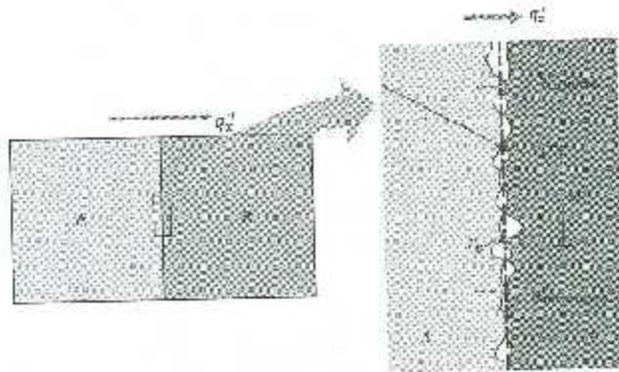


Figura 3.3: Descenso de la temperatura debido a la resistencia de contacto (Imagen modificada de [1]).

La resistencia de contacto se considera como dos resistencias paralelas: la que se debe a los puntos de contacto y la de los huecos. El área de contacto es normalmente pequeña y, en especial para superficies rugosas, la contribución principal a la resistencia la realizan los huecos. De manera que sin un buen contacto térmico, el uso de costosos materiales conductores térmicos es un desperdicio. El valor de esta resistencia depende de distintos parámetros como la conductividad de los materiales, rugosidad de la pared, temperatura, presión de contacto, entre otros, por lo que su determinación puede resultar complicada. El valor de la resistencia está reportado en diversas fuentes [1, 36] con longitudes típicas de interfaces en las brechas para varios materiales comunes utilizados en máquinas eléctricas.

En el caso de sólidos cuyas conductividades térmicas excedan a la del fluido confinado, la resistencia de contacto se puede reducir (lo que implica un incremento en el flujo de calor) aumentando el área de los puntos de contacto. Este aumento se genera mediante el incremento de la presión en la unión y/o reduciendo la rugosidad de las superficies acopladas. La resistencia de contacto también se puede reducir mediante la selección de un fluido con una conductividad térmica elevada, como ocurre en el caso de los procesadores que requieren una pasta térmica para mejorar la transferencia de calor. Aunque existen teorías para predecir $R_{t,c}$ los resultados más confiables son los que se han obtenido de manera experimental.

El efecto de la presión de contacto en interfaces metálicas del mismo material se muestran en la tabla 3.1. En esta tabla se presenta un rango aproximado de resistencias térmicas en condiciones de vacío. El efecto del fluido confinado sobre la resistencia térmica de una interfaz de aluminio se muestra en la tabla 3.2.

Contrariamente a los resultados de las tablas 3.1-3.2, muchas aplicaciones implican contacto entre diferentes sólidos y/o una amplia gama de fluidos confinados (de relleno). Cualquier sustancia intersticial que llene el hueco entre superficies en contacto, y cuya conductividad térmica sea mayor a la del aire, mejorará la transferencia de calor al reducir el valor de la resistencia. Además de las uniones previamente mencionadas, es

Presión de Contacto	100 kN/m ²	10,000 kN/m ²
Acero inoxidable	6-25	0.7-4.0
Cobre	1-10	0.1-0.5
Magnesio	1.5-3.5	0.2-0.4
Aluminio	1.5-5.0	0.2-0.4

Tabla 3.1: Resistencia térmica de contacto, $R''_{t,c}$, expresada en $[\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}] \times 10^4$ para interfaces metálicas en vacío bajo diferentes condiciones de presión[1].

Aire	2.75
Helio	1.05
Hidrógeno	0.720
Aceite de Silicón	0.525
Glicerina	0.265

Tabla 3.2: Resistencia térmica de contacto, $R''_{t,c}$, expresada en $[\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}] \times 10^4$ para una interfaz de aluminio (rugosidad de 10 μm y una presión de 100 kPa para diferentes fluidos confinados [1].)

posible que dos o más sólidos se unan de manera permanente mediante algún pegamento, resina epóxica, soldadura, etc. lo cual amplía las posibilidades. En este trabajo no se considera la resistencia de contacto, aunque su implementación en el modelo no implica un esfuerzo significativo, otro que encontrar el valor para la resistencia de contacto en las diferentes interfaces. Esto requeriría datos reales de fabricación, con los que no se cuenta hasta el momento, además de que este tema está fuera del alcance de la tesis.

3.2. Circuito térmico equivalente

La obtención de la distribución de la temperatura de forma analítica se puede obtener en para algunos casos, en donde la ecuación general de conducción de calor se reduce a una ecuación tipo Laplace (únicamente conducción y el coeficiente conductivo constante) o de tipo Poisson (conducción con generación de calor y conductividad constante). La solución a estas ecuaciones se obtiene de una manera relativamente simple para geometrías sencillas. En problemas reales, como el que se trata en este trabajo, la

solución analítica prácticamente imposible. Sin embargo, la resolución del problema utilizando el método de parámetros concentrados hace uso de las soluciones analíticas a sistemas simples, ya que en la discretización genera elementos muy pequeños que pueden tratarse de forma más simple.

Las expresiones para las resistencias se presentaron en las secciones 3.1.1.1–3.1.1.3. El parámetro que falta definir es la generación de calor total Q_T , definido como

$$Q_T = QAL \quad (3.12)$$

donde Q es el calor generado por unidad de volumen en W/m^3 .

Si bien ya se cuenta con las expresiones para la resistencia, esta expresión corresponde al caso de paredes planas (coordenadas cartesianas), por lo que es necesario derivar la expresión para coordenadas cilíndricas. Para obtener esto, es necesario partir de la ecuación general de transferencia de calor, aplicar las suposiciones y condiciones de frontera, y resolver. Esto se muestra a continuación.

De una manera muy general, para un flujo de calor unidireccional existen tres casos distintos:

- Flujo de calor unidireccional sólo entrada de calor externo.
- Flujo de calor unidireccional con generación de calor interna.
- Flujo de calor unidireccional con entrada de calor externo y generación de calor interna.

En esta subsección se muestra el análisis teórico del problema de transferencia de calor en una dimensión. A partir de este análisis es posible deducir la ecuación para la resistencia, pero además nos proporciona otra información más relevante respecto al fenómeno. El desarrollo del caso 1 es mostrado en esta sección. El análisis de más casos se puede encontrar en el Apéndice A.

3.2.1. Flujo de calor unidireccional con la entrada del calor externa

Este caso corresponde a un elemento sin generación externa por el cual fluye calor, es decir, únicamente existe conducción de calor. Esto se puede observar gráficamente en la figura 3.4. En este caso, al elemento se le ha agregado un nodo extra en el punto medio. Como se verá más adelante en esta sección, la temperatura en este punto corresponde al promedio entre las temperaturas en el nodo 1 y 2. De la definición de la resistencia, se puede demostrar fácilmente que las dos resistencias equivalen a la mitad de la resistencia inicial, ya que la separación entre los nodos está afectada por el mismo factor.

La ecuación de conducción en estado estacionario, en una dirección, sin generación de calor y con la conductividad térmica constante se reduce a la ecuación de Laplace:

$$k \frac{d^2\theta}{dx^2} = 0 \quad (3.13)$$

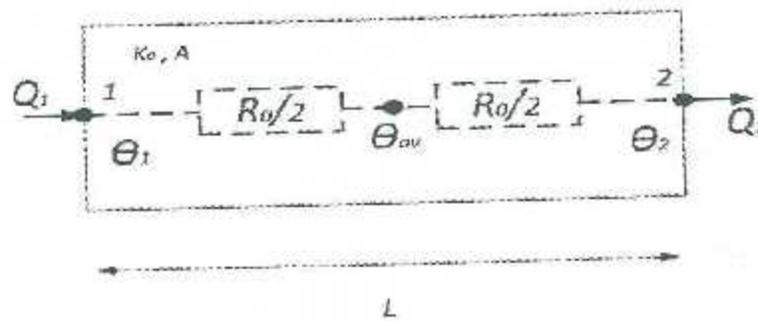


Figura 3.4: Circuito equivalente para un elemento (sin generación de calor interna).

Integrado esta ecuación, se obtiene la solución general

$$\theta(x) = C_1 x + C_2 \quad (3.14)$$

donde las constantes C_1 y C_2 se encuentran al aplicar las condiciones de frontera. En este caso las condiciones de frontera corresponde a un flujo de calor constante en el punto 1 y una temperatura dada en el punto 2, que se expresan matemáticamente de la siguiente forma

$$Q|_{x=0} = -kA \left(\frac{d\theta}{dx} \right) \Big|_{x=0} = Q_1 \quad (3.15)$$

$$\theta|_{x=L} = \theta_2 \quad (3.16)$$

Aplicando las condiciones de frontera en la solución general, se encuentra la solución particular:

$$\theta(x) = \theta_2 + \frac{Q_1}{kA}(L - x) \quad (3.17)$$

Si recordamos la definición de la resistencia, ecuación (3.8), la temperatura se puede reescribir como

$$\theta(x) = \theta_2 + Q_1 R_C \left(1 - \frac{x}{L} \right) \quad (3.18)$$

La temperatura media en un elemento es un parámetro importante en un circuito equivalente y está definida por:

$$\theta_{av} = \frac{1}{L} \int_{x=0}^L \theta(x) dx \quad (3.19)$$

$$\theta_{av} = \theta_2 + \frac{Q_1 L}{2kA} \quad (3.20)$$

o bien

$$\theta_{av} = \theta_2 + Q_1 \frac{R_0}{2} \quad (3.21)$$

Para determinar la máxima temperatura dentro del elemento, θ_m , se encuentran las raíces de la derivada de la temperatura. Para este caso, la temperatura máxima resulta

$$\theta_m = \theta_2 + Q_1 R_0 \quad (3.22)$$

En algunas aplicaciones, por ejemplo si se van a utilizar sensores de temperatura, es conveniente saber en qué posición se obtendrá una temperatura representativa del problema. Un parámetro adecuado sería la temperatura media, que se obtiene al igualar las ecuaciones (3.18) y (3.21), y despeja la posición, es decir

$$\theta_2 + Q_1 R_0 \left(1 - \frac{x}{L}\right) = \theta_2 + Q_1 R_0 \quad (3.23)$$

por lo tanto

$$x_{av} = \frac{L}{2} \quad (3.24)$$

Un análisis similar se puede realizar a los otros casos: Flujo de calor unidireccional con generación de calor interna y flujo de calor unidireccional con entrada de calor externo y generación de calor interna. De manera análoga se puede realizar el análisis en los tres casos en coordenadas cilíndricas. Para el caso del análisis en dos dimensiones, $r - \theta$, se utilizan los resultados obtenidos para coordenadas cartesianas y cilíndricas unidimensionales, aunque este análisis está fuera del alcance del presente trabajo. El análisis de algunos casos se muestra en el Apéndice A.

3.2.2. Flujo de calor en placas compuestas

La mayoría de los problemas que enfrentamos en diferentes aspectos de nuestras vidas, están relacionados con paredes compuestas, es decir, paredes formadas por distintos materiales. Este problema se puede analizar con el método de parámetros concentrados. Este problema se ilustra en la figura 3.5, y corresponde al estado estacionario. El problema es similar al de una pared de nuestras casas en la que el muro estará sometido a dos ambientes convectivos con aire a temperaturas distintas: $T_{\infty,1}$ y $T_{\infty,2}$, siendo la primera mayor. En este problema el objetivo es la determinación de las temperaturas T_2 , T_3 y T_4 en los nodos 1, 2 y 3 respectivamente.

Para el caso del flujo de calor en paredes compuestas, en los circuitos térmicos equivalentes se pueden ver implicados cualquier número de resistencias térmicas en serie y en

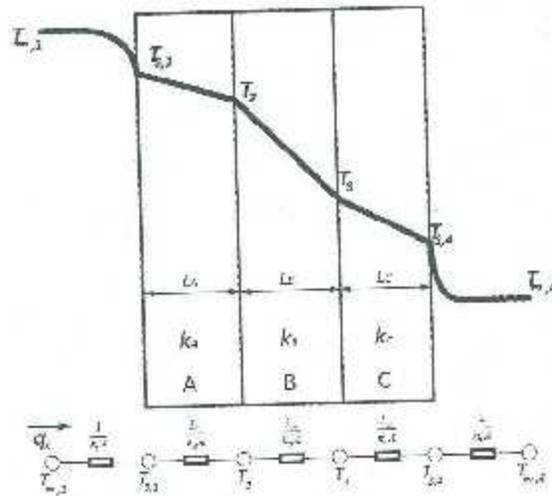


Figura 3.5: Circuito equivalente térmico para una pared compuesta.

paralelo debido a las capas de diferentes materiales, en este caso únicamente resistencias en serie. La velocidad de transferencia de calor en una pared compuesta para este sistema se puede expresar como:

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\sum R_t} \quad (3.25)$$

donde $T_{\infty,1} - T_{\infty,4}$ es la diferencia de temperatura, y la suma incluye todas las resistencias térmicas, es decir,

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{L_A}{k_A} + \frac{L_B}{k_B A} + \frac{L_C}{k_C A} + \frac{1}{h_4 A}} \quad (3.26)$$

Para la solución mediante el método de parámetros concentrados, el establecimiento de las ecuaciones está dictada por la conservación energía en cada nodo, es decir, el flujo neto de calor en cualquier nodo debe ser igual a cero. Para el caso transitorio, la ecuación (3.1) de forma expandida se representa de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} G_1(\theta_1 - \theta_a) + G_{12}(\theta_1 - \theta_2) + G_{13}(\theta_1 - \theta_3) + \dots - G_{1n}(\theta_1 - \theta_n) + C_1 \frac{d\theta_1}{dt} &= Q_1 \\ G_2(\theta_2 - \theta_a) + G_{21}(\theta_2 - \theta_1) + G_{23}(\theta_2 - \theta_3) + \dots + G_{2n}(\theta_2 - \theta_n) + C_2 \frac{d\theta_2}{dt} &= Q_2 \\ &\vdots \\ &\vdots \\ &\vdots \end{aligned}$$

$$G_n(\theta_n - \theta_a) + G_{n1}(\theta_n - \theta_1) + G_{n2}(\theta_n - \theta_2) + \dots + G_{n,n-1}(\theta_n - \theta_{n-1}) + C_n \frac{d\theta_n}{dt} = Q_n$$

Y para el estado estacionario la ecuación (3.3) se expresa de la siguiente manera

$$\begin{aligned}
G_1(\theta_1 - \theta_a) + G_{12}(\theta_1 - \theta_2) + G_{13}(\theta_1 - \theta_3) + \dots + G_{1n}(\theta_1 - \theta_n) &= Q_1 \\
G_2(\theta_2 - \theta_a) + G_{21}(\theta_2 - \theta_1) + G_{23}(\theta_2 - \theta_3) + \dots + G_{2n}(\theta_2 - \theta_n) &= Q_2 \\
&\vdots & & \vdots \\
&\vdots & & \vdots \\
G_n(\theta_n - \theta_a) + G_{n1}(\theta_n - \theta_1) + G_{n2}(\theta_n - \theta_2) + \dots + G_{n,n-1}(\theta_n - \theta_{n-1}) &= Q_n
\end{aligned}$$

El modelo desarrollado fue validado en para una pared compuesta sujeta a distintas condiciones de operación, de manera que se asegura la correcta resolución del problema. Algunos de los casos analizados se pueden encontrar en el el Apéndice B.

3.3. Análisis mediante LPM del PMSG

El modelo de parámetros concentrados se emplea para resolver el sistema de generador síncrono de imanes permanentes enfriado por aire (convección natural). A continuación se describe el sistema analizado y la red térmica implementada. El coeficiente de transferencia de calor por convección se estima con base en las expresiones presentadas en la sección 3.3.3. Finalmente se presenta la distribución de la temperatura del generador en dirección radial.

3.3.1. Descripción del generador

El análisis del PMSG mediante el método de parámetros concentrados se realiza a una sección que abarque un polo completamente, es decir, se considera únicamente un doceavo. Las dimensiones y configuración del generador se puede apreciar en la figuras 3.6 y 3.7.

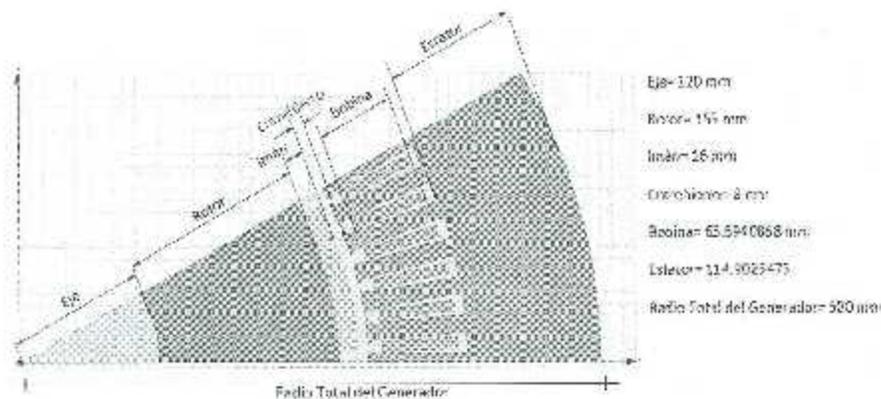


Figura 3.6: Diagrama del generador en donde se indican sus dimensiones en dirección radial.

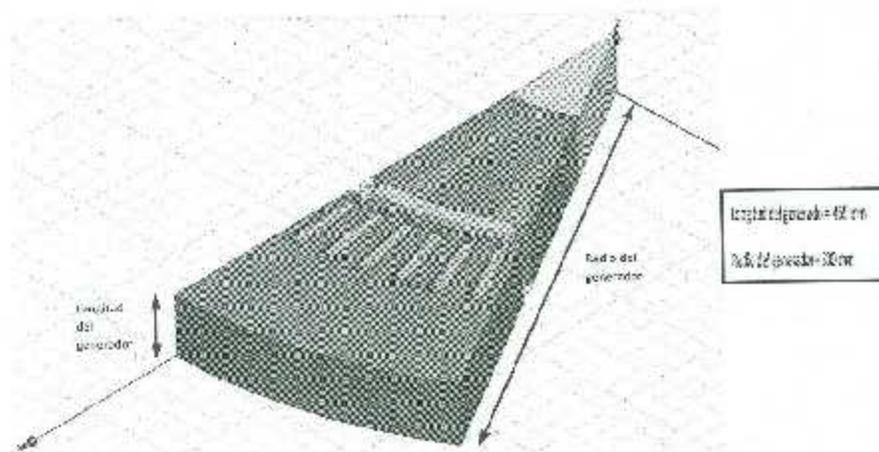


Figura 3.7: Diagrama del generador en donde se indican sus dimensiones en dirección axial.

Los materiales que se utilizan en el diseño del generador se muestran en la tabla 3.3, en donde se presentan sus principales propiedades termofísicas. En esta tabla se indica además el componente del generador en que son empleados los materiales.

Material	ρ [kg/m ³]	c_p J/kg ^o C]	k [W/m ^o C]	Componente
Aluminio fundido	2650	960	120	Carcasa
Acero 10110	7672	14	41	Estator/Rotor
Cobre	8978	381	387.6	Devanados
Tape de milar	1390	1	0.14	Aislantes
NdFeb	7.5	0.12	7.7	Imanes

Tabla 3.3: Tabla con algunas propiedades termofísicas de materiales empleado en el diseño del PMSG.

3.3.2. Red térmica para el PMSG

Un aspecto relevante para la correcta solución (entiéndase que se capturen correctamente los fenómenos de interés) de un problema de transferencia de calor mediante el método de parámetros concentrados, es la selección de los nodos. Los nodos deben tener una distribución que satisfaga los requerimientos del análisis. En este caso el interés principal es determinar la temperatura en los distintos elementos que conforman el generador. Por esta razón, se determinó utilizar el menor número de nodos posible. La distribución de los nodos utilizada en esta tesis se presenta en el figura 3.8, en donde se

superponen con el diseño del generador para facilitar la interpretación. Como se puede observar, se utilizó un número de nodos mayor en los elementos con generación y se colocaron nodos en las regiones de nuestro interés: los dientes del estator, devanados, imán, entrehierro, etc.

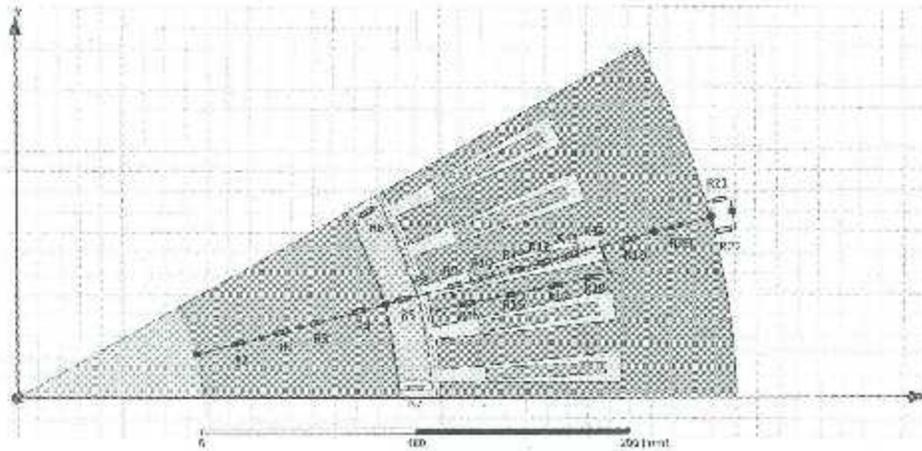


Figura 3.8: Esquema de la red térmica utilizada para el análisis del generador.

En la figura 3.8 se puede observar que la distribución de nodos es únicamente en dirección radial. En esta distribución se tienen tres regiones con resistencias en paralelo: 1) la región del imán y el espacio de aire que existe entre ellos, 2) la región del diente y el devanado, y 3) la interacción de la carcasa con el exterior (convección y radiación). En la tabla 3.4 se presenta un resumen de las resistencias consideradas en este trabajo y a qué fenómeno están asociadas.

Resistencia	Correspondencia en la red térmica
$R1 - R4$	Conducción en el rotor entre el eje y el imán
$R5$	Conducción en el imán entre el rotor y el entrehierro
$R6 - R7$	Convección en el entrehierro entre el rotor y el entrehierro
$R8$	Convección en el entrehierro entre el imán y el aislante
$R9$	Conducción en el aislante entre el entrehierro y el devanado
$R10 - R13$	Conducción en el devanado
$R14$	Conducción en el aislante entre el devnado y el núcleo del estator
$R15 - R18$	Conducción en el diente del estator
$R19 - R20$	Conducción en el núcleo del estator
$R21$	Convección entre el ambiente y la carcasa
$R22$	Radiación entre la carcasa y el ambiente

Tabla 3.4: Resistencias térmicas consideradas y su correspondencia en la red térmica.

Las expresiones para las resistencias son las siguientes:

$$R1 = \frac{1}{2\pi Lk_1} \log\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \quad ; \quad R2 = \frac{1}{2\pi Lk_1} \log\left(\frac{r_3}{r_2}\right) \quad ; \quad R3 = \frac{1}{2\pi Lk_1} \log\left(\frac{r_4}{r_3}\right)$$

$$R4 = \frac{1}{2\pi Lk_1} \log\left(\frac{r_5}{r_4}\right) \quad ; \quad R5 = \frac{1}{2\pi Lk_2} \log\left(\frac{r_6}{r_5}\right) \quad ; \quad R6 = \frac{1}{h 2\pi r_5 L}$$

$$R7 = \frac{1}{h \ 2\pi r_5 L} ; \quad R8 = \frac{1}{h \ 2\pi r_6 L} ; \quad R9 = \frac{1}{2\pi Lk_4} \log\left(\frac{r_8}{r_7}\right)$$

$$R10 = \frac{1}{2\pi Lk_8} \log\left(\frac{r_9}{r_8}\right) ; R11 = \frac{1}{2\pi Lk_5} \log\left(\frac{r_{10}}{r_9}\right) ; R12 = \frac{1}{2\pi Lk_5} \log\left(\frac{r_{11}}{r_{10}}\right)$$

$$R13 = \frac{1}{2\pi Lk_5} \log\left(\frac{r_{12}}{r_{11}}\right) ; R14 = \frac{1}{2\pi Lk_4} \log\left(\frac{r_{13}}{r_{12}}\right) ; R15 = \frac{1}{2\pi Lk_1} \log\left(\frac{r_{14}}{r_{13}}\right)$$

$$R16 = \frac{1}{2\pi Lk_1} \log\left(\frac{r_{15}}{r_{14}}\right) ; R17 = \frac{1}{2\pi Lk_1} \log\left(\frac{r_{16}}{r_{15}}\right) ; R18 = \frac{1}{2\pi Lk_1} \log\left(\frac{r_{13}}{r_{16}}\right)$$

$$R19 = \frac{1}{2\pi Lk_1} \log\left(\frac{r_{17}}{r_{13}}\right) ; R20 = \frac{1}{2\pi Lk_1} \log\left(\frac{r_{18}}{r_{17}}\right) ; \quad R21 = \frac{1}{h \ 2\pi r_{19} L}$$

$$R22 = \frac{1}{h_{rad} \ 2\pi r_{19} L}$$

donc

$r_1 = 0.12 \text{ m}$	$r_2 = 0.15875 \text{ m}$
$r_3 = 0.1975 \text{ m}$	$r_4 = 0.23625 \text{ m}$
$r_5 = 0.275 \text{ m}$	$r_6 = 0.291 \text{ m}$
$r_7 = 0.299 \text{ m}$	$r_8 = 0.311 \text{ m}$
$r_9 = 0.32748 \text{ m}$	$r_{10} = 0.34396 \text{ m}$
$r_{11} = 0.36044 \text{ m}$	$r_{12} = 0.37692 \text{ m}$
$r_{13} = 0.384983 \text{ m}$	$r_{14} = 0.3204957 \text{ m}$
$r_{15} = 0.3419914 \text{ m}$	$r_{16} = 0.36348715 \text{ m}$
$r_{17} = 0.4419905 \text{ m}$	$r_{18} = 0.50 \text{ m}$

$$\begin{aligned}
 k_1 &= 41 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\
 k_3 &= 0.024 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\
 k_5 &= 387.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\
 L &= 0.45 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 k_2 &= 7.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\
 k_4 &= 0.14 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\
 h_r &= 0.5421 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

En este capítulo, los coeficientes convectivos h_1, h_2 se estimarán en la siguiente sección a partir de las relaciones presentadas el capítulo anterior, sección 3.3.3. La obtención de estos coeficientes corresponde con la metodología que se presentará en el capítulo 4. A partir de estos datos es posible determinar las resistencias equivalentes. En la sección del imán y el entrehierro, la resistencia mostrada en la figura 3.9 se determina de la siguiente forma.

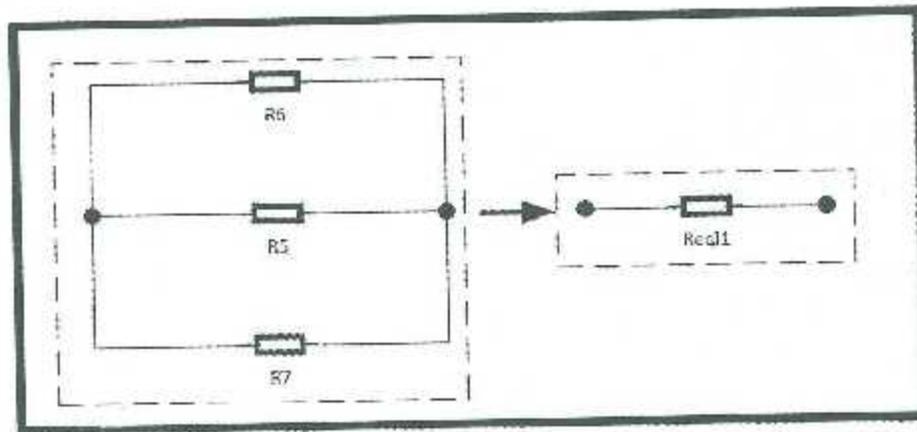


Figura 3.9: Esquema de la resistencia R_{eq1} térmica resultante.

Para la R_{eq1} queda una red térmica formada por 3 resistencias, como se muestra en la figura 3.9.

$$R_{eq1} = \frac{R5 \cdot R6 \cdot R7}{R6R7 + R5R7 + R5R6} \quad (3.27)$$

Y finalmente para la R_{eq2} que está conformada por la resistencia de convección y radiación con la superficie de la carcasa se muestra en la figura 3.10. La resistencia equivalente que define la interacción entre la carcasa y el medio ambiente es la siguiente

$$R_{eq2} = \frac{R21 \cdot R22}{R21 + R22} \quad (3.28)$$

La solución de la red de resistencias nos permite obtener la temperatura en los nodos. Los valores de las temperaturas en los nodos que se encuentran dentro de las regiones incluidas en las resistencias equivalentes, (ver figura 3.8), se obtiene mediante un procedimiento análogo, en donde las temperaturas en los nodos de los extremos se obtuvieron previamente.

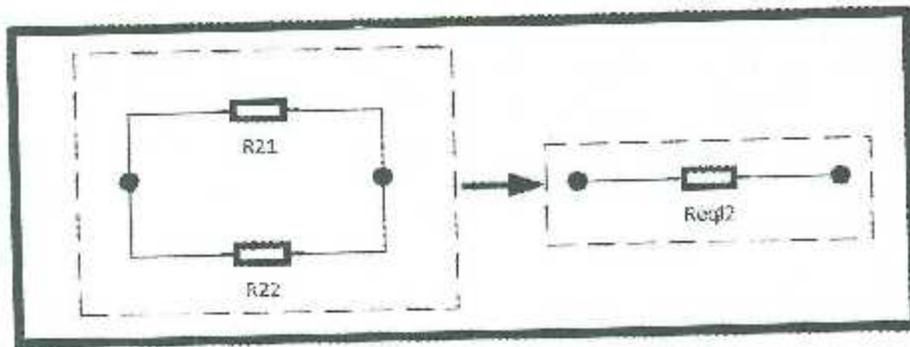


Figura 3.10: Esquema de la resistencia R_{eq2} térmica resultante.

El sistema resultante se muestra en la ecuación (3.32). El valor de las resistencia se puede obtener de las expresiones descritas anteriormente. Los únicos valores que resta definir son los coeficientes convectivos, que a se obtienen en la siguiente sección.

Modelo de Espacio de estados

Una forma especial para representar estas ecuaciones es llamado el espacio de estados. Donde éste en estado estacionario, se representa como:

$$0 = Ax + Bu \quad (3.29)$$

donde $x = [t_1, t_2, t_3, t_4, \dots, t_{19}]^T$, es el vector columna representando las temperaturas en los 19 nodos, u es el vector que representa las dos temperaturas fijas y la generación de calor debido a las pérdidas. Puesto que A es la matriz de conductancias y B es la matriz relacionada con la generación de calor, en este sentido el interés es obtener la condición en estado estable, la solución a las temperaturas es:

$$x = -A^{-1}Bu \quad (3.30)$$

Considerando que $A = G$, $B = G1$ y $u = \dot{q}$ en forma matricial se obtiene:

$$\begin{bmatrix}
 t_1 \\
 t_2 \\
 t_3 \\
 t_4 \\
 t_5 \\
 t_6 \\
 t_7 \\
 t_8 \\
 t_9 \\
 t_{10} \\
 t_{11} \\
 t_{12} \\
 t_{13} \\
 t_{14} \\
 t_{15} \\
 t_{16} \\
 t_{17} \\
 t_{18} \\
 t_{19}
 \end{bmatrix}
 = -[G]^{-1} [G^1] [g] \tag{3.31}$$

$$\dot{q} = \begin{bmatrix} 38.42[\text{W}] \\ 109.01[\text{W}] \\ 36.22[^\circ\text{C}] \\ 78.53[^\circ\text{C}] \end{bmatrix}$$

$$G1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{1}{R1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{\pi e q 2} & 0 \end{bmatrix}$$

3.3.3. Estimación del coeficiente convectivo

En esta sección se realiza el cálculo de los coeficientes de convección en las distintas superficies relevantes para el análisis térmico del generador. Es importante mencionar que aunque se estima el coeficiente convectivo en las distintas regiones descritas en la sección anterior, en este trabajo únicamente aplican dos: en el entrocierro y en el exterior de la carcasa.

3.3.3.1. h : Carcasa - Ambiente

El cálculo del coeficiente convectivo se realiza a partir de las ecuaciones (3.32) y (3.33) (descritas en el capítulo anterior). En estas expresiones se debe tener especial cuidado ya que las unidades empleadas no corresponden al Sistema Internacional de Unidades.

$$h = \left(\frac{\rho c_p V D}{4H} \times 10^4 \right) (1 - \exp[-M]) \quad (3.32)$$

$$M = 0.1448 \frac{H^{0.946}}{D^{1.16}} \left(\frac{k}{\rho c_p V} \right)^{0.214} \quad (3.33)$$

Los valores utilizados para el análisis son los siguientes:

$$\begin{array}{ll}
 \rho = 0.12250 \text{ g/cm}^3 & c_p = 1.00643 \text{ W/cm}^3 \\
 V = 10 \text{ cm/s} & D = 55 \text{ cm} \\
 H = 45 \text{ cm} & k = 0.000242 \text{ W/cm}\cdot\text{K}
 \end{array}$$

Con estos parámetros el coeficiente convectivo entre la carcasa y el ambiente es $h = 39.91 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

3.3.3.2. h : Bordos de devanados/tapas - Aire

El coeficiente convectivo entre los bordes de los devanados y el aire se puede estimar de acuerdo a la siguiente ecuación

$$h = 15.5 (0.39V + 1) \quad (3.34)$$

donde la velocidad se puede determinar de la siguiente forma

$$V \simeq \zeta \omega r_m \quad (3.35)$$

en este caso ζ representa un parámetro de "deslizamiento" del fluido respecto de la pared, es decir, la velocidad característica del fluido será menor que la velocidad de la superficie (rotor) en un factor ζ . Una estimación adecuada se considerará $\zeta = 0.5$, es decir, la velocidad será aproximadamente un medio de la velocidad de la pared. En este caso, se considera la velocidad $V \sim 7 \text{ m/s}$ y el radio al punto medio del entrehierro $r_m = 0.295 \text{ m}$. Con estas suposiciones, el coeficiente convectivo entre los bordes de devanado y tapas es de $h = 127.58 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

3.3.3.3. h : Entrehierro

Para obtener el valor del coeficiente convectivo en el entrehierro es necesario primeramente definir el rango de operación del mismo. En este caso, la velocidad nominal del generador es de 1200 rpm y no se tiene algún sistema externo de ventilación, de manera que las ecuaciones que se utilizarán corresponden al caso de $\omega < 5000 \text{ rpm}$. Por cuestiones de visualización, a continuación estas expresiones se escribirán nuevamente

$$\text{Ta} = \frac{\rho^2 \omega^2 r_m \delta^3}{\mu^2} = \text{Re}^2 \frac{\delta}{r_m}$$

$$\text{Ta}_m = \frac{\text{Ta}}{F_g}$$

donde

$$F_g = \frac{\pi^4 \left[\frac{2r_m - 2.304\delta}{2r_m - \delta} \right]}{1697 \left[0.0056 + 0.0571 \left(\frac{2r_m - 2.304\delta}{2r_m - \delta} \right)^2 \right] \left[1 - \frac{\delta}{2r_m} \right]}$$

Finalmente se obtiene el número de Nusselt de acuerdo a la siguiente tabla

Número de Nusselt	Número de Taylor modificado
$Nu=2$	$Ta_m < 1700$
$Nu=0.128 Ta_m^{0.367}$	$1700 < Ta_m < 10^4$
$Nu=0.409 Ta_m^{0.241}$	$10^4 < Ta_m < 10^7$

Tabla 3.5: Número de Nusselt para distintos valores del Número de Taylor

Los parámetros en este caso son los siguientes: velocidad de rotación $\omega = 125.7$ rad/s, viscosidad del aire $\mu = 1.7894 \times 10^{-5}$ kg/m-s, y el espesor del entrehierro $\delta = 0.09$ m. Los demás parámetros ya han sido previamente definidos. En este caso se puede observar que el flujo obtenido es completamente turbulento, ya que el número de Reynolds obtenido es $Re=22847$. Sustituyendo los valores correspondientes, se obtiene que $Ta_m=1.6846 \times 10^7$, por lo que el número de Nusselt es 22.25.

El valor del coeficiente conductivo se puede obtener a partir de la definición del número de Nusselt,

$$Nu = \frac{h\delta}{k} \quad (3.36)$$

es decir, $h = 59.8$ W/m²-K.

3.3.4. Resultados

En la figura 3.11 se muestra el perfil de temperatura obtenido mediante el método previamente descrito. Como se puede observar en la figura 3.8, los nodos están distribuidos en dos regiones importantes: sobre los devanados y en el diente del estator.

En esta figura se puede observar que aunque el método es simple y el número de nodos reducido, se capturan correctamente los fenómenos de calentamiento, que como se ha descrito, están localizados principalmente en los devanados. Los resultados obtenidos muestran que la temperatura en el devanado es considerablemente mayor que en el diente, lo cual es de esperarse debido a las propiedades termofísicas de ambos materiales y la existencia de un material aislante que divide ambos elementos.

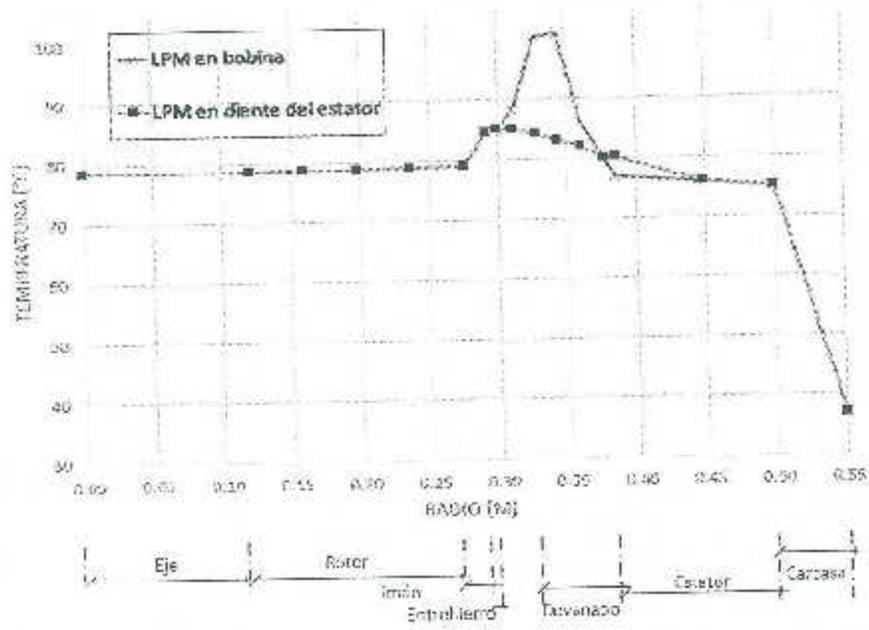


Figura 3.11: Perfil de temperatura como función del radio en las dos trayectorias analizadas. Resultados obtenidos mediante el método de parámetros concentrados.

En el capítulo siguiente, se describirá la metodología para el análisis numérico del PMSG mediante el cual se obtendrán los coeficientes convectivos. Estos valores se utilizarán como valores de entrada para el modelo de parámetros concentrados y se compararán los resultados obtenidos por ambos métodos.

Análisis Numérico

El diseño térmico de generadores debe garantizar que éstos operen en condiciones óptimas de manera que no se comprometa la seguridad técnica de los componentes o la vida útil de los mismos. El éxito de cualquier protección térmica depende de gran medida de la capacidad para predecir la distribución de temperatura en el generador.

El modelo térmico de parámetros concentrados que se presentó en el capítulo 3 permitió obtener el perfil de temperatura en dirección radial. Las características que hacen del método una herramienta útil son la sencillez en su implementación y la rapidez en la obtención de los resultados, lo que le permitiría ser utilizado en un sistema de control. Sin embargo, para su implementación se requieren algunos datos, como el coeficiente convectivo, que se deben estimar de relaciones reportadas en la literatura que no son siempre aplicables. Una opción viable es el desarrollo e implementación de metodologías que permitan la determinación del coeficiente convectivo para el sistema descrito. Estos resultados deben ser validados con mediciones experimentales, pero esto está fuera del alcance de la presente tesis. En este capítulo se presenta la metodología empleada para el cálculo del coeficiente convectivo en distintas regiones del generador y se comparan los resultados obtenidos mediante esta metodología y los obtenidos mediante el método de parámetros concentrados, presentado en el capítulo anterior.

4.1. Introducción

Hoy en día, los métodos numéricos son la herramienta más utilizada para la solución de problemas en distintas áreas, así como para la optimización de los diseños. Existe una gran variedad de programas comerciales para este fin, por ejemplo: ANSYS, STAR-CCM+, COMSOL Multiphysics, entre muchos otros. Estos programas están basados en diferentes métodos para la solución numérica de las ecuaciones que gobiernan el fenómeno de interés. Entre los métodos más empleados se encuentra el método de elemento finito (FEM por sus siglas en inglés), el método de diferencias finitas (FDM por sus siglas en inglés), el método de volumen finito (FVM por sus siglas en inglés), entre otros. Si bien los métodos pueden ser empleados en distintos fenómenos, cada uno

posee características que los hacen idóneos para cierto tipo de problemas, por ejemplo el FEM es comúnmente utilizado en problemas electromagnéticos, térmicos y mecánicos, mientras que el FVM en problemas que involucren el flujo de fluidos.

En este trabajo, el análisis térmico del PMSG se realizó utilizando el software ANSYS, adquirido por la Línea de Investigación de Potencia y Energías Renovables de la División de Posgrado e Investigación del Instituto Tecnológico de la Laguna. El software ANSYS consta de distintos paquetes, de los cuales se emplearon Maxwell, Fluent y Thermal Analysis, que se utilizan para resolver problemas electromagnéticos, térmicos y flujo de fluidos, entre otros. De una manera muy general, ANSYS Maxwell incluye una herramienta llamada RMXprt la cual permite al usuario realizar de forma amigable y simple el diseño de máquinas eléctricas y obtener los parámetros de operación de éstas. Maxwell también tiene la capacidad de realizar análisis en dos y tres dimensiones de problemas electromagnéticos, de los cuales se obtiene distribuciones de campos magnéticos, eléctricos, corriente eléctrica y pérdidas electromagnéticas. Estas últimas son utilizadas para el análisis térmico del generador utilizando ANSYS Fluent que permite obtener, entre otras variables, los campos de temperatura y velocidad del fluido. Este procedimiento se detalla en secciones posteriores de este capítulo.

4.2. Dinámica de fluidos computacional

La dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés) es una rama de la mecánica de fluidos que usa diversos algoritmos y métodos numéricos para resolver las ecuaciones que rigen el comportamiento de los fluidos. Las ecuaciones que se resuelven dependen del tipo de flujo que se tenga y del tipo de fluido empleado. En este trabajo estamos interesados en resolver un problema de transferencia de calor conjugada en la que además de analizar la transferencia de calor en sólidos (las distintas partes del PMSG), se considera la transferencia de calor en un fluido (aire), que en este caso se encuentra en movimiento. Las ecuaciones que se resuelven son las ecuaciones de conservación de masa, de cantidad de movimiento y de energía presentadas en las secciones 2.1 y 2.2. En estas ecuaciones, aunque las propiedades termodinámicas de los distintos materiales y fluidos dependen principalmente de la temperatura, éstas se consideran constantes. Un caso especial es la densidad del aire que se considera constante, es decir, el aire es considerado como un fluido incompresible. Esto es posible ya que el número de Mach, definido como

$$\text{Ma} = \frac{v}{c} \quad (4.1)$$

donde v es la velocidad característica del fluido y c la velocidad del sonido en el medio, es menor a 0.3. En otras palabras, cuando se cumple que $\text{Ma} < 0.3$ para un fluido compresible, éste se puede tratar como un fluido incompresible. Aunque esto no es del todo cierto, se ha encontrado experimentalmente que esta suposición no conlleva errores significativos. Para el caso del PMSG que operará a 1200 rpm el valor máximo que se puede obtener es $\text{Ma} \approx 0.11$, considerando que $c = 350$ m/s y que el fluido se mueve

a la misma velocidad que el rotor en el entrehierro. Como se mostrará en la sección de resultados, este valor excede la velocidad máxima del fluido, por lo que el fluido se puede tratar como incompresible.

Un aspecto importante a considerar en dinámica de fluidos, y que limita en muchos casos las simulaciones realizadas en CFD, es la capa límite. En dinámica de fluidos las condiciones de frontera juegan un rol decisivo en el flujo, de manera que si éstas no son especificadas correctamente, el flujo podría ser diferente y por lo tanto los resultados obtenidos a partir de éste (como el coeficiente convectivo) incorrectos. Además, la(s) capa(s) límite debe(n) ser correctamente resueltas. La capa límite se refiere a una región en el espacio en el que se tiene variación de alguna propiedad en dirección normal a la superficie. En el problema tratado en este trabajo se tienen dos capas límite: hidrodinámica y térmica. La capa límite hidrodinámica se refiere a la región en la que la velocidad varía desde la velocidad de la pared¹ hasta alcanzar una velocidad constante (U_∞), y la capa límite térmica a la región en la que la temperatura cae desde una temperatura de la pared (T_w) hasta alcanzar una temperatura ambiente (T_∞), como se muestra en la figura 4.1. El número adimensional que relaciona estas dos capas límite es el número de Prandtl. La interacción entre las capas límite es relevante para el flujo, por lo que éstas deben ser correctamente resueltas. Esto es un reto computacional y técnico, ya que el espesor de las capas límite puede ser más de dos órdenes de magnitud menor, lo que puede aumentar significativamente el número de elementos o volúmenes utilizados y por lo tanto el tiempo de cómputo.

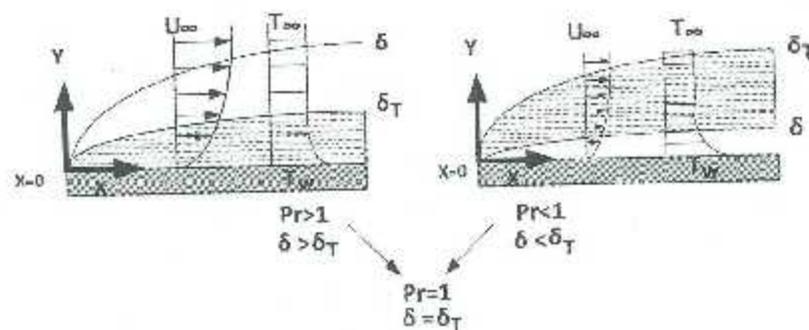


Figura 4.1: Espesor de las capas límite hidrodinámica (δ) y térmica (δ_T).

En este trabajo, el análisis del problema de transferencia de calor conjugado se realiza mediante el software ANSYS Fluent, y para la visualización de los resultados se hace uso de la otra herramienta llamada CFD-Post, que facilita al post-procesamiento de los resultados para su presentación.

¹La condición de no deslizamiento implica que el fluido adyacente a la pared tiene la misma velocidad de éste, es decir, si la pared está en reposo la velocidad del fluido en pared es cero.

4.3. Metodología de simulación

El objetivo de la tesis es implementar la metodología para el modelado técnico de un generador eléctrico de imanes permanentes de 30 kW. En esta sección se describe la metodología utilizada.

4.3.1. RMXprt

RMXprt es una herramienta del software ANSYS Maxwell que permite diseñar de forma sencilla e intuitiva distintos tipos de máquinas eléctricas, entre ellas un generador de imanes permanentes.

Primeramente se cuenta con una interfaz en la cual se debe indicar en la barra de herramientas qué tipo de proyecto se deseará utilizar, ya sea un análisis en tres dimensiones, análisis en dos dimensiones o para este caso, realizar el diseño de una máquina eléctrica con la herramienta RMXprt. El análisis en dos y tres dimensiones corresponden a un paso posterior en el procedimiento. En RMXprt se debe especificar con qué tipo de máquina se va trabajar, para este caso se indica el diseño de una máquina síncrona. Una vez creado el proyecto se especifican los parámetros de diseño, comenzando con las propiedades de la máquina: el número de polos, el porcentaje de pérdidas por fricción, por efectos del viento, la velocidad de referencia, tipo de control, y tipo de circuito de conexión como se muestra en la figura 4.2.

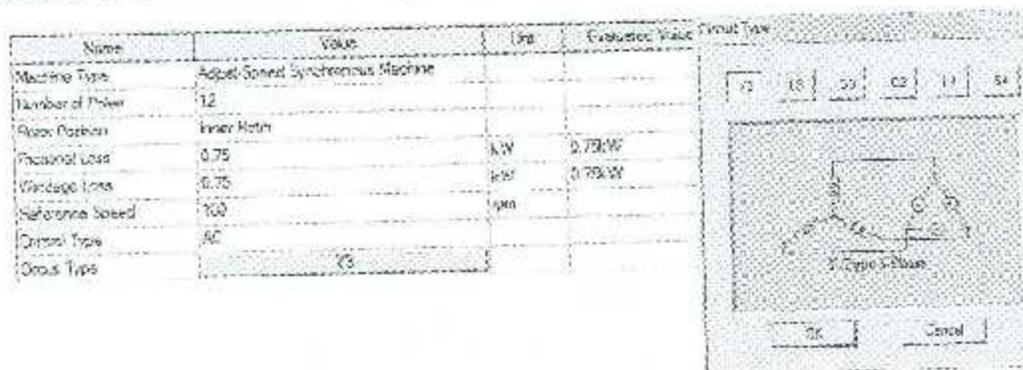


Figura 4.2: Parámetros generales del PMSG.

El siguiente paso consiste en especificar las propiedades del diseño, comenzando con el estator en donde se especifican los parámetros como el diámetro externo e interno, la longitud, el factor de apilamiento, tipo de material, número de ranuras y el tipo de ranura. Una vez seleccionados los parámetros de diseño del estator se incluyen las propiedades del diente del estator, así como el tipo de devanado, número de conductores por ranura, el diámetro del conductor para la bobina, trayectorias en paralelo, etc. como se muestra en la figura 4.3.

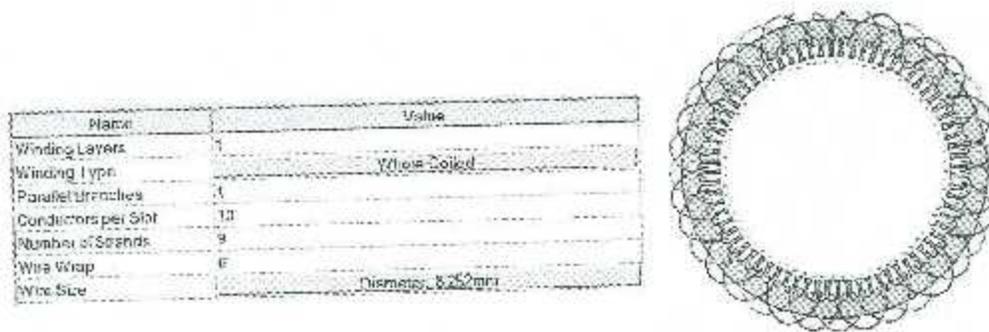


Figura 4.3: Parámetros generales del devanado del PMSG.

De forma similar al estator, se proporcionan los parámetros de diseño para el rotor, en donde adicionalmente se incluye el tipo de polo, material de los imanes y el ancho de estos (figura 4.4).

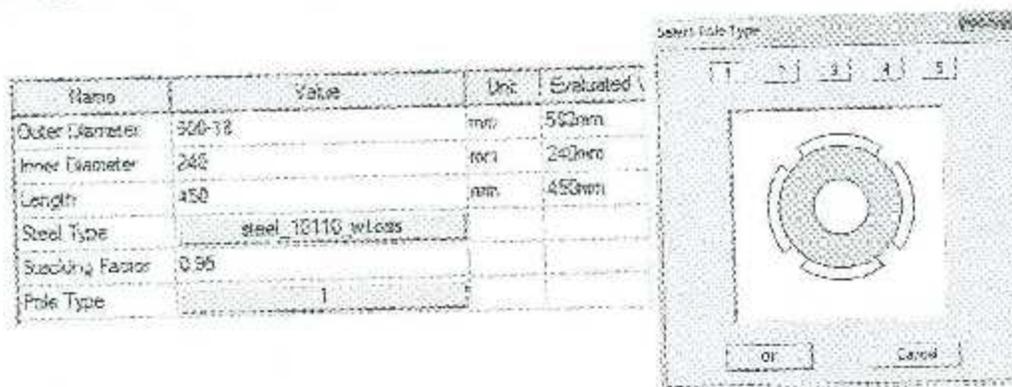


Figura 4.4: Características generales del rotor.

Finalmente se indica si la máquina va operar como motor o generador, el tipo de carga, potencia nominal de salida, voltaje nominal y la temperatura de operación como se muestra en la figura 4.5.

Name	Value	Unit	Evaluated	Description
Name	PMSG			
Enabled	<input checked="" type="checkbox"/>			
Operation Type	Generator			Motor or generator
Load Type	infinite Bus			Mechanical load type
Rated Output Power	30	kW	30kW	Rated mechanical or electrical output power
Rated Voltage	177	V	177V	Applied or output rated line-to-line AC (RMS) or DC voltage
Rated Speed	1200	rpm	1000rpm	Given rated speed
Operating Temperature	75	cel	75cel	Operating temperature

Figura 4.5: Propiedades del PMSG.

El análisis mediante este paquete nos permite obtener distintos parámetros eléctricos de operación del generador diseñado. Los parámetros que son relevantes para el análisis térmico corresponde a las pérdidas eléctricas en los distintos elementos del generador. Estos resultados se observan en la figura 4.6. Las pérdidas eléctricas, disipación Joule principalmente, están asociadas con el calentamiento del sistema y es una de las variables de entrada para el análisis mediante dinámica de fluidos computacional.

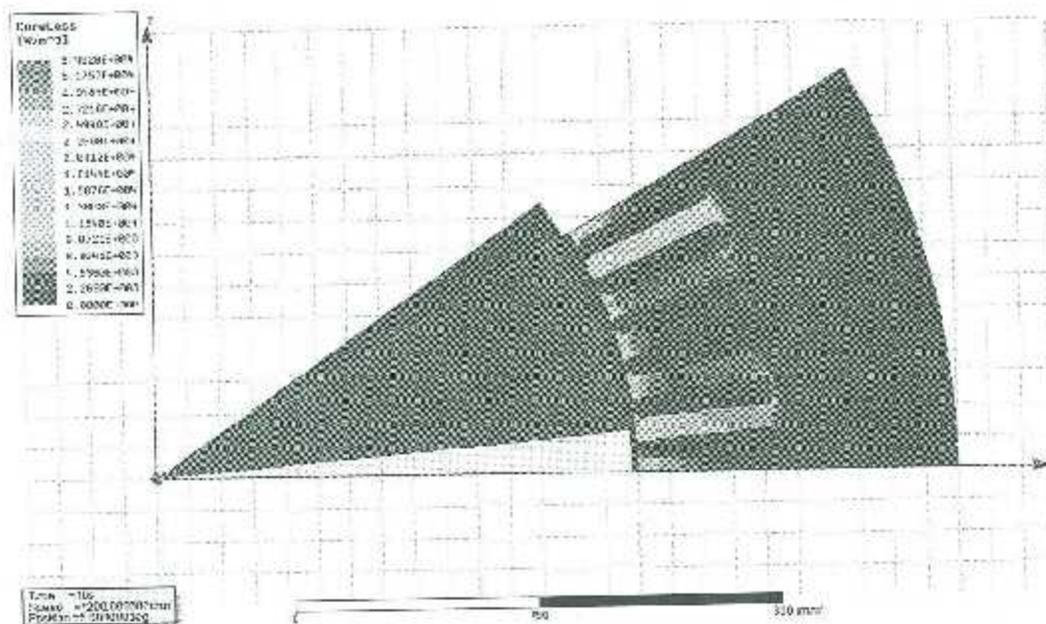


Figura 4.6: Pérdidas totales en el núcleo del estator.

Otro aspecto importante de RMXprt es la posibilidad de exportar el diseño realizado en dos y tres dimensiones a formatos comúnmente utilizados por otros programas de diseño (CAD), como SolidWorks. Esto permite realizar un análisis más detallado de los sistemas diseñados.

El diseño del generador analizado en esta tesis se realizó con base en el trabajo de [70]. Es importante recordar que este diseño no corresponde con el diseño final del generador a construirse, por lo que el diseño aquí mostrado no es el óptimo.

4.3.2. Maxwell

Maxwell es un programa desarrollado para resolver problemas relacionados con campos electromagnéticos. En esta tesis se usó Maxwell principalmente para obtener la distribución de las pérdidas, en dos y tres dimensiones. En ambos casos, la geometría fue exportada de RMXprt y posteriormente importada para su análisis. En caso de ser requeridas modificaciones al diseño, Maxwell ofrece la posibilidad de realizarlos de una manera simple.

Para el análisis en dos y tres dimensiones se consideraron las simetrías del sistema. Identificar dichas simetrías nos permite reducir el dominio de simulación y consecuentemente el tiempo de cómputo, suponiendo que se utilizan los mismos parámetros, o bien realizar un estudio con una mayor resolución espacial y/o temporal. El generador analizado en este trabajo consta de 12 polos, por lo que el dominio se puede reducir hasta un doceavo, lo que se puede observar en la figuras 4.7 y 4.8, que corresponden al generador en 2 y tres dimensiones, respectivamente. Las condiciones de frontera en los planos de simetría son automáticamente asignadas por Maxwell.

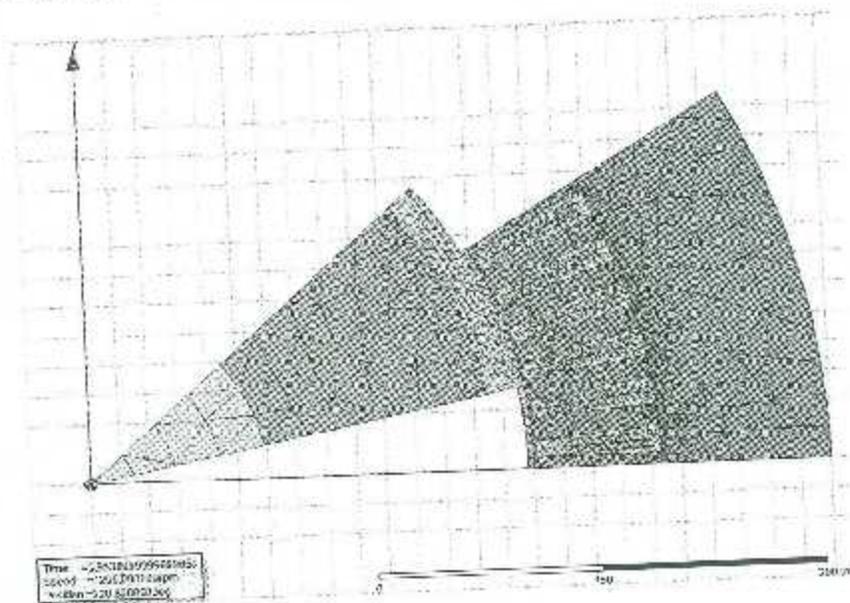


Figura 4.7: Malla del PMSG en 2 dimensiones.

razón por la cual se simuló el problema transitorio durante 1 segundo con pasos de tiempo de $1 \mu s$. El tiempo aproximado de cómputo en dos dimensiones es de 25 minutos y en tres dimensiones de aproximadamente 9 horas. Se analizaron diferentes casos obtenidos a partir de la modelación en 2D y 3D, sin diferencia significativas en los resultados. Por esta razón se utilizó la simulación en 2D.

Las pérdidas por disipación Joule y las pérdidas en el núcleo del rotor y estator son la principal fuente de calor dentro del PMSC. Puesto que la importación a Fluent debe realizarse de manera manual para cada bobina, y Maxwell reporta las pérdidas totales, este valor debe ser dividido entre el volumen total de los devanados. En la figura ?? se muestra el valor de las pérdidas en estado estacionario en una de las bobinas del PMSG.

	fracions	YAtXMax(StrandedLossR) Setup1 Transient
1	12.000000	1383.132389

Figura 4.10: Densidad de pérdidas I^2R .

De manera similar se tratan las pérdidas en el estator. En la figura 4.11 se observa que el valor importado por Fluent concuerda con el valor obtenido de Maxwell, es decir, las pérdidas totales en el estator (44.7452 W) y dividido entre la longitud del estator (0.45 m).

Total loss is : 2.0176e+01 (Watt)

Figura 4.11: Pérdidas en el núcleo del estator importadas automáticamente por Fluent.

4.3.3. Fluent

Fluent es una de las herramientas de dinámica de fluidos computacional más utilizada y poderosa disponible en el mercado, basada en el método de volumen finito. Ofrece una amplia gama de algoritmos y modelos de turbulencia empleados en el análisis de fluidos en muchas áreas, entre ellas la transferencia de calor conjugada en máquinas rotatorias.

Un aspecto importante a mencionar es el acoplamiento entre Maxwell (2D o 3D) y Fluent. Aunque ambos programas pueden realizar análisis transitorio, el acoplamiento entre ambos no puede ser dinámico, en el sentido en que no se pueden resolver ambos problemas de manera simultánea. Aunque un acoplamiento entre ambos pueda implementarse de manera iterativa, el tiempo de cómputo requerido no justifica dicho trabajo. Por esta razón los resultados obtenidos de Maxwell, y utilizados para la simulación en Fluent, corresponden a las pérdidas en estado estable. El uso de valores mayores para las pérdidas se puede incorporar de manera sencilla.

Por otro lado, la importación de la geometría requirió de un procesamiento para poder utilizarla en Fluent, ya que Maxwell no distingue entre sólidos y fluidos. Así, el aire que pudiera haber entre las distintas partes del generador (por ejemplo el entrehierro) es tratado como un sólido con las propiedades eléctricas y magnéticas del material. De hecho, en la geometría en 3D exportada de Maxwell el volumen del aire se traslapa con el de otros materiales. Esto no puede ser procesado por Fluent, y de allí la necesidad de realizar modificaciones a la geometría. Estas modificaciones incluyen:

- Eliminar el volumen ocupado por el aire.
- Generar las geometrías faltantes:
 - Aislantes.
 - Carcasa.
- Generar el volumen que ocupa el fluido.
 - Interior: dentro de la carcasa.
 - Exterior: fuera de la carcasa.

Esto se puede ver en la figura 4.12. Esta es una operación indispensable, ya que Fluent requiere que los volúmenes de los distintos sistemas (tanto fluidos como sólidos) estén claramente separados y que las interfaces entre ellos estén correctamente definidas.

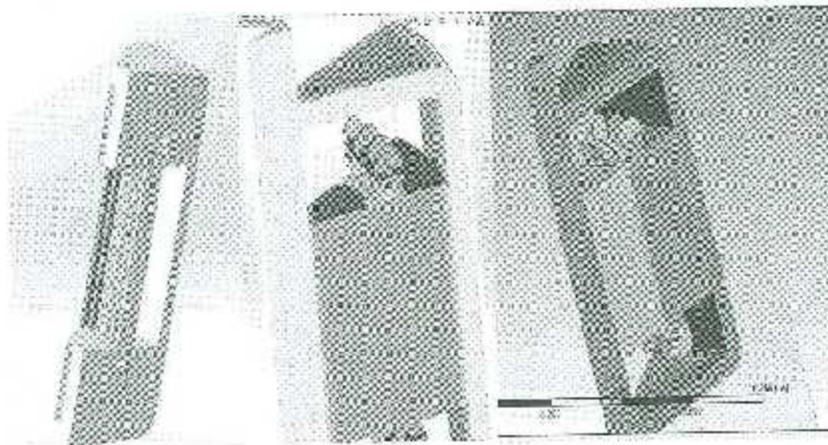


Figura 4.12: Geometría modificada en el software SolidWorks para el estudio en ANSYS Fluent. a) Geometría de aislantes y fluido interior por SolidWorks. b) Creación completa del PMSG en SolidWorks: carcasa, modificación del eje, entrehierro y aislantes, fluido interior. c) Geometría lista para estudio de malla en ANSYS Mesh.

Ya que se cuenta con la geometría, el siguiente paso es el mallado. A diferencia de Maxwell, el análisis mediante CFD requiere de un proceso de mallado más detallado,

que depende en gran medida del tipo de flujo esperado teniendo una mayor resolución espacial en aquellas zonas con gradientes de velocidad considerables. En la figura 4.13 se muestra la malla empleada en el análisis.

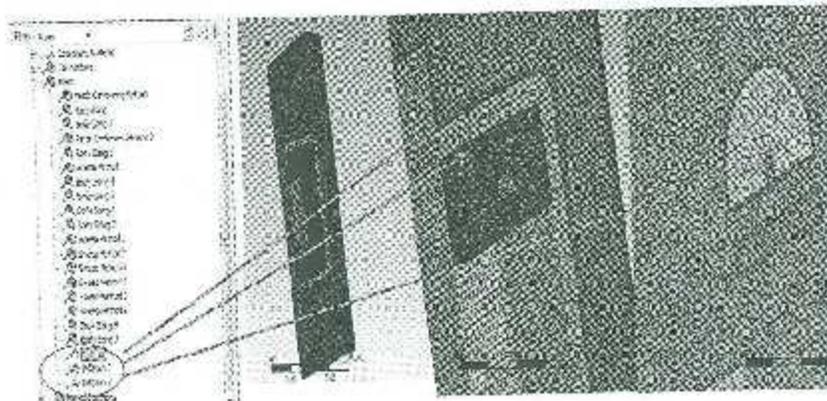


Figura 4.13: Malla del generador realizada para estudio en Fluent.

El módulo de mallado en ANSYS permite implementar distintos tipos de mallado dependiendo de las necesidades y experiencia del usuario. Para la mayoría de los problemas el mallado realizado de manera automática por Fluent es suficiente, sin embargo en el presente problema fue necesario realizar la malla de forma manual. Esto implica que la malla se realice para cada elemento. La malla para las partes sólidas, en donde se resuelve únicamente el problema de transferencia de calor por conducción, consistió de elementos hexaédricos que realizaron mediante el método de barrido. Esto permite disminuir el número total de elementos y por tanto el tiempo de cómputo. Para el fluido, este tipo de elementos es difícil de implementar (en la geometría actual), por lo que el volumen está discretizado en elementos tetraédricos. En este tipo de elementos es necesario cuidar la calidad del tetraedro formado, ya que de lo contrario se podría producir errores numéricos al resolver el problema o bien problemas de convergencia. El parámetro utilizado en este trabajo para verificar la calidad de la malla en el fluido fue la falta de simetría o *skewness*. De una manera muy general, es recomendable utilizar elementos hexaédricos a elementos tetraédricos en la medida de lo posible. Otra de las propiedades importantes que se deben de tomar en cuenta en CFD es la correcta resolución de la capa límite, que en Fluent se realiza mediante la operación denominada "Inflation layer". Dicha operación debe ser aplicada a todas las regiones en que haya una interfaz fluido-sólido. Estas regiones se pueden observar en la figura 4.13.

Una vez elaborada la malla se procede a la selección de los parámetros para resolver el problema. En la preparación de la solución se importa la malla elaborada previamente, y primeramente se deben definir los fenómenos que se incluirán en el análisis. Puesto que en nuestro caso analizaremos el problema de transferencia de calor conjugada, los módulos seleccionados son dos: energía y turbulencia. Dentro del módulo de turbulencia, se debe seleccionar de entre los distintos modelos ($k-\epsilon$, $k-\omega$, entre otros) el que más

convenga al sistema analizado. En este trabajo se evaluaron distintos modelos, pero los resultados presentados corresponden al modelo $k - \epsilon - R$ calizable.

Una vez definidos los modelos a utilizar, se definen los materiales correspondientes a los distintos volúmenes (véase la tabla de los materiales del capítulo 3). Posteriormente se aplican las condiciones iniciales y de frontera para la temperatura y para la velocidad. En un inicio el sistema está a la misma temperatura ambiente y los distintos elementos en reposo ($\vec{u} = 0$). Para el fluido externo se tiene una velocidad y temperatura definidas a la entrada, y condiciones de no-deslizamiento ($\vec{u} = 0$) en la carcasa. Para el fluido interno, el flujo es producido por el movimiento del rotor, por lo que las condiciones son de no deslizamiento en todas las interfaces (carcasa, imanes, rotor, estator, ...) y la temperatura estará dada por la generación de calor (pérdidas) importadas de Maxwell. Además, para las partes en movimiento (rotor, fluido interno y externo) se especificaron condiciones de periodicidad en los planos de simetría. Para las paredes en movimiento es necesario redefinir los contactos que se crean de manera automática al definir las condiciones de frontera. Este proceso define las interfaces como paredes acopladas, por lo que se debe eliminar y recrear dichos contactos, como se observa en la figura 4.14.

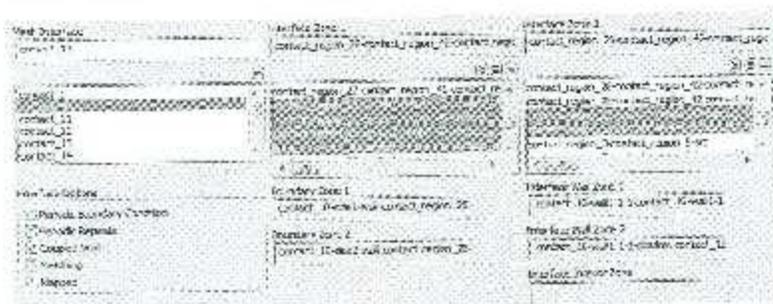


Figura 4.14: Interfaz gráfica para la definición de interfaces de contacto en Fluent.

Un tratamiento similar se debe hacer a las paredes con condiciones periódicas, en las que se deben transformar las paredes simétricas (definidas así automáticamente) a interfaces, y finalmente definir las como condiciones periódicas en el módulo de interfaces de malla. Este procedimiento es necesario para poder aplicar condiciones de rotación en las interfaces que hacen contacto con el fluido (rotor y eje). Una vez creadas las condiciones de periodicidad, se define en el módulo de las condiciones de zona el marco de referencia con el que va estar en rotación el análisis. Para este caso el marco de referencia en movimiento es el entrehierro, y tiene una velocidad de rotación igual a la velocidad nominal del generador: 1200 rpm. Ya definido el marco de referencia, se deben especificar los contactos rotativos a aquellas zonas que van a estar en movimiento (como se muestra en la figura 4.15). En este caso los contactos correspondientes a las zonas en movimiento son obtenidos por el módulo de interfaces de malla.



Figura 4.15: Interfaz gráfica para la definición de condiciones de periodicidad en zonas de rotación.

Finalmente, ya que la calidad de la malla es la deseada y los contactos y condiciones de frontera están correctamente definidos, es necesario importar las pérdidas en el núcleo del estator y rotor automáticamente obtenidas en Maxwell (ver figura 4.11), y definir manualmente en las pérdidas obtenidas por el software ANSYS Maxwell en cada una de las bobinas.

4.4. Resultados

Las simulaciones del generador de imanes permanente llevada a cabo en ANSYS se realiza bajo las siguientes condiciones:

- Velocidad nominal de funcionamiento: 1200 rpm.
- Temperatura del aire: 27 °C.
- Generación de pérdidas en el estator: 109.01 W
- Generación de pérdidas en los devanados: 38.42 W

Aunque la velocidad del generador es de 1200 rpm, esta velocidad varía por efecto del viento y de la temperatura ambiente hasta en un 15%. Por esta razón, se analiza el efecto que estos parámetros tienen en el coeficiente convectivo.

En las figuras 4.16 y 4.17 se muestra la distribución de la temperatura en el generador. En este caso, la temperatura de referencia considerada fue de 27 °C. Se puede observar que la máxima temperatura alcanzada es de 104 °C, que corresponde a la temperatura de los devanados. En el análisis térmico del generador es importante asegurar que la temperatura alcanzada por los imanes está por debajo de su temperatura de Curie, que puede variar entre 100 °C y 300 °C dependiendo del tipo de imanes empleados. La temperatura alcanzada en el presente diseño es de 80 °C. Aunque la temperatura obtenida está por debajo de la temperatura de Curie de los imanes de neodimio, en el diseño final se podría garantizar que los imanes estarán operando dentro de sus límites.

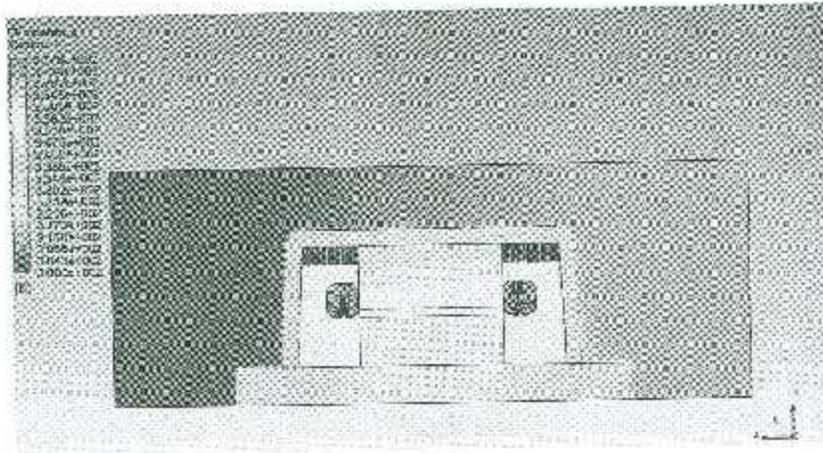


Figura 4.16: Gráfica de contornos de temperatura en el PMSG.

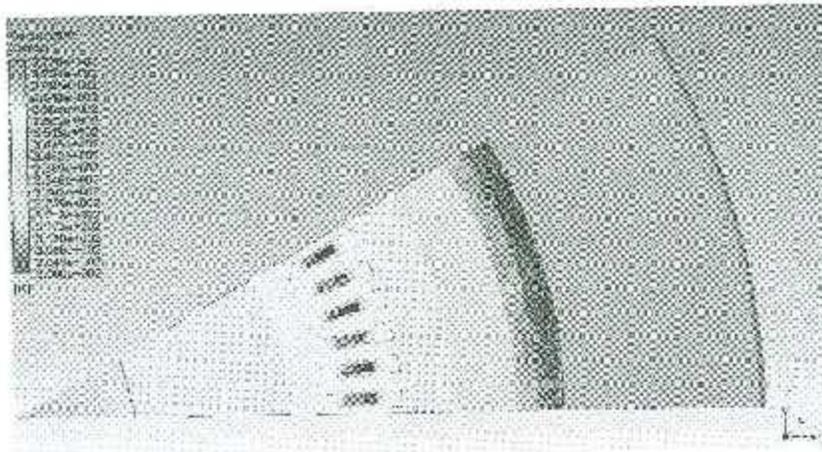


Figura 4.17: Gráfica de contornos de temperatura de la sección transversal del PMSG.

En las figuras 4.18 y 4.19 se muestra el campo de velocidad del flujo de aire, tanto en el interior como en el exterior de la carcasa, y en los bordes del rotor. El color corresponde a la magnitud de la velocidad. Como se puede ver, la máxima velocidad obtenida es de 25.62 m/s, se encuentra en la región del entrehierro y es en dirección azimutal. Esta velocidad corresponde a aproximadamente dos tercios de la velocidad tangencial del fluido adherido al rotor, que es de 37.7 m/s. En estas gráficas se puede observar claramente que la velocidad del aire en la cercanía del eje y del rotor es considerablemente superior que en el resto del volumen, lo cual nos da mayor certeza de la simulación.

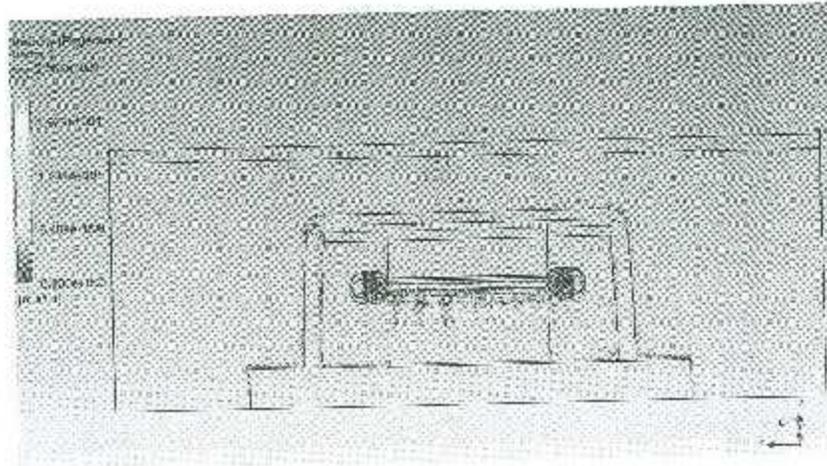


Figura 4.18: Campo de velocidad para el flujo de aire en el PMSG. El color del vector indica la magnitud de la velocidad.

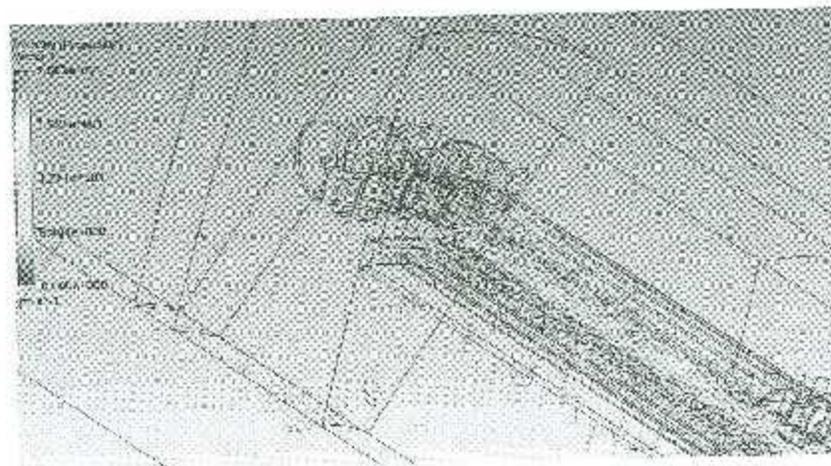


Figura 4.19: Campo de velocidad para el flujo de aire en el PMSG en los bordes de generador. El color del vector indica la magnitud de la velocidad.

Aunque las gráficas del campo de velocidades proporcionan información muy útil, su interpretación puede ser complicada, por ejemplo cuando se tienen variaciones de velocidad considerables. Por ejemplo, en la figura 4.18 no se podría definir claramente la dirección en que se mueve el fluido. Una opción para visualizar el flujo es mediante líneas de corriente, que pueden ser entendidas como la trayectoria que siguen las partículas del fluido en el flujo. En las figuras 4.20 y 4.21 se muestran las líneas de corriente correspondientes a los flujos presentados en las figuras 4.18 y 4.19, respectivamente. En este caso, el color corresponde a la temperatura. Esto nos permite visualizar cómo se lleva a cabo la transferencia de energía. Para este caso, el flujo de aire en el exterior de

la carcasa es básicamente axial, con otras componentes cerca del eje. Por el contrario, el flujo entre el rotor/estator y la carcasa es completamente turbulento, lo cual beneficia la transferencia de calor. Cerca del eje y el rotor, el flujo es azimutal, debido al arrastre de estos elementos. Esta gráfica nos ayuda también a verificar la simulación, ya que las líneas de corriente nos permiten observar que las condiciones de periodicidad en los planos de simetría del generador están correctamente implementadas.

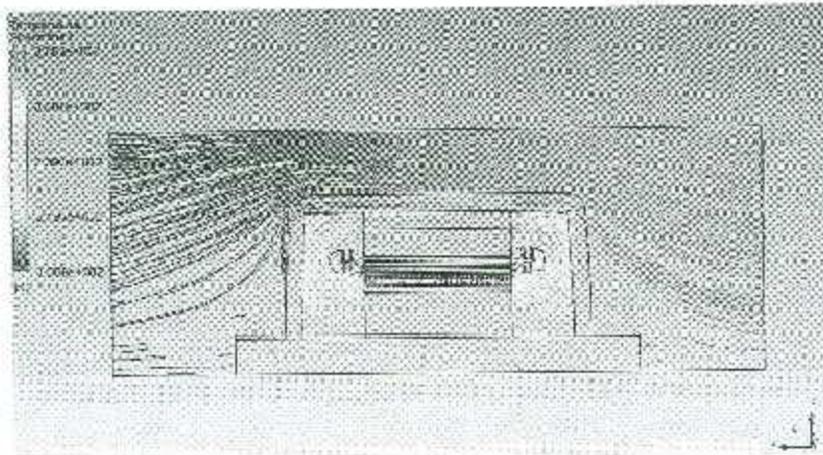


Figura 4.20: Líneas de corriente para el flujo de aire en el PMSC. El color de la línea de corriente corresponde a la temperatura del fluido.

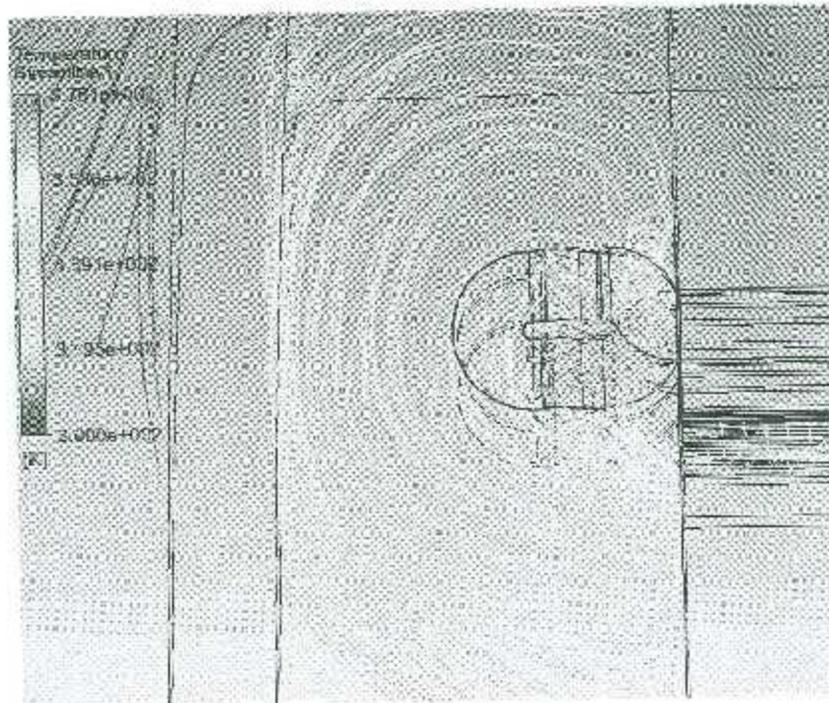


Figura 4.21: Líneas de corriente para el flujo de aire en el PMSG en los bordes de generador. El color de la línea de corriente corresponde a la temperatura en ese punto.

El conocimiento detallado del flujo y la distribución de temperatura nos brinda la posibilidad de realizar mejoras al diseño técnico del sistema, ya que se pueden identificar zonas críticas, evaluar el comportamiento del sistema en diferentes condiciones de operación, probar diferentes materiales, entre otros aspectos. Sin embargo, en este trabajo, la intención de utilizar Fluent fue determinar el coeficiente transferencia de calor por convección en las distintas superficies ya que se requiere para el análisis mediante parámetros concentrados (ver capítulo 3). El coeficiente convectivo es un escalar definido en todas las superficies en donde se tenga contacto entre fluido y sólido. Sin embargo, para fines prácticos es más útil emplear el coeficiente promedio en una área determinada, que está definido como

$$h = \frac{1}{A} \int_S h_x dA \quad (4.2)$$

donde h_x es el coeficiente convectivo local, y A el área de interés. Puesto que el coeficiente convectivo depende de diversos factores, entre ellos el tipo de flujo y la temperatura del fluido, su valor fue obtenido para diferentes velocidades de rotación, y para el caso del fluido exterior para distintas velocidades del flujo. Además, para el análisis mediante parámetros concentrados es necesario definir el coeficiente convectivo en distintas regiones. En este trabajo se reporta el coeficiente convectivo promedio en cuatro regiones:

- Parte exterior de la carcasa.
- Tapas de la carcasa.
- Bordes del rotor, estator y devanados.
- Entrehierro.

Estas regiones se pueden ver gráficamente en la figura 4.22 y son relevantes para el análisis mediante parámetros concentrados en una dimensión (radial) o dos dimensiones (axial y radial).

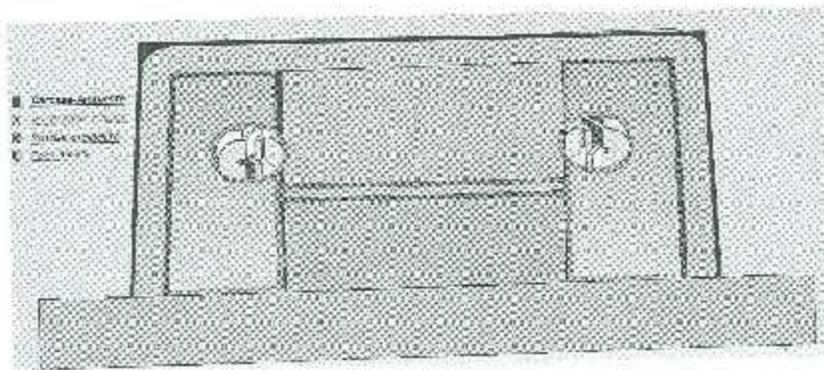


Figura 4.22: Esquema de las áreas en donde se obtuvo el coeficiente convectivo.

En las figuras 4.23–4.25 se muestra el coeficiente convectivo en las distintas regiones interiores del generador, como función de la velocidad de rotación del generador. La velocidad de rotación considerada es de 1000 – 1400 rpm, ya que la velocidad nominal puede variar un 15%. En todos los casos se puede observar un incremento del coeficiente, lo cual se justifica ya que a mayores velocidades se tiene mayor turbulencia que beneficia la transferencia de calor. En la gráfica del coeficiente convectivo correspondiente a las tapas de la carcasa, se puede observar que el valor del coeficiente disminuye a 1,100 rpm y posteriormente se incrementa. Esto se puede atribuir a un cambio en los patrones de flujo del aire dentro de la carcasa.

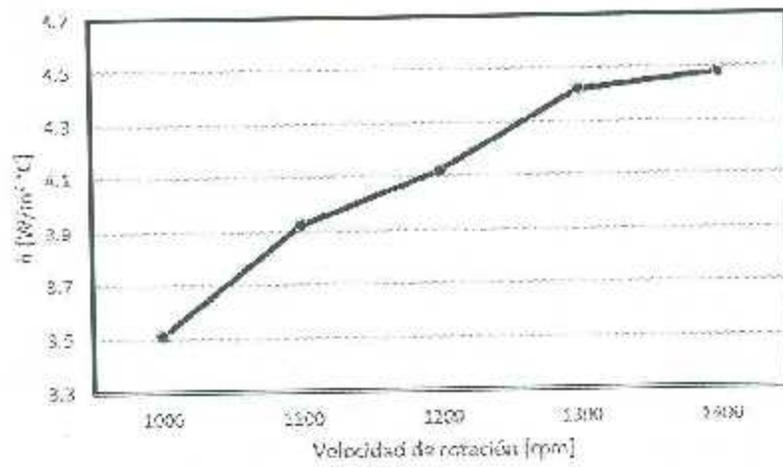


Figura 4.23: Coeficiente convectivo como función de la velocidad de rotación del generador en los bordes de los devanados.

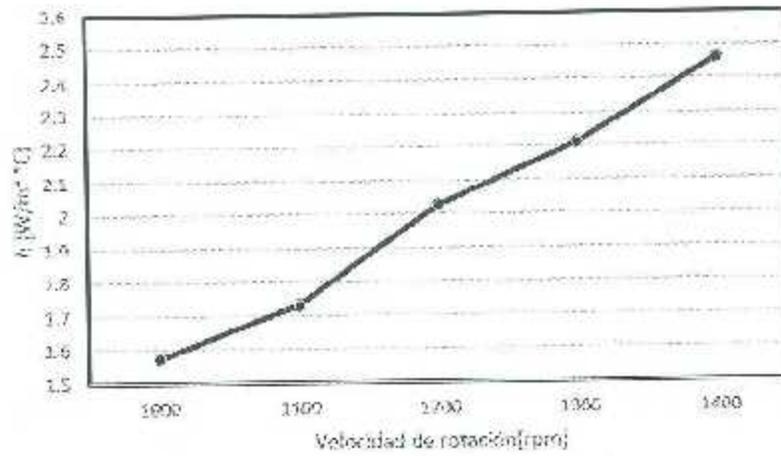


Figura 4.24: Coeficiente convectivo como función de la velocidad de rotación del generador en el entrehierro.

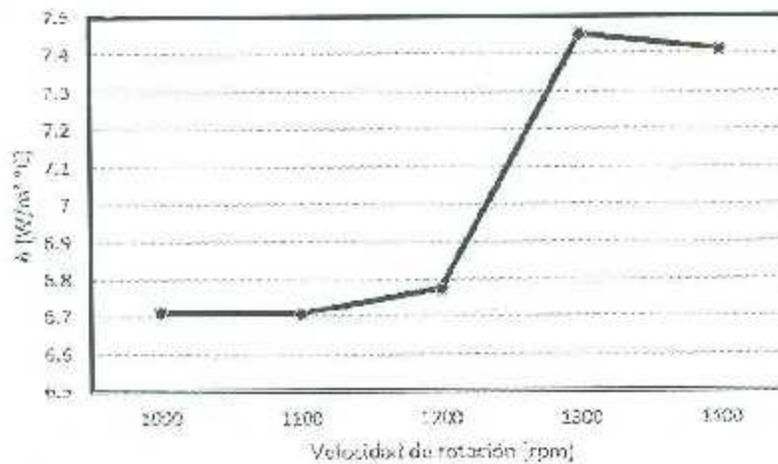


Figura 4.25: Coeficiente convectivo como función de la velocidad de rotación del generador en las tapas de la carcasa.

El coeficiente convectivo en la superficie externa de la carcasa (en contacto con el fluido exterior) como función de la velocidad del aire se muestra en la figura 4.26. Se puede observar un incremento monótono no lineal del coeficiente.

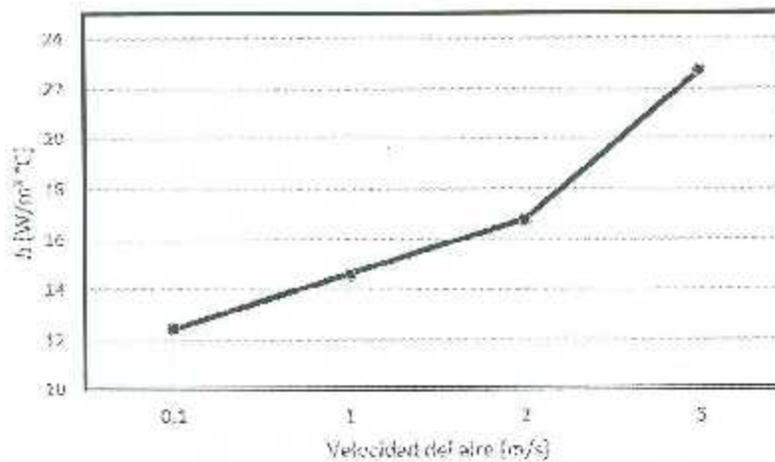


Figura 4.26: Coeficiente convectivo como función de la velocidad del aire en la parte exterior de la carcasa.

La diferencia entre los valores obtenidos del análisis numérico y los valores estimados a partir de fórmulas reportadas en la literatura se atribuye a que el diseño presentado no es el óptimo, y por lo tanto los modelos no son completamente aplicables al sistema actual. Es de esperarse que en el diseño final el número de polos, el espesor del entre

hierro, sean diferentes.

4.5. Comparación de resultados

En esta sección el modelo térmico propuesto por el método de parámetros concentrados (LPM) es comparado con los resultados obtenidos mediante el software ANSYS Fluent. En la figura 4.27 se muestra el perfil de temperaturas obtenido por ambos métodos. Puesto que el método LPM incluye nodos en paralelos (ver figura 3.5), en la gráfica se incluye la distribución de temperatura en tres diferentes posiciones: A) trayectoria que pasa en medio del material aislante entre el devanado y el diente, B) trayectoria que pasa en medio del material aislante entre el devanado y el diente, C) trayectoria que pasa a la mitad del diente del estator.

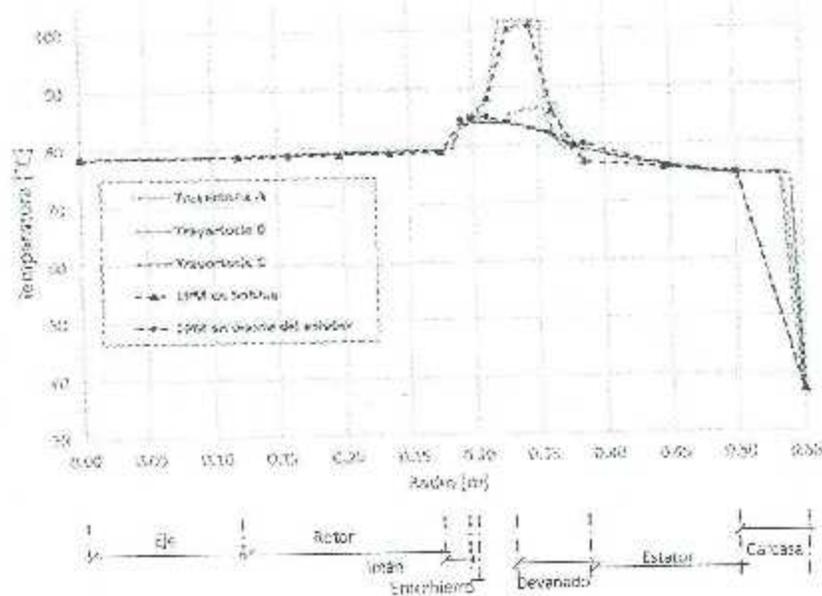


Figura 4.27: Comparación de los resultados obtenidos mediante el modelo de parámetros concentrados y simulación numérica. Fluent A) Aislante, Fluent B) Devanado, Fluent C) Diente, LPM B) Devanado, y LPM C) Diente.

Se puede observar que la distribución de la temperatura obtenida mediante el método de parámetros concentrados captura de forma correcta los efectos de calentamiento en el generador, tanto en el devanado (en donde se presenta la mayor temperatura) como en el diente. Las diferencias que se observan, pueden ser disminuidas mediante un incremento en el número de nodos empleados. Esto no implicaría un aumento considerable en el tiempo de cómputo, que es de unos segundos. Esta es la principal ventaja del LPM, si

se considera el tiempo de cómputo requerido para obtener la distribución mediante el uso de Fluent que es de aproximadamente 20 min.

Conclusiones y trabajo futuro

En este trabajo se presenta el análisis térmico de un generador síncrono de imanes permanentes de 30 kW. El análisis se lleva a cabo mediante dos métodos: el método de parámetros concentrados (LPM) y análisis numérico. El método de parámetros concentrados es descrito de forma general, para lo cual se presentan soluciones analíticas para distintos casos de problemas de transferencia de calor. Las soluciones exactas son la base para el desarrollo de este método. Por otro lado, se implementó la metodología para el análisis numérico del generador, para lo cual se utilizó el software comercial ANSYS, adquirido por parte del proyecto P10 del CEMIE-Eólico. Los resultados principales de este trabajos son los siguientes:

- Implementación de la metodología para el análisis térmico del generador utilizando las herramientas de la paquetería ANSYS. Esto incluyó el diseño del sistema mediante RMXprt, el análisis electromagnético en 2D y 3D utilizando Maxwell y posteriormente las pérdidas fueron importadas en Fluent para la obtención del coeficiente convectivo, que es un parámetro difícil de obtener.
- Se presenta la revisión bibliográfica sobre distintas expresiones matemáticas utilizadas para estimar el coeficiente convectivo en distintas regiones del generador (entrehierro, bordes de los devanados, etc.).
- Se compararon ambos métodos, y los resultados mostraron un ajuste muy bueno.

El hecho de que los resultados obtenidos mediante el modelo de parámetros concentrados se ajusten muy bien a la simulación numérica ofrece la posibilidad de que la temperatura pueda ser utilizada como una variable de control para el sistema. Esto se deriva de la sencillez del modelo y la velocidad para su resolución que toma algunos segundos. Por otro lado, el uso de herramientas computacionales para el análisis del generador brinda al desarrollador la posibilidad de realizar mejoras en el diseño del generador, aunque su implementación resulta más complicada y se requiere de una gran capacidad computacional, especialmente para el análisis utilizando CFD. Aún y cuando ambos métodos ofrecen ventajas y desventajas, se pudo corroborar que ambos métodos son complementarios.

5.1. Trabajo a futuro

Aunque el trabajo presentado representa un avance en la implementación de la metodología para el análisis térmico mediante dos métodos, aún existen diversas actividades que ayudarían a mejorar la calidad del trabajo entre las que se pueden mencionar:

- Aplicar la metodología presentada en este trabajo al diseño final del generador.
- Validar los modelos presentados con resultados experimentales.
- Extender los modelos de parámetros concentrados para incluir el análisis en estado transitorio.
- Extender el modelo a dos dimensiones: plano $r - z$.
- Incluir la resistencia de contacto entre los distintos elementos.
- Incluir y analizar los efectos de la convección natural.
- Integración en la metodología de otros aspectos importantes en el diseño, como el análisis estructural.

Soluciones unidimensionales

A.1. Flujo de calor con generación de calor interna

La generación interna de calor se traduce en la inclusión de un término fuente de la ecuación de calor.

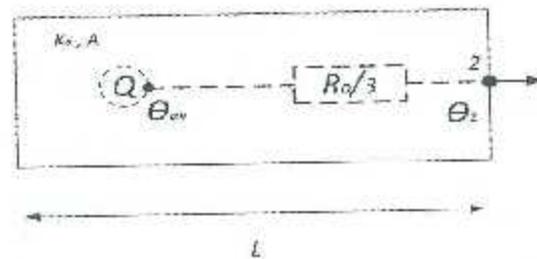


Figura A.1: Circuito equivalente para una pared (con generación de calor interna).

Para estas condiciones como se muestra en la figura: A.1, de la Ecuación de la Energía tomamos en cuenta el término de la conducción y el término de la generación y nos queda una ecuación similar a la ecuación de Poisson en una dimensión que está dada por:

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{q}{k} = 0 \quad (\text{A.1})$$

Integrando dos veces la ecuación (A.1) tenemos:

$$\theta + \frac{q}{2k}(L^2 - x^2) + C_1x + C_2 \quad (\text{A.2})$$

Condiciones de frontera:

$$Q_{x=0} = -kA \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{x=0} = 0 \quad (\text{A.3})$$

$$\theta_{x=L} = \theta_2 \quad (\text{A.4})$$

La ecuación (A.2) queda,

$$\theta_2 + \frac{q}{2k}(L^2 - x^2) \quad (\text{A.5})$$

$$\theta(x) = \theta_2 + \frac{q}{2k}L^2 - \frac{q}{2k}x^2 \quad (\text{A.6})$$

Recordando las ecuaciones (3.12) y (3.8), la expresión resultante de la distribución de la temperatura es:

$$\theta(x) = \theta_2 + \frac{QR_0}{2} \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) \quad (\text{A.7})$$

Cálculos extra

La temperatura media es calculada usando:

$$\theta_{av} = \frac{1}{L} \int_0^L \theta(x) dx \quad (\text{A.8})$$

$$\theta_{av} = \theta_2 + \frac{QR_0}{3} \quad (\text{A.9})$$

Mientras que la máxima temperatura cuando $x = 0$ es:

$$\theta_m = \theta_2 + Q \frac{R_0}{2} \quad (\text{A.10})$$

El punto en donde se encuentra la temperatura media se calcula comparando la ecuación (A.7) y (A.9):

$$\theta_2 + \frac{QR_0}{2} \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) = \theta_2 + \frac{QR_0}{3} \quad (\text{A.11})$$

$$x_{av} = \frac{L}{\sqrt{3}} \quad (\text{A.12})$$

Flujo de calor unidireccional con generación de calor interna y externa

Para estas condiciones como se muestra en la figura A.2, se puede deducir que la resistencia térmica para un caso en general debe de encontrarse siempre entre los valores de $\frac{R_0}{2}$ y $\frac{R_0}{3}$.

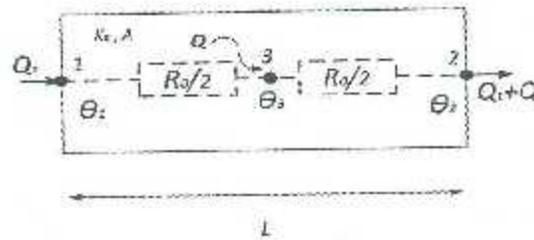


Figura A.2: Circuito equivalente para una pared (con generación de calor interna y externa).

Es posible demostrar resolviendo la ecuación de la energía A.1
Condiciones de frontera

$$Q_{x=0} = -KA \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{x=0} = Q_1 \quad (\text{A.13})$$

$$\theta_{x=L} = \theta_2 \quad (\text{A.14})$$

Solución Particular

La distribución de la temperatura es:

$$\theta(x) = \theta_2 + \frac{q}{2K}(L^2 - x^2) + \frac{Q_1}{KA}(L - x) \quad (\text{A.15})$$

$$\theta(x) = \theta_2 + \frac{QR_0}{2} \left(1 - \left(\frac{x}{L} \right)^2 \right) + Q_1 R_0 \left(1 - \frac{x}{L} \right) \quad (\text{A.16})$$

La máxima temperatura cuando $x = 0$ es:

$$\theta_1 = \theta_2 + \frac{R_0}{2}Q + R_0Q_1 \quad (\text{A.17})$$

Cálculos extra

La temperatura promedio es:

$$\theta_{av} = \theta_2 + \frac{QR_0}{3} + \frac{Q_1R_0}{2} \quad (\text{A.18})$$

El punto en donde se encuentra la temperatura promedio está dada por las ecuaciones (A.16) y (A.18).

$$\theta_{av} = \theta_2 + (Q_1 - Q)R_0 \left(\frac{E - 2}{6} \right) \quad (\text{A.19})$$

Cuando $E = \frac{Q_1}{Q_1 + Q}$

Para encontrar R_m se compara 3.12 y A.18

$$R_m = -\frac{R_0}{6} \quad (\text{A.20})$$

A.1.1. Caso de un cilindro

La división del PMSG en sus elementos térmicos básicos se muestra en las Figs. 4.4 y 4.5. En la sección transversal, Fig. 4.5, el motor puede ser considerado como un sistema coaxial de cilindros concéntricos [20, 55, 76, 77] que representa el eje, el hierro del rotor, hierro del estator etc. Por lo tanto un componente cilíndrico en general, que se muestra en la figura: A.3, se utiliza como base para modelar el generador. Como se supone que la variación circunferencial de temperatura va ser insignificante, la transferencia de calor en esta dirección se ignora y sólo se toma en cuenta la conducción en los planos radiales y axiales.

Con el fin de simplificar el análisis se realizan algunas suposiciones:

- El flujo de calor en el plano axial y radial son independientes el uno del otro.
- Las temperaturas medias en cada una de estas direcciones son iguales.
- La generación de calor es uniformemente distribuida

Usando las suposiciones previas, la solución para las ecuaciones de conducción en la dirección axial y radial produce tres temperaturas en las terminales de la red (vease la figura: A.3).

Este cilindro produce tres terminales en la dirección axial y en la dirección radial respectivamente tal y como se muestra en la figura: A.4

Se supone una simetría en este modelo sobre el eje y en un polo del estator a través del centro de la máquina. La estructura de los sólidos como el marco, el estator, el devanado, el rotor, son modelados como una red de resistencias térmicas basados en el cilindro general como en la figura: A.3.

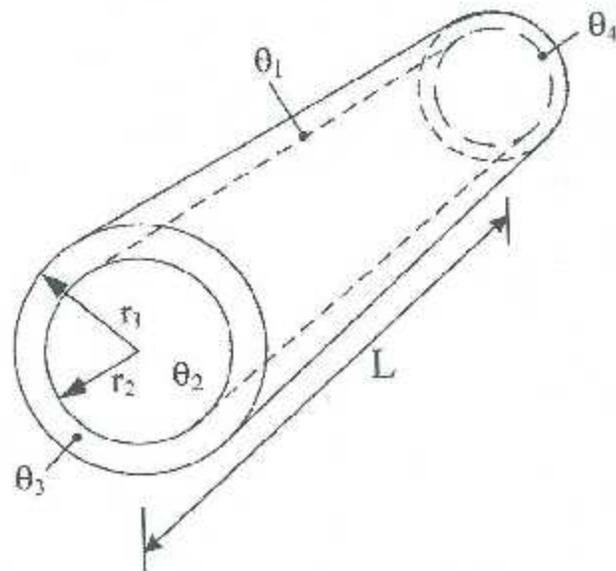


Figura A.3: Cilindro general en dos dimensiones.

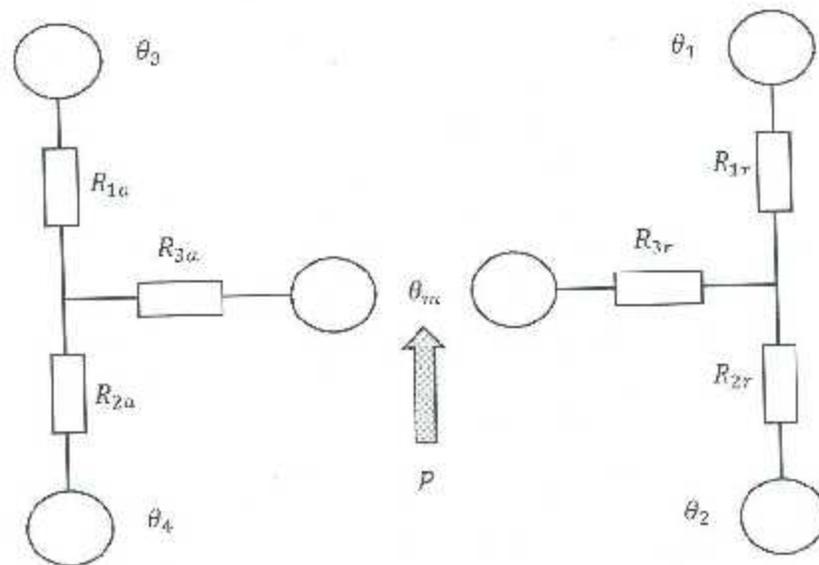


Figura A.4: Redes térmicas independientes en dirección axial y radial.

Las dos terminales de cada red representan las temperaturas en las superficies de los componentes. En la parte de enmedio se representa la temperatura media θ_m del componente el cual, cualquier generación interna es introducida. El nodo central de cada

red nos proporcionará la temperatura media del componente; si éste, no tuviera generación interna de calor o de almacenamiento. La superposición de la generación interna que resulta en la temperatura media es menor que la temperatura dada en el nodo central, lo cual se ve reflejado en las redes por valores negativos de las resistencias interconectadas R_{3a}, R_{3r} .

Las resistencias térmicas se calculan como se muestran enseguida, siendo K_a y K_r las conductividades térmicas en dirección axial y radial, respectivamente.

Modelo de flujo de calor en dirección radial

Para el caso de la transferencia de calor por conducción unidimensional en dirección radial, es gobernado por la ecuación de Poisson:

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\theta}{dr} + \frac{q}{k_r} = 0 \quad (\text{A.21})$$

sujeto a las condiciones de frontera mostradas en la sección anterior, la solución general está dada por:

$$\theta(r) = \theta_2 + \frac{Q}{2\pi k_r h (r_2^2 - r_1^2)} \left[\frac{r_2^2 - r^2}{2} - r_1^2 \ln \frac{r}{r_2} \right] - \frac{Q_1}{2\pi k_r h} \ln \frac{r}{r_2} \quad (\text{A.22})$$

Entonces

$$\theta_1 = \theta_2 + \frac{Q}{2\pi k_r h (r_2^2 - r_1^2)} \left[\frac{r_2^2 - r_1^2}{2} - r_1^2 \ln \frac{r_1}{r_2} \right] - \frac{Q_1}{2\pi k_r h} \ln \frac{r_1}{r_2} \quad (\text{A.23})$$

y la temperatura media es:

$$\theta_{av} = \theta_2 + \frac{Q}{4\pi k_r h (r_2^2 - r_1^2)} \left[\frac{r_2^2 - r_1^2}{2} - r_1^2 (1 - 2B) \right] + \frac{Q_1}{4\pi k_r h} (1 - 2B) \quad (\text{A.24})$$

donde

$$B = \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (\text{A.25})$$

Para el caso en donde $Q = 0$, es decir, que no existe generación de calor interna, la variación de la temperatura puede moderarse por dos resistencias en la red como se muestra en la figura A.4 donde

$$R_1 = \frac{\theta_1 - \theta_{av}}{Q_1} = \frac{1}{4\pi k_r h \left[\frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln \frac{r_2}{r_1} - 1 \right]} \quad (\text{A.26})$$

$$R_2 = \frac{\theta_{av} - \theta_2}{Q_1} = \frac{1}{4\pi k_r h} \left[1 - \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln \frac{r_2}{r_1} \right] \quad (\text{A.27})$$

Para el caso cuando $Q \neq 0$, el circuito equivalente como se muestra en la figura A.5, donde

$$R_m = \frac{\theta_{av} - \theta_2}{Q} = R_2 + \left(\frac{Q_1}{Q} \right) \quad (\text{A.28})$$

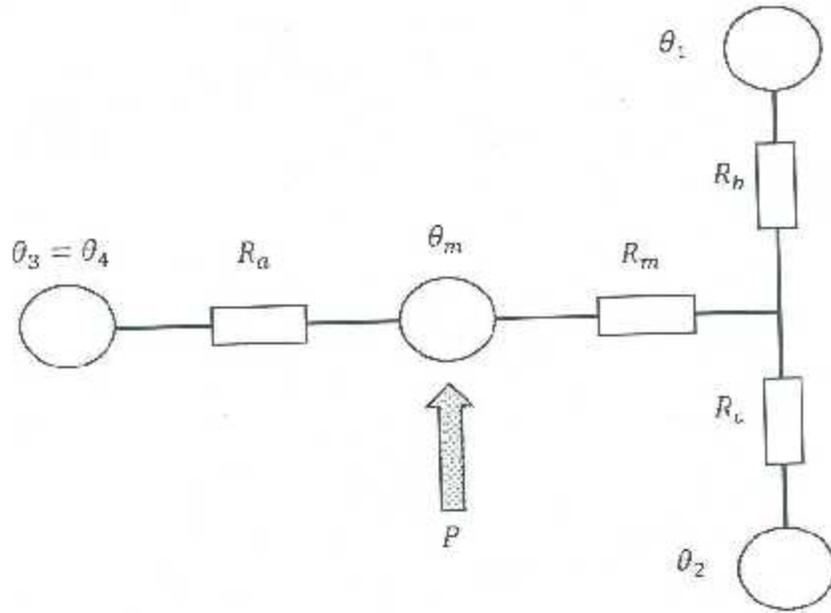


Figura A.5: Redes térmicas combinadas por un componente simétrico.

$$R_m = \frac{-1}{8\pi k_r h (r_2^2 - r_1^2)} \left[r_1^2 + r_2^2 - \frac{4r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln \frac{r_2}{r_1} \right] \quad (\text{A.29})$$

Y R_2 es como se definió anteriormente por la ecuación A.27

Mediante el acoplamiento de los circuitos equivalentes radiales y axiales en la posición de temperatura media, un modelo completo de una sección cilíndrica hueca se muestra en la figura: A.5 por lo que la ecuación (A.22) queda:

$$\theta(r) = \theta_2 + \frac{Q}{2\pi k_r h r_2^2} \left[\frac{r_2^2 - r^2}{2} \right] \quad (\text{A.30})$$

y la temperatura media

$$\theta_{av} = \theta_2 + \frac{Q}{8\pi h k_r} \quad (\text{A.31})$$

Por lo tanto la resistencia al flujo de calor desde el componente de la temperatura media al límite radial está dado por:

$$R_r = \frac{\theta_{av} - \theta_2}{Q} = \frac{1}{8\pi h k_r} \quad (\text{A.32})$$

y la resistencia térmica en la dirección axial $r_1 = 0$

$$R_a = \frac{h}{3\pi k_a r_2^2} \quad (\text{A.33})$$

Las dos redes son combinadas simplemente conectando los puntos en donde se encuentra la temperatura media como se observa en la figura: A.5

A.2. Generación interna y externa, coordenadas cilíndricas en dirección axial.

Para un cilindro arbitrario, la conducción de calor en estado estacionario en la dirección axial es gobernado por la ecuación de la energía.

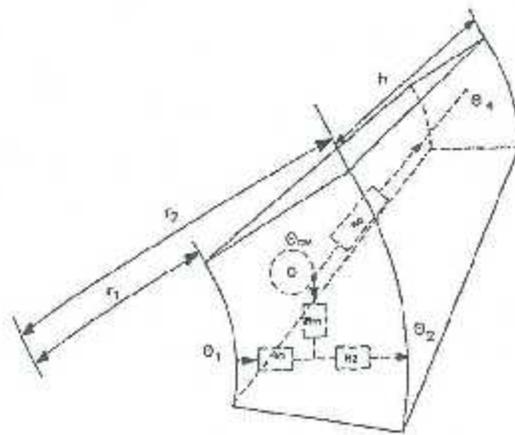


Figura A.6: Sección de un cilindro mostrando las dos direcciones de las resistencias térmicas equivalentes.

Ecuación general

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} + \frac{q}{k_a} = 0 \quad (\text{A.34})$$

donde x es la distancia en la dirección axial medida desde el centro. q es el calor generado por unidad de volumen W/m^3 y k_a es como se menciona anteriormente la conductividad térmica en la dirección axial $[\text{W}/\text{m} \text{ } ^\circ \text{C}]$. La solución general para esta ecuación tomando en cuenta las mismas condiciones de frontera como se desarrolló en las secciones anteriores entonces:

$$\theta(x) = \theta_4 + \frac{q}{2k_a}(h^2 - x^2) \quad (\text{A.35})$$

donde $h = \frac{H}{2}$ y la temperatura media está dada por:

$$\theta = \theta_4 + \frac{QR_0}{3} \quad (\text{A.36})$$

donde

$$R_0 = \frac{h}{\pi k_a (r_2^2 - r_1^2)} \quad (\text{A.37})$$

$$Q = q\pi h (r_2^2 - r_1^2) \quad (\text{A.38})$$

Comparando las ecuaciones A.35 y A.36 muestra que la ubicación de la temperatura media está en :

$$x_{av} = \frac{h}{\sqrt{3}} \quad (\text{A.39})$$

La resistencia térmica en dirección axial está dada por:

$$R_1 = \frac{h}{3\pi k_a (r_2^2 - r_1^2)} = \frac{R_0}{3} \quad (\text{A.40})$$

Esta red, que es simétrica, representa con precisión el flujo de calor axial en el cilindro para el caso de generación de calor interna, y tiene la representación de todas las temperaturas de interés; θ_3 y θ_4 de las superficies y θ_{av} , que es la temperatura media del sistema. Se puede observar que la resistencia térmica de la temperatura media al medio de enfriamiento es $\frac{R_0}{3}$, que es la resistencia térmica de un cilindro equivalente del área de la sección transversal $\pi(r_2^2 - r_1^2)$ y la longitud efectiva $\frac{h}{3}$.

Comprobación del Método de Parámetros Concentrados

Para una red térmica, el principal objetivo es dividir en elementos térmicos básicos, que se representan por nodos y resistencias térmicas. La red térmica es similar a una red eléctrica que consta de fuentes y resistencias. Para una máquina eléctrica los elementos están representados por una red térmica, en donde cada nodo está vinculado por medio de una resistencia térmica y una fuente térmica que asemeja las pérdidas distribuidas en algunos elementos del PMSG.

Se han elaborado distintos casos que se presentan en una red térmica de una máquina eléctrica, representados por 6 placas compuestas de diferentes materiales. En la siguiente sección se hace la comprobación del método de parámetros concentrados con el método de elementos finitos, tomando en cuenta que el FEM es una respuesta correcta al comportamiento térmico del caso base de nuestra simulación (6 placas compuestas).

No. placa	k [W/m ² K]	Longitud [m]
1	15.1	0.05
2	21.9	0.05
3	15.1	0.05
4	15.1	0.05
5	21.9	0.05
6	15.1	0.05

Tabla B.1: Parámetros para caso base de placas compuestas.

B.1. Diferente generación interna.

En el primer caso se muestra el esquema representado por 6 placas compuestas de distintos materiales y con diferente longitud. El software ANSYS comprueba la solución de este caso en donde existe generación de calor interna en una de las placas y en donde se administra una fuente variable de 10 - 100 kW/m³.

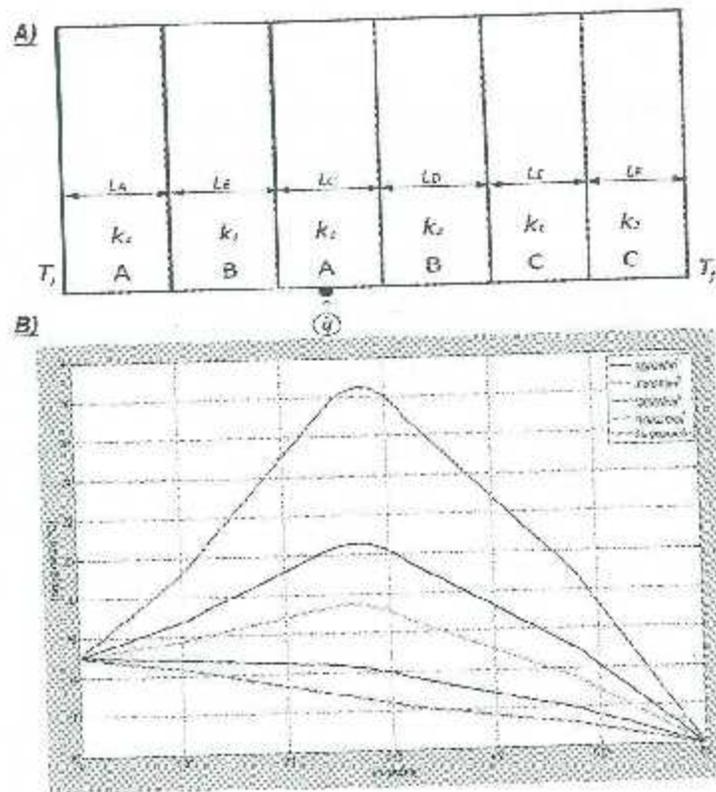


Figura B.1: A) Esquema de la pared compuesta. B) Perfil de temperatura en una pared compuesta para distintos valores de generación interna.

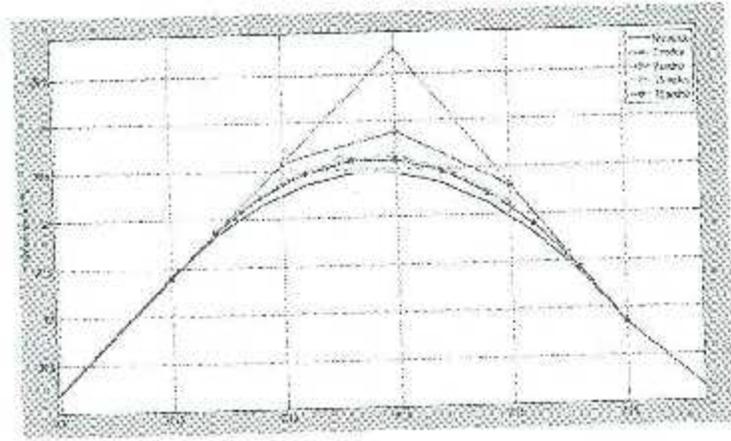


Figura B.3: Acercamiento a las sección de generación.

B.3. Conducción con generación interna variando la distancia del nodo de generación.

La demostración y aplicación del tercer caso; cuando se tiene generación interna, es reconocer y distinguir la variación que existe en la distribución de la temperatura cuando se desplaza la longitud de la resistencia del nodo de generación como referencia. En este caso se puede observar que de acuerdo a los resultados obtenidos del método de parámetros concentrados las temperaturas a lo largo de las placas compuestas se ven modificadas. Estos resultados se toman en cuenta para suponer que en una máquina eléctrica es necesario justificar en dónde son colocados los nodos de generación, ya que a partir de la ubicación, la distribución de temperatura se va ver modificada a lo largo del sistema.

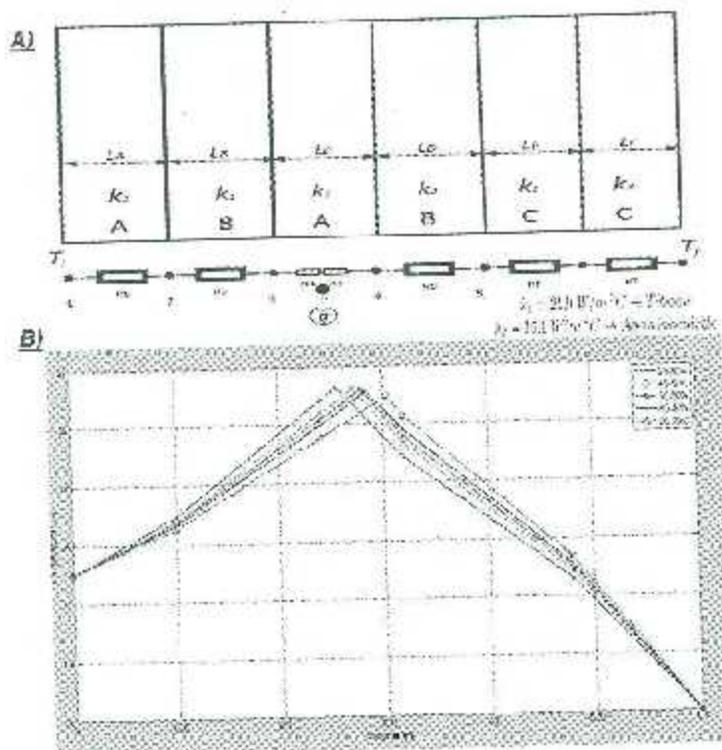


Figura B.4: A) Esquema de la pared compuesta. B) Perfil de temperatura en una pared compuesta con generación interna constante pero variando la posición del nodo de generación.

B.4. Generación interna variando el coeficiente convectivo en una de las paredes.

En el cuarto y último caso se realiza una simulación de la física del problema que hemos venido tratando en casos anteriores, pero con la diferencia de que ahora se presenta el fenómeno de convección en una de las paredes de las placas compuestas. En este caso la variación del coeficiente convectivo oscila entre los valores de $10 - 500 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, por lo que se ve reflejado en las temperaturas del sistema. Cuando mayor sea el coeficiente convectivo, menores temperaturas se someterán en las placas compuestas.

La transferencia de calor juega un papel muy importante en la naturaleza de una máquina eléctrica cuando tratamos con el calentamiento que se produce, la ilustración de este ejemplo es demostrar que en un sistema pueden existir muchas variaciones en la física de un problema, en el PMSG se observa en el comportamiento de las temperaturas cuando éste se ve sometido a diferentes velocidades de rotación, por lo que las temperaturas van a ser menores cuando exista mayor velocidad de rotación, ya que el coeficiente convectivo depende de la velocidad del fluido.

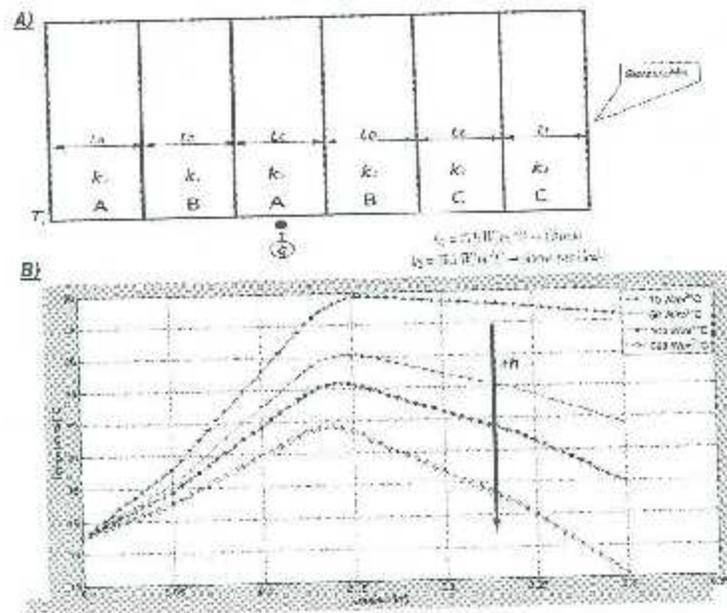


Figura B.5: A) Esquema de la pared compuesta. B) Perfil de temperatura en una pared compuesta para distintos valores del coeficiente convectivo.

Bibliografía

- [1] D. D. Incropera F.P., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer," XIX, 15, 20, 21, 41, 42, 43
- [2] "Convective Heat Transfer Coefficients Table Chart — Engineers Edge — www.engineersedge.com," XXIII, 17
- [3] "World Energy Council, <https://www.worldenergy.org/>," 1
- [4] "Solielimica, <http://www.solielimica.org/>," 1
- [5] "Universidad de Castilla La Mancha, <http://www.uclm.es/>," 1
- [6] "World Wind Energy Association, <http://www.wwindea.org/>," 1
- [7] "Asociación Mexicana de Energía Eólica, <http://www.amdee.org/>," 1
- [8] "Siemens - Siemens - Sustainable Energy," 1
- [9] "Gamesa, <http://www.gamesacorp.com/es/>," 1
- [10] F. M. González-Longatt, "Sistema Mecánico de Transmisión de Aerogeneradores de Eje Horizontal," 2007. 1
- [11] J. Kallrath, P. M. Pardalos, S. Rebennack, and M. Scheidt, eds., *Optimization in the Energy Industry*. Energy Systems, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009. 1
- [12] G.-H. Gyeong-Hun Kim, K. M. Kwang-Min Kim, S.-J. Sung-Jun Jung, H.-J. Hae-Jin Sung, H. Heecheol Park, S. Seokho Kim, M. Minwon Park, I.-K. In-Koun Yu, S. Sangjin Lee, A.-R. A-Rong Kim, and T.-J. Tae-Joon Park, "Design and Characteristic Analysis of a 10 kW Superconducting Synchronous Generator for Wind Turbines," *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 23, pp. 5202405-5202405, jun 2013. 2, 4
- [13] Z. Zhang, A. Matveev, S. Ovrebo, R. Nilssen, and A. Nysveen, "Review of modeling methods in electromagnetic and thermal design of permanent magnet generators

- for wind turbines," in *2011 International Conference on Clean Electrical Power (ICCEP)*, pp. 377–382, IEEE, jun 2011. 2, 4
- [14] J. M. Giménez Alvarez and J. C. Gómez Targarona, "Generación eólica empleando distintos tipos de generadores considerando su impacto en el sistema de potencia," *DYNA*, vol. 78, no. 169, pp. 95–104, 2011. 2
- [15] "CEMIE-Eólico , <http://www.cemieeolico.org.mx/>," 2
- [16] "Proyecto P10, <http://www.cemieeolico.org.mx/Proyectos/Proyecto-P10>," 2
- [17] D. Staton, A. Boglietti, and A. Cavagnino, "Solving the More Difficult Aspects of Electric Motor Thermal Analysis in Small and Medium Size Industrial Induction Motors," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 20, pp. 620–628, sep 2005. 3, 4, 5, 21
- [18] D. Dorrell, D. Staton, J. Kahout, D. Hawkins, and M. McGilp, "Linked electro-magnetic and thermal modelling of a permanent magnet motor," in *3rd IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2006)*, vol. 2006, pp. 536–540, IEE, 2006. 3, 5
- [19] C. Mejuto, "Improved lumped parameter thermal modelling of synchronous generators," 2010. 3, 30, 31
- [20] A. Björn, *Lumped Parameter Thermal Modelling of Electric Machines*. PhD thesis, 2013. 3, 16, 20, 22, 23, 24, 88
- [21] N. Rostami, M. R. Feyzi, J. Pyrhonen, A. Parviainen, and M. Niemela, "Lumped-Parameter Thermal Model for Axial Flux Permanent Magnet Machines," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 49, pp. 1178–1184, mar 2013. 4, 22
- [22] O. Keysan and M. A. Mueller, "A Homopolar HTSC Topology for Large Direct-Drive Wind Turbines," *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 21, pp. 3523–3531, oct 2011.
- [23] W. Tong, S. Wu, Z. An, and R. Tang, "Thermal Analysis of Direct-Drive Permanent Magnet Wind Generator using both Lumped Parameter Network and Finite Element Method," in *2010 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference*, pp. 1–4, IEEE, 2010.
- [24] H. Hu Tian, T. Tang Renyuan, and L. Li Yan, "Thermal and fluid flow field calculation and analysis of preparation of semi-direct drive PMWG," in *2013 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, pp. 1153–1156, IEEE, oct 2013.
- [25] H. Gorginpour, H. Oraee, and R. A. McMahon, "Electromagnetic-Thermal Design Optimization of the Brushless Doubly Fed Induction Generator," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 61, pp. 1710–1721, apr 2014.

- [26] L. Huang, Y. Zhang, and X. Feng, "Comparison of different cooling systems for Doubly-Fed Wind Generator," in *2012 IEEE Power Electronics and Machines in Wind Applications*, pp. 1-4, IEEE, jul 2012.
- [27] S. Ding, Z. Sun, and D. Deng Lei, "Calculation and analysis of fluid flow and heat transfer for large doubly-fed wind generator," in *Proceedings of 2011 6th International Forum on Strategic Technology*, vol. 1, pp. 619-623, IEEE, aug 2011.
- [28] A. Mahmoudi, S. Kahourzade, H. W. Ping, and A. Gandomkar, "Design optimization and analysis of AFPM synchronous motor considering electrical and thermal parameters," in *2013 1st International Future Energy Electronics Conference (IFEEEC)*, pp. 562-567, IEEE, nov 2013. 4
- [29] R. E. R. E. Steven, *Electrical machines and power electronics*. Wokingham Berkshire; Van Nostrand Reinhold (UK) Co, 1983. 5
- [30] M. Rajagopal, K. Sectharamu, and P. Ashwathnarayana, "Transient thermal analysis of induction motors," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 13, pp. 62-69, mar 1998. 5, 7
- [31] P. Mellor, D. Roberts, and D. Turner, "Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design," *IEE Proceedings B Electric Power Applications*, vol. 138, no. 5, p. 205, 1991. 5, 21
- [32] S. Mezani, N. Takorabet, and B. Laporte, "A combined electromagnetic and thermal analysis of induction motors," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 41, pp. 1572-1575, may 2005. 5
- [33] J. Driesen, *Coupled Electromagnetic-Thermal Problems in Electrical Energy Transducers*. K.U.Leuven, 2000.
- [34] P. Vong and D. Rodger, "Coupled electromagnetic-thermal modeling of electrical machines," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 39, pp. 1614-1617, may 2003. 5
- [35] A. Boglietti, A. Cavagnino, D. Staton, M. Shanel, M. Mueller, and C. Mejuto, "Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machines," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 56, pp. 871-882, mar 2009. 5, 21
- [36] G. Kylander, "Thermal modelling of small cage induction motors," 5. 42
- [37] J. Saari, "Thermal analysis of high-speed induction machines," 1998. 5
- [38] N. Benamrouche, M. Bouheraoua, and S. Haddad, "A Thermal Model for a TEFC Induction Motor -Development and Sensitivity Analysis," *Electric Power Components and Systems*, vol. 34, pp. 259-269, mar 2006. 5

- [39] P. Lindh, J. Nerg, J. Pyrhönen, M. Pelikarpova, H. Jussila, and M. Rilla, "Interior permanent magnet motors with non-overlapping concentrated windings or with integral slot windings for traction application," *PRZEGLĄD ELEKTROTECHNICZNY (Electrical Review)*, no. 12, 2012. 6
- [40] E. Spooner and B. Chalmers, "'TORUS': a slotless, toroidal-stator, permanent-magnet generator," *IEE Proceedings B Electric Power Applications*, vol. 139, no. 6, p. 497, 1992. 6
- [41] R.-J. Wang, M. Kamper, and R. Dobson, "Development of a Thermofluid Model for Axial Field Permanent-Magnet Machines," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 20, pp. 80–87, mar 2005. 6
- [42] R. Martin, "Axial flux permanent magnet machines for direct drive applications," 2007. 6
- [43] D. Staton, "Thermal computer aided design-advancing the revolution in compact motors," in *IEMDC 2001. IEEE International Electric Machines and Drives Conference (Cat. No. 01EX485)*, pp. 858–863, IEEE. 6
- [44] J. Muggleston, "Effect of geometric changes on the flow and heat transfer in the end region of a TEFC induction motor," in *9th International Conference on Electrical Machines and Drives*, vol. 1999, pp. 40–44, IEE, 1999. 6
- [45] J.-F. Trigeol, Y. Bertin, and P. Lagonotte, "Thermal Modeling of an Induction Machine Through the Association of Two Numerical Approaches," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 21, pp. 314–323, jun 2006. 6
- [46] G. AIROLDI, "Numerical Investigations of Air Flow and Heat Transfer in Axial Flux Permanent Magnet Electrical Machines," 2010. 7
- [47] D. Kowal, P. Sergeant, L. Dupré, and L. Vandebossche, "The Effect of the Electrical Steel Properties on the Temperature Distribution in Direct-Drive PM Synchronous Generators for 5 MW Wind Turbines," *IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS*, vol. 49, no. 10, 2013. 16
- [48] "Advances in Cryogenic Engineering: Proceeding of the 1970 Cryogenic Engineering Conference The University of Colorado Boulder, Colorado June 17–17, 1970 — H. H. Woodson (auth.), K. D. Timmerhaus (eds.) — digital library bookzz," 17
- [49] D. A. Howey, P. R. N. Childs, and A. S. Holmes, "Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines," *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, vol. 59, no. 3, 2012. 18
- [50] A. Boglietti, A. Cavagnino, and D. Staton, "Determination of Critical Parameters in Electrical Machine Thermal Models," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 44, no. 4, pp. 1150–1159, 2008. 20

- [51] Z. An, S. Hu, F. Yang, and R. Tang, "The Calculation of Temperature Field on a Permanent Magnet Wind Generator," in *International Conference on Electrical Machines and Systems, 2008. ICEMS 2008*, pp. 364–367, 2008. 24
- [52] J. Nerg, M. Rilla, and J. Pyrhönen, "Thermal Analysis of Radial-Flux Electrical Machines With a High Power Density," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 55, no. 10, pp. 3543–3554, 2008. 22, 23
- [53] J. Bai, Y. Liu, Y. Sui, C. Tong, Q. Zhao, and J. Zhang, "Investigation of the cooling and thermal-measuring system of a compound-structure permanent-magnet synchronous machine," *Energies*, vol. 7, no. 3, pp. 1393–1426, 2014. 20, 24
- [54] D. Staton and A. Cavagnino, "Convection Heat Transfer and Flow Calculations Suitable for Analytical Modelling of Electric Machines," in *32nd Annual Conference on IEEE Industrial Electronics, IECON*, pp. 4841–4846, 2006. 20, 21
- [55] A. Bousbaine, "An investigation into the thermal modelling of induction motors," 1993. 20, 38, 88
- [56] M. B. Kleiner, S. a. Kuehn, and K. Habeger, "High performance forced air cooling scheme employing microchannel heat exchangers," *IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology, Part A*, vol. 18, no. 4, pp. 795–804, 1995. 21
- [57] S. K. Chowdhury and P. K. Baski, "A simple lumped parameter thermal model for electrical machine of TEFC design," in *2010 Joint International Conference on Power Electronics, Drives and Energy Systems, PEDES 2010 and 2010 Power India*, pp. 1–7, 2010. 21
- [58] R. Shafiq, M. Kalantar, and A. Gholami, "Thermal Analysis of 10-MW-Class Wind Turbine HTS Synchronous Generator," *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 24, no. 2, pp. 90–98, 2014. 22, 23
- [59] J. Shazly, S. Walsh, and A. Yassin, "Thermal Analysis of Axial Flux Permanent Magnet Synchronous Motor using 3D Finite Elements," *International Journal of Thermal Technologies*, vol. 4, no. 4, pp. 313–319, 2014. 22
- [60] M. Kuosa, P. Sallinen, and J. Larjola, "Numerical and experimental modelling of gas flow and heat transfer in the air gap of an electric machine," *Journal of Thermal Science*, vol. 13, no. 3, pp. 264–278, 2004. 23
- [61] M. Kuosa, P. Sallinen, A. Reunanen, J. Backman, J. Larjola, and L. Koskelainen, "Numerical and experimental modelling of gas flow and heat transfer in the air-gap of an electric machine. Part II: Grooved surfaces," *Journal of Thermal Science*, vol. 14, no. 1, pp. 48–55, 2005. 23
- [62] B. Weigand, *Analytical Methods for Heat Transfer and Fluid Flow Problems*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2004. 24

- [63] Roger Peyret, "Handbook of computational fluid mechanics." 26
- [64] L. Popova, "Combined electromagnetic and thermal design platform for totally enclosed induction machines." 2010. 27
- [65] M. Rivero, "Análisis de dispositivos Magnetohidrodinámicos de bombeo." 2008. 27
- [66] C. Favela, "Modelo para el análisis de transitorios electromagnéticos en el transformador de un Aerogenerador," 2016. 29
- [67] A. Greer and C. Tindall, "Loss evaluation in genset alternators," 2000. 30
- [68] D. Ionel, M. Popescu, S. Dellinger, T. Miller, R. Heideman, and M. McGillp, "On the variation with flux and frequency of the core loss coefficients in electrical machines," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 42, pp. 658–667, may 2006. 30
- [69] O. Aglen, "Loss calculation and thermal analysis of a high-speed generator," in *IEEE International Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03.*, vol. 2, pp. 1117–1123, IEEE, 2003. 31
- [70] A. Nagorny, "HIGH SPEED PERMANENT MAGNET SYNCHRONOUS MOTOR / GENERATOR DESIGN FOR FLYWHEEL APPLICATIONS," 31, 32, 66
- [71] X. H. Zed TANG ANSYS and I. H. Xiao Zed TANG ANSYS, "Coupled Electromagnetic and Thermal Solution for Electric Machine Design," 35
- [72] Chunting Mi, "Modeling of iron losses of permanent magnet synchronous motors." 38
- [73] Ramu Krishnan, "Permanent Magnet Synchronous and Brushless DC Motor Drives."
- [74] Manilo G. Abele, "Structures of Permanent Magnets: Generation of Uniform Fields." 38
- [75] George Sidebotham, "Heat Transfer Modeling: An Inductive Approach —." 39
- [76] G. I. Taylor, "Distribution of Velocity and Temperature between Concentric Rotating Cylinders," *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, vol. 151, pp. 494–512, oct 1935. 88
- [77] B. Dutta and S. K. Chowdhury, "Steady state thermal model of TEFC induction machine," in *2012 IEEE International Conference on Power Electronics, Drives and Energy Systems (PEDES)*, pp. 1–6, IEEE, dec 2012. 88