

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

DESENVOLVIMENTO E SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE ARREFECIMENTO LÍQUIDO
PARA MOTOR AXIAL DE ÍMÃS PERMANENTES DE ALTO DESEMPENHO COM
APLICAÇÃO EM AUTOMOBILISMO

por

Felipe Antonio Zardo

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2021

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

Zardo, Felipe Antonio
DESENVOLVIMENTO E SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE
ARREFECIMENTO LÍQUIDO PARA MOTOR AXIAL DE ÍMÃS
PERMANENTES DE ALTO DESEMPENHO COM APLICAÇÃO EM
AUTOMOBILISMO / Felipe Antonio Zardo. -- 2021.
34 f.
Orientador: Guilherme Henrique Fiorot.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2021.

1. Perdas de calor em motores elétricos. 2. Motores
de fluxo axial e ímãs permanentes. 3. Automobilismo.
4. Arrefecimento de motores elétricos. 5. Simulação
termo-fluidodinâmica. I. Fiorot, Guilherme Henrique,
orient. II. Título.

Felipe Antonio Zardo

DESENVOLVIMENTO E SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE ARREFECIMENTO LÍQUIDO
PARA MOTOR AXIAL DE ÍMÃS PERMANENTES DE ALTO DESEMPENHO COM
APLICAÇÃO EM AUTOMOBILISMO

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Cirilo Seppi Bresolin
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Guilherme Henrique Fiorot

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Felipe Roman Centeno

Prof^ª. Dra. Mariana Resener

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre, dezembro de 2021

AGRADECIMENTOS

Agradeço a toda minha família, em especial, meus pais e minha irmã, pelo apoio durante toda minha jornada acadêmica e o incentivo à minha formação.

A Ana, pelo apoio e ajuda, tanto tecnicamente, possibilitando a realização deste trabalho, como pessoalmente no incentivo à minha carreira.

A toda equipe WDRC pelo suporte com as licenças de software necessárias à realização das simulações.

*Engineers like to solve problems.
If there are no problems handily available,
they will create their own problems.*

SCOTT ADAMS

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2021

DESENVOLVIMENTO E SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE ARREFECIMENTO LÍQUIDO
PARA MOTOR AXIAL DE ÍMÃS PERMANENTES DE ALTO DESEMPENHO COM
APLICAÇÃO EM AUTOMOBILISMO

Felipe Antonio Zardo

felipeazardo@gmail.com

Resumo. Com a recente adoção de sistemas híbridos e elétricos como principal fonte de tração em veículos de rua, vem surgindo, cada vez mais, categorias de competição automobilística que acompanhem essa tendência. Nessa aplicação, motores elétricos que possuam alto desempenho são necessários para manter a competitividade dos veículos. Dentre as topologias capazes de entregar alta densidade de torque e potência, destaca-se a de fluxo axial e ímãs permanentes, sendo o principal fator limitante ao aumento de seu desempenho a eficácia da solução de arrefecimento empregada. O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento e simulação de uma solução de arrefecimento líquido para essa topologia de motor elétrico. Através do estudo, modelagem e simulação das fontes de perda de calor em motores elétricos, simulação eletromagnética, de escoamento do fluido de arrefecimento e subsequente simulação termo-fluidodinâmica parcialmente acoplada, foi obtida a distribuição de temperatura no estator do motor. Comparando a distribuição de temperatura obtida com os valores máximos admissíveis dos componentes, especificados pelos fabricantes dos materiais utilizados em sua construção, foi possível avaliar geometrias distintas para o sistema de arrefecimento e selecionar uma possível configuração mais eficaz dentre as selecionadas para a operação do motor a 280 kW.

Palavras-chave: perdas de calor em motores elétricos, fluxo axial, ímãs permanentes, automobilismo, arrefecimento de motores elétricos, simulação fluidodinâmica-térmica.

Design and simulation of a liquid cooling system for a high-performance permanent magnet axial flux motor for motorsport applications

Abstract. With the recent adoption of hybrid and electric systems as main traction sources in road vehicles, motorsport classes have been increasingly following this trend. On this application, high performance electric motors are needed to maintain their competitiveness. Within the topologies capable of delivering high torque and power density, the axial flux permanent magnet is in highlight, with the main factor limiting its power increase being the efficacy of the cooling solution employed. The objective of this work is the simulation and development of a cooling solution for this motor topology. With an investigation and modeling of heat losses in electric motors, electromagnetic simulation, fluid flow simulation in the stator, and subsequent partially coupled thermal/ fluid flow simulation, the temperature distribution within the stator could be obtained. Comparing the obtained temperature distribution with the maximum allowable working temperature of the components, specified by the manufacturers of the used materials, it was possible to evaluate multiple fluid flow geometries for the cooling system and detect the most effective one for the operation of the motor at 280kW.

Keywords: heat losses in electric motors, axial flux, permanent magnet, motorsport, electric motor cooling, coupled thermal- fluid dynamic simulation.

NOMENCLATURA

Símbolos

a	Coeficiente de ajuste de curva	[-]
A_s	Densidade linear de corrente	[A/m]
b	Coeficiente de ajuste de curva	[-]
B	Densidade de fluxo magnético	[T]
B_g	Densidade de fluxo magnético no entreferro	[T]
B_m	Amplitude da densidade de fluxo magnético	[T]
c	Coeficiente de ajuste de curva	[-]
D_o	Diâmetro	[mm]
f	Frequência	[Hz]
H	Intensidade de campo magnético	[A/m]
I	Corrente	[A]
k_a	Coeficiente de perdas anômalas	[-]
k_d	Relação entre diâmetro interno e externo	[-]
k_e	Fator de força eletromotriz	[-]
k_i	Fator de forma da corrente	[-]
k_{hy}	Coeficiente de perdas por histerese	[-]
k_p	Fator de forma da potência	[-]
k_w	Coeficiente de perdas por correntes parasitas	[-]
m	Número total de fases	[-]
m_1	Número de fases por estator	[-]
n	Coeficiente de ajuste de curva	[-]
p	Pressão	[Pa]
P_f	Perdas de calor no núcleo ferromagnético	[W]
P_{fe}	Perdas de calor no SMC	[W/m ³]
Q_b	Perdas de calor por efeito Joule	[W]
R	Resistência	[Ω]
t	Tempo	[s]
T	Torque	[Nm]
u	Velocidade	[m/s]
x	Posição	[m]

y^+	Distância adimensional	[-]
-------	------------------------	-----

Símbolos gregos

α_p	Ângulo de polo	[graus]
α_m	Ângulo físico dos ímãs	[graus]
ρ	Massa específica do sólido	[kg m ⁻³]
τ_{ij}	Tensor de Reynolds	[Pa]
γ	Ângulo de inclinação dos ímãs	[graus]

Abreviaturas e acrônimos

CA	Corrente alternada
CAD	<i>Computer aided design</i>
CC	Corrente contínua
CFD	<i>Computational fluid dynamics</i>
FDTD	<i>Finite Difference Time Domain</i>
GCI	<i>Grid Convergence Index</i>
$k - \varepsilon$	Modelo de turbulência <i>k - Epsilon</i>
$k - \omega$	Modelo de turbulência <i>k - Omega</i>
RANS	<i>Reynolds averaged Navier-Stokes</i>
RSM	<i>Reynolds Stress Model</i>
SMC	<i>Soft Magnetic Composites</i>
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
YASA	<i>Yokeless and Segmented Armature</i>

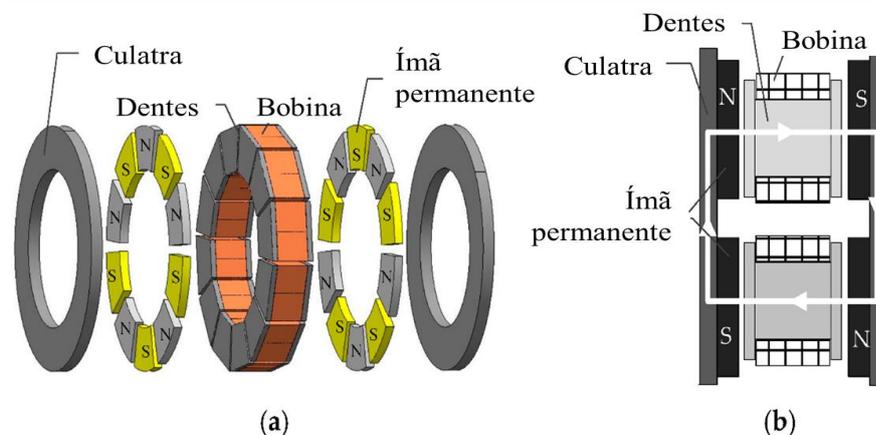
SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	9
2. OBJETIVO.....	9
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	10
3.1 Motores elétricos em aplicações automotivas.....	10
3.2 Fontes de perdas em máquinas elétricas	11
3.3 Simulação numérica fluidodinâmica.....	12
4. METODOLOGIA.....	13
4.1 Projeto eletromagnético	13
4.2 Projeto mecânico.....	14
4.3 Simulação eletromagnética	14
4.3.1 Construção do domínio.....	14
4.3.2 Definição dos parâmetros físicos.....	15
4.4 Cálculo das perdas de calor.....	16
4.5 Estudo do escoamento do fluído de arrefecimento	16
4.5.1 Modelagem da simulação fluidodinâmica	17
4.5.2 Definição da geometria de conduto de escoamento.....	18
4.6 Simulação termo-fluidodinâmica acoplada.....	19
4.6.1 Modelagem da simulação termo-fluidodinâmica acoplada	19
4.6.2 Critérios para avaliação dos resultados.....	20
5. RESULTADOS	20
5.1 Simulações eletromagnéticas e perdas	20
5.2 Simulação fluidodinâmica e propostas de geometria	21
5.3 Simulação térmica e fluidodinâmica acopladas	22
6. CONCLUSÃO.....	24
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	25
APÊNDICE A	28
APÊNDICE B.....	29
APÊNDICE C.....	30
ANEXO A	32

1. INTRODUÇÃO

Com a recente adoção de sistemas de tração elétrica em competições automobilísticas, existe uma crescente demanda por dispositivos que possuam alto desempenho, dentre eles motores elétricos, que precisam ser leves e potentes. Em aplicações nas quais se deseja acoplar o motor diretamente à roda, sem a utilização de uma transmissão mecânica deve-se, conseqüentemente, empregar um elevado número de polos magnéticos. Nessas condições, a topologia de ímãs permanentes e fluxo axial (Fig. 1) apresenta uma densidade de potência superior às demais, como destacado por Cavagnino et al. (2002), e por isso seu emprego é crescente.

Figura 1 – Construção de um motor de fluxo axial e ímãs permanentes: (a) vista explodida e (b) vista lateral. Fonte: Wang, Xu, Li e Li (2017).



O fator mais limitante no aumento do desempenho de um determinado motor elétrico, em especial a densidade de potência, é o arrefecimento interno de seus componentes. Quanto melhor a solução de dissipação do calor, menor a temperatura interna, mais potência pode ser desenvolvida para uma mesma massa do motor e maior a vantagem competitiva que se tem sobre os modelos concorrentes (ALI; HANIF; AHMED, 2016).

Devido ao alto desempenho exigido por máquinas elétricas aplicadas no automobilismo, a solução de arrefecimento proposta deverá conter informações sobre a corrente e o fluxo magnético presentes durante a operação do motor. Através de modelos que o correlacionem à geração de calor dos componentes, torna-se possível a utilização de ferramentas de simulação computacional térmica e fluidodinâmica para a obtenção da distribuição de temperatura dos componentes internos.

A motivação para este trabalho se encontra no fato de não existirem fabricantes nacionais de motores de alto desempenho para aplicações em carros de competição. Os custos de compra e importação de dispositivos equivalentes, fabricados no exterior, se configuram como uma barreira para desenvolvimento de veículos e categorias de automobilismo nacional híbridas e elétricas. O autor visa, através deste trabalho, realizar uma contribuição para o conhecimento técnico na área, diminuindo a barreira de implementação e, talvez, possibilitando que um motor competitivo a nível internacional venha a ser desenvolvido e fabricado no Brasil.

2. OBJETIVO

O presente trabalho tem como objetivo a simulação e o desenvolvimento de uma solução de arrefecimento líquido para um motor elétrico de fluxo axial e ímãs permanentes, através de

ferramentas de simulação computacional eletromagnética, térmica e fluidodinâmica, essas duas últimas sendo parcialmente acopladas através do transporte de entalpia. Para comprovar a eficácia da solução proposta, serão comparados, quantitativamente, os valores de temperatura máxima encontrados, com os valores admissíveis fornecidos pelos fabricantes dos materiais dos componentes.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse capítulo será apresentada uma fundamentação teórica sobre os aspectos teóricos relevantes a este trabalho. Inicia-se com uma fundamentação sobre motores elétricos, em seguida sobre fontes de perdas de calor em motores elétricos e, por último, sobre simulações numéricas fluidodinâmicas.

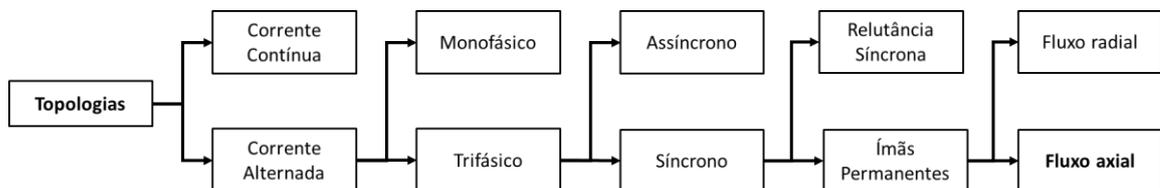
3.1 Motores elétricos em aplicações automotivas

Existe uma gama muito grande de topologias de motores elétricos, porém a aplicação automotiva promove ciclos de operação que são mecânica e eletricamente degradantes à maioria dos motores. Isso exige que as máquinas elétricas utilizadas nessas aplicações possuam uma ampla faixa de rotação de operação, alto rendimento, grande robustez e alta densidade de potência, entregando torque alto à baixa velocidade, e grande potência a altas velocidades (BILGIN et al. 2019).

Dentre as topologias capazes de atender estes requisitos destacam-se três, que são motores de indução, vantajoso por sua simplicidade e custo reduzido, de ímãs permanentes, capazes de entregarem alta densidade de potência e desempenho, e de relutância síncrona, sendo muito estudado em função de sua tolerância a altas temperaturas de operação. Os motores de ímãs permanentes representam a vasta maioria das aplicações automotivas em função das características destacadas, por isso, são os mais estudados (SANTIAGO et al., 2012).

Máquinas elétricas de ímãs permanentes podem ser divididas em duas classificações, conforme a Fig. 2, de fluxo radial e de fluxo axial. Os motores de fluxo radial são os mais comuns e, conseqüentemente, os mais utilizados, porém a topologia de fluxo axial vem ganhando espaço (SHAZLY; WAHSH; YASSIN, 2015).

Figura 2 – Classificação das diversas topologias de motor elétrico. Fonte: Autoria própria.



Motores elétricos de fluxo axial se diferem dos radiais por possuírem um fluxo magnético entre rotor e estator no sentido axial, isto é, paralelo ao eixo de giro do motor, conforme a Fig. 1. Isso faz com que o braço de alavanca, que correlaciona a força magnética entre o rotor e o estator com o torque gerado pela máquina, seja levemente maior que para um motor radial de mesmas dimensões, promovendo um leve aumento na densidade de torque do motor, característica dessa topologia. Sua grande limitação vem do fato que o rotor é fisicamente maior, portanto, a inércia rotacional é mais alta e a rotação máxima acaba sendo mecanicamente limitada pelos esforços gerados pela força centrípeta na estrutura do rotor (MOREELS, 2018).

Todas estas características fazem com que as máquinas de fluxo axiais fiquem segregadas a aplicações onde o motor é utilizado em acoplamento direto na roda, sem o uso de

transmissões, como é o caso de grande parte dos carros projetados para o automobilismo (CAVAGINO et al., 2002).

Apesar de máquinas de fluxo axial apresentarem boas características de desempenho relacionado ao projeto eletromagnético, um aspecto que exige atenção é o arrefecimento do motor. Existem diversos métodos para arrefecimento de máquina elétricas. Dentre os mais usuais tem-se, por exemplo, o arrefecimento a ar na qual um ventilador, usualmente acoplado no eixo do motor, insufla ar sobre a carcaça aletada do motor, ou diretamente sobre o estator. Outro método é o arrefecimento indireto na qual são usados canais para passagem de líquido de arrefecimento próximos às fontes de geração de calor do motor, dependendo da condução térmica para retirada do calor. Este método é usualmente empregado em máquinas radiais, através de canais de arrefecimento instalados na parte externa da carcaça do motor, próximos ao estator (BOURGAULT et al. 2019).

Por último, o arrefecimento direto é o método que vem sendo utilizado com mais frequência em motores de alto desempenho. Há diversos métodos de promover o contato direto do líquido de arrefecimento com as partes quentes do motor, como: o arrefecimento através de submersão, utilizado neste trabalho, na qual o estator fica submerso em líquido; por *spray* de óleo, onde óleo é disperso sobre o estator e o rotor em forma de *spray*; e por gás super-resfriado, em que o estator possui canaletas internamente às bobinas por onde é bombeado líquido a temperaturas negativas sobre ele. Este último método, em função do custo de se manter gás em sua forma líquida super-resfriada, é usualmente utilizado somente em máquinas de altíssima potência, como geradores de hidrelétricas (OKAZAKI; SUGIMOTO; TAKEDA, 2006; BOURGAULT et al. 2019).

3.2 Fontes de perdas em máquinas elétricas

Os fatores mais influentes no rendimento de uma máquina elétrica estão relacionados à perda de energia em forma de calor durante a operação do motor. As perdas que ocorrem em máquinas CA podem ser divididas em quatro categorias básicas: perdas no cobre, perdas mecânicas, perdas suplementares e perdas no núcleo.

As perdas no cobre ocorrem por aquecimento resistivo nos enrolamentos do estator e são relativas à corrente que flui por eles durante o funcionamento da máquina. As perdas mecânicas provêm do efeito atritivo entre os componentes móveis do motor com o ar e os rolamentos, assim como perdas de cargas oriundas do arrefecimento da máquina. Ademais, as perdas suplementares são provenientes de efeitos diversos não-modelados (CHAPMAN, 2013). As perdas mecânicas e suplementares constituem a minoria das perdas presentes em máquinas elétricas e, por esse motivo, na maioria dos estudos, elas podem ser desprezadas (SHAZLY; WAHSH; YASSIN, 2015).

As perdas no núcleo se dão por histerese e por correntes parasitas que surgem no material ferromagnético do motor (CHAPMAN, 2013). Diversos modelos foram desenvolvidos para computar esta categoria de perdas. Usualmente, a escolha de qual modelo utilizar requer um compromisso entre detalhamento, precisão, simplicidade e custo computacional. Todos estes métodos podem ser divididos em três grupos, com base no método de cálculo (BILGIN et al. 2019).

O primeiro grupo se baseia na equação de Steinmetz, é de fácil implementação e requer pouca informação sobre as características magnéticas do material, porém são de baixa exatidão (BILGIN et al. 2019).

O segundo grupo é comumente conhecido como equações de Bertotti (Eq. 2), seu método de cálculo se baseia na separação das perdas totais em três parcelas distintas, que correspondem a perdas por histerese, por correntes parasita e perdas anômalas.

$$P_{fe} = k_{hy}fB_m^n + k_wf^2B_m^2 + k_af^{1,5}B_m^{1,5} \quad (2)$$

Onde k_{hy} é o coeficiente relativo às perdas por histerese, k_w é o coeficiente de perdas por correntes parasitas, k_a é o coeficiente de perdas anômalas e n é um coeficiente de ajuste de curva. Essa metodologia é muito utilizada em softwares de simulação eletromagnética devido à sua facilidade de implementação e exatidão moderada (BILGIN et al. 2019).

O terceiro grupo consiste na modelagem das perdas através de laços de histerese. Esses laços devem ser obtidos através de medições empíricas, o que torna essa metodologia altamente exata, porém complexa e de difícil implementação, fazendo com que ela seja usada somente em estudos pontuais (BILGIN et al. 2019).

3.3 Simulação numérica fluidodinâmica

Em função da dificuldade de solução de problemas fluidodinâmicos completos, principalmente aqueles envolvendo geometrias complexas e escoamentos turbulentos tridimensionais, o uso de ferramentas de simulação capazes de encontrar soluções aproximadas para as equações que regem a dinâmica de fluidos se faz necessário. Assim, técnicas em CFD (*Computational Fluid Dynamics*) se utilizam de esquemas numéricos para a obtenção de soluções aproximadas para as equações de conservação.

As equações de Navier-Stokes modelam os princípios sobre os quais se baseia a dinâmica dos fluidos. As Eq. 3 e 4 apresentam o princípio da conservação da massa e do movimento, respectivamente, onde ρ é a densidade, v_i e v_j são velocidades, p é pressão e τ_{ij} é tensão cisalhante. Com essas equações é possível modelar o escoamento de um fluido e é a partir delas que os métodos numéricos resolvem os mais variados problemas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

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

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i v_j) = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (4)$$

Um dos métodos de solução numérica dessas equações é denominado RANS (*Reynolds Average Navier-Stokes*), onde o campo fluidodinâmico é resolvido através de médias temporais de velocidade e flutuações dessas, representadas pelo tensor de Reynolds.

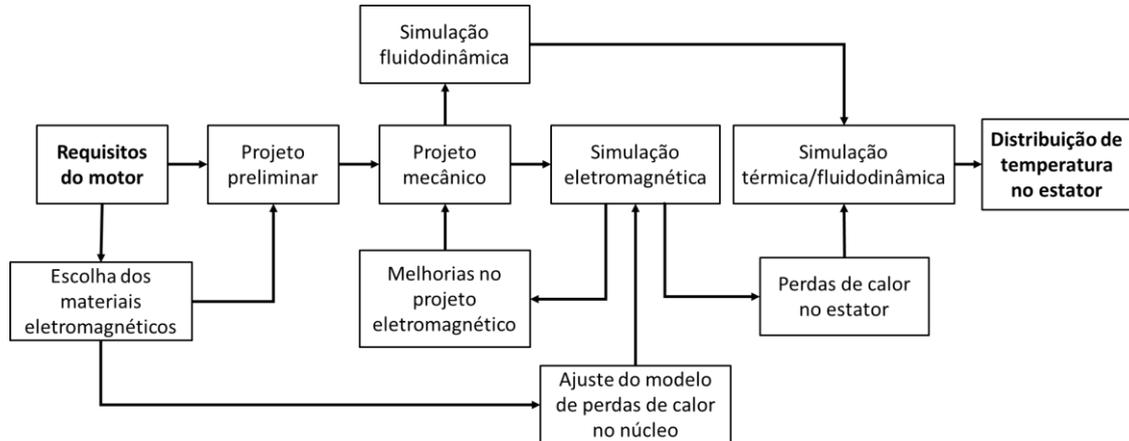
Em função da necessidade de se modelar o tensor de Reynolds, seis novas variáveis são introduzidas e resolvidas, através de modelos de turbulência. Existem diversos modelos de turbulência para os mais variados problemas de escoamento, que se dividem em dois grupos distintos: Modelos RSM (*Reynolds Stress Models*) e EVM (*Eddy Viscosity Models*) (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Os modelos do grupo EVM são os mais utilizados para solução de escoamentos turbulentos mais simples, por apresentarem custo computacional reduzido em comparação ao primeiro grupo.

O modelo SST (*Shear Stress Transport*) pertence a esse grupo e foi apresentado pela primeira vez por Menter (1992). É um modelo híbrido, que combina os bons resultados em escoamento livre do modelo $k - \varepsilon$ com o tratamento de parede do modelo $k - \omega$. Este modelo vem sendo utilizado, com bons resultados, para simulações CFD em escoamentos turbulentos, tanto livres como em condutos fechados, principalmente naqueles onde boa previsibilidade de separação de fluxo é necessária (MENTER; KUNTZ; LANGTRY, 2003).

4. METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentados as etapas e métodos utilizados para realização deste trabalho. Com o intuito de facilitar o entendimento deste capítulo, a Fig. 3 apresenta um diagrama do processo realizado.

Figura 3 – Diagrama das etapas da metodologia. Fonte: Autoria própria.



4.1 Projeto eletromagnético

Em função da dificuldade de acesso a informações detalhadas de máquinas elétricas de alto desempenho para aplicações em automobilismo, muito devido ao fato de os fabricantes atuais manterem dados técnicos sigilosos, através de acordos de confidencialidade com os seus clientes, se torna inviável o estudo e projeto de um sistema de arrefecimento para um motor elétrico já existente. Por esse motivo, será proposto um projeto totalmente novo de máquina elétrica a ser utilizado durante este trabalho, desenvolvido pelo autor, com potência nominal de 150 kW e rotação de 3000 rpm.

A primeira etapa de projeto de um motor elétrico é o projeto preliminar, no qual são calculadas, através de equações empíricas das especificações nominais da máquina e das propriedades dos materiais utilizados, as dimensões básicas dos componentes ativos do motor, ou seja, das bobinas, dentes, sapatas, ímãs e culatras. Vun e McCulloch (2015) desenvolveram as equações empíricas necessárias para o dimensionamento preliminar de uma máquina de topologia *Yokeless and Segmented Armature* (YASA), que serão utilizadas ao longo do projeto preliminar.

O diâmetro primitivo (D_o) da máquina elétrica é definido com base na Eq. 5:

$$D_o = \left(\frac{T}{(m/m_1)(\pi/8)k_e k_i k_p B_g A_s (1 - k_d^2)((1 + k_d)/2)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5)$$

onde m_1 é o número de fases por estator, m é o número total de fases, k_e é o fator da tensão induzida, k_i é o fator de forma da corrente, k_p é o fator de forma da potência elétrica, k_d é a relação entre diâmetro interno e externo da máquina, B_g é a densidade de fluxo magnético no entreferro, em T, A_s é a densidade linear de corrente, em A/m, e T é o torque nominal, em Nm.

As equações necessárias para o cálculo dos fatores da Eq. 5 e demais dimensões da máquina elétrica são apresentadas por Vun e McCulloch (2015), e foram determinadas utilizando-se os valores sugeridos para as constantes indicados por Pyrhönen (2008). Os materiais selecionados para a máquina elétrica foram ímãs de neodímio, classe N52M da

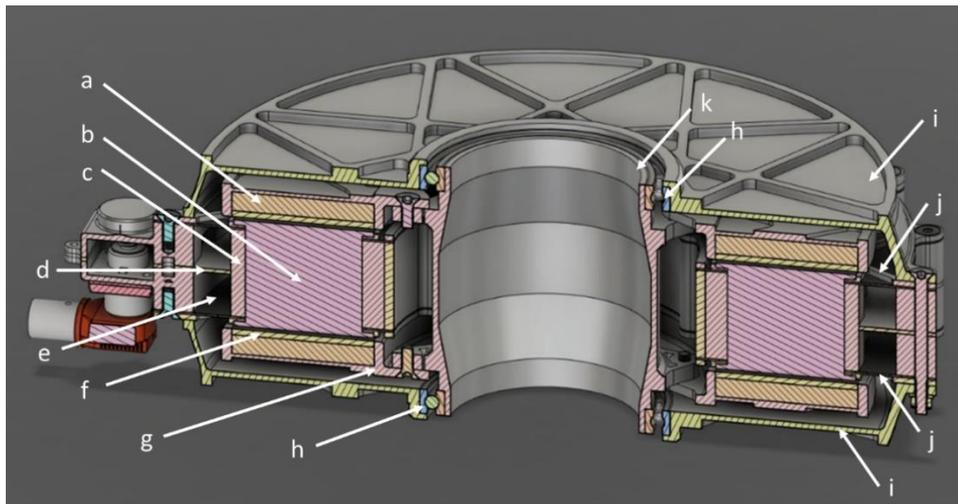
fabricante *Arnold Magnetic Technologies*, e *Soft Magnetic Composites (SMC)* para o núcleo, classe *Somaloy 1000 3P* da fabricante *Höganäs*. As propriedades dos materiais são apresentadas no Anexo A, enquanto o Apêndice A apresenta algumas melhorias realizadas no projeto eletromagnético do motor.

4.2 Projeto mecânico

A partir do projeto eletromagnético finalizado, procede-se para a realização do projeto mecânico do motor. Este projeto é executado através de ferramentas de modelagem CAD e é especialmente necessário, pois as etapas seguintes utilizam o modelo 3D da máquina elétrica para a geração de malha e simulação de elementos finitos.

O design da máquina elétrica foi inspirado nos motores comercializados pelas empresas YASA® (subsidiária da Daimler®) e Magnax®, principalmente nos aspectos relativos à fixação mecânica dos dentes do estator e ao projeto do rotor. A Fig. 4 apresenta uma visão em corte do projeto mecânico da máquina elétrica.

Figura 4 – Projeto mecânico da máquina elétrica: (a) culatra do rotor; (b) núcleo do dente; (c) bobina; (d) separador de escoamento; (e) canal de escoamento do líquido de arrefecimento; (f) ímãs permanentes; (g) estrutura do rotor; (h) rolamento; (i) carcaça estrutural do motor; (j) estrutura de fixação do estator. Fonte: Autoria própria.



4.3 Simulação eletromagnética

A simulação eletromagnética do motor foi realizada com o intuito de validar as dimensões do motor obtidas no projeto eletromagnético e angariar dados necessários para o cálculo do calor gerado pela máquina elétrica. Neste projeto é utilizado um software comercial de simulação eletromagnética denominada Flux®, da empresa Altair®.

A simulação computacional empregada resolve as equações de Maxwell através do método *finite-difference time domain* (FDTD), que consiste na substituição das equações originais por aproximações em diferenças finitas, como explica Sevgi (2014). Esta metodologia é simples, de baixo custo computacional e possui solução iterativa.

4.3.1 Construção do domínio

A primeira etapa para a realização da simulação eletromagnética é a definição do domínio de simulação. A partir do modelo CAD dos componentes do motor é possível efetuar a inserção dos componentes do núcleo do estator, isto é, aqueles que são responsáveis pelo

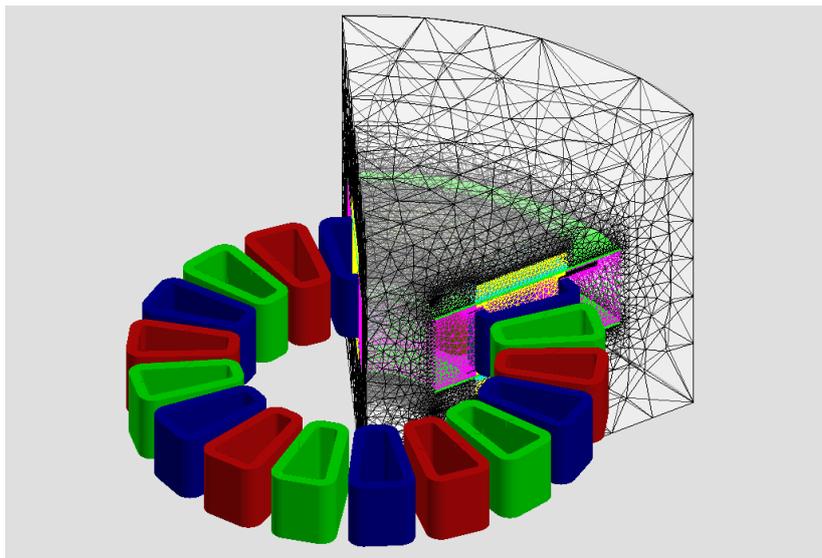
direcionamento do fluxo magnético na simulação. Para tal, importa-se o modelo 3D composto pelas culatras, ímãs, dentes e os volumes de ar que preenchem os espaços “vazios”, para o software de simulação.

Ao redor desses componentes é criado um espaço de formato cilíndrico denominado “infinito” que envolve todos os volumes modelados e serve como condição de contorno para a simulação no sentido axial e radial. Neste espaço o fluxo magnético é totalmente disperso.

Por se tratar de um motor de formato cilíndrico, com rotação em um eixo fixo, é possível a aplicação de condições de periodicidade ao modelo, que cortam e delimitam tanto o volume “infinito” quanto os componentes do motor. Neste trabalho, a geometria do estator e do rotor possui um passo de repetição igual a 1/6, portanto, limita-se devidamente o domínio de simulação a 60° e aplica-se periodicidade igual a 6.

Finalmente, para a malha foi utilizada a ferramenta de criação de malha automática presente no software, empregando os parâmetros recomendados no manual do usuário do Flux©, que foram: *deviation*, parâmetro relativo ao detalhamento de pequenas curvaturas, de 0,6; *relaxation*, parâmetro relativo ao detalhamento de aristas, de 0,5; e *shadowface*, parâmetro relativo à proximidade de volumes, de 0,5. A Fig. 5 introduz o domínio completo da simulação no software Flux©.

Figura 5 – Domínio da simulação eletromagnética. Fonte: Autoria própria.



4.3.2 Definição dos parâmetros físicos

Nessa etapa, são ajustados os parâmetros físicos para a simulação e são inseridas as propriedades magnéticas dos materiais ativos, em especial suas curvas de densidade de fluxo magnético (B) pela intensidade de campo magnético (H).

Assim, as bobinas da máquina elétrica são criadas e alocadas no domínio. Por se tratar de elementos não-malhados da simulação, sua solução é dada a partir de equações analíticas durante a simulação numérica. Para isso, é necessário definir a geometria e posição das mesmas para que o software, através das equações de Biot-Savart, possa calcular o fluxo magnético gerado por uma corrente que as percorrem.

Por último, são definidos os parâmetros operacionais da máquina. É definida a velocidade de rotação e sentido de giro do rotor e criado um circuito elétrico equivalente, para representar as bobinas e as fontes de corrente que alimentam as bobinas. Com isso é possível obter o torque eletromagnético resultante no rotor do motor, que é facilmente transformado em potência através da multiplicação com a velocidade angular.

Finalmente, é necessário ajustar os parâmetros da simulação. Como o software trabalha com solução numérica no domínio do tempo, define-se um tempo máximo de simulação, equivalente a 1/6 de volta do motor à rotação nominal e um passo de simulação (*time-step*) equivalente a 50 divisões do tempo total. Os valores utilizados foram $3,5 \cdot 10^{-3}$ s e $7 \cdot 10^{-5}$ s, respectivamente.

4.4 Cálculo das perdas de calor

A geração de calor dentro de um motor elétrico ocorre durante o processo de conversão de energia elétrica em energia mecânica. Dentre as perdas destacadas na seção 3.2, as perdas no cobre e as perdas no núcleo constituem a maior parte do calor gerado, portanto serão desprezadas as demais fontes de geração de calor. Além disso, serão considerados apenas componentes do estator. Uma vez que o rotor possui uma geração de calor inferior ao estator e este se encontra exposto à carcaça, sua dissipação de calor pode ser realizada somente através de convecção.

As perdas no cobre são calculadas a partir da Eq. 6. Essas são computadas internamente ao software, na solução eletromagnética do domínio, conhecendo-se o valor de resistência ôhmica volumétrica do material utilizado para as bobinas, neste caso, o cobre, o volume geométrico das bobinas e a corrente que as atravessa.

$$Q_b = I^2 R \quad (6)$$

Onde R é a resistência equivalente da bobina, calculada pelo software, I é a corrente que as atravessa e Q_b é a taxa instantânea de geração de calor. A taxa instantânea é, então, convertida para um valor médio temporal, que será utilizado nas etapas posteriores.

Para as perdas no núcleo do estator, emprega-se o modelo de Zhang (2017), descrito pela Eq. 7, que correlaciona a amplitude da variação do fluxo magnético que atravessa o núcleo do estator (B_m) com a taxa de geração de calor. Tal método é derivado do modelo de Bertotti (BERTOTTI, 1985) para perdas de calor em materiais do tipo SMC (*soft magnetic composites*).

$$P_{fe} = k_{hy} f B_m^{(a.B_m^2 + b.B_m + c)} + k_w f^2 B_m^2 + k_a f^{1,5} B_m^{1,5} \quad (7)$$

Onde a, b, c são constantes de ajuste de curva e P_{fe} é a taxa de geração volumétrica de calor, em W/m^3 . Os fatores presentes na Eq. 7 devem ser calibrados para o material específico utilizado no núcleo do estator, processo descrito no Apêndice B.

Assim, obtêm-se as taxas de geração de calor para cada um dos elementos da malha através da amplitude da densidade de fluxo magnético. Esta solução pode, então, ser exportada para posterior utilização no software de simulação termo-fluidodinâmica.

4.5 Estudo do escoamento do fluido de arrefecimento

A partir do modelo CAD da máquina elétrica finalizado, é possível o estudo de propostas para o escoamento do fluido de arrefecimento dentro do motor elétrico. Por se tratar de uma máquina de alto desempenho, requer uma solução de arrefecimento altamente eficaz.

Por esse motivo, é escolhida a modalidade de arrefecimento direto, isto é, o fluido de arrefecimento escoa diretamente em contato com as bobinas e o núcleo do estator, minimizando a distância em que o calor deve ser transferido por condução térmica e, conseqüentemente, a temperatura dos componentes internos.

Para garantir que a distribuição de temperatura seja uniforme sobre toda a geometria da máquina elétrica, um escoamento homogêneo do líquido de arrefecimento sobre todos os dentes

do estator é essencial. Para avaliar esse propósito, foram desenvolvidos 4 modelos de condutos para o líquido, com imagens detalhadas no Apêndice C, que serão simulados através do software de simulação CFD SimLab®, da empresa Altair®.

O modelo 1, usado como modelo base, emprega todo o espaço útil em que o líquido pode escoar, sem dispositivos para controle da velocidade ou da vazão em nenhuma das aletas. O modelo 2 é uma variante do modelo 1, onde a seção transversal de escoamento de líquido, tanto no conduto de entrada, quanto no de saída, diminui ao longo de seu trajeto pelo motor na tentativa de manter a velocidade de escoamento uniforme na geometria.

O modelo 3 foi desenvolvido a partir do modelo 2, adicionando anteparos, com aberturas de tamanho constante situadas imediatamente à frente de cada uma das aletas com o intuito de equalizar a vazão de líquido de entrada para elas. E, por último, o modelo 4 é uma variante do modelo 3, onde os anteparos são reduzidos e posicionados imediatamente à frente da entrada das aletas.

4.5.1 Modelagem da simulação fluidodinâmica

A primeira etapa da simulação fluidodinâmica é a definição do domínio físico. Por se tratar de uma geometria gerada diretamente em CAD, é possível obter diretamente o volume correspondente ao domínio onde o escoamento do líquido de arrefecimento se concentra. Por esse motivo, o domínio da simulação é restrito a esse volume e é utilizada uma condição de simetria no plano vertical do domínio. O fluido de arrefecimento é definido como uma mistura de 50% etileno glicol e 50% água, com viscosidade de $1,5 \cdot 10^{-3}$ Pa.s, massa específica de 1058 kg/m^3 e calor específico de $3,565 \text{ kJ/m}^3$, a $338,15 \text{ K}$, temperatura média de operação do sistema de arrefecimento dos veículos. A Fig. 6 exibe o domínio completo da simulação utilizado no software SimLab®.

As condições de contorno são determinadas com base nas condições de operação do sistema de arrefecimento e vêm ilustradas na Fig. 6. Será utilizada uma bomba de água elétrica para circulação do líquido de arrefecimento, de modelo *Pierburg CWA200*, com capacidade de vazão de 100 L/min a $0,5 \text{ bar}$ de pressão. Por esse motivo, a condição de contorno de entrada (verde), com área de seção transversal de $266,4 \text{ mm}^2$, será definida como entrada de vazão volumétrica e ajustada para o valor de 50 L/min em função da simetria, o que resulta em um número de Reynolds da ordem de $4 \cdot 10^4$. Já a condição de contorno de saída (laranja) é definida como *Outlet* simples a 0 bar . As paredes são definidas como paredes simples (azul), sem deslizamento.

Por se tratar de simulações com condições de escoamento turbulento, faz-se necessário o uso de um modelo de turbulência para solução total do problema. Para tal, é selecionado o modelo de turbulência de SST, por esse apresentar boa robustez e precisão no tratamento de fluxo próximos a paredes (MENTER; KUNTZ; LANGTRY, 2003). A simulação é ajustada para a o regime permanente e os critérios de convergência para os residuais são definidos em $1 \cdot 10^{-4}$. A geração da malha é feita pela ferramenta do próprio software em elementos tetraédricos.

Inicialmente, simulações preliminares foram realizadas para as 4 geometrias para determinar a configuração que apresentaria a maior velocidade de escoamento do fluido. Em seguida, para esse caso, modelo 1 e velocidade máxima de $4,8 \text{ m/s}$, calculou-se o menor elemento de malha necessário para a simulação, através de coordenadas de parede y^+ . Como é utilizada função de parede no domínio da simulação, recomenda-se o uso de valores de y^+ entre 30 e 80 (WILCOX, 2006). Para essa simulação, adota-se o valor de 50, o que resulta em $0,4486 \text{ mm}$ de espessura no primeiro elemento da malha, próximo à parede.

Com o menor elemento de malha determinado, utiliza-se a metodologia de *grid convergence index* (GCI), apresentada por Roache (1994), para determinação da qualidade de

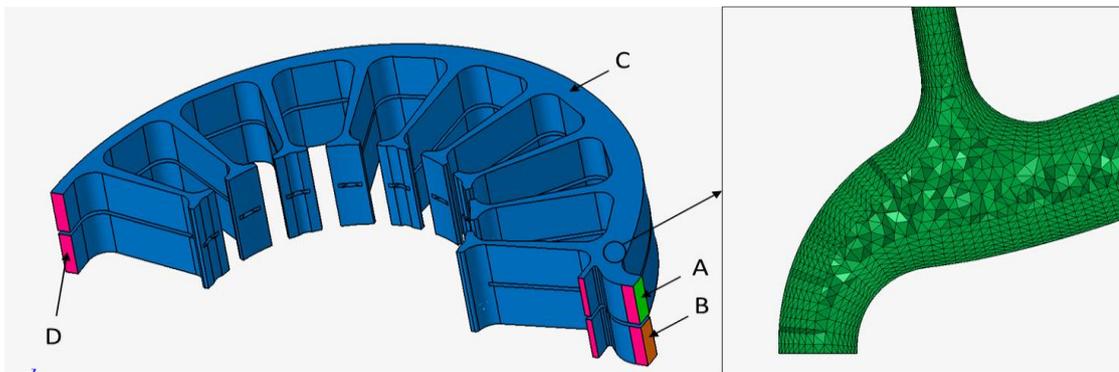
refinamento da malha e tamanho médio dos elementos. Para tal, geraram-se três malhas distintas, com um índice de refinamento de 1,35. O parâmetro utilizado para avaliação do GCI é a velocidade máxima e o fator de segurança é 1,25. Os resultados da análise são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Resultados do cálculo de GCI.

Malha	Nº de elementos	Tamanho característico dos elementos [mm]	Velocidade máx. [m/s]	GCI [%]
Grossa	1759948	2,50	4,690	1,825
Média	4458379	1,50	4,803	0,694
Fina	11189139	1,00	4,846	0,430
Extrapolação	-	-	4,873	-

Com o intuito de avaliar os resultados obtidos no cálculo do GCI, foi analisado o valor do fator de convergência assintótica, que, para esse caso, resulta em 1,008 – indicando que os valores obtidos podem ser usados para a escolha da malha utilizada nas simulações. Dentre as três malhas, a que apresenta a melhor relação entre custo computacional e erro calculado por GCI é a malha média, uma vez que essa demanda, aproximadamente, 2 vezes o tempo de simulação da malha mais grosseira, enquanto a mais fina demanda, aproximadamente, 5 vezes o tempo da malha média. Por esse motivo a malha média será utilizada para todos os modelos.

Figura 6 – Domínio da simulação fluidodinâmica com detalhe da malha na região de entrada e condições de contorno: (A) Entrada de vazão volumétrica de 50 L/min; (B) Saída de pressão nula; (C) Paredes sem deslizamento; (D) Simetria. Fonte: Autoria própria.



4.5.2 Definição da geometria de conduto de escoamento

Uma vez obtidas as distribuições de velocidade de escoamento nos quatro modelos de condutos de fluidos de arrefecimento propostos, o objetivo é avaliar qual deles apresenta os melhores resultados para posterior análise térmica acoplada. Para essa avaliação, leva-se em conta somente as velocidades de escoamento em cada uma das aletas do estator, não sendo necessária a avaliação da perda de carga associada a cada modelo.

A avaliação é realizada através da comparação do desvio padrão de velocidades sobre os dentes. Cada um dos modelos tem a velocidade em um ponto médio de escoamento, situado no diâmetro que encontra o centro geométrico dos dentes no plano horizontal, deslocado 10 mm no plano vertical, computada e utilizada na obtenção do valor de desvio padrão das velocidades.

4.6 Simulação termo-fluidodinâmica acoplada

A última etapa do projeto é a simulação termo-fluidodinâmica acoplada. Nessa etapa utilizam-se todos os dados calculados e coletados ao longo do trabalho para determinar o perfil da distribuição de temperaturas sobre os componentes do motor através da resolução do problema da transferência de calor, neste caso puramente convectiva, entre os sólidos e o fluido de arrefecimento. Com essa distribuição é possível avaliar a eficácia da proposta de arrefecimento e conhecer os limites de potência da máquina elétrica. Para essa simulação será novamente utilizado o software de simulação SimLab®, da empresa Altair®, uma vez que esse permite o acoplamento parcial de simulação térmica com fluidodinâmica sem processos complicados.

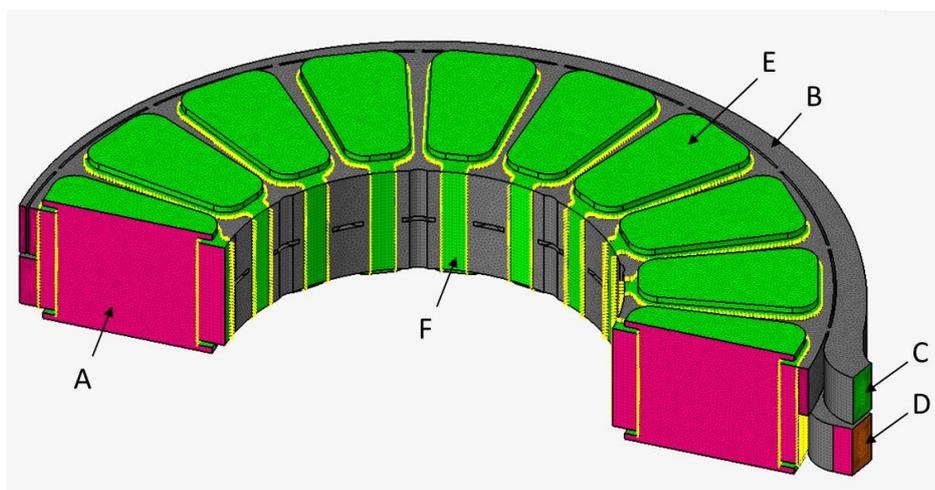
4.6.1 Modelagem da simulação termo-fluidodinâmica acoplada

O domínio da simulação é similar ao da Seção 4.5, sendo adicionados àquela as geometrias correspondentes aos componentes ativos do estator, ou seja, dentes e bobinas. A malha gerada para estes novos volumes segue, por simplicidade, o tamanho médio obtido para o volume de líquido.

As condições de contorno para a fase fluida são idênticas às utilizadas na Seção 3.5, com a adição da temperatura do fluido na entrada do escoamento, fronteira verde da Fig. 7, ajustada para 338,15 K. Para os componentes sólidos, são ajustados os valores médios de geração de calor nas bobinas, obtidos na Seção 3.4, através da imposição de uma taxa de geração de calor homogênea nos volumes correspondentes às bobinas. São importados os valores espaciais de geração de calor para os dentes do estator, obtidos com o modelo de Bertotti modificado, através da ferramenta de mapeamento do software, que transfere os valores correspondentes à taxa de geração de calor de cada um dos elementos da malha da simulação eletromagnética para cada um dos elementos de malha da simulação termo-fluidodinâmica.

Todas as demais fronteiras externas do domínio são ajustadas para a condição de não deslizamento adiabático e resistências de contato são desprezadas. A Fig. 7 apresenta o domínio da simulação com as condições de contorno indicadas.

Figura 7 – Domínio da simulação termo-fluidodinâmica com condições de contorno: (A) Simetria (B) Paredes com condição de não deslizamento adiabático; (C) Entrada de vazão volumétrica de 50 L/min; (D) Saída de pressão nula; (E) Dentes com geração de calor mapeada; (F) Bobinas com taxa de geração de calor homogênea. Fonte: Autoria própria.



A conexão entre a solução obtida para a conservação de energia entre os volumes sólidos e fluidos é realizada automaticamente pelo software. Demais configurações, não mencionadas, são as mesmas utilizadas na Seção 4.5.

4.6.2 Critérios para avaliação dos resultados

Uma vez obtida a distribuição espacial das temperaturas no interior do motor elétrico, torna-se possível a avaliação da eficácia da solução de arrefecimento proposta. Os componentes internos do motor possuem valores máximos de temperatura admissível de trabalho, especificados pelo fabricante. Para o material SMC selecionado, o fabricante especifica um limite de 493 K, enquanto o verniz das bobinas, de classe H, resiste a temperaturas de até 453 K. Conhecendo-se esses valores, é possível uma análise quantitativa da solução de arrefecimento frente às temperaturas admissíveis.

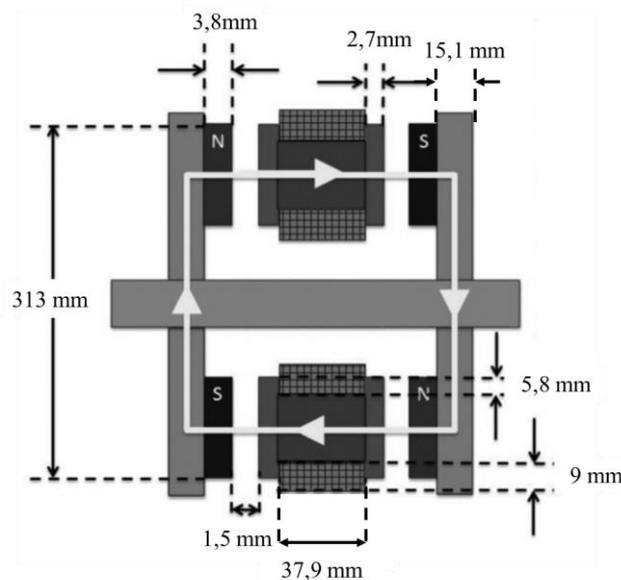
5. RESULTADOS

5.1 Simulações eletromagnéticas e perdas

O projeto mecânico do motor resultou em dimensões externas de 390 mm de diâmetro, 162 mm de comprimento, com um peso aproximado de 42 kg, segundo o projeto CAD. Isso equivale a aproximadamente 4,2 kW/kg à potência contínua, valor superior ao YASA® 750R, que possui densidade de potência igual a 1,9 kW/kg nas mesmas condições de operação, mas inferior ao EMRAX® 268MV, que desenvolve 5,2 kW/kg e abaixo do Integral Powertrain® SPM 242 que possui densidade de potência igual a 9,3 kW/kg.

Todas as dimensões e outros fatores relevantes ao projeto eletromagnético do motor, resultantes do cálculo preliminar, são apresentadas na Fig. 8.

Figura 8 – Cotas construtivas do motor. Fonte: Autoria própria.

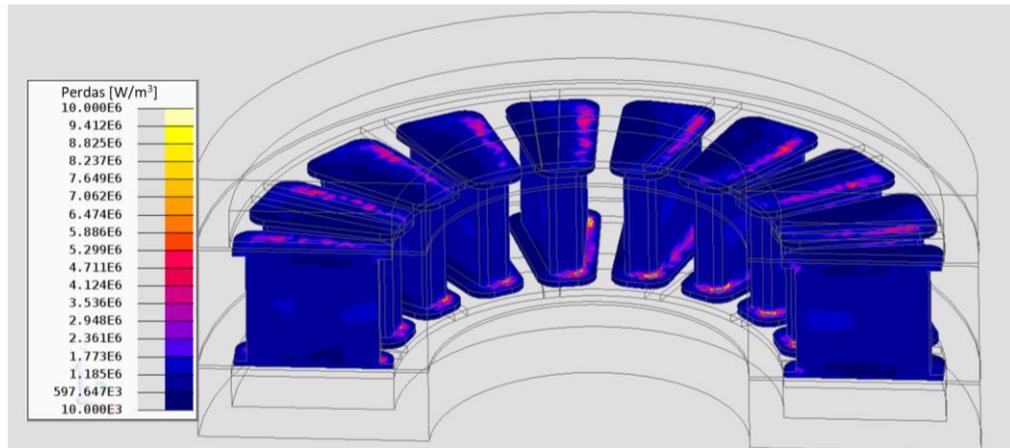


Na simulação eletromagnética, as partes ferromagnéticas do motor apresentaram densidade de fluxo magnético dentro dos limites de saturação do material (<1.8 T). A potência nominal estimada durante o projeto preliminar foi superada, atingindo um valor de 177,5 kW,

com um torque de 565 Nm, durante simulação a 183 A_{rms} . Na condição de potência máxima foi atingido o valor de 280 kW a 450 A_{rms} .

Na simulação eletromagnética também foram obtidos os valores das perdas no cobre e no núcleo. No caso das perdas no cobre, há perdas equivalentes a 378 W em cada uma das bobinas. As perdas no núcleo foram calculadas através do modelo de perda de calor calibrado e resultaram na distribuição apresentada pela Fig. 9.

Figura 9 – Distribuição do calor gerado nos dentes do estator, em W/m^3 . Fonte: Autoria própria.



Percebem-se valores de geração de calor maiores em um dos lados dos dentes, isso se deve à inclinação utilizada nos ímãs do rotor, descrita no Apêndice A. A densidade de fluxo magnético é maior na região onde a sapata do dente encontra o ímã durante a rotação do motor. Nessa simulação, o motor gira no sentido anti-horário em relação ao eixo vertical do modelo na Fig. 9. Então, a região de entrada de todos os dentes possui uma taxa de geração de calor superior, devido à maior amplitude da densidade de fluxo magnético.

Com o intuito de avaliar mais facilmente as taxas de geração de calor, a distribuição de geração de calor apresentada foi integrada no volume dos dentes do estator, resultando em uma perda de calor de 72,5 W por dente. As perdas totais do estator, no cobre e no núcleo, somam 8,11 kW.

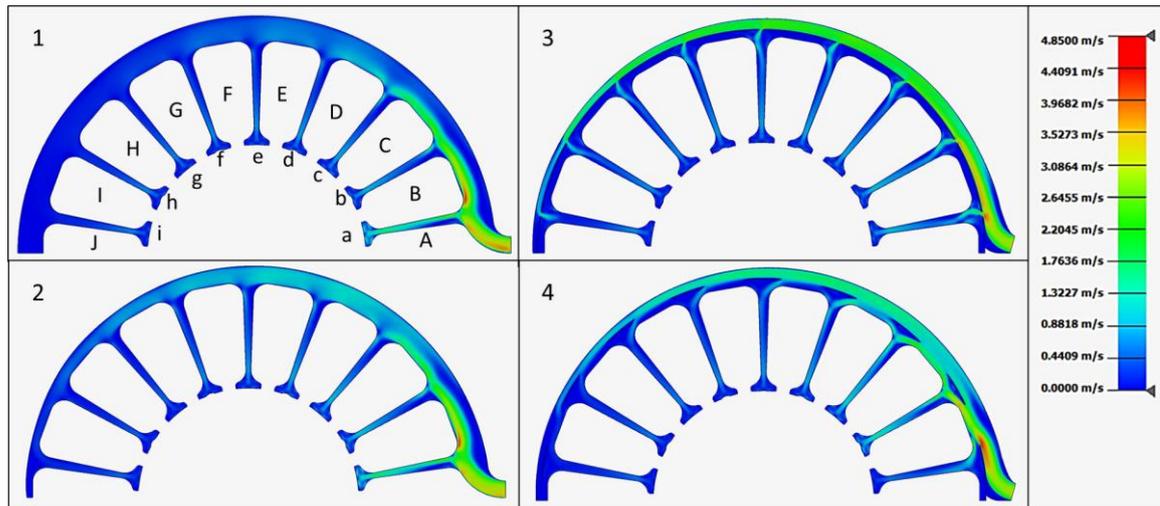
5.2 Simulação fluidodinâmica e propostas de geometria

Partindo para os cálculos da distribuição de escoamento do fluido de arrefecimento, a simulação fluidodinâmica desacoplada resultou na distribuição de velocidades para cada uma das quatro propostas de arrefecimento, conforme a Fig. 10. Com esses resultados, avaliou-se o desvio padrão das velocidades no ponto médio de cada um dos condutos de arrefecimento entre os dentes, conforme a Tabela 3.

Tabela 3 – Velocidades do fluido em cada uma das aletas.

Aleta	a	b	c	d	e	f	g	h	i	\bar{v}	σ	
Modelo	Velocidade do fluido de arrefecimento [m/s]											
1	2,71	1,72	1,66	1,48	1,33	1,34	1,22	1,26	1,21	1,55	0,44	
2	2,72	1,84	1,63	1,56	1,44	1,31	1,21	1,11	1,05	1,54	0,48	
3	1,74	1,71	1,61	1,42	1,38	1,37	1,24	1,28	1,34	1,45	0,17	
4	1,15	2,11	1,87	1,64	1,41	1,31	1,2	1,17	1,13	1,44	0,33	

Figura 10 – Distribuição de velocidades nas propostas de conduto de fluido de arrefecimento. Fonte: Autoria própria.

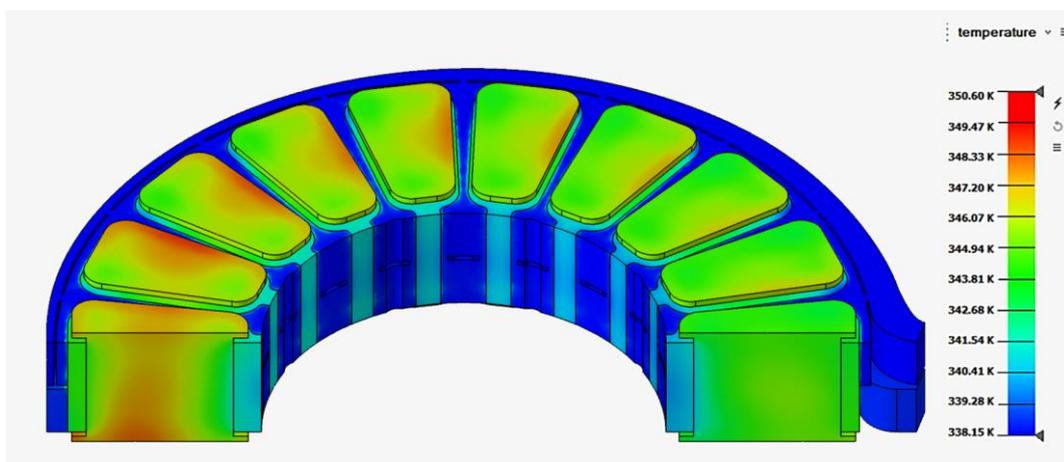


Conforme previsto, nota-se que o escoamento das aletas é fortemente influenciado pela configuração geométrica do conduto. Desta maneira, o Modelo 3 apresentou a distribuição de velocidades mais uniforme entre as aletas, com o menor desvio padrão ($\sigma = 0,17$), e foi escolhido como proposta para simulação termo-fluidodinâmica acoplada. Os demais modelos tiveram problemas no controle da velocidade de escoamento, sobretudo nas aletas a e b, apresentando valores significativamente maiores que as outras aletas.

5.3 Simulação térmica e fluidodinâmica acopladas

A Fig. 11 apresenta a distribuição de temperatura para o estator do motor, operando à condição nominal, de 177,5 kW, empregando o conduto de fluido de arrefecimento proposto na Seção 5.2.

Figura 11 – Distribuição de temperatura. Fonte: Autoria própria.



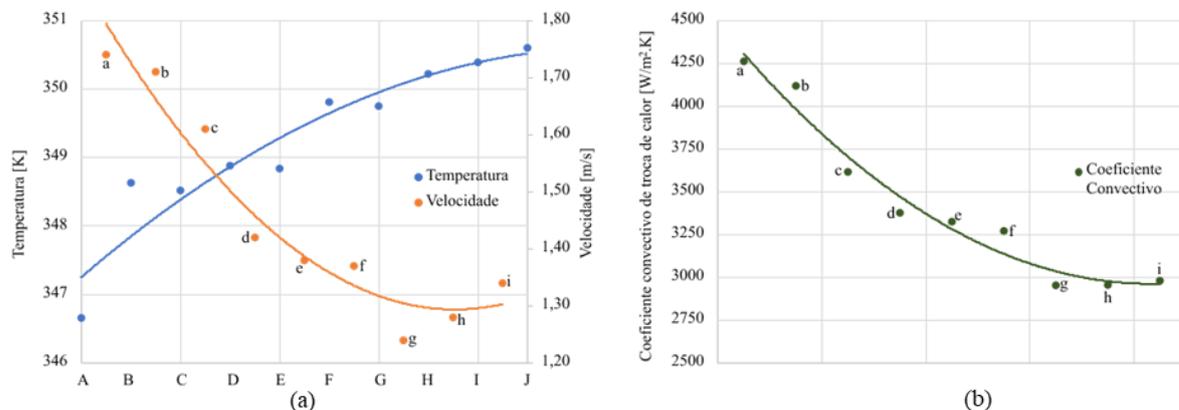
Primeiramente, nota-se que a temperatura máxima no estator se manteve em valores abaixo dos limites estabelecidos pelos fabricantes dos materiais utilizados, atingindo um máximo de 347,41 K nas bobinas (cobre) e 350,6 K nos dentes (SMC). Nota-se que a distribuição de temperatura nos dentes é visivelmente assimétrica. Existem dois fatores que contribuem para esse fenômeno: o primeiro é a geração de calor com valores maiores em um

dos lados dos dentes, conforme pode ser visualizado na Fig. 9; e o segundo é o fato de que essa geração de calor acontece com mais intensidade na sapata do dente, região que não possui contato direto com o líquido de arrefecimento, fazendo com que o calor deva ser transferido por condução pelo dente e pelas bobinas. As bobinas, por sua vez, possuem distribuição de temperatura mais uniforme, principalmente devido à alta condutividade térmica do cobre.

Outro fator a ser considerado é a existência de gradientes de temperatura no estator como um todo. Na Fig. 11 percebe-se um aumento da temperatura nos dentes da direita para a esquerda da imagem. Isso se deve ao fato de que, apesar do Modelo 3 apresentar o menor desvio padrão, a velocidade do escoamento ainda diminui quando se avaliam as aletas no sentido de “a” a “i”. Essa diminuição da velocidade leva a uma diminuição do mecanismo de troca térmica por convecção sobre as bobinas e, conseqüentemente, a um aumento na temperatura.

Seguindo a nomenclatura adotada na Fig. 10, a Fig. 12(a) sistematiza os resultados e apresenta um gráfico da temperatura máxima nos dentes no eixo primário, listados de “A” a “J”, e das velocidades nas aletas no eixo secundário, nomeadas de “a” a “i”. Apesar da existência de um gradiente térmico, a diferença entre as temperaturas máximas entre o dente A e J é menor que 5 K, o que não deve acarretar problemas ao motor. Além disso, as temperaturas máximas de cada componente permanecem abaixo dos limites admissíveis (< 453 K para as bobinas e < 493 K para os dentes). Já a Fig. 12(b) apresenta os resultados do coeficiente convectivo de troca de calor avaliado no ponto médio de cada aleta. Percebe-se uma correlação direta entre a diminuição das velocidades médias apresentadas na Fig. 12(a) com a diminuição desse coeficiente, o que explica as maiores temperaturas apresentadas à medida que os dentes progridem.

Figura 12 – (a) Gráfico de velocidade no ponto médio e temperatura nos dentes; (b) Coeficiente convectivo de troca de calor no ponto médio. Fonte: Autoria própria.



Dado que a potência inicial não superou os valores limites de operação do motor, uma segunda simulação foi realizada, empregando-se a mesma metodologia, dessa vez para a condição de operação de potência máxima do motor de 280 kW. A simulação à potência máxima resultou em um campo de velocidade de escoamento e uma distribuição de temperatura muito similares à simulação anterior. Os mesmos fenômenos foram observados, com a diferença entre elas estando no fato de que a temperatura máxima observada em cada um dos componentes foi superior na simulação com 280 kW. As temperaturas admissíveis, para cada componente, assim como os valores máximos atingidos para cada condição de operação de potência foram compiladas na Tabela 4.

Tabela 4 –Resumo dos resultados das simulações fluidodinâmicas/térmicas acopladas.

Componente	Temp. máxima admissível [K]	Temp. máxima a 177,5 kW [K]	Temp. máxima a 280 kW [K]
Bobinas	453	347,4	365,8
Dentes	493	350,6	377,2

Percebe-se que, mesmo à potência máxima, as temperaturas dos componentes permanecem abaixo do limite admissível de operação, o que indica que a solução de arrefecimento proposta é superdimensionada para a aplicação. Um processo de reprojeto da solução de arrefecimento é desejável, pois uma solução de arrefecimento que faça o motor operar mais próximo dos limites admissíveis poderia, possivelmente, diminuir a massa do motor, aumentando seu desempenho em termos de densidade de potência.

6. CONCLUSÃO

O principal objetivo deste trabalho foi o desenvolvimento de uma solução de arrefecimento para motores elétricos de fluxo axial. Para tal, foram estudadas as fontes de perda de calor em motores elétricos, resultando em modelos que foram calibrados e utilizados na obtenção dos campos espaciais de perda de calor, com o auxílio do software de simulação eletromagnética Flux©. Em seguida, quatro modelos distintos de condutos de fluido de arrefecimento foram propostos e analisados através do software de simulação fluidodinâmica SimLab©, permitindo a escolha do conduto de escoamento que melhor distribui a vazão de líquido.

Com essas duas etapas concluídas, a distribuição de temperatura no motor foi obtida para duas condições de operação distintas empregando-se a solução de arrefecimento. A avaliação das distribuições de temperatura em relação às temperaturas admissíveis dos componentes levou à conclusão de que a solução de arrefecimento proposta é superdimensionada para a aplicação e poderia ser reprojeta para diminuição da massa do motor.

Além disso, o objetivo foi alcançado, uma vez que essa, apesar de não otimizada, permite a operação do motor em até 280 kW, valor de potência 86,6% maior que o valor inicial de projeto, tornando o projeto do motor como um todo competitivo, em termos de especificações mecânicas, em comparação com motores comercializados no Brasil e no exterior para a mesma aplicação.

Sugere-se que, para estudos futuros, seja realizado um estudo mais aprofundado sobre os modelos de perda de calor que podem ser aplicados em SMC. Uma vez que o uso deste tipo de material em motores é relativamente recente, novos modelos, capazes de maior exatidão nos resultados, têm surgido e sendo estudados. Além disso, é importante, para o projeto completo de um motor elétrico, que sejam estudadas também as perdas de calor no rotor da máquina elétrica. Para isso, a mesma metodologia utilizada neste trabalho pode ser utilizada, com pequenas mudanças nas condições de contorno da simulação termo-fluidodinâmica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDRIOLLO, M.; BETTANINI, G.; TORTELLA, A.. Design procedure of a small-size axial flux motor with Halbach-type permanent magnet rotor and SMC cores. In: 2013 IEEE INTERNATIONAL ELECTRIC MACHINES & DRIVES CONFERENCE (IEMDC), 1., 2013, Chicago. **2013 International Electric Machines & Drives Conference**. Chicago: IEEE, 2013. p. 775-780.

ALI, S.M.Nawazish; HANIF, Athar; AHMED, Qadeer. Review in thermal effects on the performance of electric motors. In: 2016 INTERNATIONAL CONFERENCE ON INTELLIGENT SYSTEMS ENGINEERING (ICISE), 2016, Islamabad. **2016 International Conference on Intelligent Systems Engineering (ICISE)**. Islamabad: IEEE, 2016. p. 83-88.

ARAND, Saadat Jamali; ARDEBILI, Mohammad. **Cogging torque reduction in axial-flux permanent magnet wind generators with yokeless and segmented armature by radially segmented and peripherally shifted magnet pieces**. Renewable Energy, v. 99, n. 1, p. 95-106, dez. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2016.06.054>.

BERTOTTI, G.. **Physical interpretation of eddy current losses in ferromagnetic materials. I. Theoretical considerations**. Journal Of Applied Physics, v. 57, n. 6, p. 2110-2117, 15 mar. 1985. AIP Publishing. <http://dx.doi.org/10.1063/1.334404>.

BILGIN, Berker; LIANG, Jianbin; TERZIC, Mladen V.; DONG, Jianning; RODRIGUEZ, Romina; TRICKETT, Elizabeth; EMADI, Ali. **Modeling and Analysis of Electric Motors: state-of-the-art review**. IEEE Transactions On Transportation Electrification, v. 5, n. 3, p. 602-617, set. 2019. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE). <http://dx.doi.org/10.1109/tte.2019.2931123>.

BOURGAULT, Alexandre J.; ROY, Pratik; GHOSH, Eshaan; KAR, Narayan C.. **A Survey of Different Cooling Methods for Traction Motor Application**. In: 2019 IEEE CANADIAN CONFERENCE OF ELECTRICAL AND COMPUTER ENGINEERING (CCECE), 1., 2019, Edmonton. 2019 IEEE Canadian Conference of Electrical and Computer Engineering (CCECE). Edmonton, Ab, Canada: Ieee, 2019. p. 1-4.

CAVAGNINO, A.; LAZZARI, M.; PROFUMO, F.; TENCONI, A.. **“A comparison between the axial flux and the radial flux structures for PM synchronous motors”**. IEEE Transactions On Industry Applications, Greenfield, v. 38, n. 6, p. 1517-1524, nov. 2002. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE). <http://dx.doi.org/10.1109/tia.2002.805572>.

CHAPMAN, Stephen J. **Fundamentos de máquinas elétricas**. 5. ed. Porto Alegre: McGraw Hill, 2013.

FERREIRA, Angela P.; COSTA, Artur F.. Thermal analysis of an Axial Flux Permanent Magnet machine. In: 2012 XXTH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ELECTRICAL MACHINES (ICEM), 20., 2012, Marseille. **2012 XXth International Conference on Electrical Machines**. Marseille: IEEE, 2012. p. 1482-1487.

JOSUF. **Whats is y+?**. 2020. Disponível em <<https://www.simscale.com/forum/t/what-is-yplus/82394>>

MENTER, F. R.; KUNTZ, M.; LANGTRY, R.. **Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model.** Turbulence, Heat And Mass Transfer. .2003.

MOREELS, Daan. **Axial Flux vs Radial Flux: 4 Reasons Why Axial Flux Machines have a Higher Power Density.** 2018. Disponível em: <https://www.magnax.com/magnax-blog/axial-flux-vs-radial-flux.-4-reasons-why-does-axial-flux-machines-deliver-a-higher-power-density>. Acesso em: 08 nov. 2021.

OKAZAKI, T.; SUGIMOTO, H.; TAKEDA, T.. **Liquid nitrogen cooled HTS motor for ship propulsion.** In: 2006 IEEE POWER ENGINEERING SOCIETY GENERAL MEETING, 1., 2006, Montreal. 2006 IEEE Power Engineering Society General Meeting. .: IEEE, 2006. p. 6-6.

PYRHONEN, Juha. **Design of Rotating Electrical Machines.** Hoboken: John Wiley & Sons, 2008.

ROACHE, P. J.. **Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies.** Journal Of Fluids Engineering, Albuquerque, v. 116, n. 1, p. 405-414, set. 1994.

SANTIAGO, J. de; BERNHOFF, H.; EKERGÅRD, B.; ERIKSSON, S.; FERHATOVIC, S.; WATERS, R.; LEIJON, M.. **Electrical Motor Drivelines in Commercial All-Electric Vehicles: a review.** IEEE Transactions On Vehicular Technology, v. 61, n. 2, p. 475-484, fev. 2012. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE). <http://dx.doi.org/10.1109/tvt.2011.2177873>.

SEVGI, Levent. **Electromagnetic Modeling and Simulation: challenges in validation, verification, and calibration.** IEEE Transactions On Electromagnetic Compatibility, v. 56, n. 4, p. 750-758, ago. 2014. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE). <http://dx.doi.org/10.1109/temc.2013.2280135>.

SHAZLY, J.; WAHSH, S.; YASSIN, A.. Thermal modeling of an AFPMSM: a review. **Journal Of Electrical Systems And Information Technology**, v. 2, n. 1, p. 18-26, maio 2015. Springer Science and Business Media LLC. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jesit.2015.03.003>.

VERSTEEG, H K; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: the finite volume method.** 2. ed. Harlow: Pearson Education Limited, 2007.

VUN, Sook Teng; MCCULLOCH, Malcolm D.. **Optimal Design Method for Large-Scale YASA Machines.** IEEE Transactions On Energy Conversion, v. 30, n. 3, p. 900-907, set. 2015. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE). <http://dx.doi.org/10.1109/tec.2015.2397342>.

WANG, Xuezheng; CHEN, Feixue; ZHU, Renfeng; YANG, Guilin; ZHANG, Chi. **A Review of the Design and Control of Free-Piston Linear Generator.** Energies, v. 11, n. 8, p. 2179-2188, 20 ago. 2018. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/en11082179>.

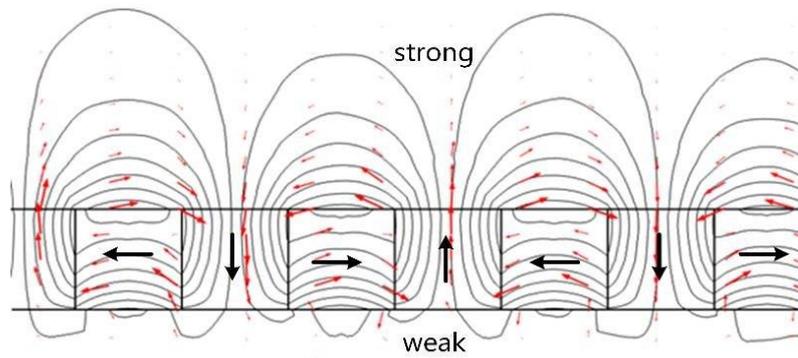
WANG, Xiaoyuan; XU, Sijia; LI, Chunpeng; LI, Xiang. **Field-Weakening Performance Improvement of the Yokeless and Segmented Armature Axial Flux Motor for Electric Vehicles.** Energies, v. 10, n. 10, p. 1492, 26 set. 2017. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/en10101492>.

ZHANG, Bo. **Soft Magnetic Composites in Novel Designs of Electrical Traction Machines.** 2017. 292 f. Tese (Doutorado) - Curso de Elektrotechnik Und Informationstechnik, Karlsruher Institut Für Technologie (Kit), Karlsruhe, 2017.

APÊNDICE A

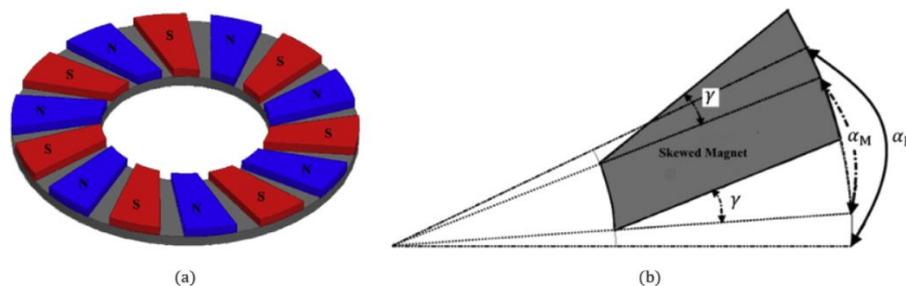
As partes ativas de uma máquina elétrica, em especial os dentes, as culatras dos rotores e os ímãs constituem uma parcela significativa da massa total do motor. Portanto, quando se visa um alto desempenho do motor, é desejável que as dimensões destes componentes, principalmente sua espessura, sejam mantidas as menores possíveis, para maximização da relação entre a potência desenvolvida e a massa total. No caso das culatras, sua espessura é necessária para condução do fluxo magnético dos ímãs sem saturação magnética do material. É possível a redução do fluxo magnético nessa região e, por consequência, sua espessura, utilizando uma topologia de distribuição dos ímãs denominada de *Halbach*, adotada neste projeto, e apresentada por Andriollo, Bettanini e Tortella (2013), conforme a Fig. A1.

Figura A1 – Topologia Halbach. Fonte: Wang, Chen, Zhu, Yang e Zhang (2018).



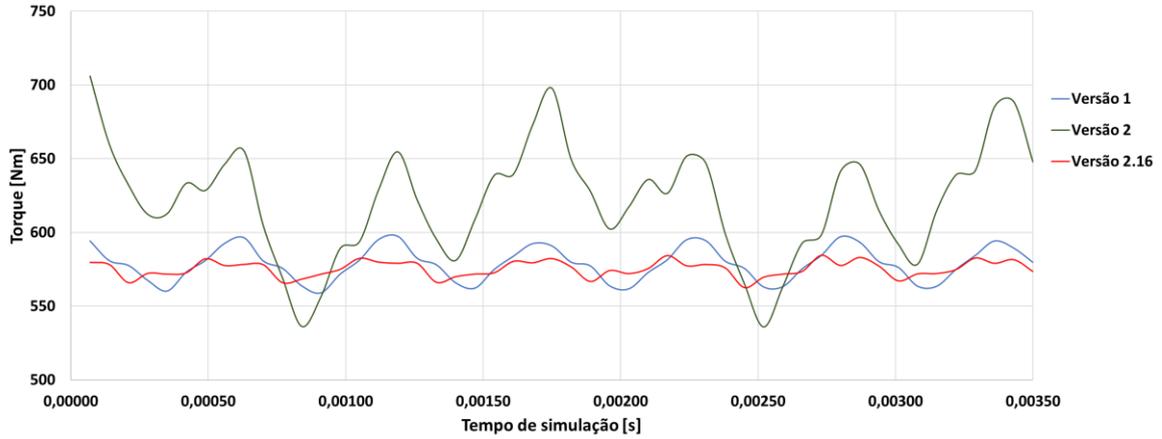
Em função do formato e da distribuição dos ímãs na topologia de *Halbach*, existe um aumento significativo nas oscilações de torque do motor, causadas por denteamento do rotor com o estator (*cogging torque*) durante sua operação. Tais oscilações causam vibração da máquina elétrica e são particularmente danosas para os componentes mecânicos do motor. Arand e Ardebili (2016) propuseram a utilização de um ângulo de inclinação do ímã (γ) e a variação da relação entre o ângulo magnético (α_p) e o ângulo físico nos ímãs (α_m), denominado enchimento de polo, para redução da oscilação do torque (*torque ripple*), de acordo com a Fig. A2.

Figura A2 – Inclinação do ímã e enchimento de polo. Fonte: Arand e Ardebili (2016).



Os resultados obtidos por Arand e Ardebili (2016) apontaram menor oscilação de torque do motor para um enchimento de polo equivalente a 88% e um ângulo de inclinação de 9° . Assim, estes valores foram adotados para o projeto desta máquina elétrica. A Fig. A3 apresenta o torque simulado antes de depois da implementação da inclinação dos ímãs e mudança do enchimento dos polos.

Figura A3 – Torque simulado. Versão 1: Original, sem Halbach; Versão 2: Com Halbach, sem correções; Versão 2.16: Com Halbach, inclinação de ímã e enchimento de polo corrigidos. Fonte: Autoria própria.



APÊNDICE B

O ajuste da Eq. 8 (Capítulo 4) é realizado com os valores empíricos de geração de calor por amplitude da densidade de fluxo magnético, obtidos através de testes do fabricante do material. No caso do *Somaloj 1000 3P*, utilizado na simulação dos dentes do estator, os valores são tabelados e fornecidos no Anexo A em W/kg.

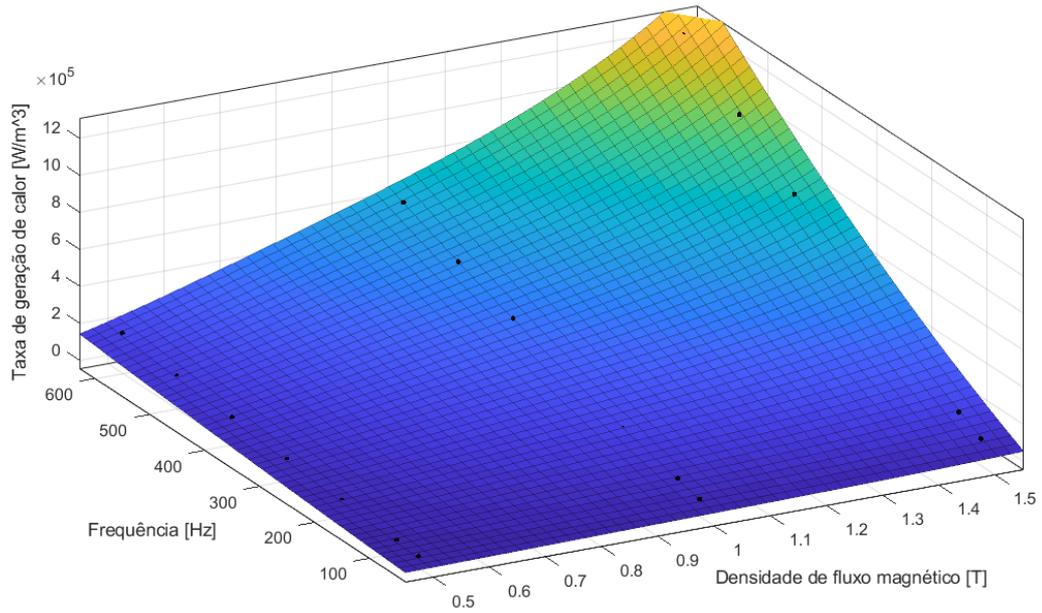
Usualmente, os projetistas de máquinas elétricas utilizam este valor tabelado para o cálculo da geração de calor. Calculam-se as dimensões do motor elétrico através do projeto preliminar e em seguida a massa dos materiais ativos no motor, com a massa dos componentes assume-se um valor de amplitude da densidade de fluxo magnético, constante para todo o volume, e multiplicam-se os valores empíricos do fabricante pela massa dos componentes, obtendo um valor aproximado para geração de calor.

O principal problema com essa metodologia é que a amplitude da variação da densidade de fluxo magnético é, dificilmente, constante para todo volume. Portanto o valor obtido possui grandes erros associados. Com a utilização de modelos espaciais, baseados em simulações eletromagnéticas, este erro pode ser diminuído.

Para calibração do modelo, inicialmente, os valores de W/kg são transformados para W/m^3 , através da divisão pela massa específica. Em seguida os valores são inseridos na ferramenta de ajuste de curva do MATLAB®, a curva ajustada é apresentada pela Fig. B1. A Eq. B1 apresenta os coeficientes ajustados, resultantes da ferramenta de ajuste de curva, com um R^2 igual a 0,9997.

$$P_{fe} = 719,3fB_m^{(1,388B_m^2 - 2,785b.B_m + 2,781)} + 0,5198f^2B_m^2 - 1,379f^{1,5}B_m^{1,5} \quad (B1)$$

Figura B1 – Ajuste de curva no software MATLAB®. Fonte: Autoria própria.



APÊNDICE C

Figura C1 – Modelo de conduto de escoamento 1 com descrição do escoamento: O líquido de arrefecimento descreve o movimento indicado pelas setas vermelhas em todas as aletas e todos os 4 modelos. Fonte: Autoria própria.

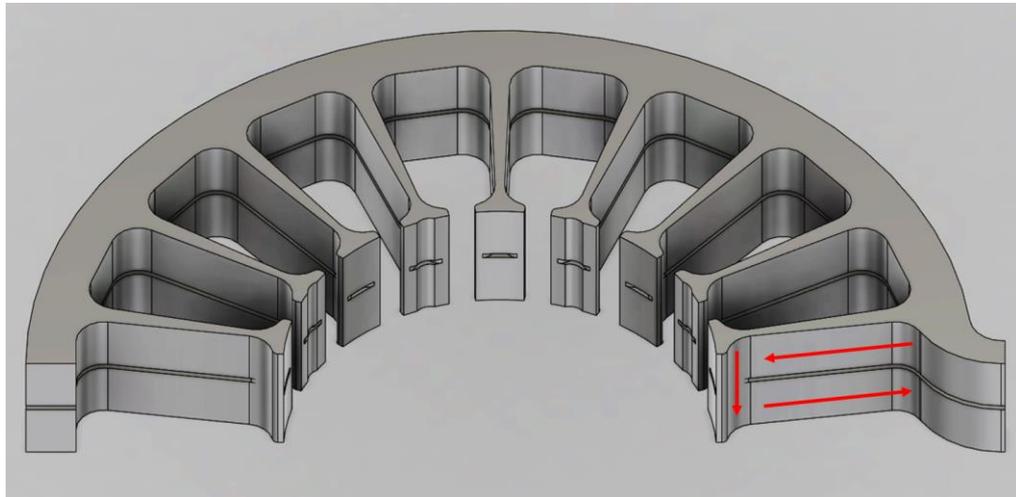


Figura C2 – Modelo de conduto de escoamento 2, com principal diferença apontada pela seta. Fonte: Autoria própria.

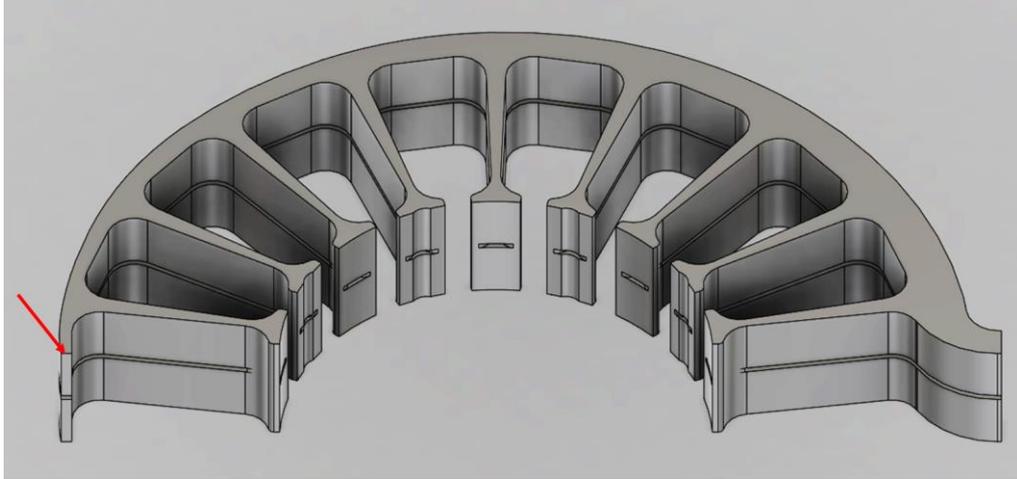


Figura C3 – Modelo de conduto de escoamento 3, com principal diferença apontada pela seta. Fonte: Autoria própria.

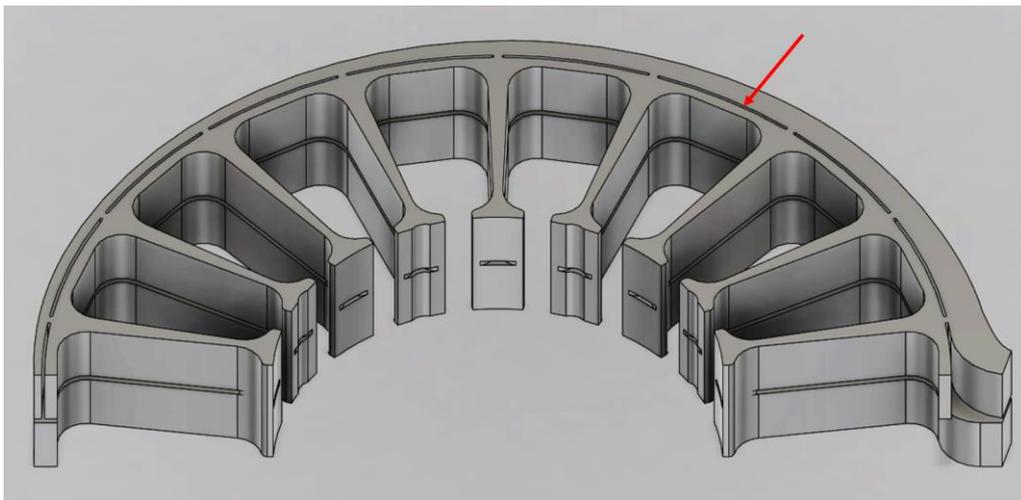
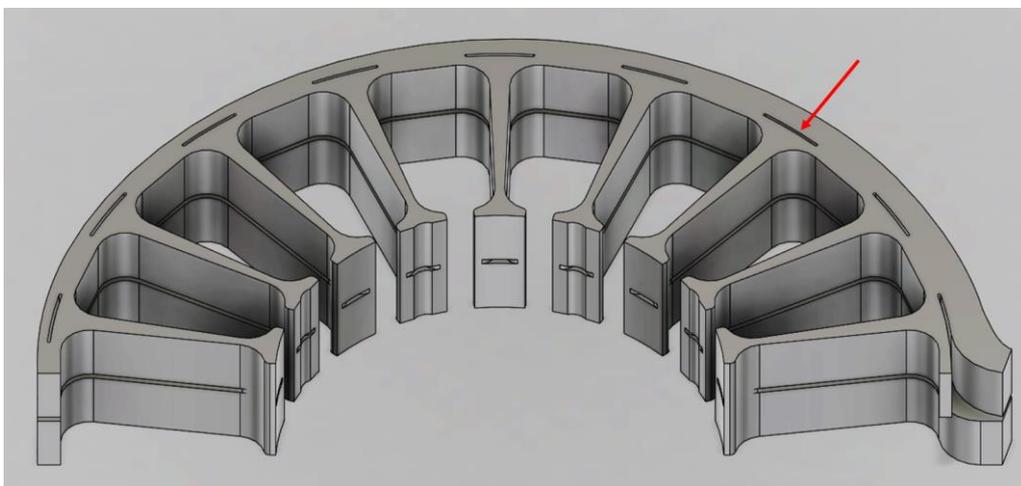


Figura C4 – Modelo de conduto de escoamento 4, com principal diferença apontada pela seta. Fonte: Autoria própria.



ANEXO A



Somaloy® 1000 3P

800 MPa

General			
Base material: Somaloy 1000 3P	Additive(s): 0.3% 3P Lube	Compaction: Pressure: 800 MPa Die temperature: 80°C	Heat treatment: Atmosphere: Steam Temperature: 530°C

Mechanical properties		Standards	
Transverse rupture strength/150°C	[MPa] 140/140	SS-ISO 3325	
Tensile strength/Yield strength	[MPa] 70/70	SS-EN 10002-1, ISO 2740	
Compressive Strength/Yield	[MPa] 470/290	ASTM E9-89a	
Young's modulus	[GPa] 170	ASTM E 1876-99	
Poisson's ratio	- 0.23	ASTM E 1876-99	
Impact Energy	[J] 1.9	SS-EN 10045, SS-EN 25754	

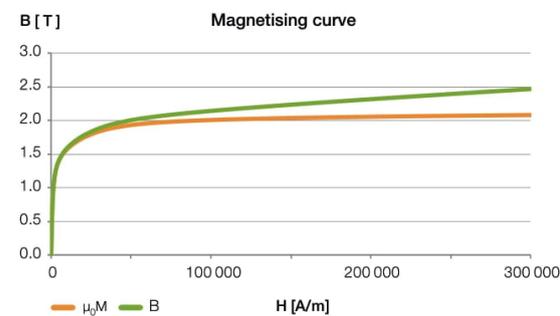
Physical properties		Standards	
Density	[g/cm³] 7.56	SS-ISO 2738	
Thermal expansion	[K⁻¹] 11 e-06	ASTM E 228/MPIF 35	
Thermal conductivity	[W/m·K] 25	ISO 22007-2	
Resistivity	[μΩm] 70	Four point measurements on nom. size OD 55mm ID 45mm Height 5mm	

Magnetic properties		Standards	
B@4000A/m	[T] 1.42	IEC 60404-4	
B@10000A/m	[T] 1.63	IEC 60404-4	
H _c	[A/m] 217	IEC 60404-4	
μ _r -max	- 950	IEC 60404-4	

Powder properties		Standards	
Apparent density	[g/cm³] 3.19	ISO 3923/1	
Flow	[s/50g] 36	ISO 4490	
Green density	[g/cm³] 7.54	ISO 3927	
Green strength	[MPa] 24	ISO 3995	
Springback	[%] 0.12	ISO 4492, ISO 2740	
Heat treated dim. change	[%] -0.01	ISO 4492, ISO 2740	
Total dim. change	[%] 0.11	ISO 4492, ISO 2740	

Magnetising curve

Data adjusted for use in Finite Element modelling



H[A/m]	μ ₀ M[T]	B[T]	H[A/m]	μ ₀ M[T]	B[T]
0	0.00	0.00	11258	1.62	1.63
55	0.02	0.02	25221	1.81	1.84
83	0.04	0.04	49535	1.94	2.00
141	0.10	0.10	74535	1.99	2.08
193	0.17	0.17	99535	2.01	2.14
405	0.47	0.47	124535	2.03	2.18
565	0.63	0.63	149535	2.04	2.23
862	0.84	0.84	189535	2.05	2.29
1355	1.04	1.04	229535	2.06	2.35
2352	1.24	1.24	279535	2.08	2.43
4905	1.43	1.44	304535	2.0809	2.46

Core loss

[W/kg]	50/60 Hz	100 Hz	200 Hz	300 Hz	400 Hz	500 Hz	600 Hz
0.5T	1.5/1.8	3.0	6.0	10	13	17	22
1.0T	5.0/6.1	10	21	33	46	60	75
1.5T	10/12	21	44	69	96	125	156

Measured according to CEI/IEC 60404-6:2003 on ring sample (OD55 ID45 H5 mm).

Loss model

K _h	0.098	K _{ep}	0.000027
----------------	-------	-----------------	----------

$$P_{tot} = K_h * f * B^{1.75} + K_{ep} * f^2 * B^2 + \frac{B^2 * f^2 * d^2}{1.8 * \rho * resistivity * 1000} \quad [W/kg]$$

Model is verified up to 1.5T and 2000Hz.

- K_h Hysteresis loss coefficient
- K_{ep} In particle eddy current coefficient
- d Smallest cross section of component [mm]
- f Frequency [Hz]
- B Field strength [T]
- ρ Density [g/cm³]
- resistivity [μΩm]



N52M

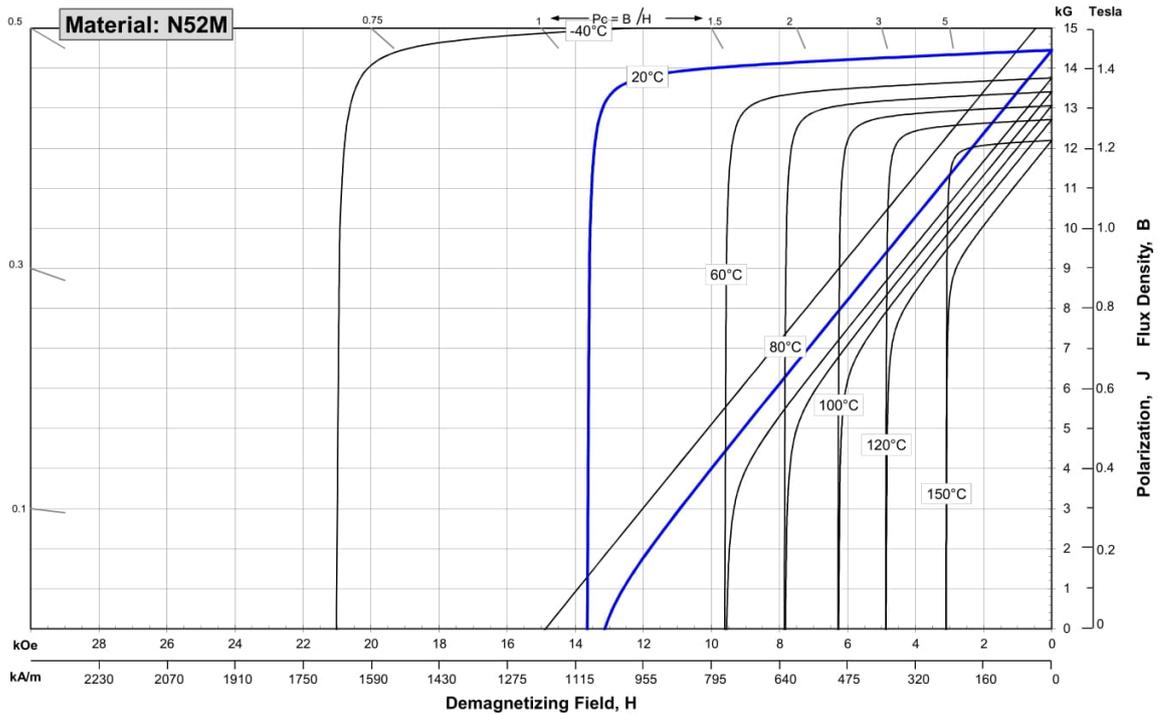
Sintered Neodymium-Iron-Boron Magnets

These are also referred to as "Neo" or NdFeB magnets. They offer a combination of high magnetic output at moderate cost. Please contact Arnold for additional grade information and recommendations for protective coating. Assemblies using these magnets can also be provided.

Characteristic	Units	Magnetic Properties		
		min.	nominal	max.
Br , Residual Induction	Gauss	14,200	14,450	14,700
	mT	1420	1445	1470
H_{cB} , Coercivity	Oersteds	12,500	13,250	14,000
	kA/m	995	1054	1114
H_{cJ} , Intrinsic Coercivity	Oersteds	13,000		
	kA/m	1,035		
BH_{max} , Maximum Energy Product	MGOe	49	51	53
	kJ/m ³	390	406	422

Characteristic	Units	C // C ⊥		
		C //	C ⊥	
Thermal Properties	Reversible Temperature Coefficients ⁽¹⁾			
	of Induction, α(Br)	%/°C	-0.120	
	of Coercivity, α(H _{cJ})	%/°C	-0.675	
	Coefficient of Thermal Expansion ⁽²⁾	ΔL/L per °C×10 ⁻⁶	7.5	-0.1
	Thermal Conductivity	W / (m • K)	7.6	
Other Properties	Specific Heat ⁽³⁾	J / (kg • K)	460	
	Curie Temperature, T _c	°C	310	
	Flexural Strength	psi	41,300	
		MPa	285	
	Density	g/cm ³	7.5	
Hardness, Vickers	Hv	620		
Electrical Resistivity, ρ	μΩ • cm	180		

Notes: (1) Coefficients measured between 20 and 100 °C
 (2) Between 20 and 200 °C
 (3) Between 20 and 140 °C



Notes The material data and demagnetization curves shown above represent typical properties that may vary due to product shape and size. Magnets can be supplied thermally stabilized or magnetically calibrated to customer specifications. Additional grades are available. Please contact the factory for information.