

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Modelagem e Simulação de Transferência de Calor em um Atuador Elétrico Linear

por

Jéferson Adriano Ferri

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, Junho de 2016



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

Modelagem e Simulação de Transferência de Calor em um Atuador Elétrico Linear

por

Jéferson Adriano Ferri

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
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Eng. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara, Dr.
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Eng. Thamy Cristina Hayashi, Dra.

Comissão de Avaliação:

Prof. Eng. Francis H. Ramos França, Dr.

Prof. Eng. Alexandre Vagtinski de Paula, Dr.

Prof. Eng. Letícia Jenisch Rodrigues, Dra.

Porto Alegre, 23 de Junho de 2016.

DEDICATÓRIA

À minha mãe, Ângela Maria Ferri
por ter me ajudado e me apoiado
nos momentos mais difíceis da
minha vida.

FERRI, J. A. Modelagem e Simulação de Transferência de Calor em um Atuador Elétrico Linear. 2016. 22. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

RESUMO

Uma bobina de um atuador linear elétrico tem como fator limitante para o seu dimensionamento a determinação das temperaturas em suas diferentes regiões em função das suas características construtivas. Neste trabalho é apresentada a modelagem de transferência de calor em um atuador linear. Foi necessário o desenvolvimento de um modelo de circuito térmico equivalente cujos parâmetros de entrada fossem os parâmetros dimensionais e de operação e os parâmetros de saída fossem as temperaturas em diferentes pontos do atuador. Desenvolveu-se um modelo baseado em circuitos térmicos (análogo aos circuitos elétricos), resolvido através de programação utilizando o *software* Scilab. Também foram feitas simulações em volumes finitos (CFD) usando o *software* Fluent do pacote ANSYS para comparação dos valores obtidos no modelo de circuito térmico equivalente para diferentes faixas de dimensões e condições de operação para validar o modelo de circuito térmico equivalente. Os resultados das simulações e do modelo de circuito térmico equivalente desenvolvido foram semelhantes e proporcionais, tornando, assim, possível a utilização do modelo de circuito térmico equivalente para determinar as temperaturas em diferentes regiões de um atuador elétrico linear para a faixa de dimensões apresentada.

PALAVRAS-CHAVE: modelagem térmica, atuador linear, atuador elétrico.

FERRI, J. A. **Simulation and Thermal Design of an Electric Linear Actuator.** 2016. 22. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

ABSTRACT

An electric linear actuator's coil has as limit factor for its dimensioning the determination of the temperatures in its different regions in function of its constructive characteristics. In this paper it is presented the thermal design of an electric linear actuator. It was necessary the development of a physical model in which its input parameters were the actuator's dimensions and operating range, the output parameters would be the temperatures in different regions of the actuator. A physical model was developed based in thermal circuits (similar to an electric circuit), solved by programming, using the *software* Scilab. Simulations were also made in finite volumes (CFD) using ANSYS Fluent for comparison of data obtained in the physical model for different dimensions and operation conditions to validate the physical model. The simulation's and physical model's results were similar and proportional, making possible to use the physical model to determinate the temperatures in different regions of an electric linear actuator for a given dimension range.

KEYWORDS: thermal design, linear actuator, electric actuator.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	1
3 MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM ATUADOR LINEAR	4
3.1 Modelagem por Circuito Térmico Equivalente.....	5
3.2 Modelagem pelo Método de Volumes Finitos.....	6
4 RESULTADOS	9
5 CONCLUSÕES	12
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	14
Apêndice A	15
Apêndice B	16
Anexo A	17

1. INTRODUÇÃO

A determinação das temperaturas em partes específicas de um atuador elétrico linear é importante para o seu dimensionamento. A temperatura de operação influencia a seleção de materiais de construção, o desempenho, custo, vida útil e eficiência do atuador. Temperaturas muito altas podem levar a uma vida útil menor do atuador, bem como levar os seus componentes a trabalharem de forma diferente a qual foram projetados pelo fato de que a alta temperatura pode alterar propriedades físicas dos materiais como a remanescência magnética, por exemplo. A temperatura em diferentes regiões deste atuador depende de suas características de projeto: dimensões, corrente de operação e materiais utilizados.

No artigo escrito por Huang *et al.*, 2014, vê-se o desenvolvimento de um modelo de circuito térmico equivalente através de uma analogia à circuitos elétricos, que relaciona características construtivas de um atuador com a temperatura em diferentes regiões. Naquele trabalho também é feito um protótipo para a confirmação dos resultados obtidos no modelo de circuito térmico equivalente.

Em outro artigo escrito por Alvarenga, 2003, é desenvolvido um modelo de circuito térmico equivalente também baseado na analogia a circuitos elétricos, bem como uma análise numérica nodal para caracterizar o comportamento térmico de um atuador elétrico linear.

O uso de modelos baseados em circuitos térmicos equivalentes é interessante, devido à facilidade do acoplamento com a modelagem feita no projeto elétrico. Entretanto, tais modelos requerem validação, pela comparação dos seus resultados com os obtidos em experimentos, o que nem sempre é possível realizar. Para melhor conhecer as temperaturas de um atuador, o presente trabalho tem como objetivo desenvolver um modelo de circuito térmico equivalente que relacione as características de projeto e faixas de operação com as temperaturas resultantes em diferentes regiões do atuador, bem como a confirmação desta relação pela comparação dos resultados de temperatura com aquelas obtidas através de simulação numérica da transferência de calor para a geometria real feita através do *software* Fluent do pacote ANSYS.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Na analogia descrita por Incropera *et al.*, 2002, relacionando taxa de calor à circuitos elétricos, utiliza-se a taxa de calor como corrente, resistência térmica como sendo a resistência elétrica e a diferença de temperatura como sendo a diferença de potencial. Essa analogia é mostrada na Tabela 2.1 e o circuito é mostrado na Figura 2.1:

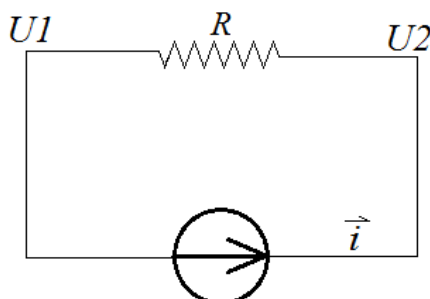


Figura 2.1 – Circuito elétrico

Tabela 2.1 – Equivalência circuito térmico e circuito elétrico

Circuito Elétrico		Circuito Térmico	
Parâmetro	Unidade	Parâmetro	Unidade
Corrente (i)	(A)	Taxa de calor (q)	(W)
Diferença de potencial (U)	(V)	Temperatura (T)	(K)
Resistência elétrica (R)	(Ω)	Resistência Térmica (R)	(K/W)

Para a resolução do circuito térmico equivalente ao mostrado na Figura 2.1 utiliza-se a Equação (2.1):

$$q = \frac{\Delta T}{R} \quad (2.1)$$

Na Equação (2.2), calcula-se a resistência de condução radial em cilindros como o mostrado na Figura 2.2, onde há transferência de calor na direção radial.

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(R_2/R_1)}{2\pi L k_{sólido}} \quad (2.2)$$

na qual: R_2 é o raio externo R_1 é o raio interno, L é o comprimento do cilindro e $k_{sólido}$ é condutividade do material.

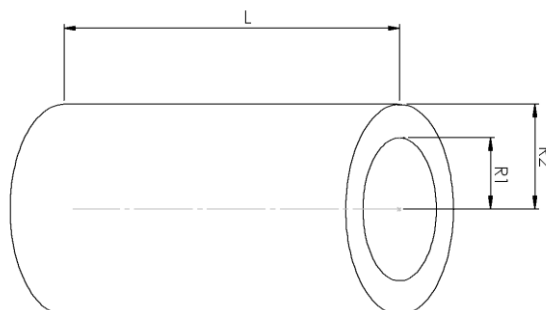


Figura 2.2 – Cilindro longo

A resistência de convecção, $R_{t,conv}$, conforme Equação (2.3), definida a partir da lei de Newton do resfriamento:

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h_{conv}A} \quad (2.3)$$

na qual h_{conv} é coeficiente de transferência de calor por convecção e A é a área da superfície. De forma similar, a resistência da radiação, $R_{t,rad}$ é dada por (2.4):

$$R_{t,rad} = \frac{1}{h_{rad}A} \quad (2.4)$$

Na equação (2.4), h_{rad} é o coeficiente de transferência de calor por radiação e A é a área de superfície.

O coeficiente de transferência de calor por radiação de um corpo para o meio, h_{rad} , é dado pela Equação (2.5):

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_{\infty} + T_{sup})(T_{\infty}^2 + T_{sup}^2) \quad (2.5)$$

na qual: T_{sup} é temperatura da superfície, T_{∞} é temperatura da vizinhança de radiação, σ é constante de Stefan-Boltzmann e ε é emissividade do material.

Segundo Incropera *et al.*, 2002, existindo dois cilindros concêntricos infinitos, com espaçamento entre si, vistos na Figura 2.3, tem-se a troca de calor por radiação é definida pela Equação (2.6):

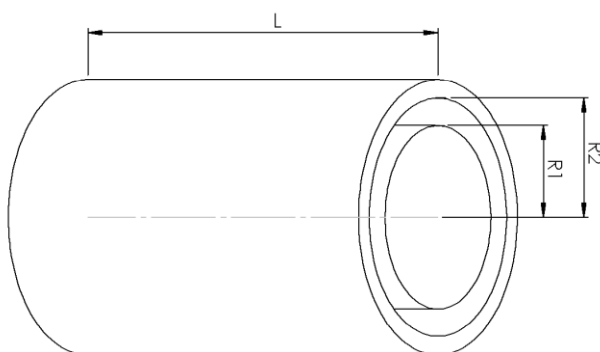


Figura 2.3 – Dois cilindros concêntricos

$$q_{12} = \frac{\sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \left(\frac{R_1}{R_2}\right)} \quad (2.6)$$

na qual: q_{12} é o calor líquido transferido por radiação entre as superfícies interna e externa, σ é a constante de Stefan-Boltzmann, ε é a emissividade do material, T_1 é temperatura da superfície interna, T_2 é a temperatura da superfície externa, A_1 é a área da superfície externa do cilindro interno, de raio R_1 , ε_1 é a emissividade do material do cilindro interno, ε_2 é a emissividade do material do cilindro externo e R_2 é o raio interno da casca cilíndrica externa.

Utilizando analogia dos circuitos e as definições anteriormente mostradas na Tabela 2.1 e também na Figura 2.1, em conjunto com as Equações 2.4 e 2.6, chega-se à expressão, na Equação (2.7), para a resistência térmica de radiação, R_{rad} , entre as superfícies da região anular existente entre o cilindro interno e a casca cilíndrica externa:

$$R_{rad} = \frac{(T_1 - T_2) \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \left(\frac{R_1}{R_2} \right) \right)}{2\pi\sigma R_1 L (T_1^4 - T_2^4)} \quad (2.7)$$

No caso de um cilindro longo também se tem convecção natural atuando nas paredes internas e externas. O coeficiente de transferência de calor por convecção é calculado a partir da escolha de uma correlação adequada para determinar o número de Nusselt (Nu) que, no caso da convecção natural, está relacionado às propriedades do fluido e parâmetros geométricos através do número de Rayleigh (Ra), como mostrado a seguir na Equação 2.8:

$$Nu_L = \frac{h_{conv} L_{crto}}{k_{fluido}} \rightarrow h_{conv} = \frac{Nu_L k_{fluido}}{L_{crto}} \quad (2.8)$$

Na Equação (2.8): k_{fluido} é a condutividade do fluido e L_{crto} é o comprimento característico, no caso de um cilindro na vertical é o seu comprimento.

Para o caso de convecção natural ao longo de uma parede, Incropera *et al.*, 2002, que sugere a correlação da Equação (2.9):

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{[1 + (0.492 Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad \text{para } Ra_L \leq 10^9 \quad (2.9)$$

em que:

$$Ra_L = Gr_L Pr_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu \alpha}$$

Na Equação (2.9): g é a aceleração da gravidade, β é coeficiente de expansão volumétrica, T_s é temperatura superfície, T_∞ é temperatura ambiente, L é comprimento, ν é a viscosidade cinemática, α é difusividade e Pr é número de Prandtl.

Com o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção calculado através da Equação (2.7), pode-se calcular a resistência de convecção utilizando a Equação (2.3). A resistência de radiação pode ser calculada utilizando a Equação (2.4).

3. MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM ATUADOR LINEAR

Objetivo principal do trabalho é o desenvolvimento de uma função a partir de um modelo de circuito térmico equivalente cujos parâmetros de saída sejam as temperaturas em 3 pontos no atuador: na bobina (corpo C), no ímã externo (corpo D) e no ímã interno (corpo B), mostrados na Figura 3.1. Um desenho técnico feito com o *software* Solidworks, desenvolvido pela Dassault Systemes, detalhando uma das configurações geométricas analisadas na modelagem também pode ser visto no anexo A. Os parâmetros de entrada são dimensões do atuador e o calor dissipado na bobina. As faixas de operação e dimensões em que o atuador pode variar são mostradas na Tabela 3.1:

Tabela 3.1 – Faixa de valores de operação e dimensões

	Faixa
Diâmetro	60 – 110 mm
Comprimento	100 – 180 mm
Potência dissipada em forma de calor	24 W

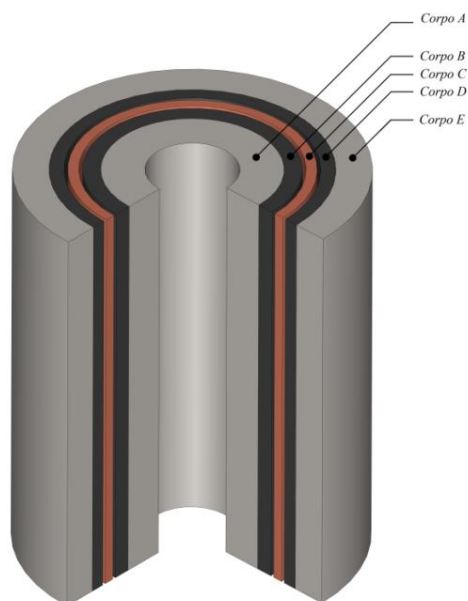


Figura 3.1: Vista isométrica em meio-corte do atuador

3.1 Modelagem por Circuito Térmico Equivalente

O desenvolvimento do modelo de circuito térmico equivalente de transferência de calor nos diferentes pontos do atuador foi realizado baseado nos métodos descritos por Incropera *et al.*, 2002. Para isso considerou-se os três mecanismos de transferência de calor: convecção, condução e radiação, e utilizando a analogia a circuitos elétricos, descrita e explicada no Capítulo 2 deste trabalho.

Utilizou-se valores para temperatura ambiente de 27°C e taxa de calor (q) de 24W , distribuída uniformemente no volume da bobina (corpo C). Estimando temperatura da bobina como sendo uniforme e, inicialmente para a obtenção das propriedades físicas do filme, de 77°C . O atuador foi considerado como estático e na vertical. Foi considerada convecção natural para transferência de calor entre o atuador e o ambiente; condução através dos corpos A, B, D, E e também através dos espaços (contendo ar) entre o corpo C e B e C e D; radiação para transferência de calor nas cavidades anelares (entre B-C e entre C-D) e também radiação entre o corpo e o ambiente.

Com todos os valores das resistências calculadas a partir do circuito visto da Figura 3.2, junto com uma estimativa inicial de temperatura nos diversos pontos, pôde-se iniciar um cálculo iterativo para determinar as temperaturas. Através do programa Scilab 5.5.2 um código de resolução para o circuito foi elaborado, o qual pode ser visto no Apêndice A. O código permite a variação dos parâmetros geométricos do atuador.

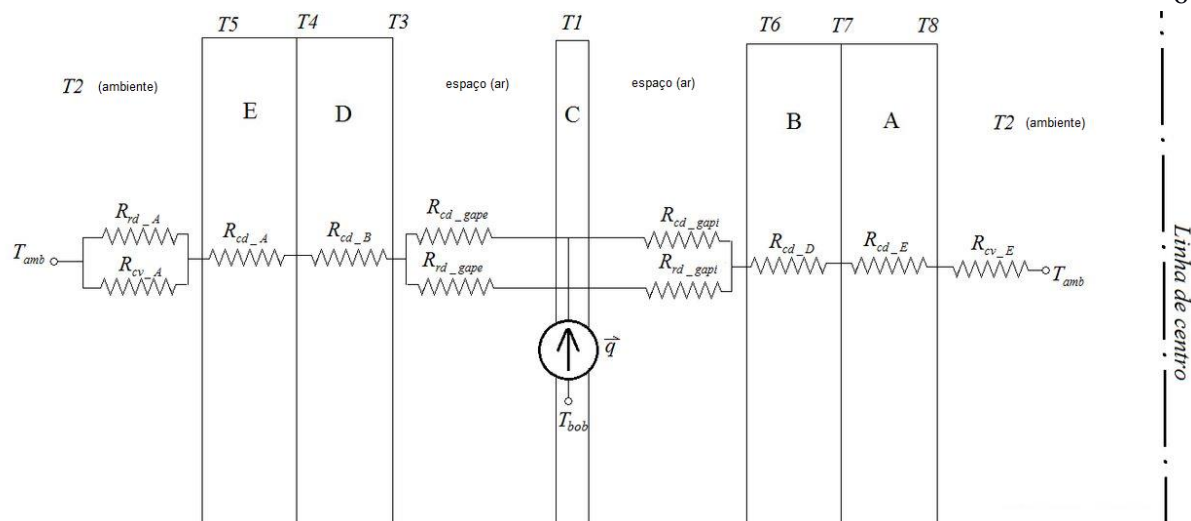


Figura 3.2 – Circuito utilizado no cálculo

As resistências e temperaturas mostradas na Figura 3.2 são as seguintes:

- T_1 - Temperatura da bobina
- T_2 - Temperatura ambiente
- T_3 - Temperatura da superfície interna do ímã externo
- T_6 - Temperatura da superfície externa do ímã interno
- R_{cd_gapi} - Resistência de condução do *gap* interno
- R_{cd_gape} - Resistência de condução do *gap* externo
- R_{rd_gapi} - Resistência de radiação do *gap* interno
- R_{rd_gape} - Resistência de radiação do *gap* externo
- R_{cd_A} - Resistência de condução no corpo A
- R_{cv_A} - Resistência de convecção natural do corpo A com o ambiente
- R_{rd_A} - Resistência de radiação do corpo A com o ambiente
- R_{cd_B} - Resistência de condução no corpo B
- R_{cd_D} - Resistência de condução no corpo D
- R_{cd_E} - Resistência de condução no corpo E
- R_{cv_E} - Resistência de convecção natural do corpo E com o ambiente

3.2 Modelagem pelo Método de Volumes Finitos

A modelagem de transferência de calor também foi realizada através da simulação utilizando o *software* Fluent versão 16.2 do pacote ANSYS considerando:

- geometria em 2D;
- axissimetria;
- modelo de aproximação *Boussinesq* “*buoyancy*”, o qual considera a densidade do fluido no termo de força peso variável proporcionalmente à temperatura do fluido;
- potência dissipada (termo fonte) de 24W;
- regime permanente; temperatura ambiente de 300K;
- equação de energia ativada;
- escoamento laminar.
- malhas utilizadas nas simulações têm tamanho máximo de 0,5 mm,
- refinamento de 0,125 mm nas regiões de escoamento
- número mínimo de 372260 elementos.

A tolerância aceita para convergência foi a de resíduo máximo de 10^{-3} para todas as variáveis. O maior resíduo ocorreu na solução da equação da continuidade. Nas equações de quantidade de movimento foram obtidos resíduos máximos $6,22 \times 10^{-5}$ e $2,22 \times 10^{-5}$ nas soluções x e y , respectivamente, e na solução de energia $7,13 \times 10^{-10}$. Uma Figura contendo informações da simulação está disponível no apêndice B.

Os valores das propriedades dos materiais foram os mesmos utilizados no modelo de circuitos, mostrados na Tabela 3.2.1. Nas Tabelas 3.2.2 e 3.2.3 são mostradas as configurações geométricas (numeradas de 01 à 17) utilizadas nas simulações. Foram realizadas simulações para cada uma das configurações geométricas e, através do código de resolução do modelo de circuitos, calculadas as temperaturas máximas para cada um dos corpos de todas as configurações geométricas. A solução dos dois modelos foi realizada para as 17 configurações geométricas visando à comparação de resultados para se determinar as faixas de variação das dimensões do atuador para as quais o modelo de circuito térmico equivalente pode ser usado na determinação das temperaturas.

Tabela 3.2.1 – Propriedades físicas dos materiais do atuador

Propriedade	Densidade	Calor Específico	Condutividade	Emissividade	Viscosidade	Coefficiente de Expansão Térmica
Unidade	(kg/m ³)	(J/kg-K)	(W/m-K)	-	(kg/m-s)	(1/K)
NdFeB(imã)	7500	502	7,7	0,82	-	-
Aço	8030	502,48	16,27	0,65	-	-
Ar	1,125	1006,43	0,0242	-	1,7894E-05	3,35E-03
Cobre	8978	381	387,6	0,68	-	-

Tabela 3.2.2 – Dimensões das configurações geométricas utilizadas nas simulações e no modelo de circuitos

Configuração geométrica	01	03	04	05	06	07	08	09
Dimensões do atuador	Ri (mm)	24,00	17,55	30,45	36,90	24,00	24,00	24,00
	i/a	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
	L (mm)	140,00	140,00	140,00	140,00	98,00	119,00	161,00
	e (mm)	8,00	8,00	8,00	8,00	8,00	8,00	8,00

Tabela 3.2.3 – Dimensões das configurações geométricas utilizadas nas simulações e no modelo de circuitos (continuação da Tabela 3.2.2)

Configuração geométrica	10	11	12	13	14	15	16	17
Dimensões do atuador	Ri (mm)	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00
	i/a	1,00	1,25	1,75	2,25	1,50	1,50	1,50
	L (mm)	140,00	140,00	140,00	140,00	140,00	140,00	140,00
	e (mm)	8,00	8,00	8,00	8,00	5,60	6,80	9,20

As dimensões R_i , e , L e i/a , mostradas nas Tabelas 3.2.2 e 3.3.3, podem ser vistas no detalhamento do atuador no Anexo A. Estas dimensões são variáveis dentro do projeto elétrico, por isso foram escolhidas para a análise neste trabalho.

As malhas utilizadas nas simulações foram feitas com superfícies modeladas no *software* Solidworks e um exemplo com suas dimensões pode ser visto na Figura 3.2.1. Um exemplo de malha utilizada nas simulações pode ser visto na Figura 3.2.2, detalhando o

espaço fixo de 1 mm entre a bobina (corpo C) e o imã externo (corpo D). A Figura 3.2.3 apresenta o campo de temperatura resultante da simulação da Configuração geométrica 01.



Figura 3.2.1 – Superfície utilizada para criação de malha utilizada nas simulações

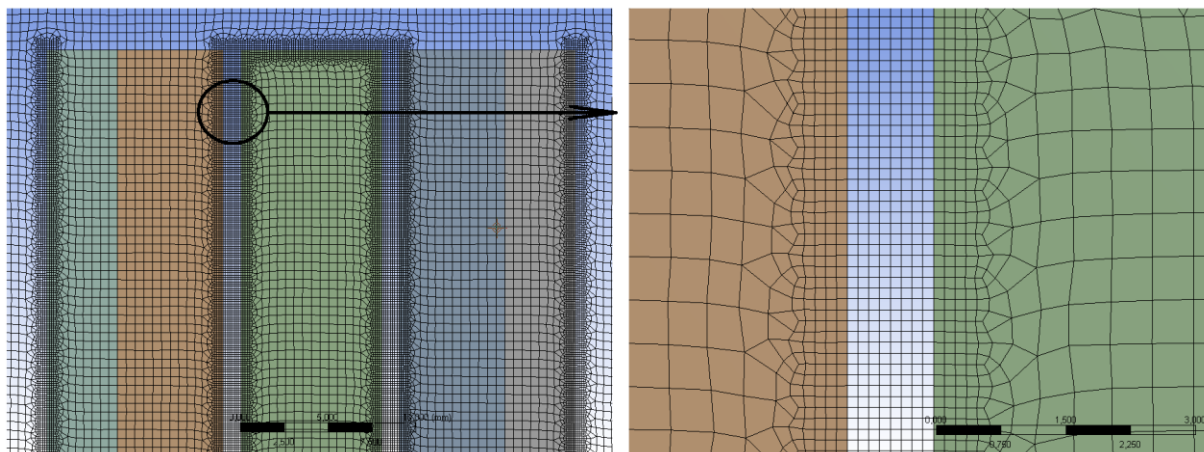


Figura 3.2.2 – Exemplo de malha utilizada nas simulações, Configuração geométrica 01

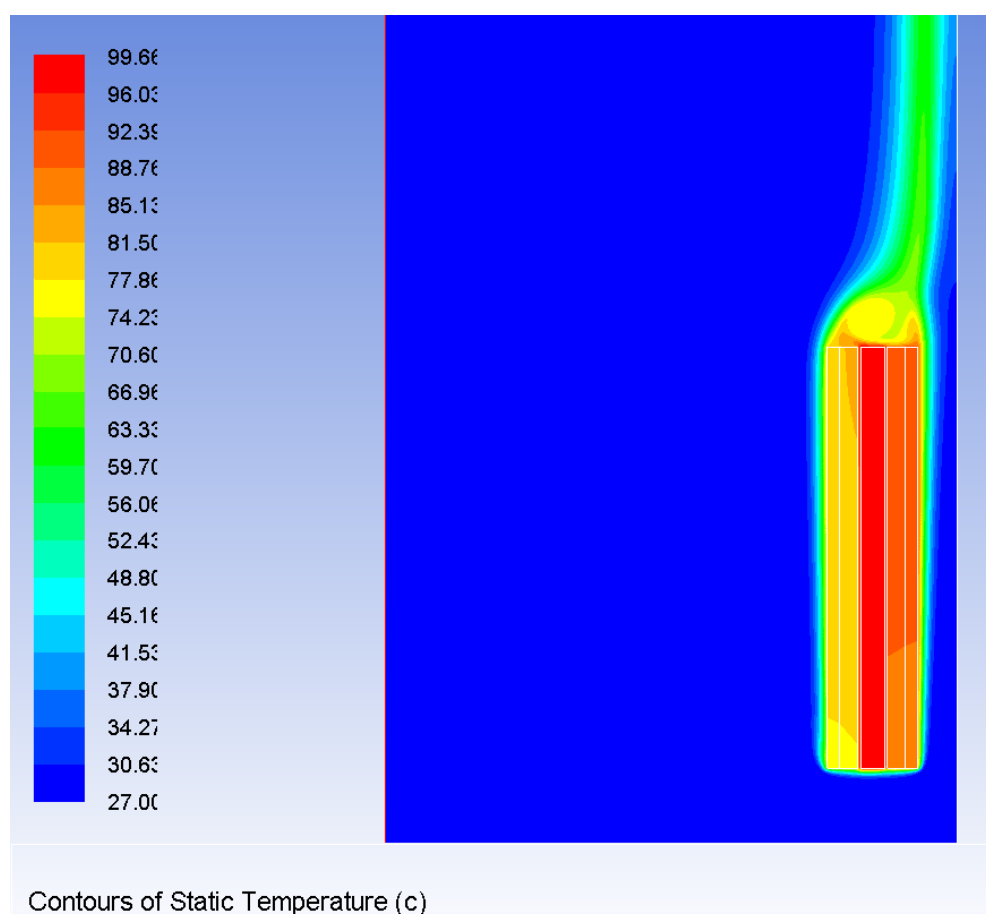


Figura 3.2.3 – Resultado gráfico da simulação em CFD para Configuração geométrica 01

Vale ressaltar que no método de volumes finitos, obtém-se a distribuição de temperatura nos corpos que compõe o atuador. A temperatura máxima usada na comparação com o resultado do circuito térmico equivalente corresponde a maior temperatura em cada superfície correspondente a um nó do circuito.

4 RESULTADOS

A Tabela 4.1 apresenta as temperaturas máximas, da bobina (corpo C), imã externo (corpo B) e imã interno (corpo D), além das diferenças percentuais entre os valores para uma mesma região obtidas através dos dois modelos nas condições e configurações geométricas descritas no Capítulo 3.

Tabela 4.1 – Comparação dos resultados obtidos através do modelo de circuitos e pelo modelo em CFD para as diferentes configurações geométricas

Configuração geométrica		Temp. Bobina (°C)	Temp. Ima Ext. (°C)	Temp. Ima Int. (°C)
01	Modelo Circuito	100,53	77,29	95,01
	CFD	99,80	85,30	92,50
	Diferença	0,73%	9,39%	2,71%
03	Modelo Circuito	117,13	87,13	112,33
	CFD	117,15	94,00	112,65
	Diferença	0,02%	7,31%	0,29%
04	Modelo Circuito	89,41	70,45	84,03
	CFD	83,90	72,50	78,14
	Diferença	6,56%	2,83%	7,53%
05	Modelo Circuito	81,38	65,37	76,34
	CFD	75,33	65,70	70,51
	Diferença	8,03%	0,50%	8,27%
06	Modelo Circuito	123,07	91,27	115,09
	CFD	111,10	90,10	98,50
	Diferença	10,78%	1,30%	16,85%
07	Modelo Circuito	110,15	83,30	103,62
	CFD	102,84	83,90	95,30
	Diferença	7,11%	0,71%	8,73%
08	Modelo Circuito	93,11	72,59	88,36
	CFD	85,70	73,30	82,60
	Diferença	8,64%	0,96%	6,98%
09	Modelo Circuito	87,14	68,78	82,98
	CFD	86,20	74,40	83,30
	Diferença	1,09%	7,55%	0,38%

...(continua)

Tabela 4.1 – (continuação)

Configuração geométrica		Temp. Bobina (°C)	Temp. Ima Ext. (°C)	Temp. Ima Int. (°C)
10	Modelo Circuito	100,49	77,25	94,98
	CFD	96,30	79,00	89,40
	Diferença	4,36%	2,22%	6,24%
11	Modelo Circuito	100,51	77,27	94,99
	CFD	93,90	77,20	87,20
	Diferença	7,04%	0,09%	8,94%
12	Modelo Circuito	100,53	77,30	95,02
	CFD	93,90	77,20	87,20
	Diferença	7,07%	0,12%	8,96%
13	Modelo Circuito	100,56	77,32	95,04
	CFD	93,90	77,20	87,20
	Diferença	7,09%	0,16%	8,99%
14	Modelo Circuito	103,99	79,27	98,20
	CFD	97,80	80,20	90,70
	Diferença	6,33%	1,16%	8,27%
15	Modelo Circuito	102,21	78,26	96,56
	CFD	95,90	78,70	89,10
	Diferença	6,58%	0,56%	8,37%
16	Modelo Circuito	98,92	76,35	93,53
	CFD	95,10	75,40	85,10
	Diferença	4,02%	1,26%	9,90%
17	Modelo Circuito	97,51	75,46	92,23
	CFD	91,30	75,20	84,80
	Diferença	6,80%	0,34%	8,77%

Verifica-se que o maior erro relativo entre as temperaturas, tomando-se o resultado do experimento numérico (CFD) como referência, ocorre para a geometria 06, a qual se caracteriza por ter a menor razão L/Ri dentre as configurações estudadas. Neste caso, a hipótese de transferência de calor unidirecional que baseia o modelo de circuito térmico equivalente tem sua validade comprometida, o que explica a discrepância do resultado.

Analisando a Tabela 4.1.1 verifica-se que a variação da relação entre espessuras imã/ferro (i/a) não influencia significativamente o campo de temperaturas do atuador, visto que nas configurações geométricas 10-13, nas quais somente a relação entre espessuras imã/ferro (i/a) variou, as temperaturas obtidas tanto no modelo de circuitos como na simulação CFD não tem variação significativa.

As Figuras 4.1, 4.2 e 4.3 mostram o comportamento das temperaturas do atuador em função do raio externo da bobina, do comprimento e da espessura da bobina nas configurações geométricas 01-04, 05-09 e 14-17, respectivamente. Em cada gráfico são apresentadas duas séries: uma para a temperatura encontrada no modelo de circuitos e o outro na simulação CFD, que variam conforme as configurações geométricas com dimensões variadas nas simulações, mostradas no eixo das abscissas dos gráficos:

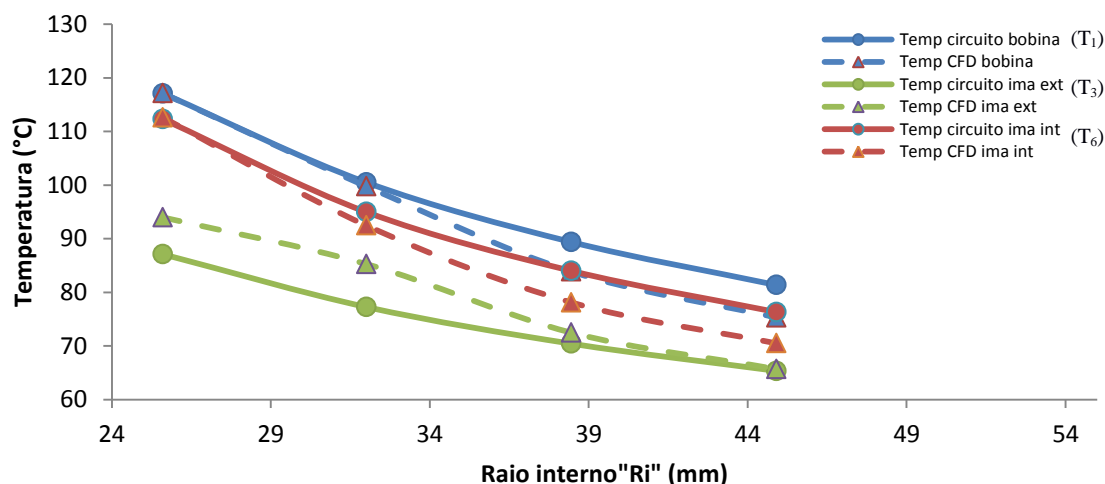


Figura 4.1 – Temperatura dos corpos do atuador x Raio externo

Verifica-se na figura 4.1 que as temperaturas nos três pontos considerados: bobina (T_1), superfície interna do ímã externo (T_3) e superfície externa do ímã interno (T_6) diminuí com o aumento do raio interno da bobina R_i .

O aumento de R_i acarreta aumento do volume da bobina, com conseqüente diminuição da geração interna distribuída, o que resulta na diminuição da temperatura da bobina. As temperaturas nas superfícies dos ímãs voltadas para a bobina acompanham esta queda de temperatura. Assim este resultado é esperado.

As temperaturas T_1 e T_6 calculadas através do circuito térmico equivalente são mais altas que as máximas obtidas nas superfícies correspondentes na simulação CFD e a diferença aumenta com o aumento de R_i . De forma contrária a temperatura T_6 é maior que a máxima obtida na modelagem CFD para superfície interna do ímã externo e a diferença diminui com o aumento de R_i , esta discrepância pode estar relacionada ao aumento da dissipação de calor na direção axial, quando R_i aumenta, o que resulta em menores temperaturas na simulação com CFD. Como a temperatura T_6 é mais alta nos ímãs, esta é a temperatura crítica a ser considerada no projeto do atuador.

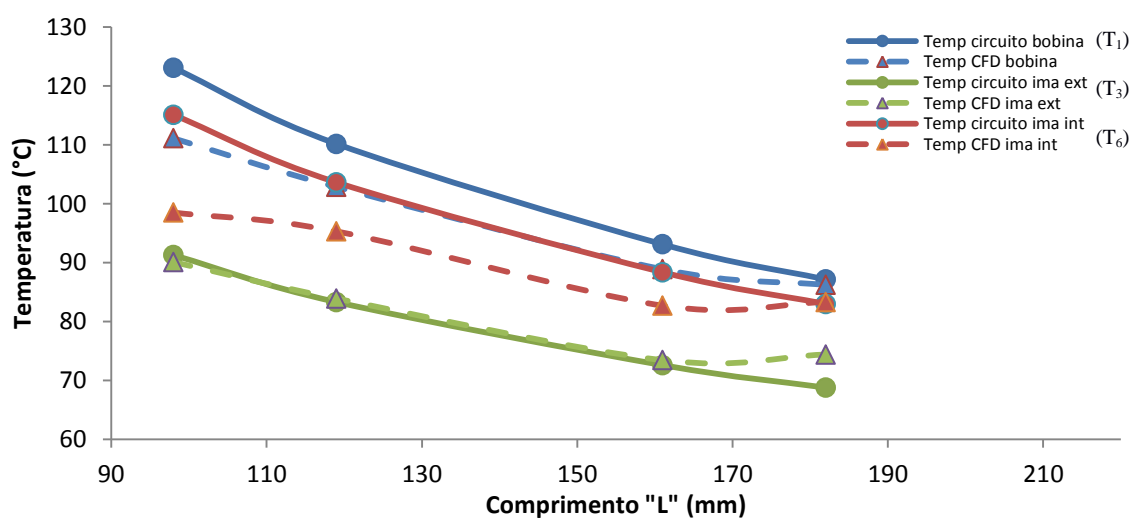


Figura 4.2 – Temperatura dos corpos do atuador x Comprimento

Na figura 4.2 verifica-se que a temperatura calculada com o modelo de circuito térmico equivalente é maior que a obtida na simulação CFD nas superfícies estudadas, no caso de T_1 e T_6 . O comportamento de T_3 é inverso.

Nota-se que, quando a razão L/Ri é considerada, as curvas de T_1 , T_3 e T_6 apresentam o mesmo comportamento nas Figuras 4.1 e 4.2. Assim, a influência do comprimento do atuador sobre as temperaturas é a mesma da diminuição do raio interno Ri .

Novamente, então, verifica-se que o modelo baseado no circuito térmico equivalente superestima a temperatura crítica (T_6) em relação ao experimento numérico.

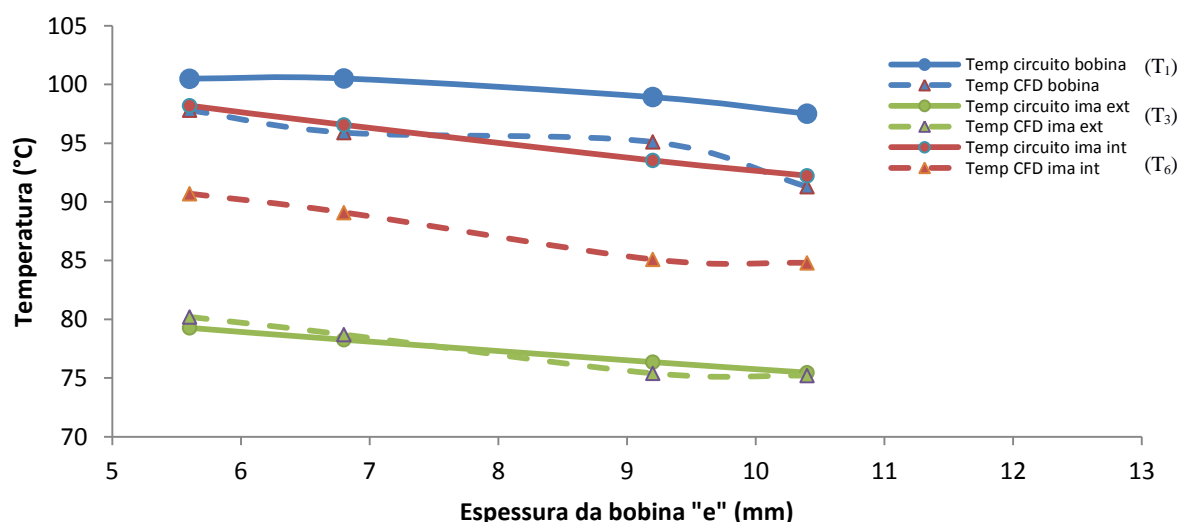


Figura 4.3 – Temperatura dos corpos do atuador x Espessura da bobina

A Figura 4.3 apresenta o comportamento das temperaturas nos nós 1, 3 e 6 do modelo de circuito térmico equivalente com a variação da espessura da bobina.

Verifica-se que o aumento da espessura da bobina resulta em uma diminuição das temperaturas obtidas nos dois modelos. Isto é esperado, uma vez que o aumento da espessura da bobina leva à diminuição da taxa interna distribuída e, conseqüentemente, das temperaturas em todo o atuador. Entretanto, esta variação é menos acentuada do que a verificada pela alteração do comprimento ou do raio interno do atuador.

A Figura 4.4 mostra o perfil de temperatura em na configuração geométrica 01.

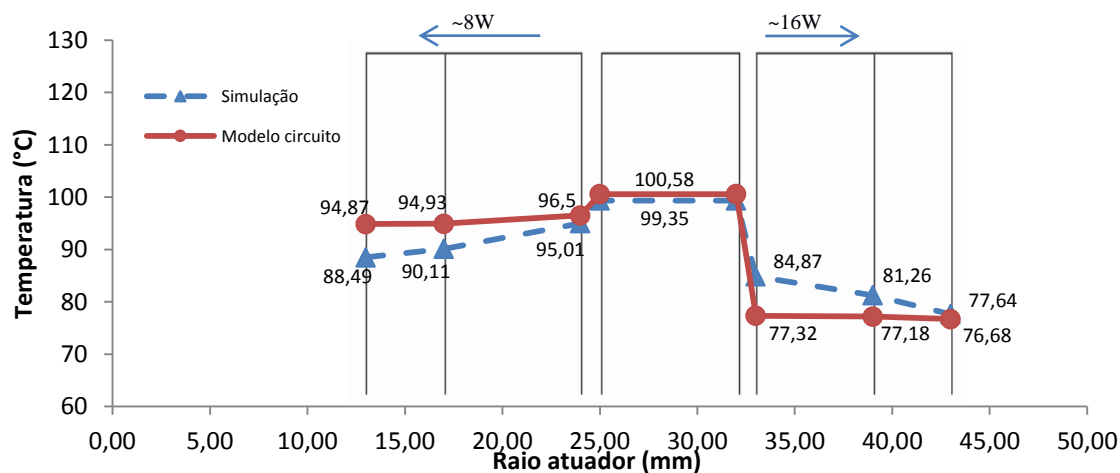


Figura 4.4 – Perfil de temperatura no atuador (Configuração geométrica 01).

Cabe notar que as temperaturas indicadas como resultado do modelo CFD são as máximas obtidas nas superfícies indicadas e não ocorrem necessariamente numa mesma posição axial.

Verifica-se que o modelo de circuito térmico equivalente superestima as temperaturas na bobina e no ímã interno. E subestima a temperatura no ímã externo, acredita-se que esta discrepância se deve ao fato de o modelo CFD permitir que haja condução de calor na direção axial e possibilidade de dissipação de parte do calor desenvolvido na bobina através da superfície de topo do atuador.

Do ponto de vista do projeto do dispositivo, é importante notar que os dois modelos preveem que a temperatura crítica ocorre na superfície externa do ímã interno e que o modelo de circuito térmico equivalente superestima esta temperatura em relação ao resultado do experimento numérico com o modelo CFD. Assim, a aplicação do modelo de circuito térmico equivalente acoplado à modelagem dimensional utilizada no projeto elétrico do atuador permite a tomada de decisões conservadoras, que favorecem a segurança na escolha de materiais.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo de circuito térmico equivalente para determinação das temperaturas em um atuador linear. O modelo foi validado para comparação com resultados obtidos através de um experimento numérico (resolução baseada em CFD). Simulações de diferentes configurações geométricas foram realizadas para estudar a influência de parâmetros geométricos (raio interno da bobina R_i , espessura da bobina e , comprimento L e relação de espessura da carcaça e do ímã i/a) sobre a temperatura crítica do atuador.

As principais conclusões foram:

-Os resultados obtidos com o modelo de circuito térmico equivalente concordam qualitativamente com os resultados do modelo CFD. A discrepância entre os resultados aumenta com a diminuição da razão L/R_i , devido ao afastamento da condição de transferência de calor unidirecional que é a base do modelo de circuito térmico equivalente.

-Os dois modelos preveem que a temperatura crítica ocorre na superfície externa do ímã interno. Tomando-se o resultado obtido no experimento numérico com CFD pode-se dizer que o modelo de circuito térmico equivalente é conservador na previsão da temperatura crítica do atuador.

-O objetivo principal do trabalho era o desenvolvimento de um modelo de circuito térmico equivalente que fornecesse temperaturas em regiões específicas do atuador em função de suas dimensões, analisando os resultados pode-se concluir que o modelo de circuito térmico equivalente desenvolvido com base na analogia a circuitos elétricos pode ser utilizado para calcular as temperaturas dentro do atuador, utilizando como parâmetros de entrada as dimensões e faixas de operação. Seu resultado é conservador pois, conforme visto nos resultados, o modelo de circuitos sempre resulta em uma temperatura maior do que o modelo CFD para o ímã interno (corpo B), no qual encontramos a maior temperatura nos ímãs. Também pode-se concluir que o modelo de circuitos tem um pequeno erro percentual comparando com a simulação. Por ser prático e poder ser facilmente acoplado à uma função usada no dimensionamento do atuador elétrico linear sua utilização é de grande valia.

-Para aprofundamento do trabalho, é sugerido que os resultados do modelo de circuito térmico equivalente sejam comparados a resultados obtidos em testes de operação do atuador. A influência da relação R_i/L precisa ser também mais investigada para a determinação da faixa de validade de aplicação do modelo de circuitos para atuadores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVARENGA, B.; CHABU, I. ; CARDOSO, J. R.: **Thermal Characterization of Long Electrical Devices - Application to a Tubular Linear Induction Motor**, Electric Machines and Drives Conference. IEMDC'03. IEEE International, 2003.

ANSYS INC. **Fluent User's Guide**, 2013.

ANSYS INC. **Multiphysics**. Disponível em: <<http://www.ansys.com/Products/Multiphysics>>.

BERGMAN, T. L. *et al.* **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 7th. ed. [s.l.] John Wiley & Sons, Inc., 2011.

DASSAULT SISTEMES. **Solidworks**. Disponível em: <<http://www.solidworks.com>>.

Enterprises S.A.S. **SCILAB**. Disponível em: <www.scilab.org/download>.

HUANG, Xuzhen; LI LiYi e ZHANG, ChengMing: **Temperature Calculation for Tubular Linear Motor by the Combination of Thermal Circuit and Temperature Field Method Considering the Linear Motion of Air Gap**, 2014.

INCROPERA, FRANK P.; DEWITT, DAVID P.: **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, 6ª .Edição, 2002, LTC Editora.

Apêndice A - Programa utilizado para calcular as temperaturas requeridas, realizado em Scilab:

```

L=0.140 //comprimento útil
q=24 //calor gerado
T1=80+273 //temperatura bobina
T2=27+273 //temperatura ambiente
T3=70+273 //temperatura interna B
T_int=(T3+T1)/2 //temperatura gap
T4=60+273 //temperatura externa B/interna A
T5=50+273 //temperatura externa A
T6=70+273 //temperatura externa D
T7=60+273 //temperatura externa E/interna D
T8=50+273 //temperatura interna E

for i=1:400

daE=0.043*2 //diametro externo corpo A
dai=0.039*2 //diametro interno corpo A
dbe=0.078 //diametro externo corpo B
dbi=0.066 //diametro interno corpo B
dce=0.064 //diametro bobina externa Corpo C
dci=0.048 //diametro bobina interna Corpo C
dde=0.046 //diametro externo corpo D
ddi=0.034 //diametro interno corpo D
dee=0.034 //diametro externo corpo E
dei=0.026 //diametro interno corpo E

Alae=%pi*daE*L//area lateral externa de A
AleI=%pi*dai*L//area lateral interna de E
Alci=dci*%pi*L //area lateral interna bobina c
Alce=dce*%pi*L//area lateral externa bobina c

E_c=0.7//emissividade cobre
sig=5.67*10^-8
E_f=0.8//emissividade ferro
k_ar=24.2*10^-3 //condutividade do ar
k_im=7.7 //condutividade imã (NdFeB)
k_aco=16.27 //condutividade aco
mi_ar=179*10^-7 // T filme
ro_ar=1.125 //25°C
alph=29.9E-6//temp de filme
ro_inf=0.9950
bet_c=1/T_int //beta difusividade gap
bet_52=1/((T5+T2)/2)
bet_42=1/((T4+T2)/2)
bet_72=1/((T7+T2)/2)
bet_82=1/((T8+T2)/2)
bet_62=1/((T6+T2)/2)
vi=20.92E-6//viscosidade dinamica do ar à temp de filme

Ra_c=(9.8*bet_c*(T1-T_int)*L^3)/(vi*alph)
Pr=vi/alph

R_cd_B=log(dbe/dbi)/(2*%pi*L*k_im)//resistencia condução do corpo B
R_cd_A=log(daE/dai)/(2*%pi*L*k_aco)//resistencia condução do corpo A
R_cd_D=log(dde/ddi)/(2*%pi*L*k_im)//resistencia condução do corpo D
R_cd_E=log(dee/dei)/(2*%pi*L*k_aco)//resistencia condução do corpo E
R_cd_gapi=log(dci/dde)/(2*%pi*L*k_ar)//resistencia condução do gap interno
R_cd_gape=log(dbi/dce)/(2*%pi*L*k_ar)//resistencia condução do gap externo

Ra_AI=(9.8*bet_52*(T5-T2)*L^3)/(vi*alph)
Ra_EI=(9.8*bet_82*(T8-T2)*L^3)/(vi*alph)
Ra_EI=Ra_AI
Nu_AI=0.68+(0.67*Ra_AI^(1/4))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^4/9
Nu_EI=0.68+(0.67*Ra_EI^(1/4))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^4/9

hconv_AI=Nu_AI*k_ar/L//coeficiente de transferência de calor térmica por convecção natural da bobina A, parte lateral, com o ambiente
hconv_EI=Nu_EI*k_ar/L//coeficiente de transferência de calor por convecção natural do corpo E, parte superior, com o ambiente

R_cv_A=1/(hconv_AI*Alae)
R_cv_E=1/(hconv_EI*AleI)

R_rd_gape=((T1-T3)*(1/E_c+(1-E_f)/E_f)*(dce/dbi))/(2*sig*%pi*(dce/2)*L*(T1^4-T3^4)) //resistencia de radiação no gap externo
R_rd_gapi=((T1-T6)*(1/E_c+(1-E_f)/E_f)*(dde/dci))/(2*sig*%pi*(dci/2)*L*(T1^4-T6^4)) //resistencia de radiação no gap interno
R_rd_A=1/(E_f*sig*(T2+T5)*((T2)^2+(T5)^2)*Alae) //resistencia de radiação no corpo A para o ambiente

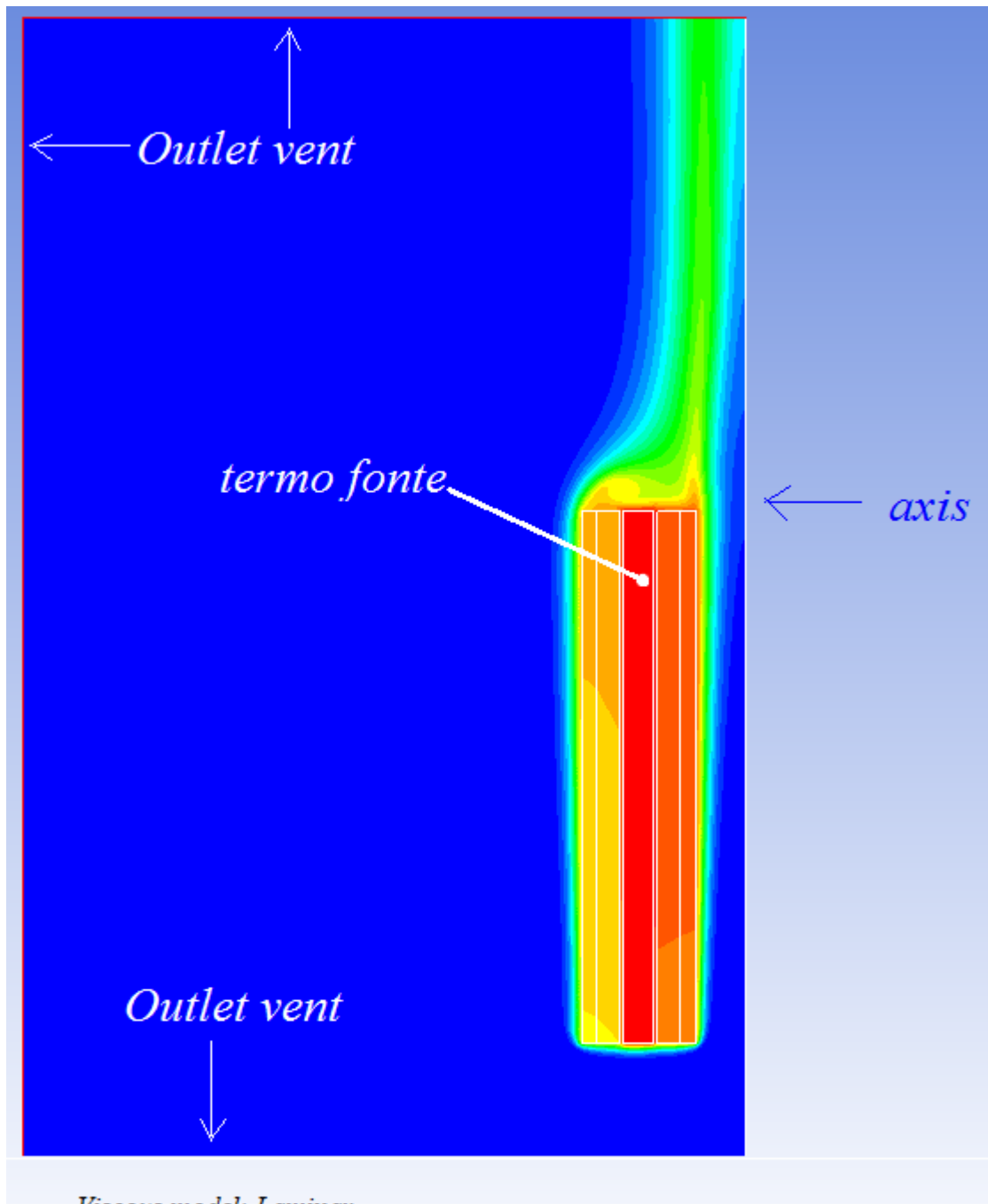
rtot=1/(1/(1/(R_cd_gape+1/R_rd_gape))+R_cd_B+R_cd_A+1/(1/R_rd_A+1/R_cv_A))+1/(1/(1/(R_cd_gapi+1/R_rd_gapi))+R_cd_D+R_cd_E+R_cv_E)

T=q*rtot+T2-273
q1=(T+273-T2)/(1/(1/R_cd_gape+1/R_rd_gape))+R_cd_B+R_cd_A+1/(1/R_rd_A+1/R_cv_A)
T3=T-(1/(1/R_cd_gape+1/R_rd_gape))*q1
q2=(T+273-T2)/((1/(1/R_cd_gapi+1/R_rd_gapi))+R_cd_D+R_cd_E+R_cv_E)
T6=T-(1/(1/R_cd_gapi+1/R_rd_gapi))*q2
T5=T2+(1/(1/R_rd_A+1/R_cv_A))*q1-273
T4=T5+R_cd_B*q1
T8=T2+R_cv_E*q2-273
T7=T8+R_cd_E*q2
T1=T+273 //temperatura bobina C
T3=T3+273 //temperatura interna B
T4=T4+273 //temperatura externa B/interna A
T5=T5+273 //temperatura externa A
T6=T6+273 //temperatura interna D
T7=T7+273 //temperatura externa D/interna E
T8=T8+273 //temperatura interna E

end

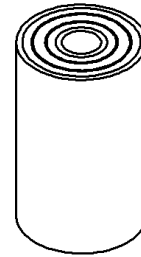
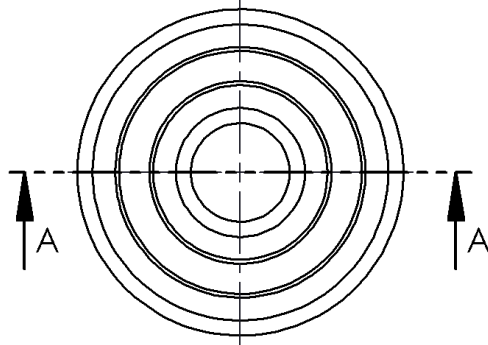
```

Apêndice B – detalhes da simulação

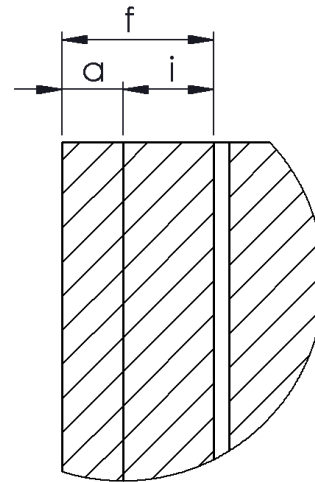
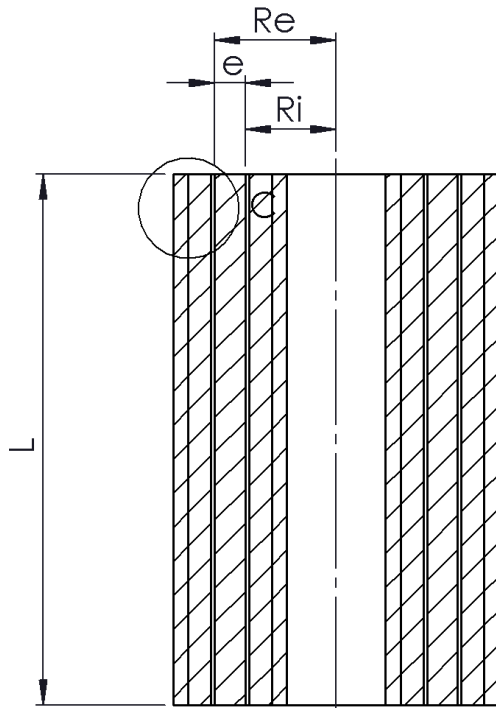


Viscous model: Laminar
energy equation: on
Fluido: Ar ---> densidade:Bousinesq
time: steady
gravity: 9,81m/s²
preassure based
axysimetric

velocity formulation: absolute



Valores fixos para $f=10\text{mm}$,
somente a relação a/i pode
variar conforme tabela



DETALHE C
ESCALA 2:1

Corte A-A

Departamento de Engenharia Elétrica - UFRGS

Responsável: Me. Paulo Eckert

Referência: -

Desenhista: Jéferson Ferri

Data: 24/08/2015

Escala: 1:2

Atuador Elétrico

