

Os avanços na redução de defeitos em fundição constituem um desafio constante para a indústria metal mecânica. Dentre estes destaca-se um defeito causado por contração volumétrica do material fundido devido a mudança de fase, ao qual atribui-se o nome de rechupe. Tendo este cenário em vista, o presente trabalho traz uma análise numérico-experimental do processo de solidificação e formação de porosidade por contração volumétrica (rechupe) em um componente fundido para a qual utilizou-se um molde em aço de corpo cônico com dimensões reduzidas de forma a acomodar 150 g de alumínio puro, tal que o molde apresenta uma face aberta abrangendo toda a sua porção superior de forma que a superfície do metal fique em contato com o ambiente nesta região. Para a simulação da solidificação empregou-se o método de entalpia-porosidade e para avaliação da contração da superfície livre do líquido utilizou-se o método VOF (*Volume Of Fluid*) utilizado para avaliação de fronteiras móveis entre fluidos multifásicos. Em ambas simulações se utilizou o programa comercial ANSYS FLUENT® como ferramenta de análise. Além da comparação das temperaturas do processo e da contração da superfície da peça, outros resultados importantes como: taxa de resfriamento, gradiente térmico e velocidade de solidificação também são abordados com boa aproximação entre os resultados numéricos e experimentais.

Orientador: PAULO SERGIO BERVING ZDANSKI

Joinville, 2019

ANO 2019
FERNANDO ANDRÉ LINDROTH DAUNER | DETERMINAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE EXPRESSÕES ANALÍTICAS
PARA A AVALIAÇÃO DO COEFICIENTE CONVECTIVO NO INTERIOR DE UM MOTOR ELÉTRICO FECHADO



UDESC

UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA – UDESC
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**DETERMINAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE
EXPRESSÕES ANALÍTICAS PARA A AVALIAÇÃO DO
COEFICIENTE CONVECTIVO NO INTERIOR DE UM
MOTOR ELÉTRICO FECHADO**

FERNANDO ANDRÉ LINDROTH DAUNER

JOINVILLE, 2019

FERNANDO ANDRE LINDROTH DAUNER

DETERMINAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE EXPRESSÕES
ANALÍTICAS PARA A AVALIAÇÃO DO COEFICIENTE CONVECTIVO NO
INTERIOR DE UM MOTOR ELÉTRICO FECHADO

Dissertação do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PPGEM, do Centro de Ciências Tecnológicas da Universidade do Estado de Santa Catarina, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Paulo Sergio Berving Zdanski

JOINVILLE

2019

**Determinação Numérico-Experimental de Expressões Analíticas para a
Avaliação do Coeficiente Convectivo no Interior de um Motor Elétrico Fechado**

por

Fernando André Lindroth Dauner

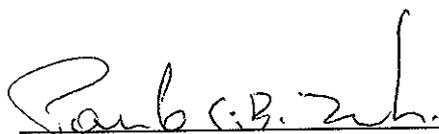
Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

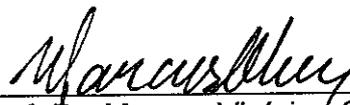
Área de concentração em "Modelagem e Simulação Numérica"
e aprovada em sua forma final pelo

**CURSO DE MESTRADO ACADÊMICO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DO CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS DA
UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA.**

Banca Examinadora:



Prof. Dr. Paulo Sergio Berving Zdanski
CCT/UEDESC (Orientador/Presidente)



Prof. Dr. Marcus Vinicius Canhoto Alves
CESFI/UEDESC



Prof. Dr. Diogo Londero da Silva
UFSC

Joinville, SC, 18 de setembro de 2019.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a WEG pela disposição dos equipamentos necessários para a realização dos estudos, agradeço também a todos os membros da minha família pelo suporte dado durante todo mestrado, em especial à minha esposa pelo suporte emocional. Agradeço também aos colegas de trabalho Thiago Leal, Samuel e Thiago carvalho por todo o suporte dado no processo de realização da dissertação. Por último agradeço ao meu orientador, por ter me aceitado como orientando de mestrado e pelo suporte dado durante o período do mestrado.

RESUMO

A correta previsão da elevação de temperatura dos componentes de um motor elétrico é um dos principais desafios no seu desenvolvimento. Para isto os fabricantes têm utilizado rotinas de cálculo baseadas em um modelo de resistência térmicas. Resistências estas, que são divididas em dois grandes grupos, as resistências de condução e as resistências de convecção. Este segundo grupo, apresenta um termo que é dependente de diversos fatores não sendo assim facilmente calculado. Tendo em vista este cenário, este trabalho apresenta uma análise numérica-experimental da convecção no interior de um motor elétrico fechado com fluxo radial. Para a simulação do escoamento do ar, utilizou-se um modelo em regime permanente baseado nas equações de Navier-Stokes por média de Reynolds, a turbulência foi modelada utilizando o modelo SST k- ω . Todas as simulações foram realizadas utilizando o programa comercial ANSYS CFX[®]. Os valores de velocidade, pressão, e do coeficiente convectivo foram comparados com resultados experimentais, sendo observadas boas correlações entre os resultados numéricos e os resultados experimentais.

Palavras-chaves: Motor elétrico, Turbulência, transferência de calor.

ABSTRACT

One of the biggest challenges on the development of an electric motor is the correct prevision of the temperature rise of the components. Commonly the manufacturers use a model of thermal network to estimate the temperature rise of the motor. This model is composed of two main groups of thermal resistances, the first group is the group of the conduction resistances and the second is formed by the convective resistances. With the scenario, this work presents a numerical-experimental analysis of the convection on the interior of a closed electric motor with radial flux. To simulate the airflow a steady state model based on the Reynolds averaged Navier-Stokes equations was used, to simulate the turbulence the SST k-w model was used. All of the simulations were done with the use of the commercial software ANSYS CFX[®]. The values of velocity, pressure and convective coefficient were compared with the experimental data and a good agreement between the numerical and the experimental data were observed

Keywords: Electric motor, turbulence, heat transfer.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Motor elétrico fechado (esquerda) e aberto (direita).....	27
Figura 2 - Corte de um motor elétrico fechado;	32
Figura 3 - Geometria da cabeça de bobina simplificada e campo de vetores do escoamento (porosidade de 65%).....	33
Figura 4 - Rotor do protótipo e bancada experimental desenvolvida.....	34
Figura 5 - Bancada experimental e modelo numérico com as principais dimensões analisadas.....	35
Figura 6 - Representação esquemáticas das principais formas de escoamento no entreferro: Escoamento de vórtices de Taylor, escoamento de vórtices de Taylor com os vórtices ondulados.....	36
Figura 7 - Geometrias avaliadas experimentalmente (esq.), Campo de velocidade entre os dois cilindros na configuração "a" (centro), campo de velocidade na reentrância na configuração "c" (dir.).....	37
Figura 8 - Geometria do modelo proposto por Hosain, e perfil da temperatura na superfície interna do estator.....	38
Figura 9 - Esquema da bancada de testes e geometria do rotor de um motor síncrono de quatro polos.....	39
Figura 10 - Esquema da promediação temporal para a turbulência não estacionária.....	43
Figura 11 - Divisões da camada limite próximo à parede.....	52
Figura 12 - Perfil mono-log da camada limite.....	53
Figura 13 - Forma de discretização utilizando a formulação "cell vertex".....	57
Figura 14 - Balanço de uma grandeza em um volume de controle.....	58
Figura 15 - a) exemplo da montagem dos sub-volumes de controle; b) volume de controle resultante; c) localização dos pontos de integração em um sub-volume de controle.....	59
Figura 16 - Elementos hexaédrico com a indicação dos nós e do sistema de coordenadas local.....	62
Figura 17 - Localização onde haveria um fluxo saindo do domínio e um fluxo entrando no domínio.....	67
Figura 18 - Exemplo de interfaces.....	69
Figura 19 - Manômetro diferencial digital <i>Dwyer</i> [®] 477-000.....	71

Figura 20 - Anemômetro de fio quente [®] 8465.	72
Figura 21 - <i>HBM</i> [®] SK6.	73
Figura 22 - <i>Yokogawa</i> [®] MV2000.	74
Figura 23 – <i>Tacômetro digital SHIMPO</i> [®] DT205LR.....	74
Figura 24 - Furos no estator à esquerda, seção transversal do estator na região do furo à direita.....	76
Figura 25 - Furos no estator com o tubo à esquerda, e à direita seção transversal do estator no furo com o tubo.....	76
Figura 26 - Furos na carcaça do motor para a medição da velocidade na região da cabeça de bobina.....	77
Figura 27 - Posicionamento dos furos na carcaça.	78
Figura 28 - Furos na tampa dianteira do motor.	78
Figura 29 - Posicionamento dos furos na tampa dianteira do motor.	79
Figura 30 - Ponteira do anemômetro de fio quente utilizado.....	79
Figura 31 - Ponteira do anemômetro preparada para o ensaio.....	80
Figura 32 - Bancada com o motor testado e com o motor auxiliar.	80
Figura 33 - Termopares fixados na cabeça de bobina e na bobina presente na ranhura do pacote de chapas do estator.	81
Figura 34 - Termopares fixados no rotor.	81
Figura 35 - Sk6 acoplado na ponta de eixo traseira e ponta de eixo oca.....	82
Figura 36 - Campo de vetores para os vórtices de <i>Taylor</i>	84
Figura 37 - Geometria e condições de contorno utilizadas para a avaliação do tamanho da malha no modelo de cilindros lisos.	84
Figura 38 - Malhas utilizadas para analisar a influência da malha no entreferro (entreferro com 4 mm de espessura).....	86
Figura 39 - Linhas de corrente em um plano transversal para um entreferro de 4mm. A) <i>nelem</i> = 0.5, B) <i>nelem</i> = 2, C) <i>nelem</i> = 6, D) <i>nelem</i> = 10.....	87
Figura 40 - Componente vertical da velocidade para um entreferro de 4mm no modelo de cilindros lisos.....	88
Figura 41 - Número de <i>Nusselt</i> em função do número de <i>Taylor</i> para as malhas avaliadas.....	90
Figura 42 - Comparação do modelo numérico empregado com as expressões analíticas encontradas na literatura.	91

Figura 43 – Geometria do modelo numérico para a simulação do interior de um motor elétrico (esq.), seção transversal do pacote de chapas (dir.).....	93
Figura 44 – Localizações das condições de contorno utilizadas no domínio da bobina.....	95
Figura 45 – Localização das condições de contorno utilizadas no domínio do anel de curto e das barras do rotor.	96
Figura 46 - Condições de contorno aplicadas no domínio do pacote de chapas do estator.	98
Figura 47 - Localização das condições de contorno do domínio do pacote de chapas do rotor.	99
Figura 48 - Localização das condições de contorno do domínio do entreferro.	100
Figura 49 - Localização das condições de contorno do domínio rotativo da região da cabeça de bobina.	101
Figura 50 - Localização das condições de contorno na parte estacionária da região da cabeça de bobina longe do entreferro.....	102
Figura 51 - Localização das condições de contorno na parte estacionária da região da cabeça de bobina próximo do entreferro.....	103
Figura 52 - Malhas dos domínios fluídos.....	104
Figura 53 - Malha dos domínios sólidos.....	104
Figura 54 - Plano central no entreferro onde foram traçados os perfis das propriedades.	106
Figura 55 - Perfis da pressão estática e da temperatura no início do entreferro.	106
Figura 56 - Perfis da componente axial da velocidade e do módulo da velocidade no início do entreferro.	107
Figura 57 - Perfis da pressão estática e da temperatura na porção central do entreferro.....	108
Figura 58 - Perfis da componente axial da velocidade e do módulo da velocidade na porção central do entreferro.	109
Figura 59 - Valor normalizado do <i>Nusselt</i> médio em função do percentual do comprimento utilizado para o seu cálculo.....	110
Figura 60 - Modelo do entreferro com os ressaltos na superfície do estator.	111

Figura 61 - Região entre o anel de curto e a cabeça de bobina.....	111
Figura 62 - Parâmetros utilizados na análise de malha do modelo do entreferro com ressaltos.....	113
Figura 63 - Exemplos das malhas geradas	113
Figura 64 - Posição onde foram traçadas as linhas verticais para avaliar o perfil de velocidade.....	114
Figura 65 - Perfil de velocidade em função do tamanho da malha na altura do ressalto.	115
Figura 66 - Perfis de velocidade em função do número de divisões e do tamanho da malha na largura do ressalto.	116
Figura 67 - Localização das superfícies onde foram calculados os valores do número de <i>Nusselt</i>	116
Figura 68 - Parâmetros avaliados para a obtenção da expressão analítica do número de <i>Nusselt</i> no entreferro.	119
Figura 69 - Número de <i>Nusselt</i> no entreferro na superfície do estator (esq.) e erro percentual médio do número de <i>Nusselt</i> nas superfícies (dir.).....	121
Figura 70 – Comparação da média dos dados experimentais com o modelo numérico.....	123
Figura 71 - Valores de <i>Nusselt</i> obtidos a partir das temperaturas de ensaio do motor.....	124
Figura 72 - Geometria do modelo de simulação da região da região da cabeça de bobina.....	125
Figura 73 - Localização das condições de contorno aplicadas na carcaça..	126
Figura 74 - Condições de contorno aplicadas no pacote de chapas do estator.	127
Figura 75 - Condições de contorno no pacote de chapas do rotor.....	128
Figura 76 - Condições de contorno na gaiola do rotor.	129
Figura 77 - Condições de contorno na bobina do estator.....	130
Figura 78 - Condições de contorno no domínio rotativo interno.....	131
Figura 79 - Condições de contorno no domínio estacionário interno.	132
Figura 80 - Condições de contorno aplicadas no entreferro.....	133
Figura 81 - Localização dos perfis de velocidade avaliados na análise da malha na região da cabeça de bobina.....	133

Figura 82 - Malhas dos domínios sólidos para a simulação da <i>região da cabeça de bobina</i>	134
Figura 83 - Malha dos domínios onde há escoamento de ar.....	135
Figura 84 - Perfil de velocidade para diferentes valores de <i>mult1</i> (Sup. Esq.: Linha 1, Sup. Dir.: Linha 2 e inf.: Linha 3)	136
Figura 85 - Perfil de velocidade para diferentes valores de <i>mult2</i> (Sup. Esq.: Linha 1, Sup. Dir.: Linha 2 e inf.: Linha 3)	137
Figura 86 - <i>Nusselt</i> normalizado em função dos parâmetros da malha.....	138
Figura 87 - Parâmetros avaliados para a obtenção da expressão analítica do número de <i>Nusselt</i> no entreferro.....	139
Figura 88 – Superfícies onde foram avaliados os valores do <i>Nusselt</i>	141
Figura 89 - Número de <i>Nusselt</i> na região da cabeça de bobina na superfície interna da bobina (esq.) e erro percentual médio do número de <i>Nusselt</i> nas superfícies (dir.).....	143
Figura 90 - Comparação da média dos dados experimentais com o modelo numérico.....	145
Figura 91 - Valores de <i>Nusselt</i> , nas superfícies da região da cabeça de bobina, obtidos a partir das temperaturas de ensaio do motor.	146

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Constantes das equações do modelo de turbulência $\kappa - \omega$.	49
Tabela 2 - Constantes das equações transformadas do modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$.	50
Tabela 3 - Dados do manômetro <i>Dwyer</i> [®] 477-000.	72
Tabela 4 - Dados do anemômetro <i>TSI</i> [®] 8465.	73
Tabela 5 - Dados do termopar tipo T.	74
Tabela 6 - Dados do tacômetro.	75
Tabela 7 - Dimensões da geometria utilizada para a avaliação da malha do modelo de cilindros lisos.	85
Tabela 8 - Largura dos vórtices de <i>Taylor</i> para um entreferro de 4mm com o modelo de cilindros lisos.	88
Tabela 9 - Propriedades dos materiais utilizados na modelagem do interior de um motor elétrico.	94
Tabela 10 - Valor da temperatura e do coeficiente convectivo aplicados na condição de parede do pacote de chapas do estator.	98
Tabela 11 - Tamanho da malha dos domínios modelados e valor de y^+ .	105
Tabela 12 - <i>Nusselt</i> médio utilizando todo o comprimento do estator para o seu cálculo.	110
Tabela 13 - Condições de contorno aplicadas para modelar o entreferro com o ressalto na superfície do estator.	112
Tabela 14 - Influência da malha no valor do <i>Nusselt</i> na superfície da bobina.	117
Tabela 15 - Parâmetros da malha utilizada no modelo do entreferro com ressalto na superfície do estator.	117
Tabela 16 - <i>Nusselt</i> médio na superfície do rotor e do estator para os dois modelos avaliados.	118
Tabela 17 - Valores limítrofes dos parâmetros avaliados para a obtenção da expressão analítica do número de <i>Nusselt</i> no entreferro.	119
Tabela 18 - Valores de temperatura medidos experimentalmente na região do entreferro.	123
Tabela 19 - Materiais e propriedades para a modelagem do escoamento no interior do motor.	125

Tabela 20 - Dados das malhas dos domínios sólidos para a simulação na *região da cabeça de bobina*. 134

Tabela 21 - Dados das malhas dos domínios onde há o escoamento do ar. 135

Tabela 22 - Valores limítrofes dos parâmetros avaliados para a obtenção da expressão analítica do número de *Nusselt* no entreferro. 140

Tabela 23 - Valores de elevação de temperatura medidos experimentalmente na região da cabeça de bobina. 145

LISTA DE SIMBOLOS

t	Tempo
ρ	Massa específica do fluido
u_{ij}	Componente da velocidade instantânea
p	Pressão estática instantânea
x_j	Componente do vetor posição
μ	Viscosidade dinâmica molecular
c_p	Calor específico à pressão constante
T	Temperatura instantânea
k	Condutividade térmica molecular
S	Termo fonte
\bar{u}_i	Componente do termo médio da velocidade instantânea
u'_i	Componente do termo flutuante da velocidade instantânea
\bar{p}	Termo médio da pressão instantânea
$\overline{s_{ij}}$	Taxa de deformação do escoamento médio
\bar{T}	Termo médio da temperatura instantânea
T'	Termo flutuante da temperatura instantânea
τ_{ij}	Tensor tensão de <i>Reynolds</i>
μ_T	Viscosidade dinâmica turbulenta
δ_{ij}	Delta de <i>Kronecker</i>
κ	Energia cinética turbulenta
k_T	Condutividade térmica turbulenta
μ_e	Viscosidade dinâmica efetiva
k_e	Condutividade térmica efetiva
p_e	Pressão estática efetiva
v_c	Escala de velocidade característica da turbulência
l_c	Escala de comprimento característico da turbulência
ω	Frequência Turbulenta
$\sigma_k, \beta', \sigma_w, \alpha, \beta$	Constantes de fechamento do modelo de turbulência k-w

F_1	Fator de transição para o modelo de turbulência k-w SST
$\sigma_{k2}, \sigma_{w2}, \alpha_2, \beta_2$	Constantes de fechamento das equações transformada do modelo k-e
$\sigma_{k3}, \sigma_{w3}, \alpha_3, \beta_3$	Constantes de fechamento das equações do modelo de turbulência k-w SST
ν	Viscosidade cinemática molecular
y	Distância até a parede mais próxima
a_1	Constante de fechamento
u^+	Velocidade adimensional
u	Vetor velocidade paralelo à parede
u_τ	Velocidade de fricção
κ_α	Constante de von <i>Karman</i>
y^+, y^*	Altura adimensional
C	Constante da camada logarítmica
Δy	Distância entre o primeiro e o segundo ponto fora da parede
τ_w	Tensão cisalhante na parede
F_u	Fluxo da equação da quantidade de movimento na camada limite
u_*	Velocidade na camada limite
ω_l	Ômega na camada logarítmica
ω_s	Ômega na subcamada viscosa
T_+	Temperatura adimensional
T_w	Temperatura na parede
T_f	Temperatura próxima à parede
q_w''	Fluxo de calor na parede
Pr	Número de <i>Prandtl</i>
\dot{m}	Fluxo mássico
p_i	Ponto de integração das propriedades nas superfícies dos sub-volumes de controle
ϕ	Grandeza genérica
n_j	Vetor unitário normal a uma superfície

s, t, u	Vetores direção unitário do sistema de coordenadas local para um dado elemento
β''	Fator de mistura para um esquema <i>upwind</i>
$\overline{\Delta r}$	Vetor posição entre um nó e o ponto de integração
ω_{rot}	Velocidade angular de rotação
T_{esp}	Temperatura especificada em uma dada superfície
u_w	Velocidade na parede
$P_{estática}$	Pressão estática
P_{total}	Pressão total
R_o	Raio interno do estator
R_i	Raio externo do rotor
ang	Ângulo da seção
L_1	Comprimento do domínio
esp	Espessura do entreferro
n_{elem}	Número de elementos
l_{elem}	Largura do elemento
Ta	Número de <i>Taylor</i>
Nu	Número de <i>Nusselt</i>
h^*	Altura normalizada no entreferro
τ	Torque
P_{mec}	Perdas mecânicas
L_{chapas}	Comprimento do pacote de chapas
$larg_{ress}$	Largura do ressalto no entreferro
alt_{ress}	Altura do ressalto no entreferro
$ang_{seção}$	Ângulo de abertura de uma seção unitária do entreferro
Nu_{rot}	Número de <i>Nusselt</i> na superfície do rotor
Nu_{est}	Número de <i>Nusselt</i> na superfície do estator
Nu_{bob}	Número de <i>Nusselt</i> na superfície da bobina
T_{bob}	Temperatura da bobina
T_{rotor}	Temperatura do rotor

$T_{estator}$	Temperatura do estator
Re	Número de <i>Reynolds</i>
$Nu_{bob\ ext}$	Número de <i>Nusselt</i> na superfície externa da bobina
$Nu_{bob\ extr}$	Número de <i>Nusselt</i> na superfície da extremidade da bobina
$Nu_{bob\ int}$	Número de <i>Nusselt</i> na superfície interna da bobina
Nu_{cage}	Número de <i>Nusselt</i> na superfície do anel de curto
Nu_{tpa}	Número de <i>Nusselt</i> na superfície da tampa
Nu_{carc}	Número de <i>Nusselt</i> na carcaça do motor
ΔT	Elevação de temperatura

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	MOTIVAÇÃO	28
1.2	OBJETIVO	28
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	29
2	REVISÃO DA LITERATURA	31
2.1	REGIÃO DA CABEÇA DE BOBINA	32
2.2	REGIÃO DO ENTREFERRO	35
3	FORMULAÇÃO TEÓRICA	40
3.1	MODELO MATEMÁTICO	40
3.1.1	<i>Equações Básicas</i>	40
3.1.2	<i>Equações promediadas de Reynolds</i>	42
3.1.3	<i>Modelagem da turbulência</i>	45
3.1.3.1	Modelo de turbulência $\kappa - \omega$ SST	48
3.1.3.2	Lei da parede hidrodinâmica	51
3.1.3.3	Lei da parede térmica	55
3.2	MODELO NUMÉRICO	56
3.2.1	<i>Discretização do domínio da simulação</i>	57
3.2.2	<i>Discretização das equações diferenciais</i>	59
3.2.3	<i>Funções de forma</i>	61
3.2.4	<i>Gadriente de pressão</i>	63
3.2.5	<i>Termo advectivo</i>	64
3.2.6	<i>Termo difusivo</i>	64
3.2.7	<i>Acoplamento pressão-velocidade</i>	64
3.2.8	<i>Solução do sistema linear</i>	65
3.2.9	<i>Condições de contorno</i>	66
3.2.9.1	Paredes	66
3.2.9.1.1	Condição hidrodinâmica na parede	66
3.2.9.1.2	Condição térmica na parede	67
3.2.9.2	Opening	67
3.2.9.2.1	Condição hidrodinâmica no <i>opening</i>	68
3.2.9.2.2	Condição térmica no <i>opening</i>	68
3.2.9.3	Interfaces	69
3.2.9.3.1	Interface entre domínios com velocidade relativa não-nula	69
3.2.9.3.2	Periodicidade rotacional	70
4	MATERIAIS E MÉTODOS	71
4.1	EQUIPAMENTOS	71

4.1.1	<i>Equipamento para Medição de pressão total do ar</i>	71
4.1.2	<i>Equipamento para medição da velocidade de ar</i>	72
4.1.3	<i>Equipamento para a medição de temperatura</i>	73
4.1.4	<i>Equipamento para a medição da velocidade angular</i>	74
4.2	MÉTODOS	75
4.2.1	<i>Medição da pressão total no entreferro do motor</i>	75
4.2.2	<i>Medição da velocidade na região da cabeça de bobina</i>	77
4.2.3	<i>Medição da velocidade angular do motor</i>	80
4.2.4	<i>Medição da temperatura nas superfícies internas do motor</i>	81
5	RESULTADOS	83
5.1	AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO ENTREFERRO	83
5.1.1	<i>Modelo dos cilindros concêtricos lisos</i>	83
5.1.1.1	Análise da malha	83
5.1.1.2	Validação do modelo de cilindros concêtricos lisos.....	90
5.1.2	<i>Modelo com ressaltos na superfície do estator</i>	92
5.1.2.1	Influência das demais regiões do motor no escoamento do entreferro	92
5.1.2.1.1	Condições de contorno na bobina	94
5.1.2.1.2	Condições de contorno na gaiola do rotor	96
5.1.2.1.3	Condições de contorno no pacote de chapas do estator	96
5.1.2.1.4	Condições de contorno no pacote de chapas do rotor	98
5.1.2.1.5	Condições de contorno no entreferro.....	99
5.1.2.1.6	Condições de contorno no domínio rotativo da região da cabeça de bobina.....	100
5.1.2.1.7	Condições de contorno nos domínios estacionários da região da cabeça de bobina.....	101
5.1.2.1.8	Malhas dos domínios modelados	103
5.1.2.1.9	Análise do escoamento no início do entreferro.....	105
5.1.2.1.10	Análise do escoamento no meio do entreferro	108
5.1.2.1.11	Impacto da região de entrada no comportamento térmico do entreferro.....	109
5.1.2.2	Análise da malha	110
5.1.3	<i>Comparativo entre o modelo de cilindros concêtricos e o modelo com ressaltos</i>	118
5.1.4	<i>Estudo paramétrico do Nusselt médio no entreferro</i>	119
5.1.5	<i>Comparativo dos dados da simulação com dados de ensaio</i>	122
5.2	AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA REGIÃO DA CABEÇA DE BOBINA.....	124
5.2.1	<i>Modelo para a simulação do interior de um motor elétrico fechado</i>	124
5.2.1.1	Condições de contorno na carcaça	126
5.2.1.2	Condições de contorno no pacote de chapas do estator	127
5.2.1.3	Condições de contorno no pacote de chapas do rotor	128
5.2.1.4	Condições de contorno na gaiola do rotor	128
5.2.1.5	Condições de contorno na bobina do estator	129
5.2.1.6	Condições de contorno no domínio rotativo interno.....	130
5.2.1.7	Condições de contorno no domínio estacionário interno	131

5.2.1.8	Condições de contorno no entreferro.....	132
5.2.2	<i>Análise da influência da malha</i>	<i>133</i>
5.2.3	<i>Estudo paramétrico do Nusselt médio no região da cabeça de bobina.....</i>	<i>139</i>
5.2.4	<i>Comparativo dos dados das simulações com dados de ensaio.....</i>	<i>143</i>
6	CONCLUSÃO	147
7	REFERÊNCIAS	149
	ANEXOS.....	153

1 INTRODUÇÃO

O advento da criação do motor elétrico no final do século XIX, serviu como um catalisador da industrialização global e conseqüentemente alterou radicalmente a forma de vida das pessoas. Na atualidade somos rodeados por aplicações onde são usados motores elétricos. Eles podem ser utilizados desde equipamento pequenos, como parafusadeiras, secadores de cabelo, ventiladores, até aplicações de grande porte como ônibus, caminhões, bombas para distribuição de água em cidades.

Desde a apresentação do primeiro motor elétrico até o dia de hoje, houveram grandes evoluções no desempenho dos mesmos, seja por aumento da potência, seja por redução de peso, ou por aumento do rendimento. Atualmente existe uma enorme gama de tipos de motores, sendo os principais o motor de indução aberto e o motor de indução fechado. Na Figura 1 é apresenta uma vista destes dois tipos de motor.

Figura 1 - Motor elétrico fechado (esquerda) e aberto (direita).



Fonte: Acervo interno.

Atualmente um dos principais limitantes da potência de um motor elétrico é a capacidade de extração de calor. Isto decorre do fato de que após um certo nível de temperatura, alguns dos componentes internos do motor podem se degradar, acarretando na queima do motor. Portanto, é importante prever corretamente o comportamento térmico do equipamento. Para isto, na atualidade, são utilizados diversos tipos de técnicas, variando entre simples circuitos de resistências térmicas, até complexos modelos de simulação de fluidodinâmica computacional

(MALUMBRES, SATRUSTEGUI, *et al.*, 2015), (HUI, MELNIK e THOGERSEN, 2003), (FARSANE, DESEVAUX e PANDAY, 2000), (BOGLIETTI, CAVAGNINO e STATON, 2005), (STATON, BOGLIETTI e CAVAGNINO, 2005) e (SATRUSTEGUI, MARTINÉZ-ITURRALDE, *et al.*, 2017) .

Esta primeira técnica tem como principal vantagem a velocidade com que é possível determinar a temperatura em pontos específicos, para isto é necessário o modelamento de um circuito de resistências térmicas. Sendo que algumas destas resistências são devido à troca de calor por convecção, e para a determinação das mesmas são criadas relações analíticas que correlacionam a geometria do componente com as principais características do escoamento no entorno do mesmo (MALUMBRES, SATRUSTEGUI, *et al.*, 2015) e (HUI, MELNIK e THOGERSEN, 2003). Podendo esta expressão ser obtida através de experimentos, ou da utilização de simulações numéricas de fluidodinâmica (BOGLIETTI, CAVAGNINO e STATON, 2005), (SATRUSTEGUI, MARTINÉZ-ITURRALDE, *et al.*, 2017) e (HEILES, 1952).

1.1 MOTIVAÇÃO

O estudo da transferência de calor em motores elétricos utilizando ferramentas computacionais é amplamente empregado na indústria e também no meio científico. Isto pode ser verificado através das referências citadas ao longo do trabalho. Apesar do grande volume de informações, pode-se verificar que ainda existem parâmetros influentes na transferência de calor de motores que não foram totalmente explorados. Portanto, é possível observar que ainda existem áreas carentes de informação a serem preenchidas por engenheiros, pesquisadores e técnicos.

1.2 OBJETIVO

O objetivo principal deste trabalho consiste na determinação de expressões analíticas que descrevam corretamente a troca de calor por convecção no interior de um motor elétrico fechado. Para isto os seguintes objetivos específicos (metas) precisam ser atingidos:

- Desenvolver uma metodologia numérica utilizando o programa comercial ANSYS CFX[®] para a obtenção do coeficiente convectivo na região do entreferro de um motor elétrico;
- Execução de testes experimentais de forma a validar a metodologia numérica desenvolvida;
- Execução de simulações numéricas parametrizadas utilizando a metodologia validada, de forma a obter a relação entre o coeficiente convectivo, os principais parâmetros geométricos e os principais parâmetros do escoamento;
- Desenvolver uma metodologia numérica utilizando o programa comercial ANSYS CFX[®] para a obtenção do coeficiente convectivo na região da cabeça de bobina de um motor elétrico fechado;
- Execução de testes experimentais de forma a validar a metodologia numérica desenvolvida;
- Execução de simulações numéricas parametrizadas utilizando a metodologia validada, de forma a obter uma relação analítica do coeficiente convectivo na região da cabeça de bobina.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação é dividida em 7 seções, na primeira seção é feita uma introdução ao tema, são apresentadas as motivações que deram início ao trabalho e a estrutura da dissertação. Na segunda seção é feita uma revisão bibliográfica sobre o tema que será abordado, sendo esta revisão separada pela região onde será feita a análise. Na terceira parte, é explicado em detalhes o modelo matemático e numérico utilizados nesta dissertação. No modelo matemático são apresentadas todas as equações utilizadas no modelo de simulação, na subseção sobre o modelo numérico é apresentada a forma de funcionamento do programa comercial utilizado, bem como todas as condições de contorno utilizadas na simulação. Na quarta seção são apresentados os equipamentos utilizados na realização dos ensaios experimentais, bem como a metodologia utilizada para a realização das medições das grandezas físicas. Na quinta seção são apresentados os resultados, em um primeiro momento serão apresentados os resultados obtidos para a região do entreferro, e posteriormente os resultados das simulações referentes à região da cabeça de

bobina. Na avaliação dos resultados no entreferro é apresentado primeiramente um estudo com um modelo simplificado, após isto, é descrito um estudo com um modelo mais complexo, sendo então apresentado a comparação entre estes dois modelos. Posteriormente é disposta uma comparação do modelo escolhido com os dados experimentais para verificar se o modelo proposto representou com fidelidade os resultados experimentais. Na avaliação dos resultados da região da cabeça de bobina é primeiramente apresentado o modelo numérico utilizado, posteriormente é apresentada uma análise da influência da malha, após isto, é exposto um estudo paramétrico e por último é apresentada a comparação do modelo numérico com os dados experimentais. Na sexta seção são apresentadas as conclusões do trabalho e na sétima seção são apresentadas as referências bibliográficas.

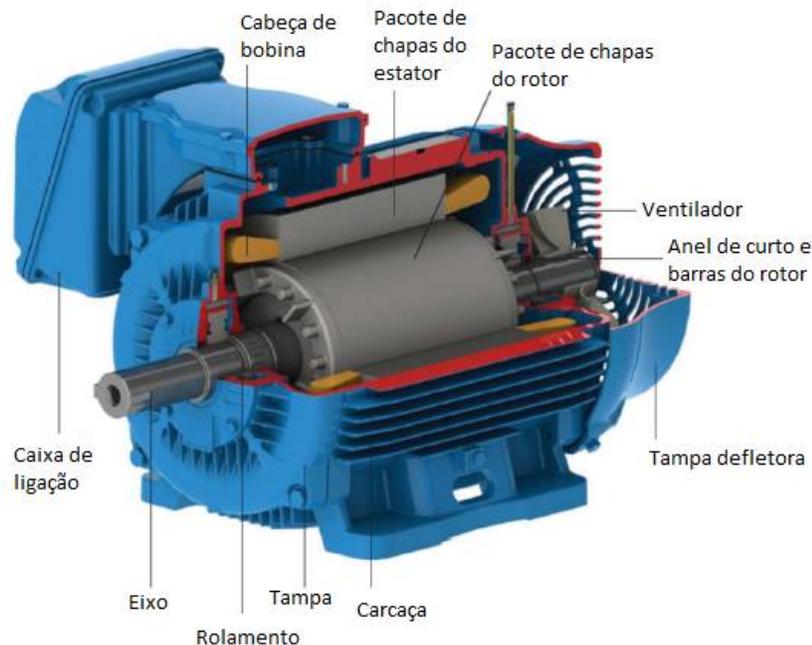
2 REVISÃO DA LITERATURA

Dentre todos os parâmetros necessários para o correto modelamento do comportamento térmico de um motor elétricos, empregando uma formulação baseada em resistências térmicas, está a correta avaliação dos valores dos coeficientes convectivos nas superfícies internas e externas de um motor elétrico. Para a determinação destes valores na superfície externa dos motores, são encontradas na literatura expressões relacionadas tanto com a velocidade em um determinado ponto de referência bem como com parâmetros geométricos, como por exemplo, altura e espaçamento das aletas (HUI, MELNIK e THOGERSEN, 2003) e (SATRUSTEGUI, MARTINÉZ-ITURRALDE, *et al.*, 2017). Neste capítulo serão abordados os principais aspectos envolvendo às características do escoamento nas diferentes regiões do interior de um motor elétrico.

Para a avaliação da convecção nas superfícies internas de um motor elétrico fechado é possível separar a forma como são calculados estes valores em dois grandes grupos. No primeiro grupo está a avaliação do coeficiente convectivo nas superfícies localizadas próximas às cabeças de bobina do motor, como por exemplo, as superfícies internas de tampas e da carcaça. No segundo grupo está a resistência de convecção na região do entreferro do motor, região compreendida entre o pacote de chapas do rotor e pacote de chapas do estator, para este valor são empregadas expressões baseadas no valor de grupos adimensionais (STATON, BOGLIETTI e CAVAGNINO, 2005), (SEGHIR-OUALIL, HARMAND, *et al.*, 2009), (ROBERTS, 1986) e (BOUSBAINÉ, 1993).

Na Figura 2 é apresentado um corte de um motor elétrico fechado, no qual é possível identificar os diferentes componentes do motor, bem como as duas regiões citadas.

Figura 2 - Corte de um motor elétrico fechado;



Fonte: Próprio autor.

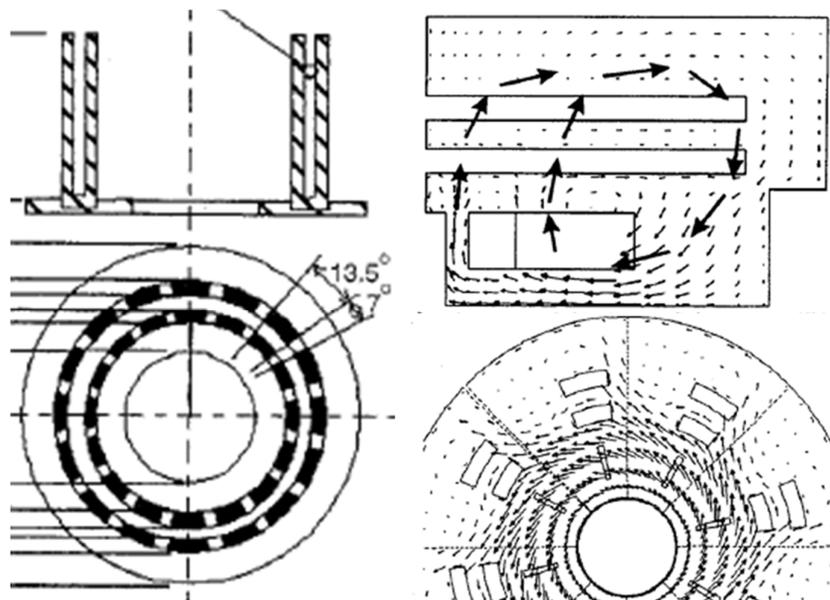
2.1 REGIÃO DA CABEÇA DE BOBINA

O escoamento na região das cabeças de bobina para um motor de indução, tem como principais características a presença de vórtices de larga escala (SEGHIR-OUALIL, HARMAND, *et al.*, 2009) e (MUGGLESTONE, LAMPARD e PICKERING, 1998), forte dependência em relação à geometria da cabeça de bobina (BOGLIETTI e CAVAGNINI, 2007) e também em relação à geometria das aletas presentes no anel de curto do rotor (TAKAHASHI, KUWAHARA, *et al.*, 2002).

Em (MUGGLESTONE, LAMPARD e PICKERING, 1998) foi realizada uma investigação numérica do impacto da geometria da cabeça de bobina, bem como da sua porosidade, na forma do escoamento no interior na região da cabeça de bobina bem como nas perdas mecânicas por ventilação. Para isto a cabeça de bobina foi modelada como um conjunto de barras retangulares dispostas em dois anéis concêntricos (ver Figura 3), e a porosidade foi definida como sendo o percentual de preenchimento destes dois anéis concêntricos. Foi observado que para valores de porosidade intermediários, além do vórtice presente na ponta da pá do anel de curto,

há vórtices que atravessam a cabeça de bobina (ver Figura 3). Além disto foi observado que para estes níveis de porosidade há um aumento nas perdas mecânicas devido à ventilação.

Figura 3 - Geometria da cabeça de bobina simplificada e campo de vetores do escoamento (porosidade de 65%).



Fonte: (MUGGLESTONE, LAMPARD e PICKERING, 1998).

Na literatura é possível encontrar diversas expressões para o cálculo do valor do coeficiente convectivo, porém estas relações são obtidas majoritariamente a partir do valor da velocidade do ar (MALUMBRES, SATRUSTEGUI, *et al.*, 2015), (BOGLIETTI e CAVAGNINI, 2007), (SEGHIR-OUALIL, HARMAND, *et al.*, 2009) e (ROBERTS, 1986).

Em (BOGLIETTI e CAVAGNINI, 2007) foram obtidas experimentalmente relações algébricas do valor do coeficiente convectivo baseado no valor da velocidade periférica do rotor para três tamanhos diferentes de carcaça (112, 132 e 160). Nos protótipos, o pacote de chapas do rotor foi substituído por um cilindro polimérico com o intuito de evitar a presença de perdas no rotor, a bobina foi alimentada com uma corrente contínua para simular a geração de calor, e para girar o rotor, o protótipo foi acoplado a um motor síncrono, ver Figura 4. Utilizando o valor da potência dissipada pela bobina e as temperaturas dos componentes do motor, foi obtido o valor da

resistência de convecção na bobina, e a partir do valor das áreas superficiais foi obtido o valor do coeficiente convectivo. Foi verificado que para os motores testados é possível modelar o valor do coeficiente convectivo, devido à convecção forçada, através de uma relação linear com a velocidade periférica. E para considerar os efeitos da convecção natural é preciso que seja adicionado um termo linear na relação do coeficiente convectivo em relação à velocidade periférica do rotor.

Figura 4 - Rotor do protótipo e bancada experimental desenvolvida.



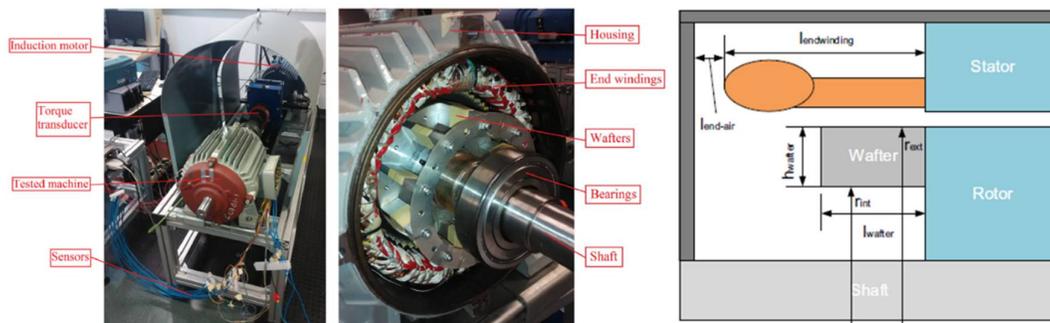
Fonte: (BOGLIETTI e CAVAGNINI, 2007)

Com a disseminação da simulação numérica, diversos trabalhos começaram a utilizar esta ferramenta para modelar o escoamento nesta região (SATRUSTEGUI, ARTETXE, *et al.*, 2018), (MICALLEF, PICKERING, *et al.*, 2008), (SANANDRES, ALMANDOZ, *et al.*, 2014) e (KIM, LEE e YOOK, 2016), porém ainda assim poucos são os trabalhos onde foram desenvolvidas relações algébricas que utilizam diretamente as características geométricas dos componentes internos do motor (SATRUSTEGUI, ARTETXE, *et al.*, 2018).

Utilizando ferramentas computacionais e modelos estatísticos (SATRUSTEGUI, ARTETXE, *et al.*, 2018), obteve relações quadráticas para o valor do coeficiente convectivo na superfície da cabeça de bobina de um motor. Foram utilizadas as equações de Navier-Stokes com média de Reynolds em regime transiente, o modelo de turbulência utilizado foi o modelo k- ϵ padrão. Para a validação experimental foi fabricado um protótipo com ímãs no rotor (ver Figura 5), de forma a minimizar a geração de calor no rotor, portanto, pode ser considerado que somente a bobina e os rolamentos são fontes de calor. Foram realizados ensaios em seis condições diferentes, sendo alterados os valores da velocidade do rotor e do tamanho das aletas do anel de curto. Foram então comparados os perfis de temperatura ao

longo do tempo em diferentes posições e também o valor da máxima temperatura obtida na bobina. Com o modelo validado foi então realizado um estudo paramétrico de forma a obter as relações algébricas para o coeficiente convectivo, neste estudo foram alterados parâmetros como a velocidade de rotação, o diâmetro externo do rotor e a altura da cabeça de bobina, ver Figura 5. As expressões para o coeficiente convectivo nas superfícies apresentaram um coeficiente de correlação de 0.99 na geometria sem as aletas no rotor e de 0.97 na geometria com as aletas no rotor.

Figura 5 - Bancada experimental e modelo numérico com as principais dimensões analisadas.



Fonte: (SATRUSTEGUI, MARTINÉZ-ITURRALDE, *et al.*, 2017)

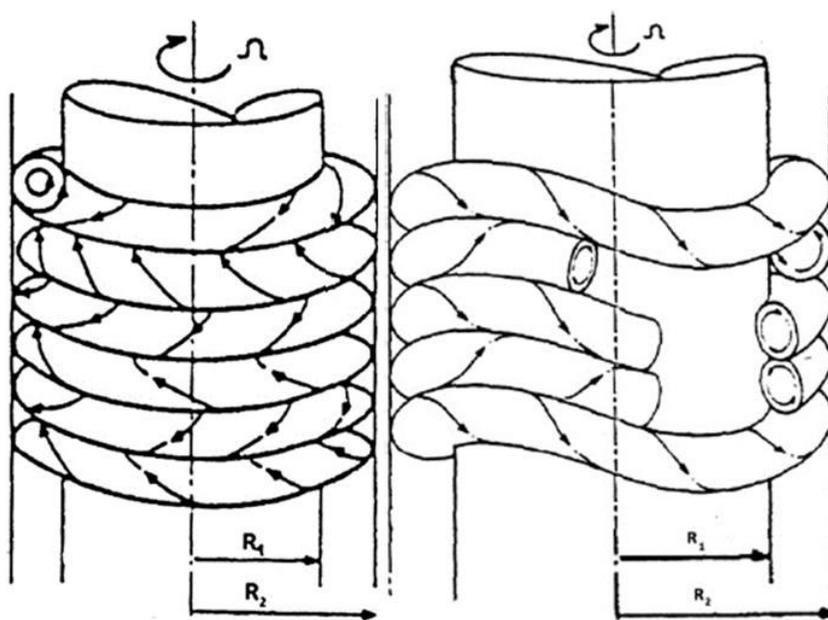
2.2 REGIÃO DO ENTREFERRO

A região compreendida pelo entreferro apresenta características únicas. Esta é uma região confinada entre dois cilindros concêntricos, sendo que, para motores elétricos, o cilindro interno (rotor) apresenta uma velocidade angular não nula, e o cilindro externo (estator) é estacionário. O escoamento nesta região é amplamente estudado na literatura em função das suas diversas aplicações, sendo conhecido como escoamento de Taylor-Couette (TACHIBANA, FUKUI e MITSUMURA, 1960), (FÉNOT, DORIGNAC, *et al.*, 2013), (HAYASE, HUMPHREY e GREIF, 1992), (HOWEY, CHILDS e HOLMES, 2012) e (TAYLOR, 1923).

Este escoamento apresenta variações na forma em como ele é observado dependendo da velocidade angular do cilindro interno (FÉNOT, DORIGNAC, *et al.*, 2013) e (LEE, CHUNG, *et al.*, 2009). Dentre eles pode-se citar o escoamento de Couette, escoamento de vórtices de Taylor, e também o escoamento de vórtices de

Taylor com os vórtices ondulados. Na Figura 6 são mostradas representações destas duas formas de escoamento.

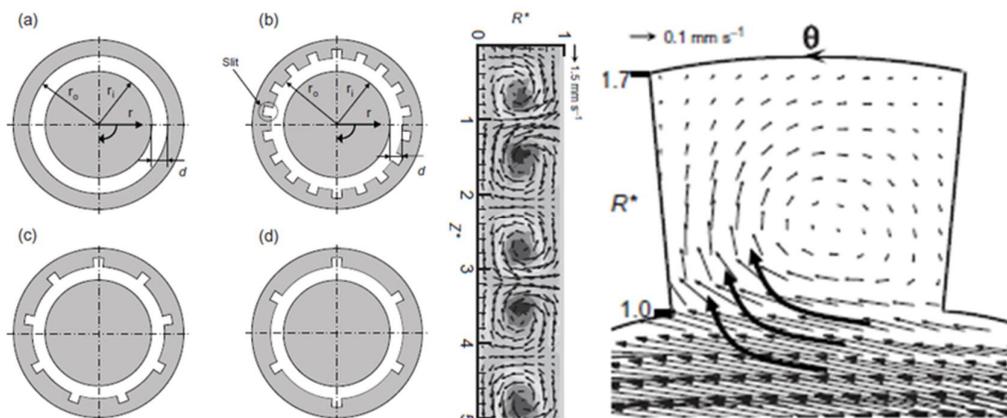
Figura 6 - Representação esquemáticas das principais formas de escoamento no entreferro: Escoamento de vórtices de Taylor, escoamento de vórtices de Taylor com os vórtices ondulados.



Fonte: (FENÓT, BERTIN, *et al.*, 2011)

Em (LEE, CHUNG, *et al.*, 2009) foi utilizado o método de velocimetria por imagem de partículas para medir o campo de velocidade entre dois cilindros concêntricos, lisos e também com reentrâncias no cilindro externo, ver Figura 7. Nos protótipos fabricados o cilindro rotativo foi feito de polipropileno e o cilindro estacionário foi fabricado utilizando materiais acrílicos. Como os ensaios foram realizados com os cilindros na vertical, foi necessário garantir que não houvesse gradientes de temperatura que pudessem induzir diferentes estruturas no escoamento. Ao realizar os ensaios em diferentes níveis de rotação, foi possível determinar o tipo da estrutura do escoamento em função do número de Reynolds e também da geometria do cilindro externo. Além dos vórtices de Taylor presentes no escoamento entre cilindros concêntricos lisos, foi também observada a presença de vórtices nas reentrâncias feitas no cilindro estacionário. Estes vórtices são apresentados na Figura 7.

Figura 7 - Geometrias avaliadas experimentalmente (esq.), Campo de velocidade entre os dois cilindros na configuração "a" (centro), campo de velocidade na reentrância na configuração "c' (dir.).



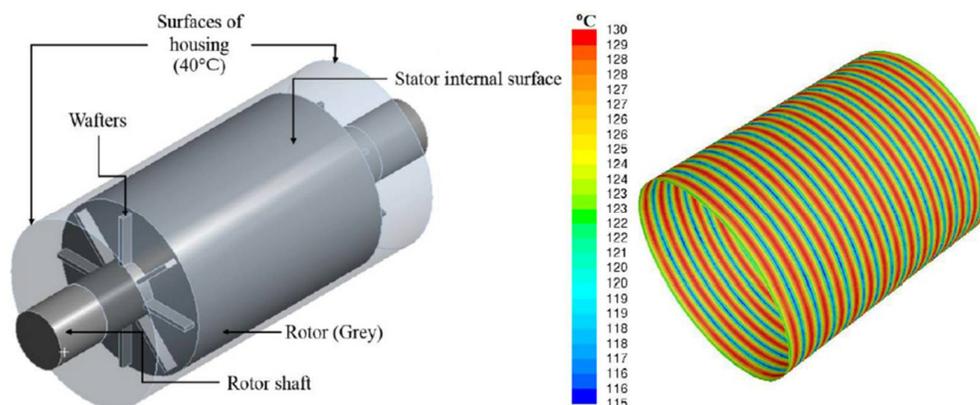
Fonte: (LEE, CHUNG, *et al.*, 2009)

Diversas são as relações algébricas encontradas na literatura que estimam o valor do coeficiente convectivo para este escoamento (TACHIBANA, FUKUI e MITSUMURA, 1960), (HOWEY, CHILDS e HOLMES, 2012), (BECKER e KAYE, 1962), (HOSAIN, FDHILA e RÖNNBERG, 2017) e (HOSAIN e FDHILA, 2017). Porém todos estes estudos fazem a consideração de que os cilindros são perfeitamente lisos, o que para um motor elétrico não é uma verdade.

Com a utilização de simulações de dinâmica de fluídos computacional é possível estimar o valor do coeficiente convectivo em regiões anulares sem a necessidade da fabricação de onerosos protótipos. Em (HOSAIN, FDHILA e RÖNNBERG, 2017) foi modelado numericamente o escoamento no entorno do rotor de um motor elétrico, neste modelo foi considerado que o estator é um cilindro liso (Figura 8). O modelo de turbulência empregado nesta análise foi o modelo *k-ε realizable*. Neste modelo foi considerada que a temperatura superficial do rotor é constante, e o estator foi modelado como sendo uma parede espessa, com um coeficiente convectivo imposto na superfície externa. Foi observado que a temperatura na superfície interna do estator apresenta um caráter periódico, acompanhando a estrutura do escoamento, ver Figura 8. Além disto, o valor do número de Nusselt e do coeficiente convectivo para a condição simulada foi então comparado com os valores obtidos utilizando a expressão proposta em (HOWEY,

CHILDS e HOLMES, 2012). Foi observado uma boa correlação dos resultados numéricos com os valores da expressão algébrica.

Figura 8 - Geometria do modelo proposto por Hosain, e perfil da temperatura na superfície interna do estator.



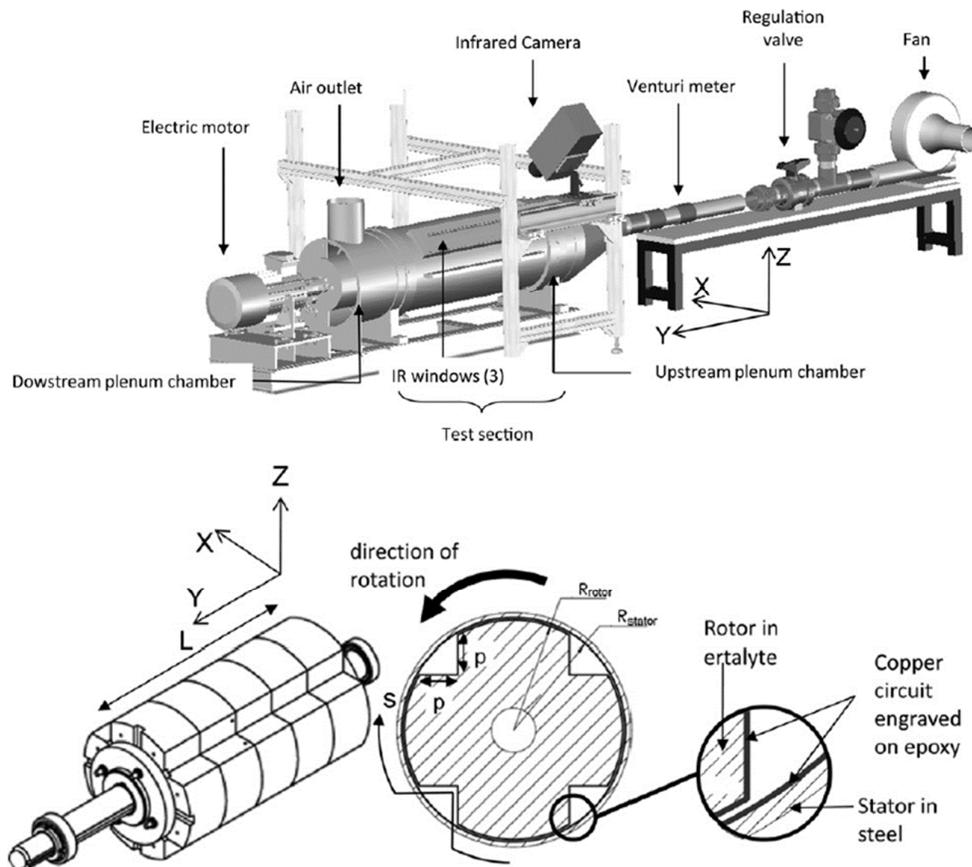
Fonte: (HOSAIN, FDHILA e RÖNNBERG, 2017)

Em um motor elétrico, o pacote de chapas do estator apresenta ranhuras, que são preenchidas com a bobina, porém este preenchimento não é perfeito e isto acaba por gerar pequenas cavidades ao longo do diâmetro interno do estator. É possível encontrar na literatura estudos feitos relacionados com o escoamento entre cilindros concêntricos, no qual os cilindros apresentavam cavidades, sendo mais comum serem feitos estudos nos quais as cavidades aparecem no rotor (HAYASE, HUMPHREY e GREIF, 1992), (FÉNOT, DORIGNAC, *et al.*, 2013), (JENG, TZENG, *et al.*, 2008) e (HIRAI, TAKAGI, *et al.*, 1986). Estudos feitos com cavidades presentes no estator podem ser vistos em (HAYASE, HUMPHREY e GREIF, 1992), (BOUAFIA, BERTIN, *et al.*, 1998) e (BOUAFIA, ZIOUCHI, *et al.*, 1997). Porém nestes estudos os resultados obtidos para as diferentes configurações avaliadas não são representados por expressões analíticas que possam ser empregadas nas rotinas de cálculo térmico de motores elétricos.

Em (FÉNOT, DORIGNAC, *et al.*, 2013) foi realizado um estudo para a obtenção de uma expressão para o valor do número de Nusselt na superfície do estator e do rotor de um motor síncrono de quatro polos, ver Figura 9. Para a realização do experimento, foi realizado o aquecimento do rotor através da passagem de uma corrente elétrica na bobina presente no rotor deste protótipo. A temperatura das

superfícies do rotor e do estator foram medidas utilizando uma câmera termográfica, e o valor de referência utilizado para obter o coeficiente convectivo é o valor médio entre a temperatura nas duas extremidades da câmara na qual está situado o rotor, ver Figura 9. Além do escoamento devido a rotação do rotor, neste estudo o número de Reynolds foi modificado para considerar também o escoamento ao longo do comprimento do rotor. Foram obtidas duas expressões para o número de Nusselt na superfície do rotor, uma para a região do polo e outra para a região da ranhura, e também foi desenvolvida uma expressão para a superfície do estator. As expressões do estator e da ranhura são dependentes do número de Reynolds modificado e também do número de Reynolds devido à rotação do rotor, e a expressão para o Nusselt no polo do rotor é dependente somente do valor do Reynolds modificado.

Figura 9 - Esquema da bancada de testes e geometria do rotor de um motor síncrono de quatro polos.



Fonte: (FÉNOT, DORIGNAC, *et al.*, 2013)

3 FORMULAÇÃO TEÓRICA

3.1 MODELO MATEMÁTICO

As equações referentes à modelagem do escoamento são todas apresentadas em âmbito tridimensional. O fluido de trabalho é o ar, sendo considerado um gás perfeito com propriedades térmicas constantes, e o material do sólido é um aço também com propriedades térmicas constantes.

3.1.1 EQUAÇÕES BÁSICAS

Neste trabalho foi utilizada a formulação clássica da mecânica de fluidos, onde o fluido de trabalho é considerado como sendo contínuo, e com propriedades constantes. Além disso, o fluido de trabalho, no caso o ar, é classificado como sendo um fluido newtoniano, portanto, a tensão de cisalhamento é diretamente proporcional ao gradiente de velocidade, as equações da quantidade de movimento, são conhecidas como equações de *Navier-Stokes* (FOX, PRITCHARD e MCDONLAD, 2010). Assim, escrevendo na forma conservativa, desprezando as forças de corpo, utilizando o sistema de coordenadas cartesiano e a notação indicial de *Einstein*, obtém-se a seguinte expressão,

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3.1)$$

Para o fechamento do sistema de equações do modelo, ainda é preciso descrever os princípios de conservação da massa e energia, que para um escoamento incompressível são dados pelas equações (3.2) e (3.3). Vale aqui ressaltar que em função de que o fluido de interesse é o ar, o termo de dissipação viscosa que aparece na equação da conservação de energia pode ser desprezado,

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.2)$$

e,

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S \quad (3.3)$$

Nas equações anteriores, ρ , c_p , k e S são a densidade, o calor específico à pressão constante, a condutividade térmica molecular e o termo fonte respectivamente. Neste trabalho o valor do termo fonte será desprezado, pois não ocorre geração interna de calor na região do escoamento.

As equações acima foram todas desenvolvidas considerando que o domínio é estacionário, porém para simular equipamentos rotativos, é comum o uso de domínios rotativos. Em um domínio rotativo utiliza-se um sistema de coordenadas local, este sistema de coordenadas apresenta uma velocidade angular relativa ao sistema de coordenadas estacionário, portanto, é necessário especificar a velocidade angular do domínio, bem como o seu eixo de rotação (SAS IP INC, 2011). Neste tipo de domínio, as equações da conservação da quantidade de movimento sofrem pequenas alterações. Na equação da quantidade de movimento são adicionados termos fontes para computador os efeitos da força de Coriolis (S_{cor}) e da força centrífuga (S_{cfd}), estes dois termos são dados pelas equações (3.4) e (3.5) respectivamente.

$$S_{cor} = -2\rho(u_i \omega_j - u_j \omega_i)_k \quad (3.4)$$

$$S_{cfd} = -\rho(-\omega_i^2 r_k - \omega_j^2 r_k)_k \quad (3.5)$$

Nestas equações, u_i é a componente da velocidade relativa do sistema de coordenadas local, e r_i é o vetor localização. A equação da conservação da energia apresentada na equação (3.3) é derivada da entalpia total, para um domínio rotativo utiliza-se a entalpia (I), que é dada pela equação (3.6) (SAS IP INC., 2011). Assim a equação da conservação de energia para um domínio rotativo é dada pela equação (3.7).

$$I = h_{stat} + \frac{1}{2}u^2 - \frac{1}{2}\omega^2 r^2 \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial \left(\rho \left(c_p T - \frac{1}{2} \omega^2 r^2 \right) \right)}{\partial t} + \frac{\partial \left(\rho u_i \left(c_p T - \frac{1}{2} \omega^2 r^2 \right) \right)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S \quad (3.7)$$

Nestas equações as variáveis que serão determinadas através da simulação, são as três componentes do vetor velocidade, u_i , a temperatura, T , e a pressão p . Porém, devido ao fato de que o escoamento é considerado como sendo incompressível, não é possível determinar uma equação explícita para a obtenção da pressão. Esta dificuldade é conhecida como problema de acoplamento de pressão-velocidade. Para solucionar este impasse, determina-se uma equação, conhecida como equação de *Poisson* para a pressão partindo das equações de conservação de quantidade de movimento e da conservação da massa.

3.1.2 EQUAÇÕES PROMEDIADAS DE REYNOLDS

O termo promediação é compreendido como sendo a ação de se calcular um valor médio de um conjunto qualquer de valores. No entanto, existem diferentes métodos de promediação que dependem problema a ser modelado. Provavelmente o mais difundido no campo da dinâmica de fluídos computacional seja a Média de Reynolds, que representa uma média temporal das equações de quantidade de movimento (WILCOX, 2000). Para uma variável ou propriedade de um fluxo qualquer, dada por $f(x, t)$, o valor estatístico médio da variável ou propriedade x qualquer, onde x é o vetor localização (x_1, x_2, x_3) e dado por (KAYS e CRAWFORD, 2005),

$$\bar{f}(x) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} f(x, t) dt. \quad (3.8)$$

A velocidade instantânea, $u_i(x, t)$, pode ser descrita como a combinação linear de dois componentes, sendo o primeiro o componente médio, $\bar{u}_i(x, t)$, e sendo o segundo referente às flutuações do escoamento, $u'_i(x, t)$, desta forma:

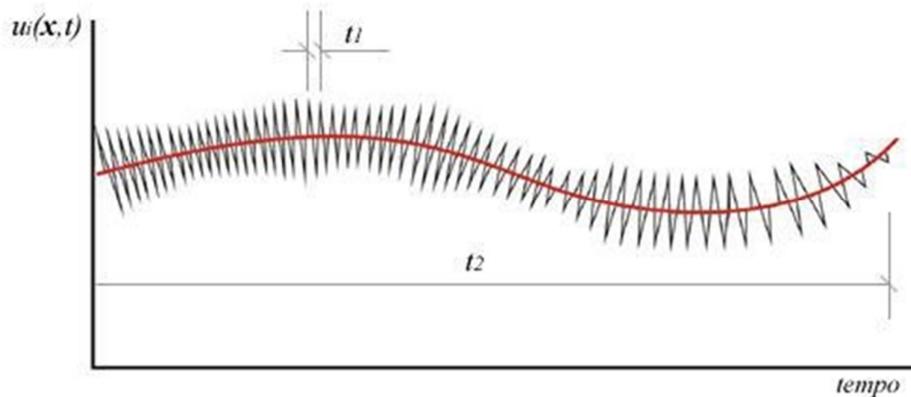
$$u_i(x, t) = \bar{u}_i(x, t) + u'_i(x, t) \quad (3.9)$$

na qual,

$$\bar{u}_i(x) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} u_i(x, t) dt \rightarrow t_1 \ll \Delta t \ll t_2 \quad (3.10)$$

Na expressão anterior t representa o período de promediação, este tempo deve ser maior que o tempo característico das flutuações, t_1 , e inferior ao das flutuações não turbulentas do escoamento, t_2 . Na Figura 10 é possível verificar a importância desta limitação, se o tempo de promediação for muito pequeno, o valor promediado irá apresentar muita oscilação, e se for muito longo, ele irá filtrar as flutuações que caracterizam o escoamento.

Figura 10 - Esquema da promediação temporal para a turbulência não estacionária.



Fonte: (GARGIONE, 2012).

Aplicando o procedimento descrito na seção anterior (média de Reynolds) nas Equações (3.1) - (3.3) instantâneas, obtém-se um conjunto de equação conhecido como *RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations)*:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \bar{u}_i + \overline{\rho u'_j u'_i})}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial(2\mu \bar{S}_{ij})}{\partial x_j} \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial(\bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.12)$$

e,

$$\frac{\partial(\rho c_p \bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p \bar{u}_i \bar{T} + \rho c_p \overline{u'_i T'})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) \quad (3.13)$$

O tensor taxa de deformação do escoamento médio é definido como sendo:

$$\overline{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.14)$$

As Equações (3.11) e (3.13) podem ser reescritas da seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \bar{u}_i)}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \partial(2\mu \overline{s}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.15)$$

e,

$$\frac{\partial(\rho c_p \bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p \bar{u}_i \bar{T})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{u'_i T'} \right) \quad (3.16)$$

sendo o termo $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ conhecido como Tensor Tensão de *Reynolds* (WILCOX, 2000), ou simplifcadamente, tensor de *Reynolds*, que é denotado por:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \quad (3.17)$$

Este tensor apresenta um caráter simétrico, portanto, $\tau_{ij} = \tau_{ji}$. As suas componentes representam o efeito causado pelas flutuações turbulentas sobre o escoamento médio. Fisicamente, este termo corresponde a uma taxa de transferência de quantidade de movimento devidos às flutuações no campo de velocidades. Analogamente o termo, $-\rho c_p \overline{u'_i T'}$, existente na equação média para a conservação de energia representa fluxo de calor devido às flutuações turbulentas (WILCOX, 2000).

3.1.3 MODELAGEM DA TURBULÊNCIA

A turbulência é uma característica inerentemente tridimensional e transiente, sendo tipicamente reconhecida como uma instabilidade do escoamento laminar. Esta instabilidade é proveniente da interação entre os termos inerciais não lineares e viscosos, sendo que para escoamentos onde o número de Reynolds se eleva, o comportamento do escoamento se torna cada vez mais dependente das condições iniciais e de contorno que causam esta turbulência (LEVICH, 1987). A necessidade do estudo deste fenômeno é devido ao fato de que a turbulência influencia significativamente a intensificação das difusões de massa, calor e quantidade de movimento.

Grande parte da dificuldade do cálculo de escoamentos turbulentos está na obtenção dos termos do tensor de Reynolds. Os termos envolvendo as flutuações de velocidade, que surgiram como consequência da promediação de Reynolds, representam seis novas incógnitas ao problema (o tensor de Reynolds é simétrico). Como o número de equações do modelo continua o mesmo, o sistema de equações não é determinado (mais variáveis do que equações), e daí provém à necessidade da formulação de modelos de turbulência, que tem como objetivo a formulação de aproximações para estas correlações desconhecidas de forma a obter um sistema fechado. É de conhecimento da comunidade que não existe um único modelo de turbulência que contemple todos os tipos de escoamento turbulentos com boa confiabilidade e com um baixo custo computacional, pois devido às aproximações feitas por cada um dos modelos, cada um irá apresentar vantagens, desvantagens e limitações (WILCOX, 2000). Devido a isto, é preciso que o modelo implementado na modelagem do problema capture com boa precisão todos os mecanismos significativos do escoamento estudado.

Dentre as diversas famílias de modelos, optou-se pela utilização de um modelo da família que utiliza o conceito de viscosidade turbulenta. Os modelos desta família têm com um dos seus pilares a hipótese de *Boussinesq*. Nesta hipótese, *Boussinesq* propõe que os processos de transferência de quantidade de movimento turbulento são análogos aos processos moleculares. Portanto, o tensor de *Reynolds* aplicado ao caso de um escoamento incompressível, irá ser relacionado com o tensor taxa de deformação média utilizando a seguinte expressão (WILCOX, 2000).

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \kappa \quad (3.18)$$

na qual o termo μ_T representa a viscosidade turbulenta, sendo esta grandeza uma propriedade do escoamento (dependente das condições locais do mesmo) e não do fluido. O termo κ , representa a energia cinética turbulenta por unidade de massa, sendo definida como (WILCOX, 2000):

$$\kappa = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (3.19)$$

A equação média da conservação de energia, equação (3.16), pode ser modelada de uma forma análoga, onde os termos que representam o fluxo de calor turbulento são descritos como sendo:

$$-\rho c_p \overline{u'_i T'} = \frac{k_T \partial \bar{T}}{\partial x_i}, \quad (3.20)$$

onde k_T é a condutividade térmica turbulenta. Substituindo estas expressões nas equações (3.15) e (3.16), e sabendo que $\frac{\partial(-\frac{2}{3}\delta_{ij}\rho\kappa)}{\partial x_j} = \frac{\partial(-\frac{2}{3}\rho\kappa)}{\partial x_i}$, obtém-se:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial(\bar{p} + \frac{2}{3}\rho\kappa)}{\partial x_i} + \frac{\partial[2(\mu + \mu_T)\bar{S}_{ij}]}{\partial x_j} \quad (3.21)$$

e,

$$\frac{\partial(\rho c_p \bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p \bar{u}_j \bar{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{(k + k_T) \partial \bar{T}}{\partial x_i} \right] \quad (3.22)$$

Nas equações anteriores os coeficientes de difusão molecular μ e k , são substituídos de acordo com as seguintes expressões, nas quais o sub-índice e indica que são valores efetivos,

$$\mu_e = \mu + \mu_T \quad (3.23)$$

e,

$$k_e = k + k_T \quad (3.24)$$

A pressão estática, \bar{p} , é também substituída por um valor efetivo,

$$p_e = \bar{p} + \frac{2}{3} \rho k. \quad (3.25)$$

Substituindo as expressões (3.23), (3.24) e (3.25), nas equações (3.21) e (2.22), obtemos as equações de conservação de quantidade de movimento e de conservação da energia para um escoamento turbulento médio:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p_e}{\partial x_i} + \frac{\partial(2\mu_e \bar{S}_{ij})}{\partial x_j} \quad (3.26)$$

e,

$$\frac{\partial(\rho c_p \bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p \bar{u}_i \bar{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k_e \partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) \quad (3.27)$$

Através de uma analogia com a teoria cinética dos gases, estabelece-se que a viscosidade turbulenta, μ_T , seja dada como:

$$\mu_T \sim \rho v_c l_c \quad (3.28)$$

Nesta expressão o termo v_c é a escala característica da velocidade e l_c é a escala característica de comprimento de um escoamento turbulento. Se ambas as propriedades forem calculadas utilizando duas equações diferenciais parciais, o modelo é chamado de modelo de duas equações e este modelo é considerado completo. Para a determinação das propriedades utilizando este modelo, não são necessárias informações a priori da estrutura do escoamento turbulento. É possível

encontrar na literatura um grande leque de modelos de duas equações, dependendo da forma escolhida de v_c e l_c (WILCOX, 2000) e (TANNENHILL, ANDERSON e PLETCHER, 1984).

3.1.3.1 **Modelo de turbulência $\kappa - \omega$ SST**

Dentro da família dos modelos que utilizam a viscosidade turbulenta e possível agrupar os modelos em função do número de equações de transporte adicionadas ao sistema de equações. Sendo os modelos de zero equações os mais simples e os de duas equações os mais complexos. Apesar de serem mais complexos os modelos de duas equações são amplamente utilizados devido à boa relação entre custo computacional e acurácia computacional (SAS IP INC., 2011). O modelo de turbulência $\kappa - \omega$, faz parte deste grupo, no qual são descritas equações de transporte tanto para a escala de velocidade turbulenta como para a escala de comprimento turbulenta. O termo da velocidade é computado a partir da energia cinética turbulenta e o termo da escala é determinado a partir de dois parâmetros do modelo, que comumente são a própria energia cinética turbulenta e a sua taxa de dissipação (SAS IP INC., 2011).

Para o modelo $\kappa - \omega$, o termo da viscosidade turbulenta é relacionado om a energia cinética turbulenta e com a frequência turbulenta pela seguinte expressão (WILCOX, 2000):

$$\mu_T = \rho \frac{\kappa}{\omega} \quad (3.29)$$

O modelo $\kappa - \omega$ SST presente no *programa* ANSYS CFX® é derivado originalmente do modelo desenvolvido por Wilcox (SAS IP INC., 2011), neste modelo as equações de transporte para κ e ω são descritas pelas equações (3.30) e (3.31) (WILCOX, 2000),

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\kappa)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial\kappa}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta' \rho\kappa\omega \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial\omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta\rho\kappa\omega^2 \quad (3.31)$$

Os valores das constantes presentes nestas duas equações são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 - Constantes das equações do modelo de turbulência $\kappa - \omega$.

σ_κ	β'	σ_ω	α	β
2	0.09	2	5/9	0.075

Um problema deste modelo reside no fato de o mesmo ser muito sensível às condições do escoamento fora da camada limite (MENTER, 1993). Dependendo dos valores de ω considerado nas condições de contorno uma significativa variação nos resultados pode ser obtida. Assim, foi desenvolvido um modelo no qual é empregado um acoplamento dos modelos $\kappa - \omega$ e $\kappa - \epsilon$ no qual o primeiro é empregado nas regiões próximo às paredes e o segundo é utilizado nas regiões de escoamento livre.

Para realizar este acoplamento é necessário a realização da transformação do modelo $\kappa - \epsilon$ para uma formulação do modelo $\kappa - \omega$ e a subsequente adição das equações resultantes (SAS IP INC., 2011). Nesta soma as equações do modelo $\kappa - \omega$ são multiplicadas por um fator F_1 e as equações transformadas do modelo $\kappa - \epsilon$ são multiplicadas por um fator $(1 - F_1)$. Onde F_1 é 1 próximo à parede e decresce até chegar à 0 fora da camada limite. As equações do modelo $\kappa - \epsilon$ transformadas são apresentadas nas equações (3.32) e (3.33).

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_i\kappa)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\kappa 2}} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta' \rho \kappa \omega, \quad (3.32)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2}\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_2 \frac{\omega}{\kappa} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta_2 \rho \kappa \omega^2 \quad (3.33)$$

Assim, as equações obtidas a partir da combinação linear são descritas pelas equações (3.34) e (3.35).

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\kappa)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\kappa 3}} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta' \rho \kappa \omega, \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_i\omega)}{\partial x_j} \\
& = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial\omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2}\omega} \frac{\partial\kappa}{\partial x_j} \frac{\partial\omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{\kappa} \tau_{ij} \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} \\
& \quad - \beta_3 \rho \kappa \omega^2.
\end{aligned} \tag{3.35}$$

Onde as constantes presentes nestas duas equações são determinadas a partir da combinação linear das constantes presentes nas equações originais, sendo que, esta combinação linear é definida pela equação (3.36), os valores das constantes presentes nas equações (3.32) e (3.33) são apresentados na Tabela 2.

$$\phi_3 = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \tag{3.36}$$

Tabela 2 - Constantes das equações transformadas do modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$.

$\sigma_{\kappa 2}$	$\sigma_{\omega 2}$	α_2	β_2
1	1/0.856	0.44	0.0828

O fator de mistura, F_1 , é baseado na distância até a parede mais próxima e em variáveis do escoamento. Ele é definido como sendo,

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4), \tag{3.37}$$

na qual,

$$\arg_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{\kappa}}{\beta' \omega y'}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\kappa}{CD_{\kappa\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \tag{3.38}$$

e,

$$CD_{\kappa\omega} = \max \left(\frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2}\omega} \frac{\partial\kappa}{\partial x_j} \frac{\partial\omega}{\partial x_j}, 1 * 10^{-10} \right) \tag{3.39}$$

Este modelo, porém, ainda apresenta uma dificuldade em modelar o descolamento da camada limite em superfícies lisas (TANNENHILL, ANDERSON e PLETCHER, 1984). A principal razão para este fenômeno é devido ao fato de que o modelo não leva em consideração o transporte da tensão cisalhante turbulenta (MENTER, 1994).

De forma a modelar propriamente o comportamento deste transporte, pode-se lançar mão de um limitador para a função da viscosidade turbulenta. Este limitador é apresentado na equação (3.40).

$$\mu_T = \frac{\rho \alpha_1 \kappa}{\max(\alpha_1 \omega, S F_2)} \quad (3.40)$$

Onde α_1 é uma constante, S é uma medida invariante da tensão cisalhante, e F_2 é uma função de mistura. F_2 é determinado pela seguinte equação,

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2), \quad (3.41)$$

e,

$$\arg_1 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y'}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right) \quad (3.42)$$

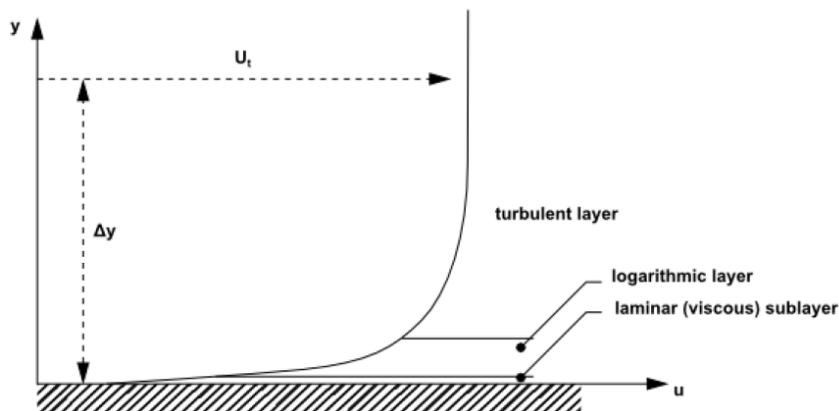
3.1.3.2 *Lei da parede hidrodinâmica*

Próximo das paredes com condição de não escorregamento há a presença de elevados gradientes das variáveis dependentes. Além disto, os efeitos viscosos presentes nos fenômenos de transporte são significativos. A representação destas características acaba resultando em algumas dificuldades, que são a forma em como são avaliados os efeitos viscosos próximo à parede e em como resolver a rápida variação das propriedades do escoamento dentro da camada limite (SAS IP INC, 2011).

Utilizando uma metodologia experimental é possível determinar a existência de três porções distintas da camada limite, que são: sub-camada viscosa, camada

logarítmica, e a camada turbulenta (WILCOX, 2000), esta divisão é apresentada na Figura 11.

Figura 11 - Divisões da camada limite próximo à parede.



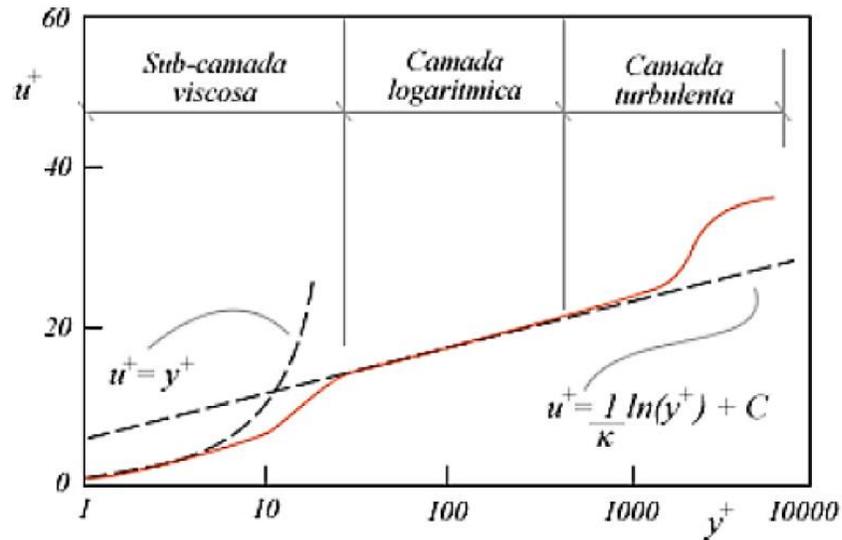
Fonte: (SAS IP INC, 2011)

Na região da subcamada viscosa, o escoamento é quase laminar, sendo que os efeitos viscosos predominam no transporte de momento e de energia. Na camada logarítmica, os efeitos turbulentos dominam os processos de transporte, por último, existe entre a subcamada viscosa e a camada logarítmica existe uma região de transição, onde tanto os efeitos viscosos como os efeitos turbulentos têm a mesma influência nos fenômenos de transporte.

Nesta figura, u_t representa a magnitude da velocidade tangencial à parede e Δy a distância normal à parede. Como poder ser visualizado a camada logarítmica é a porção intermediária da camada limite turbulenta, se encontrando tipicamente entre $20 \leq y^+ \leq 0.1\delta$, na qual y^+ representa a distância adimensional da parede e δ é a espessura da camada limite. Na região da camada logarítmica tem-se que a velocidade apresenta um comportamento linear (WILCOX, 2000), sendo este comportamento observado na Figura 12. Na qual u^+ é dado pela seguinte expressão,

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa_\alpha} \ln(y^+) + C \quad (3.43)$$

Figura 12 - Perfil mono-log da camada limite.



Fonte: (GARGIONE, 2012).

O valor de y^+ é definido pela seguinte expressão,

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu}, \quad (3.44)$$

e,

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}. \quad (3.45)$$

No *programa* utilizado, ANSYS CFX®, existem duas formas distintas de modelar o escoamento próximo à parede. A forma como esta região é modelada, depende do modelo de turbulência utilizado. O método mais simples, chamado de “*wall function*”, utiliza relações empíricas para modelar o escoamento próximo a parede sem resolver a camada limite, diminuindo assim os custos computacionais.

Para os modelos baseados em ω , pode utilizado o método chamado de baixo-Reynolds. Neste método os cálculos computacionais são realizados até a subcamada viscosa, melhorando assim a acurácia do modelo. Porém devido à esta característica, é necessário que a malha seja fina o bastante de forma a estar presente nesta região,

e isto acaba por aumentar o custo computacional do método (SAS IP INC, 2011). Como nem sempre é possível gerar uma malha onde o primeiro elemento da camada esteja dentro da subcamada viscosa, no ANSYS CFX[®] é utilizado para os modelos de turbulência baseado no ω uma combinação dos dois métodos acima mencionados, sendo que a definição de qual modelo será utilizado é dependente do refino da malha.

Para o modelo de turbulência empregado neste trabalho, existe uma equação analítica para o valor de ω , para o valor de k é considerado um fluxo nulo. O fluxo para a equação da conservação de quantidade de movimento, F_u , é definido da seguinte forma (SAS IP INC., 2011):

$$F_u = -\rho u_\tau u^* \quad (3.46)$$

onde,

$$u^* = \sqrt[4]{\left(\sqrt{\frac{\mu}{\rho} \left|\frac{\Delta u}{\Delta y}\right|}\right)^4 + (\alpha_1 \kappa)^4}. \quad (3.47)$$

$$u_\tau = \sqrt[4]{(u_\tau^{visc})^4 + (u_\tau^{log})^4} \quad (3.48)$$

sendo que,

$$u_\tau^{visc} = \sqrt{\frac{\mu}{\rho} \left|\frac{\Delta u}{\Delta y}\right|} \quad (3.49)$$

$$u_\tau = \frac{u}{\frac{1}{\kappa_\alpha} \log(y^+) + C} \quad (3.50)$$

A expressão analítica para ω é definida como uma combinação entre a expressão para ω na camada logarítmica e na subcamada viscosa. As expressões para cada uma destas camadas são apresentadas a seguir, assim como a expressão

que define a combinação entre as expressões de cada camada. Para a camada logarítmica, temos que (SAS IP INC., 2011):

$$\omega_l = \frac{u^*}{\alpha_1 \kappa_\alpha y} = \frac{1}{\alpha_1 \kappa_\alpha \nu} \frac{u^*}{y^+} \quad (3.51)$$

E para a subcamada viscosa, temos que:

$$\omega_s = \frac{6\nu}{\beta \Delta y} \quad (3.52)$$

Assim, a combinação entre as duas expressões é dada pela seguinte equação:

$$\omega_\omega = \omega_s \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_l}{\omega_s}\right)} \quad (3.53)$$

3.1.3.3 *Lei da parede térmica*

Além da camada limite hidrodinâmica, é também necessário realizar uma modelagem específica para a camada limite térmica. Neste trabalho foi utilizada a função da lei de parede térmica proposta por (KADER, 1981). Utilizando suposições parecidas com as feitas para a lei de parede hidrodinâmica, temos que o perfil adimensional da temperatura próximo à parede apresenta um perfil universal que atravessa a subcamada viscosa e a região logarítmica. Assim pode-se definir a temperatura adimensional da seguinte forma,

$$T^+ = \frac{T_w - T_f}{q_w''} \rho c_p u^* \quad (3.54)$$

Desta forma, pode-se modelar o perfil adimensional de temperatura como sendo (SAS IP INC., 2011),

$$T^+ = Pr y^* e^{-\Gamma} + [2.12 \ln(y^*) + \beta] e^{-\frac{1}{\Gamma}}, \quad (3.55)$$

sendo que,

$$y^* = \frac{u^* \frac{\Delta y}{4}}{\nu} \quad (3.56)$$

$$\beta(Pr) = \left(3.85Pr^{\frac{1}{3}} - 1.3\right)^2 + 2.12 \ln(Pr), \quad (3.57)$$

e,

$$\Gamma = \frac{10^{-2}(Pr y^*)^4}{1 + 5Pr^3 y^*}. \quad (3.58)$$

Nas equações apresentadas anteriormente, Pr é definido como:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}. \quad (3.59)$$

É preciso salientar que nos modelos onde foram utilizados os domínios sólidos em conjunto com os domínios fluídos foi simulada a transferência de calor conjugada. As equações acima foram todas desenvolvidas para o domínio fluído, para o domínio sólido a única diferença é o fato de que o termo convectivo será nulo devido à inexistência de uma velocidade, restando somente o termo difusivo. Assim, para o domínio sólido foi modelada somente a equação da conservação de energia, que é apresentada (INCROPERA, DEWIIT, *et al.*, 2011).

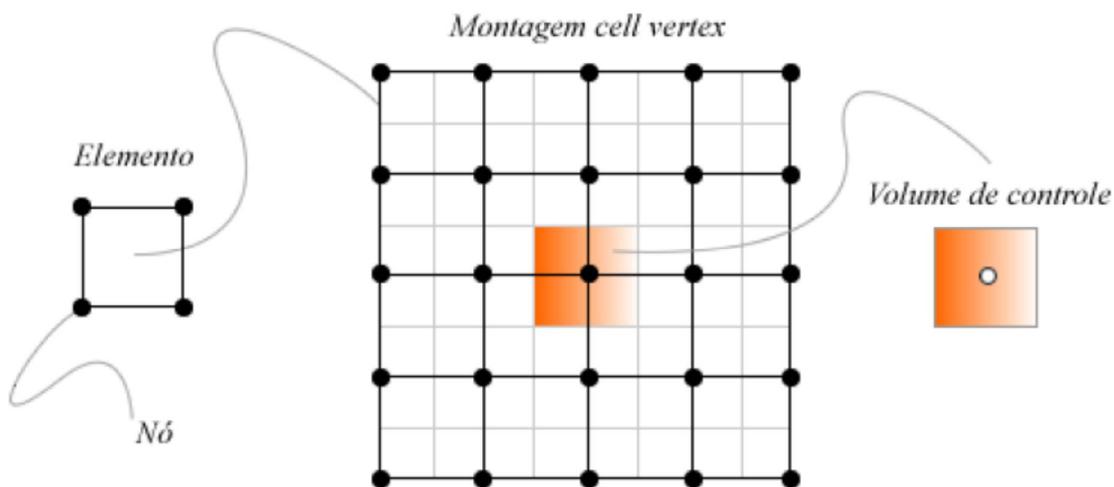
3.2 MODELO NUMÉRICO

Para realizar a discretização das equações do modelo numérico proposto, o programa comercial ANSYS CFX[®], utiliza uma técnica de discretização baseado no método de Volumes Finitos Baseado em Elementos (EbFVM) (MALISKA, 2004). Este método pode ser considerado como sendo a associação entre o método clássico de volumes finitos, amplamente empregado em análises de transferência de calor e em simulações de escoamentos, devido à sua natureza conservativa, com a versatilidade e liberdade geométrica do método de elementos finitos. Assim, é possível, com o

método EbFVM, trabalhar com malhas não-estruturadas em coordenadas cartesianas, mantendo o caráter conservativo do método de volumes finitos.

Portanto, mesmo sendo baseado em elementos o EbFVM é um modelo de volumes finitos, devido a isto, é realizada a integração das equações diferenciais dentro de volumes de controle. Os volumes de controle são entidades geométricas discretas, que são definidas pela malha gerada. A definição dos volumes de controle para este programa comercial utiliza a formulação "cell vertex", portanto, o centro geométrico do volume é posicionado nos nós da malha, que além disto, são também os vértices de cada elemento, ver Figura 13.

Figura 13 - Forma de discretização utilizando a formulação "cell vertex".



Fonte: (GARGIONE, 2012).

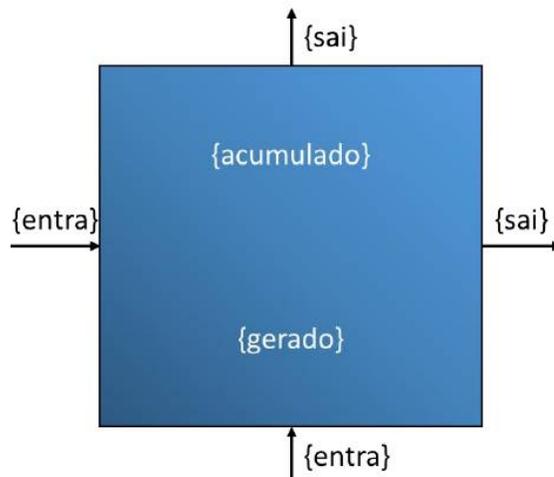
3.2.1 DISCRETIZAÇÃO DO DOMÍNIO DA SIMULAÇÃO

Pelo método clássico de volumes finitos, as equações diferenciais de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia, são integradas em cada um dos volumes de controle, e o somatório dos fluxos nas superfícies dos volumes de controle para cada uma das propriedades acima citadas, precisam de forma discreta, serem conservados. Ou seja, é preciso que o balanço de qualquer grandeza dentro do volume é dado pela seguinte expressão:

$$\{sai\} - \{entra\} = \{acumulado\} + \{gerado\}. \quad (3.60)$$

Na Figura 14 é representada esta expressão para um volume de controle bidimensional quadrado.

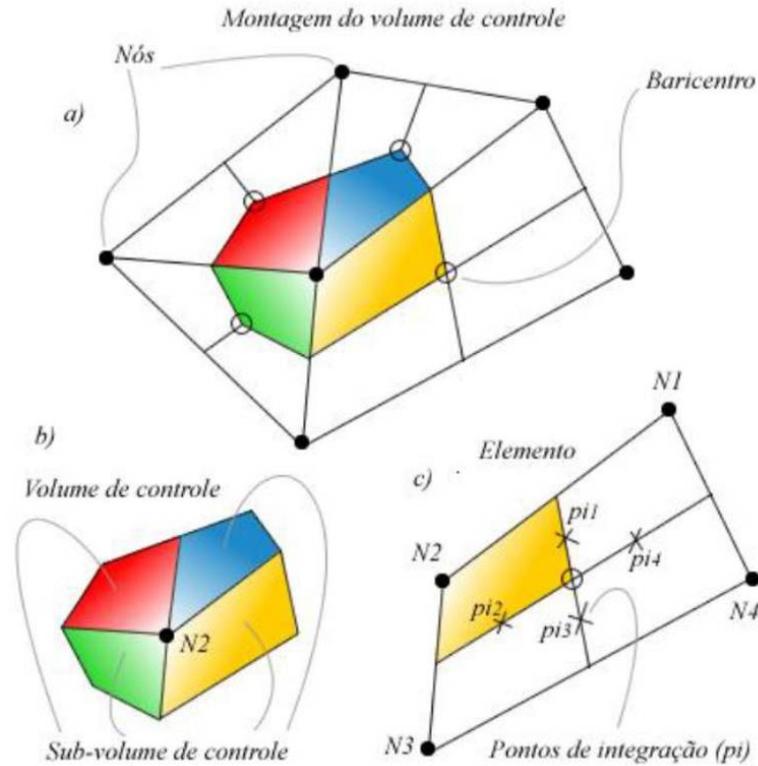
Figura 14 - Balanço de uma grandeza em um volume de controle.



Fonte: Próprio autor.

Na formulação EbFVM “*cell vertex*”, o volume de controle é composto dos sub-volumes de controle adjacentes a um determinado nó. Na Figura 15 é apresentado de forma mais clara como é feita esta composição. Neste caso, pode-se notar que há uma malha formada por quatro elementos, sendo três deles triangulares, e um quadrangular. A partir destes elementos deve-se determinar o baricentro de cada um dos elementos, representados por um círculo sem preenchimento na Figura 15. Feito isto, divide-se os elementos a partir do seu baricentro, resultando em sub-volumes de controle, sendo que a quantidade de sub-volumes é igual à quantidade de nós presentes no elemento original. Como os nós podem pertencer a mais de um elemento, como por exemplo o nó N2 da, pode existir mais de um sub-volume de controle adjacente à cada nó, portanto o volume de controle utilizado no processo de integração, é dado pela soma destes sub-volumes de controle (MALISKA, 2004) e (REZENDE, 2008).

Figura 15 - a) exemplo da montagem dos sub-volumes de controle; b) volume de controle resultante; c) localização dos pontos de integração em um sub-volume de controle.



Fonte: (GARGIONE, 2012)

Por fim, é preciso calcular os fluxos das grandezas em cada uma das fronteiras dos sub-volumes de controle. Este cálculo é feito em pontos chamados de pontos de integração (p_i), que estão localizados no centro das arestas fronteiriças entre dois volumes de controle diferentes, ver Figura 15.

3.2.2 DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS

A etapa de discretização das equações é feita através da integração das equações diferenciais em sua forma conservativa nos volumes de controle do domínio. O *Teorema de Gauss*, define que é possível descrever uma integral dentro de um volume de controle, utilizando as integrais da superfície do volume de controle. As equações da conservação da quantidade de movimento, da conservação da

massa, e de um escalar qualquer, para a forma conservativa e em termos de parâmetros efetivos, são expressas como:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}_e}{\partial x_i} + \frac{\partial 2\mu_e \bar{S}_{ij}}{\partial x_j}, \quad (3.61)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_j}{\partial x_j}, \quad (3.62)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{\Phi}}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_j \bar{\Phi}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_e \frac{\partial \bar{\Phi}}{\partial x_j} \right]. \quad (3.63)$$

Realizando a integração no volume de controle, considerando que este volume irá permanecer constante ao longo do tempo, tem-se que:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \bar{u}_i dV + \int_s \rho \bar{u}_j \bar{u}_i dn_j = - \int_s \bar{p}_e dn_j + \int_s \mu_e 2\bar{S}_{ij} dn_j, \quad (3.64)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_s \rho \bar{u}_j dn_j = 0, \quad (3.65)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \bar{\Phi} dV + \int_s \rho \bar{u}_j \bar{\Phi} dn_j = \int_s \Gamma_e \frac{\partial \bar{\Phi}}{\partial x_j} dn_j. \quad (3.66)$$

Nestas expressões, V é o volume de controle, s são as superfícies de integração, e n_j são os vetores unitários normais às superfícies de integração. Cada uma destas expressões representa, em termos integrais, o balanço dos fluxos nas superfícies dos volumes de controle.

Os termos volumétricos, são aproximados pelos valores específicos em cada um dos sub-volumes de controle. Já os termos superficiais, termos de fluxo, são aproximados sobre cada uma das superfícies dos sub-volumes de controle no ponto de integração, π_i , sendo que este valor é considerado como sendo a média dos fluxos para a dada superfície. Utilizando estas considerações, temos que as integrais

representam o somatório de todas as contribuições, portanto as equações discretizadas podem ser escritas da seguinte forma,

$$\frac{V(\rho - \rho^0)}{\Delta t} + \sum_{pi} \dot{m}_{pi} = 0, \quad (3.67)$$

$$\frac{V(\rho \bar{u}_i - \rho^0 \bar{u}_i^0)}{\Delta t} + \sum_{pi} (\dot{m} \bar{u}_i)_{pi} = -\sum_{pi} (\bar{p}_e \Delta n_j)_{pi} + \sum_{pi} (\bar{\mu}_e 2 \bar{s}_{ij} \Delta n_j)_{pi} \quad (3.68)$$

$$\frac{V(\rho \bar{\Phi} - \rho^0 \bar{\Phi}^0)}{\Delta t} + \sum_{pi} (\dot{m} \bar{\Phi})_{pi} = \sum_{pi} \left[\Gamma_e \frac{\partial \bar{\Phi}}{\partial x_j} \Delta n_j \right]_{pi}. \quad (3.69)$$

$$\dot{m} = \rho \bar{u}_j \Delta n_j. \quad (3.70)$$

3.2.3 FUNÇÕES DE FORMA

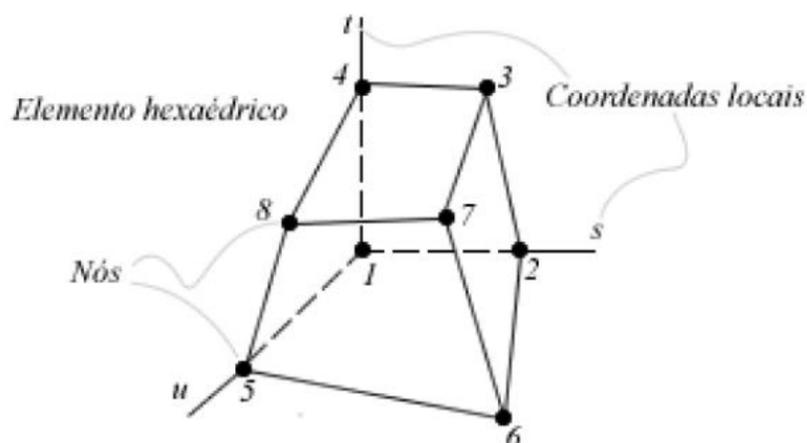
Diferentemente do método de volumes finitos clássico, onde é empregada a interpolação das propriedades por expansões em séries de Taylor, nesta técnica estes valores são obtidos através do uso de funções de forma. Estas funções descrevem como uma determinada propriedade varia dentro de cada um dos elementos, sendo que estas funções são contínuas e diferenciáveis dentro do mesmo. Apresentando assim a vantagem de que as derivadas não são aproximações discretas, como as obtidas por expansões de série Taylor. As funções de forma de podem ser de vários tipos e são escritas em função de um sistema de coordenada local, assim uma propriedade qualquer pode ser representada da seguinte forma (SAP IP INC, 2017),

$$\Phi = \sum_{i=1}^{N_{nós}} N_i \Phi_i, \quad (3.71)$$

onde N_i é a função de forma para um determinado nó e Φ_i é o valor da propriedade neste mesmo nó. As funções de forma implementadas dentro das rotinas do programa ANSYS CFX[®] são conhecidas como, funções trilineares (SAP IP INC, 2017). Os elementos podem assumir diversas, formas, sendo que neste trabalho são utilizados, elementos hexaédricos e tetraédricos. Na Figura 16 é apresentado um

exemplo de um elemento hexaédrico. O sistema de coordenadas local (r,s,t) é empregado na avaliação das funções de forma e a numeração de nós, quando referenciada ao sistema local, deve ser aplicada igualmente à todos os elementos.

Figura 16 - Elementos hexaédrico com a indicação dos nós e do sistema de coordenadas local.



Fonte: (GARGIONE, 2012).

Para um elemento hexaédrico, tem-se que o posicionamento dos nós são dados pelas seguintes expressões:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_1 = (1-s)(1-t)(1-u) \\ N_2 = s(1-t)(1-u) \\ N_3 = st(1-u) \\ N_4 = (1-s)t(1-u) \\ N_5 = (1-s)(1-t)u \\ N_6 = s(1-t)u \\ N_7 = stu \\ N_8 = (1-s)tu \end{array} \right. \quad (3.72)$$

Portanto qualquer propriedade, se ponderadas pelos fatores de forma, pode, em qualquer posição dentro do elemento, ser descrita como uma combinação linear dos valores que elas possuem nos nós, ver equação (3.68).

$$\Phi_{pi} = \sum_n N_n \Phi_n. \quad (3.73)$$

Com isto, é possível determinar o vetor posição da localização de cada um dos pontos de integração a partir dos vetores de posição dos nós de dos elementos. E assim, é possível calcular as propriedades geométricas de interesse como comprimentos, área e volumes (REZENDE, 2008).

Para o cálculo dos fluxos e dos gradientes, é somente necessário que sejam avaliadas as derivadas das funções de forma. Como exemplo, para a direção x, obtém-se a seguinte expressão,

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right|_{pi} = \sum_n \left. \frac{\partial N_n}{\partial x} \right|_{pi} \Phi_n, \quad (3.74)$$

sendo que,

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} \\ \frac{\partial N}{\partial y} \\ \frac{\partial N}{\partial z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \\ \frac{\partial x}{\partial u} & \frac{\partial y}{\partial u} & \frac{\partial z}{\partial u} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial s} \\ \frac{\partial N}{\partial t} \\ \frac{\partial N}{\partial u} \end{bmatrix}. \quad (3.75)$$

A matriz que aparece na equação (3.70), é a matriz Jacobiana, que representa a transformação do sistema de coordenadas global, para o sistema de coordenadas local do elemento.

3.2.4 GRADIENTE DE PRESSÃO

O termo de pressão do gradiente de pressão é obtido pela avaliação do termo $(\bar{p}_e \Delta n_j)_{pi}$ da Equação (3.63). A pressão no ponto de integração é então calculada com base nos valores nodais usando a Equação (3.71),

$$p_{e_{pi}} = \sum N_n p_{e_n}. \quad (3.76)$$

3.2.5 TERMO ADVECTIVO

O termo advectivo é avaliado utilizando a formulação “*upwind*”,

$$\Phi_{pi} = \Phi_{up} + \beta'' \nabla \Phi \cdot \Delta \vec{r}, \quad (3.77)$$

onde, Φ_{up} é o valor de Φ no nó a montante; $\nabla \Phi$ o gradiente de Φ ; $\Delta \vec{r}$ é o vetor posição entre o nó a montante e o ponto de integração e β'' é o peso ou fator de mistura e pode variar de 0 até 1. Um fator de mistura, $\beta'' = 0$, significa um esquema “*upwind*” de 1ª ordem, robusto e susceptível à difusão numérica, enquanto para um fator de mistura, $\beta'' = 1$, significa um esquema de 2ª ordem mais acurado e sem difusão numérica, entretanto susceptível a oscilações diante de gradientes espaciais acentuados. No esquema de alta resolução, β'' assume, de forma automática, valores entre 0 e 1 dependendo das condições locais (BARTH e JESPERSON, 1989).

3.2.6 TERMO DIFUSIVO

Seguindo a abordagem padrão de elementos finitos, funções de forma são usadas para avaliar as derivadas de todos os termos difusivos, assim esses termos são modelados segundo a equação (3.74).

3.2.7 ACOPLAMENTO PRESSÃO-VELOCIDADE

No programa ANSYS CFX® o acoplamento pressão-velocidade é efetuado pelo esquema do tipo correção de pressão proposto por Rhie-Chow, (RHIE e CHOW, 1983), para um arranjo de malha colocalizado. Este esquema utiliza funções de interpolação nas faces dos volumes de controle baseadas nas equações de quantidade de movimento, evitando assim o problema do desacoplamento par-ímpar (ZDANSKI, 2003).

3.2.8 SOLUÇÃO DO SISTEMA LINEAR

Após a discretização do sistema de equações diferenciais, o mesmo é reduzido a um sistema linear de equações algébricas do tipo,

$$\sum_{nbi} A_i^{nbi} \Phi_i^{nbi} = B_i, \quad (3.78)$$

onde Φ é a solução, B é o lado direito, A representa os coeficientes da equação, i é a identificação do número do volume finito ou do nó e nbi indica os nós vizinhos. Escrevendo de forma matricial, tem se,

$$[A]\{\Phi\} = \{B\}. \quad (3.79)$$

sistema linear é então resolvido de forma iterativa,

$$\Phi^{k+1} = \Phi^k + \Phi', \quad (3.80)$$

sendo Φ' a solução aproximada de iteração k ,

$$A\Phi' = r^k. \quad (3.81)$$

Como Φ' não é solução exata do sistema, a mesma não reproduz a identidade da Equação (3.78) e tem-se o resíduo r^k ,

$$r^k = B - A\Phi' \quad (3.82)$$

O ANSYS CFX[®] utiliza como método de solução uma decomposição LU incompleta, que é uma variante do método de eliminação de Gauss. A matriz dos coeficientes, $[A]$, é decomposta em duas matrizes diagonais, uma de banda inferior (**L**ower) e outra de banda superior (**U**pper), sendo escrita como,

$$[A]\{\Phi\} = [L][U]\{\Phi\} = \{B\} \quad (3.83)$$

Resolve-se então o sistema $[U]\{\Phi\} = \{D\}$, e em seguida $[L]\{D\} = \{B\}$. Este, porém é um método direto e computacionalmente custoso, por isso a decomposição LU incompleta é empregada, com intuito principal de tirar proveito da esparsidade da matriz manipulando apenas os termos não nulos e obtendo uma matriz aproximada.

3.2.9 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Nesta seção são apresentadas as condições de contorno empregadas neste trabalho. O subíndice w indica que é na parede, e o subíndice esp indica que é um valor especificado pelo usuário.

3.2.9.1 *Paredes*

3.2.9.1.1 Condição hidrodinâmica na parede

Na parede podem são utilizadas três condições hidrodinâmicas diferentes, na primeira é considerado que não há deslizamento em uma parede estacionária, assim,

$$u_w = 0. \quad (3.84)$$

Na segunda condição, também é considerado que não há escorregamento entre o fluido adjacente à parede e a parede, porém neste caso a velocidade angular da mesma é prescrita, portanto

$$u_w = \omega_{rot}. \quad (3.85)$$

Por último foi também utilizada uma condição de livre escorregamento, ou seja,

$$\tau_w = 0. \quad (3.86)$$

3.2.9.1.2 Condição térmica na parede

Neste trabalho foram empregadas três condições térmicas distintas para a parede. A primeira condição é a de parede adiabática, ou seja,

$$q''_w = 0. \quad (3.87)$$

A segunda condição utilizada é a condição de temperatura prescrita,

$$T_w = T_{esp}. \quad (3.88)$$

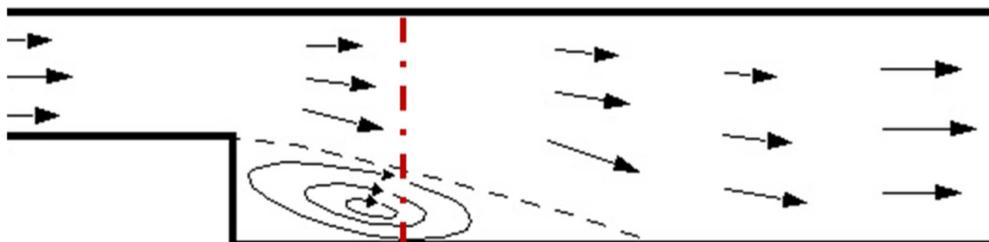
E a terceira condição utilizada é a condição com um valor de coeficiente convectivo na parede e uma temperatura de referência prescritos,

$$q'' = h_w(T_w - T_{esp}). \quad (3.89)$$

3.2.9.2 *Opening*

Em locais onde é possível que o escoamento simulado esteja entrando e saindo do domínio de simulação, como por exemplo na linha destacada na Figura 17, é necessário que a condição de contorno aplicada permita que o fluido entre e saia do domínio de simulação. Para isto utiliza-se a condição de *opening*.

Figura 17 - Localização onde haveria um fluxo saindo do domínio e um fluxo entrando no domínio.



Fonte: Próprio autor

3.2.9.2.1 Condição hidrodinâmica no *opening*

Neste trabalho, a condição de *opening* é especificado um valor de pressão, este valor de pressão é então utilizado pelo *programa* de duas maneiras distintas. Para a região onde o fluido está saindo, é definido que a pressão estática do fluido é igual à pressão de referência,

$$P_{estática} = P_{esp}. \quad (3.90)$$

Para as regiões onde o fluido está entrando no domínio de simulação, o *programa* considera que a pressão total é igual à pressão especificada,

$$P_{total} = P_{esp}. \quad (3.91)$$

É preciso também definir a direção do escoamento na superfície. Neste trabalho opta-se por considerar que o escoamento é normal à superfície da condição de contorno. Por último, deve-se especificar o nível de turbulência do escoamento que adentra o domínio. Neste trabalho, como não foram medidos dados experimentais relacionados à turbulência do escoamento optou-se por utilizar a recomendação presente no manual do *programa* (SAP IP INC, 2017). Neste caso o valor da intensidade da turbulência é de 5% e o valor da razão da viscosidade dinâmica turbulenta pela viscosidade dinâmica molecular é definido como sendo 10.

3.2.9.2.2 Condição térmica no *opening*

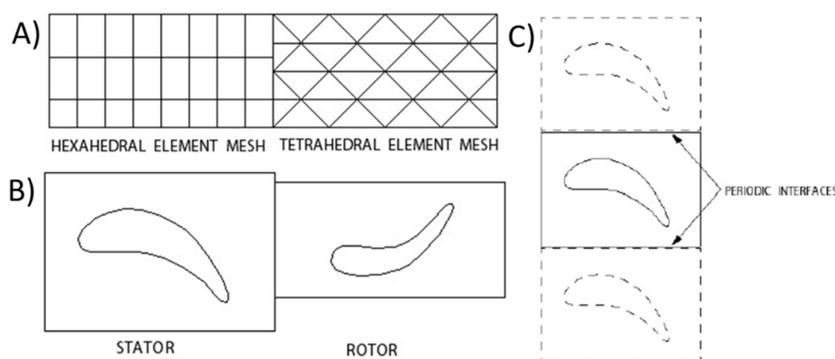
É preciso também definir as características térmicas do escoamento que está adentrando no domínio de simulação, neste trabalho é especificada a temperatura do ar que adentra o domínio de simulação, portanto

$$T_{opening} = T_{esp}. \quad (3.92)$$

3.2.9.3 Interfaces

Interfaces são utilizadas para modelar o escoamento entre dois domínios adjacentes, ver Figura 18, com uma velocidade relativa não-nula, com malhas diferentes (A), com tamanhos diferentes (B) e pode ser utilizada em um domínio onde há uma periodicidade rotacional e/ou translacional (C).

Figura 18 - Exemplo de interfaces.



Fonte: (SAS IP INC, 2011).

3.2.9.3.1 Interface entre domínios com velocidade relativa não-nula

Neste trabalho foram utilizados modelo onde há domínios rotativos adjacentes à domínios estacionários. No contato entre estes dois domínios é necessário o uso de um modelo para calcular o fluxo das propriedades através da interface.

Neste trabalho foi utilizado o modelo chamado de *Stage*, nele é realizada uma média circunferencial do fluxo através da determinada superfície. A velocidade à jusante da interface é calculada a partir da média circunferencial da pressão total. Por último é preciso salientar que nas situações onde há uma mudança da seção transversal na interface (ver Figura 18 B) é preciso indicar o tamanho de cada um dos lados da interface, de modo que o *programa* ajuste a magnitude de uma dada propriedade em função das áreas da seção transversal.

3.2.9.3.2 Periodicidade rotacional

Existem algumas formas de se reduzir a malha, uma delas é a utilização do conceito de periodicidade, ou seja, considera-se que a física da simulação se repete, sendo assim possível simular somente um período. Na Figura 18 é apresentado um exemplo de periodicidade translacional.

Em uma interface rotacional, os dois lados de uma interface são mapeados por uma transformação rotacional ao longo de um eixo. Sendo necessário especificar o eixo de rotação. A condição de periodicidade especifica que um determinado parâmetro, para uma mesma posição relativa ao eixo de rotação, apresenta o mesmo valor nos dois lados da interface (SAS IP INC, 2011), ou seja,

$$\Phi_{f1} = \Phi_{f2} \quad (3.93)$$

Sendo que $f1$ e $f2$ são pontos que apresentam, em um sistema de coordenadas cilíndricas com o centro sobre o eixo de rotação do domínio, a mesma posição ao longo do raio e do eixo z .

4 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção primeiramente serão apresentados os equipamentos utilizados nos ensaios realizados para comparação dos dados experimentais com o modelo numérico. Posteriormente serão descritas as metodologias empregadas nos ensaios.

4.1 EQUIPAMENTOS

Na realização dos ensaios experimentais foram avaliadas quatro grandezas diferentes: Pressão total do ar, velocidade do ar, temperatura dos componentes do motor e a velocidade angular do motor. Em função disto serão apresentados separadamente os equipamentos para a medição de cada uma das grandezas citadas.

4.1.1 EQUIPAMENTO PARA MEDIÇÃO DE PRESSÃO TOTAL DO AR

Para a realização da medição de pressão estática do ar foi utilizado um manômetro diferencial digital da marca *Dwyer*[®] modelo 477-000, este tipo de equipamento apresenta duas tomadas de pressão uma positiva e uma negativa. Sendo que a pressão apresentada pelo sensor é a diferença de pressão entre os dois pontos de tomada de pressão. Este equipamento é apresentado na Figura 19 e na Tabela 3 são apresentadas as características deste manômetro.

Figura 19 - Manômetro diferencial digital *Dwyer*[®] 477-000.



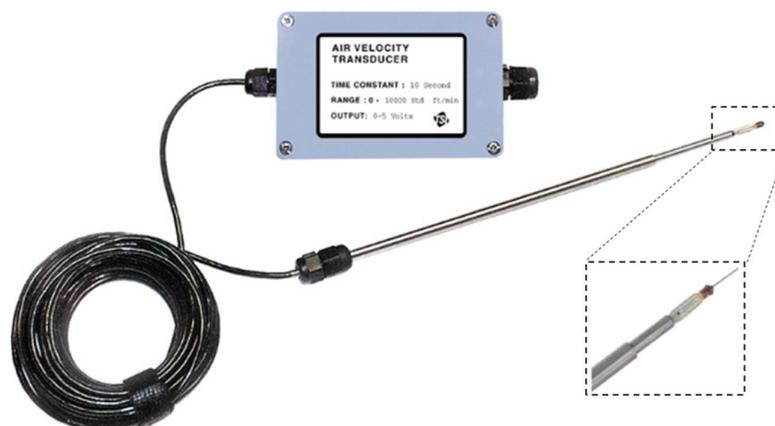
Fonte: <https://www.dwyer-inst.com/Product/Pressure/Manometers/Digital/Series477AV#ordering>

Tabela 3 - Dados do manômetro *Dwyer*[®] 477-000.

Dado	Faixa de temperatura [°C]	Valor	Unidade
Acurácia	15.6 – 25.6	±1.25	Pa
	0 – 15.6 e 25.6 – 40	±3.75	Pa
Resolução	0 – 40	0.01	Pa
Faixa de medição	0 – 40	0 – 249.1	Pa

4.1.2 EQUIPAMENTO PARA MEDIÇÃO DA VELOCIDADE DE AR

A medição da velocidade de ar neste trabalho foi realizada utilizando um anemômetro de fio quente. Este equipamento consiste de uma ponta metálica, que é aquecida através da passagem de uma corrente elétrica. Ao imergir esta ponta metálica a velocidade de ar do escoamento irá aumentar a taxa de transferência de calor. Conectada à ponta há um módulo eletrônico que gera o sinal elétrico que passa pelo sensor, de forma a manter constante a temperatura da ponta metálica o módulo altera o nível da corrente mudando o valor da tensão elétrica aplicada sobre o sensor. Sendo então correlacionado a velocidade do escoamento com a tensão elétrica aplicada pelo módulo eletrônico. Neste trabalho foi utilizado o anemômetro de fio quente *TSI*[®] 8465, este equipamento é apresentado na Figura 20 e os seus dados são apresentados na Tabela 4.

Figura 20 - Anemômetro de fio quente [®] 8465.

Fonte: <https://www.tsi.com/products/ventilation-test-instruments/air-velocity-transducers/air-velocity-transducer-8465-series/>

Tabela 4 - Dados do anemômetro *TSI*[®] 8465.

Dado	Faixa de temperatura [°C]	Valor	Unidade
Acurácia	18 – 28	$\pm(0.05 + 2\% \text{ da medição})$	m/s
	0 – 18 e 28 – 60	<i>valor acima + 0.5% por °C</i>	m/s
Resolução	0 – 60	0.00875	m/s
Faixa de medição	0 – 60	0 – 12.5	m/s

4.1.3 EQUIPAMENTO PARA A MEDIÇÃO DE TEMPERATURA

Para realizar as medições de temperatura foram utilizados termopares do tipo T. Além disto, para a medição contínua da temperatura em componentes rotativos, foi utilizado um equipamento capaz de transferir o sinal elétrico proveniente de um transdutor indutivo ou ôhmico situado em um componente rotativo para um módulo estacionário, para isto foi utilizado o *HBM*[®] SK6. O módulo de aquisição de sinais utilizado em conjunto com os termopares e com o SK6 foi o *Yokogawa*[®] MV2000. Na Figura 21 é apresentado o *HBM*[®] SK6 e na Figura 22 é apresentado o *Yokogawa*[®] MV2000, na Tabela 5 são apresentados os dados do termopar do tipo T.

Figura 21 - *HBM*[®] SK6.

Fonte: <https://www.hbm.com/en/2417/sk5-sk6-and-sk12-slip-ring-assemblies/>

Figura 22 - Yokogawa® MV2000.



Fonte: <https://www.nbn-elektronik.ch/shop/schreiber-datenlogger-messdatenerfassung-programa/mobile-bildschirmschreiber-mobile-papierlose-schreiber/yokogawa-mvadvanced-mv2000-mobiler-papierloser-schreiber-bildschirmschreiber-datenlogger-mit-farbdisplay.html>

Tabela 5 - Dados do termopar tipo T.

Dado	Valor	Unidade
Acurácia	± 1	K
Faixa de medição	-200 – 400	K

4.1.4 EQUIPAMENTO PARA A MEDIÇÃO DA VELOCIDADE ANGULAR

Para a medição da velocidade angular do motor foi utilizado um tacômetro digital SHIMPO® DT205LR. Este equipamento é apresentado na Figura 23 e os seus dados são apresentados na Tabela 6.

Figura 23 – Tacômetro digital SHIMPO® DT205LR.



Fonte: <https://www.shimpo-direct.com/product/shimpo-dt205lr-handheld-tachometer-lcd-display>

Tabela 6 - Dados do tacômetro.

Dado	Valor	Unidade
Acurácia	± 1	<i>RPM</i>
Faixa de medição	6 – 99,999	<i>RPM</i>

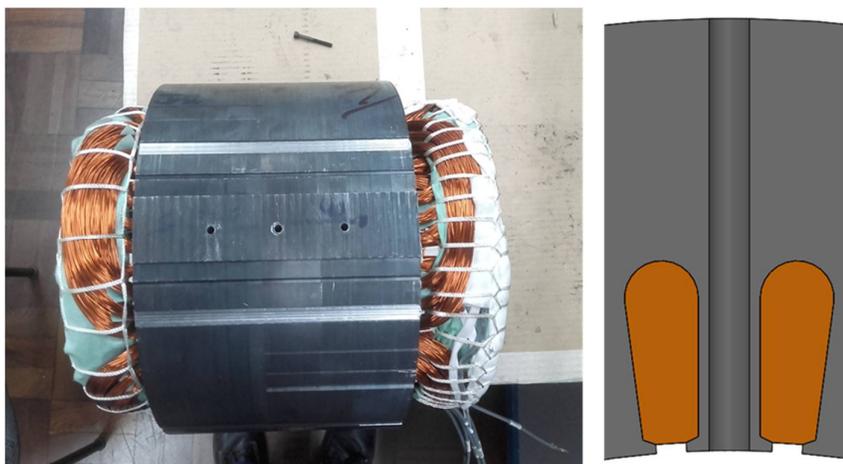
4.2 MÉTODOS

Conforme dito anteriormente nos ensaios experimentais foram realizadas medições de quatro grandezas. As medições da pressão estática foram realizadas somente na região do entreferro, as medições da velocidade do ar foram realizadas na região da cabeça de bobina, a temperatura foi mensurada na superfície do rotor, na superfície da bobina, na ranhura do estator, na superfície da cabeça de bobina, e na superfície do pacote de chapas do estator e por último a velocidade angular foi medida na ponta do eixo do motor. A seguir serão apresentadas as metodologias utilizadas para a medição de cada uma das grandezas mencionadas.

4.2.1 MEDIÇÃO DA PRESSÃO TOTAL NO ENTREFERRO DO MOTOR

Para a medição da pressão total no entreferro do motor, foram feitos três furos passantes, na direção radial do estator, dentro destes três furos foi então inserido um tubo flexível. Como o equipamento utilizado mede uma diferença de pressão entre dois pontos a segunda tomada de pressão foi mantida fechada para que a diferença de pressão medida fosse em relação à pressão atmosférica. Na Figura 24 é mostrado o estator com os furos e também uma vista cortada do modelo CAD do estator na região do furo.

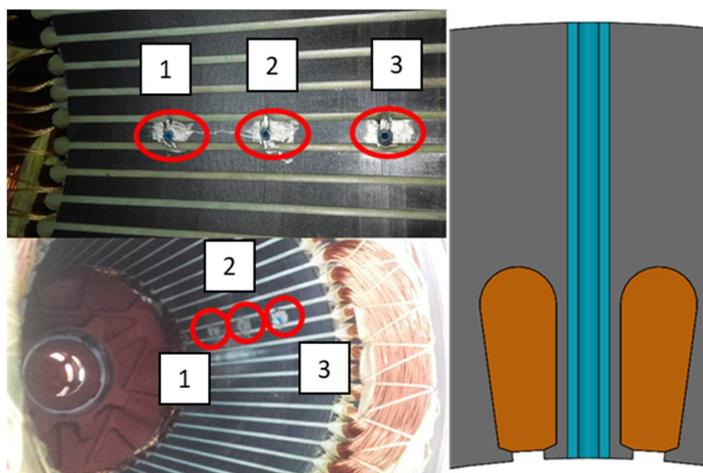
Figura 24 - Furos no estator à esquerda, seção transversal do estator na região do furo à direita.



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 25 são mostrados os furos do estator com os tubos para a medição de pressão. As medições de pressão foram realizadas em diferentes níveis de velocidade angular, e para cada um destes níveis foram realizadas cinco repetições em cada ponto. Em função da curvatura da superfície interna do estator o escoamento não é perfeitamente ortogonal ao furo realizado, gerando assim um ponto de estagnação do escoamento na parede do tubo flexível, portanto o valor de pressão medido é a pressão total (de estagnação) e não a pressão estática.

Figura 25 - Furos no estator com o tubo à esquerda, e à direita seção transversal do estator no furo com o tubo.

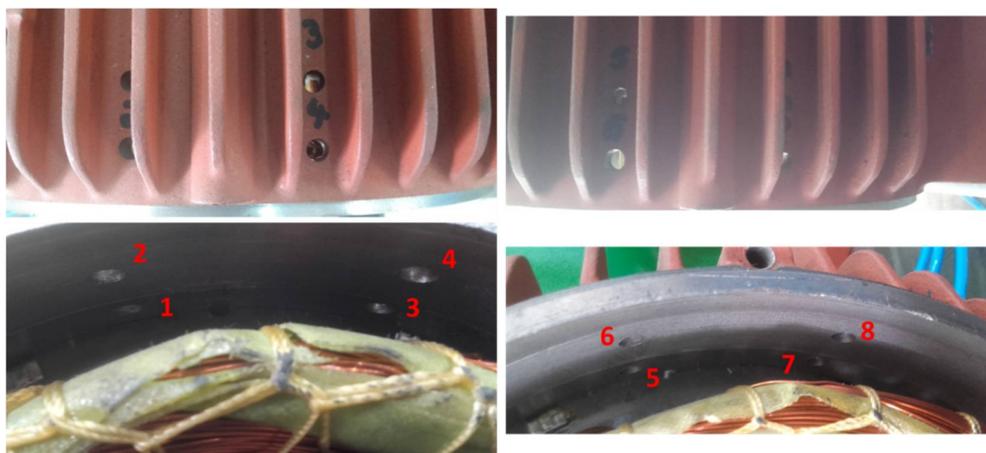


Fonte: Próprio autor.

4.2.2 MEDIÇÃO DA VELOCIDADE NA REGIÃO DA CABEÇA DE BOBINA

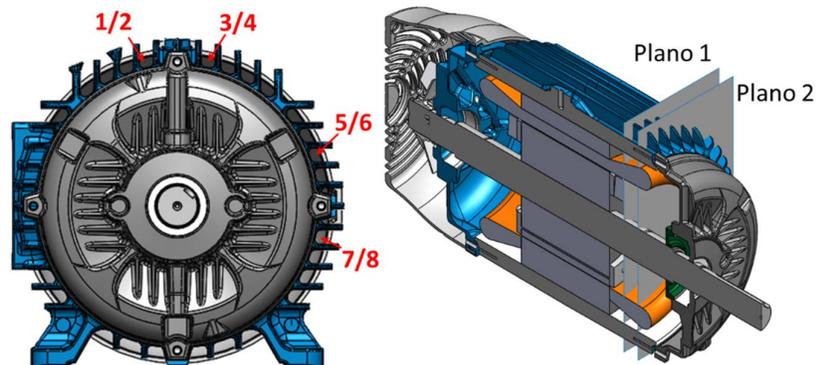
Para a medição da velocidade na região da cabeça de bobina foram feitos 12 furos no motor, 8 furos na carcaça e 4 na tampa dianteira. Na Figura 26 são mostrados os furos feitos na carcaça. Conforme pode ser observado na Figura 27, os furos de 1 a 4 foram feitos na parte superior do motor e os furos de 5 a 8 foram feitos na parte lateral oposta à caixa de ligação do motor. Ainda na Figura 27 são apresentados os dois planos onde foram feitos os furos, os furos 1, 3, 5 e 7 foram feitos no plano 1 e os demais no plano 2.

Figura 26 - Furos na carcaça do motor para a medição da velocidade na região da cabeça de bobina.



Fonte: Próprio autor.

Figura 27 - Posicionamento dos furos na carcaça.



Fonte: Próprio autor.

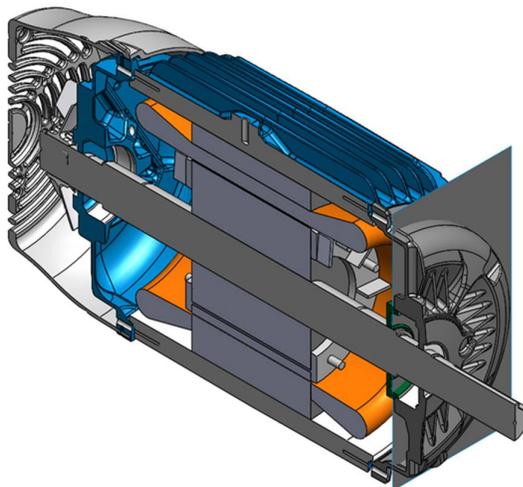
Na Figura 28 são apresentados os furos de 9 a 12, assim como os furos de 1 a 4, os furos 9 e 10 foram feitos na parte superior do motor e os furos 11 e 12 foram feitos na superfície lateral oposta a caixa de ligação do motor. Na Figura 29 é apresentado o plano onde foram feitos os furos na tampa dianteira do motor.

Figura 28 - Furos na tampa dianteira do motor.



Fonte: Próprio autor.

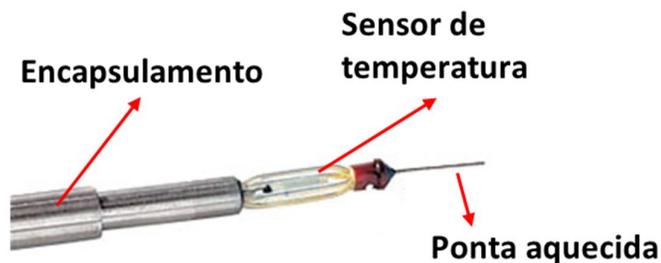
Figura 29 - Posicionamento dos furos na tampa dianteira do motor.



Fonte: Próprio autor.

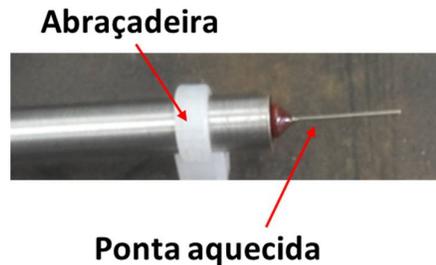
Conforme pode ser observado na Figura 30, na ponteira do anemômetro há a presença de um sensor de temperatura para compensar as variações da temperatura do escoamento. Porém devido à proximidade da cabeça de bobina do motor com a carcaça nos pontos 2, 4, 6 e 8, foi necessário realizar as medições com o sensor de temperatura encoberto, além disto foi colocada uma abraçadeira no encapsulamento do anemômetro de forma que a ponta aquecida ficasse totalmente dentro da carcaça e de forma que a posição do sensor em relação ao furo fosse igual em todos os casos, esta montagem do equipamento é apresentada na Figura 31. Assim como na medição da pressão total no interior do entreferro foram realizadas medições da velocidade do escoamento com o motor em diferentes níveis de velocidades angulares, sendo que, para cada nível foram realizadas três medições em cada um dos pontos de aferição.

Figura 30 - Ponteira do anemômetro de fio quente utilizado.



Fonte: Próprio autor.

Figura 31 - Ponteira do anemômetro preparada para o ensaio.

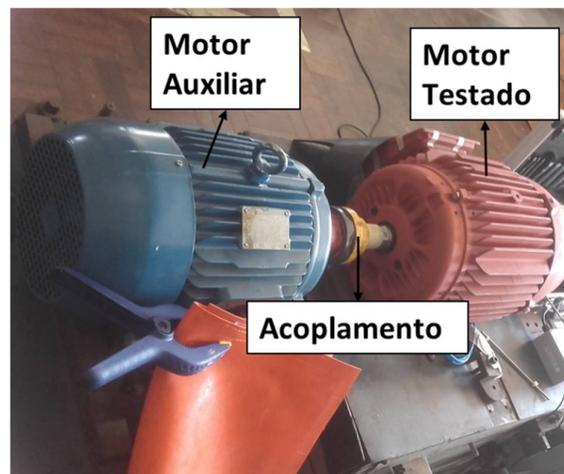


Fonte: Próprio autor.

4.2.3 MEDIÇÃO DA VELOCIDADE ANGULAR DO MOTOR

Em função dos furos feitos no estator, criou-se um curto circuito entre uma das fases da bobina e o pacote de chapas do estator, em função disso, foi necessário um motor auxiliar para girar o rotor do motor. O motor auxiliar foi ligado em um inversor de frequência CFW11 para controlar a velocidade de rotação. Na Figura 32 é possível também observar o acoplamento utilizado, neste acoplamento foi colocada uma fita reflexiva, de forma que a luz emitida pelo tacômetro fosse refletida e assim fosse possível medir a velocidade de rotação dos motores.

Figura 32 - Bancada com o motor testado e com o motor auxiliar.



Fonte: Próprio autor.

4.2.4 MEDIÇÃO DA TEMPERATURA NAS SUPERFÍCIES INTERNAS DO MOTOR

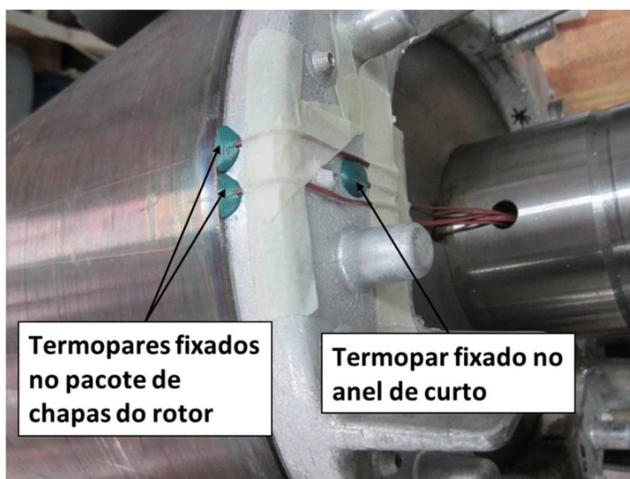
Para a medição de temperatura nas superfícies do motor, foram posicionados termopares na superfície da cabeça de bobina, na bobina presente na ranhura do pacote de chapas do estator, na superfície do anel de curto e no início do pacote de chapas do rotor. Na Figura 33 são mostrados os termopares fixados na bobina do estator. Na Figura 34 são apresentados os termopares fixados na superfície do rotor.

Figura 33 - Termopares fixados na cabeça de bobina e na bobina presente na ranhura do pacote de chapas do estator.



Fonte: Próprio autor

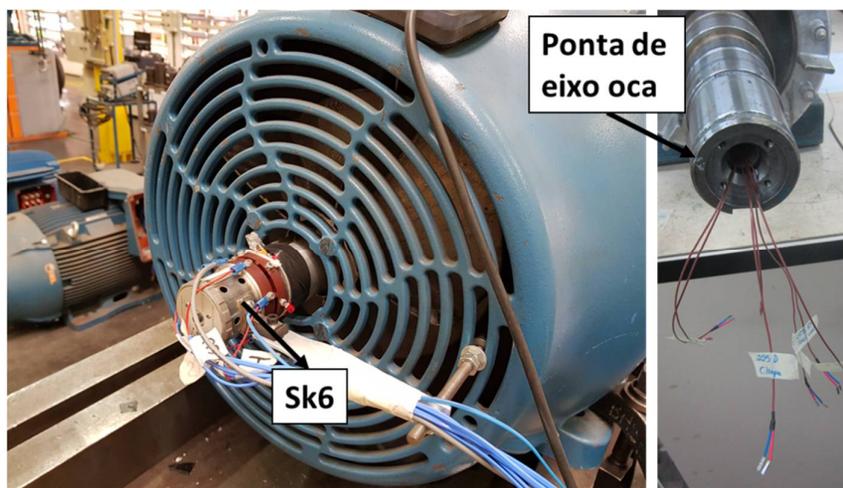
Figura 34 - Termopares fixados no rotor.



Fonte: Próprio autor

Na Figura 34 é possível observar que para a medição da temperatura no rotor foi necessário furar o eixo do motor. Este eixo é um eixo oco, permitindo assim a passagem dos cabos dos termopares até a ponta de eixo traseira, na qual estava acoplado o sk6. Na Figura 35 é possível observar o motor montado com o sk6 acoplado, bem como os fios dos termopares saindo na ponta de eixo traseira.

Figura 35 - Sk6 acoplado na ponta de eixo traseira e ponta de eixo oca.



Fonte: Próprio autor.

5 RESULTADOS

5.1 AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO ENTREFERRO

O entreferro em um motor elétrico pode ser numericamente modelado de duas formas, na primeira, assume-se que tanto o estator quanto o rotor são cilindros concêntricos lisos. Na segunda, ainda se assume que o rotor é um cilindro liso, porém considera-se que a ranhura do estator não está perfeitamente preenchida e que devido a este imperfeito preenchimento haverão pequenos ressaltos na geometria do estator. Este primeiro modelo tem como sua principal característica a facilidade de gerar uma malha de boa qualidade e apresentar um *setup* mais simples, o segundo modelo tem como sua principal característica a sua maior semelhança com a realidade. Em função destas características distintas foram realizadas simulações de forma a comparar os resultados obtidos com os dois modelos existentes.

5.1.1 MODELO DOS CILINDROS CONCENTRICOS LISOS

Antes da realização de um conjunto de simulações, é considerado uma boa prática a realização de uma análise da malha empregada na simulação, pois com uma malha muito grosseira os fenômenos físicos não serão modelados, e para uma malha muito fina irá acarretar em um tempo de simulação muito elevado.

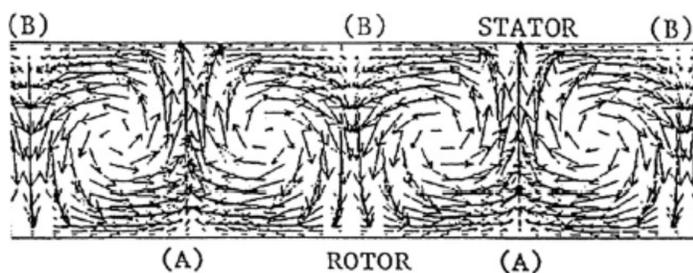
5.1.1.1 *Análise da malha*

De acordo com (SAS IP INC, 2011), devido ao modelo de turbulência empregado e devido à necessidade da avaliação da transferência de energia na camada limite, recomenda-se a utilização de uma malha que apresenta um valor de y^+ inferior à 1.

Para o desempenho elétrico de um motor de indução é preciso que a diferença entre o diâmetro interno do estator e o diâmetro externo do rotor seja o menor possível, assim, é comum serem observados valores de espessura do entreferro próximos à 1 mm. Isto acaba por restringir o tamanho do elemento da malha que pode ser utilizado

na região do entreferro, pois como pode ser visto na Figura 36, a largura dos vórtices de Taylor presentes neste tipo de escoamento é semelhante ao valor da espessura do entreferro.

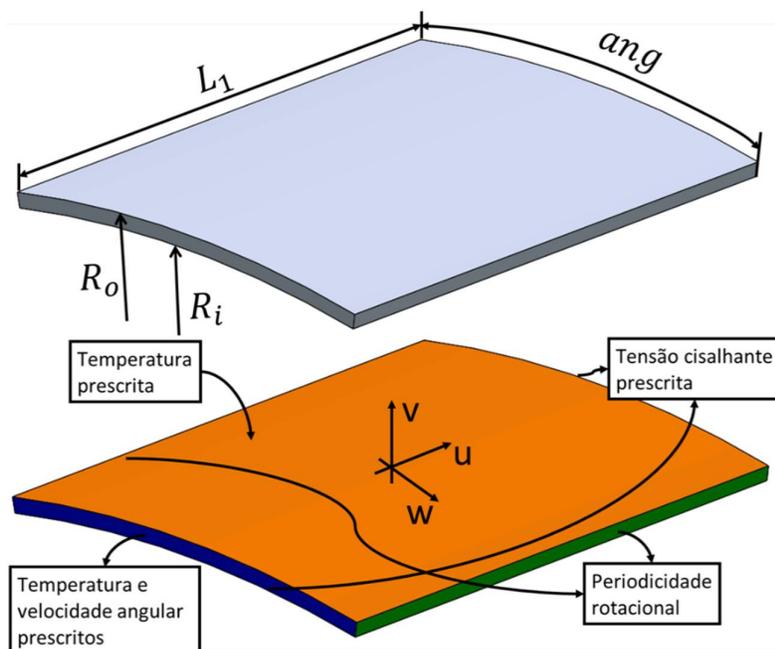
Figura 36 - Campo de vetores para os vórtices de *Taylor*.



Fonte: (FENÓT, BERTIN, *et al.*, 2011)

Na Figura 37 são apresentadas a geometria e as condições de contorno utilizadas neste modelo. Os valores das dimensões da geometria utilizada para realizar a análise da malha são apresentadas na Tabela 7.

Figura 37 - Geometria e condições de contorno utilizadas para a avaliação do tamanho da malha no modelo de cilindros lisos.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 7 -Dimensões da geometria utilizada para a avaliação da malha do modelo de cilindros lisos.

Parâmetro	Unidade	Valor
R_o	mm	142
R_i	mm	138
ang	$^\circ$	20
L_1	mm	50

As condições de contorno aplicadas na parede do rotor, na parede do estator e nas paredes normais ao eixo “u” são apresentadas nas equações 5.1 a 5.3 respectivamente.

$$\begin{cases} u_w = 188.4596 \text{ rad/s.} \\ T_w = 100^\circ\text{C.} \end{cases} \quad (5.1)$$

$$\begin{cases} u_w = 0 \text{ m/s.} \\ T_w = 70^\circ\text{C.} \end{cases} \quad (5.2)$$

$$\begin{cases} \tau_w = 0 \text{ Pa.} \\ q''_w = 0 \text{ W/m}^2. \end{cases} \quad (5.3)$$

Para a realização da análise da malha foram empregadas sete diferentes configurações de tamanho de malha. Para determinar o comprimento dos elementos foi utilizada uma expressão na qual o tamanho dos elementos era dado em função da espessura do entreferro.

$$l_{elem} = \frac{esp}{n_{elem}}. \quad (5.4)$$

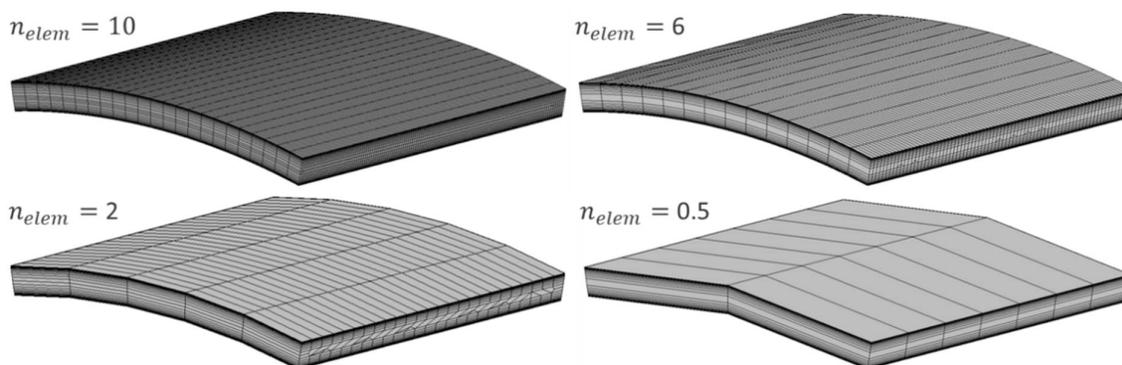
As configurações de malha avaliadas foram com os valores de n_{elem} variando entre 0.5 e 10. As malhas geradas podem ser observadas na Figura 38. Conforme é visto na literatura (TACHIBANA, FUKUI e MITSUMURA, 1960), (FENÓT, BERTIN, *et al.*, 2011), (HAYASE, HUMPHREY e GREIF, 1992), (HOWEY, CHILDS e HOLMES, 2012) e (TAYLOR, 1923), este tipo de escoamento pode ser caracterizado através da

utilização de um parâmetro adimensional chamado de número de *Taylor*, que por sua vez, pode ser definido utilizando a equação 5.5:

$$Ta = \frac{\omega_{rot}^2 \frac{r_o+r_i}{2} (r_o-r_i)^3}{\nu^2}. \quad (5.5)$$

Baseado nesta equação é possível verificar que para o modelo proposto o número de *Taylor* é de aproximadamente 61,400. E segundo a literatura, para valores desta magnitude, sabe-se que a principal estrutura do escoamento sejam os vórtices de *Taylor*.

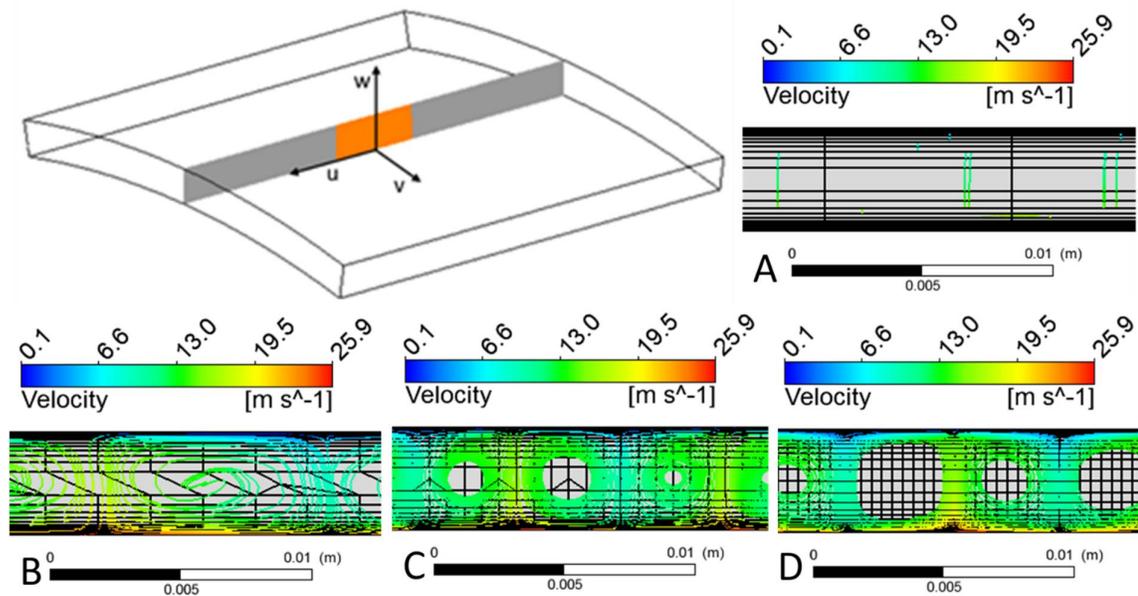
Figura 38 - Malhas utilizadas para analisar a influência da malha no entreferro (entreferro com 4 mm de espessura)



Fonte: Próprio autor

Na Figura 39 é possível observar as linhas de corrente em um plano transversal ao sentido do escoamento para todas as malhas testadas, o plano transversal onde foram geradas as linhas de corrente é também apresentado na Figura 39.

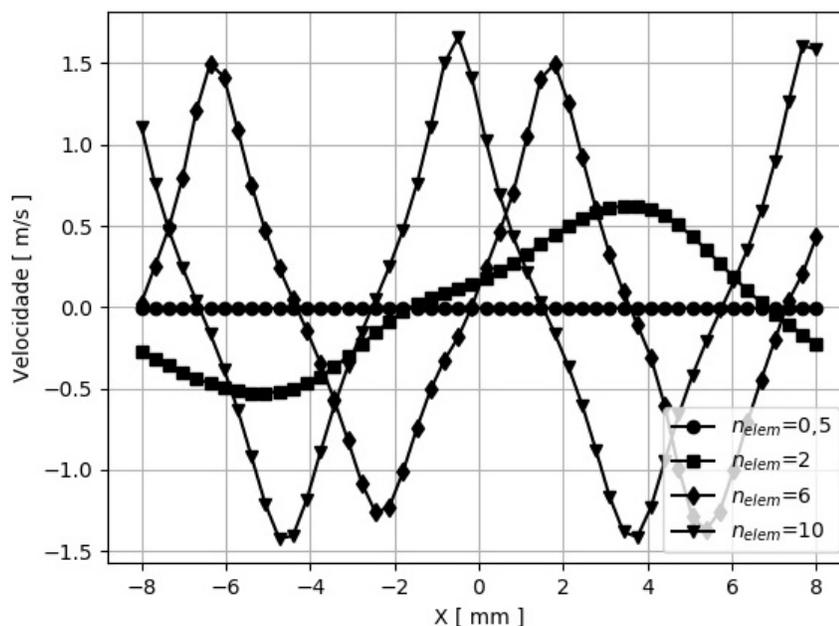
Figura 39 - Linhas de corrente em um plano transversal para um entreferro de 4mm. A) $n_{elem} = 0.5$, B) $n_{elem} = 2$, C) $n_{elem} = 6$, D) $n_{elem} = 10$.



Fonte: Próprio autor.

Como pode ser observado na Figura 39 a malha com n_{elem} igual à 0.5 falhou ao tentar capturar os vórtices que deveriam ser observados neste tipo de escoamento. Para um valor de n_{elem} igual à 1 e 2 já foi possível ser observado a presença dos vórtices característicos deste tipo de escoamento, porém a largura dos mesmos ainda é notavelmente superior à sua altura. Na Figura 40 são apresentados os valores da componente v do vetor velocidade ao longo do eixo "u" em uma linha no centro do plano onde foram apresentadas as linhas de corrente. Para determinar se os vórtices foram modelados corretamente é necessário verificar se o comprimento dos mesmos é igual a altura. Para isto foi calculado, através de uma interpolação linear, a posição dos pontos onde a derivada é da componente vertical da velocidade ao longo do eixo "u" é nula e medido a distância entre dois pontos consecutivos. Como todas as malhas capturaram mais de um vórtice, foi então calculado o valor médio da largura dos mesmos, estes valores são apresentados na Tabela 8. Conforme pode ser observado, apenas as malhas com n_{elem} igual ou superior a 6 foram capazes de capturar corretamente a estrutura dos vórtices de *Taylor*.

Figura 40 - Componente vertical da velocidade para um entreferro de 4mm no modelo de cilindros lisos.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 8 - Largura dos vórtices de *Taylor* para um entreferro de 4mm com o modelo de cilindros lisos.

n_{elem}	Tamanho da malha	Largura dos vórtices capturados [mm]
0.5	816	-
1	1,904	8.66
2	5,358	8.04
4	19,875	5.24
6	38,895	3.88
8	70,700	3.82
10	106,032	4.15

Analisando os resultados é possível constatar que o mesmo comportamento observado no entreferro de 4mm se repete nas simulações realizadas com o entreferro de 2mm. Pode-se observar também, na Figura 40, que as malhas com n_{elem} igual à 6 e 10 as magnitudes da componente vertical do vetor velocidade foram praticamente as mesmas.

Além da capacidade de conseguir modelar corretamente as estruturas do escoamento, é necessário verificar a influência da malha na transferência de calor sobre as superfícies do entreferro. Para esta análise foi verificada a influência do

tamanho da malha no valor do número de *Nusselt* sobre a superfície rotativa do entreferro, este parâmetro é definido pela equação 5.5. Neste modelo o valor do comprimento característico utilizado foi a espessura do entreferro.

$$Nu = \frac{h lc}{k}. \quad (5.5)$$

O valor condutividade térmica do ar foi calculado utilizando a equação (5.6), considerando o valor médio da temperatura em todo o domínio do entreferro. Já o valor do coeficiente convectivo foi calculado utilizando a equação (5.7). O valor da temperatura média superficial foi obtido utilizando uma média ponderada pela área, o valor da temperatura média do domínio do entreferro foi obtido fazendo uma média volumétrica e o valor do fluxo de calor é calculado pelo *programa* utilizando a equação (5.8), sendo que o valor médio foi também obtido através da média ponderada pela área.

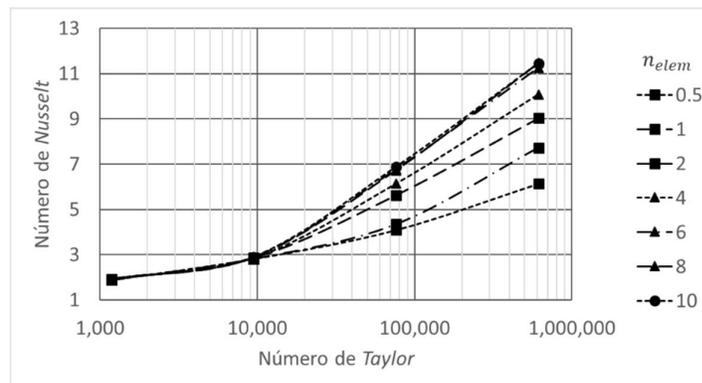
$$k = 0.1942T^{0.8602}. \quad (5.6)$$

$$h = \frac{q''}{T_{sup} - T_{med}}. \quad (5.7)$$

$$q'' = \frac{\rho c_p u^*}{T^+} (T_w - T_f). \quad (5.8)$$

Na Figura 41 são apresentadas as curvas do número de *Nusselt* em função do número de *Taylor* para todas as malhas avaliadas. Nela é possível observar que para valores do número de *Taylor* inferiores à 10,000 todas as malhas apresentaram os mesmos resultados. Isto se deve ao fato de que abaixo deste valor, as estruturas conhecidas como vórtices de *Taylor* não existem (BECKER e KAYE, 1962), (BJORKLUND e KAYS, 1959), (COLES, 1965) e (LASAGNA, TUTTY e CHERNYSHENKO, 2016). Para escoamentos com um número de *Taylor* acima de 10,000 é possível observar que malhas com valores de n_{elem} inferiores à 6, subestimam o valor do número de *Nusselt*. E, assim como no comparativo anteriormente, é possível observar que as três malhas mais refinadas não apresentaram diferenças significativas entre os valores de *Nusselt* calculados.

Figura 41 - Número de *Nusselt* em função do número de *Taylor* para as malhas avaliadas



Fonte: Próprio autor.

Em função de que não foram observadas diferenças significativas entre as malhas com n_{elem} igual à 6, 8 e 10, optou-se por utilizar a malha com n_{elem} igual à 6 para realizar as simulações do modelo com os cilindros lisos concêntricos.

5.1.1.2 Validação do modelo de cilindros concêntricos lisos

Como já foram realizados diversos estudos englobando este tipo de escoamento, realizou-se uma validação do modelo numérico empregado através da comparação com expressões analíticas existentes na literatura. As expressões analíticas com as quais foram comparados os resultados do modelo são descritas pelas equações (5.9), (5.10) e (5.11), estas equações são encontradas em (TACHIBANA, FUKUI e MITSUMURA, 1960), em (BECKER e KAYE, 1962) e em (BJORKLUND e KAYS, 1959), respectivamente.

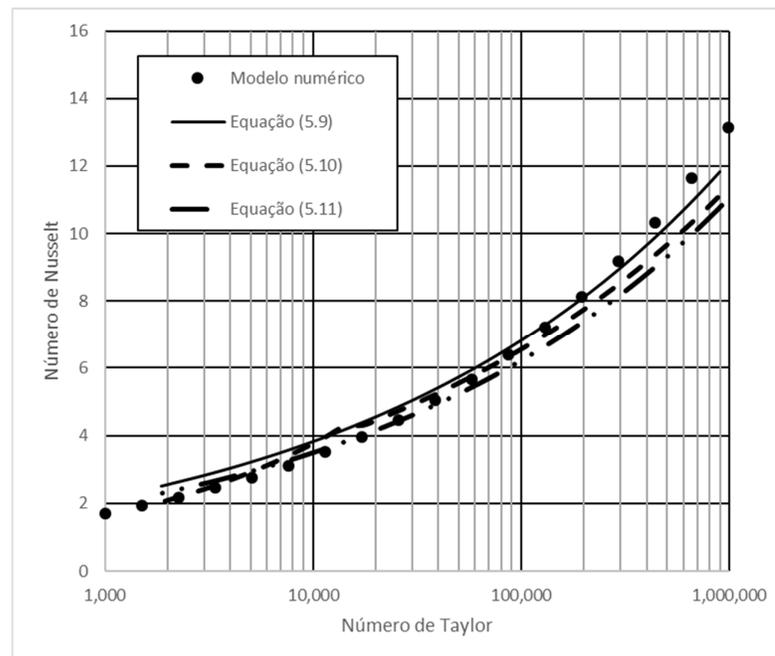
$$Nu = \begin{cases} 1.3, & \text{se } Ta < 41 \\ 0.42 * (Ta * Pr)^{0.25}, & \end{cases} \quad (5.9)$$

$$Nu = \begin{cases} 2, & \text{se } Ta < 1790 \\ 0.128 * Ta^{0.367}, & \text{se } Ta < 15,000. \\ 0.409 * Ta^{0.241} & \end{cases} \quad (5.10)$$

$$Nu = 0.35 * Ta^{0.25}. \quad (5.11)$$

Na Figura 42 são apresentadas as curvas do número de *Nusselt* em função do número de *Taylor* para o modelo numérico e para as expressões encontradas na literatura. É possível notar que o modelo numérico apresentou resultados muito próximos dos obtidos utilizando as expressões analíticas presentes na literatura. É possível notar que em quase toda a faixa de valores apresentada as expressões apresentaram uma diferença inferior à 10%, somente para valores de *Taylor* maiores que 500,000 é que são observadas diferenças maiores entre o modelo numérico proposto e as expressões encontradas na literatura. Uma das causas desta diferença reside no modelo de turbulência adotado, o modelo *SST* $\kappa - \omega$ é baseado no uso do conceito da viscosidade turbulenta, porém para escoamentos curvados esta hipótese pode acarretar em diferenças entre o modelo numérico e dados experimentais.

Figura 42 - Comparação do modelo numérico empregado com as expressões analíticas encontradas na literatura.



Fonte: Próprio autor.

5.1.2 MODELO COM RESSALTOS NA SUPERFÍCIE DO ESTATOR

Nas análises feitas considerando o estator como sendo um cilindro liso, foi considerado que o entreferro estava isolado de qualquer outra região do motor preenchida pelo ar. Porém no interior de um motor elétrico, o entreferro é delimitado não somente por componentes sólidos, com o rotor e estator, ele é também limitado por regiões que englobam a cabeça de bobina e o rotor, esta região é chamada na literatura de *endspace*, nestas regiões o ar circula devido a ação de aletas e pinos presentes no rotor. Em função disto é possível que haja uma interação entre as regiões da cabeça de bobina dianteira e traseira de um motor elétrico com a região do entreferro.

Devido à disto, antes de avaliar a malha do entreferro com os ressaltos na superfície do estator, foi realizada uma análise da influência da região da cabeça de bobina no escoamento do entreferro.

5.1.2.1 *Influência das demais regiões do motor no escoamento do entreferro*

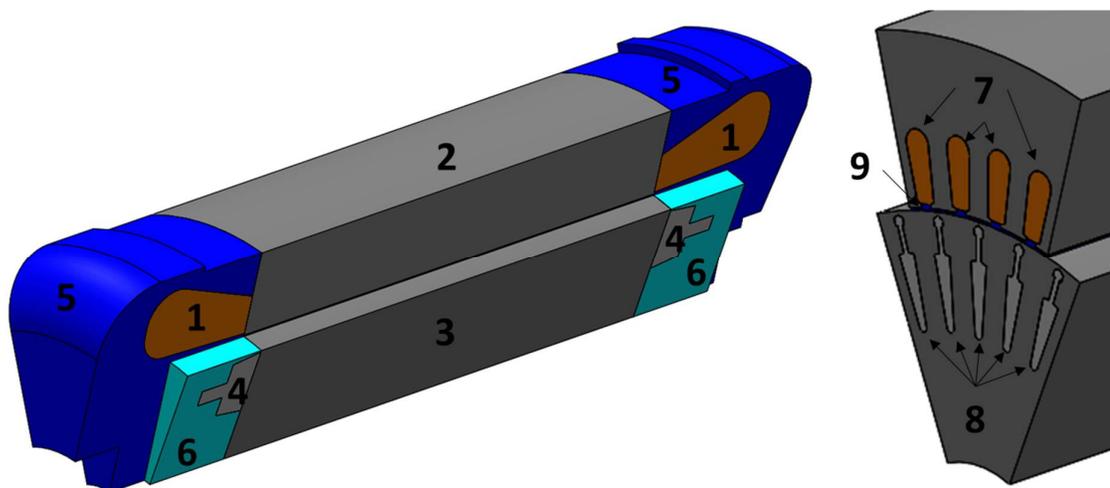
Como espera-se que a influência da região da cabeça de bobina no entreferro seja maior para entreferros mais espessos, a simulação foi realizada considerando o entreferro mais espesso avaliado no modelo de cilindros lisos (espessura de 4mm), além do domínio do entreferro foram modelados também o pacote de chapas do rotor, os anéis de curto dianteiro e traseiro em conjunto com as barras de alumínio do rotor, o pacote de chapas do estator, as duas cabeças de bobina em conjunto com a bobina na ranhura do estator, e as regiões de ar no *endspace*. Na Figura 43 é apresentada a geometria simplificada do interior de um motor elétrico fechado. As cabeças de bobina (1) e a bobina presente na ranhura do estator são as regiões destacadas com a cor laranja, os pacotes de chapa do rotor (2) e do estator (3) estão destacados pela cor cinza escuro. A cor cinza claro representa a barra do rotor e os anéis de curto (4) existentes, são nestes anéis que estão localizadas as pás que geram a circulação de ar no interior do motor.

Devido ao fato de que o rotor apresenta uma velocidade angular não nula e da presença das aletas e dos pinos na ponta do anel de curto, é necessário dividir a região de ar em dois domínios, um estacionário (5) e um rotativo (6). Além disto para reduzir o tamanho da malha no *endspace* o domínio estacionário foi dividido em dois

domínios, o menor, nas proximidades do entreferro e o maior engloba todos os outros componentes internos do motor. Nesta figura é também apresentada uma seção transversal do pacote de chapas do rotor e do estator, na qual é possível observar a bobina na ranhura do estator (7), as barras do rotor (8) e também o entreferro (9).

Nesta análise foi também analisado os perfis de velocidade, pressão e temperatura no início do entreferro e também no meio do entreferro. Além disso, foi avaliado a influência da região inicial na dissipação térmica do entreferro.

Figura 43 – Geometria do modelo numérico para a simulação do interior de um motor elétrico (esq.), seção transversal do pacote de chapas (dir.).



Fonte: Próprio autor.

Os materiais utilizados em cada um dos domínios do modelo, bem como as suas propriedades são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 - Propriedades dos materiais utilizados na modelagem do interior de um motor elétrico.

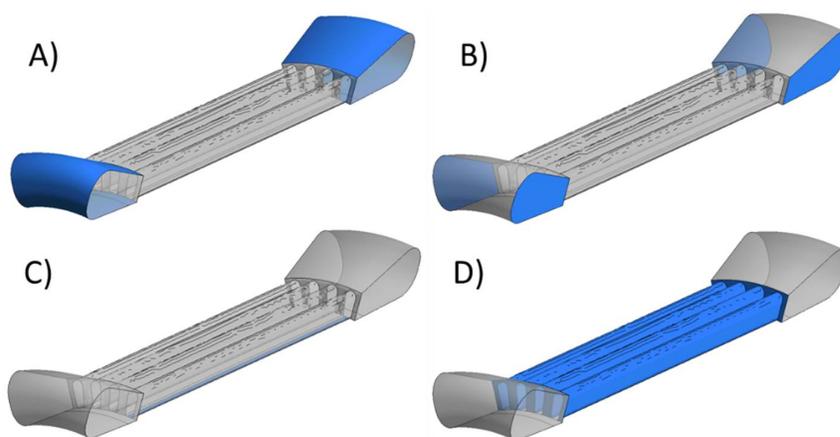
Domínio	Material	Propriedade	Unidade	Valor
Bobina	Cobre	k	$\frac{W}{m K}$	381
		ρ	$\frac{kg}{m^3}$	8890
		c_p	$\frac{J}{kg K}$	385
Pacote de chapas do rotor e do estator	Aço	k	$\frac{W}{m K}$	41.5
		ρ	$\frac{kg}{m^3}$	7800
		c_p	$\frac{J}{kg K}$	455.5
Anel de curto do rotor e barras do rotor	Alumínio	k	$\frac{W}{m K}$	234.2
		ρ	$\frac{kg}{m^3}$	2705
		c_p	$\frac{J}{kg K}$	900
Domínios da região da cabeça de bobina e entreferro	Ar	ρ	$\frac{kg}{m^3}$	1.185
		c_p	$\frac{J}{kg K}$	1004.4
		k	$\frac{W}{m K}$	26.1 * 10^{-3}
		ν	$Pa * s$	1.83 * 10^{-5}

5.1.2.1.1 Condições de contorno na bobina

As localizações das condições de contorno utilizadas no domínio da bobina são apresentadas na Figura 44. Nesta figura é possível observar que foram utilizadas quatro condições de contorno no domínio da bobina, no quadro "A" está destacada a

condição de contorno utilizada para modelar a transferência de calor entre a cabeça de bobina e a parte estacionária da região da cabeça de bobina, esta é uma condição de interface entre fluido e sólido. Um cuidado que deve ser tomado nas interfaces é o de especificar o ângulo de abertura de cada um dos lados da interface. Como pode ser observado na Figura 43 nem todos os domínios do modelo apresentam o mesmo ângulo, isto se deve ao fato de que o número de ranhuras do estator não é divisível pelo número de pinos e aletas presentes no rotor. Os ângulos de abertura dos componentes atrelados ao rotor e ao estator são de 42° e 54° respectivamente. No quadro “B” estão destacadas as faces nas quais foram aplicadas uma condição de periodicidade. Assim como o quadro “A”, no quadro “C” a condição de contorno aplicada é uma interface entre fluido e sólido, porém neste caso representa a interface entre a bobina presente na ranhura do estator e o entreferro do motor. No quadro “D” a condição aplicada é uma interface entre dois sólidos, que neste caso representa a interface entre a bobina e o pacote de chapas do estator. Além das quatro condições que foram aplicadas na superfície da bobina, foi também aplicada uma condição de geração de calor uniforme no seu volume. O valor da geração de calor aplicada na bobina foi obtido utilizando rotinas de cálculo do comportamento elétrico do motor, sendo a quantidade de calor gerada na bobina exclusivamente devido aos efeitos joules causados pela circulação de uma corrente elétrica.

Figura 44 – Localizações das condições de contorno utilizadas no domínio da bobina.



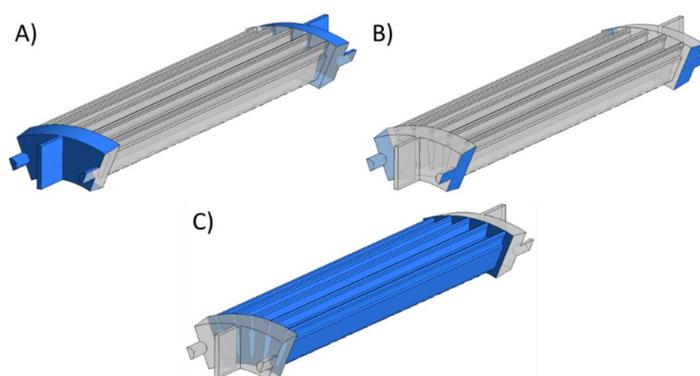
Fonte: Próprio autor

5.1.2.1.2 Condições de contorno na gaiola do rotor

As localizações das condições de contorno empregadas no domínio do anel de curto e das barras do rotor são apresentadas na Figura 45. No quadro “A” as superfícies destacadas representam a interface entre o anel de curto e a porção rotativa da região da cabeça de bobina, portanto foi aplicada uma interface entre fluido e sólido. Nas superfícies destacadas no quadro “B” foi aplicada uma condição de periodicidade e no quadro “C” as superfícies destacadas representam a interface entre a gaiola do rotor, formado pelas barras e pelos anéis de curto, e o pacote de chapas do rotor.

Assim como na bobina, além das condições de contorno nas superfícies, aplicou-se uma geração de calor uniforme em toda a gaiola do rotor. Assim como acontece na bobina do estator, existe uma corrente elétrica circulando na gaiola do rotor, e portanto, há uma geração de calor devido aos efeitos joules, sendo o valor obtido também a partir de rotinas de cálculo do desempenho elétrico do motor. Como este é um componente que apresenta uma velocidade angular não nula, o domínio é modelado como sendo um domínio rotativo, e a velocidade angular deste domínio é de 1800 *rpm*.

Figura 45 – Localização das condições de contorno utilizadas no domínio do anel de curto e das barras do rotor.



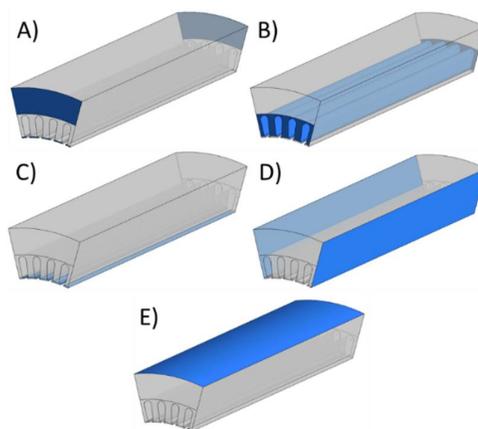
Fonte: Próprio autor.

5.1.2.1.3 Condições de contorno no pacote de chapas do estator

Na Figura 46 são apresentadas as localizações das condições de contorno aplicadas no domínio do pacote de chapas do estator. Como pode ser observado

nesta figura, foram aplicadas 5 condições de contorno nas superfícies deste domínio. No quadro “A” é apresentada a localização da interface entre o pacote de chapas do estator e a região estacionária da região da cabeça de bobina, portanto a condição aplicada é uma interface entre um fluido e um sólido. No quadro “B” são destacadas as faces que estão em contato com a bobina, sendo, portanto, necessária a utilização de uma condição de interface entre dois sólidos. Assim como no quadro “A”, a condição aplicada nas superfícies destacadas no quadro “C” é uma interface entre fluido e sólido, que neste caso, modela a transferência de calor entre o pacote de chapas do estator e o entreferro. No quadro “D” nas superfícies destacadas foi aplicada uma condição de periodicidade, por último no quadro “E” a superfície em destaque representa a interface entre o pacote de chapas do estator e a carcaça. Devido ao fato de que a espessura da carcaça é muito pequena em relação ao seu raio interno, é possível afirmar que a resistência de convecção na superfície da carcaça é muito maior que a resistência de condução radial na carcaça, sendo assim possível, neste modelo, aplicar diretamente a convecção sobre a superfície do estator. Portanto, a condição de contorno aplicado na superfície destacada no quadro “E”, é uma parede com o valor do coeficiente convectivo e a temperatura de referência prescritos, estes valores são apresentados na Tabela 10. O valor utilizado é um valor médio do coeficiente convectivo sobre a carcaça para esta configuração de motor elétrico. Em um motor elétrico, sabe-se que o valor do coeficiente convectivo é dependente principalmente da posição ao longo do comprimento do motor, bem como de obstruções existentes, porém esta variação irá impactar somente na distribuição da temperatura nos componentes internos do motor, tendo um pequeno impacto no valor médio da temperatura dos mesmos. No pacote de chapas do estator também foi aplicada uma geração de calor volumétrica uniforme, esta geração é devido à oscilação do campo magnético gerado pela passagem da corrente elétrica na bobina do rotor, sendo o seu valor determinado utilizando rotinas de cálculo do desempenho elétrico do motor.

Figura 46 - Condições de contorno aplicadas no domínio do pacote de chapas do estator.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 10 - Valor da temperatura e do coeficiente convectivo aplicados na condição de parede do pacote de chapas do estator.

Parâmetro	Unidade	Valor
Coeficiente convectivo	$\frac{W}{m^2 K}$	60
Temperatura	$^{\circ}C$	25

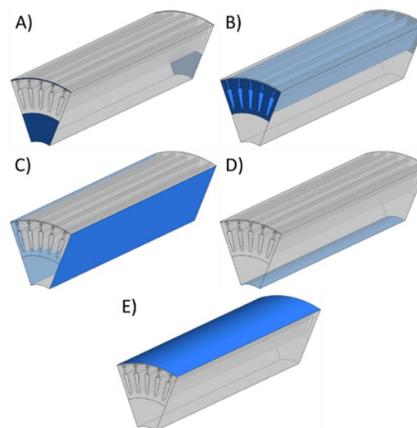
5.1.2.1.4 Condições de contorno no pacote de chapas do rotor

Na Figura 47 são apresentadas as localizações das condições de contorno aplicadas no domínio do pacote de chapas do rotor. Assim como no domínio do pacote de chapas do estator, foram aplicadas 5 condições de contorno nas superfícies deste domínio. No quadro “A” é apresentada a localização da interface entre o pacote de chapas do estator e a região rotativa da região da cabeça de bobina, devido a isto, a condição de contorno aplicada foi uma interface entre fluido e sólido. No quadro “B” as faces destacadas, são as faces que estão em contato com a gaiola do rotor, portanto, foi aplicada como condição de contorno uma interface entre dois sólidos. No quadro “C”, nas superfícies em destaque foi aplicada uma condição de periodicidade. Na superfície em destaque no quadro “D” foi aplicada uma parede adiabática com uma velocidade relativa nula, ou seja, a velocidade da parede é a mesma que a do domínio. E na superfície destacada no quadro “E” representa a interface entre o

pacote de chapas do rotor e o entreferro, portanto, aplicou-se uma condição de interface entre fluido e sólido.

Assim como aplicado nos outros domínios sólidos deste modelo, foi aplicada uma geração de calor uniforme em todo o volume do pacote de chapas do rotor. A geração de calor existente no pacote de chapas do rotor é devido ao mesmo efeito que o observado na geração de calor no pacote de chapas do estator, sendo o seu valor obtido através de rotinas de cálculo elétrico desenvolvidas internamente. Assim como a gaiola do rotor, o pacote de chapas do rotor também apresenta uma velocidade angular não-nula, sendo assim, este domínio também é modelado como sendo um domínio rotativo, e a sua velocidade angular é a mesma que a da gaiola do rotor.

Figura 47 - Localização das condições de contorno do domínio do pacote de chapas do rotor.



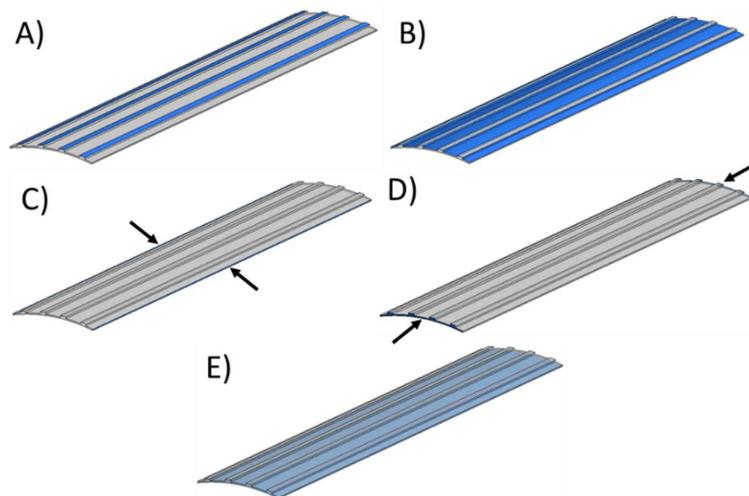
Fonte: Próprio autor.

5.1.2.1.5 Condições de contorno no entreferro

As localizações das condições de contorno do entreferro são apresentadas na Figura 48. As superfícies destacadas no quadro “A” são as faces que estão em contato com a bobina presente dentro da ranhura do pacote de chapas do rotor, sendo assim, a condição de contorno aplicada é uma interface entre fluido e sólido. Esta mesma condição é aplicada nas superfícies destacadas no quadro “B”, pois elas são as faces do entreferro que estão em contato com o pacote de chapas do estator. Nas superfícies indicadas no quadro “C” aplica-se uma condição de periodicidade, e nas faces indicadas no quadro “D” é aplicada uma condição de interface entre dois fluidos

estacionários, pois estas são as faces em contato com o domínio estacionário da região da cabeça de bobina. E no quadro “E” a superfície em destaque está em contato com o rotor, portanto, nesta localização aplica-se uma interface entre um fluido e um sólido. Em função do fato de que o entreferro está sendo modelado como um domínio estacionário, é preciso especificar a velocidade angular na superfície em contato com o pacote de chapas do rotor, a velocidade especificada é de 1800 *rpm*. Devido aos ressaltos presentes na região do contato do entreferro com o pacote de chapas do estator, o ângulo de abertura utilizado para modelar o entreferro é igual ao ângulo de abertura do pacote de chapas do estator.

Figura 48 - Localização das condições de contorno do domínio do entreferro.



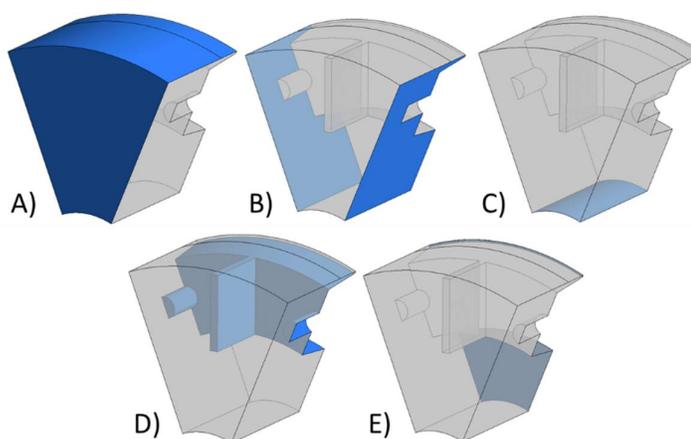
Fonte: Próprio autor.

5.1.2.1.6 Condições de contorno no domínio rotativo da região da cabeça de bobina

Na Figura 49 são apresentadas as localizações das condições de contorno aplicadas no domínio rotativo da região da cabeça de bobina. As faces destacadas no quadro “A” representam a divisão entre o domínio rotativo e o domínio estacionário da região da cabeça de bobina, e assim, a condição de contorno utilizada é uma interface entre dois fluidos com velocidades angulares diferentes. Nas superfícies destacadas no quadro “B” aplica-se uma condição de periodicidade. Na face destacada no quadro “C”, aplica-se uma condição de parede adiabática com velocidade relativa nula. As

superfícies em destaque nos quadros “D” e “E” são as superfícies que estão em contato com o anel de curto do rotor e com o pacote de chapas do rotor, respectivamente. Portanto, em ambas as localizações se aplica uma interface entre sólido e fluído. Assim como o pacote de chapas do rotor e na gaiola do rotor, este é um domínio rotativo, portanto, ele apresenta uma velocidade angular, que neste caso é igual à velocidade angular do pacote de chapas do rotor.

Figura 49 - Localização das condições de contorno do domínio rotativo da região da cabeça de bobina.



Fonte: Próprio autor.

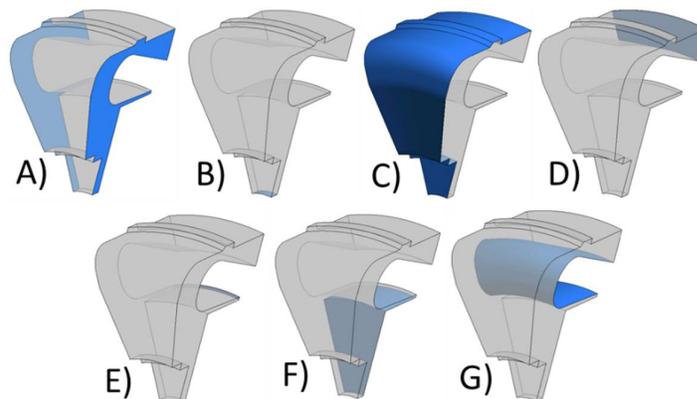
5.1.2.1.7 Condições de contorno nos domínios estacionários da região da cabeça de bobina

Como a parte estacionária da região da cabeça de bobina foi dividida em duas, uma próxima do entreferro e outra longe do entreferro, as localizações das condições de contorno do porção mais afastada do entreferro são apresentadas na Figura 50 e as localizações das condições de contorno da região mais próxima do entreferro são apresentadas na Figura 51.

Nas faces destacadas no quadro “A” da Figura 50, é aplicada uma condição de periodicidade. No quadro “B” da mesma figura, a condição aplicada é a de uma parede adiabática com uma velocidade angular de 1800 rpm . A mesma condição de contorno aplicada na superfície destacada no quadro “E” da Figura 46 é aplicada nas superfícies do quadro “C” da Figura 50. A superfície em destaque no quadro “D” está

em contato com o pacote de chapas do estator, portanto, uma condição de interface entre fluido e sólido é aplicada. Esta mesma condição é aplicada nas superfícies destacadas no quadro “G”, tendo em vista que nesta localização a interface é com a cabeça de bobina. Nas superfícies destacadas nos quadros “E” e “F” é aplicada uma condição de interface entre dois fluídos estacionários e entre um fluído estacionário e um fluído rotativo respectivamente. A faces destacada no quadro “E” representa a divisão entre o domínio estacionário longe do entreferro e o domínio estacionário próximo do entreferro, e as faces destacadas no quadro “F” representam a divisão entre o domínio estacionário e o domínio rotativo da região da cabeça de bobina.

Figura 50 - Localização das condições de contorno na parte estacionária da região da cabeça de bobina longe do entreferro.

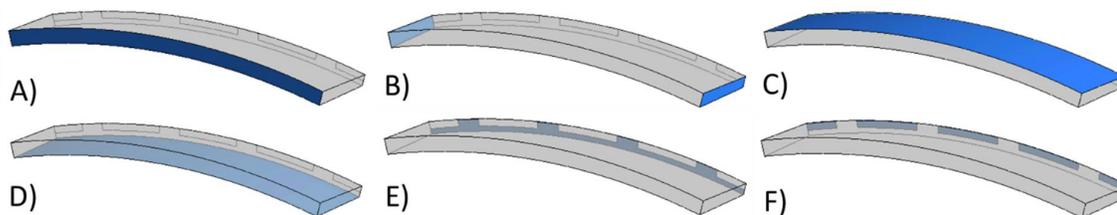


Fonte: Próprio autor.

No quadro “A” da Figura 51 é destacada a face da divisão do domínio estacionário próximo do entreferro e o domínio estacionário longe do entreferro, assim, nesta face é aplicada uma condição de interface entre dois domínios fluídos estacionários. Nas superfícies destacadas no quadro “B” uma condição de periodicidade é aplicada. A face destacada no quadro “C” representa o contato do domínio estacionário próximo do entreferro com a cabeça de bobina, portanto a condição imposta é a de interface entre um domínio sólido e um domínio fluído. A mesma condição é aplicada na superfície do quadro “D”, porém neste caso como a interface é com o anel de curto do rotor é necessário aplicar uma velocidade angular de 1800 *rpm* nesta superfície. A face em destaque no quadro “E” é a interface com o entreferro e portanto a condição de contorno aplicada é igual a condição da face do

quadro “A” e as faces do quadro “F” são a interface com o estator, portanto, a condição imposta é a mesma que a aplicada na superfície destacada no quadro “C”.

Figura 51 - Localização das condições de contorno na parte estacionária da região da cabeça de bobina próximo do entreferro.

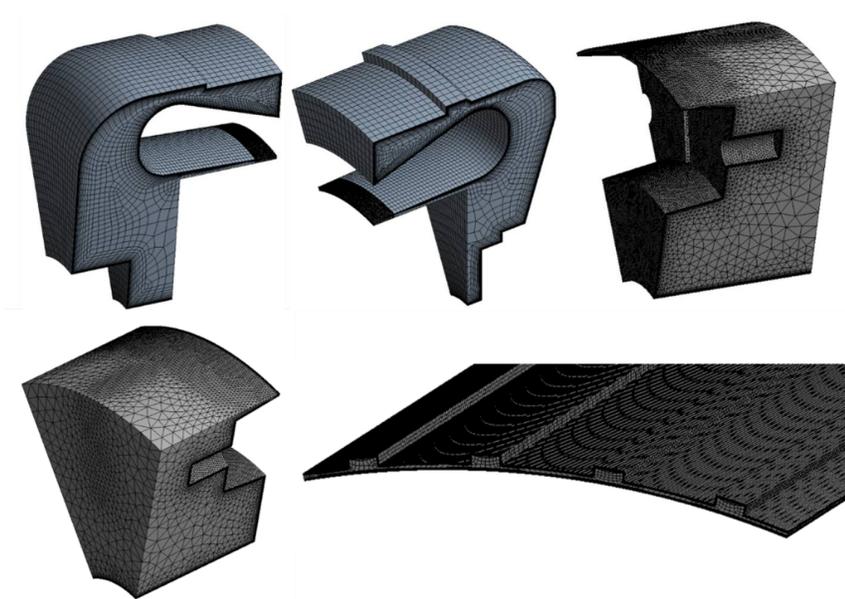


Fonte: Próprio autor.

5.1.2.1.8 Malhas dos domínios modelados

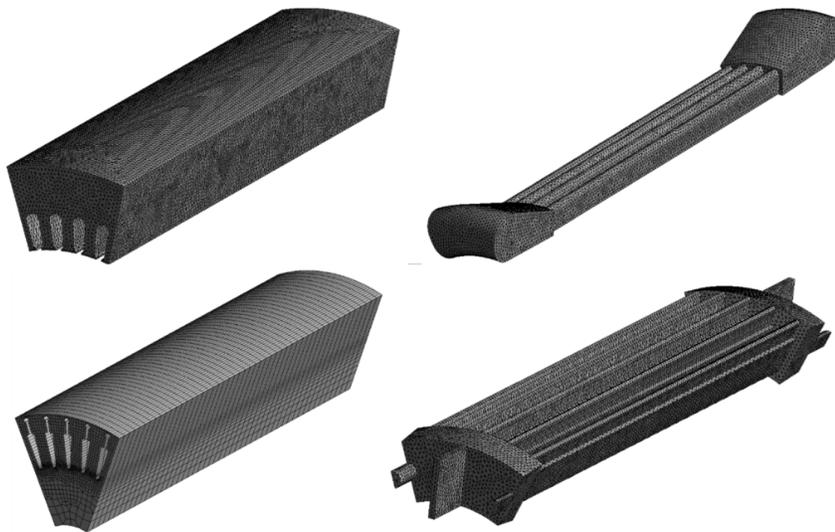
Na Figura 52 são apresentadas as malhas dos domínios fluídos e na Figura 53 são apresentadas as malhas dos domínios sólidos. Nelas é possível verificar que para a malha do domínio estacionário mais longe do entreferro utiliza-se uma malha hexaédrica, este mesmo tipo de malha foi também utilizado no domínio do pacote de chapas do rotor. Nas demais regiões foi utilizada uma malha tetraédrica devido a maior complexidade destas geometrias. Na Tabela 11 são apresentados o tamanho das malhas para cada um dos domínios bem como os valores médios e máximos de y^+ nos domínios fluídos.

Figura 52 - Malhas dos domínios fluídos.



Fonte: Próprio autor.

Figura 53 - Malha dos domínios sólidos.



Fonte: Próprio autor.

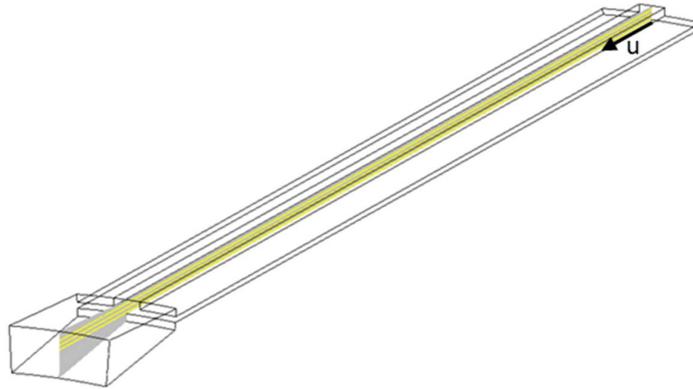
Tabela 11 - Tamanho da malha dos domínios modelados e valor de y^+ .

Domínio	Número de nós	y^+ médio	y^+ máximo
Bobina	37,580	-	-
Gaiola do rotor	45,631	-	-
Pacote de chapas do estator	104,970	-	-
Pacote de chapas do rotor	87,924	-	-
Entreferro	3,053,930		
Domínio rotativo da região da cabeça de bobina	569,789	0.124	0.475
Domínio estacionário da região da cabeça de bobina longe do entreferro	217,980	0.147	1.456
Domínio estacionário da região da cabeça de bobina próximo do entreferro	66,916	0.167	0.380

5.1.2.1.9 Análise do escoamento no início do entreferro

No plano apresentado na Figura 54 foram traçadas linhas verticais espaçadas em 2.5mm. Nestas linhas foram traçados perfis das seguintes propriedades: Pressão estática, temperatura, componente axial da velocidade e o módulo da velocidade.

Figura 54 - Plano central no entreferro onde foram traçados os perfis das propriedades.

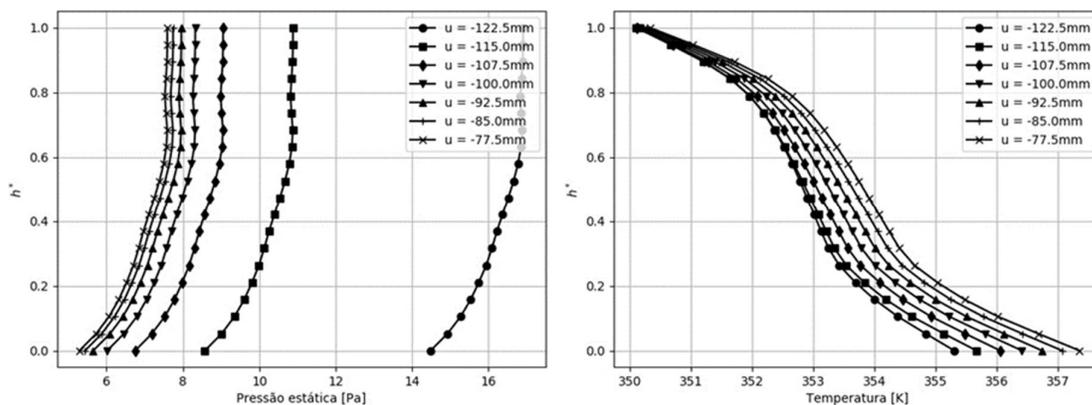


Fonte: Próprio autor

Para analisar o escoamento no início do entreferro foram mensurados os perfis em sete posições. Na Figura 55 são apresentados os perfis para a temperatura e para a pressão estática. Nestes gráficos a posição vertical foi adimensionalizada e normalizada utilizando a equação (5.12).

$$h^* = \frac{y - \min(y)}{\max(y) - \min(y)}. \quad (5.12)$$

Figura 55 - Perfis da pressão estática e da temperatura no início do entreferro.

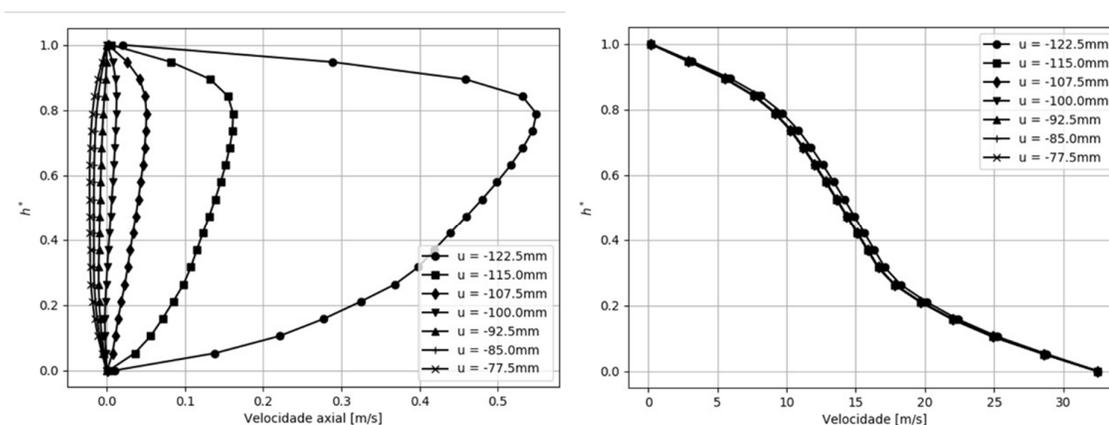


Fonte: Próprio autor

Analisando as curvas, é possível verificar que a variação da temperatura ao longo do entreferro é muito menor que a variação observada no valor da pressão

estática. É possível verificar que devido à presença de uma região adjacente ao entreferro há um incremento significativo da pressão na região inicial do entreferro, porém este impacto tem efeito somente nos 25mm iniciais do entreferro. Apesar de o impacto observado na temperatura ser menor, é possível verificar que a influência, das regiões externas ao entreferro, na temperatura apresenta uma maior penetração no entreferro, sendo que, não foi observado uma estabilização do valor da temperatura dentro dos primeiros 50mm do entreferro. Na Figura 56 são apresentados os perfis da componente axial da velocidade e também do módulo da velocidade no início do entreferro.

Figura 56 - Perfis da componente axial da velocidade e do módulo da velocidade no início do entreferro.



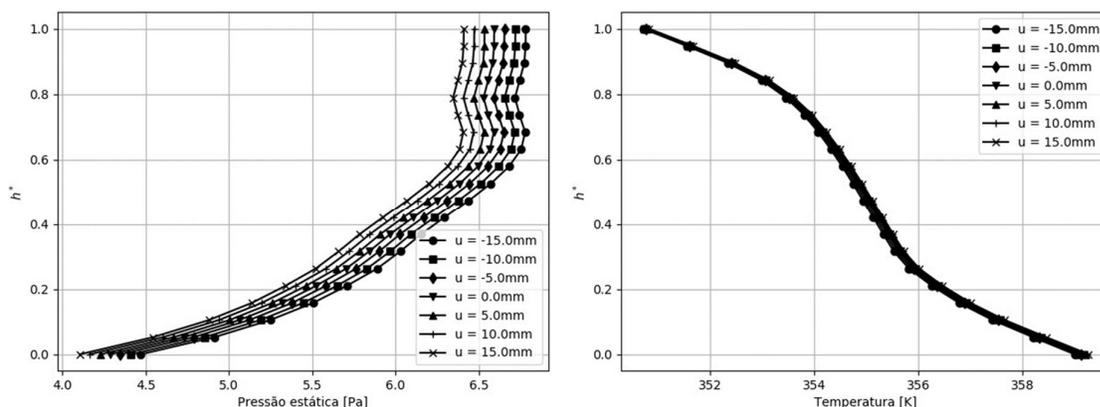
Fonte: Próprio autor

Nesta figura é possível observar que o impacto, das regiões externas ao entreferro, no módulo da velocidade é pequeno. Somente na extremidade do entreferro ($u=-122.5\text{mm}$) é que foi possível observar uma pequena alteração do perfil do módulo da velocidade. Porém o mesmo não pode ser dito em relação à componente axial do vetor velocidade, semelhante ao que foi observado na pressão estática é há uma variação significativa desta componente ao longo das porções iniciais do entreferro.

5.1.2.1.10 Análise do escoamento no meio do entreferro

A mesma análise feita para a porção inicial do entreferro, foi também realizada para a porção central. Na Figura 57 são apresentados os perfis da pressão estática e também da temperatura na região central do entreferro. Nesta figura é possível observar que não há nenhuma alteração da temperatura entre as diferentes posições avaliadas, ou seja, o gradiente da temperatura ao longo do comprimento do entreferro na porção central é aproximadamente nulo. Nos perfis de pressão é possível observar que há uma pequena variação da pressão ao longo do comprimento do entreferro, e o valor médio do gradiente de pressão observado nesta região é de 0.012 Pa/mm , gradiente este muito pequeno, e que pode ser considerado aproximadamente nulo.

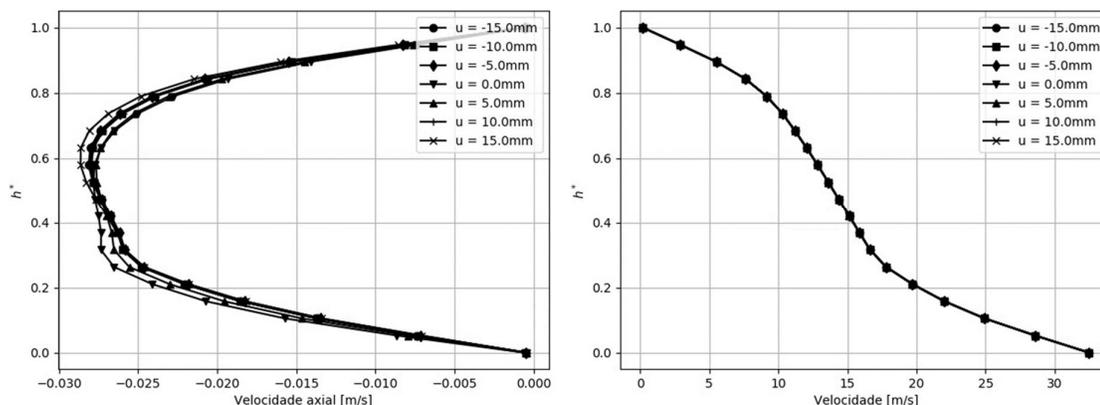
Figura 57 - Perfis da pressão estática e da temperatura na porção central do entreferro.



Fonte: Próprio autor.

Os perfis da componente axial da velocidade e do módulo da velocidade são apresentados na Figura 58. Nesta figura é possível verificar que, assim como no caso da temperatura, o módulo da velocidade não apresentou variações ao longo do comprimento do entreferro na sua porção central. Pode-se também observar que houveram sutis variações nos perfis da componente axial da velocidade, porém estas variações são muito pequenas, portanto, em ambos os casos pode-se verificar que o gradiente destas propriedades ao longo da porção central do entreferro é nulo.

Figura 58 - Perfis da componente axial da velocidade e do módulo da velocidade na porção central do entreferro.

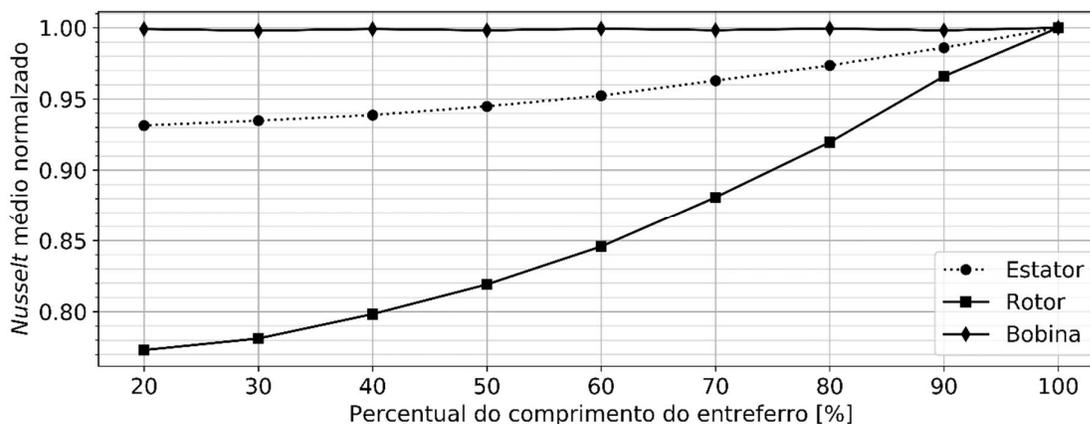


Fonte: Próprio autor

5.1.2.1.11 Impacto da região de entrada no comportamento térmico do entreferro

Além de analisar os perfis das propriedades ao longo do comprimento foi também avaliado o impacto das extremidades no comportamento térmico do entreferro. Para isto foram avaliados os valores locais do *Nusselt* na superfície do rotor, da bobina e do estator ao longo do comprimento do entreferro. Com estes valores foi possível calcular o valor médio do *Nusselt* nestas três superfícies em função do percentual do comprimento do entreferro utilizado para calcular os valores médios. Na Figura 59 os valores de *Nusselt* médio são apresentados normalizados, sendo esta normalização feita através da divisão pelo valor calculado considerando todo o entreferro. Os valores do *Nusselt* médio nesta situação são apresentados na Tabela 12. Nesta figura é possível notar que na bobina não houve nenhum impacto das regiões externas no valor do *Nusselt*, porém o mesmo não pode ser afirmado para as superfícies do rotor e do estator, superfícies estas que apresentaram uma variação de até 25% se comparado o uso de somente a parte central do entreferro em relação ao uso de toda a sua extensão.

Figura 59 - Valor normalizado do *Nusselt* médio em função do percentual do comprimento utilizado para o seu cálculo.



Fonte: Próprio autor.

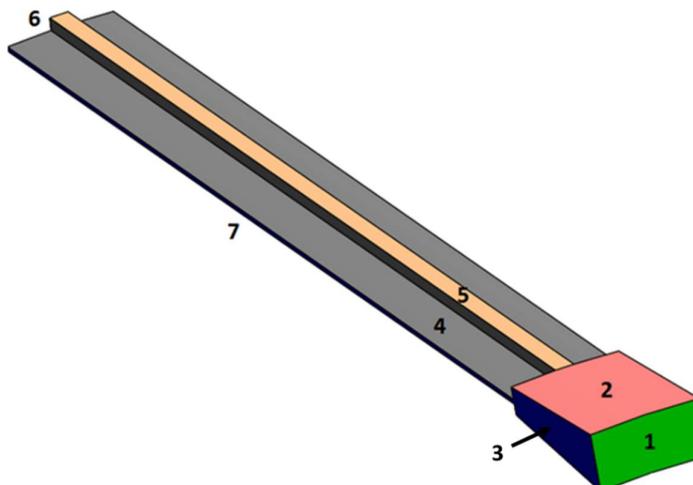
Tabela 12 - *Nusselt* médio utilizando todo o comprimento do estator para o seu cálculo.

<i>Nusselt</i> médio na bobina	2.901
<i>Nusselt</i> médio no estator	4.754
<i>Nusselt</i> médio no rotor	4.430

5.1.2.2 *Análise da malha*

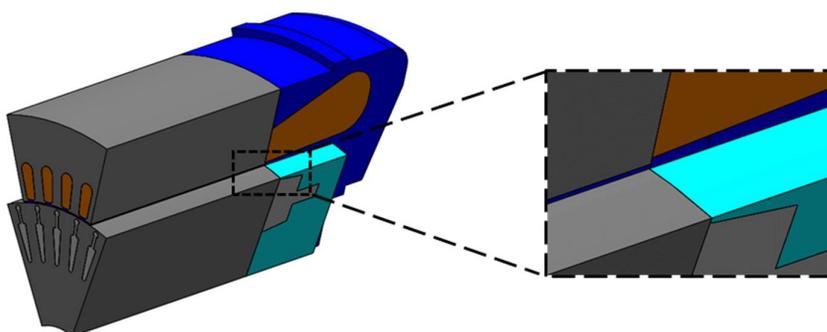
Devido aos resultados observados na seção anterior, onde foi observado que no centro do entreferro os gradientes das variáveis podem ser considerados nulos e de que há a necessidade de se modelar uma parte da porção externa ao entreferro, é possível então utilizar a geometria apresentada na Figura 60 para modelar o entreferro com os ressaltos na superfície do estator. Nesta figura é possível observar que além da geometria do entreferro do motor foi também modelada uma pequena porção da região da região da cabeça de bobina. Esta porção corresponde a área compreendida entre o anel de curto do motor e a bobina, esta região pode ser observada na Figura 61, pois conforme observado anteriormente a componente do escoamento normal à esta superfície é pequena, e portanto esta localização não irá impactar no escoamento presente no interior do entreferro. Nesta figura é possível também identificar as localizações de cada uma das condições de contorno aplicadas no modelo.

Figura 60 - Modelo do entreferro com os ressaltos na superfície do estator.



Fonte: Próprio autor.

Figura 61 - Região entre o anel de curto e a cabeça de bobina.



Fonte: Próprio autor.

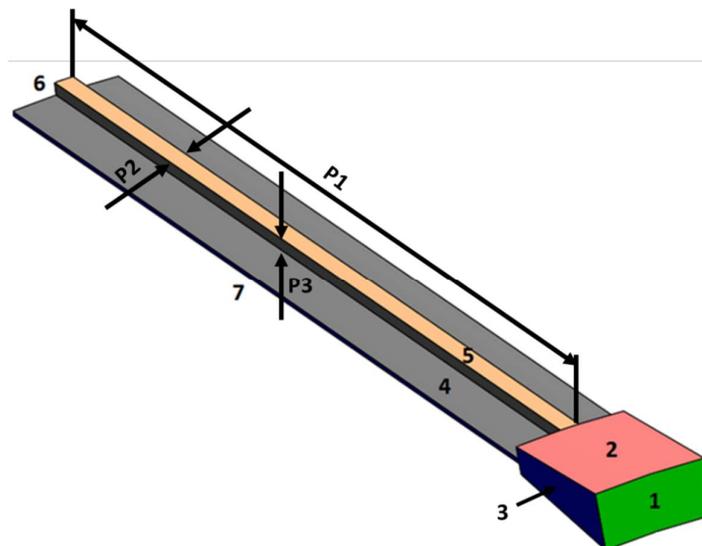
As condições de contorno utilizadas neste modelo são apresentadas na Tabela 13. O valor da temperatura na superfície 1 é o valor da média volumétrica da temperatura no interior do entreferro, assim, este valor é atualizado a cada iteração da simulação. Como a superfície 7 é a superfície que se encontra em contato com o rotor, esta é uma superfície rotativa, portanto a velocidade aplicada é uma velocidade angular. Os valores de temperatura especificados representam uma média dos valores temperatura medidos experimentalmente para motores deste tamanho na WEG.

Tabela 13 - Condições de contorno aplicadas para modelar o entreferro com o ressalto na superfície do estator.

Superfície	Condição	Características
1	Opening	$P_{total} = 7.5 Pa$
		$T_{opening} = \overline{T_{entreferro}}$
2	Parede	$u_w = 0 \frac{m}{s}$
		$T_w = 355 K$
3	Periodicidade	
4	Parede	$u_w = 0 \frac{m}{s}$
		$T_w = 350 K$
5	Parede	$u_w = 0 \frac{m}{s}$
		$T_w = 360 K$
6	Simetria	
7	Parede	$u_w = 1800 rpm$
		$T_w = 380 K$

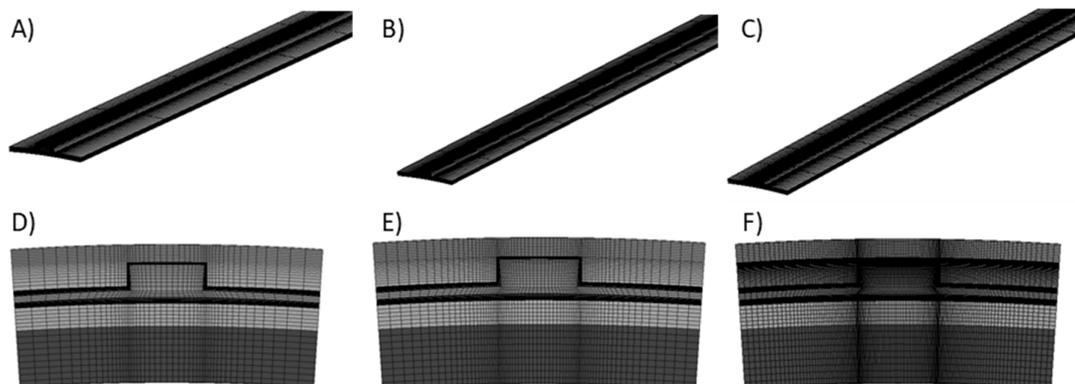
Para analisar o impacto da malha no escoamento e no comportamento térmico do entreferro foram avaliados três parâmetros, o número de divisões da malha ao longo do comprimento do entreferro (P1), o tamanho do elemento na largura do ressalto na superfície do estator (P2), e o tamanho do elemento na altura do ressalto na superfície do estator (P3). Estes três parâmetros são apresentados na Figura 62. Para todos os parâmetros analisados, foram utilizados três níveis igualmente espaçados. P1 variou entre 20 e 60 divisões, P2 variou entre 0.05 e 0.15mm e o parâmetro P3 variou entre 0.025 e 0.1mm. Algumas das malhas geradas podem ser visualizadas na Figura 63. É possível observar nesta figura, que a malha gerada é composta exclusivamente por elementos hexaédricos, é preciso ressaltar também que foi fixado o valor da altura do primeiro elemento na superfície das paredes, de forma que o valor de y^+ fosse inferior à 1. As malhas “A”, “B”, “C” apresentam os três diferentes níveis de número de divisões utilizados. As malhas “D”, “E” e “F” apresentam os três tamanhos de elementos utilizados na altura e na largura do ressalto.

Figura 62 - Parâmetros utilizados na análise de malha do modelo do entreferro com ressaltos.



Fonte: Próprio autor.

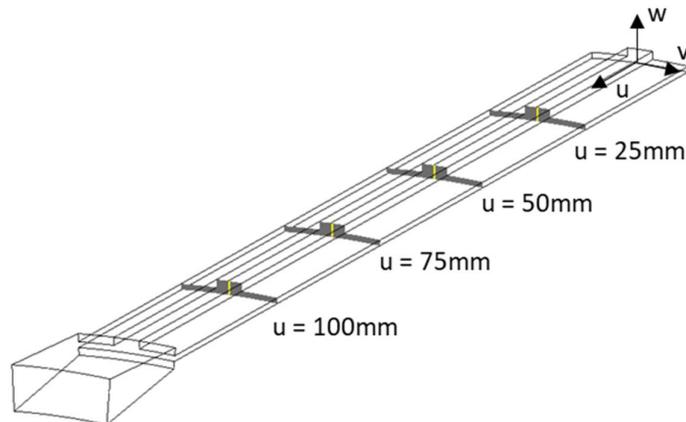
Figura 63 - Exemplos das malhas geradas



Fonte: Próprio autor

Para avaliar a influência da malha, foram traçadas quatro linhas verticais ao longo do comprimento do entreferro e comparado os perfis de velocidade. Além disto, foi avaliado o valor médio do *Nusselt* nas superfícies do rotor, do estator e da bobina e o valor da perda mecânica na superfície do rotor, sendo o valor da perda mecânica calculado conforme a equação (5.13). Na Figura 64 são apresentados os locais de onde foram retirados os quatros perfis.

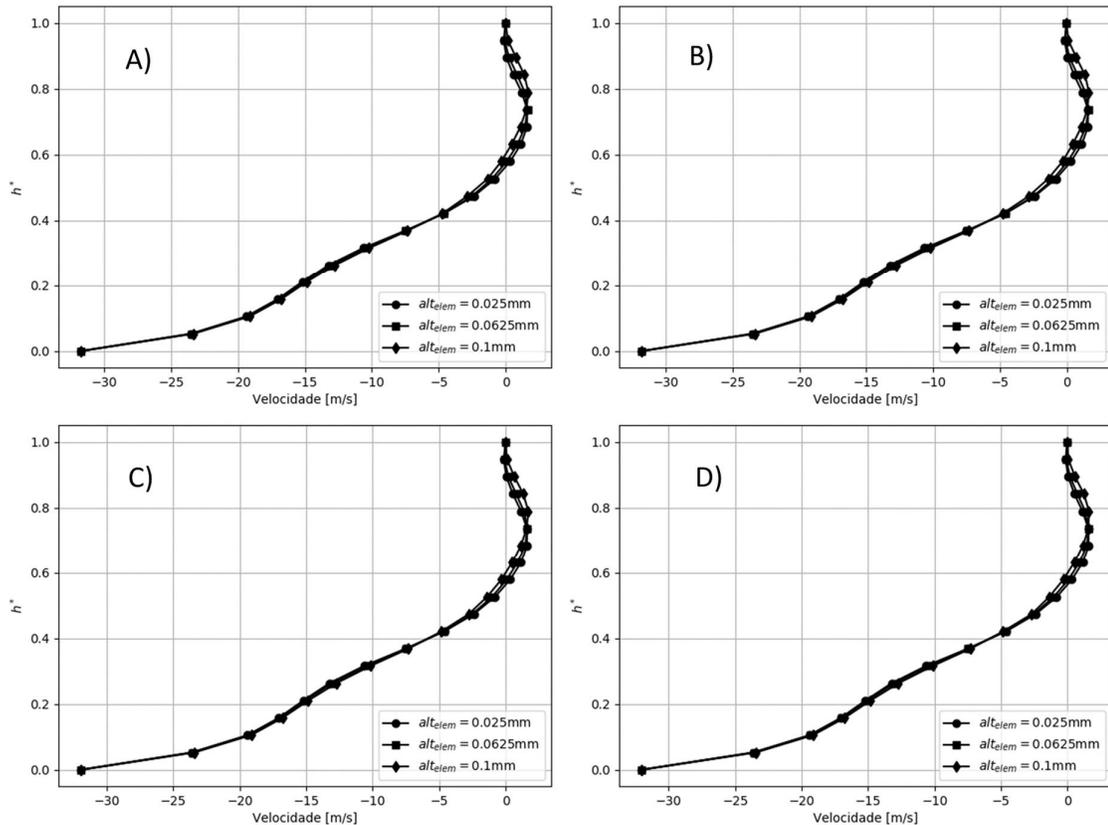
Figura 64 - Posição onde foram traçadas as linhas verticais para avaliar o perfil de velocidade.



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 65 são apresentados os perfis da componente na direção “v” velocidade em função do tamanho do elemento ao longo da altura do ressalto. Os perfis apresentados nos quadros “A”, “B”, “C” e “D” foram avaliados nas linhas traçadas nos planos onde u é igual à 25, 50, 75 e 100mm respectivamente. Nesta figura é possível verificar que os perfis são iguais independentemente da posição de onde foram retirados. Pode-se observar também que somente a partir de h^* acima de 0.5 existem diferenças entre os perfis dos três tamanhos de malha.

Figura 65 - Perfil de velocidade em função do tamanho da malha na altura do ressalto.

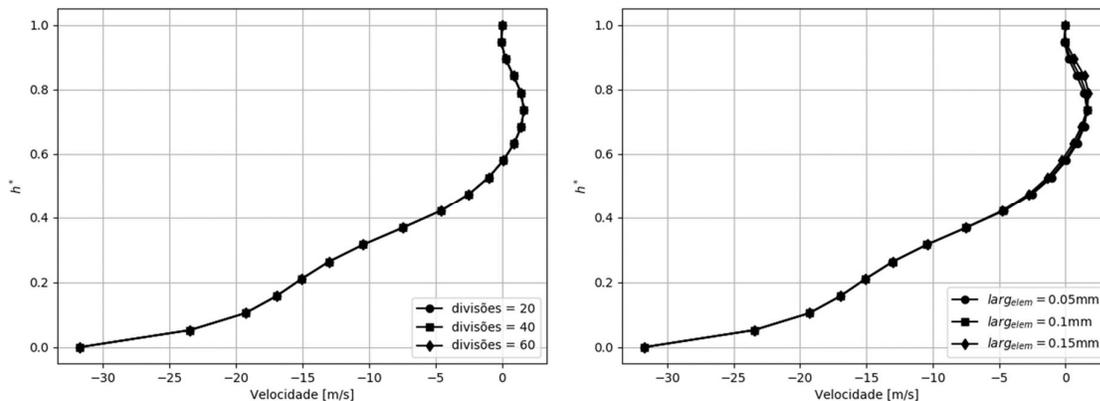


Fonte: Próprio autor.

Na Figura 66 são apresentados os perfis de velocidade em função do número de divisões e do tamanho dos elementos na largura do ressalto. Como observado na Figura 65 os perfis não apresentaram variações em função da posição no entreferro, portanto serão apresentados somente os perfis para a linha posicionada no plano mais próximo do centro do entreferro.

Como é possível observar, o número de divisões não apresentou alteração nenhuma nos perfis de velocidade. Analisando os perfis de velocidade em função do tamanho do elemento na largura do ressalto é possível observar que assim como na altura, houve uma pequena alteração do perfil de velocidade na porção superior do entreferro, neste caso, somente acima de $h^* = 0.7$. Porém devido a magnitude destas alterações serem muito pequenas é possível verificar que as malhas testadas não apresentaram uma influência significativa no perfil de velocidade no interior do entreferro.

Figura 66 - Perfis de velocidade em função do número de divisões e do tamanho da malha na largura do ressalto.



Fonte: Próprio autor

As superfícies onde foram calculados os valores do número de *Nusselt* são apresentadas na Figura 67.

Figura 67 - Localização das superfícies onde foram calculados os valores do número de *Nusselt*.



Fonte: Próprio autor

Os resultados serão todos apresentados em termos da variação percentual da determinada propriedade em relação à malha mais refinada. Na Tabela 14 é apresentada a influência da malha no valor do *Nusselt* na superfície da bobina. Pode-se notar que em uma das condições não é apresentado nenhum valor, isto se deve ao fato de que o programa não conseguiu gerar uma malha com sucesso para esta configuração.

Nesta tabela é possível observar que o parâmetro mais impactante foi o tamanho do elemento na largura do ressalto do estator, sendo que foi observada uma

variação inferior à 1%, em relação à malha mais refinada, nas malhas onde o tamanho do elemento na largura do ressalto foi de 0.05mm.

Tabela 14 - Influência da malha no valor do *Nusselt* na superfície da bobina.

P3	P2	P1		
		20	40	60
0.025	0.05	1.35%		0.00%
0.025	0.1	2.63%	1.37%	1.44%
0.025	0.15	5.40%	4.23%	4.28%
0.0625	0.05	1.40%	0.50%	0.61%
0.0625	0.1	2.26%	1.29%	1.40%
0.0625	0.15	4.24%	3.38%	3.50%
0.1	0.05	1.58%	0.63%	0.84%
0.1	0.1	1.87%	1.02%	1.20%
0.1	0.15	3.50%	2.74%	2.89%

Foi observado também que o parâmetro mais impactante no valor do número de *Nusselt* na superfície do estator é o tamanho do elemento na altura do ressalto, sendo que foram observadas variações inferiores à 1%, em relação a malha mais refinada, para tamanhos de 0.025mm e 0.0625mm. O parâmetro que apresentou a maior influência no valor do número de *Nusselt* na superfície do rotor é o tamanho do elemento na largura do ressalto, porém mesmo este parâmetro somente apresentou um impacto superior à 1% no tamanho de 0.1mm.

Com base nos resultados acima, foi então possível definir a malha a ser utilizada nas simulações do modelo do entreferro com o ressalto na superfície do estator. Os parâmetros desta malha são apresentados na Tabela 15. Com esta malha, não foram observadas variações acima de 1% em nenhum dos parâmetros avaliados, e foi obtida utilizada uma malha 45% menor que a malha mais refinada.

Tabela 15 - Parâmetros da malha utilizada no modelo do entreferro com ressalto na superfície do estator.

Parâmetro	Valor
Número de divisões	40
Tamanho do elemento na largura do ressalto	0.05

Tamanho do elemento na altura do ressalto	0.0625
---	--------

5.1.3 COMPARATIVO ENTRE O MODELO DE CILINDROS CONCENTRICOS E O MODELO COM RESSALTOS

Com a análise da influência da malha é então possível comparar os dois métodos utilizados para modelar o entreferro de um motor elétrico fechado de fluxo radial. Para isto foram comparados os valores do *Nusselt* médio no entreferro nas superfícies do estator e do rotor para um número de *Taylor* de aproximadamente 27500. Os valores obtidos são apresentados na Tabela 16.

Tabela 16 - *Nusselt* médio na superfície do rotor e do estator para os dois modelos avaliados.

	<i>Nusselt</i> médio no rotor	<i>Nusselt</i> médio no estator
Modelo de cilindros concêntricos lisos	4.68	4.77
Modelo com ressaltos na superfície do estator	4.76	5.56

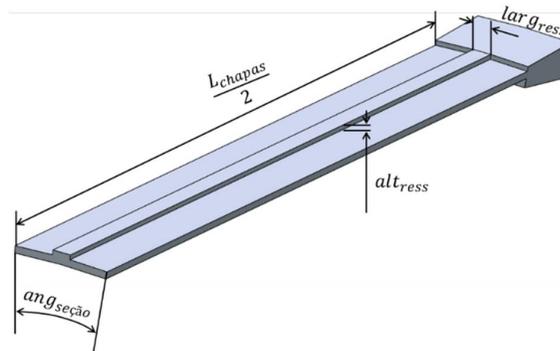
Pode-se verificar que na superfície do rotor a utilização de um modelo com os cilindros concêntricos lisos apresenta uma boa aproximação em relação ao modelo com os ressaltos na superfície do estator, porém o mesmo não foi observado na superfície do estator. Nesta superfície a utilização do modelo com os ressaltos acarretou em um incremento de 16% no valor médio do *Nusselt*. Isto se deve principalmente as alterações das estruturas do escoamento nesta região.

Em função dos resultados acima observados será utilizado o modelo com os ressaltos na superfície do estator para obter as expressões analíticas do *Nusselt* nas superfícies do entreferro.

5.1.4 ESTUDO PARAMÉTRICO DO *NUSSELT* MÉDIO NO ENTREFERRO

Para a realização do estudo paramétrico foi utilizado o mesmo modelo que o apresentado na seção 5.1.2.2. Neste estudo foram alterados os seguintes parâmetros: O comprimento do pacote de chapas, a espessura do entreferro, a largura do ressalto, a altura do ressalto, a velocidade angular e o ângulo de abertura do domínio. Este último parâmetro está correlacionado com o número de ressaltos presente no estator, para uma configuração com um ângulo de abertura grande, haverá poucos ressaltos, para um ângulo de abertura pequeno haverá vários ressaltos. Todos estes parâmetros são apresentados na Figura 68. Na Tabela 17 são apresentados o valor máximo e mínimo utilizado para a avaliação de cada um dos parâmetros.

Figura 68 - Parâmetros avaliados para a obtenção da expressão analítica do número de *Nusselt* no entreferro.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 17 - Valores limítrofes dos parâmetros avaliados para a obtenção da expressão analítica do número de *Nusselt* no entreferro.

Parâmetro	Unidade	Limite inferior	Limite superior
L_{chapas}	[m]	0.15	0.25
$larg_{ress}$	[m]	0.001	0.003
alt_{ress}	[m]	0.0006	0.0013
ω_{rot}	[rad/s]	94.25	376.99
$ang_{seção}$	[°]	7.5	15

Dentro do *Ansys*[®] existem vários métodos para criar um plano amostral, dentre eles, optou-se por utilizar o método conhecido como *Optimal Space-Filling Design*, neste método tem como objetivo gerar pontos uniformemente distribuídos no espaço amostral, sendo então um método recomendado para o uso em modelos complexos. Os pontos gerados pelo método bem como os resultados das simulações são apresentados no Anexo A e Anexo B respectivamente.

Os valores do número de *Nusselt* em cada uma das superfícies foram calculados a partir do valor médio do fluxo de calor e da temperatura média na superfície desejada, foi também utilizado o valor médio da temperatura no entreferro. As propriedades do ar foram mensuradas a partir da temperatura média do entreferro.

Para que a expressão possa ser utilizada em diversas aplicações, os valores da largura do ressalto e da altura do ressalto foram adimensionalizados utilizando as equações (5.14) e (5.15) respectivamente.

$$lar g_{ress}^* = \frac{lar g_{ress}}{L_{chapas}} \quad (5.14)$$

$$alt_{ress}^* = \frac{alt_{ress}}{L_{chapas}} \quad (5.15)$$

As expressões desenvolvidas seguiram o formato apresentado na equação (5.16). Em função da forma da equação é possível linearizar o modelo e utilizar métodos de regressão lineares para obter os valores das constantes da equação analítica. Para isto foi desenvolvida uma rotina em *Python*, está rotina é apresentada no Anexo F.

$$f(x_1, x_2, \dots) = A * x_1^B * x_2^C * \dots \quad (5.16)$$

As expressões obtidas para o valor do número de *Nusselt* na superfície do rotor, do estator e da bobina são apresentadas nas equações (5.17), (5.18) e (5.19) respectivamente.

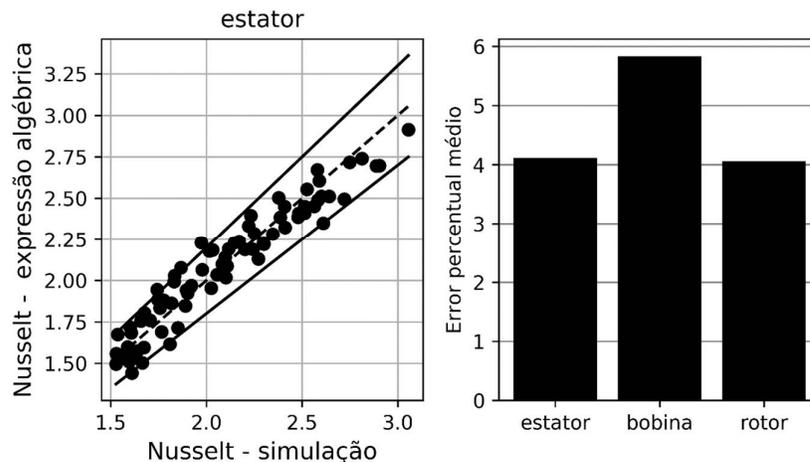
$$Nu_{rot} = 0.46 * Ta^{0.2161} \quad (5.17)$$

$$Nu_{est} = 1.2242 * Ta^{0.2156} * larg_{ress}^{*0.1558} * ang_{seção}^{-0.1014} \quad (5.18)$$

$$Nu_{bob} = 0.468 * Ta^{0.1451} * larg_{ress}^{*-0.8518} * alt_{ress}^{*0.6534} \quad (5.19)$$

Na Figura 69 são comparados os valores do *Nusselt* obtidos utilizando a equação (5.17) com os valores obtidos através do modelo numérico. As linhas sólidas indicam uma variação de 10% em relação ao valor obtido numericamente, pode-se verificar que houveram pouco pontos onde o valor previsto pela relação algébrica apresentou um erro superior à 10% em relação ao valor obtido numericamente, este mesmo comportamento foi observado nas relações obtidas para a superfície da bobina e para a superfície do rotor. Na Figura 69 é apresentado também os valores do erro percentual médio das relações algébricas em relação aos dados simulados para as diferentes localizações. Nela é possível observar que os erros médios obtidos foram todos abaixo de 6%.

Figura 69 - Número de *Nusselt* no entreferro na superfície do estator (esq.) e erro percentual médio do número de *Nusselt* nas superfícies (dir.)



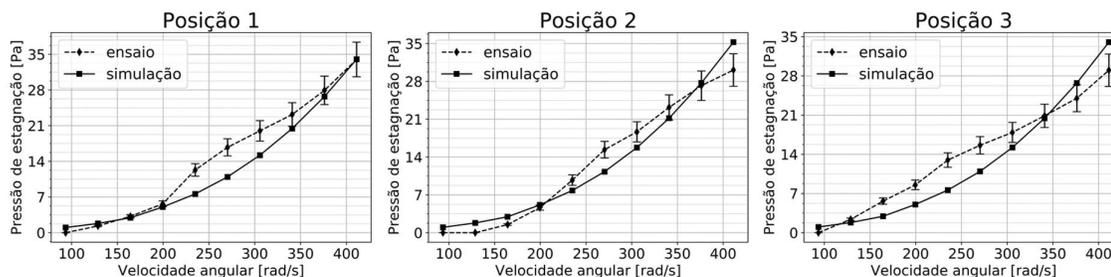
Fonte: Próprio autor

5.1.5 COMPARATIVO DOS DADOS DA SIMULAÇÃO COM DADOS DE ENSAIO

A comparação do modelo numérico com os dados experimentais foi realizada em duas etapas, na primeira etapa foi mensurado o valor da pressão total no interior do entreferro, em um motor 160M 15cv 4p 60Hz, para diferentes níveis de velocidade angular do motor, sendo então comparado estes resultados com os valores obtidos utilizando o modelo proposto. Na segunda etapa foi ensaiado um motor 280S/M 150cv 4p 50Hz em diferentes níveis de carga e rotação, sendo então medidas as temperaturas na bobina presente na ranhura do estator. Estes valores de temperatura foram então aplicados no modelo numérico e foi comparado o valor do *Nusselt* obtido a partir desta simulação com o valor do *Nusselt* obtido a partir das equações apresentadas na seção 5.1.4.

Na Figura 70 são apresentados os valores da pressão de estagnação no entreferro nas posições indicados na Figura 25. A linha tracejada indica os valores médios da pressão de estagnação medida experimentalmente, e a barra de erro é o valor do desvio padrão das medições. A linha contínua indica os valores da pressão total medidos no modelo numérico. Nota-se que houveram pontos experimentais onde a pressão total medida foi nula, isto se deve ao fato de que neste ponto a pressão total ficou abaixo de $1.25 [Pa]$, que é o menor valor que pode ser medido pelo equipamento utilizado. Pode-se observar que a tendência encontrada experimentalmente foi capturada numericamente, porém houve pontos onde foram observados resultados com significantes discrepâncias. No final do processo de medição foi observado que os tubos inseridos no estator estavam levemente deslocados, em função deste pequeno deslocamento criam-se pequenos vórtices na entrada do tubo, e devido a isto há um pequeno aumento na pressão de estagnação do escoamento, resultando nas discrepâncias observadas.

Figura 70 – Comparação da média dos dados experimentais com o modelo numérico.



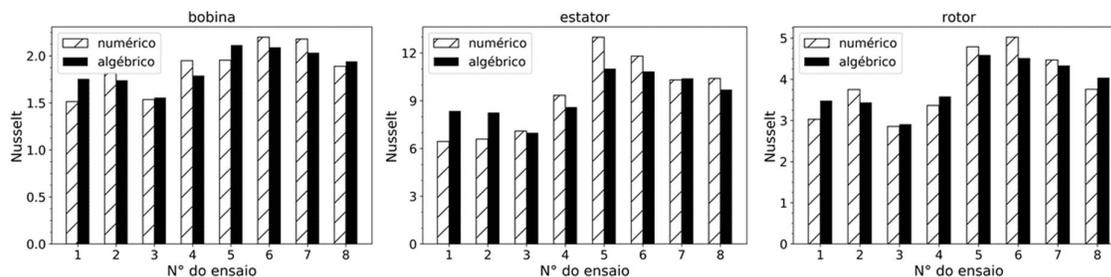
Fonte: Próprio autor.

Os valores aferidos da temperatura superficial dos componentes do motor na região do entreferro para as diferentes condições de torque, 100% representando a condição de operação nominal do motor e 25% indica que o motor estava operando a $\frac{1}{4}$ da potência nominal, e velocidade de rotação são apresentados na Tabela 18. Na Figura 71 são apresentados os valores, obtidos numericamente e através das expressões algébricas desenvolvidas, de *Nusselt* para estes valores de temperatura. É possível observar que houve uma boa aproximação dos resultados obtidos pelo modelo numérico e pela expressão algébrica. Além disto, observa-se que foram obtidas as maiores diferenças nos ensaios com as menores diferenças entre as temperaturas dos componentes, e nesta situação pequenas variações acarretam em erros significativos no cálculo do número de *Nusselt*.

Tabela 18 - Valores de temperatura medidos experimentalmente na região do entreferro.

Ensaio	ω_{rot} [rpm]	% de torque	T_{bob} [K]	T_{rotor} [K]	$T_{estator}$ [K]
1	750	25	314.1	307.9	305.2
2	750	50	319.4	313.3	307.8
3	750	100	382.3	406.4	369.4
4	1125	100	373.2	384.3	358.6
5	1500	25	321	319.9	315.9
6	1500	50	327.5	327.2	320.6
7	1500	75	342.2	346.8	334.2
8	1500	100	373.3	384.5	362.3

Figura 71 - Valores de *Nusselt* obtidos a partir das temperaturas de ensaio do motor.



Fonte: Próprio autor.

5.2 AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA REGIÃO DA CABEÇA DE BOBINA

Semelhante ao realizado nas análises do entreferro, foi feita uma análise da influência da malha antes do estudo paramétrico. O modelo utilizado nestas análises é semelhante ao modelo apresentado por (SATRUSTEGUI, ARTETXE, *et al.*, 2018).

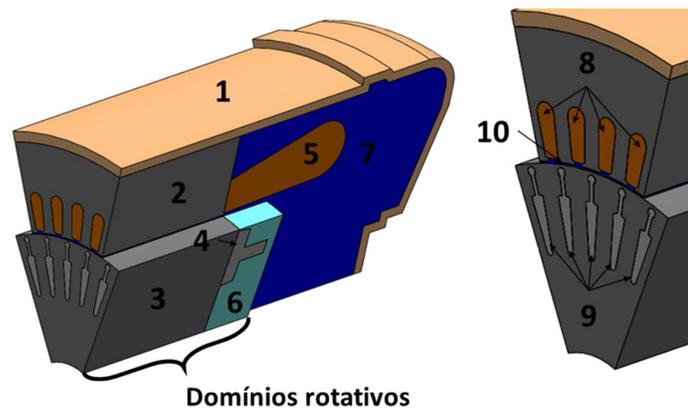
5.2.1 MODELO PARA A SIMULAÇÃO DO INTERIOR DE UM MOTOR ELÉTRICO FECHADO

A geometria do modelo utilizada na análise da região da região da cabeça de bobina é apresentada na Figura 72, nela é possível observar que diferentemente do realizado na análise da influência da região da região da cabeça de bobina no entreferro, foi adicionado no modelo o domínio da carcaça (1). Os outros domínios simulados foram o pacote de chapas do estator (2), pacote de chapas do rotor (3), anel de curto do rotor (4) em conjunto com as barras do rotor (9), a cabeça de bobina (5) com as ranhuras da bobina no estator (8), domínio rotativo da região da cabeça de bobina (6), domínio estacionário da região da cabeça de bobina (7) e entreferro (10). Foi necessário a adição do entreferro neste modelo pois haverá uma transferência de calor entre o rotor e o estator através do mesmo, portanto se não fosse modelada a transferência de calor no entreferro haveria um aquecimento artificial do rotor.

Com o intuito de reduzir a malha do modelo de simulação, optou-se por definir o entreferro como sendo um domínio sólido no qual há uma resistência de contato equivalente à resistência térmica de convecção nas superfícies em contato com este

domínio, o valor da resistência térmica foi calculada utilizando os resultados apresentados nas equações (5.17) a (5.19). Assim, para este modelo, os materiais utilizados na carcaça e no entreferro, bem como as suas propriedades são apresentados na Tabela 19, os materiais utilizados nos outros domínios são os mesmos que os descritos na Tabela 9. As condições de contorno utilizadas neste modelo serão apresentadas na seção 5.2.1.1 à seção 5.2.1.8 .

Figura 72 - Geometria do modelo de simulação da região da cabeça de bobina.



Fonte: Próprio autor.

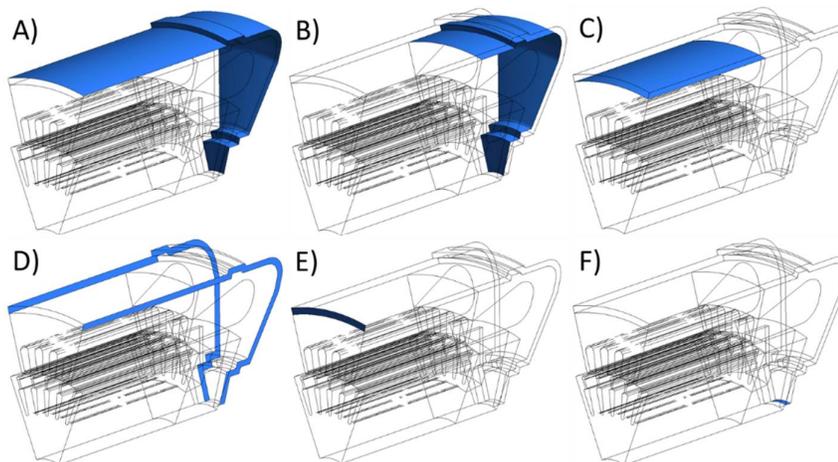
Tabela 19 - Materiais e propriedades para a modelagem do escoamento no interior do motor.

Domínio	Material	Propriedade	Unidade	Valor
Carcaça	Ferro fundo cinzento	k	$\frac{W}{m K}$	50.75
		ρ	$\frac{kg}{m^3}$	7150
		c_p	$\frac{J}{kg K}$	460
Entreferro	AlSi10Mg	k	$\frac{W}{m K}$	113
		ρ	$\frac{kg}{m^3}$	2685
		c_p	$\frac{J}{kg K}$	963

5.2.1.1 Condições de contorno na carcaça

As localizações de todas as condições de contorno aplicadas na carcaça são apresentadas na Figura 73. Nas superfícies destacadas no quadro “A” foi aplicada uma condição de parede com o valor do coeficiente convectivo e da temperatura externa prescritos, a temperatura foi externa foi definida como sendo 25°C e o valor do coeficiente convectivo foi obtido através da resistência de convecção global do motor. Nas superfícies apresentadas no quadro “B” foi aplicada uma condição de interface entre fluido e sólido com transferência de calor. Na face destacada no quadro “C” aplicou-se uma condição de interface entre sólido e sólido com uma resistência de contato, o valor utilizado nesta resistência foi de $0.001139 \text{ m}^2\text{K/W}$. O quadro “D” indica as faces da carcaça onde foi aplicada a condição de periodicidade, é importante ressaltar que os valores do ângulo de abertura das geometrias são de 42° para os domínios estacionários e 54° para os domínios rotativos. No quadro “E” aplicou-se uma condição de simetria e no quadro “F” foi aplicada uma condição de parede adiabática.

Figura 73 - Localização das condições de contorno aplicadas na carcaça.

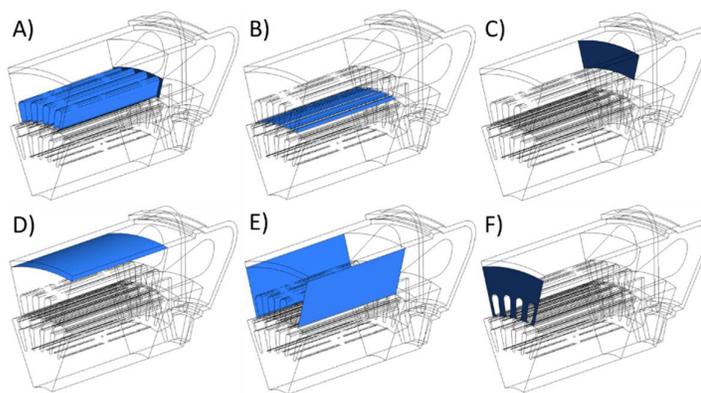


Fonte: Próprio autor

5.2.1.2 *Condições de contorno no pacote de chapas do estator*

Na Figura 74 são apresentadas as localizações de todas as condições de contorno do estator. No quadro “A” são destacadas as superfícies que representam a interface do pacote de chapas do estator com a bobina, e portanto, a condição de contorno aplicada é a de uma interface entre sólido e sólido, como neste caso, há a presença de um filme de fundo de ranhura, foi aplicada uma resistência de contato nesta interface calculada em função da espessura deste filme e da sua condutividade térmica, o valor desta resistência é de $0.005052 \text{ m}^2\text{K/W}$. Nas superfícies destacadas no quadro “B” foi aplicada uma condição de interface entre sólido e sólido, porém como neste caso, um dos domínios ao qual a interface pertence é o entreferro o valor da resistência de contato foi calculado utilizando a expressão (5.18), portanto, o valor desta resistência é de $0.0111 \text{ m}^2\text{K/W}$. No quadro “C” é possível observar a interface entre o pacote de chapas do estator e o domínio estacionário interno, sendo assim, a condição aplicada é a de uma interface entre sólido e fluido. A superfície destacada no quadro “D” é a superfície, do lado do pacote de chapas do estator, da interface entre o estator e a carcaça descrita na seção 5.2.1.1. No quadro “E” é possível observar as superfícies onde aplicou-se a condição de periodicidade e na superfície apresentada no quadro “F” foi aplicada uma condição de simetria. Além disto foi aplicada uma geração de calor uniformemente distribuída em todo o domínio do pacote de chapas do estator.

Figura 74 - Condições de contorno aplicadas no pacote de chapas do estator.

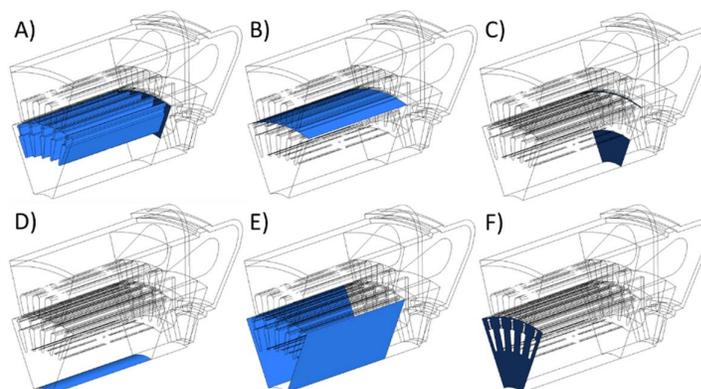


Fonte: Próprio autor.

5.2.1.3 Condições de contorno no pacote de chapas do rotor

A localização de cada uma das condições de contorno aplicadas no pacote de chapas do rotor é apresentada na Figura 75. No quadro “A” são destacadas as superfícies da interface do pacote de chapas do rotor com a gaiola do rotor, portanto foi aplicada uma condição de contorno de interface entre dois sólidos, sendo que nesta interface não foi adicionada nenhuma resistência de contato. Na face destacada no quadro “B” a condição aplicada é de interface entre dois sólidos, porém com uma resistência de contato, resistência esta obtida a partir do valor de *Nusselt* obtido através da equação (5.17), seu valor é de $0.01 \text{ m}^2 \text{ K/W}$. Na superfície apresentada no quadro “C” aplicou-se uma condição de interface entre fluido e sólido com transferência de calor, no quadro “D” aplicou-se uma condição de parede adiabática com velocidade relativa nula. Nas superfícies dos quadros “E” e “F” foram aplicadas as condições de periodicidade e de simetria respectivamente. Além disto, foi aplicada também uma geração de calor uniforme em todo o domínio do rotor. Por último, rotor é um componente rotativo, portanto é necessário modelá-lo como um, sendo então necessário especificar um valor para a velocidade angular do domínio, que neste modelo variou entre 120 rad/s e 380 rad/s .

Figura 75 - Condições de contorno no pacote de chapas do rotor.



Fonte: Próprio autor.

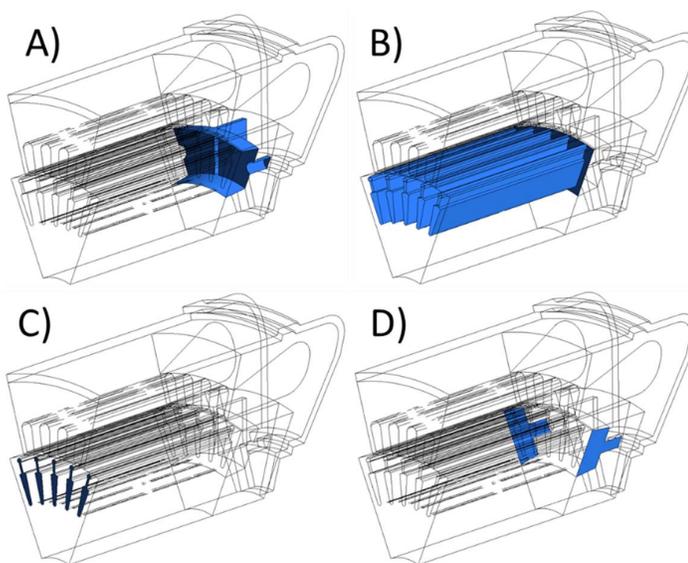
5.2.1.4 Condições de contorno na gaiola do rotor

Na Figura 76 são destacadas as localizações de cada uma das condições de contorno aplicadas nas superfícies da gaiola do rotor. Nas superfícies em destaque

no quadro “A” foi aplicada uma condição de interface entre fluido e sólido com transferência de calor. No quadro “B” são destacadas as superfícies, do lado a gaiola do rotor, da interface entre o pacote de chapas do rotor e a gaiola do rotor descrita na seção 5.2.1.3. Nas superfícies apresentadas no quadro “C” e no quadro “D” foram aplicadas as condições de simetria e periodicidade angular respectivamente.

Além das condições nas superfícies da gaiola do rotor, foi também aplicada uma condição de geração de calor uniforme em todo o domínio da gaiola do rotor. A gaiola do rotor é também um componente rotativo e devido a isto, é necessário que o domínio da gaiola do rotor seja definido como sendo rotativo, portanto, é também necessário aplicar uma velocidade angular neste domínio, o valor desta velocidade é o mesmo da velocidade angular aplicada no pacote de chapas do rotor.

Figura 76 - Condições de contorno na gaiola do rotor.



Fonte: Próprio autor.

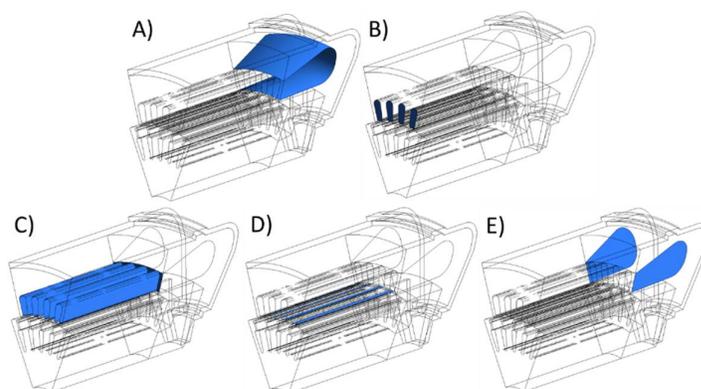
5.2.1.5 **Condições de contorno na bobina do estator**

As localizações das condições de contorno aplicadas nas superfícies da bobina do estator são destacadas na Figura 77. É possível observar no quadro “A” as superfícies da bobina que estão em contato com o domínio estacionário interno do motor, portanto, nelas foi aplicada uma condição de interface entre fluido e sólido com transferência de calor. Nas superfícies destacadas no quadro “B” aplicou-se uma

condição de simetria, no quadro “C” é possível observar as superfícies, do lado da bobina, pertencentes à interface entre o pacote de chapas do estator e a bobina do estator, interface está descrita na seção 5.2.1.2. Nas faces apresentadas no quadro “D” foi aplicada uma condição de interface entre dois sólidos, porém como um dos domínios ao qual a interface pertence é o entreferro, o valor da resistência de contato foi obtido a partir do valor do *Nusselt* calculado utilizando a expressão (5.19), e o seu valor é de $0.00667 \text{ m}^2 \text{ K/W}$. E nas duas faces destacadas no quadro “E” foi aplicada uma condição de periodicidade.

Além destas condições aplicadas nas superfícies foi também aplicada uma condição de geração de calor uniforme em todo o domínio da bobina do estator.

Figura 77 - Condições de contorno na bobina do estator.



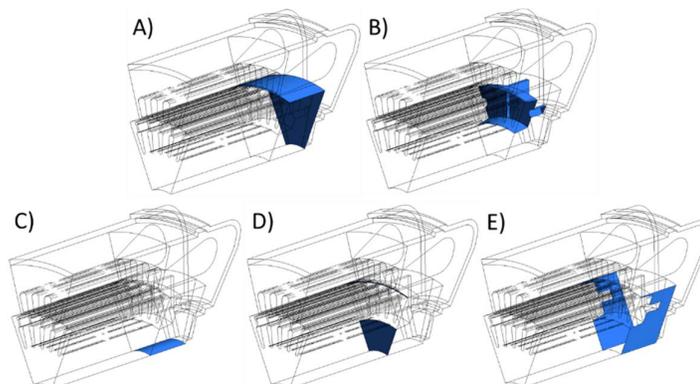
Fonte: Próprio autor

5.2.1.6 Condições de contorno no domínio rotativo interno

Na Figura 78 são apresentadas as localizações de todas as condições de contorno aplicadas nas superfícies do domínio rotativo interno do motor. As duas superfícies destacadas no quadro “A” são a interface do domínio rotativo com o domínio estacionário, portanto, foi aplicada nestas duas localidades uma condição de interface entre dois fluidos. No quadro “B” as superfícies em destaque são as superfícies, pertencentes ao domínio rotativo interno, da interface entre a gaiola do rotor e o domínio rotativo interno, a condição aplicada nesta interface é descrita na seção 5.2.1.3. Na superfície apresentada no quadro “C” foi aplicada uma condição de parede adiabática sem escorregamento. No quadro “D” é destacada a superfície que

está em contato com o pacote de chapas do rotor, portanto, foi aplicada uma condição de interface entre fluido e sólido. Por último, no quadro “E” são apresentadas as duas faces onde foi aplicada a condição de periodicidade.

Figura 78 - Condições de contorno no domínio rotativo interno.

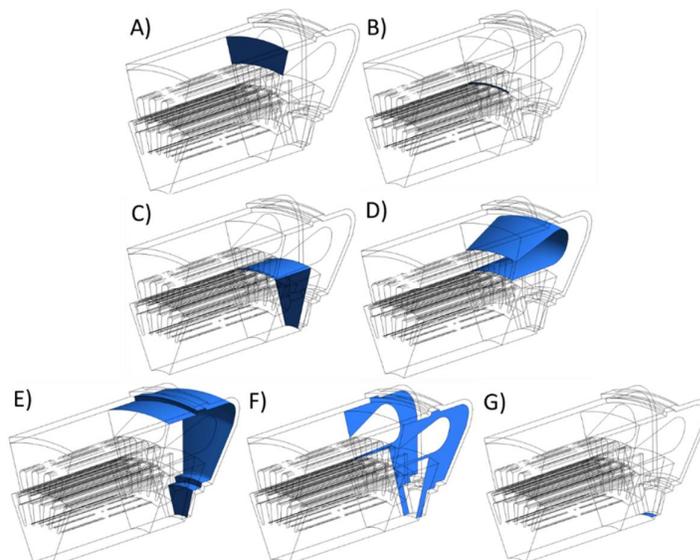


Fonte: Próprio autor.

5.2.1.7 **Condições de contorno no domínio estacionário interno**

As localizações das condições de contorno aplicadas nas superfícies do domínio estacionário interno são apresentadas na Figura 79. Nas superfícies destacadas no quadro “A” foi aplicada uma condição de interface entre fluido e sólido com transferência de calor. A superfície destacada no quadro “B” é a superfície em contato com o entreferro, como neste modelo o entreferro está sendo modelado como um sólido e devido ao fato de haver pouca influência do entreferro no escoamento da região do *região da cabeça de bobina*, foi aplicada uma condição de parede adiabática com escorregamento, ou seja, a tensão cisalhante nesta parede é nula. Nas superfícies destacadas no quadro “C” foi aplicada uma condição de interface entre dois fluidos, tendo em vista que estas superfícies estão em contato com o domínio rotativo interno. Nas faces em destaque no quadro “D” aplicou-se uma condição de interface entre fluido e sólido com transferência de calor assim como nas superfícies em destaque no quadro “E”. Nas duas superfícies apresentadas no quadro “F” foi aplicada uma condição de periodicidade e na superfície em destaque no quadro “G” foi aplicada uma condição de parede adiabática com uma velocidade angular prescrita. O valor da velocidade angular nesta parede é igual à dos domínios do rotor.

Figura 79 - Condições de contorno no domínio estacionário interno.

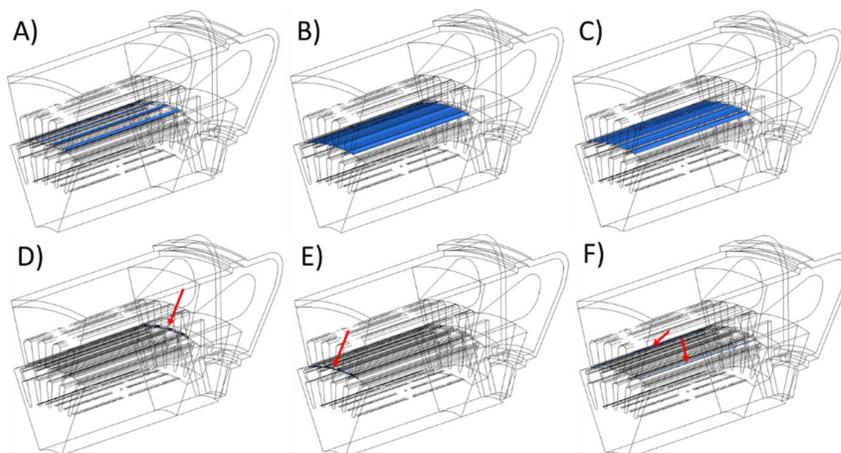


Fonte: Próprio autor.

5.2.1.8 *Condições de contorno no entreferro*

As localizações das condições aplicadas no entreferro são apresentadas na Figura 80. No quadro “A”, “B” e “C” são destacadas as superfícies em contato com a bobina, com o pacote de chapas do estator e com o pacote de chapas do rotor, respectivamente. Em todas estas superfícies foram aplicadas condições de interface entre dois sólidos, e elas foram descritas na seção 5.2.1.5, na seção 5.2.1.3 na seção 5.2.1.2 respectivamente. Na superfície indicada no quadro “D” foi aplicada uma condição de parede adiabática, na superfície indicada no quadro “E” foi aplicada uma condição de simetria e nas superfícies indicadas no quadro “F” foi aplicada uma condição de periodicidade.

Figura 80 - Condições de contorno aplicadas no entreferro.

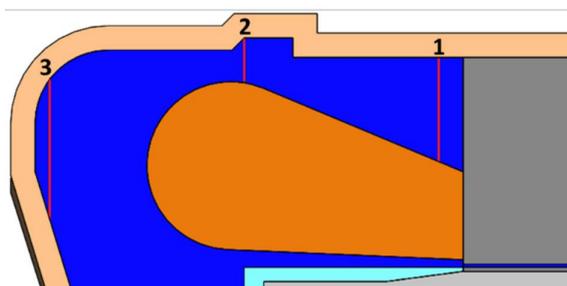


Fonte: Próprio autor.

5.2.2 ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA MALHA

Para realizar a análise da influência da malha na simulação do escoamento na *região da cabeça de bobina* foram avaliados os valores do *Nusselt* nas superfícies da bobina, da gaiola do rotor e do pacote de chapas do estator. Além disto, foram avaliados também os perfis verticais da velocidade em três posições do motor, a localização destas linhas e apresentada na Figura 81.

Figura 81 - Localização dos perfis de velocidade avaliados na análise da malha na *região da cabeça de bobina*.

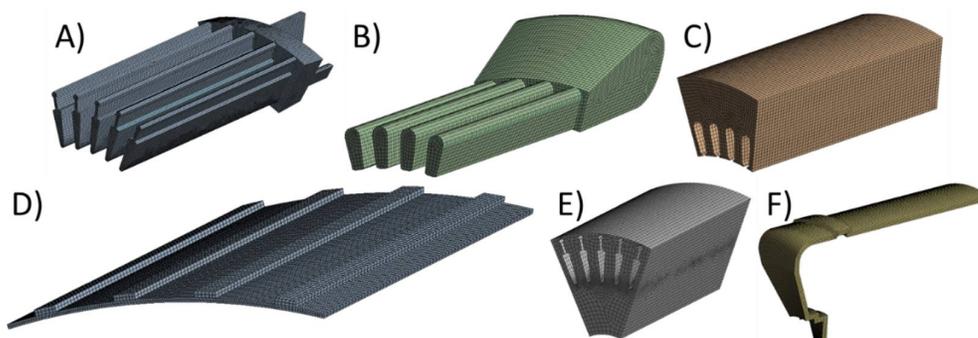


Fonte: Próprio autor.

Devido ao fato de que nos domínios sólidos foi simulado somente a distribuição de temperatura e devido ao fato de que a resistência de condução dentro do domínio sólido é significativamente menor que a resistência de convecção com o ar, optou-se

por fazer a análise da malha somente dos domínios onde há o escoamento do ar. As malhas geradas nos domínios sólidos podem ser visualizadas na Figura 82, nesta figura é possível observar que alguns aspectos das malhas geradas. O primeiro aspecto é o fato de ter sido utilizada uma malha hexa dominante, em função disto foi possível gerar as malhas com uma pequena quantidade de nós e com boa qualidade. Além disto, é importante ressaltar que foi imposto a necessidade de haver ao menos dois elementos entre duas faces não adjacentes do domínio. Os tamanhos das malhas são apresentados na Tabela 20.

Figura 82 - Malhas dos domínios sólidos para a simulação da *região da cabeça de bobina*.



Fonte: Próprio autor.

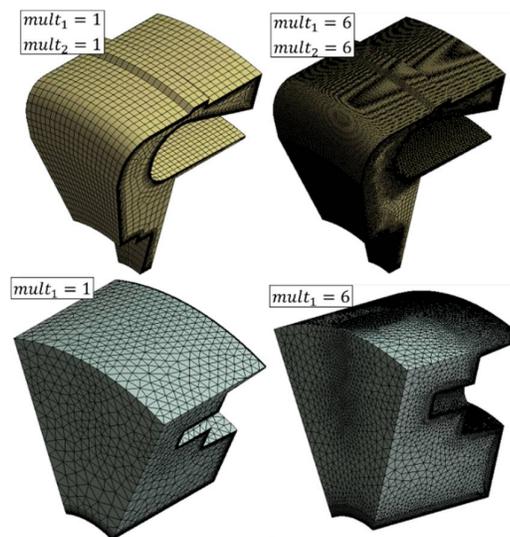
Tabela 20 - Dados das malhas dos domínios sólidos para a simulação na *região da cabeça de bobina*.

Quadro	Domínio	Número de nós
A	Gaiola do rotor	113,341
B	Bobina do estator	63,106
C	Pacote de chapas do estator	45,162
D	Entreferro	29,648
E	Pacote de chapas do rotor	96,337
F	Carcaça	35,178

Como pode ser observado na Figura 72 a geometria do domínio estacionário é uma fatia de um sólido de revolução, portanto é possível utilizar nesta geometria uma malha extrudada, no entanto no domínio rotativo o mesmo não pode ser feito, sendo

então necessário a criação de uma malha tetraédrica. Devido à estas características das geometrias, foram definidos dois parâmetros, $mult_1$ e $mult_2$, para a realização da análise da influência da malha. O primeiro parâmetro é um divisor do tamanho do elemento nas faces de ambos os domínios, e o segundo, é um multiplicador do número de divisões utilizadas na malha extrudada da carcaça. Os valores limítrofes utilizados para $mult_1$ e $mult_2$ foram 1 e 6. Na Figura 83 são apresentadas as malhas dos dois domínios nos dois extremos. Nesta figura é possível observar que para todas as malhas avaliadas foi gerada uma camada de prismas nas superfícies em contato com domínios sólidos de forma a garantir que o valor de y^+ não ultrapasse 1, nas simulações realizadas, o maior valor observado para este parâmetro foi de 0.47. Os tamanhos das malhas apresentadas na Figura 83, são apresentados na Tabela 21.

Figura 83 - Malha dos domínios onde há escoamento de ar.



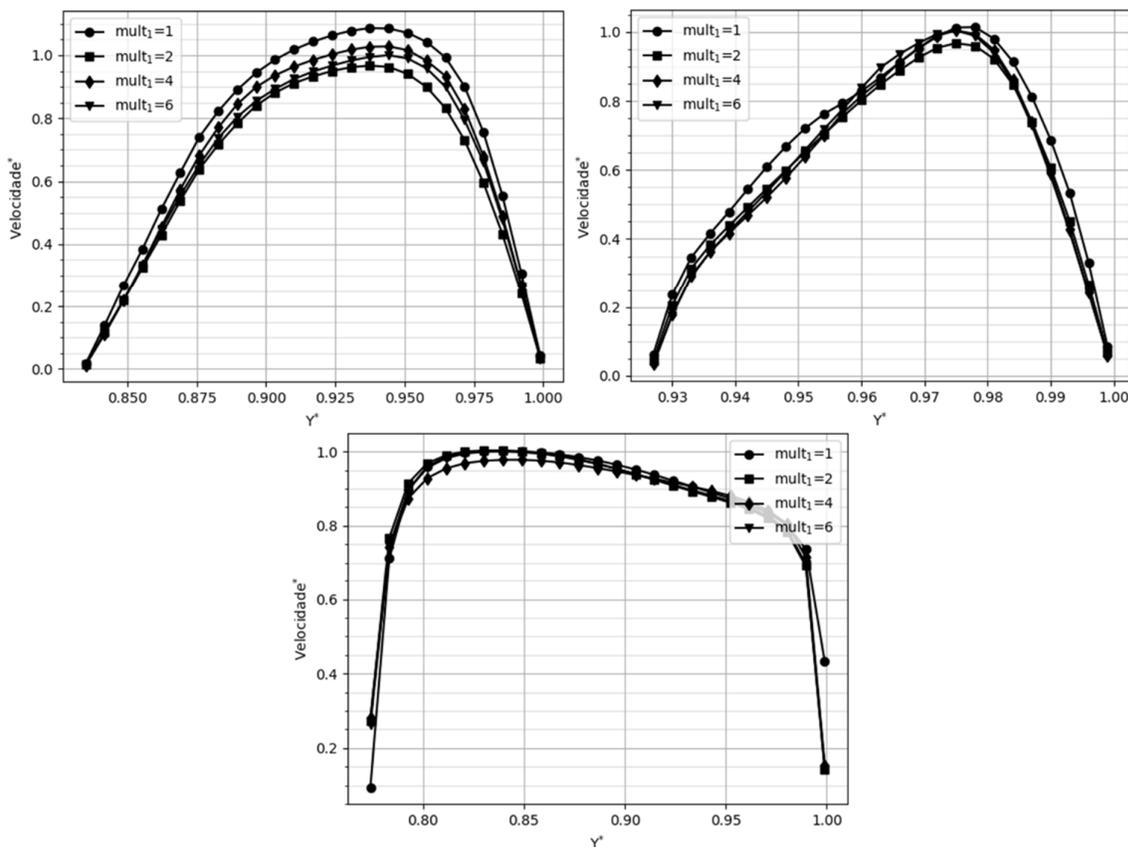
Fonte: Próprio autor

Tabela 21 - Dados das malhas dos domínios onde há o escoamento do ar.

Domínio	$mult_1$	$mult_2$	Número de nós
Estacionário	1	1	64,995
	6	6	2,339,414
Rotativo	1	-	21,678
	6	-	662,203

Para avaliar os perfis de velocidade para diferentes configurações de malha, foram normalizados os valores da velocidade e da coordenada vertical. Para normalizar a velocidade divido o valor da velocidade pelo valor máximo da velocidade com a malha mais refinada, e para normalizar a coordenada foi utilizado o valor máximo da coordenada como referência. Os perfis da velocidade para as três linhas indicadas na Figura 81 em função do parâmetro $mult_1$ são apresentados na Figura 84. Nesta figura é possível observar que a única malha que apresentou diferenças significativas nos perfis da velocidade foi a malha com $mult_1$ igual à 1.

Figura 84 - Perfil de velocidade para diferentes valores de $mult_1$ (Sup. Esq.: Linha 1, Sup. Dir.: Linha 2 e inf.: Linha 3)

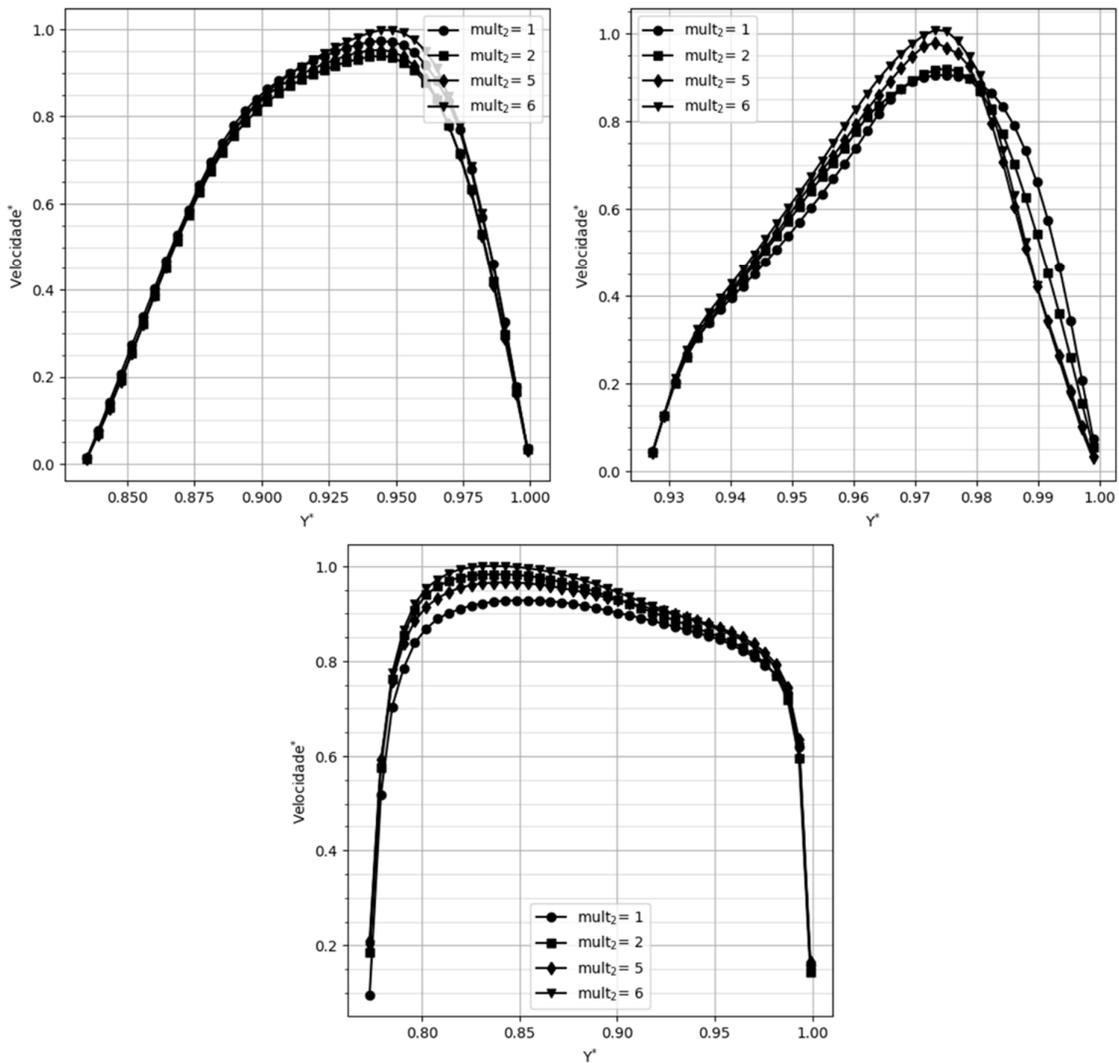


Fonte: Próprio autor

Na Figura 85 são apresentados os perfis da velocidade em função do parâmetro $mult_2$, nela é possível observar que as malhas com valores de $mult_2$ de 5 e 6 não apresentaram diferenças significativas nos perfis de velocidades, pode-se observar que na linha 2 os perfis de velocidade para as malhas mais grosseiras

apresentaram uma variação significativa da velocidade, portanto, estas configurações não podem ser utilizadas no modelo numérico.

Figura 85 - Perfil de velocidade para diferentes valores de $mult_2$ (Sup. Esq.: Linha 1, Sup. Dir.: Linha 2 e inf.: Linha 3)



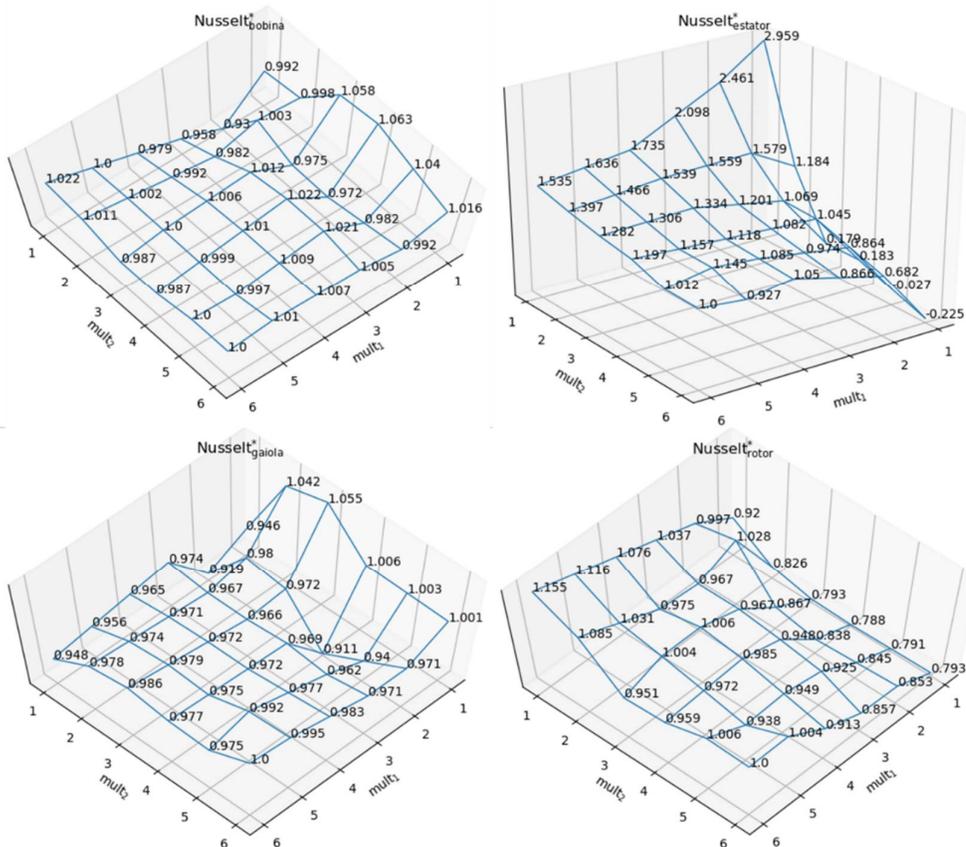
Fonte: Próprio autor

Conforme observado nas figuras acima, excetuando as malhas mais grosseiras, não foram observadas grandes mudanças nos perfis de velocidade do escoamento. Em função disto a escolha da malha a ser utilizada será em função do impacto nos valores de *Nusselt* médio nas superfícies do interior do motor.

Na Figura 86 são apresentados os valores do *Nusselt* médio nas superfícies internas do modelo. Assim como anteriormente, os valores do *Nusselt* foram

normalizados em função do valor obtido com a malha mais refinada ($mult_1$ e $mult_2$ igual à 6). Pode-se verificar visualmente que no entorno da configuração mais refinada houve uma estabilização dos resultados para todos os parâmetros avaliados, porém é possível verificar também que na configuração onde os dois parâmetros da malha foram iguais à 5, houve uma variação superior à 5% do valor do *Nusselt* na bobina e também no rotor. Em função disto, pode-se optar pelas configurações com valores de $mult_1$ e $mult_2$ iguais a 5 e 6 ou 6 e 5 respectivamente. Assim a escolha final foi feita em função de qual malha apresentou o menor número de nós, que foi a malha com $mult_1$ igual à 6 e $mult_2$ igual à 5.

Figura 86 - *Nusselt* normalizado em função dos parâmetros da malha.

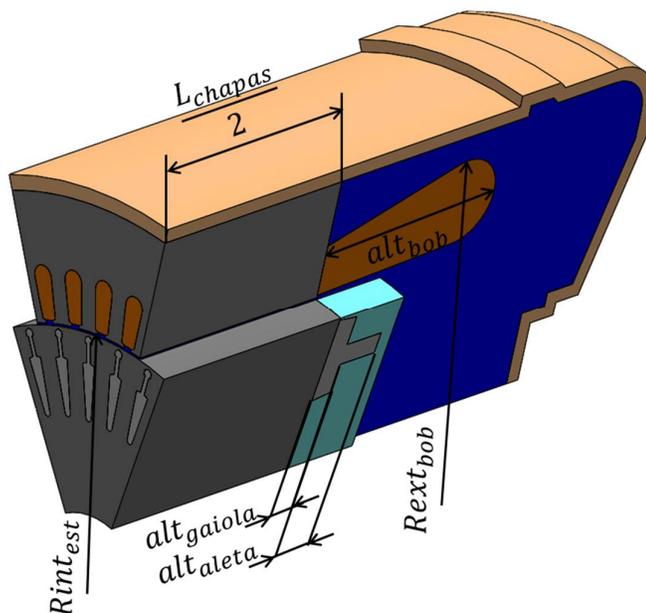


Fonte: Próprio autor.

5.2.3 ESTUDO PARAMÉTRICO DO NUSSELT MÉDIO NO REGIÃO DA CABEÇA DE BOBINA

Para a realização do estudo paramétrico foi utilizado o mesmo modelo que o apresentado na seção 5.2.1. Neste estudo foram alterados os seguintes parâmetros: O comprimento do pacote de chapas, o raio interno do estator, a altura do anel de curto, a altura da aleta do anel de curto, a altura da cabeça de bobina, o raio externo da cabeça de bobina, a razão entre o gaio interno e externo do anel de curto e a velocidade angular dos domínios rotativos. Todos estes parâmetros são apresentados na Figura 87. Na Tabela 22 são apresentados o valor máximo e mínimo utilizado para a avaliação de cada um dos parâmetros. Assim como na análise do entreferro foi utilizado o método *Optimal Space-Filling Design* para gerar o conjunto de configuração a serem simuladas. No Anexo C são apresentados as configurações geradas pelo método *OSF*, e nos Anexo D e Anexo E são apresentados os resultados para estas configurações.

Figura 87 - Parâmetros avaliados para a obtenção da expressão analítica do número de *Nusselt* no entreferro.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 22 - Valores limítrofes dos parâmetros avaliados para a obtenção da expressão analítica do número de *Nusselt* no entreferro.

Parâmetro	Unidade	Limite inferior	Limite superior
L_{chapas}	[m]	0.15	0.25
$Rint_{est}$	[m]	0.075	0.105
alt_{gaiola}	[m]	0.0055	0.02
alt_{aleta}	[m]	0.015	0.025
alt_{bob}	[m]	0.045	0.075
$Rext_{bob}$	[m]	0.11	0.125
$Frac_{gaiola}$	[]	0.55	0.7
ω_{rot}	[rad/s]	120	360

Para que as expressões geradas possam ser utilizadas em diversas aplicações, foram criadas variáveis adimensionais, estas variáveis são descritas a partir da Equação 5.20 até a Equação 5.26.

$$Fr_{cage} = \frac{alt_{aleta}}{alt_{gaiola}} \quad (5.20)$$

$$Fr_{aleta} = \frac{alt_{aleta}}{(1 - Frac_{gaiola}) * Rint_{est}} \quad (5.21)$$

$$Fr_{bob} = \frac{alt_{bob}}{Rext_{bob} - Rint_{est}} \quad (5.22)$$

$$Gp_{ax} = \frac{\frac{L_{motor}}{2} - \frac{L_{chapas}}{2} - alt_{bob}}{\frac{L_{motor}}{2}} \quad (5.23)$$

$$Gp_{rad} = \frac{Rint_{carr} - Rext_{bob}}{Rint_{carr}} \quad (5.24)$$

$$Fr_{cagebob} = \frac{alt_{bob}}{alt_{gaiola} + alt_{aleta}} \quad (5.25)$$

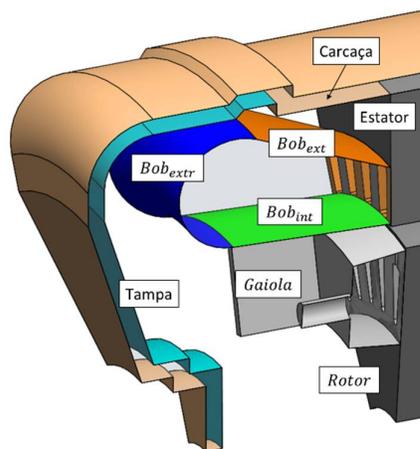
$$Fr_{raio} = \frac{Rint_{est}}{Rext_{bob}} \quad (5.26)$$

Além destes parâmetros foi utilizado o valor do número de *Reynolds* que é calculado utilizando a equação (5.27).

$$Re = \frac{\omega_{rot} Rint_{est}^2}{\mu} \quad (5.27)$$

Neste modelo a superfície da cabeça de bobina foi separada em 3 partes, uma situada próximo da gaiola, uma situada na ponta da cabeça de bobina e uma situada na superfície externa da cabeça de bobina. Para as superfícies da carcaça também foi realizada uma separação, neste caso em duas superfícies, a primeira é referente à tampa do motor e a segunda referente à carcaça. Assim neste modelo foram avaliados os seguintes valores de *Nusselt*: na superfície externa da bobina, na extremidade da bobina, na superfície interna da bobina, no anel de curto, no pacote de chapas do estator, no pacote de chapas do rotor, na tampa do motor e na carcaça do motor. Estas superfícies são indicadas na Figura 88.

Figura 88 – Superfícies onde foram avaliados os valores do *Nusselt*.



Fonte: Próprio autor.

A forma da expressão utilizada nas relações é apresentada na equação (5.16). As expressões obtidas para o valor do número de *Nusselt* nas superfícies internas do motor são apresentadas entre a equação (5.28) e (5.35).

$$Nu_{bob_{ext}} = 2.252 * Re^{0.4785} * Fr_{bob}^{3.5771} * Gp_{rad}^{0.3646} * Gp_{ax}^{-0.1985} \quad (5.28)$$

$$Nu_{bob_{extr}} = 0.08 * Re^{0.7117} * Fr_{bob}^{0.8509} * Fr_{aleta}^{0.0283} \quad (5.29)$$

$$Nu_{bob_{int}} = 0.00009 * Re^{1.2065} * Fr_{bob}^{-0.6089} * Fr_{cage}^{0.2858} \quad (5.30)$$

$$Nu_{cage} = 0.11 * Re^{0.6462} * Fr_{cage}^{0.0715} * Fr_{cage_{bob}}^{0.2454} \quad (5.31)$$

$$Nu_{est} = 1.90 * Re^{0.5446} * Fr_{bob}^{3.4735} * Gp_{rad}^{0.7384} * Gp_{ax}^{-0.4071} \quad (5.32)$$

$$Nu_{rot} = 0.0006 * Re^{0.985} * Fr_{bob}^{-0.2706} * Fr_{cage}^{0.3013} * Fr_{cage_{bob}}^{0.3604} \quad (5.33)$$

$$Nu_{tpa} = 0.22 * Re^{0.651} * Fr_{bob}^{1.0762} * Gp_{ax}^{0.0955} \quad (5.34)$$

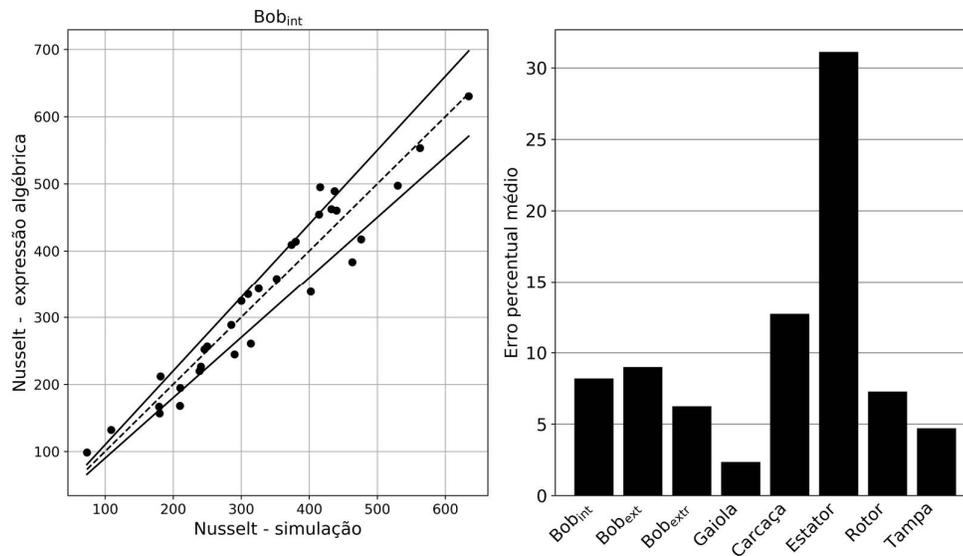
$$Nu_{carc} = 0.04 * Re^{0.8208} * Fr_{bob}^{1.426} * Gp_{ax}^{1.0803} \quad (5.35)$$

Na Figura 89 são comparados os valores do *Nusselt* obtidos utilizando a equação (5.30) com os valores obtidos através do modelo numérico. As linhas sólidas indicam uma variação de 10% em relação ao valor obtido numericamente, pode-se verificar que houveram pouco pontos onde o valor previsto pela relação algébrica apresentou um erro superior à 10% em relação ao valor obtido numericamente, este mesmo comportamento foi observado nas relações obtidas para a superfície da bobina e para a superfície do rotor.

Na Figura 69 é apresentado também os valores do erro percentual médio das relações algébricas em relação aos dados simulados para as diferentes localizações. Nela é possível observar as regiões que apresentaram os maiores erros percentuais foram as regiões localizadas entre a cabeça de bobina e a carcaça, sendo que no caso da superfície do estator a equação desenvolvida não foi capaz de calcular com precisão os valores de *Nusselt*. Nesta região a velocidade do escoamento é baixa, e

pequenas variações de velocidade são capazes de gerar grandes variações no valor do coeficiente convectivo e conseqüentemente do número de *Nusselt*.

Figura 89 - Número de *Nusselt* na região da cabeça de bobina na superfície interna da bobina (esq.) e erro percentual médio do número de *Nusselt* nas superfícies (dir.)



Fonte: Próprio autor.

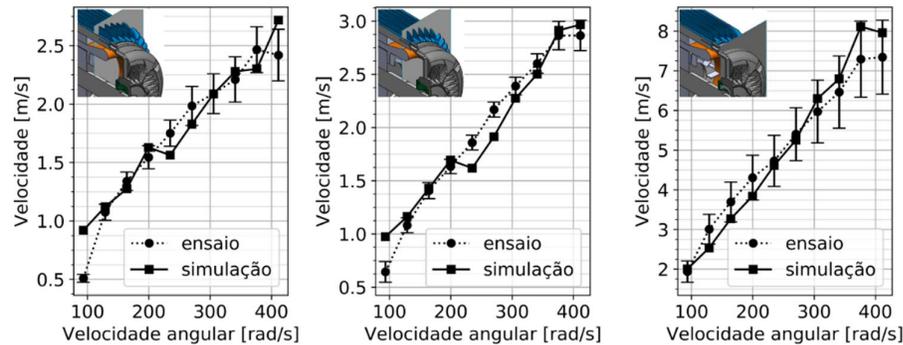
5.2.4 COMPARATIVO DOS DADOS DAS SIMULAÇÕES COM DADOS DE ENSAIO

A comparação do modelo numérico com os dados experimentais foi realizada em duas etapas, na primeira etapa foi mensurado o valor da velocidade no interior motor, em um motor 160M 15cv 4p 60Hz, para diferentes níveis de velocidade angular do motor. Sendo então comparado estes resultados com os valores obtidos utilizando o modelo proposto. Na segunda etapa foi ensaiado um motor 280S/M 150cv 4p 50Hz em diferentes níveis de carga e rotação, sendo então medidas as temperaturas nas superfícies dos componentes internos. As gerações de calor aplicadas modelo numérico foram então ajustadas de forma que a elevação de temperatura média superficial dos componentes internos em relação ao valor da temperatura ambiente fosse igual aos valores de elevação de temperatura obtidos nos ensaios. Feito isto realizou-se a comparação o valor do *Nusselt* obtido a partir desta simulação com o valor do *Nusselt* obtido a partir das equações apresentadas na seção 5.2.3.

Na Figura 90 o primeiro quadro é referente às medições feitas próximo do estator, no segundo quadro são apresentados os resultados das medições feitas próximo do final da cabeça de bobina e o terceiro quadro apresenta os resultados das medições feitas na tampa do motor, a barra de erro apresentada é o valor do desvio padrão das medições feitas no plano. O escoamento na *região da cabeça de bobina* é devido à rotação das aletas presentes no anel de curto do rotor, assim devido ao posicionamento da cabeça de bobina, ela atuará como uma barreira ao escoamento de ar no interior do motor. Isto pode ser observado na Figura 90 onde é possível verificar que a velocidade entre a cabeça de bobina e a carcaça é significativamente menor que a velocidade na região da tampa do motor. É possível também observar que excetuando os dois pontos extremos, a velocidade no interior do motor apresenta uma dependência linear com a velocidade angular do rotor, independentemente da posição. Observando as barras de erro apresentadas, é possível verificar que na região da tampa do motor foram observadas as maiores variações percentuais entre as medições de velocidade. Isto é devido ao fato de haver um ressalto entre as tomadas de velocidade, que acaba desviando o escoamento (ver Figura 28).

Nesta figura é também feito o comparativo entre o valor velocidade mensurado experimentalmente e o valor obtidos a partir do modelo numérico. O modelo numérico conseguiu capturar o comportamento do escoamento com um erro percentual médio de aproximadamente 5.8%. Durante as simulações foi observado a presença de oscilações numéricas da magnitude da velocidade na ordem de $0.2 [m/s]$ e devido ao fato de na região situada entre a cabeça de bobina e a carcaça as velocidades são baixas, os resultados numéricos apresentaram uma variação em relação ao ensaio superior à variação da medição experimental.

Figura 90 - Comparação da média dos dados experimentais com o modelo numérico.



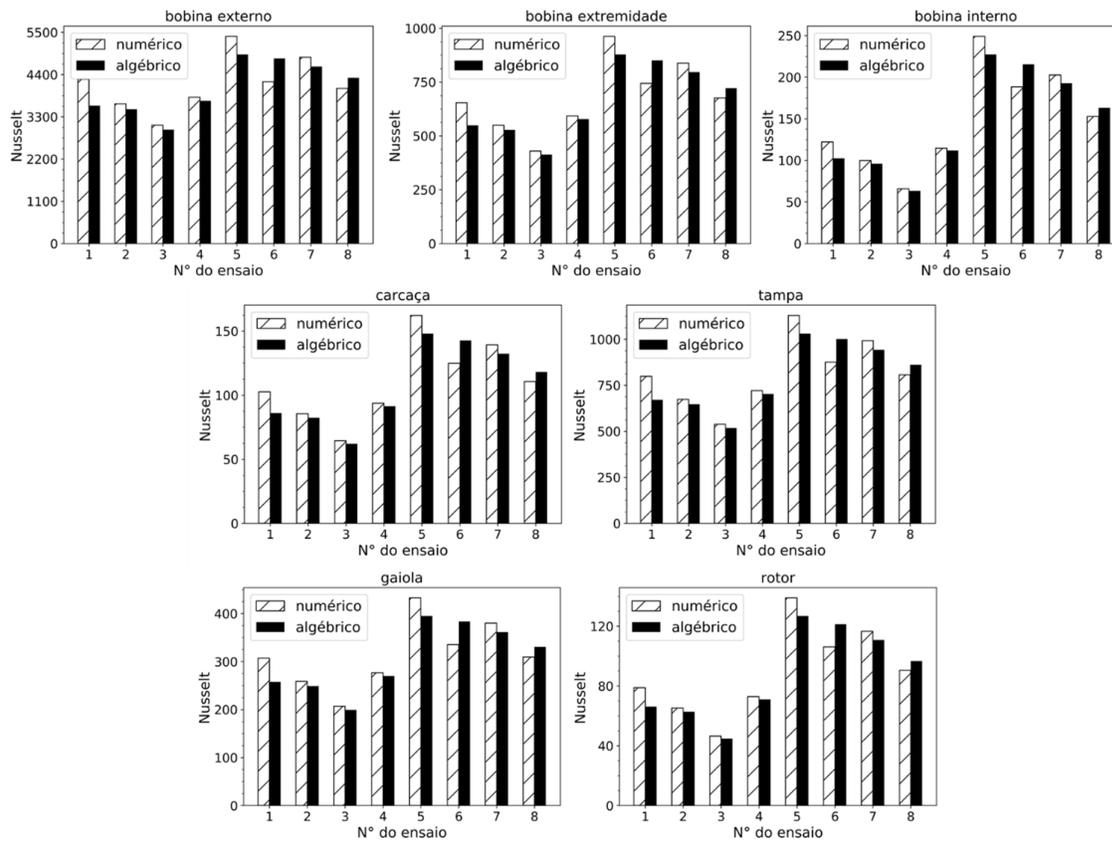
Fonte: Próprio autor.

Na Tabela 23 são apresentados os valores da elevação de temperatura superficial dos componentes internos do motor para as diferentes condições de torque e de velocidade angular aplicadas no ensaio. Na Figura 91 são apresentados os valores de *Nusselt* nas superfícies internas do motor. Deve-se ressaltar que devido ao não desenvolvimento de uma expressão analítica para o cálculo do *Nusselt* na superfície do estator, não foi realizado um comparativo nesta superfície. Pode-se observar que os valores obtidos para as expressões algébricas apresentaram uma boa concordância com os resultados obtidos na simulação, nota-se também que as diferenças mais expressivas foram observadas nas condições onde a diferença de temperatura entre os componentes interno do motor foram menores.

Tabela 23 - Valores de elevação de temperatura medidos experimentalmente na região da cabeça de bobina.

Ensaio	ω_{rot} [rpm]	% de torque	ΔT_{bob} [K]	ΔT_{carc} [K]	$\Delta T_{estator}$ [K]	ΔT_{gaiola} [K]	ΔT_{rotor} [K]
1	750	25	11.9	7.9	10.7	13.3	13.2
2	750	50	20.1	12.0	18.0	24.6	24.5
3	750	100	69.8	43.4	68.3	108.8	108.1
4	1125	100	64.9	35.0	59.0	89.4	89.0
5	1500	25	16.4	10.5	15.8	20.2	20.2
6	1500	50	23.4	14.1	21.8	29.5	29.5
7	1500	75	38.2	21.1	35.2	49.9	50.0
8	1500	100	61.6	32.3	56.6	82.4	82.4

Figura 91 - Valores de *Nusselt*, nas superfícies da região da cabeça de bobina, obtidos a partir das temperaturas de ensaio do motor.



Fonte: Próprio autor

6 CONCLUSÃO

O *design* de um motor elétrico tem apresentado grandes melhoras através do trabalho centrado na maximização da potência e rendimento e minimização do peso do motor. Com o advento de novos materiais e de novas estratégias de otimização, bem como em função da competitividade econômica, o *design* dos motores está cada vez mais próximo dos limites de temperatura. Consequentemente, tem aumentado a necessidade de modelos algébricos precisos para estimar a elevação de temperatura dos componentes do motor. Estes modelos, são dependentes de expressões para o cálculo da convecção na superfície dos componentes do motor. E através do uso de modelos complexos de dinâmica de fluídos computacional é possível desenvolver estas relações.

O modelo de cilindros concêntricos lisos se provou capaz de modelar corretamente o processo de transferência de calor na superfície do rotor na região do entreferro. Porém, nas superfícies do estator, o modelo subestimou o processo de transferência de calor.

Com o uso de um modelo com ressaltos e com a região de entrada bem definida foi possível modelar corretamente o processo de transferência de calor nas superfícies do rotor, do estator e também da bobina. O parâmetro adimensional mais impactante na transferência de calor, no entreferro, na superfície da bobina foi a largura adimensionalizada. Para modelar a transferência de calor na superfície do rotor o único parâmetro necessário é no número de *Taylor*. E na superfície do estator é necessário que seja utilizado, além do número de *Taylor*, os valores da largura adimensionaliza e o ângulo de abertura de uma célula unitária do entreferro.

Na região da cabeça de bobina, dois parâmetros tiveram impacto significativo na transferência de calor em todas as superfícies avaliadas, estes parâmetros são o número de *Reynolds* e a razão de aspecto da bobina.

Foi possível desenvolver expressões analíticas, que modelassem o processo de transferência de calor com fidelidade aos resultados numéricos, para as superfícies que se encontram na porção central do motor. Nas superfícies situadas entre a carcaça e a cabeça de bobina, foi possível desenvolver expressões algébricas para modelar o processo de transferência de calor, porém um número significativo de configurações apresentou diferenças superiores à 10% entre o modelo numérico e a

expressão algébrica. Na superfície do estator não foi possível desenvolver uma relação algébrica que modelasse corretamente o processo de transferência de calor.

Devido ao fato de que o escoamento no interior de um motor elétrico apresenta um caráter oscilatório, sugere-se para um trabalho futuro a simulação do escoamento em regime transiente. Outra sugestão para trabalhos futuros consiste na utilização de modelos de turbulências que possuam a capacidade de modelar flutuações não isotrópicas da turbulência, como por exemplo o *Reynolds Stress Model*, e o *Large Eddy Simulation*.

7 REFERÊNCIAS

BARTH, T. J.; JESPERSON, D. C. **The design and application of upwind schemes on unstructured meshes**. 27th Aerospace Sciences Meeting. Reno: [s.n.]. 1989.

BECKER, K. M.; KAYE, J. Measurements of Diabatic Flow in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder. **Journal of Heat Transfer**, v. 84, p. 97-104, Maio 1962.

BECKER, K. M.; KAYE, J. The Influence of a Radial Temperature Gradient on the Instability of Fluid Flow in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder. **Journal of Heat Transfer**, v. 84, p. 106-110, Maio 1962.

BJORKLUND, I. S.; KAYS, W. M. Heat Transfer Between Concentric Rotating Cylinders. **Journal of Heat Transfer**, v. 81, p. 175-186, 1959.

BOGLIETTI, A.; CAVAGNINI, A. Analysis of the Endwinding Cooling Effects in TEFC Induction Motors. **IEEE Transactions of Industry Applications**, v. 43, p. 1214-1222, Setembro/Outubro 2007.

BOGLIETTI, A.; CAVAGNINO, A.; STATON, D. A. TEFC induction motors thermal models: A parameter sensitivity analysis. **IEEE Transaction on Industry Applications**, v. 20, p. 756-763, 2005.

BOUAFIA, M. et al. Experimental and numerical study of heat transfer in an annular gap without axial flow with a rotating inner cylinder. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 38, p. 547-559, Janeiro 1997.

BOUAFIA, M. et al. Experimental Analysis of Heat Transfer in a Narrow and Grooved Annular Gap With Rotating Inner Cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 41, p. 1279-1291, Maio 1998.

BOUSBAINE, A. **An investigation into the thermal modelling of induction motors**. Sheffield: University of Sheffield, 1993.

COLES, D. Transition in circular Couette flow. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 21, p. 385-425, 1965.

FARSANE, K.; DESEVAUX, P.; PANDAY, P. K. Experimental study of hte cooling of a closed type electric motor. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, p. 1321-1334, 2000.

FENÓT, M. et al. A review of heat transfer between concentric rotating cylinders. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, p. 1138-1155, 2011.

FÉNOT, M. et al. Convective heat transfer in the entry region of an annular channel with slotted rotating inner cylinder. **Applied Thermal Engineering**, v. 54, p. 354-358, 2013.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONLAD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 7ª. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Ltda., 2010.

GARGIONE, T. **Simulação Numérica de Escoamentos Turbulentos com Aplicações em Engenharia**. Joinville: [s.n.], 2012.

HAYASE, T.; HUMPHREY, J. A. C.; GREIF, R. Numerical Calculation of Convective Heat Transfer Between Rotating Coaxial Cylinders With Periodically Embedded Cavities. **Journal of Heat Transfer**, v. 114, p. 589-597, Agosto 1992.

HEILES, F. Design and arrangement of cooling fins. **Elektrotechnik und Maschinenbau**, 1952.

HIRAI, S. et al. Turbulent Heat Transfer to the Flow in a Concentric Annulus With a Rotating Inner Cylinder. **International Heat Transfer Conference**, p. 895-900, 1986.

HOSAIN, M. L.; FDHILA, B. Air-Gap Heat Transfer in Rotating electrical Machines: A Parametric Study. **Energy Procedia**, v. 142, p. 4176-4181, agosto 2017.

HOSAIN, M. L.; FDHILA, R. B.; RÖNNBERG, K. Air-Gap Flow and Thermal Analysis of Rotating Machines. **Energy Procedia**, v. 105, p. 5153-5159, 2017.

HOWEY, D. A.; CHILDS, P. R. N.; HOLMES, A. S. Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, v. 59, p. 1367-1375, Março 2012.

HUAI, Y.; MELNIK, R. V. N.; THOGERSEN, P. B. Computational analysis of temperature rise phenomena in electric induction motors. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, p. 779-795, 2003.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamento da Transferência de Calor**. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Ltda, 2011.

JENG, T.-M. et al. Thermal characteristics in the annulus with an inner rotating rib-roughness cylinder. **Heat Mass Transfer**, v. 44, p. 527-533, 2008.

KADER, B. A. Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 24, p. 1541-1544, Setembro 1981.

KAYS, M.; CRAWFORD, M. E. **Convective Heat and Mass Transfer**. New York: McGraw Hill Inc., 2005. 546 p.

KIM, C.; LEE, K.-S.; YOON, L.-J. Effect of air-gap fans on cooling of windings in a large-capacity, high-speed induction motor. **Applied Thermal Engineering**, v. 100, p. 658-667, Maio 2016.

LASAGNA, D.; TUTTY, O. R.; CHERNYSHENKO, S. Flow regimes in a simplified Taylor–Couette-type flow model. **European Journal of Fluid Mechanics - B/Fluids**, v. 57, p. 176-191, 2016.

LEE, S.-H. et al. Experimental investigation of the effect of axial wall slits on Taylor-Couette flow. **Fluid Dynamics Research**, p. 1-12, 2009.

LEVICH, E. Certain problems in the theory of developed hydrodynamical turbulence. **Physics Reports**, v. 151, p. 129-238, Julho 1987.

MALISKA, R. C. **Transferência de Calor e Mecânica dos Flúidos Computacional**. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Ltda., 2004.

MALUMBRES, J. A. et al. Analysis of relevant aspects of thermal and hydraulic modeling of electric machines. Application in an open self ventilated machine. **Applied Thermal Engineering**, v. 75, p. 277-288, 2015.

MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA Journal**, v. 32, p. 1598-1605, Agosto 1994.

MENTER, R. **Multiscale Model for Turbulent Flows**. 24th Fluid Dynamics Conference. [S.l.]: [s.n.]. 1993.

MICALLEF, C. et al. **An Alternative Cooling Arrangement for the End Region of a Totally Enclosed Fan Cooled (TEFC) Induction Motor**. 2008 4th IET Conference on Power Electronics, Machines and Drives. [S.l.]: [s.n.]. 2008. p. 305-309.

MUGGLESTONE, J.; LAMPARD, D.; PICKERING, S. J. Effects of end winding porosity upon the flow field and ventilation losses in the end region of TEFC induction machines. **IEE Proceedings - Electric Power Applications**, v. 145, p. 423-428, Setembro 1998.

REZENDE, V. D. P. **Modelagem matemática e desenvolvimento de metodologia computacional para a simulação numérica do escoamento bifásico de ar e ferro-gusa em canal de corrida de alto-forno**. Florianópolis: [s.n.], 2008.

RHIE, C. M.; CHOW, W. L. Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation. **AIAA Journal**, v. 21, p. 1525-1532, 1983.

ROBERTS, D. **The application of an induction motor thermal model to motor protection and other functions**. Liverpool: University of Liverpool, 1986.

SANANDRES, U. et al. Design of Cooling Systems Using Computational Fluid Dynamics and Analytical Thermal Models. **IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS**, v. 61, p. 4383-4391, Agosto 2014.

SAP IP INC. **Ansys CFX Release 11.0 Manual**. Canonsburg: [s.n.], 2017.

SAS IP INC. **Ansys CFX-Solver Modeling Guide**. Canonsburg: [s.n.], 2011.

SAS IP INC. **Ansys CFX-Solver Theory Guide**. Canonsburg: [s.n.], 2011.

SATRUSTEGUI, M. et al. Design criteria for water cooled systems of induction machines. **Applied Thermal Engineering**, p. 1018-1028, 2017.

SATRUSTEGUI, M. et al. Wafter design for totally enclosed electric machines. **Applied Thermal Engineering**, v. 114, p. 93-105, Março 2018.

SEGHIR-OUALIL, S. et al. Study of the thermal behavior of a synchronous motor with permanent magnets. **Mécanique & Industris**, v. 10, p. 455-476, 2009.

STATON, D. A.; BOGLIETTI, A.; CAVAGNINO, A. Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis in small and medium size industrial induction motors. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, v. 41, p. 602-608, 2005.

TACHIBANA, F.; FUKUI, S.; MITSUMURA, H. Heat Transfer in an Annulus with an Inner Rotating Cylinder. **Bulletin of JSME**, v. 3, p. 119-123, 1960.

TAKAHASHI, K. et al. Airflow and Thermal Conductance in a Totally Enclosed Induction Motor. **Heat Transfer - Asian Research**, v. 31, p. 7-20, 2002.

TANNENHILL, J. C.; ANDERSON, D. A.; PLETCHER, R. H. **Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer**. New York: Hemisphere Pub Co., 1984.

TAYLOR, G. I. Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders. **Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences**, v. 223, p. 289-343, 1923.

WILCOX, C. **Turbulence Modeling for CFD**. 2ª. ed. Califórnia: DCW Industries, 2000. 460 p.

ZDANSKI, P. S. **Desenvolvimento de um Método Numérico para Cálculo de Escoamentos Incompressíveis: Aplicação na Análise da Troca de Calor em Cavidades Rasas**. São José dos Campos: [s.n.], 2003.

ANEXOS

Anexo A - Tabela com os parâmetros gerados pelo método *OSF* na análise paramétrica do entreferro.

Configuração	L_{chapas}	$ang_{seção}$	alt_{ress}	$larg_{ress}$	ω_{rot}
	[mm]	[°]	[mm]	[mm]	[rad s ⁻¹]
1	208	5	0.754	1.28	224.3097072
2	204	5	1.09	2.4	99.9026464
3	228	5	0.922	2.24	122.522112
4	152	5	1.062	1.76	212.9999744
5	156	5	0.698	1.6	292.168104
6	240	5	1.006	1.2	337.4070352
7	212	5	1.23	2.8	314.7875696
8	244	5	0.726	2.64	246.9291728
9	232	5	1.118	1.84	303.4778368
10	164	5	0.95	2.72	348.716768
11	168	5	0.978	1.12	133.8318448
12	180	5	1.286	1.92	258.2389056
13	236	5	0.838	1.68	190.3805088
14	224	5	0.866	2.48	280.8583712
15	192	5	1.174	1.52	371.3362336
16	248	5	1.146	2.16	201.6902416
17	176	5	0.81	2.08	111.2123792
18	200	5	0.67	2.88	156.4513104
19	188	5	0.642	1.44	167.7610432
20	160	5	1.202	2.56	179.070776
21	172	5	0.782	2.32	326.0973024
22	220	5	1.258	1.36	145.1415776
23	184	5	1.034	2.96	235.61944
24	196	5	0.894	1.04	269.5486384
25	216	5	0.614	2	360.0265008
26	208	10	0.754	1.28	224.3097072
27	204	10	1.09	2.4	99.9026464
28	228	10	0.922	2.24	122.522112
29	152	10	1.062	1.76	212.9999744
30	156	10	0.698	1.6	292.168104
31	240	10	1.006	1.2	337.4070352
32	212	10	1.23	2.8	314.7875696
33	244	10	0.726	2.64	246.9291728
34	232	10	1.118	1.84	303.4778368
35	164	10	0.95	2.72	348.716768
36	168	10	0.978	1.12	133.8318448
37	180	10	1.286	1.92	258.2389056

38	236	10	0.838	1.68	190.3805088
39	224	10	0.866	2.48	280.8583712
40	192	10	1.174	1.52	371.3362336
41	248	10	1.146	2.16	201.6902416
42	176	10	0.81	2.08	111.2123792
43	200	10	0.67	2.88	156.4513104
44	188	10	0.642	1.44	167.7610432
45	160	10	1.202	2.56	179.070776
46	172	10	0.782	2.32	326.0973024
47	220	10	1.258	1.36	145.1415776
48	184	10	1.034	2.96	235.61944
49	196	10	0.894	1.04	269.5486384
50	216	10	0.614	2	360.0265008
51	208	15	0.754	1.28	224.3097072
52	204	15	1.09	2.4	99.9026464
53	228	15	0.922	2.24	122.522112
54	152	15	1.062	1.76	212.9999744
55	156	15	0.698	1.6	292.168104
56	240	15	1.006	1.2	337.4070352
57	212	15	1.23	2.8	314.7875696
58	244	15	0.726	2.64	246.9291728
59	232	15	1.118	1.84	303.4778368
60	164	15	0.95	2.72	348.716768
61	168	15	0.978	1.12	133.8318448
62	180	15	1.286	1.92	258.2389056
63	236	15	0.838	1.68	190.3805088
64	224	15	0.866	2.48	280.8583712
65	192	15	1.174	1.52	371.3362336
66	248	15	1.146	2.16	201.6902416
67	176	15	0.81	2.08	111.2123792
68	200	15	0.67	2.88	156.4513104
69	188	15	0.642	1.44	167.7610432
70	160	15	1.202	2.56	179.070776
71	172	15	0.782	2.32	326.0973024
72	220	15	1.258	1.36	145.1415776
73	184	15	1.034	2.96	235.61944
74	196	15	0.894	1.04	269.5486384
75	216	15	0.614	2	360.0265008

Anexo B - Resultados da avaliação paramétrica do entreferro.

Configuração	Tamanho da malha	Taylor	alt_{ress}^*	$larg_{ress}^*$	Nu_{bob}	Nu_{rot}	Nu_{sta}
1	597476	962.52	0.00363	0.00615	2.763	1.969	1.978
2	724842	192.42	0.00534	0.01176	1.585	1.479	1.809
3	675248	288.97	0.00404	0.00982	1.647	1.507	1.851
4	1007060	870.68	0.00699	0.01158	2.359	1.872	1.974
5	911504	1626.71	0.00447	0.01026	2.236	2.370	2.377
6	612026	2185.96	0.00419	0.00500	3.545	2.459	2.386
7	776895	1917.18	0.00580	0.01321	2.149	2.237	2.904
8	669184	1167.18	0.00298	0.01082	1.214	2.097	2.610
9	669512	1779.20	0.00482	0.00793	3.009	2.199	2.514
10	930240	2330.53	0.00579	0.01659	1.462	2.569	3.055
11	905536	342.89	0.00582	0.00667	2.691	1.647	1.537
12	821808	1288.17	0.00714	0.01067	2.780	2.009	2.232
13	625512	695.86	0.00355	0.00712	2.291	1.734	1.921
14	690464	1515.59	0.00387	0.01107	1.631	2.210	2.721
15	673225	2655.30	0.00611	0.00792	3.426	2.523	2.579
16	698142	786.67	0.00462	0.00871	2.364	1.719	2.107
17	840912	236.58	0.00460	0.01182	1.468	1.590	1.766
18	713706	467.99	0.00335	0.01440	0.946	1.597	2.101
19	600248	536.82	0.00341	0.00766	2.106	1.706	1.746
20	991800	618.65	0.00751	0.01600	1.829	1.625	2.015
21	858940	2032.06	0.00455	0.01349	1.571	2.502	2.813
22	678114	407.18	0.00572	0.00618	2.841	1.529	1.602
23	794648	1068.63	0.00562	0.01609	1.380	1.963	2.564
24	604032	1390.35	0.00456	0.00531	3.311	2.188	2.033
25	614760	2471.08	0.00284	0.00926	1.702	2.665	2.888
26	969428	961.30	0.00363	0.00615	2.705	1.995	1.902
27	1103052	191.29	0.00534	0.01176	1.401	1.601	1.665
28	1036588	287.26	0.00404	0.00982	1.465	1.626	1.674
29	1928020	868.08	0.00699	0.01158	2.241	1.923	1.867
30	1782400	1623.48	0.00447	0.01026	2.177	2.426	2.221
31	1008476	2173.87	0.00419	0.00500	3.201	2.553	2.300
32	1125332	1910.37	0.00580	0.01321	2.073	2.273	2.600
33	993376	1161.87	0.00298	0.01082	1.198	2.175	2.201
34	1049220	1768.22	0.00482	0.00793	2.663	2.300	2.347
35	1796032	2331.18	0.00579	0.01659	1.579	2.553	2.749
36	1725592	341.87	0.00582	0.00667	2.540	1.695	1.530
37	1435548	1283.18	0.00714	0.01067	2.572	2.069	2.147
38	982512	691.56	0.00355	0.00712	2.041	1.839	1.758
39	1036452	1512.16	0.00387	0.01107	1.628	2.245	2.411
40	1071169	2650.58	0.00611	0.00792	3.344	2.580	2.582
41	1081166	780.70	0.00462	0.00871	2.004	1.822	1.895
42	1625136	235.89	0.00460	0.01182	1.395	1.668	1.639

43	1051102	466.99	0.00335	0.01440	0.964	1.661	1.775
44	965818	536.85	0.00341	0.00766	2.115	1.724	1.658
45	1910992	616.16	0.00751	0.01600	1.692	1.693	1.833
46	1654056	2032.29	0.00455	0.01349	1.659	2.486	2.525
47	1067220	405.22	0.00572	0.00618	2.548	1.599	1.589
48	1398726	1066.63	0.00562	0.01609	1.401	1.994	2.251
49	1000228	1390.00	0.00456	0.00531	3.318	2.191	2.056
50	973320	2469.75	0.00284	0.00926	1.761	2.713	2.641
51	1372376	961.80	0.00363	0.00615	2.734	1.989	1.891
52	1524486	190.78	0.00534	0.01176	1.330	1.653	1.611
53	1428900	286.57	0.00404	0.00982	1.399	1.674	1.613
54	2801320	866.92	0.00699	0.01158	2.182	1.936	1.831
55	2502912	1625.10	0.00447	0.01026	2.227	2.390	2.170
56	1398730	2169.83	0.00419	0.00500	3.099	2.585	2.272
57	1571556	1903.54	0.00580	0.01321	1.932	2.358	2.483
58	1376512	1160.43	0.00298	0.01082	1.186	2.193	2.083
59	1447407	1762.71	0.00482	0.00793	2.503	2.327	2.243
60	2531008	2324.92	0.00579	0.01659	1.523	2.594	2.589
61	2461376	341.58	0.00582	0.00667	2.503	1.711	1.528
62	1597668	1280.07	0.00714	0.01067	2.453	2.102	2.097
63	1385412	690.89	0.00355	0.00712	2.003	1.839	1.706
64	1426936	1509.92	0.00387	0.01107	1.598	2.264	2.298
65	1502275	2641.23	0.00611	0.00792	3.116	2.582	2.478
66	1498154	778.16	0.00462	0.00871	1.879	1.868	1.818
67	1448250	235.66	0.00460	0.01182	1.372	1.696	1.596
68	1449526	466.40	0.00335	0.01440	0.954	1.690	1.676
69	1358980	535.96	0.00341	0.00766	2.050	1.752	1.606
70	2715000	613.80	0.00751	0.01600	1.569	1.743	1.743
71	2313116	2029.37	0.00455	0.01349	1.632	2.494	2.409
72	1512216	403.80	0.00572	0.00618	2.367	1.646	1.565
73	1572050	1063.81	0.00562	0.01609	1.343	2.030	2.116
74	1383531	1388.41	0.00456	0.00531	3.245	2.207	2.025
75	1351800	2470.62	0.00284	0.00926	1.792	2.662	2.513

Anexo C - Tabela com os parâmetros gerados pelo método OSF na análise paramétrica da região da cabeça de bobina.

Configuração	L_{chapas} [m]	$R_{int_{est}}$ [m]	alt_{gaiola} [m]	alt_{aleta} [m]	alt_{bob} [m]	$R_{ext_{bob}}$ [m]	$Frac_{gaiola}$ []	ω_{rot} [rad/s]
1	0.151	0.097	0.018	0.018	0.058	0.120	0.635	144.00
2	0.160	0.087	0.019	0.024	0.066	0.122	0.645	261.33
3	0.162	0.102	0.007	0.020	0.054	0.123	0.605	197.33
4	0.164	0.093	0.013	0.022	0.047	0.120	0.618	357.33
5	0.167	0.082	0.016	0.020	0.051	0.110	0.592	266.67

6	0.169	0.100	0.008	0.022	0.073	0.118	0.652	314.67
7	0.171	0.099	0.018	0.016	0.065	0.115	0.575	309.33
8	0.176	0.098	0.013	0.024	0.072	0.119	0.568	154.67
9	0.178	0.080	0.008	0.025	0.059	0.114	0.565	218.67
10	0.184	0.079	0.012	0.021	0.063	0.125	0.572	325.33
11	0.187	0.083	0.006	0.016	0.063	0.112	0.615	202.67
12	0.189	0.079	0.015	0.018	0.062	0.116	0.552	128.00
13	0.193	0.103	0.015	0.024	0.055	0.121	0.562	250.67
14	0.196	0.089	0.016	0.024	0.065	0.111	0.665	330.67
15	0.198	0.103	0.011	0.017	0.056	0.121	0.695	298.67
16	0.200	0.101	0.013	0.019	0.071	0.111	0.628	149.33
17	0.209	0.091	0.010	0.021	0.069	0.112	0.555	320.00
18	0.211	0.096	0.007	0.025	0.059	0.113	0.692	277.33
19	0.213	0.077	0.011	0.023	0.060	0.124	0.595	165.33
20	0.216	0.085	0.006	0.019	0.048	0.114	0.658	138.67
21	0.222	0.095	0.018	0.020	0.049	0.116	0.598	122.67
22	0.224	0.097	0.011	0.015	0.053	0.118	0.558	240.00
23	0.227	0.104	0.017	0.023	0.057	0.119	0.688	213.33
24	0.229	0.094	0.010	0.023	0.045	0.114	0.582	229.33
25	0.231	0.095	0.019	0.019	0.049	0.117	0.612	346.67
26	0.233	0.075	0.012	0.017	0.047	0.118	0.608	282.67
27	0.236	0.089	0.007	0.022	0.051	0.123	0.622	304.00
28	0.240	0.092	0.017	0.017	0.067	0.124	0.588	192.00
29	0.244	0.093	0.020	0.022	0.069	0.116	0.578	272.00
30	0.247	0.091	0.010	0.016	0.064	0.113	0.655	341.33
31	0.250	0.088	0.016	0.025	0.065	0.125	0.622	188.50

Anexo D - Resultados da avaliação paramétrica da *região da cabeça de bobina* (parâmetros independentes).

Config.	Reynolds	Fr_{cage}	Fr_{aleta}	Fr_{bob}	Gp_{ax}	Gp_{rad}	$Gp_{rad_{ax}}$	$Fr_{cage_{bob}}$	Fr_{raio}
1	138941	1.01	0.51	2.47	0.37	0.08	0.20	1.62	0.80
2	195221	1.24	0.77	1.89	0.31	0.07	0.21	1.54	0.71
3	214426	3.11	0.50	2.59	0.36	0.06	0.15	2.02	0.83
4	326423	1.66	0.63	1.79	0.39	0.08	0.20	1.32	0.78
5	184449	1.21	0.58	1.82	0.36	0.15	0.42	1.44	0.74
6	331824	2.90	0.63	3.93	0.26	0.09	0.34	2.48	0.84
7	313937	0.90	0.38	4.04	0.29	0.12	0.40	1.96	0.86
8	147856	1.84	0.56	3.40	0.25	0.08	0.34	1.98	0.82
9	139757	3.05	0.72	1.72	0.30	0.12	0.40	1.77	0.70
10	202412	1.75	0.61	1.37	0.27	0.04	0.16	1.93	0.63
11	143126	2.83	0.48	2.22	0.26	0.14	0.54	3.01	0.75
12	79747	1.15	0.50	1.68	0.26	0.11	0.41	1.86	0.68

13	268794	1.61	0.54	3.18	0.29	0.07	0.26	1.38	0.86
14	266678	1.53	0.81	3.06	0.23	0.15	0.64	1.61	0.81
15	316594	1.56	0.54	3.03	0.27	0.07	0.25	2.02	0.85
16	154405	1.42	0.50	7.25	0.19	0.14	0.76	2.24	0.91
17	269688	2.15	0.52	3.30	0.18	0.14	0.75	2.22	0.81
18	259311	3.44	0.83	3.52	0.22	0.13	0.59	1.86	0.85
19	97788	1.99	0.74	1.26	0.21	0.04	0.21	1.74	0.62
20	100172	3.31	0.67	1.65	0.27	0.12	0.47	1.91	0.74
21	113366	1.09	0.52	2.45	0.24	0.11	0.46	1.30	0.83
22	231486	1.44	0.35	2.60	0.22	0.09	0.43	2.08	0.83
23	234265	1.32	0.70	3.70	0.19	0.08	0.41	1.44	0.87
24	207054	2.43	0.59	2.32	0.25	0.13	0.52	1.39	0.83
25	318268	1.01	0.52	2.23	0.23	0.10	0.46	1.28	0.81
26	163781	1.37	0.58	1.11	0.23	0.10	0.42	1.58	0.64
27	244006	3.25	0.66	1.47	0.21	0.05	0.26	1.74	0.72
28	166842	1.01	0.44	2.09	0.12	0.05	0.40	2.01	0.74
29	241256	1.09	0.55	2.99	0.10	0.11	1.13	1.68	0.80
30	289026	1.57	0.51	2.84	0.12	0.13	1.11	2.45	0.80
31	149603	1.56	0.76	1.73	0.10	0.04	0.37	1.59	0.70

Anexo E - Resultados da avaliação paramétrica da *região da cabeça de bobina* (parâmetros dependentes).

Configuração	$Nu_{bob_{extr}}$	$Nu_{bob_{ext}}$	$Nu_{bob_{int}}$	Nu_{gaiola}	Nu_{rot}	Nu_{sta}	Nu_{tpa}	Nu_{fre}
1	314	135	210	272	139	64	319	642
2	380	90	285	341	123	82	395	277
3	416	166	463	411	237	79	461	1429
4	546	212	563	494	241	287	599	1894
5	318	169	314	362	148	251	362	514
6	600	180	634	530	377	142	643	756
7	484	353	476	476	226	372	596	865
8	359	147	181	282	108	90	347	277
9	281	82	246	300	139	60	316	305
10	303	60	352	408	159	58	361	259
11	260	152	290	367	160	264	310	359
12	212	81	73	206	59	68	149	303
13	592	333	374	407	189	299	555	662
14	457	296	380	427	180	416	537	516
15	630	308	530	564	230	261	581	566
16	280	288	210	333	127	304	366	353
17	521	196	440	469	317	96	558	436
18	451	367	437	471	238	463	537	605
19	180	46	180	228	83	34	191	178
20	221	149	179	262	106	194	225	365

21	274	183	109	229	74	145	272	690
22	471	232	402	414	190	94	478	549
23	536	256	300	367	101	302	497	527
24	393	287	326	364	181	343	435	818
25	612	349	414	443	210	144	611	834
26	266	75	250	306	152	34	295	449
27	407	132	416	399	256	70	461	389
28	309	132	239	298	104	69	326	146
29	417	284	310	357	162	330	455	595
30	499	337	432	497	260	372	539	607
31	281	85	241	246	119	108	300	148

Anexo F - Rotina desenvolvida em *Python* para a obtenção dos coeficientes das equações algébricas

```

import os
import numpy as np
import pandas as pd
from sklearn import linear_model
import matplotlib.pyplot as plt

# pega o caminho da pasta
path = os.getcwd()
file = 'resultados-v3.txt'

# monta o nome do arquivo
filename = path + '\\ ' + file

# importa o arquivo de texto como sendo um dataframe
data = pd.read_table(filename, dtype={'ds_comprimento_do_pacote': np.float64,
'angulo': np.float64, 'ds_altura_da_ranhura': np.float64, 'ds_largura_da_ranhura':
np.float64, 'zrot (radian s^-1)': np.float64, 'Mesh Nodes': np.int64, 'lc (m)': np.float64,
'whf bob (W m^-2)': np.float64, 'whf rot (W m^-2)': np.float64, 'whf sta (W m^-2)':
np.float64, 'y plus': np.float64, 'pmec (W)': np.float64, 't bob (K)': np.float64, 't rot (K)':
np.float64, 't sta (K)': np.float64, 'tave (K)': np.float64, 'dh (m)':np.float64})

```

```

# calcula as propriedades do ar baseado na temperatura média
data['ni'] = (7.227*10**-4*data['tave (K)']**1.753)*10**-6
data['k'] = (0.1942*data['tave (K)']**0.8602)*10**-3
data['Pr'] = 4.619*10**-7*data['tave (K)']**2-4.917*10**-4*data['tave (K)']+8.139*10**-1

# calcula o número de Taylor, considerando o entreferro como comprimento característico
data['Taylor'] = (data['zrot (radian s^-1)']**2*0.08742*data['lc (m)']**3)/data['ni']**2

# calcula os parâmetros geométricos adimensionais
data['altura'] = data['ds_altura_da_ranhura']/data['ds_comprimento_do_pacote']
data['largura'] = data['ds_largura_da_ranhura']/data['ds_comprimento_do_pacote']

# calcula os valores dos coeficientes convectivos em cada uma das superfícies
data['h bob'] = data['whf bob (W m^-2)']/(data['tave (K)']-data['t bob (K)'])
data['h rot'] = data['whf rot (W m^-2)']/(data['t rot (K)']-data['tave (K)'])
data['h sta'] = data['whf sta (W m^-2)']/(data['tave (K)']-data['t sta (K)'])

# calcula o Nusselt para cada uma das superfícies
data['Nu bob'] = (data['h bob']*data['lc (m)'])/data['k']
data['Nu rot'] = (data['h rot']*data['lc (m)'])/data['k']
data['Nu sta'] = (data['h sta']*data['lc (m)'])/data['k']

# define os dados que serão analisados para fazer a regressão
data2 = data[['Taylor', 'altura', 'largura', 'angulo', 'Nu bob', 'Nu rot', 'Nu sta', 'pmec (W)']]

# cria a matriz de correlação
correlacao = data2.corr()

# define a variável dependente
yvar = 'pmec (W)'

```

```
# define a(s) variável(is) independente(s)
xvar = ['Taylor', 'altura', 'largura', 'angulo']

# cria o dataframe com a variável dependente
target = data[yvar]
# cria o dataframe com a(s) variável(is) independente(s)
X = data[xvar].copy()

# cria uma dataframe auxiliar
X2 = pd.DataFrame([])

# lineariza o dataframe da variável dependente
target2 = np.log(target)

# lineariza o dataframe da(s) variável(is) independente(s)
X2[xvar] = np.log(X[xvar])

# cria o modelo linear
lm = linear_model.LinearRegression()

# calcula os coeficientes do modelo linear
model = lm.fit(X2, target2)

# apresenta a representatividade do modelo
print(lm.score(X2, target2))

# apresenta o(s) coeficiente(s) angular(es) do modelo
print(lm.coef_)

# apresenta o coeficiente linear do modelo
print(lm.intercept_)
```