

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

Thiago Voigdlener

**DESEMPENHO TÉRMICO DE MOTORES ELÉTRICOS DE
INDUÇÃO**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Mecânica
Orientador: Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph. D.

Florianópolis

2010

Catálogo na fonte elaborada pela biblioteca
da
Universidade Federal de Santa Catarina

V889d Voigdlener, Thiago

Desempenho térmico de motores elétricos de indução [tese] /
Thiago Voigdlener ; orientador, Álvaro Toubes Prata. -
Florianópolis, SC, 2010.

219 p.: il., grafs.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina,
Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Desempenho térmico. 3. Motores
elétricos de indução. I. Prata, Alvaro Toubes. II.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

Thiago Voigdlener

**DESEMPENHO TÉRMICO DE MOTORES ELÉTRICOS DE
INDUÇÃO**

Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de “Doutor em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 26 de Novembro de 2010.

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D. Sc.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph. D.
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Jurandir Itizo Yanagihara, Ph.D.
Relator
Universidade de São Paulo

Prof. Jose Viriato Coelho Vargas, Ph.D.
Universidade Federal do Paraná

Prof. Sebastião Lauro Nau, Dr.
UNERJ Jaraguá do Sul

Prof. Amir Antonio Martins de Oliveira Júnior, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Jader Riso Barbosa Júnior, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Devemos valorizar ao máximo as coisas que realmente são importantes para nós. Esta obra eu dedico a Aline.

AGRADECIMENTOS

Ao CNPq e a WEG, pelo financiamento deste trabalho;

Ao Prof. Alvaro Toubes Prata, pessoa a quem devo os maiores agradecimentos, pela competente orientação e dedicação, cuja contribuição com certeza transcende este trabalho;

Aos membros da Banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

À minha maior inspiradora Aline, pela paciência, carinho e companhia em todos os momentos.

Aos colegas do POLO, Pizarro, João, Tiago e Evandro, pela amizade, discussões e suporte para o enriquecimento e conclusão do presente trabalho;

A todos os demais integrantes do POLO, que de uma maneira direta ou indireta tornaram possível a concretização deste trabalho.

Ao corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos;

A todas as pessoas que, de alguma maneira, motivaram, criticaram, e acrescentaram experiências a esta fase importante da minha vida.

Não tenhamos pressa, mas não percamos tempo.

(José Saramago)

RESUMO

A predição exata da distribuição de temperatura em uma máquina elétrica no estágio do projeto está se tornando cada vez mais importante. Esta predição permite ao projetista otimizar o projeto, economizando assim custos efetivos. Apesar da importância de se conhecer a temperatura no interior de máquinas elétricas girantes, a literatura disponível não apresenta metodologias que possibilitem obter tal informação de forma satisfatória, que façam uso do estado da arte referente ao conhecimento disponível em escoamento e transferência de calor. No presente trabalho, o projeto térmico de motores de indução é revisto e um modelo térmico com parâmetros acoplados é apresentado para determinar a distribuição de temperatura em um motor de indução, operando em regime permanente. O modelo térmico com parâmetros acoplados consiste na combinação de parâmetros térmicos globais e de parâmetros térmicos distribuídos nas diferentes partes da máquina. O conhecimento da distribuição das perdas (fontes de calor) envolvidas na máquina é essencial na construção e análise do modelo térmico. Adotando procedimentos padrões na análise do motor, as perdas são avaliadas através de ensaios elétricos, e distribuídas no estator e no rotor. Empregando o modelo térmico, uma análise de sensibilidade é realizada, indicando que o parâmetro mais crítico no resfriamento do motor é o coeficiente convectivo de transferência de calor em sua superfície externa. Medições e cálculos exploram a não uniformidade do coeficiente de transferência de calor local da carcaça do motor para o ar ambiente e seu impacto na temperatura do motor. Ensaios em três rotações distintas mostraram variações no coeficiente de transferência de calor em torno de 20% quanto se altera a rotação de 900 rpm para 1200 rpm e cerca de 40% alterando de 1200 rpm para 1800 rpm. Algumas sugestões são apresentadas para reduzir a temperatura de operação do motor, incluindo o uso de guias para direcionar melhor o escoamento de ar sobre a carcaça. O efeito das guias de correção do escoamento de ar sobre a carcaça possibilitou observar uma elevação média de 5% no coeficiente de transferência de calor na traseira, 40% na central e 20% na dianteira do motor comparados com os resultados obtidos na condição de referência.

Palavras-chave: Desempenho Térmico. Modelo Térmico. Motores de Indução.

ABSTRACT

Accurate prediction of temperature distribution in an electrical machine at the design stage is becoming increasingly important. This prediction of temperatures enables a designer to optimize the design and thereby effective cost savings. In spite of the importance of knowing the temperature inside rotating electrical machines the available literature lacks methodologies that allow obtaining such information in a satisfactory manner and making use of the state of art knowledge related to heat transfer and fluid flow. In the present work the thermal design of induction motors is reviewed and a lumped thermal model is presented. The lumped thermal model is a combination of global thermal parameters and distributed parameters at different parts of the machine. The knowledge of losses (heat sources) involved in the different parts of the machines is essential for the construction and analysis of the thermal model. Adopting standard procedures in motor analysis, the losses are evaluated through electrical tests and are distributed in both stator and rotor. Next, employing the thermal model a sensitivity analysis is performed indicating that the most critical parameter in cooling the motor is the convective heat transfer coefficient on its external surface. Measurements and calculations explore the non uniformity of the local external heat transfer coefficient and its impact on the motor temperature. Tests on three different rotations showed variations in the external heat transfer coefficient around 20% as it changes the rotation of 900 rpm to 1200 rpm and around 40% changing from 1200 rpm to 1800 rpm. Some suggestions are presented to reduce the motor operation temperature, including the use of guide vanes to better direct the airflow over the frame. The effect of correction of guides air flow over the external surface allowed to observe an average increase of 5% in the external heat transfer coefficient in the rear, 40% in the central and 20% in the front of the motor compared to the results obtained in the reference condition.

Keywords: Thermal performance. Thermal Model. Induction Motors.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Perfis de velocidade do ar, canal central.....	40
Figura 1.2 – Medidas experimentais de temperatura [°C] nos planos centrais: (a) da carcaça e (b) do estator.....	45
Figura 2.1 – Motor de indução trifásico.....	52
Figura 2.2 – Distribuição de temperatura no estator e carcaça do motor.....	64
Figura 3.1 – Subdivisão do motor em elementos térmicos básicos.....	70
Figura 3.2 – Representação de um circuito elétrico equivalente.....	71
Figura 3.3 – Representação esquemática do modelo térmico do motor de indução.....	72
Figura 3.4 – (a) Distribuição do campo térmico na interface; (b) Queda de temperatura devido à resistência térmica interfacial.....	75
Figura 3.5 – Dependência entre a resistência térmica de contato, pressão de empacotamento, e a pressão de contato para superfície limpa.....	78
Figura 3.6 – Fontes de calor usadas no modelo.....	82
Figura 3.7 – Geração e transferência de calor [W] no quadrante superior, de um motor trifásico: 37 kW, 440 V, 4 pólos.....	86
Figura 3.8 – Distribuição radial de temperatura [°C] no quadrante superior.....	86
Figura 3.9 – Distribuição circumferencial de temperatura [°C].....	87
Figura 4.1 – Conjunto tampa defletora.....	90
Figura 4.2 – Carcaça de um motor de indução.....	90
Figura 4.3 – Geometria utilizada na simulação do conjunto tampa defletora.....	99
Figura 4.4 – Condições de contorno utilizadas: (a) Região de entrada (azul claro), tampa defletora (azul) e região de saída (vermelho); (b) Ventilador, tampa traseira, carcaça traseira (azul) e saída da tampa defletora (verde).....	99
Figura 4.5 – Geometria utilizada na simulação da superfície externa.....	101
Figura 4.6 – Condições de contorno: (a) Fronteira com fluxo constante (em azul) e fronteira de saída do fluido (em vermelho); (b) Fronteira de entrada do escoamento (em verde), superfície externa aletada (em azul).....	101
Figura 4.7 – Campo de pressão de estagnação: (a) na entrada; (b) na saída do conjunto tampa defletora (caso 1).....	105
Figura 4.8 – Vetores velocidade [m/s], na região que circunda a bolacha de fixação da tampa (caso 1).....	105
Figura 4.9 – Campo de magnitude da velocidade [m/s]: (a) na entrada; (b) na saída do conjunto tampa defletora (caso 1).....	106
Figura 4.10 – Campo de velocidade [m/s] na saída do conjunto tampa defletora (caso 1): (a) na direção axial; (b) na direção tangencial.....	106
Figura 4.11 – Variação de pressão em função da rotação no conjunto tampa defletora.....	108
Figura 4.12 – Velocidade na saída em função da rotação no conjunto tampa defletora.....	109

Figura 4.13 – Fluxo de massa em função da rotação no conjunto tampa defletora.....	109
Figura 4.14 – Campo de temperatura [°C] na carcaça do motor (caso 1): (a) esquerda; (b) superior; (c) direita.	113
Figura 4.15 – Campo de coeficiente local de transferência de calor [W/m ² .K] na carcaça do motor (caso 1): (a) esquerda; (b) superior; (c) direita.....	113
Figura 4.16 – Campo de magnitude da velocidade [m/s] sobre a carcaça (caso 1): (a) x = 0,035 m; (b) x = 0,190 m e (c) x = 0,335 m.	114
Figura 4.17 – Nova configuração proposta para o conjunto tampa defletora.	115
Figura 4.18– Campo de magnitude da velocidade [m/s]: (a) na entrada; (b) na saída do conjunto tampa defletora (configuração proposta - guias).....	115
Figura 4.19 – Campo de velocidade [m/s] na saída do conjunto tampa defletora (configuração proposta - guias): (a) na direção axial; (b) na direção tangencial.	116
Figura 4.20 – Campo de magnitude da velocidade [m/s] sobre a carcaça (configuração proposta - guias): (a) x = 0,035 m; (b) x = 0,190 m e (c) x = 0,335 m.....	117
Figura 4.21 – Campo de coeficiente local de transferência de calor [W/m ² .K] na carcaça do motor (configuração proposta - guias): (a) esquerda; (b) superior; (c) direita.	118
Figura 4.22 – Campo de temperatura [°C] na carcaça do motor (configuração proposta - guias): (a) esquerda; (b) superior; (c) direita.	118
Figura 5.1 – Bancada experimental.	122
Figura 5.2 – Desenho esquemático do sistema de medição de vazão.	126
Figura 5.3 – Detalhe do ajuste de pressão da câmara de estabilização.	127
Figura 5.4 – Medição simultânea de pressões estática e de estagnação.	127
Figura 5.5 – Transdutor de fluxo de calor com gradiente de temperatura tangencial.....	129
Figura 5.6 – Calibração com transdutor auxiliar.....	130
Figura 5.7 – Bancada de calibração.	131
Figura 5.8 – Transdutores de fluxo de calor e de temperatura.	133
Figura 5.9 – Sonda DANTEC 55P11 (dimensões em mm).	135
Figura 5.10 – Resultados experimentais de fluxo de massa de ar através do conjunto caixa defletora.....	138
Figura 5.11 – Posicionamento dos transdutores de fluxo de calor nas regiões distintas da superfície externa da carcaça: (a) superior, (b) direita, (c) inferior e (d) esquerda e caixa de ligação.	140
Figura 5.12 – Isolamento térmico do eixo.	143
Figura 5.13 – Instrumentação das superfícies internas às tampas dianteira e traseira.	143
Figura 5.14 – Instrumentação dos termopares utilizados para avaliar a temperatura ambiente.	143
Figura 5.15 – Coeficiente convectivo versus posição axial da superfície superior da carcaça.	150

Figura 5.16 – Bancada experimental (anemometria).....	152
Figura 6.1 – Balanço de energia para (ensaio F01).....	158
Figura 6.2 – Distribuição das diferenças percentuais entre ($P_{tot} - Q_{tot}$).....	158
Figura 6.3 – Fluxo de calor nas regiões da superfície externa do motor (ensaio F09).....	159
Figura 6.4 – Fluxo de calor e temperatura locais nas regiões da superfície superior (ensaio F09).....	160
Figura 6.5 – Coeficiente de transferência de calor em função do potencial de temperatura na rotação de 1800 rpm.....	162
Figura 6.6 – Fluxo de calor em função do potencial de temperatura na superfície superior da carcaça (1800 rpm).....	163
Figura 6.7 – Comparação do comportamento térmico experimental e numérico da superfície superior.....	164
Figura 6.8 – Coeficiente de transferência de calor em função do potencial de temperatura na superfície superior da carcaça nas três rotações.....	165
Figura 6.9 – Coeficiente de transferência de calor em função do potencial de temperatura na superfície superior da carcaça nas três potências (1800 rpm).....	166
Figura 6.10 – Coeficiente de transferência de calor em função do potencial de temperatura na superfície superior da carcaça nas duas temperaturas ambientes (1800 rpm).....	167
Figura 6.11 – Coeficientes de transferência de calor locais nas regiões da superfície superior da carcaça (ensaios F09 e F21).....	168
Figura 6.12 – Campo de velocidade nas regiões da superfície superior da carcaça (ensaios V06 e V12).....	169
Figura 6.13 – Temperaturas superficiais locais nas regiões da superfície superior da carcaça (ensaios F09 e F21).....	170
Figura 6.14 – Comparação do comportamento térmico da condição de referência e da proposta de melhoria na superfície superior.....	170
Figura 6.15 – Correlações ($Nu = C.Re^n.Pr^{1/3}$) da condição de referência e da proposta de melhoria nas distintas regiões da superfície superior.....	171

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Temperatura em função da classe de isolamento.	33
Tabela 1.2 – Coeficientes térmicos usados por Bousbaine (1999).....	38
Tabela 1.3 – Comparação entre as temperaturas medida e prevista, investigado por Bousbaine (1999).	38
Tabela 2.1 – Temperatura especificada.....	56
Tabela 3.1 – Condutividades térmicas para diferentes componentes.....	74
Tabela 3.2 – Resistência de contato ($rc \times 104$), obtidos de Hamdi (1994).....	77
Tabela 3.3 – Coeficientes de convecção usados no modelo.....	80
Tabela 3.4 – Perdas elétricas de um motor de indução trifásico 37 kW.....	81
Tabela 3.5 – Perdas internas usadas no modelo, motor submetido à potência nominal.	83
Tabela 3.6 – Temperaturas previstas pelo modelo (MT) e temperaturas experimentais (Exp), motor trifásico: 37 kW, 440 V, 4 pólos.	85
Tabela 4.1 – Termos da equação de transporte para cada propriedade.	96
Tabela 4.2 – Resultados obtidos na simulação do escoamento no interior do conjunto tampa defletora.	107
Tabela 4.3 – Resultados experimentais de fluxo de massa de ar através do conjunto tampa defletora.	110
Tabela 4.4 – Potência útil, perdas internas e fluxo de calor aplicado nas simulações do escoamento e transferência de calor na carcaça do motor 200L.....	111
Tabela 4.5 – Resultados obtidos na simulação do escoamento e transferência de calor na carcaça.	112
Tabela 4.6 – Comparação dos resultados obtidos na simulação do escoamento e transferência de calor na carcaça.	119
Tabela 5.1 – Componentes da bancada experimental.	123
Tabela 5.2 – Resultados experimentais de fluxo de massa de ar através do conjunto caixa defletora.	138
Tabela 5.3 – Fluxos e taxas de calor no motor (900 rpm / 600 W / 23°C).	147
Tabela 5.4 – Comportamento térmico do motor (900 rpm / 600 W / 23°C)....	149
Tabela 5.5 – Dados experimentais obtidos para 900 rpm.	153
Tabela 6.1 – Ensaios analisados para a determinação do campo de velocidade.....	155
Tabela 6.2 – Ensaios analisados para a determinação do fluxo de calor.....	156
Tabela 6.3 – Comparação dos valores do campo de velocidade.	161
Tabela 6.4 – Correlações $Nu = f(Re, Pr)$ da superfície superior.	171

LISTA DE SÍMBOLOS

N	vida útil, [anos]
T_{iso}	temperatura de operação, [°C]
ΔT	elevação de temperatura, [°C]
h	coeficiente de transferência de calor, [W/(m ² .K)]
P	perdas, [W]
T	temperatura, [°C]
A	área, [m ²]
R	resistência térmica, [°C/W]
r_c	resistência térmica de contato, [(m ² .°C)/W]
k	condutividade térmica, [W/(m.K)]
k_a	condutividade térmica anisotrópica na direção axial, [W/(m.K)]
k_r	condutividade térmica anisotrópica na direção radial, [W/(m.K)]
V	velocidade, [m/s]
q''	densidade de fluxo térmico, [W/m ²]
U	tensão, [V]
I	corrente, [A]
p	número de pares de pólos do motor
f	freqüência da rede, [Hz]
n_s	velocidade do campo, [rpm]
n	velocidade do motor, [rpm]
s	escorregamento, [rpm, %]
P_a	potência absorvida da rede de alimentação, [W]
P_u	potência útil fornecida pelo motor, [W]
R	resistência elétrica, [Ω]
K_f	constante de Foucault
V	volume ocupado pelo material ferromagnético, [m ³]

B_m	indução máxima, [Wb/m ²]
e	espessura da chapa ferromagnética, [mm]
K_h	constante de histerese
x	constante do material ferromagnético
Nu	número de Nusselt
L	comprimento característico, [m]
c_p	calor específico à pressão constante, [J/kg.K]
Pr	número de Prandtl
U	velocidade média, [m/s]
q'''	geração interna de calor por unidade de volume, [W/m ³]
L	comprimento axial, [mm]
h_c	condutância térmica de contato, [W/(m ² .K)]
p_{emp}	pressão de empacotamento, [N/mm ²]
p_c	pressão de contato, [N/mm ²]
S_h	termo fonte de calor volumétrico, [W/m ³]
J_j	fluxo difusivo
u	componente da velocidade na direção x, [m/s]
v	componente da velocidade na direção y, [m/s]
w	componente da velocidade na direção z, [m/s]
p	pressão estática, [Pa]
k	energia cinética turbulenta, [m ² /s ²]
D	diâmetro, [m]
w	rotação do ventilador, [rpm]
I	intensidade turbulenta, [%]
n_p	número de pólos do motor
p_0	pressão de estagnação, [Pa]
V_x	velocidade média na direção axial, [m/s]
V_r	velocidade média na direção radial, [m/s]

V_t	velocidade média na direção tangencial, [m/s]
m	fluxo de massa, [kg/s]
g	aceleração gravitacional, [m/s ²]
C_c	constante de calibração do transdutor, [W/mV]
C_a	constante de calibração do transdutor auxiliar, [W/mV]
A_f	área da superfície aletada, [m ²]
H	altura, [mm]
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds
t	tempo, [s]
U_p	velocidade média do fluido no ponto P, [m/s]

Símbolos gregos

τ	constante da vida útil do material isolante, [anos]
v	constante da vida útil do material isolante
ε	emissividade
σ	constante de Stefan-Boltzmann ($5,669 \times 10^{-8}$ [W/ m ² .K ⁴])
ρ	massa específica, [kg/m ³]
μ	viscosidade, [kg/m.s]
η	rendimento, [%]
Φ	campo escalar (propriedade)
ε	dissipação da energia cinética turbulenta, [m ² /s ³]
μ_t	viscosidade turbulenta, [kg/m.s]
α	difusividade térmica, [m ² /s]
Ω	vetor velocidade angular, [rad/s]

Sub índices

Al	alumínio
Al	ranhura do rotor
Al_a	axial nas barras de alumínio do rotor
Al_c	circunferencial nas barras de alumínio do rotor

Al_r	radial nas barras de alumínio do rotor
amb	ambiente
an_a	axial no anel de curto do rotor
anat	aletas do anel de curto
anct	anel de curto (segmento cilíndrico)
anp	pinos do anel de curto
c_ca/ES	contato estator-carcaça
c_ext03	externo à superfície aletada
ca	carcaça
ca_a	axial na carcaça
ca_c	circunferencial na carcaça
ca_r	radial na carcaça
caat	aletas na carcaça
cab_a	axial na cabeça da bobina
cat	axial total da carcaça
ccaes	contato estator-carcaça
cond	condução
conv	convecção
conv_ext	convecção na superfície externa
conv_int	convecção na superfície interna
Cu	cobre
Cu	dente do estator
Cu_a	axial no enrolamento de cobre do estator
Cu_c	circunferencial no enrolamento de cobre do estator
Cu_r	radial no enrolamento de cobre do estator
d	dente do estator
des	dentes do estator
e	eixo
e_a	axial no eixo
e_r	radial no eixo
e1	externo do pacote de chapas do estator
e2	externo do rotor
ean	externo do anel de curto

eca	externo da carcaça
ef	efetiva
entfe	entreferro
es_a	axial nas chapas do estator
es_c	circunferencial nas chapas do estator
es_r	radial nas chapas do estator
ext01	externo à tampa traseira
ext03	externo à superfície aletada
ext031	traseira da carcaça
ext032	centro da carcaça
ext033	dianteira da carcaça
ext04	externo à tampa dianteira
ext05	externo à ponta dianteira do eixo
F	camada isolante
f	filme
fe_CO1	ferro na coroa do estator
fe_CO2	ferro na coroa do rotor
fe_DE1	dentes do estator
fe_DE2	ranhuras do rotor
fe_f	ferro de Foucault
fe_h	ferro por histerese
g	guias
h	hidráulico
i1	interno do pacote de chapas do estator
i2	interno do pacote de chapas do rotor
ian	interno do anel de curto
ica	interno da carcaça
int	interno as tampas
iso_r	radial no isolante
isofd	camada isolante de fundo do dente
isoft	camada isolante de fechamento
itpd	interno da tampa dianteira
itpt	interno da tampa traseira

j1	joule no estator
j2	joule no rotor
mal	média das aletas da carcaça
mec	mecânica
n	coordenada local normal à parede
p	pacote de chapas do rotor
ped	ponta dianteira do eixo
pet	ponta traseira do eixo
r	ranhura do rotor
r_a	axial nas chapas do rotor
r_c	circunferencial nas chapas do rotor
r_ext03	externo à superfície aletada
r_r	radial nas chapas do rotor
rad	radiação
rr	número total de ranhuras do rotor
s	superficial
s1	suplementar no estator
s2	suplementar no rotor
te	total do eixo
tot	total
tp	tampas
tp_a	axial nas tampas
tp_c	circunferencial nas tampas
tpd	tampa dianteira
tpt	tampa traseira
x	ao longo da direção x
y	ao longo da direção y
zm	médio de espira na cabeça da bobina

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	vii
RESUMO	xi
ABSTRACT	xiii
LISTA DE FIGURAS	xv
LISTA DE TABELAS	xix
LISTA DE SÍMBOLOS	xxi
SUMÁRIO	xxvii
1. INTRODUÇÃO	31
1.1. ESTADO DA ARTE	35
1.2. OBJETIVO DO TRABALHO	42
1.2.1. Aperfeiçoamento do modelo térmico com parâmetros acoplados ..	44
1.2.2. Aperfeiçoamento aerodinâmico da carcaça do motor	46
1.2.3. Desenvolvimento de uma metodologia experimental	48
1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO	48
2. GERAÇÃO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM MOTORES ELÉTRICOS DE INDUÇÃO	51
2.1. ASPECTOS CONSTRUTIVOS E PRINCÍPIOS DE OPERAÇÃO DOS MOTORES DE INDUÇÃO.....	51
2.2. DESCRIÇÃO DAS PERDAS INTERNAS DOS MOTORES DE INDUÇÃO.....	54
2.2.1. Perdas joule nos enrolamentos de cobre do estator (P_{j1})	55
2.2.2. Perdas joule nos enrolamentos de cobre do rotor (P_{j2})	56
2.2.3. Perdas no ferro (P_{fe}).....	57
2.2.4. Perdas mecânicas (P_{mec}).....	58
2.2.5. Perdas suplementares (P_s)	58
2.3. ENSAIOS TRADICIONAIS	60
2.3.1. Ensaio em vazio	60
2.3.2. Ensaio com carga.....	61
2.3.3. Ensaio com rotor bloqueado.....	61
2.3.4. Ensaio de temperatura.....	62
2.4. DISSIPACÃO DO CALOR GERADO	63
2.5. TRANSFERÊNCIA CONVECTIVA DE CALOR	66

3. MODELO TÉRMICO COM PARÂMETROS	
ACOPLADOS	67
3.1. DESCRIÇÃO DO MODELO TÉRMICO	67
3.1.1. Introdução	67
3.1.2. Parâmetros térmicos globais.....	69
3.1.3. Parâmetros térmicos distribuídos	69
3.1.4. Formulação do modelo térmico com parâmetros acoplados.....	70
3.1.5. Transferência de calor por condução.....	72
3.1.5.1. Resistência de Contato Estator-Carçaça	75
3.1.6. Transferência de calor por convecção.....	78
3.1.7. Transferência de calor por radiação	79
3.1.8. Fontes de calor distribuídas (perdas internas)	80
3.1.9. Solução do modelo térmico com parâmetros acoplados	82
3.2. EXTENSÃO 3-D DO MODELO TÉRMICO	83
3.3. RESULTADOS DO MODELO TÉRMICO.....	84
3.4. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE	87
4. ESCOAMENTO NA DEFLETORA E TRANSFERÊNCIA	
DE CALOR NA CARÇAÇA DO MOTOR	89
4.1. EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	91
4.1.1. Modelo Matemático	92
4.1.2. Modelo Numérico	95
4.1.3. Geometria e condições de contorno.....	98
4.2. RESULTADOS DO MODELO NUMÉRICO	103
4.2.1. Conjunto Tampa Defletora.....	103
4.2.2. Carçaça.....	110
4.3. PROPOSTA	114
5. BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	121
5.1. BANCADA EXPERIMENTAL	121
5.1.1. Sistema de sustentação e acionamento.....	124
5.1.2. Sistema de alimentação e medição de potência elétrica.....	124
5.1.3. Sistema de medição de fluxo de massa	125
5.1.4. Sistema de medição do fluxo de calor e das temperaturas	128
5.1.5. Sistema de anemometria de fio quente.....	132
5.1.6. Sistema de aquisição e processamento de sinais.....	135
5.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	136
5.2.1. Caracterização do fluxo de massa de ar no interior da tampa defletora.....	137
5.2.2. Caracterização da transferência de calor na carçaça do motor	138
5.2.3. Caracterização do campo de velocidade na carçaça do motor	150

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES	155
6.1. VERIFICAÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS	156
6.2. EFEITO DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO	161
6.2.1. Efeito da posição	161
6.2.2. Efeito da rotação	165
6.2.3. Efeito da potência dissipada.....	166
6.2.4. Efeito da temperatura ambiente.....	166
6.2.5. Efeito das guias de correção.....	167
6.3. DISCUSSÕES	172
7. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	175
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	179
APÊNDICE A – RESISTÊNCIAS TÉRMICAS CIRCUNFERENCIAIS	191
APÊNDICE B – CURVAS DA CALIBRAÇÃO E INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DOS TERMOPARES	197
APÊNDICE C – RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO E INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DOS TRANSDUTORES DE FLUXO DE CALOR.....	199
APÊNDICE D – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DO FLUXO E COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	203
APÊNDICE E – RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO E INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DA ANEMOMETRIA	207
APÊNDICE F – RESULTADOS DO ENSAIO DE ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA	213

1. INTRODUÇÃO

De acordo com Boldea e Nasar (2002), o nível de prosperidade de uma sociedade está relacionada à sua capacidade de produzir bens e serviços. Mas a produção de bens e serviços é fortemente relacionada com a utilização de energia de forma inteligente. Movimento e controle de temperatura (calor) são fundamentais no uso de energia, que é fornecida de distintas formas, como térmica, mecânica e elétrica.

O motor elétrico é uma máquina destinada a transformar energia elétrica em energia mecânica. É o mais usado de todos os tipos de motores, pois combina as vantagens da utilização de energia elétrica – facilidade de transporte e simplicidade de comando – com sua construção simples, custo reduzido, grande versatilidade de adaptação às cargas dos mais diversos tipos e melhores rendimentos.

Em países desenvolvidos, há hoje mais de três quilowatts de motores elétricos por pessoa, e a maioria deles é motores de indução. Enquanto, na maioria dos motores de indução a alimentação é dada por redes elétricas trifásicas ou monofásicas, outros são alimentados através de inversores de frequência (ou de conversores eletrônicos de frequência), variando a velocidade do campo girante.

Segundo Alger (1970), a potência útil fornecida pela máquina elétrica na ponta do eixo é menor do que a potência absorvida da linha de alimentação. A diferença entre as duas potências representa as perdas que, transformadas em calor, aquecem os enrolamentos causando a elevação de temperatura no interior da máquina. Nos motores elétricos, as perdas de energia elétrica e mecânica podem ser divididas em perdas constantes, que ocorrem sem carregamento, e perdas variáveis, dependentes do carregamento e que são proporcionais à variação da corrente absorvida (perdas joule nos enrolamentos do estator, perdas joule no rotor e perdas suplementares).

As perdas constantes que não variam com a corrente absorvida, incluem perdas no ferro, perdas mecânicas nos mancais de rolamento e perdas mecânicas devido à ventilação.

O uso inteligente da energia significa uma elevada produtividade com menor energia ativa e perdas mais baixas com custos moderados. Reduzir perdas conduz para a redução do impacto ambiental onde o motor trabalha, além de reduzir o impacto térmico e químico na usina que produz a energia elétrica requerida.

Conforme afirma Hamdi (1994, p. 25), a vida útil de um motor de indução depende quase exclusivamente da vida útil do isolamento

elétrico. Este isolamento é afetado por muitos fatores, como a temperatura de operação, umidade, ambientes corrosivos e outros. Dentre todos os fatores, o mais importante é, sem dúvida, a temperatura de operação dos materiais empregados.

Cada material empregado como isolante tem uma certa temperatura de operação na qual suas funções são exercidas confiavelmente em um período suficientemente longo, compatível com a vida esperada da máquina. Um pequeno aumento da temperatura reduz a vida útil do material do isolamento significativamente. A vida útil do isolamento refere-se ao envelhecimento gradual do material isolante que se torna ressecado, perdendo o poder isolante, até que não suporte mais a tensão aplicada e produza o curto-circuito, inutilizando o motor.

A experiência mostra que a vida do isolamento tem valores elevados se a sua temperatura for mantida abaixo de um certo limite. Acima deste valor limite, a vida útil do isolamento torna-se cada vez mais curta à medida que a temperatura de trabalho aumenta. Este limite de temperatura é muito mais baixo que a temperatura de “queima” do isolante e depende da classe do isolamento. Por exemplo, a vida útil de um material da classe orgânica A pode ser estimada, segundo Hamdi (1994), através de:

$$N = \tau \cdot e^{-v \cdot T_{\text{iso}}} \quad (1.1)$$

onde N é a vida útil em anos, T_{iso} é a temperatura de operação do isolamento em °C e τ e v são constantes. Tipicamente, τ é $7,15 \times 10^4$ anos e v é 0,08 para a classe A de isolamento. Conseqüentemente, tal material pode desempenhar sua função isolante por 16 a 24 anos em temperatura de operação entre 100 a 105 °C, mas sua vida seria em torno dos 7 anos se a temperatura de operação crescer para 115 °C.

Para fins de normalização, os materiais isolantes e os sistemas de isolamento (cada um formado pela combinação de vários materiais) são agrupados em classes de isolamento, cada qual definida pelo respectivo limite de temperatura, ou seja, pela maior temperatura que o material pode suportar continuamente sem que seja afetada sua vida útil.

As classes de isolamento utilizadas e os respectivos limites de temperatura conforme NBR-17094-1 (2008) são as seguintes:

- Classe A – 105 °C;
- Classe E – 120 °C;
- Classe B – 130 °C;
- Classe F – 155 °C;
- Classe H – 180 °C.

A temperatura do ponto mais quente do enrolamento deve ser mantida abaixo do limite da classe. A temperatura do ponto mais quente vale a soma da temperatura ambiente com a elevação de temperatura ΔT , mais a diferença, estabelecido em norma, entre a temperatura do ponto mais quente e a média do enrolamento.

A norma fixa a máxima elevação de temperatura ΔT , de modo que a temperatura do ponto mais quente fique limitada, baseada nas seguintes considerações:

- A temperatura ambiente é, no máximo, 40 °C, por norma, e acima disso as condições de trabalho são consideradas especiais;
- A diferença entre a temperatura média e a do ponto mais quente não varia muito de motor para motor e seu valor estabelecido em norma, baseado na prática é 5 °C, para as classes A e E, 10 °C para a classe B e F, e 15 °C para a classe H.

A norma, portanto, estabelece um máximo para a temperatura ambiente e especifica uma elevação de temperatura máxima para cada classe de isolamento. Deste modo, fica indiretamente limitada à temperatura do ponto mais quente do motor. A Tabela 1.1 apresenta os valores de temperatura em função da classe de isolamento. O método da resistência consiste em determinar a temperatura de um enrolamento através da variação de sua resistência ôhmica com a temperatura, aproveitando a propriedade dos condutores de variar sua resistência de acordo com uma lei conhecida.

Tabela 1.1 – Temperatura em função da classe de isolamento.

Classe de Isolamento	A	E	B	F	H
Temperatura ambiente [°C]	40	40	40	40	40
ΔT = Elevação de temperatura [°C] (Método da resistência)	60	75	80	105	125
Diferença entre o ponto mais quente e a temperatura média [°C]	5	5	10	10	15
Temperatura do ponto mais quente [°C]	105	120	130	155	180

Por esta razão, o que limita a carga máxima admissível em uma máquina elétrica é a temperatura admitida pelos materiais do isolamento utilizados. Isto destaca a importância da exata predição da temperatura de operação das diversas partes da máquina.

Assim como a redução da vida útil do sistema de isolamento, um aumento excessivo da temperatura de operação da máquina pode também afetar desfavoravelmente os componentes mecânicos. Por exemplo, um comutador pode perder sua forma geométrica regular, uma junta soldada pode quebrar, um rolamento pode falhar, etc. Isto, novamente, dá ênfase a importância do projeto térmico de tais equipamentos.

Hamdi (1994) também afirma que o projeto térmico de máquinas elétricas invoca não somente o projeto do sistema de isolamento, mas também do sistema de resfriamento e ventilação. O objetivo do resfriamento e ventilação está intimamente ligado ao tipo de enclausuramento utilizado na máquina elétrica. Enquanto o sistema de resfriamento é responsável por estabilizar a temperatura das várias partes da máquina, o enclausuramento fornece proteção a ela contra efeitos nocivos. Portanto, o tipo de enclausuramento é determinado pelo ambiente de operação. Geralmente, o alto grau de proteção fornecido pelo enclausuramento da máquina sofisticada mais seu sistema de resfriamento. Isto convencionou a classificação dos métodos de resfriamento empregados em máquinas elétricas em resfriamento direto e indireto. No primeiro, o ar ambiente está em contato direto com as fontes de calor (enrolamentos e chapas) e, no último, a dissipação do calor é pela condução através da carcaça totalmente enclausurada (e pela convecção da superfície da carcaça para o ar ambiente) ou por um circuito de resfriamento interno operando em conjunto com um trocador de calor. Esta classificação usual dos sistemas de resfriamento engloba dois principais tipos de enclausuramento, o aberto e o totalmente fechado.

O resfriamento direto de máquinas abertas geralmente resulta no projeto mais simples e econômico. Entretanto, tais arranjos fornecem pouca ou nenhuma proteção para as partes ativas da máquina. Máquinas abertas não são muito usadas atualmente devido a este agravante.

Máquinas totalmente fechadas são assim construídas para que o ar enclausurado não tenha contato com o ar ambiente. Este tipo de enclausuramento totalmente fechado protege a máquina contra respingos d'água, contra jatos d'água, contra mar revolto, contra o efeito da imersão e submersão contínua.

Máquinas totalmente fechadas usualmente contam com a dissipação de calor por convecção das superfícies lisas ou aletadas. Resfriamento de uma máquina totalmente fechada é normalmente aumentado por um ventilador acionado pela própria máquina ou acionado separadamente, soprando ar sobre suas superfícies e através de alguns furos e dutos de resfriamento (quando estes são incorporados na máquina). Se este é o caso, a máquina é referenciada como TEFC (Totally Enclosed Fan Cooled).

Neste tipo de ventilação externa própria, as partes ativas da máquina, nas quais as perdas são produzidas, são inacessíveis para o ar externo ambiente. Portanto, todo o calor produzido na máquina somente pode ser dissipado através da superfície externa da carcaça. No caso de motor elétrico com resfriamento externo forçado, a carcaça é resfriada por um ventilador instalado atrás da tampa traseira.

A maioria das máquinas elétricas de pequeno porte é resfriada pelo ar. Em máquinas convencionais, a temperatura do ar tem uma elevação entre 18 °C e 27 °C. De acordo com isto, entre 0,033 a 0,05 m³/s de ar é requerido por kilowatt de perdas na máquina.

Em anos recentes, o projeto térmico de máquinas elétricas tem sido visto com muito interesse, de forma a possibilitar uma melhor utilização de materiais ativos da máquina sem a deterioração do seu rendimento.

A predição da distribuição de temperatura em um motor elétrico de indução é tão importante quanto a predição de seu rendimento. Apesar da importância de se conhecer a temperatura no interior de máquinas elétricas girantes a literatura disponível não apresenta metodologias que possibilitem obter tal informação de forma satisfatória, que façam uso do estado da arte referente ao conhecimento disponível em escoamento e transferência de calor.

1.1. ESTADO DA ARTE

Um cronograma histórico, apresentado por Boldea e Nasar (2001), mostra que Faraday descobriu a lei da indução eletromagnética em torno de 1831 e Maxwell formulou as leis da eletricidade (ou equações de Maxwell) por volta de 1860. O conhecimento era propício para a invenção da máquina de indução que tem dois pais: Galileo Ferraris (1885) e Nicola Tesla (1886).

Na patente da Ferrari, o rotor foi feito de um cilindro de cobre, enquanto que na patente de Tesla, o rotor foi feito de um cilindro ferromagnético dotado de um curto-circuito sinuoso. Embora os motores de indução contemporâneos têm topologias mais elaboradas e seu desempenho é muito melhor, o princípio se manteve basicamente o mesmo.

Em 1889, Dolivo-Dobrovolsky inventou o motor de indução com rotor bobinado e, posteriormente, a gaiola do rotor em uma topologia muito similar ao usado hoje. Ele também inventou a gaiola de duplo rotor. Assim, por volta de 1900 o motor de indução estava pronto para o largo uso industrial.

Modelos térmicos baseados em circuitos elétricos equivalentes que exploram os conceitos físico e matemático da resistência térmica para modelar a transferência de calor e prever a distribuição de temperatura em um motor elétrico de indução são comumente encontrados na literatura.

Um bom exemplo para citar a aplicação deste modelo térmico para o problema do projeto térmico de máquinas de indução industriais é o trabalho de Mellor et al. (1991), onde o motor de indução foi dividido em dez regiões e o circuito térmico resultante contém um número igual de nós.

O valor do coeficiente de transferência de calor por convecção entre a carcaça e o ar externo foi determinado diretamente por testes experimentais. Os coeficientes de transferência de calor por convecção livre e forçada foram determinados pelo teste com rotor bloqueado reduzida a voltagem e pelo teste com carregamento constante, respectivamente. Após o equilíbrio térmico alcançado, o coeficiente de transferência de calor foi obtido da diferença de temperatura carcaça-ambiente e das perdas do motor como sendo:

$$h = \frac{P}{(T_{ca} - T_{amb}) \cdot A_{ca}} \quad (1.2)$$

onde P são as perdas, T_{ca} e T_{amb} são as temperaturas da carcaça e do ambiente, respectivamente, e A_{ca} é a área da superfície do motor. Obviamente, a determinação dos coeficientes de transferência de calor por testes somente é possível para máquinas existentes.

Outros valores de coeficientes de transferência de calor foram calculados por Mellor et al. (1991) usando fórmulas empíricas. Um atenuante foi introduzido para considerar a resistência de contato entre o estator e a carcaça.

Mukhopadhyay e Pal (1998), estimaram a distribuição de temperatura de um motor de indução usando um modelo térmico com fontes de calor distribuídas. Este modelo combinou parâmetros térmicos distribuídos e agregados obtidos das dimensões do motor e outras constantes térmicas.

O modelo utilizou resistências e capacitâncias térmicas distribuídas com fontes de calor alocadas convenientemente em pontos nodais. O modelo pode prever tanto o acréscimo da temperatura em regime transiente, quanto a sua distribuição de temperatura em regime permanente.

Para a transferência de calor da carcaça para o exterior, os autores utilizaram um coeficiente de transferência convectiva de calor escolhido como sendo $97,1 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. No contato entre a chapa do estator e a carcaça, a resistência térmica foi calculada por $R_{c_ca/es} = r_c / A_{ccaes}$, onde r_c é a resistência térmica de contato que depende dos materiais envolvidos, rugosidade das superfícies, pressão de contato, espaços vazios ocupados e temperatura. O valor de r_c foi escolhido como sendo $0,0005 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$.

O modelo foi aplicado para um motor de indução pequeno (2 Hp, 415 V, trifásico). Os resultados previstos pelo modelo foram confirmados por dados de temperatura experimentais da carcaça e bobina do motor.

Outro exemplo desta metodologia é o trabalho de Bousbaine (1999), que modelou termicamente um motor de indução utilizando parâmetros agregados da máquina. O modelo baseou-se em dados dimensionais, constantes térmicas e físicas, e características de transferência de calor experimentais ou publicadas na literatura.

Para analisar os processos de transferência de calor na máquina elétrica, uma geometria idealizada foi escolhida e dividida em elementos básicos agregados.

No cálculo das resistências térmicas equivalentes do modelo, alguns coeficientes térmicos foram necessários. Dependendo da natureza do coeficiente, estes foram obtidos experimentalmente ou analiticamente. A Tabela 1.2 apresenta os coeficientes usados por Bousbaine em seu modelo térmico.

Os resultados do modelo térmico foram checados por dados experimentais de temperatura feitos em um motor de indução trifásico TEFC de 4 kW, IV pólos e 415 V.

A Tabela 1.3 mostra a comparação entre temperaturas na condição de regime permanente medida e prevista. Os resultados se mostraram concordantes e a maior discrepância ocorreu na interface

entre a cabeça da bobina e o ar onde possivelmente os efeitos da convecção não foram adequadamente quantificados.

Tabela 1.2 – Coeficientes térmicos usados por Bousbaine (1999).

Componente	Condutividade térmica [W/(m. °C)]
Coroa do estator (radial/axial)	$k_{res} = 38,8 / k_{aes} = 1,82$
Dentes do estator (radial/axial)	$k_{res} = 38,8 / k_{aes} = 1,82$
Enrolamento do estator	$k_{Cu} = 385$
Barras do rotor	$k_{Al} = 204$
Eixo	$k_e = 41,3$
Cobre + verniz de isolamento	$k_{eff} = 0,47$
Isolamento	$k_{iso} = 0,13$
Componente	Coefficiente de convecção [W/(m². °C)]
Carcaça / ambiente	295,3
Entreferro	68,4
Cabeça da bobina /ar interno	26,8
Ar interno / tampa	32,0

FONTE: Bousbaine (1999).

Tabela 1.3 – Comparação entre as temperaturas medida e prevista, investigado por Bousbaine (1999).

Componentes	Temperatura medida [°C]	Temperatura prevista [°C]
Carcaça	61,4	64,6
Coroa do estator	72,2	69,5
Dentes do estator	77,0	75,1
Enrolamento de cobre	102,1	94,3
Cabeça da bobina	110,0	109,2
Entreferro	-	124,7
Barras do rotor	-	151,1
Coroa do rotor	128,8	150,4
Eixo	110,2	112,3
Ar interno	71,7	83,9

FONTE: Bousbaine (1999).

Boglietti et al. (2003) propuseram e verificaram experimentalmente um modelo térmico simplificado aplicável a motores de indução auto resfriados com controle de velocidade. O modelo térmico proposto permitiu prever a temperatura em diversas partes do motor a partir das perdas medidas ou estimadas e foi aplicado para um motor de indução, 4 kW, 4 pólos. Finalmente, o modelo foi usado para definir a operação em potências subnominais para um motor de indução com inversor de frequência PWM (pulse-width modulation).

Dentre todos estes trabalhos apresentados, nenhum deles apresenta uma metodologia que possibilite a obtenção do coeficiente de transferência de calor da superfície externa do motor para que este possa ser utilizado genericamente. Trata-se de motores de potências distintas e seus modelos utilizam diferentes valores de coeficientes para transferência de calor da carcaça para o ambiente, obtidos experimentalmente através da elevação da temperatura da carcaça e das perdas elétricas que atuam no interior do motor.

Hay et al. (1993) desenvolveram um trabalho que discute as diversas situações de transferência de calor que existem em várias partes de um motor elétrico de indução, e sugerem algumas correlações para cada situação. Porém, para a transferência de calor na superfície externa aletada do motor não existe sugestão alguma de correlação.

Hay et al. (1993) afirmam que para a determinação deste coeficiente é necessário o conhecimento da configuração do escoamento que incide sobre a superfície externa aletada do motor. A maior dificuldade é que o ar que provém do ventilador tem uma rotação significativa, e que o escoamento que incide sobre as aletas possui um ângulo que gera o espalhamento deste escoamento.

Mais tarde, Hay et al. (1995) investigaram o escoamento de ar e a transferência de calor sobre a carcaça aletada de um motor elétrico de indução resfriado externamente. A distribuição da velocidade do ar em um canal representativo entre duas aletas foi medida e o coeficiente de transferência de calor local foi determinado variando-se a vazão do escoamento e a geometria da tampa defletora. O efeito da inclusão de intensificadores de transferência de calor também foi investigada e relatada. O regime de escoamento do ar foi encontrado como sendo de um jato sobre parede, com a velocidade decrescendo na direção do escoamento com mostra a figura 1.1.

O coeficiente de transferência de calor médio decrescia com a distância do canal a partir da saída da tampa defletora sendo função principalmente da vazão do escoamento de ar. Coeficientes de transferência de calor da ordem de $50 \text{ W/m}^2\text{.K}$ foram relatados e

mudanças na geometria da defletora surtiram pouco efeito no desempenho global da transferência de calor. Geradores de turbulência tipo asas delta foram incluídos aumentando substancialmente o coeficiente de transferência de calor local, mas seus efeitos desapareciam rapidamente ao se afastar.

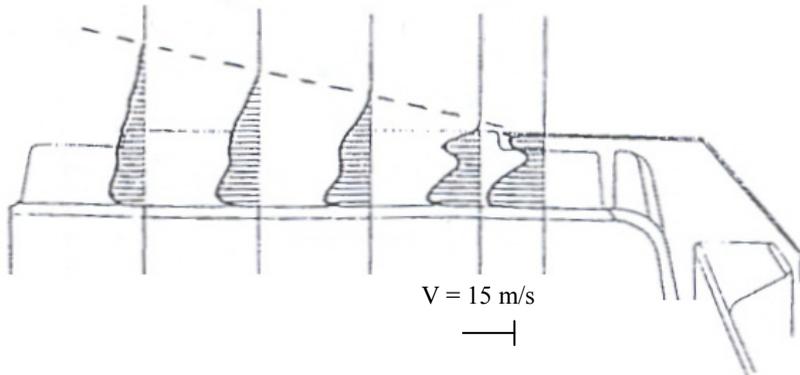


Figura 1.1 – Perfis de velocidade do ar, canal central.

Fonte: Hay et al. (1995).

Um outro trabalho que apresenta o levantamento experimental do coeficiente de transferência de calor é o trabalho de Pickering et al. (1995), onde apresentaram os coeficientes de transferência de calor nas cabeças de bobina de um motor de indução aberto, cujo resfriamento é direto, ou seja, o ar ambiente está em contato direto com os enrolamentos. Junto com a apresentação de tais coeficientes também foram apresentados detalhes da distribuição do escoamento de ar e padrões deste escoamento nestas regiões.

O uso de técnicas numéricas para modelar o escoamento de ar em uma porção da região interna de um motor de indução TEFC usando CFD (computational fluid dynamics) foi descrito por Lampard et al. (1997). Essa região interna consiste na região em torno de um ventilador simples formado por pás montadas na extremidade do rotor. Devido aos efeitos de turbulência do escoamento, modelos matemáticos apropriados, usualmente baseados em resultados empíricos, foram usados para descrever estes efeitos.

Mais tarde, Mugglestone et al. (1999) simularam experimentalmente e computacionalmente o campo do escoamento e a transferência de calor nesta mesma região interna de um motor de indução 2-pólos. Uma única volta do enrolamento foi instrumentada

com termopares e medidores miniaturas de fluxo de calor, em seguida alimentada com uma corrente de aquecimento. O pacote comercial FLUENT foi adotado para resolver as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia junto com um conjunto de equações para modelar a turbulência e as variações das propriedades do fluido.

Os coeficientes de transferência de calor globais computados ficaram 20% abaixo dos valores medidos sobre uma variação da velocidade do rotor. Já, os coeficientes de transferência de calor locais medidos na superfície do enrolamento diferem dos valores computados no máximo em 30%. Suas variações espaciais concordam na forma e refletem o campo do escoamento computado.

Jeon et al. (2000) descreveram uma investigação experimental para estudar o coeficiente de transferência de calor sobre a superfície não aletada de um motor elétrico de indução externamente resfriado. O modelo experimental consistiu em um motor de indução de 3,7 kW, correspondendo a uma carcaça 112M. O estator e o rotor foram eliminados.

Termopares do tipo T foram posicionados na superfície da carcaça ao longo de três fileiras (na vista superior, na vista da direita e na vista da esquerda), com cinco termopares em cada fileira. Após os termopares serem montados, foi anexada sobre a carcaça uma folha fina de papel carbonado (aquecedor). Para calcular as perdas por condução, 21 termopares também foram instalados no lado interno e em ambas as periferias da carcaça.

A temperatura local foi obtida pelos termopares e a temperatura média na superfície total da carcaça obtida por um sistema de imagem térmica infravermelha (COMPIX 6000). O coeficiente local de transferência de calor foi calculado pela equação:

$$h = \frac{q''_{\text{conv}}}{T_{\text{ca}} - T_{\text{amb}}} \quad (1.3)$$

onde T_{ca} é medido pelo termopar e $q''_{\text{conv}} = q''_{\text{tot}} - q''_{\text{rad}} - q''_{\text{cond}}$. O fluxo de calor total é dado por: $q''_{\text{tot}} = (U.I) / A_{\text{ca}}$, o fluxo de calor radiativo é dado por: $q''_{\text{rad}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{\text{ca}}^4 - T_{\text{amb}}^4)$ e o fluxo de calor por condução calculado da distribuição de temperatura usando a lei de Fourier.

Como continuação deste trabalho, Yoon et al. (2002) apresentaram a relação entre a eficiência ou as perdas e a temperatura dos enrolamentos através de dados experimentais, assim como por simulações alterando parâmetros tais como a carga e a taxa de escoamento do ar.

A eficiência de um motor de indução pode ser aumentada pela melhora do desempenho do sistema de resfriamento, pelo uso de materiais melhores ou pela melhora do desempenho eletromagnético através de um bom projeto.

As perdas e a eficiência foram calculadas por um método de circuito equivalente e por dados experimentais. Eles afirmaram que a variação na temperatura dos enrolamentos afeta bastante a eficiência do motor de indução, além disto, o resfriamento interno é melhor que o resfriamento externo para a redução da temperatura do enrolamento. Diversos métodos de resfriamento foram comparados focando o desempenho e a eficiência do ventilador. Concluíram que uma redução de 10°C na temperatura dos enrolamentos causa um aumento da eficiência da ordem de 0,25% com 100% de carga e 0,5% com 125% de carga.

A importância do desempenho do sistema de resfriamento incentivaram Roy et al. (2004) a estudarem o projeto de um ventilador centrífugo bidirecional e de uma tampa defletora apropriada. Os resultados destas considerações aerodinâmicas do sistema de resfriamento foram uma melhor eficiência energética e uma redução do nível de ruído do ventilador em um motor de indução.

Staton et al. (2005) mostraram que atenção que deve ser dada ao projeto térmico pode ser recompensada na forma de melhoria do desempenho total. Eles apresentaram uma revisão dos principais aspectos de projeto a serem incluídos em modelos térmicos agregados.

Dentre os problemas examinados estavam: os componentes entre espaçamentos com interferências, os modelos de enrolamento, o resfriamento da superfície externa da máquina, o resfriamento turbulento no interior da máquina, a transferência de calor no entreferro, a incerteza das propriedades dos materiais e os modelos para as tampas e mancais de rolamento.

1.2. OBJETIVO DO TRABALHO

O objetivo principal do presente trabalho é a análise do desempenho térmico de motores elétricos de indução, em continuação ao tema abordado no mestrado, sob título “Escoamento e Transferência de Calor em Motores Elétricos de Indução”, realizado no Programa de Pós-graduação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (VOIGDLENER, 2004).

Este trabalho já realizado apresentou o desenvolvimento de um modelo térmico que determinou a distribuição de temperatura no interior de um motor elétrico de indução trifásico, operando em regime permanente.

Naquela análise da distribuição de temperatura concluiu-se que é de fundamental importância para o sucesso do modelo desenvolvido o conhecimento de dois parâmetros principais: a distribuição das perdas internas (fontes de calor) envolvidas na máquina, e os coeficientes convectivos de transferência de calor das superfícies externas e internas da máquina.

As perdas internas envolvidas na máquina foram obtidas através de cálculos e softwares eletromagnéticos utilizados simultaneamente com ensaios elétricos específicos. A determinação quantitativa destas perdas, juntamente com suas localizações no modelo se mostraram bastante coerentes.

Já os cálculos dos coeficientes convectivos de transferência de calor usados no modelo foram obtidos por correlações específicas simplificadas para cada caso, avaliando a geometria envolvida, as condições do escoamento do fluido adjacente, e as propriedades termofísicas do fluido. Devido às particularidades das geometrias em consideração, estas correlações foram utilizadas como uma primeira aproximação do problema.

Resultados preliminares do modelo térmico desenvolvido comprovaram que a distribuição de temperatura no interior da máquina utilizando tais correlações simplificadas não reproduzia o comportamento térmico esperado. Verificou-se também que o coeficiente de transferência de calor que mais influenciava esta discrepância era o coeficiente de transferência de calor da superfície externa aletada do motor, já que cerca de 75% de todo o calor gerado no interior do motor elétrico de indução é dissipado por esta região.

Para garantir a validação do modelo desenvolvido, buscou-se a solução detalhada do escoamento e da transferência de calor da superfície externa do motor através de modelos numéricos, permitindo, além da obtenção da correlação apropriada, identificar a importância do direcionamento do ar responsável pela transferência de calor da superfície no resfriamento do motor.

Assim, os seguintes objetivos específicos desta presente tese são:

- O aperfeiçoamento do modelo térmico desenvolvido, introduzindo novos conceitos que atenuem as principais limitações do modelo utilizado anteriormente;

- O aperfeiçoamento aerodinâmico da carcaça do motor a partir de resultados numéricos da configuração original, assim como resultados numéricos de modificações propostas;
- O desenvolvimento de uma metodologia de caráter original para a medição do escoamento e transferência de calor em motores elétricos de indução, validada com o auxílio dos resultados numéricos mencionados e balanços globais de energia do modelo térmico proposto.

1.2.1. Aperfeiçoamento do modelo térmico com parâmetros acoplados

O modelo térmico desenvolvido em Voigdlener (2004), possuía algumas limitações que necessitavam aperfeiçoamento. Uma das principais limitações apresentadas pelo modelo é porque o circuito elétrico equivalente foi construído em apenas um quadrante do motor, ou seja, adotou-se como hipótese simplificativa a simetria circunferencial da distribuição de temperatura.

Assim, a distribuição de temperatura ao longo do motor possuía gradientes apenas nas direções radial e axial. Esta não é uma hipótese consistente, já que medidas experimentais, como as mostradas na figura 1.2, constataram que existe um gradiente de temperatura na direção circunferencial do motor tanto na superfície externa, devido à presença das bolachas de fixação e da caixa de ligação, quanto em seu interior.

Portanto, um dos objetivos específicos do trabalho é promover uma discretização mais detalhada e precisa do circuito térmico equivalente na direção circunferencial. Desta forma, o modelo térmico com parâmetros acoplados prevê a variação de temperatura superficial da carcaça e de seu interior também na direção circunferencial do motor.

Outra limitação do modelo desenvolvido anteriormente correspondia à correlação específica que determinava a transferência de calor na superfície externa aletada do motor. A utilização de correlações simplificadas obtidas da literatura não reproduziu o comportamento térmico esperado, e por tal motivo optou-se em buscá-las através da simulação numérica. Porém, a correlação obtida através da simulação numérica restringiu-se apenas a uma configuração geométrica e a uma temperatura ambiente sem uma validação experimental específica.

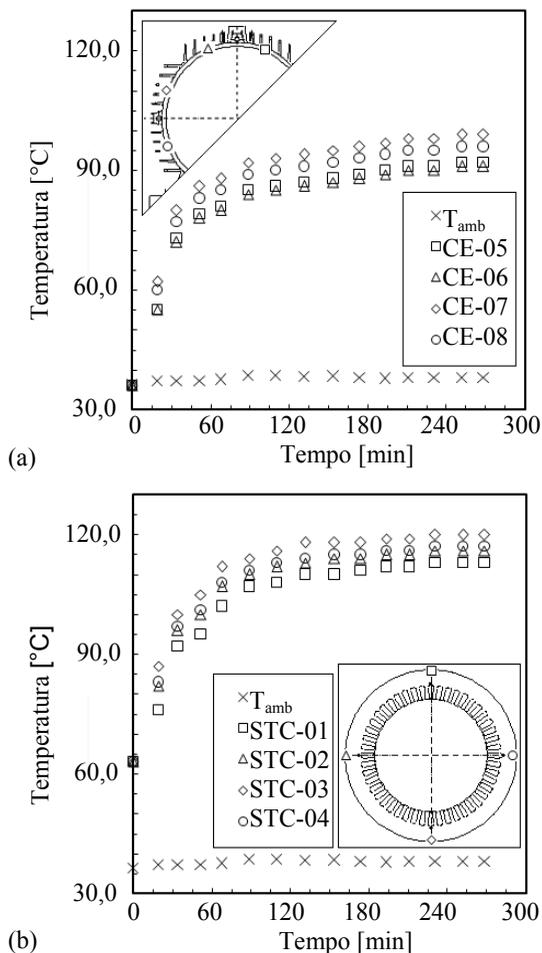


Figura 1.2 – Medidas experimentais de temperatura [°C] nos planos centrais: (a) da carcaça e (b) do estator.

Fonte: Voigtlener (2004).

O que não se sabe, até o presente momento, é qual a variação deste coeficiente de transferência de calor sob diferentes condições de operação e nem mesmo o impacto produzido por tal variação na distribuição interna de temperatura do motor elétrico de indução.

Então, propõe-se aqui a aplicação de uma metodologia para a busca de uma correlação empírica que forneça o coeficiente de transferência de calor da superfície externa aletada do motor, podendo ser aplicada à variação de geometria de carcaça de um motor elétrico de

indução, com variações da rotação de seu campo girante, submetido a distintas temperaturas ambiente e potências fornecidas.

Isto, com certeza, seria uma excelente contribuição para a comunidade científica, ter a disposição uma metodologia experimental para determinar essa correlação empírica para a transferência de calor da superfície externa de um motor elétrico de indução podendo aplicá-la conforme as condições necessárias.

Modelos térmicos que exploram os conceitos físicos e matemáticos da resistência térmica para prever a distribuição de temperatura de um motor necessitam de valores precisos de coeficientes de transferência de calor para atingir resultados coerentes. Por se tratar de uma superfície que corresponde a 75% da dissipação total do calor internamente gerado, a superfície externa aletada do motor merece uma atenção especial na estimativa de seu coeficiente de transferência de calor, justificando assim, o levantamento experimental de tal parâmetro térmico.

1.2.2. Aperfeiçoamento aerodinâmico da carcaça do motor

O motor elétrico de indução geralmente é classificado quanto ao tipo de enclausuramento como totalmente fechado, protegendo as partes ativas da máquina contra efeitos nocivos do ambiente externo. O resfriamento de uma máquina totalmente fechada é auxiliado por um ventilador montado no próprio eixo do motor, e intensificado pela adição de aletas fundidas na superfície da carcaça.

Uma boa dissipação do calor gerado por um motor elétrico de indução depende da eficiência do sistema de ventilação, da área total de dissipação da carcaça e da diferença de temperatura entre a superfície externa da carcaça e do ar.

Um sistema de ventilação bem projetado, além de ter um ventilador eficiente, capaz de movimentar grande volume de ar com baixo nível de ruído, deve dirigir esse ar de modo a “varrer” toda a superfície da carcaça, onde se dá a transferência de calor. De nada adianta um grande volume de ar se ele se espalha sem retirar o calor do motor. Um sistema de resfriamento eficiente é aquele que consegue dissipar a maior quantidade de calor disponível, através da menor área de dissipação.

A solução numérica do escoamento e transferência de calor na carcaça do motor realizada em Voigdlener (2004), que objetivou o

levantamento do coeficiente de transferência de calor de sua superfície externa, permitiu identificar a importância do direcionamento do ar responsável pelo seu resfriamento. Analisando este comportamento, pôde-se observar que o ângulo de ataque, derivado da componente tangencial da velocidade de saída da tampa defletora, influencia sensivelmente o escoamento sobre a carcaça. Este espalhamento resulta em uma elevação de temperatura superficial e um decréscimo no coeficiente de transferência de calor da superfície externa do motor.

Estes resultados numéricos indicam que a elevação da temperatura sobre a superfície externa do motor é influenciada principalmente pela não uniformidade do escoamento sobre esta superfície. Na tentativa de se obter um escoamento mais uniforme capaz de varrer completamente a superfície, foi proposta uma nova configuração a ser testada, objetivando intensificar a transferência de calor e uniformizar a distribuição de temperatura na carcaça do motor.

Esta nova configuração consistiu em utilizar guias na parte externa da tampa traseira da defletora, de forma a reduzir a componente tangencial da velocidade de saída do ar da tampa defletora, alinhando o escoamento na direção das aletas.

Isto ressalta a importância da utilização de técnicas numéricas para resolver problemas de escoamento e transferência de calor em um sistema. Através das simulações numéricas do motor, puderam-se prever as variáveis que se propunha buscar e, além disto, identificou-se a importância de alguns parâmetros que afetam o resultado esperado.

Propõe-se, como continuação do trabalho de Voigdlener (2004), de caráter numérico, a realização de mudanças aerodinâmicas na carcaça embasadas em resultados obtidos através de simulações numéricas das propostas. Estas propostas de mudanças objetivam a redução desta variação do coeficiente de transferência de calor e a uniformização da temperatura superficial da carcaça, sendo posteriormente testadas experimentalmente na bancada desenvolvida para analisar o coeficiente de transferência de calor da superfície externa dos motores elétricos de indução.

Com a utilização das guias, as mudanças se concentraram no sistema de ventilação do motor, pois se modificou o direcionamento do escoamento de ar que atravessa a tampa defletora do motor. Através desta modificação de configuração do escoamento atingiu-se um aumento do coeficiente de transferência de calor da superfície externa do motor.

1.2.3. Desenvolvimento de uma metodologia experimental

Devido às particularidades construtivas de cada máquina, em conjunto com a variabilidade dos processos de fabricação das mesmas, torna-se bastante difícil encontrar na literatura correlações empíricas aplicáveis a este problema específico.

Portanto, o objetivo específico mais relevante deste trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia experimental de caráter original para a análise da transferência de calor na carcaça externa de um motor elétrico de indução, assim como, da distribuição do campo de velocidade sobre a mesma.

Nesta análise experimental deseja-se determinar as seguintes grandezas na carcaça do motor elétrico de indução:

- Distribuição do campo de temperatura;
- Distribuição do fluxo de calor;
- Distribuição do campo de velocidades.

A partir destas medições, estimativa dos coeficientes de transferência de calor entre a superfície externa da carcaça e o ambiente e a interação térmica com o campo de velocidades permitirá a determinação de correlações empíricas específicas a serem utilizadas no modelo térmico elaborado.

De relevante importância, este levantamento experimental visa observar as variações no comportamento térmico do motor elétrico atuando em diferentes condições de operação, identificando os principais mecanismos de troca de calor no motor, incluindo a análise do efeito de direcionamento do escoamento e avaliando as parcelas de troca de calor entre a superfície externa do motor e o ambiente.

1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO

Neste capítulo foi realizada uma introdução sobre o trabalho desenvolvido, apresentando a motivação, uma revisão bibliográfica dos trabalhos disponíveis na literatura que estão relacionados ao tema e os objetivos a serem alcançados. Esta revisão bibliográfica objetivou apresentar as principais metodologias utilizadas para solucionar o

problema da transferência de calor em máquinas elétricas, além de evidenciar os principais avanços de pesquisa nesta área.

O Capítulo 2 enfatiza a geração e a transferência de calor do motor elétrico, apresentando os aspectos construtivos e princípios de operação, descrevendo as perdas internas e os ensaios a que são submetidos, e por fim apresentando considerações a respeito da dissipação de calor do ponto de geração para o ambiente.

O Capítulo 3 contempla o desenvolvimento da metodologia de solução do modelo térmico com parâmetros acoplados proposto para analisar esta distribuição de temperatura, assim como a implementação tridimensional do modelo anteriormente desenvolvido.

O Capítulo 4 apresenta as considerações e a solução do escoamento através da tampa defletora e do escoamento e transferência de calor na superfície externa do motor elétrico em estudo.

O desempenho do modelo térmico desenvolvido é validado com dados experimentais, e no Capítulo 5, a determinação do fluxo de calor e do campo de velocidade na superfície externa do motor são explorados e discutidos. Além disso, a descrição do sistema de medição de vazão de ar na tampa defletora é apresentado.

Finalmente, no Capítulo 6, as considerações finais são abordadas e os resultados das medições de temperatura, fluxo de calor e velocidade em um motor elétrico de indução são discutidos e no Capítulo 7, as conclusões do trabalho são apresentadas de forma a deixar clara a contribuição do mesmo, além de recomendações de possíveis tópicos para investigações futuras.

2. GERAÇÃO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM MOTORES ELÉTRICOS DE INDUÇÃO

2.1. ASPECTOS CONSTRUTIVOS E PRINCÍPIOS DE OPERAÇÃO DOS MOTORES DE INDUÇÃO

O motor elétrico de indução é basicamente uma máquina polifásica de corrente alternada (CA) conectada a uma rede de alimentação CA, no estator ou rotor. A fonte de potência CA é trifásica, mas também pode ser monofásica. Em ambos os casos, a disposição dos enrolamentos na parte primária da máquina, a conectada a rede (geralmente o estator), produzirá um campo girante no entreferro da máquina. Este campo girante induzirá tensões nos condutores da parte da máquina não conectada na rede (o rotor), a secundária. Se os enrolamentos no secundário (rotor) estão fechados, correntes CA aparecem no rotor.

A interação entre o campo no primário e corrente no secundário produz um torque. A velocidade do rotor na qual as correntes do rotor são zero é chamada velocidade ideal sem carregamento (ou síncrona).

O enrolamento do rotor pode ser polifásico (rotor bobinado) ou feito de barras curto circuitadas em suas extremidades por anéis de curto (rotor em gaiola). Todos os enrolamentos, primário e secundário, são colocados no interior de ranhuras uniformes estampadas em chapas de aço chamadas laminações.

O motor de indução tem um entreferro bastante uniforme de 0,2 a 3 mm. Os valores maiores correspondem a potências maiores, 1 MW ou mais. Os enrolamentos secundários podem ser curto circuitados ou conectados a uma impedância externa ou a uma fonte de potência de tensão e frequência variáveis.

No caso anterior, entretanto, os motores de indução trabalhando como uma máquina síncrona é duplamente alimentada e em ambos, o estator e rotor, frequências de escorregamento são impostas.

As máquinas de indução podem ser classificadas de diversas maneiras:

- Com movimento rotacional ou linear;
- Suprimento trifásico ou monofásico;
- Com rotor bobinado ou em gaiola.

O objeto de estudo deste trabalho é o motor de indução trifásico com rotor em gaiola. Este rotor é constituído de um conjunto de barras não isoladas e interligadas por anéis de curto-circuito. O que caracteriza o motor de indução é que só o estator é ligado à rede de alimentação. O rotor não é alimentado externamente e as correntes que circulam nele, são induzidas eletromagneticamente pelo estator.

O motor de indução trifásico (figura 2.1) é composto fundamentalmente pelas seguintes partes: (1) carcaça; (2) núcleo magnético ranhurado do estator; (3) enrolamento elétrico do estator; (4) eixo do rotor; (5) núcleo magnético ranhurado do rotor; (6) enrolamento elétrico do rotor; (7) tampas; (8) ventilador; (9) tampa defletora; (10) caixa de ligação; (11) terminais de ligação e (12) rolamentos.

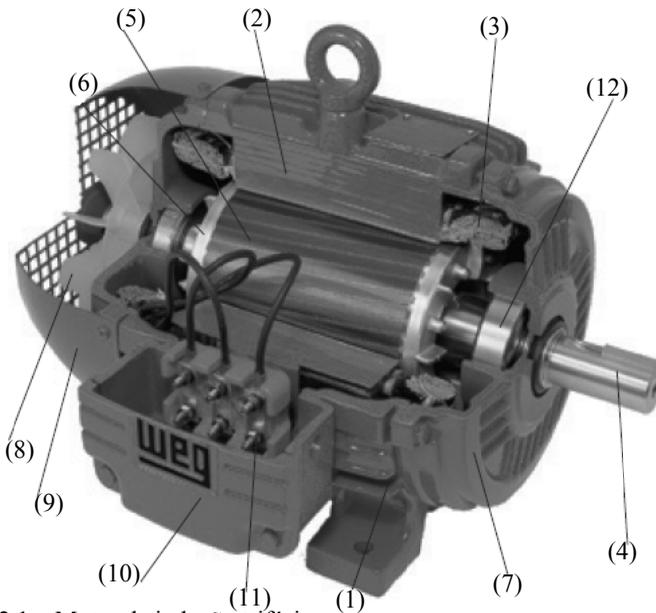


Figura 2.1 – Motor de indução trifásico.

Fonte: Boldea e Nasar (2002).

As máquinas de indução são fornecidas com enrolamentos no estator e no rotor. Aqui nos referimos somente a um enrolamento elementar do estator com 6 ranhuras para dois pólos.

Cada fase é feita de uma única bobina cujo passo mede a metade da periferia do rotor. O enrolamento trifásico é constituído de três

conjuntos iguais de bobinas, uma para cada fase, formando um sistema trifásico ligado à rede trifásica de alimentação.

As três fases (bobinas) são espaçadas em 120° . Para motores de dois pólos, o campo percorre uma volta a cada ciclo. Assim os graus elétricos equivalem aos graus mecânicos.

Para motores com mais de dois pólos, teremos de acordo com o número de pólos, um giro “geométrico” menor, sendo inversamente proporcional a 360° em dois pólos. Para nosso caso, há 120° graus mecânicos entre os eixos de fase porque $p = 1$ par de pólos. Para $p = 2, 3, 4, 5, 6$, existirá $120^\circ / p$ graus mecânicos entre os eixos de fase.

A velocidade síncrona do motor é definida pela velocidade de rotação do campo girante, que depende do número de pares de pólos do motor, p , e da frequência da rede, f , em Hertz. O campo girante percorre um par de pólos, p , a cada ciclo. Assim, como o enrolamento tem p pares de pólos, a velocidade do campo será:

$$n_s = \frac{60 \times f}{p}; [\text{rpm}] \quad (2.1)$$

Se o motor gira a uma velocidade diferente da velocidade síncrona, ou seja, diferente da velocidade do campo girante, o enrolamento do rotor “corta” as linhas de força magnética do campo e, pelas leis do eletromagnetismo, circularão nele correntes induzidas. Quanto maior a carga, maior terá que ser o torque necessário para acioná-la.

Para obter o torque, terá que ser maior a diferença de velocidade para que as correntes induzidas e os campos produzidos sejam maiores. Portanto, à medida que a carga aumenta, cai a rotação do motor. Quando a carga é zero (motor em vazio) o rotor girará praticamente com a rotação síncrona.

A diferença entre a velocidade do motor, n , e a velocidade síncrona, n_s , é chamada de escorregamento, s , que pode ser expresso em rpm, como fração da velocidade síncrona, ou como porcentagem desta:

$$s[\text{rpm}] = n_s - n; \quad s = \frac{n_s - n}{n_s}; \quad s[\%] = \frac{n_s - n}{n_s} \times 100 \quad (2.2)$$

Os princípios de operação estão relacionados basicamente à produção de torque (em máquinas de indução rotativas) e de propulsão (em máquinas de indução lineares), respectivamente.

Quando um enrolamento trifásico é alimentado por correntes trifásicas, cria-se um “campo girante” que induz tensões nas barras do rotor (linhas de fluxo cortam as barras do rotor) as quais geram

correntes, e conseqüentemente, um campo no rotor, de polaridade oposta à do campo girante. Como os campos opostos se atraem e como o campo do estator (campo girante) é rotativo, o rotor tende a acompanhar a rotação deste campo. Desenvolve-se então, no rotor, um torque motor que faz com que ele gire, acionando a carga.

2.2. DESCRIÇÃO DAS PERDAS INTERNAS DOS MOTORES DE INDUÇÃO

Por várias razões, o estudo das perdas é de importância relevante. Delas dependem, entre outras coisas, o rendimento e o custo da conversão de energia. Outra conseqüência das perdas é o aquecimento das máquinas; na maioria dos casos, ele dita a potência máxima que delas se pode exigir durante um período prefixado.

A potência útil fornecida pelo motor na ponta do eixo é menor que a potência que o motor absorve da linha de alimentação, isto é, o rendimento do motor é sempre inferior a 100%. A diferença entre as duas potências representa as perdas, que são transformadas em calor, o qual aquece os enrolamentos e deve ser dissipada para fora do motor, evitando a elevação excessiva de temperatura.

As elevações de temperatura nas máquinas não devem ultrapassar determinados limites, estabelecidos em função da qualidade dos materiais isolantes, a fim de que se possa garantir vida suficientemente duradoura.

Portanto, além de determinar o rendimento da máquina, as perdas determinam o sistema de ventilação necessário para manter as temperaturas sob controle.

As perdas ocorrem nos enrolamentos, nos núcleos magnéticos, além de perdas mecânicas por atrito nos mancais, por circulação do ar e devido à ventilação.

Nos estágios de projeto, é natural tentar calcular os diversos tipos de perdas o mais precisamente possível. Depois da máquina ser fabricada, a obtenção das suas perdas tem que ser realizada por ensaios. A separação das perdas vem sendo um método padrão para determinar as diversas componentes das perdas.

Por outro lado, para protótipos ou aplicações de maior demanda, é necessário validar os cálculos de projeto e o método de separação das perdas. O método entrada-saída é um bom exemplo para máquinas de alto rendimento, medindo a potência de entrada absorvida pela linha de

alimentação, P_a , e a potência de saída ou potência útil fornecida pelo motor, P_u , determina-se a perda total com carga:

$$P_{\text{tot}} = P_a - P_u \quad (2.3)$$

Para isto é necessário realizar medições com alta precisão. Para uma máquina com 90% de rendimento, 1% de erro nas potências de entrada e saída resultam em 10% de erro na perda total. Entretanto, atualmente, erros menores que 0,1% a 0,2% em medições de potência estão disponíveis e reduzindo consideravelmente.

Por outro lado, para ensaiar uma máquina de indução com carga é necessário um dinamômetro, e isto toma tempo e energia. Ainda assim, por volta de 1912 noticiou-se que existia uma diferença notável entre as perdas totais determinadas pelo método de separação das perdas e de ensaios diretos com carga. Esta diferença é chamada “perdas suplementares”.

Para reconciliar tais diferenças, normas têm sido propostas. Normas, como a IEEE Standard 112-1996, usam a separação das perdas e ensaios de entrada-saída para calcular posteriormente as perdas suplementares para cada motor e então garantir o rendimento.

Em muitas outras normas, as perdas suplementares são assumidas com 0,5% ou 1% da potência nominal, apesar do fato de todas as medidas sugerirem valores muito maiores.

2.2.1. Perdas joule nos enrolamentos de cobre do estator (P_{j1})

Tais perdas são resultantes da circulação da corrente nos condutores dos enrolamentos, ocasionando o aquecimento dos mesmos. São expressas por produtos $I^2 \cdot R$ (em W). Para cômputo dessas perdas, é de praxe adotarem-se valores ôhmicos para R , isto é, valores medidos ou calculados, para corrente contínua.

Para corrente alternada, aqueles valores são menores do que os reais (efetivos), resultando em perdas calculadas inferiores às que realmente ocorrem. O excesso das perdas reais sobre as perdas assim calculadas será incorporado nas perdas suplementares. Assim, as perdas joule nos enrolamentos de cobre do estator para motores trifásicos são iguais:

$$P_{j1} = 1,5 \cdot I^2 \cdot R \quad (2.4)$$

onde I é a corrente rms medida ou calculada no terminal de linha na carga especificada, e R é a resistência CC entre quaisquer dois terminais de linha corrigida para a temperatura especificada.

A temperatura especificada usada para fazer a correção da resistência deve ser determinada por uma das seguintes maneiras, sendo listadas pela ordem de preferência:

- Elevação de temperatura medida pelo método da resistência através do ensaio de temperatura com carga nominal mais 25°C. Carga nominal é a potência anotada na placa de identificação do motor no fator de serviço igual 1,0.
- Quando a elevação de temperatura não pode ser medida, a resistência dos enrolamentos deve ser corrigida para a temperatura mostrada na Tabela 2.1.

Esta temperatura de referência deve ser usada na determinação das perdas joule nos enrolamentos em todas as cargas. Se a elevação de temperatura nominal é especificada como a de uma classe do sistema de isolamento menor do que o usada na construção, a temperatura para correção da resistência deve ser a da classe de isolamento menor.

Tabela 2.1 – Temperatura especificada.

Classe do sistema de isolamento	Temperatura [°C]
A	75
B	95
F	115
H	130

FONTE: NBR-17094-1 (2008).

2.2.2. Perdas joule nos enrolamentos de cobre do rotor (P_{j2})

Estas perdas estão associadas à potência ativa transferida do enrolamento do estator ao rotor através do entreferro. São determinadas

pela diferença entre a potência ativa absorvida da rede, e as perdas joule no estator, e as perdas no ferro do estator, multiplicadas pelo escorregamento:

$$P_{j2} = (P_a - P_{j1} - P_{fe1}) \cdot s \quad (2.5)$$

2.2.3. Perdas no ferro (P_{fe})

As perdas no ferro consistem em perdas por histerese e perdas por correntes parasitas (Foucault), e se originam da variação de densidades do fluxo e das características intrínsecas das chapas magnéticas. As perdas de Foucault dependem da indução máxima, da frequência e da espessura da chapa:

$$P_{fe_f} = K_f \cdot V(f \cdot B_m \cdot e)^2 \quad (2.6)$$

onde, K_f é uma constante que depende do material, V é o volume ocupado pelo material ferromagnético, f é a frequência, B_m é a indução máxima e e é a espessura da chapa.

Por sua vez, as perdas por histerese dependem da indução máxima e da frequência, porém são independentes da forma da onda do fluxo no tempo ou espaço e da espessura da chapa:

$$P_{fe_h} = K_h \cdot V \cdot f \cdot B_m^x \quad (2.7)$$

onde, K_h é outra constante que depende do material, V é o volume ocupado pelo material ferromagnético, f é a frequência, B_m é a indução máxima e x é um expoente que depende das propriedades dos materiais e de próprio valor de B_m . Grosso modo, ele varia entre 1,5 e 2,5. Para materiais ferromagnéticos de uso corrente, submetidos a induções máximas compreendidas entre 0,15 e 1,2 Wb/m², recomenda-se $x = 1,6$.

A Equação (2.6) pode ser deduzida para induções senoidalmente variáveis no tempo. A Equação (2.7) é empírica (Steinmetz), sendo válida somente quando os ciclos de histerese são simétricos em relação à origem dos eixos de coordenadas e as forças magnetomotrizas variam monotonicamente entre seus valores extremos.

Estas expressões são bastante úteis para a análise do comportamento das perdas no ferro. Contudo, para o cálculo numérico dessas perdas, elas têm aplicação restrita. Para essas finalidades quantitativas, elas vêm afetadas de coeficientes empíricos cujos valores diferem de uma região para outra.

A necessidade de usar diferentes coeficientes para diferentes partes da máquina decorre das diferentes maneiras como as induções variam em cada uma dessas partes. Um dos processos mais empregados para o cálculo das perdas no ferro consiste na utilização de curvas fornecidas pelos fabricantes das chapas.

Por motivo semelhante àquele que nos sugere chamar as perdas no cobre às perdas resultantes do efeito joule em resistências ôhmicas (ao invés de efetivas), é costume convencionar como perdas no ferro aquelas que se observam em ensaio em vazio, sob frequência nominal e força eletromotriz induzida igual a da máquina operando normalmente em plena carga, sob tensão e frequência nominais.

Na verdade, as perdas no ferro obtidas nesse ensaio em vazio diferem, ainda que pouco, das verdadeiras perdas no ferro da máquina em plena carga. Essa diferença será considerada como parte das perdas suplementares.

2.2.4. Perdas mecânicas (P_{mec})

As perdas mecânicas desenvolvem-se por atrito nos mancais, por circulação do ar e devido à ventilação. O cálculo prévio e preciso dessas perdas não é tarefa fácil. As perdas por atrito nos mancais dependem de vários fatores, desde do seu tipo até seu estado de lubrificação. Quanto à ventilação, as incertezas não são menores.

Para efeito de cálculo do rendimento, em geral não há nenhum interesse especial em se obterem às perdas mecânicas em separado, elas são obtidas em conjunto com as perdas no ferro, por intermédio do ensaio em vazio.

2.2.5. Perdas suplementares (P_s)

As perdas joule no estator e rotor, definidas convencionalmente nas subseções 2.2.1 e 2.2.2, respectivamente, são inferiores às perdas que efetivamente se desenvolvem no enrolamento do estator e nas barras do rotor das máquinas em carga. Uma das causas da diferença está no efeito pelicular presente em condutores submetidos a correntes alternadas. Portanto, para o cálculo das perdas, as resistências das

máquinas de corrente alternada deveriam ser adotadas em seus valores efetivos.

Outra causa de divergência entre as perdas reais e as perdas convencionadas são as correntes parasitas que circulam na massa dos condutores; essas correntes provêm de variações do campo magnético nas regiões ocupadas por eles. Tais correntes têm a mesma natureza das correntes de Foucault, responsáveis por parte das perdas no ferro das máquinas elétricas. Esses efeitos secundários, não considerados anteriormente, são incorporados no que se chamam perdas suplementares.

Por sua vez, as perdas no ferro, como convencionadas na subseção 2.2.3 (perdas no ferro em vazio), em geral são menores do que as perdas que realmente se desenvolvem nos núcleos magnéticos (e nos outros materiais metálicos estruturais) da máquina em carga. A principal razão da discrepância resulta dos efeitos da reação do induzido que modificam as distribuições de indução ao redor do entreferro das máquinas. Além desses efeitos sobre o campo no entreferro, as correntes de carga produzem fluxos dispersos que podem alcançar inclusive peças estruturais (parafusos, suportes, entre outros), nelas produzindo perdas adicionais.

Essas perdas adicionais, ausentes nas perdas em vazio, constituem outro grupo das perdas suplementares. O cálculo das perdas suplementares com aproximação satisfatória é praticamente irrealizável. Mesmo através de medições experimentais são de difícil determinação. Para efeito de cálculo de rendimento de máquinas rotativas, é costume admiti-las iguais a 1% de suas potências úteis.

Convém assinalar que a consideração das perdas suplementares, “em separado” das perdas nos enrolamentos de cobre e no ferro, não passa de um artifício conveniente para padronizar e simplificar métodos utilizados para a determinação e fixação dos valores dos rendimentos das máquinas elétricas.

Nos motores elétricos, as perdas podem ser divididas em perdas variáveis que são proporcionais à variação da corrente absorvida (perdas joule nos enrolamentos do estator, perdas joule no rotor e perdas suplementares) e perdas fixas que não variam com a corrente absorvida (perdas no ferro e perdas mecânicas).

Conseqüentemente, a influência destas perdas no comportamento térmico do motor depende da tensão e da carga que são aplicadas, uma vez que a tensão influencia nas perdas no ferro e nas perdas joule, e a carga influencia nas perdas joule.

As perdas mecânicas são consideradas perdas fixas pela hipótese da constância da rotação. Sabe-se que variando a carga, varia-se o torque e, portanto, variam os esforços sobre os mancais, com conseqüente influencia sobre as perdas mecânicas. Tal influência existe, porém, pode ser desprezada.

2.3. ENSAIOS TRADICIONAIS

Em motores de indução trifásicos são normalmente realizados ensaios de rotina, mas também podem ser realizados ensaios adicionais de acordo com a necessidade.

2.3.1. Ensaio em vazio

Por a máquina rotativa a girar em vazio significa fazê-la operar com potência útil nula. Impondo-se, por meios mecânicos, rotação n à máquina sem qualquer excitação (fluxo nulo no circuito magnético), podemos afirmar que a potência requerida para acioná-la representará, tão somente, as suas perdas mecânicas correspondentes àquela rotação n . Se, em seguida e mantendo a máquina sob a rotação n , excitarmos as barras do induzido em circuito aberto, então se criam fluxos e provoca-se a geração de forças eletromotrizes induzidas.

O fato das barras estarem em circuito aberto impedirá a circulação de correntes e a máquina continuará na situação “em vazio”, sem perdas nas barras do induzido. Entretanto, para manter a máquina sob a rotação n , será necessário algo mais do que a potência correspondente às suas perdas mecânicas: esse algo mais corresponde às perdas no ferro (em vazio), devido aos efeitos de histerese e das correntes de Foucault. Estas, em conjunto com as perdas mecânicas, representam o que se entende por perdas rotacionais (em vazio).

Impondo valores convenientes para a rotação e para a excitação, a potência requerida para acionar a máquina em vazio poderá ser, com uma pequena diferença, a medida direta das perdas rotacionais (mecânicas e no ferro) que ocorrem na máquina com carga. Essa pequena diferença será considerada como parte das perdas suplementares.

De modo geral, durante um ensaio em vazio para reproduzir as perdas rotacionais que nela ocorrem em trabalho normal devemos reproduzir as mesmas condições de frequência (rotação) e de induções observadas em trabalho normal. Obviamente, não será possível obter a mesma distribuição de induções, ora na máquina com carga (com reação do induzido), ora na máquina em vazio (sem reação do induzido).

Contudo, podemos impor, em vazio, praticamente o mesmo fluxo operando em carga normal. Isto pode ser feito estabelecendo, no ensaio em vazio e sob frequência nominal, uma força eletromotriz igual a que existe em carga normal.

2.3.2. Ensaio com carga

Ensaio com carga são realizados objetivando a determinação do rendimento, fator de potência, rotação, corrente e elevação de temperatura. Para todos os ensaios com carga, a máquina deverá ser propriamente alinhada e seguramente acelerada. Para as leituras que serão usadas na determinação do desempenho, a elevação de temperatura da máquina deverá ser um valor entre 50% e 100% da elevação de temperatura nominal.

2.3.3. Ensaio com rotor bloqueado

Deve ser reconhecido que os ensaios de máquinas de indução sob condições de rotor bloqueado com potência trifásica implica em altas tensões mecânicas e altas taxas de aquecimento. Entretanto, é necessário que:

- A resultante mecânica devido ao rotor estar bloqueado seja uma força adequada para prevenir possíveis danos aos equipamentos;
- O sentido da rotação seja estabelecida a priori;
- A máquina esteja aproximadamente na temperatura ambiente antes do ensaio ser iniciado.

As leituras de corrente e torque deverão ser tomadas o mais rápido possível, e para obter valores representativos, a temperatura da

máquina não poderá exceder mais que 40°C da elevação de temperatura nominal. As leituras de quaisquer pontos deverão ser tomadas em 5 s depois da tensão ser aplicada.

2.3.4. Ensaios de temperatura

Os ensaios de temperatura são feitos para determinar a elevação de temperatura de certas partes da máquina acima da temperatura ambiente quando rodando sob uma condição de carregamento especificado.

Para tais ensaios, a máquina deve estar protegida de corrente de ar vindo das polias, cintas e outras máquinas. Uma grande corrente de ar direta pode causar grandes discrepâncias nos resultados de temperatura. Condições que resultam em mudanças rápidas da temperatura ambiente podem não ser consideradas satisfatórias para ensaios de temperatura. Espaço suficiente deve ser fornecido entre máquinas para permitir a livre circulação do ar.

No início do ensaio de temperatura, todos os instrumentos de medição devem ser checados para dar a certeza de que nenhum erro apreciável esteja presente devido a efeitos de campo escapado.

Existem quatro métodos normalizados para determinar a temperatura: através de termômetros, detector embutido, resistência do enrolamento e detector local de temperatura.

O método A, termômetros, consiste na determinação da temperatura por termômetros de álcool, por termômetros de resistência ou por termopares. Através deste método podem ser medidas as temperaturas das bobinas do estator, do núcleo do estator, ambiente, do ar de saída da tampa defletora, da carcaça e dos mancais de rolamento.

O método B, detector embutido, consiste na determinação da temperatura por termopares ou termômetros de resistência construídos no interior da máquina. Instrumentos especialmente projetados devem ser usados como termômetros de resistência para prevenir a introdução de erros significativos ou danos devido ao aquecimento do termômetro de resistência durante a medição.

O método C, resistência do enrolamento, consiste na determinação da temperatura por comparação da resistência do enrolamento na temperatura a ser determinada com a resistência em uma temperatura conhecida. A temperatura do enrolamento é calculada pela seguinte equação:

$$T_2 = T_1 + \left(\frac{R_2 - R_1}{R_1} \right) \cdot (T_2 + k) \quad (2.8)$$

onde, T_2 é temperatura do enrolamento quando R_2 foi medida, R_2 é a resistência medida durante o ensaio, R_1 é o valor de referência da resistência previamente medida na temperatura conhecida T_1 e k é 234,5 para o cobre e 225 para o alumínio. Este é o método mais preciso e confiável de se medir a temperatura do enrolamento de cobre do estator.

No método D, que usa um detector local de temperatura, a temperatura local de diversas partes da máquina pode ser determinada. A dimensão máxima do elemento de detecção não deve exceder 5,08 cm. Como exemplos de detectores locais de temperatura temos os termopares, termômetro de resistência pequenos e termistores. Estes são freqüentemente instalados como uma parte permanente da máquina em locais não acessíveis por termômetros de álcool.

2.4. DISSIPACÃO DO CALOR GERADO

O calor gerado pelas perdas no interior do motor é dissipado para o ar ambiente através da superfície externa da carcaça, auxiliada em muito pela convecção forçada externa proporcionada pelo ventilador montado no próprio eixo do motor.

Uma boa dissipação do calor depende:

- Da eficiência do sistema de ventilação: o sistema de ventilação bem projetado, além de ter um ventilador eficiente, capaz de movimentar a vazão requerida de ar, deve direcionar esse ar, através de defletores, de modo a “varrer” toda a superfície da carcaça, otimizando assim a transferência superficial de calor.
- Da área total de dissipação da carcaça: a área total de dissipação deve ser a maior possível. Entretanto, um motor com uma carcaça muito grande, para obter maior área, seria muito caro e pesado, além de ocupar muito espaço. Isso é compensado em parte, aumentando-se a área disponível por meio de aletas, fundidas com a carcaça, usadas especificamente para aumentar a taxa de transferência de calor entre a carcaça e o fluido adjacente.

- Da diferença de temperatura entre a superfície externa e do ar ambiente ($T_{ca} - T_{amb}$).

Um sistema de dissipação de calor eficiente é aquele que consegue extrair a maior quantidade de calor disponível, através de uma menor área de dissipação. Para isso, é necessário que a queda interna de temperatura seja minimizada. Isto quer dizer que deve haver uma boa transferência de calor do interior do motor até a superfície externa.

Os critérios modernos de projeto procuram aprimorar a transmissão de calor internamente, de modo que a temperatura do enrolamento fique pouco acima da temperatura externa da carcaça, onde ela realmente contribui para dissipar as perdas. O que queremos limitar é a elevação da temperatura no enrolamento sobre a temperatura ambiente. Esta diferença total (ΔT) é comumente chamada “elevação de temperatura” do motor e, como é indicado na figura 2.2 vale a soma da queda interna com a queda externa.

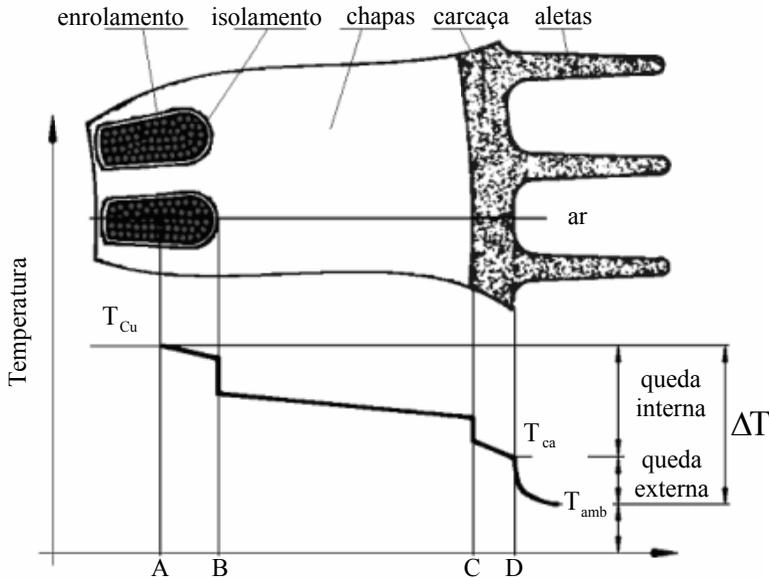


Figura 2.2 – Distribuição de temperatura no estator e carcaça do motor.
Fonte: Voigdlener (2004).

Como vimos, interessa reduzir a queda interna (melhorar a transferência de calor) para poder ter uma queda externa a maior possível, pois esta é que realmente ajuda a dissipar o calor. A queda

interna de temperatura depende de diversos fatores, onde as temperaturas de certos pontos importantes do motor serão explicadas a seguir:

A - Ponto mais quente do enrolamento, no interior da ranhura, onde é gerado o calor proveniente das perdas joule nos enrolamentos do estator.

AB - Queda de temperatura na transferência de calor, por condução, do ponto mais quente até os fios externos. Como o ar parado é um péssimo condutor de calor, é importante que não haja “vazios” no interior da ranhura, isto é, para garantir uma boa condução, as bobinas devem ser compactadas e a impregnação com verniz deve ser perfeita.

B - Queda de temperatura através da resistência de contato do isolamento da ranhura com os enrolamentos do estator de um lado, e com as chapas do núcleo do estator do outro. O emprego de materiais modernos melhora a transmissão de calor através do isolante, a impregnação perfeita melhora o contato do lado interno, eliminando espaços vazios, o bom alinhamento das chapas estampadas melhora o contato do lado externo, eliminando camadas de ar que prejudicam a transferência de calor.

BC - Queda de temperatura por condução através do material das chapas do núcleo do estator.

C - Queda de temperatura através da resistência de contato do núcleo do estator e a carcaça. A condução de calor no contato será tanto melhor quanto mais perfeita for a união interfacial, dependendo do bom alinhamento das chapas, e precisão da usinagem da carcaça. Superfícies irregulares deixam espaços vazios entre elas, resultando num mau contato e, má condução do calor neste ponto.

CD - Queda de temperatura por condução através da espessura da carcaça.

D - Queda de temperatura por convecção entre a superfície da carcaça e o ar em movimento sobre a mesma. São muitos os parâmetros que influenciam a transferência convectiva de calor, em particular, depende das condições na camada limite, que são influenciadas pela geometria da superfície, pela natureza do movimento do fluido e por um conjunto de propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido.

2.5. TRANSFERÊNCIA CONVECTIVA DE CALOR

O fluxo de calor transferido por convecção da superfície para o ar pode ser modelado pelo produto do coeficiente de transferência de calor por convecção, h_s , pela diferença entre as temperaturas da superfície, T_s , e do ambiente, T_{amb} . Segundo Incropera e De Witt (1992):

$$q''_s = h_s \cdot (T_s - T_{amb}) \quad (2.9)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção depende das propriedades k , ρ , c_p , μ , e da velocidade U , além da geometria e do comprimento característico, L_s , da superfície. Esta dependência é expressada através da seguinte relação:

$$Nu_s = \frac{h_s \cdot L_s}{k} \quad (2.10)$$

onde, Nu_s é o número de Nusselt, que pode ser interpretado como o gradiente de temperatura adimensional na superfície e proporciona uma medida da transferência convectiva de calor na superfície. Como o movimento do ar é mantido por meios externos, o ventilador, temos o regime de convecção forçada.

Para uma dada geometria, o número de Nusselt é uma função universal, $Nu_s = f(Re_s, Pr)$. Se esta função for conhecida, pode-se calcular o valor de Nu_s para diferentes fluidos e diferentes valores de U e de L_s . A partir de Nu_s , o coeficiente convectivo de transferência de calor pode ser calculado e então o fluxo de calor pode ser estimado. Re_s e Pr são respectivamente os números de Reynolds e Prandtl, dados por:

$$Re_s = \frac{\rho \cdot U_s \cdot L_s}{\mu} \quad (2.11)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (2.12)$$

O número de Reynolds é interpretado como a razão entre a força de inércia e a força viscosa na camada limite fluidodinâmica. A interpretação do conteúdo físico do número de Prandtl é a razão entre a difusividade da quantidade de momento linear e a difusividade térmica, ou seja, proporciona uma medida da eficiência relativa do transporte da quantidade de momento linear e do transporte de energia, por difusão, nas camadas limites fluidodinâmica e térmica, respectivamente.

3. MODELO TÉRMICO COM PARÂMETROS ACOPLADOS

3.1. DESCRIÇÃO DO MODELO TÉRMICO

3.1.1. Introdução

O desempenho do sistema de resfriamento é um fator chave quando se está projetando um motor de indução. Devido a isso, uma análise térmica se faz necessária objetivando descobrir os parâmetros principais que influenciam o desempenho do sistema de resfriamento. Além disto, a análise térmica é essencial para se estimar, com uma certa precisão, a temperatura do enrolamento de cobre e demais partes internas do motor de indução, especialmente no estágio de projeto.

Diversos modelos para o estudo do comportamento térmico de motores de indução têm sido propostos e usados no projeto do motor elétrico. Modelos baseados na solução numérica dos campos de velocidade e temperatura do problema da transferência de calor destacam-se fortemente na literatura. Historicamente, o método de diferenças finitas pré-data o método de elementos finitos. Por exemplo, Reichert (1969) descreve a aplicação do método de diferenças finitas para o problema do cálculo da distribuição de temperatura em máquinas elétricas.

Armor e Chari (1976) utilizaram um modelo de elementos finitos tridimensionais para estudar a distribuição de temperatura em um gerador. Este trabalho considera a geometria detalhada dos dentes das chapas laminadas e a dependência da temperatura com a condutividade térmica.

O método de elementos finitos foi usado para solucionar a equação diferencial da transferência de calor na forma polar em uma malha com elementos em forma de arco, coincidindo exatamente com a forma dos dentes.

Uma análise transiente também foi realizada por Armor (1980). A solução transiente foi obtida combinando o modelo de elementos finitos e uma aproximação de diferenças finitas de primeira ordem para a derivada temporal do campo térmico.

Mais recentemente, Sarkar et al. (1991) aplicaram o método de elementos finitos para prever a distribuição de temperatura no estator de um motor de indução. A malha usada neste trabalho foi composta por

elementos em forma de arco, a mesma forma utilizada no trabalho de Armor, referenciado acima. Mais tarde, Sarkar et al. (1993) desenvolveram uma análise aproximada, em regime permanente, levando em conta apenas o estator de um motor de indução. O problema bidimensional foi resolvido usando elementos finitos em um sistema de coordenadas cilíndricas.

Lee et al. (1997), analisaram um motor de indução por elementos finitos levando em consideração um quadrante bidimensional contendo o eixo, o rotor, o estator e a carcaça. Em suas análises, fontes de calor foram distribuídas ao longo das partes do motor. Além de estimar um coeficiente convectivo externo, foi considerada a existência de uma resistência de contato entre o estator e a carcaça.

Pinto et al. (1998), através de uma formulação por elementos finitos 2D, analisaram a transferência de calor em regime permanente em um motor de indução trifásico. Os resultados numéricos foram comparados com valores experimentais obtidos em testes com um sistema de aquisição de dados por infravermelho.

Usualmente, em uma análise por métodos numéricos somente uma parte do motor é considerada no modelo. Desta forma, deve-se levar em conta a influência das outras partes não consideradas, dificultando assim, a simplicidade de formulação.

Modelos térmicos baseados em circuitos elétricos equivalente que exploram os conceitos físico e matemático da resistência térmica para modelar a transferência de calor e prever a distribuição de temperatura em um motor elétrico de indução são comumente encontrados na literatura e foram amplamente revisados no Capítulo 1.

Neste trabalho, o desempenho do sistema de resfriamento é analisado a partir de um modelo térmico baseado em circuitos elétricos equivalentes proposto para analisar a distribuição de temperatura em um motor de indução.

Segundo Jokinen e Saari (1997) o desenvolvimento de um modelo térmico para um motor de indução envolve quatro diferentes aspectos: estabelecer um circuito elétrico equivalente com resistências térmicas apropriadas, avaliar as resistências térmicas, determinar as fontes de calor (perdas internas) e suas localizações, e modelar o escoamento do fluido de resfriamento através da máquina.

O modelo térmico com parâmetros acoplados consiste em um circuito térmico equivalente, que envolve a combinação de parâmetros térmicos globais do motor com parâmetros térmicos distribuídos nas diferentes partes da máquina.

Estes parâmetros são obtidos a partir de dados geométricos e outras constantes tais como: condutividades térmicas, coeficientes de transferência de calor e resistências de contato; além do correto conhecimento de um parâmetro importantíssimo: a distribuição das perdas internas (fontes de calor) envolvidas na máquina.

O modelo é aplicado para um motor de indução trifásico (50 cv, 440 V, 4 pólos) de gaiola. A validação do modelo é confirmada por dados experimentais de temperatura em pontos estratégicos nas diferentes partes do sistema em estudo.

3.1.2. Parâmetros térmicos globais

O calor gerado no interior do motor é transferido internamente de uma parte da máquina para outra, e para o meio externo pela associação dos processos de condução, convecção e radiação.

A condução é o mecanismo predominante na transferência de calor do ponto de geração para a superfície externa. Da superfície externa para o ambiente atuam a convecção e a radiação.

Todos estes mecanismos de transferência de calor são introduzidos no circuito térmico equivalente por intermédio de resistências térmicas associadas à parte do motor e a cada modo de transferência de calor.

3.1.3. Parâmetros térmicos distribuídos

A divisão de uma máquina elétrica em componentes elementares fornece simplicidade ao modelo e qualidade na informação obtida. Para a análise da transferência de calor em um motor de indução, deve-se idealizar uma geometria e dividi-la levando em consideração:

- Parâmetros geométricos;
- Propriedades físicas;
- Perdas internas (fontes de calor);
- Temperaturas que se deseja obter.

O presente modelo foi idealizado dividindo o motor nos seguintes elementos térmicos básicos (componentes), mostrado na figura 3.1: (1)

eixo, (2) coroa do rotor, (3) ranhuras do rotor, (4) conjunto de barras do rotor, (5) anel de curto, (6) dentes do estator, (7) coroa do estator, (8) enrolamento de cobre, (9) isolantes, (10) cabeça da bobina, (11) tampas, (12) carcaça. Para cada elemento, resistências térmicas foram definidas levando em conta os parâmetros geométricos e propriedades físicas dos materiais envolvidos.

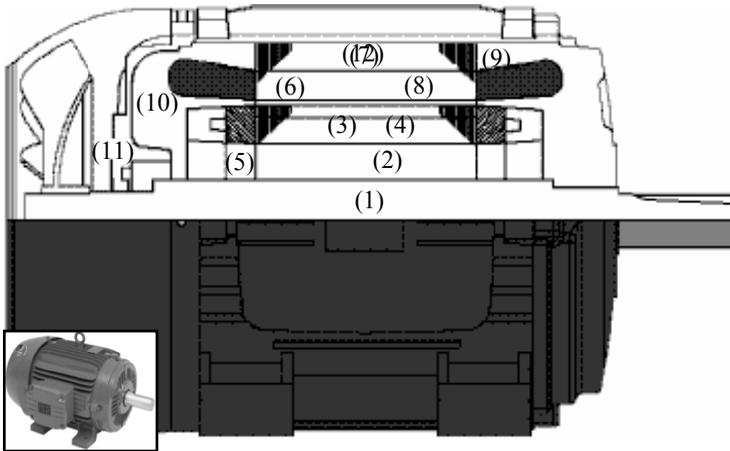


Figura 3.1 – Subdivisão do motor em elementos térmicos básicos.
Fonte: Voigdlener (2004).

3.1.4. Formulação do modelo térmico com parâmetros acoplados

Em regime permanente, a forma apropriada da equação de condução de calor é:

$$k_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + k_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + q''' = 0 \quad (3.1)$$

onde k_x e k_y são as condutividades térmicas ao longo da direção x e y , respectivamente, T é a temperatura, e q''' é a geração interna de calor por unidade de volume.

A Equação (3.1) pode ser expressa para um ponto nodal central 1, em termos dos pontos nodais adjacentes 2, 3, 4 e 5, como mostrado na figura 3.2:

$$\frac{T_2 - T_1}{R_1} + \frac{T_3 - T_1}{R_2} + \frac{T_4 - T_1}{R_3} + \frac{T_5 - T_1}{R_4} + q_0 = 0 \quad (3.2)$$

onde T_1 representa a temperatura no ponto nodal 1, e assim respectivamente, q_0 é a fonte de calor no ponto nodal 1, e R_1, R_2, R_3 e R_4 representam as resistências térmicas entre os pontos 1-2, 1-3, 1-4, e 1-5, respectivamente.

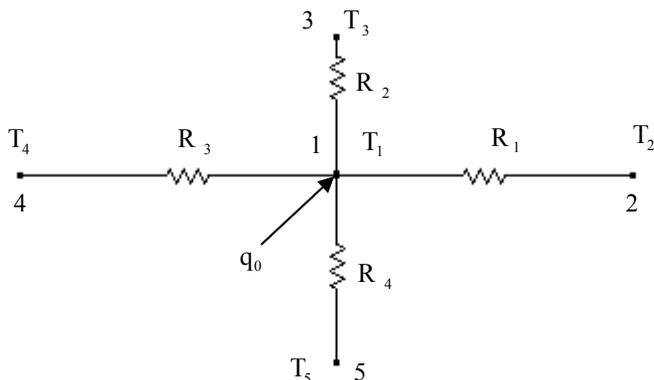


Figura 3.2 – Representação de um circuito elétrico equivalente.
Fonte: Voigdlener (2004).

Desta forma, pontos nodais são atribuídos aos diferentes elementos do motor, e as resistências térmicas, determinadas para cada elemento, são localizadas entre estes pontos nodais. A localização correta das fontes de calor (perdas internas do motor) é de fundamental importância para o sucesso do modelo. Uma vez que tais fontes de calor encontram-se distribuídas, cuidados especiais precisam ser tomados na correta localização das mesmas, conforme explorado posteriormente.

As resistências térmicas envolvidas no modelo são equacionadas segundo o mecanismo de transferência de calor, podendo, em geral, ser uma resistência térmica de condução, convecção, ou radiação.

O modelo térmico desenvolvido para determinar a distribuição de temperatura nos diferentes componentes do motor é mostrado esquematicamente na figura 3.3.

O nível de detalhamento do modelo é determinado pelo número de pontos nodais, e para cada ponto nodal uma equação similar à Equação (3.2) é utilizada para determinar o valor de temperatura neste

ponto. Quanto maior o nível de detalhamento, maior o número de equações a serem resolvidas.

O modelo é aplicado para um quadrante do motor, ou seja, todas as resistências térmicas são calculadas para um quarto de área, e cada perda interna localizada tem seu valor total dividido por quatro. Assume-se assim que o motor possui simetria circunferencial, a princípio. Posteriormente, foram incluídas resistências térmicas circunferenciais.

O circuito térmico equivalente resultante detalhado é encontrado em Voigdlener (2004), onde são mostradas todas as resistências térmicas envolvidas, as localizações das perdas internas e a temperatura ambiente.

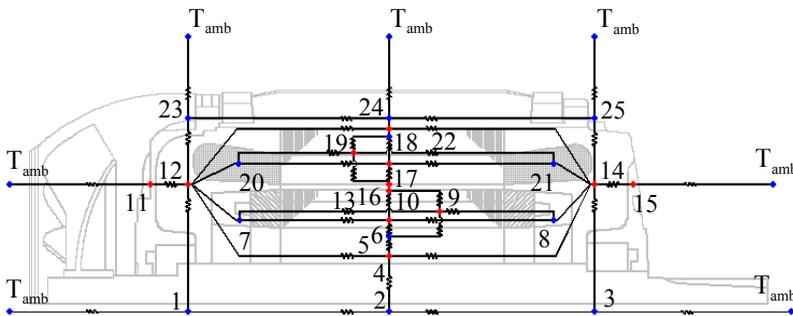


Figura 3.3 – Representação esquemática do modelo térmico do motor de indução.

Fonte: Voigdlener (2004).

3.1.5. Transferência de calor por condução

O motor pode ser considerado como a combinação de cilindros coaxiais concêntricos (eixo, coroa do rotor, coroa do estator e carcaça) e segmentos de arco cilíndricos (conjunto de barras do rotor, ranhuras do rotor, dentes do estator, enrolamento de cobre e isolantes).

Desde que a variação de temperatura circunferencial seja desprezada, o que é correto afirmar em uma primeira aproximação, a transferência de calor por condução é somente nas direções radial e axial. Assumindo que os fluxos de calor nestas direções são independentes, o modelo térmico é composto por resistências térmicas radiais (em todos os componentes citados acima) e resistências térmicas axiais (que além dos citados acima, inclui-se o anel de curto, a cabeça de bobina e as tampas).

Para o modo de transferência de calor por condução, as resistências térmicas radiais e axiais dependem das dimensões do componente e da condutividade térmica do material usado (dimensão analisada para um quadrante do motor). As expressões utilizadas no cálculo destas resistências estão reproduzidas a seguir.

$$\text{Direção radial:} \quad R_{x_r} = \frac{2 \cdot \ln(r_e / r_i)}{\pi \cdot k_x \cdot L} \quad (3.3)$$

$$\text{Direção axial:} \quad R_{x_a} = \frac{L}{k_x \cdot A_{x_a}} \quad (3.4)$$

onde o índice inferior x nas resistências identifica o componente, r_e e r_i são os raios externo e interno do elemento cilíndrico, respectivamente, L é o comprimento, k_x é a condutividade térmica do elemento, e A_{x_a} a área do elemento na direção axial.

A Equação (3.3) é válida quando um componente ocupa toda a área do quadrante. Para os segmentos de arco cilíndricos esta resistência é avaliada proporcionalmente à área ocupada no quadrante. Para a resistência avaliada no eixo do motor utiliza-se uma metodologia particular, devido à impossibilidade da utilização da Equação (3.3), pelo fato do eixo possuir raio interno igual a zero. Esta solução alternativa da resistência de condução do eixo é apresentada em Voigdlener (2004).

A Tabela 3.1 apresenta os valores de condutividade térmica usados no equacionamento das resistências térmicas de condução para cada componente do motor. Estes valores foram obtidos de Incropera e De Witt (1992), e de dados de catálogo de fabricantes.

Para os pacotes de chapas laminadas do estator e rotor (Aço Usicore 360I) utilizou-se a suposição física de que estes seriam corpos homogêneos com condutividade térmica anisotrópica. Os valores das condutividades térmicas na direção axial (k_{ar} e k_{aes}) foram obtidos de Bousbaine (1999).

Um outro aspecto importante na transferência de calor por condução se refere às resistências térmicas de contato. As resistências de contato são difíceis de serem determinadas e têm sido objeto de extensa investigação como, por exemplo, em Fletcher (1988).

Tradicionalmente, a avaliação destas resistências é feita experimentalmente através da medição de temperatura ao longo dos sólidos em contato e, por extrapolação pode-se associar a uma resistência a descontinuidade do perfil de temperatura no contato. Recentemente novas metodologias têm sido adotadas como, por exemplo, técnicas óticas conforme introduzido por Ohson et al. (1999).

Trabalhos recentes têm demonstrado o efeito de deformações plásticas (diferentemente de deformações elásticas como é regularmente assumido na literatura) na resistência de contato, conforme Williamson et al. (1992), bem como a natureza do recobrimento superficial, comentado por Chung et al. (1992).

No presente modelo as resistências térmicas de contato foram modeladas a partir de informações obtidas na literatura e apresentam grande incerteza em suas avaliações.

Tabela 3.1 – Condutividades térmicas para diferentes componentes.

Componente(s)	Material	Condutividade Térmica [W/(m. °C)]
Eixo	Aço 4140	$k_e = 42$
Coroa/ranhuras do rotor Dentes/coroa do estator	Aço Usicore 360I (radial/axial)	$k_{r_f} = 39 / k_{a_f} = 1,8$ $k_{r_{es}} = 39 / k_{a_{es}} = 1,8$
Conjunto de barras do rotor Anel de curto	Alumínio	$k_{Al} = 204$
Enrolamento de cobre Cabeça da bobina	Cobre	$k_{Cu} = 385$
Isolantes	Classe F	$k_F = 0,13$
Carcaça Tampas	Ferro Fundido	$k_{ca} = 49$ $k_{tp} = 49$

FONTE: Incropera e De Witt (1992);
Bousbaine (1999).

3.1.5.1. Resistência de Contato Estator-Carçaça

Quando duas superfícies são unidas para formar uma interface, a real área de contato sólido-sólido entre elas é geralmente uma pequena fração da área de contato aparente. Quando um gradiente de temperatura uniforme é aplicado ao longo de superfícies unidas, o efeito resultante da interface no processo de transferência de calor é a formação de uma descontinuidade na temperatura como mostrado na figura 3.4. As linhas de fluxo térmico convergem para os pontos de contato sólido-sólido, e assim este caminho da transferência de calor fornece um considerável aumento na resistência térmica, ao contrário do observado para as regiões distantes do contato.

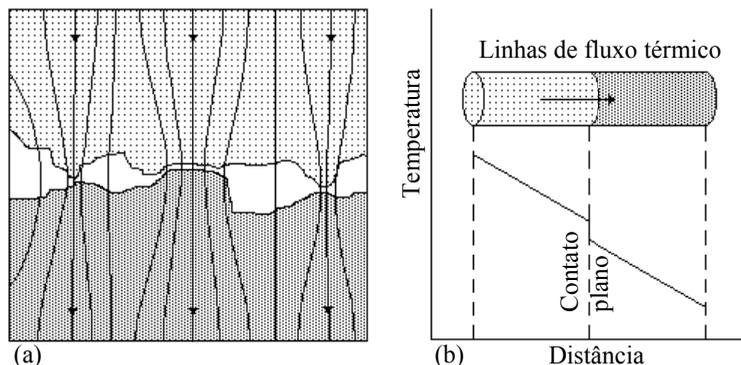


Figura 3.4 – (a) Distribuição do campo térmico na interface; (b) Queda de temperatura devido à resistência térmica interfacial.

Fonte: Hamdi (1994).

A resistência de contato é comumente definida como a razão entre a queda de temperatura na interface do contato e o fluxo térmico através do mesmo. Matematicamente, a resistência térmica de contato pode ser escrita como:

$$r_c = \frac{1}{h_c} = \frac{\Delta T}{q''} \quad (3.5)$$

onde r_c é a resistência térmica de contato, h_c é a condutância térmica de contato, ΔT é a queda de temperatura na interface, e q'' é a densidade de fluxo térmico da interface.

A resistência térmica de contato estator-carcaça impede a transferência de calor entre as principais fontes térmicas (enrolamento e chapas) e o meio ambiente. Portanto, esta tem um apreciável efeito na distribuição de temperatura do motor e não pode ser ignorada.

Esta resistência térmica de contato é uma função, principalmente das características físicas e mecânicas das duas superfícies, da força de compressão na qual estator e carcaça estão unidas e da temperatura média de operação do motor.

A força de compressão pode ser estimada das dimensões originais do diâmetro interno da carcaça e do diâmetro externo do estator (antes do estator ser prensado na carcaça) e das propriedades físicas de seus materiais. Nota-se, no entanto, que em vista dos diferentes processos adotados para a fabricação das diferentes máquinas, o ajuste entre o estator e a carcaça é sujeito a uma grande variação.

Variações superficiais existem entre as dimensões mesmo para máquinas supostamente idênticas (após o processo de fabricação, nenhuma máquina é exatamente igual), o que resulta em uma diferença substancial entre os valores reais e calculados das resistências térmicas de contato.

Valores medidos de resistências térmicas de contato entre pacotes de chapas (representando o estator) e blocos contínuos (representando a carcaça) submetidos a diferentes condições podem ser encontrados em Hamdi (1994). Três pacotes de chapas com valores de pressão de empacotamento, a pressão na qual o pacote de chapas é prensado, de 0,28, 0,56 e 0,84 N/mm² (40; 80 e 120 psi) foram usados neste trabalho. As medidas foram obtidas para as seguintes condições superficiais dos pacotes de chapas: (1) superfície limpa, (2) superfície corroída e (3) superfície usinada. A pressão de contato entre os pacotes e os blocos (estator e carcaça) foi variada entre o peso de contato (considerado zero) e 0,7 N/mm² (100 psi).

A variação da resistência térmica de contato com a temperatura de operação foi cerca de +1,5% para a variação de 70 a 130 °C. Tal valor é menor do que a incerteza com que a resistência térmica de contato é reportada, e em geral pode ser ignorada a influência da temperatura de operação.

O trabalho de Hamdi (1994) confirmou que a resistência térmica de contato diminui com o aumento da pressão de empacotamento, conforme esperado. Este efeito é mais apreciável em valores baixos de pressão de contato entre o estator e a carcaça, e isto é de importância fundamental no caso de superfícies corroídas. Usinando a superfície do estator foi encontrado uma redução da resistência térmica de contato de

18 a 35%, e este efeito foi observado como sendo pouco dependente da pressão de empacotamento.

A Tabela 3.2 apresenta a comparação dos valores de resistências térmicas de contato para as diferentes condições superficiais com pressões de empacotamento de 0,28; 0,56 e 0,84 N/mm² (40; 80 e 120 psi).

Tabela 3.2 – Resistência de contato ($r_c \times 10^4$), obtidos de Hamdi (1994)

Resistência Térmica de Contato, $r_c \times 10^4$ [(m²·°C)/W]			
Pressão de Contato, p_c [N/mm ²]		0,0	0,7
Pressão de Empacotamento, $p_{emp} = 0,28$ N/mm ² (40 psi)	Corroída	37,3	28,3
	Limpa	24,5	15,1
	Usinada	20,1	12,4
Pressão de Empacotamento, $p_{emp} = 0,56$ N/mm ² (80 psi)	Corroída	25,8	21,3
	Limpa	20,1	14,4
	Usinada	13,9	10,6
Pressão de Empacotamento, $p_{emp} = 0,84$ N/mm ² (120 psi)	Corroída	20,1	18,8
	Limpa	19,2	13,6
	Usinada	12,7	8,5

FONTE: Hamdi (1994).

A resistência térmica de contato utilizada no presente modelo foi avaliada a partir dos dados referentes a superfícies limpas, por ser uma hipótese intermediária e mais comum. A figura 3.5 mostra graficamente a variação da resistência térmica de contato com a pressão de contato para as três diferentes pressões de empacotamento.

Uma expressão que possibilita a determinação da resistência térmica de contato em função das pressões de empacotamento e de contato para uma superfície limpa, conforme os dados da figura 3.5 é:

$$r_c = [32,4 - 34,5 \cdot (p_{emp}) + 22,3 \cdot (p_{emp})^2 - 23,8 \cdot (p_c) + 46,4 \cdot (p_{emp}) \cdot (p_c) - 32,8 \cdot (p_{emp})^2 \cdot (p_c)] \times 10^{-4} \quad (3.6)$$

onde r_c é a resistência térmica de contato [(m²·°C)/W], p_{emp} é a pressão de empacotamento [N/mm²], e p_c é a pressão de contato [N/mm²].

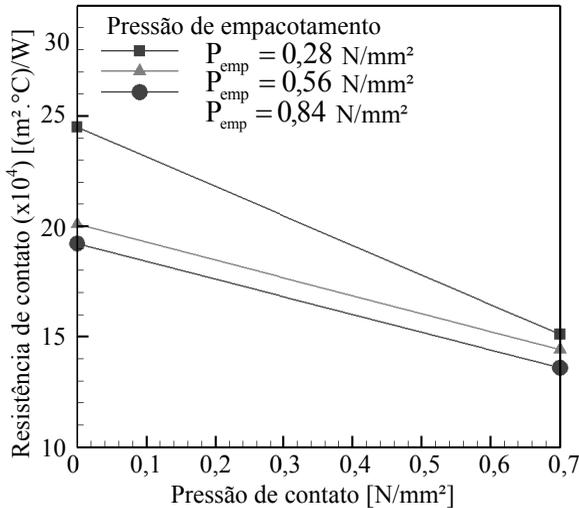


Figura 3.5 – Dependência entre a resistência térmica de contato, pressão de empacotamento, e a pressão de contato para superfície limpa.

Fonte: Hamdi (1994).

3.1.6. Transferência de calor por convecção

No motor a transferência de calor por convecção ocorre entre a carcaça e o ar, nas superfícies interiores e exteriores às tampas, e entre as ranhuras do rotor e os dentes do estator (distância chamada de entreferro).

Para o modo de transferência de calor por convecção, a resistência térmica entre a superfície sólida exposta e o fluido interno ou externo é definida como:

$$R_{\text{conv}_y} = \frac{1}{h_y \cdot A_y} \quad (3.7)$$

onde h_y é o coeficiente de transferência convectiva e A_y é a área de contato com o fluido. O índice inferior y na resistência de convecção correlaciona a superfície analisada (externa, interna ou entreferro).

A avaliação dos coeficientes de transferência convectivos nas diferentes situações encontradas no resfriamento do motor de indução tem sido relatada na literatura. O coeficiente de transferência convectiva varia em função da posição e é de difícil determinação, dependendo dos dados geométricos da superfície, da direção e velocidade do

escoamento, e de características do fluido (temperatura, viscosidade, condutividade térmica, calor específico). Devido à complexidade deste escoamento de ar as correlações disponíveis produzem somente resultados aproximados.

O cálculo dos coeficientes de transferência convectiva usados no modelo serão obtidos por correlações específicas simplificadas para cada caso, avaliando a geometria envolvida, as condições do escoamento do fluido adjacente, e as propriedades termofísicas do fluido.

O coeficiente de transferência convectiva da superfície da carcaça do motor foi obtido através de modelos numéricos empregados para estimar a transferência de calor nesta superfície. A utilização destes modelos numéricos será apresentada no Capítulo 4. Os demais coeficientes foram obtidos através de correlações encontradas na literatura. Tais cálculos são apresentados em Voigdlener (2004).

A Tabela 3.3 apresenta os coeficientes de transferência convectiva de calor para o motor adotado no presente trabalho.

3.1.7. Transferência de calor por radiação

A única superfície onde a radiação foi considerada é a superfície externa aletada da carcaça.

A radiação é incluída adicionando ao coeficiente por convecção da superfície aletada um coeficiente equivalente para a radiação, também obtido através de modelos numéricos empregados para estimar a transferência de calor nesta superfície.

Todas as resistências térmicas, para todos os mecanismos de transferência de calor apresentados acima, são apresentadas em Voigdlener (2004).

Tabela 3.3 – Coeficientes de convecção usados no modelo.

Superfície	Coeficiente de Convecção [W/(m ² . °C)]			
	Superior	Direita	Inferior	Esquerda
Carcaça traseira	$h_{\text{ext}031} = 61$	$h_{\text{ext}131} = 59$	$h_{\text{ext}231} = 52$	$h_{\text{ext}331} = 77$
Carcaça central	$h_{\text{ext}032} = 43$	$h_{\text{ext}132} = 36$	$h_{\text{ext}232} = 37$	$h_{\text{ext}332} = 38$
Carcaça dianteira	$h_{\text{ext}033} = 32$	$h_{\text{ext}133} = 29$	$h_{\text{ext}233} = 28$	$h_{\text{ext}333} = 28$
Tampa traseira		$h_{\text{ext}01} = 49$		
Tampa dianteira		$h_{\text{ext}04} = 23$		
Eixo dianteira		$h_{\text{ext}05} = 63$		
Interna as tampas		$h_{\text{int}} = 80$		
Entreferro		$h_{\text{entfe}} = 59$		

FONTE: Voigtlener (2004).

3.1.8. Fontes de calor distribuídas (perdas internas)

Para o modelo, as perdas internas no motor são consideradas fontes de calor distribuídas ao longo das partes do motor. Existem quatro categorias de perdas no motor: perdas Joule (P_j), perdas no ferro (P_{fe}), perdas mecânicas (P_{mec}) e perdas suplementares (P_s). Todas estas perdas já foram vistas em detalhe na Seção 2.2.

Na análise da distribuição da temperatura é de fundamental importância o conhecimento preciso da localização e distribuição das perdas (fontes de calor) envolvidas na máquina. Os valores das perdas e

suas respectivas posições na geometria do motor elétrico são dados de entrada do modelo e devem ser conhecidos a priori. A quantificação destas perdas é obtida através de cálculos e softwares eletromagnéticos utilizados simultaneamente com ensaios elétricos específicos. O ensaio de tipo é realizado de acordo com a norma NBR-5383 (NBR 5383, 2002), que define os procedimentos a serem seguidos para a execução deste ensaio.

As perdas elétricas típicas para um motor de 37 kW são mostradas na Tabela 3.4. Também está indicada nesta tabela a porcentagem de cada perda comparada com a perda total na condição com carga.

A figura 3.6 apresenta uma vista detalhada do modelo térmico com parâmetros acoplados mostrando onde as perdas internas estão localizadas. Segundo Yonn e Kauh (2005) as perdas mecânicas incluem as perdas por atrito nos mancais de rolamento e perdas por circulação de ar devido à potência consumida pelo ventilador no interior da tampa defletora e pelas aletas do rotor.

Tabela 3.4 – Perdas elétricas de um motor de indução trifásico 37 kW.

	Em vazio	Carga nominal
U [V]	440	440
I [A]	25,14	62,79
P _a [W]	1590,22	40148,96
P _{mec} [W]	399,85	399,85 (11,3%)
P _{fe} [W]	1016,32	1016,32 (28,6%)
P _{j1} [W]	174,28	1087,26 (30,6 %)
P _{j2} [W]	-	612,53 (17,3%)
P _s [W]	-	432,85 (12,2%)
P _{tot} [W]	1590,22	3548,81 (100%)
s [%]	-	1,61
η [%]	91,7	92,2
cos Φ	0,083	0,839
rotação [rpm]	1770	1770

FONTE: Voigtlener (2004).

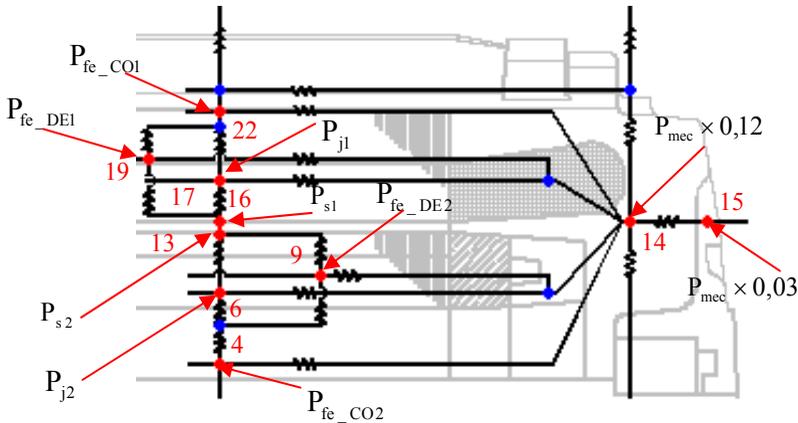


Figura 3.6 – Fontes de calor usadas no modelo.

Fonte: Voigdlener (2004).

A Tabela 3.5 apresenta o valor das perdas obtidas por ensaios elétricos para o motor em estudo. As perdas por circulação de ar do ventilador são cerca de 70% das perdas mecânicas e não são consideradas como perdas internas ao motor. Entretanto, as perdas por circulação de ar nas aletas do rotor correspondem à cerca de 24% das perdas mecânicas e são geradas nos pontos 12 e 14 do modelo. Já, as perdas por atrito geradas nos mancais de rolamento (6% restantes) estão localizadas nos pontos 11 e 15. Tradicionalmente, as perdas suplementares se distribuem em 80% no rotor e 20% no estator. E as perdas no ferro, proporcionalmente ao volume das chapas da coroa e dente, do rotor e estator.

3.1.9. Solução do modelo térmico com parâmetros acoplados

O Modelo térmico completo é representado por vinte e cinco pontos nodais, conforme figura 3.3, onde nove representam temperaturas médias de elementos (T_2 - eixo, T_4 - coroa do rotor, T_6 - conjunto de barras do rotor, T_9 - ranhuras do rotor, T_{12} - ar interno à tampa traseira, T_{14} - ar interno à tampa dianteira, T_{17} - enrolamentos de cobre do estator, T_{19} - dentes do estator, T_{22} - coroa do estator), três representam temperaturas superficiais (T_{23} - carcaça traseira, T_{24} - carcaça central e T_{25} - carcaça dianteira), e o restante dos pontos representam temperaturas entre elementos.

Tabela 3.5 – Perdas internas usadas no modelo, motor submetido à potência nominal.

Perdas (Ponto no modelo)	Símbolo	Valor [W] por
Perdas Joule no Estator (17)	P_{j1}	272 (33,2%)
Perdas Joule no Rotor (6)	P_{j2}	153 (18,7%)
Perdas Suplementares no Estator (16)	P_{s1}	22 (2,7%)
Perdas Suplementares no Rotor (13)	P_{s2}	87 (10,6%)
Perdas no Ferro nos Dentes do Estator (19)	P_{fe_DE1}	62 (7,6%)
Perdas no Ferro nas Ranhuras do Rotor (9)	P_{fe_DE2}	30 (3,7%)
Perdas no Ferro na Coroa do Estator (22)	P_{fe_CO1}	161 (19,7%)
Perdas no Ferro na Coroa do Rotor (4)	P_{fe_CO2}	1 (0,1%)
Perdas Mecânicas (11, 12, 14, 15)	P_{mec}	30 (3,7%)

FONTE: Voigtlener (2004).

Satisfazendo a conservação da energia em regime permanente para cada ponto nodal, tem-se para o ponto nodal i :

$$\sum \frac{(T_j - T_i)}{R_{ij}} + q_i = 0 \quad (3.8)$$

onde T_i e T_j são temperaturas nodais, R_{ij} resistências térmicas entre os pontos i e j , e q_i perdas no ponto nodal i . Resolvendo este sistema de vinte e cinco equações (Método de Newton-Raphson) obtêm-se as temperaturas de todos os pontos nodais.

3.2. EXTENSÃO 3-D DO MODELO TÉRMICO

Uma das principais limitações apresentadas pelo modelo consistiu em construir o circuito elétrico equivalente em apenas um quadrante do motor, ou seja, adotou-se como hipótese simplificativa a simetria circunferencial da distribuição de temperatura. Assim, a distribuição de

temperatura ao longo do motor possuía gradientes nas direções radial e axial. Esta não é uma hipótese consistente, já que medidas experimentais, como as mostradas na figura 1.1, constataram que existe um gradiente de temperatura na direção circunferencial do motor tanto na superfície externa, devido à presença das bolachas de fixação e da caixa de ligação, quanto em seu interior.

Portanto, uma discretização mais detalhada e precisa do circuito térmico equivalente na direção circunferencial aperfeiçoaria o modelo existente. Desta forma, o modelo térmico poderia prever a variação de temperatura superficial da carcaça e de seu interior também na direção circunferencial do motor.

Objetivando tornar tridimensional o modelo térmico existente, resistências térmicas circunferenciais foram idealizadas ligando os pontos que representam as temperaturas no centro dos elementos térmicos básicos (componentes). Os pontos que necessitam a incorporação de resistências térmicas circunferenciais são os seguintes:

- Ponto 4 – Temperatura central da coroa do rotor;
- Ponto 6 – Temperatura central das barras do rotor;
- Ponto 9 – Temperatura central das ranhuras do rotor;
- Ponto 11 – Temperatura da tampa traseira;
- Ponto 15 – Temperatura da tampa dianteira;
- Ponto 17 – Temperatura central do enrolamento;
- Ponto 19 – Temperatura central dos dentes do estator;
- Ponto 22 – Temperatura central da coroa do estator;
- Ponto 23 – Temperatura da parte traseira da carcaça;
- Ponto 24 – Temperatura da parte central da carcaça;
- Ponto 25 – Temperatura da parte dianteira da carcaça.

O equacionamento das resistências térmicas circunferenciais será apresentado em detalhe no Apêndice A.

3.3. RESULTADOS DO MODELO TÉRMICO

O modelo apresentado foi aplicado para um motor de indução trifásico em gaiola. Os detalhes de especificação do motor são: Potência = 50 cv (37 kW), Pólos = 4, Frequência = 60 Hz, Tensão = 440 V, Corrente = 61,684 A (100% de Carga), Rotação = 1769 rpm.

A validação do modelo é confirmada através do ensaio de elevação de temperatura, onde os valores de temperatura em pontos previamente estabelecidos no motor elétrico, até o alcance do regime

permanente; e as perdas energéticas decorrentes da operação do motor são obtidos. Estes resultados são apresentados em detalhe no Apêndice F. A Tabela 3.6 mostra a comparação entre temperaturas previstas pelo modelo e temperaturas medidas experimentalmente.

Tabela 3.6 – Temperaturas previstas pelo modelo (MT) e temperaturas experimentais (Exp), motor trifásico: 37 kW, 440 V, 4 pólos.

	Superior		Direita		Inferior		Esquerda	
	MT [°C]	Exp [°C]	MT [°C]	Exp [°C]	MT [°C]	Exp [°C]	MT [°C]	Exp [°C]
T ₂₄	86,0	86,5	90,9	92,5	96,0	-	89,0	-
T ₂₃	57,0	56,0	58,5	60,5	65,0	-	54,0	-
T ₂₂	109,0	108,0	111,9	111,0	114,0	115,0	111,0	112,0
T ₂₁	119,0	122,4	120,8	122,4	122,0	122,4	120,0	122,4
T ₂₀	117,0	122,4	118,6	122,4	119,0	122,4	117,0	122,4
T ₁₉	117,0	-	118,4	-	120,0	-	118,0	-
T ₁₈	113,0	115,0	115,0	117,0	117,0	119,0	115,0	116,0
T ₁₇	121,0	122,4	123,0	122,4	124,0	122,4	121,0	122,4
T ₁₅	99,0	100,0	99,0	100,0	99,0	100,0	99,0	100,0
T ₁₁	79,0	82,0	79,0	82,0	79,0	82,0	79,0	82,0
T _{amb}	32,8	32,8	32,8	32,8	32,8	32,8	32,8	32,8

Incerteza de medição para temperatura ($\pm 1,5^{\circ}\text{C}$)

Conforme observadas na tabela, as temperaturas determinadas pelo modelo térmico foram previstas com desvios entre um e seis graus. Deve-se notar que os resultados do modelo foram obtidos a partir de resistências térmicas estimadas a partir de informações obtidas na literatura e que nenhum ajuste foi feito de forma a aproximar os dados computados daqueles medidos. Considerando o exposto pode-se dizer que, nesta aproximação, há uma boa concordância entre os valores obtidos com o modelo teórico e os valores experimentais.

A figura 3.7 representa graficamente a geração interna e as taxas de calor transferido. As setas representam as taxas de calor transferido e as elipses às perdas internas, ambas em W. Muito do calor gerado ($\cong 75\%$) é transferido da carcaça para o ar externo devido a esta

superfície ter uma grande área de dissipação de calor, e pelo fato do calor gerado internamente ser conduzido diretamente do pacote de chapas do estator para a carcaça.

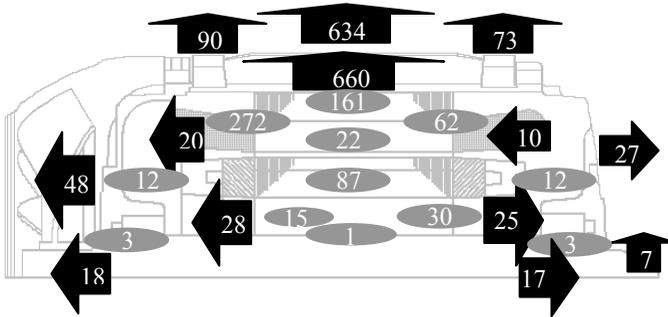


Figura 3.7 – Geração e transferência de calor [W] no quadrante superior, de um motor trifásico: 37 kW, 440 V, 4 pólos.

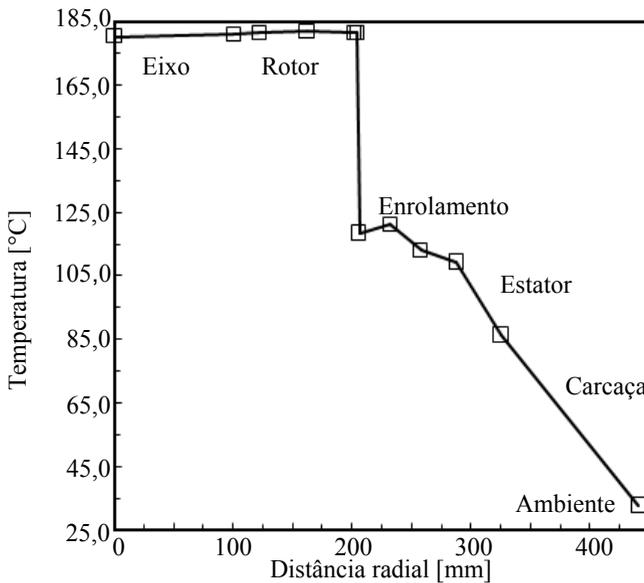


Figura 3.8 – Distribuição radial de temperatura [°C] no quadrante superior.

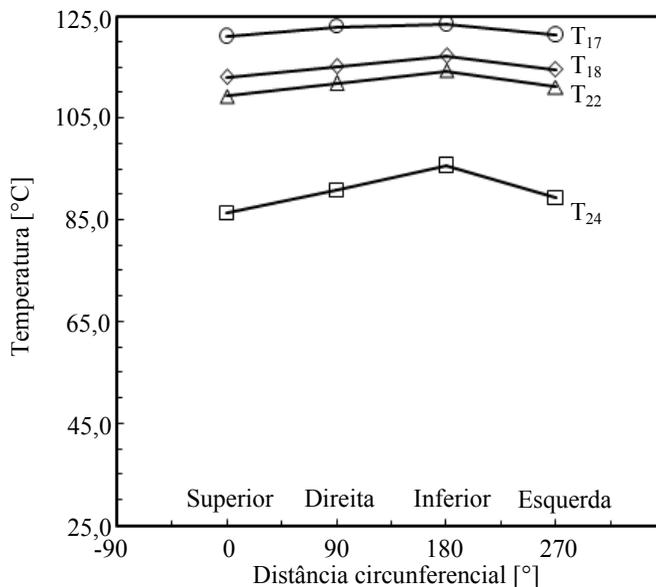


Figura 3.9 – Distribuição circunferencial de temperatura [°C].

3.4. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Uma das vantagens de um modelo como este é permitir que a importância de cada componente no desempenho térmico do motor possa ser avaliada. Neste contexto, diferentes simulações foram realizadas onde o valor de cada resistência foi arbitrariamente aumentado (em um segundo momento, também diminuído) de 50% mantendo as demais resistências inalteradas.

Tais simulações permitiram concluir que o coeficiente de transferência de calor da carcaça para o ar ambiente é o parâmetro que mais afeta as temperaturas no interior do motor. Os resultados aqui obtidos indicam que, a exemplo do projeto de dissipadores em componentes eletrônicos, as aletas e o sistema direcionador de ar devem ser otimizados para que os motores elétricos possam vir a operar com cargas mais elevadas. Tais observações motivaram a utilização da experimentação numérica em mecânica dos fluidos e transferência de calor, na tentativa de prever com uma melhor exatidão o escoamento e a transferência de calor da carcaça do motor em estudo.

4. ESCOAMENTO NA DEFLETORA E TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA CARÇAÇA DO MOTOR

Com o emprego do modelo térmico anteriormente descrito, simulações foram realizadas para prever a região mais crítica no resfriamento do motor. Assim como em outros trabalhos (Boglietti et al. 2005), constatou-se que o coeficiente de transferência de calor da carcaça para o ar externo é o parâmetro mais importante do modelo térmico. Esta necessidade de prever com uma melhor exatidão o coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície externa aletada do motor motivou a investigação detalhada do escoamento e da transferência de calor desta superfície externa do motor.

Para atingir este objetivo, primeiramente é necessária a avaliação do escoamento no interior da tampa defletora prevendo assim, a orientação e a magnitude da velocidade do ar que é forçado sobre a carcaça aletada e que influenciará a dissipação de calor da superfície externa do motor.

O que será apresentado neste capítulo é a solução do campo de velocidade no interior do conjunto tampa defletora, gerado pelo movimento de rotação das pás do ventilador (figura 4.1). A seguir, será explorado o escoamento e a transferência de calor na superfície externa do motor (figura 4.2), mediante o conhecimento prévio do escoamento incidente e das perdas internas que serão dissipadas, objetivando a determinação do coeficiente médio de transferência de calor nesta região.

Neste estudo, o motor analisado é um motor TEFC (Totally Enclosed Fan Cooled). Trata-se de uma máquina totalmente fechada, cujo resfriamento é aumentado pela adição de um ventilador instalado atrás da tampa traseira, acionado pela própria máquina soprando ar sobre a superfície externa aletada. Tal arranjo é chamado de conjunto tampa defletora.

Tendo avaliado o escoamento no interior da tampa defletora, prevendo assim o campo de velocidade na saída da mesma, contorna-se uma das principais dificuldades na estimativa da transferência de calor da superfície externa, já que o escoamento que irá varrer esta superfície depende da intensidade e do ângulo de entrada do ar insuflado pelo ventilador.

Já que cerca de 75% de todo o calor gerado no interior de um motor de indução externamente resfriado é dissipado através da carcaça, conforme Yoon et al. (1997). Essa dissipação é auxiliada pelo ventilador

montado no próprio eixo do motor, e intensificada pela adição de aletas de resfriamento, fundidas na superfície externa da carcaça.

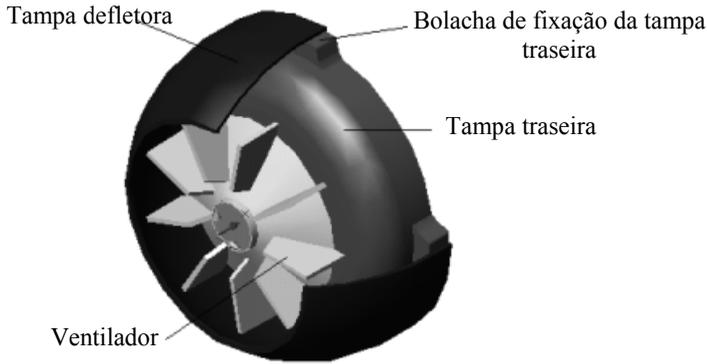


Figura 4.1 – Conjunto tampa defletora.

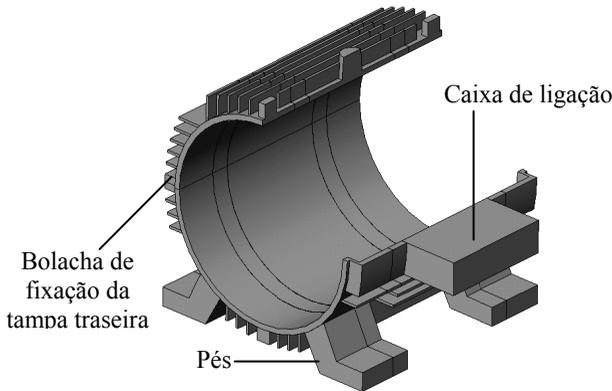


Figura 4.2 – Carcaça de um motor de indução.

A investigação detalhada da transferência de calor através desta superfície, estimando com precisão o coeficiente de transferência de calor, em conjunto com o conhecimento da configuração do escoamento de ar sobre a mesma, contribui para uma melhor precisão do modelo térmico.

Conforme mostrado na figura 4.2, o domínio de solução deste problema envolve duas regiões distintas: a região sólida composta pela carcaça, e a região fluida composta pelo escoamento que circunda a superfície aletada.

Na região sólida o mecanismo de transferência de calor é por condução, e na região fluida a transferência de calor se dá simultaneamente por convecção e radiação, ambas influenciadas pela solução do escoamento e pelo conhecimento das condições existentes em suas fronteiras.

Este tipo de problema pode ser resolvido lançando mão, fundamentalmente, de duas ferramentas: (1) experimentação em laboratório; e (2) experimentação numérica. Com relação à experimentação em laboratório, sua grande vantagem é o fato de tratar com a configuração real.

Já a experimentação numérica (uso de técnicas numéricas), praticamente não apresenta restrições, podendo resolver problemas com complicadas condições de contorno, definidos em geometrias arbitrárias e apresentando resultados com grande rapidez. Porém, lançar mão da ferramenta numérica é adequado e confiável somente quando se está de posse de um método numérico que resolva corretamente as equações diferenciais, e de um modelo matemático que represente com fidelidade o fenômeno físico em questão.

Portanto, optou-se pela utilização do código comercial Fluent version 6.0.12 (1998) devido a sua disponibilidade de utilização, a complexidade do problema proposto e ao fato do mesmo possuir algumas características importantes, tais como: uma ampla gama de modelos matemáticos, de esquemas de interpolação e de métodos de acoplamento.

4.1. EQUAÇÕES GOVERNANTES

O desdobramento do problema em duas análises distintas é justificado pelo fato do escoamento no interior do conjunto tampa defletora ser um escoamento em rotação, assim, deve-se adotar um plano de referência em rotação (sistema acelerado de coordenadas). Desta forma, o escoamento em rotação é modelado em um sistema de coordenadas que está movendo-se com o ventilador, experimentando uma aceleração na direção radial.

Diferentemente, a análise do escoamento e da transferência de calor na superfície externa é modelada em plano de referência inercial e a obtenção do campo de temperatura, por sua vez, necessita da solução da equação da energia.

4.1.1. Modelo Matemático

A obtenção da solução do escoamento no interior do conjunto tampa defletora requer a habilidade da escolha do modelo matemático correspondente. O modelo matemático deve ser tal que possa ser resolvido com tempos de computação não-proibitivos e que os resultados obtidos representem corretamente o fenômeno físico em questão.

A modelagem matemática do escoamento e da transferência de calor na superfície externa de um motor requer o correto entendimento dos fenômenos físicos que ocorrem na interação desta superfície com o ambiente. Conhecidos estes fenômenos, podem ser formulados modelos matemáticos para descrevê-los, reproduzindo de maneira adequada o comportamento dinâmico do escoamento e da transferência de calor nesta região.

Algumas hipóteses foram necessárias visando modelar o escoamento no interior do conjunto tampa defletora e o escoamento e a transferência de calor na carcaça, estas hipóteses influenciam diretamente os termos das equações que representam o problema. As seguintes considerações foram adotadas:

- Escoamento tridimensional e em regime permanente;
- Escoamento incompressível;
- Forças de campo desprezadas;
- Escoamento turbulento.

Com relação ao fluido (ar), o mesmo é admitido como newtoniano com massa específica constante igual a $1,2 \text{ kg/m}^3$ e viscosidade molecular constante igual a $1,8 \times 10^{-5} \text{ kg/(m.s)}$. Na região sólida (carcaça), o material utilizado é o ferro fundido cuja massa específica constante é 7870 kg/m^3 e a condutividade molecular é isotrópica, constante, e igual a 49 W/(m.K) .

O modelo matemático estabelecido para o escoamento na tampa defletora baseia-se fundamentalmente na solução das equações da conservação da massa, da conservação da quantidade de movimento (*Navier-Stokes*) e de estado, a partir do conhecimento das condições existentes nas suas fronteiras.

Tratando-se de um escoamento em rotação, o modelo criado não é convenientemente resolvido em um plano de referência inercial. Mais adequadamente, deve-se adotar um plano de referência em rotação

(sistema acelerado de coordenadas). Nesta situação, a aceleração do sistema de coordenadas é incluída nas equações que descrevem o escoamento. Desta forma, o escoamento em rotação é modelado em um sistema de coordenadas que está movendo-se com o ventilador, experimentando uma aceleração na direção radial.

A natureza geralmente turbulenta deste tipo de escoamento introduz uma dificuldade adicional ao problema, fazendo com que o campo de velocidade não assuma uma configuração definida variando consideravelmente no espaço e no tempo. Isto torna necessária a introdução de grandezas, ligadas à turbulência, que permitem determinar o campo de velocidade médio deste escoamento.

Um modelo amplamente utilizado para tratar escoamentos turbulentos é o modelo $k-\varepsilon$, no qual são adicionadas duas novas grandezas escalares: a energia cinética turbulenta k e a dissipação da energia cinética turbulenta ε . Este modelo de duas equações, proposto inicialmente por Launder e Spalding (1972), se caracteriza por sua robustez, economia computacional e razoável precisão na solução de uma ampla gama de escoamentos turbulentos. É um modelo semi-empírico que conta com considerações fenomenológicas e empíricas na obtenção das equações.

Este modelo, no entanto, apresenta deficiências significativas em algumas situações comuns, como por exemplo, na presença de curvatura de linhas de corrente, em regiões com separação, sob ação de campos de forças, o que requer a adoção de um tratamento especial para estas situações.

A solução de um escoamento em rotação, como o que se está analisando, requer a utilização de um modelo $k-\varepsilon$ modificado. Uma das variações do modelo $k-\varepsilon$ disponíveis é o modelo $k-\varepsilon$ RNG (modelo de renormalização $k-\varepsilon$). Esta variação, apresentada por Yakhot e Orszag (1986), é obtida usando uma técnica estatística rigorosa (teoria de renormalização de grupo) e inclui os seguintes refinamentos:

- O modelo RNG tem um termo adicional na equação de transporte de ε , que melhora a precisão para escoamentos rapidamente deformados;
- O efeito da rotação na turbulência é incluído no modelo RNG, acentuando a precisão para escoamentos em rotação;
- A teoria RNG fornece uma formulação analítica para os números de Prandtl turbulentos.

A obtenção do campo de temperatura, por sua vez, necessita da solução da equação da energia. Na região sólida, a equação da energia, em regime permanente, em um plano de referência inercial, é escrita da seguinte forma:

$$0 = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (4.1)$$

onde k representa a condutividade térmica do material, T a temperatura e S_h corresponde ao termo fonte de calor volumétrico. O primeiro termo do lado direito da Equação (4.1) é o fluxo de calor por condução através do sólido.

Na região do fluido, a equação da energia em regime permanente adquire a seguinte forma:

$$\nabla \cdot [\vec{U}(\rho E + p)] = \nabla \cdot (k_{ef} \nabla T) + S_h \quad (4.2)$$

onde p é a pressão estática, S_h o seu termo fonte. A condutividade térmica efetiva k_{ef} incorpora o modelo de turbulência adotado.

Quando um modelo de radiação é usado, como neste problema, o termo fonte S_h também inclui o termo fonte associado à radiação.

O modelo matemático usado aqui para descrever a transferência de calor por radiação é o modelo DTRM (Discrete Transfer Radiation Model), apresentado por Carvalho et al. (1991). Dentre as principais vantagens do modelo DTRM estão: é um modelo relativamente simples, sua precisão cresce com o aumento do número de raios e pode ser aplicado para uma ampla gama de espessuras ópticas. Porém, sua utilização está sujeita à limitação de assumir que todas as superfícies são difusas. Isto significa que a reflexão da radiação incidente na superfície é isotrópica com relação ao ângulo sólido. Outras limitações são que o efeito de espalhamento não é incluso, e a sua implementação assume radiação cinza.

A principal suposição adotada no modelo DTRM é que a radiação, deixando o elemento da superfície em uma certa variação do ângulo sólido, pode ser aproximada por um simples raio.

Todas as equações do modelo matemático podem ser escritas na seguinte forma genérica:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} = \frac{\partial J_j}{\partial x_j} + S_\phi \quad (4.3)$$

onde ϕ representa o campo escalar (propriedade) interesse (e.g: componentes do vetor velocidade, energia cinética turbulenta, etc.) e S_ϕ corresponde ao seu termo fonte; J_j representa o fluxo líquido desta propriedade através da superfície do volume de controle na direção j , dado por:

$$J_j = \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} - \rho U_j \phi \quad (4.4)$$

onde a primeira parcela de J_j corresponde ao fluxo difusivo de ϕ no escoamento, enquanto a segunda representa seu fluxo advectivo.

A Equação (4.3), escrita para cada uma das propriedades a serem resolvidas no interior da tampa defletora, forma um sistema de seis equações e seis incógnitas (u, v, w, p, k, ϵ) que deverá ser resolvido simultaneamente para a determinação das propriedades no interior de cada um dos volumes de controle utilizados na discretização do domínio computacional. No escoamento e transferência de calor na carcaça a Equação (4.3) forma um sistema completo de sete equações e sete incógnitas ($u, v, w, p, k, \epsilon, T$) que deverá ser resolvido para a determinação dos campos de velocidade e temperatura no interior dos volumes de controle.

Na Tabela 4.1, encontram-se os termos da Equação (4.3) para cada propriedade considerada.

4.1.2. Modelo Numérico

A tarefa do modelo numérico é resolver as equações diferenciais que representam o modelo matemático, substituindo as derivadas existentes nas equações por expressões algébricas que envolvem a função incógnita. Se um método analítico tivesse a habilidade de resolver tais equações, este nos daria a solução em uma forma fechada e seria possível calcular os valores das variáveis dependentes em nível infinitesimal.

As fortes não linearidades presentes nas equações de transporte, aliadas ao acentuado grau de acoplamento existente entre as mesmas, dificultam a obtenção de soluções analíticas. Isto leva à utilização de métodos numéricos, provenientes da mecânica dos fluidos e transferência de calor computacional, que proporcionam uma solução aproximada para estas equações. Ou seja, na aproximação numérica das equações diferenciais, se aceita ter a solução para um número discreto de pontos, admitindo que, quanto maior for este número de pontos, mais próxima da solução exata será a solução aproximada (numérica).

A maneira de obter as equações algébricas que substituem as equações diferenciais é que caracteriza o tipo de método numérico. O método escolhido para a discretização das equações de transporte é o

método dos volumes finitos. Este método consiste na divisão do domínio de solução em pequenos volumes de controle usando uma malha computacional, e nestes volumes discretos as equações diferenciais são integradas. Destas integrações surge um sistema de equações algébricas que, quando resolvidas fornecem os campos de cada propriedade. A teoria básica sobre o método dos volumes finitos pode ser encontrada em Patankar (1980).

Tabela 4.1 – Termos da equação de transporte para cada propriedade.

Equações	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
<i>Continuidade</i>	1	0	0
<i>Quantidade de Movimento - x</i>	u	μ_{ef}	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial x} \right)$
<i>Quantidade de Movimento - y</i>	v	μ_{ef}	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial y} \right)$
<i>Quantidade de Movimento - z</i>	w	μ_{ef}	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial z} \right)$
<i>Energia Cinética Turbulenta</i>	k	$\alpha_k \mu_{ef}$	$\mu_t S^2 - \rho \epsilon$
<i>Dissipação da Energia Cinética Turbulenta</i>	ϵ	$\alpha_\epsilon \mu_{ef}$	$C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon$
<i>Energia</i>	T	k_{ef}	$\frac{S_h}{c_p}$

Os resultados para o modelo em questão foram obtidos com a utilização do programa comercial Fluent versão 6.0.12 (1998). O Fluent resolve as equações de transporte usando o método dos volumes finitos através do processo de solução segregado. Usando esta aproximação, as equações governantes são resolvidas seqüencialmente. Como as equações governantes são não-lineares (e acopladas), várias iterações serão realizadas antes que a solução convergida seja alcançada. Estas equações governantes não-lineares são linearizadas para produzir um sistema de equações para as variáveis dependentes em cada célula computacional. O sistema linear resultante é então resolvido para produzir uma solução do escoamento.

No método de solução segregado cada equação discretizada é linearizada implicitamente em relação à variável dependente da equação. Para uma dada variável, o valor desconhecido em cada célula é computado usando uma relação que inclui os valores existentes e desconhecidos das células vizinhas.

Os valores discretos de um escalar são todos armazenados no centro das células. Os valores nas faces das células requeridos pelos termos convectivos das equações discretizadas são interpolados dos valores centrais das células. Isto é realizado por um esquema “upwind”, que significa que o valor na face é obtido das quantidades na célula a favor do escoamento, ou “upwind”, relativo à direção do vetor normal. O Fluent permite a aplicação dos seguintes esquemas “upwind”: primeira ordem, segunda ordem, lei de potência e QUICK. Os termos difusivos das equações discretizadas são interpolados através de diferenças centrais de segunda ordem.

O Fluent usa um esquema co-localizado, no qual tanto a velocidade quanto a pressão são armazenadas no centro das células. Entretanto, o valor da pressão necessita ser computado nas faces das células e para isto um esquema de interpolação é requerido. Para escoamentos em rotação é recomendado o uso do esquema PRESTO! para interpolar a pressão. O esquema PRESTO! (PREssure STaggering Option), apresentado por Patankar (1980) fornece vantagens na interpolação da pressão em escoamentos com regiões de recirculação. Este esquema faz o balanço discreto da continuidade para um volume de controle “desencontrado” (isto é, a pressão da face “desencontrada”).

O processo de solução das equações algébricas resultantes necessita de uma equação evolutiva para cada variável. Tais equações são identificadas diretamente, nas equações algébricas obtidas, para todas as variáveis, exceto para a pressão. A equação evolutiva para a pressão resulta do tratamento do acoplamento pressão-velocidade. O

algoritmo utilizado para este acoplamento é o SIMPLE (Semi IMPLICIT Linked Equations), também encontrado em Patankar (1980).

Para os casos simulados, escolheu-se o esquema de interpolação Upwind de segunda ordem para os termos convectivos das equações governantes da quantidade de movimento nas três direções, para os termos convectivos das equações da energia cinética turbulenta, da dissipação da energia cinética turbulenta e energia. Na obtenção dos resultados foram utilizados fatores de sub-relaxação para a pressão de 0,2, para as velocidades, energia cinética turbulenta e dissipação da energia cinética turbulenta de 0,5.

4.1.3. Geometria e condições de contorno

A determinação da geometria computacional foi realizada objetivando modelar o escoamento no interior da tampa defletora para obter seu campo de velocidade. Para atingir este objetivo, a geometria original da tampa defletora do motor de indução em estudo (200L) foi utilizada (figura 4.3).

O tempo de processamento para a simulação do escoamento em questão foi o fator limitante na escolha da malha computacional. A malha adotada é formada por um total de 1.621.832 células tetraédricas. A figura 4.4 mostra as condições de contorno adotadas na simulação.

A solução do sistema de equações que descreve o escoamento no interior de uma região requer o conhecimento das condições que predominam nas suas fronteiras. Estas condições devem ser fornecidas para cada uma das propriedades a serem resolvidas no domínio.

As dimensões empregadas foram as seguintes:

- $A_{\text{entrada}} = 0,027 \text{ m}^2$
- $L_2 = 30 \text{ mm}$
- $A_{\text{saída}} = 0,023 \text{ m}^2$
- $D_T = 380 \text{ mm}$
- $L_T = 167 \text{ mm}$
- $D_1 = 333 \text{ mm}$
- $L_1 = 66 \text{ mm}$
- $D_2 = 230 \text{ mm}$

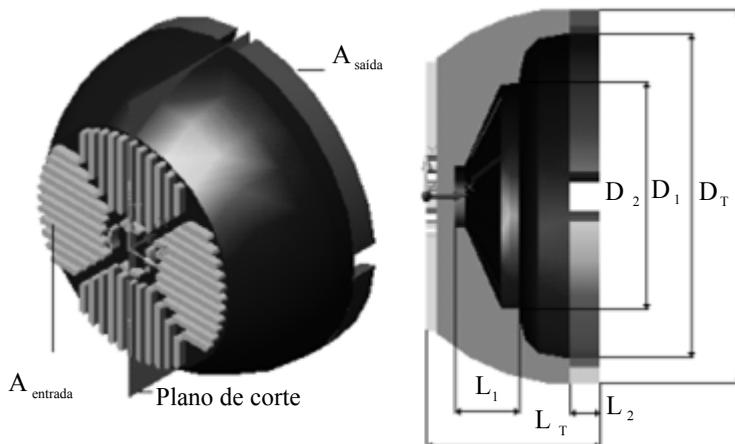


Figura 4.3 – Geometria utilizada na simulação do conjunto tampa defletora.

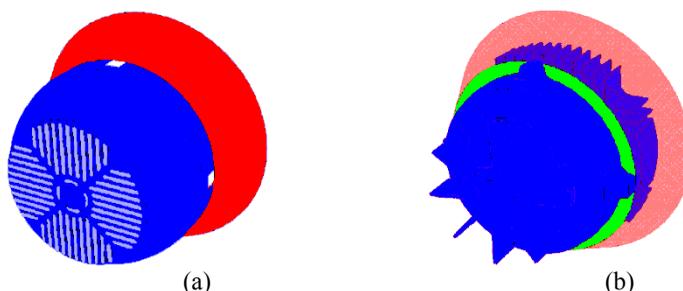


Figura 4.4 – Condições de contorno utilizadas: (a) Região de entrada (azul claro), tampa defletora (azul) e região de saída (vermelho); (b) Ventilador, tampa traseira, carcaça traseira (azul) e saída da tampa defletora (verde).

A geometria adotada na simulação impõe as seguintes condições de contorno:

- *Fronteira sólida estacionária*: Nesta fronteira, predominam as condições de impermeabilidade e não-escorregamento para a velocidade. As paredes, interna à tampa defletora, externa à tampa traseira e carcaça traseira são exemplos deste tipo de fronteira;
- *Fronteira sólida em movimento*: Para problemas com movimento rotacional de uma fronteira, deve-se definir uma velocidade rotacional (w), sobre um eixo específico. A condição de não-escorregamento para este tipo de fronteira, o

que significa que o fluido irá aderir à parede e mover-se com a mesma velocidade desta. Esta condição é prescrita nas paredes que compõem o ventilador.

- *Fronteira de entrada:* Na região de entrada do escoamento é estabelecida a condição de pressão de entrada prescrita, com valor igual à pressão atmosférica ($p = 101325$ Pa). As grandezas de turbulência são obtidas através da intensidade turbulenta ($I = 0,05$) e do diâmetro hidráulico ($D_h = 0,015$ m). A região de entrada está referenciada na figura 4.4(a) em azul claro.
- *Fronteira de saída:* Na região de saída do escoamento é estabelecida a condição de pressão de saída prescrita. Para esta condição deve-se definir a pressão estática igual à pressão atmosférica ($p = 101325$ Pa). A extensão do domínio de solução para fora do conjunto tampa defletora, adicionando parte da carcaça, foi necessário devido ao estabelecimento desta condição de contorno de pressão prescrita, já que a pressão na saída da defletora não é igual à pressão atmosférica. As grandezas de turbulência são obtidas através da intensidade turbulenta ($I = 0,05$) e do diâmetro hidráulico ($D_h = 0,14$ m). Na figura 4.4(a), a região em vermelho caracteriza a região de saída.
- *Fronteira de solução (saída do conjunto tampa defletora):* Esta região é a solução que será adotada como condição de contorno de entrada na análise do escoamento e transferência de calor na carcaça. É definida com sendo interior e está caracterizada em verde na figura 4.4(b).

Conhecidas as condições de contorno para o problema, o sistema de equações que descreve o escoamento no interior do conjunto tampa defletora foi resolvido.

A geometria utilizada para modelar o escoamento e a transferência de calor na carcaça foi a geometria do motor 200L, visualizada em detalhe na figura 4.5.

As dimensões empregadas foram as seguintes:

- $A_{\text{fluxo}} = 0,21 \text{ m}^2$
- $D_1 = 315,5 \text{ mm}$
- $A_{\text{carcaça}} = 1,37 \text{ m}^2$
- $D_2 = 333 \text{ mm}$
- $L_T = 380 \text{ mm}$
- $D_3 = 380 \text{ mm}$

- $L_p = 240 \text{ mm}$
- $D_4 = 640 \text{ mm}$

A figura 4.6 mostra as condições de contorno adotadas na simulação. A malha utilizada é formada por um total de 1.133.159 células tetraédricas, sendo que 755.926 células compõem a região do fluido e 377.233 células, a região do sólido.

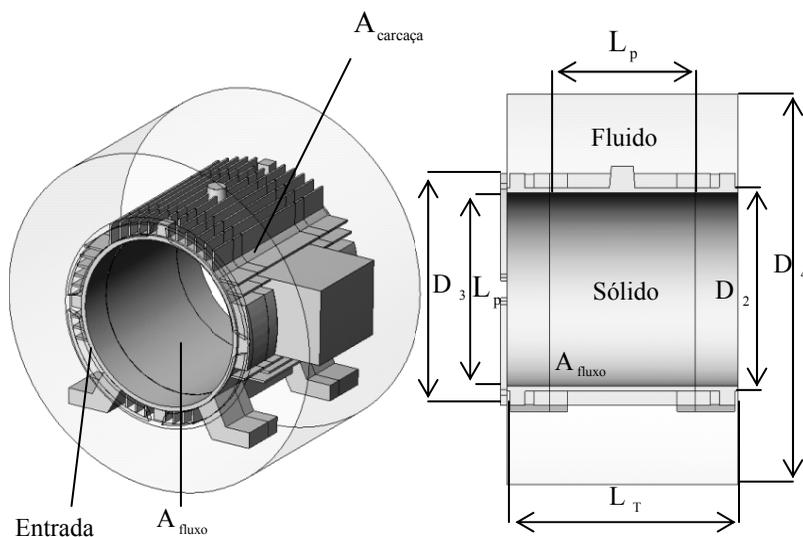


Figura 4.5 – Geometria utilizada na simulação da superfície externa.

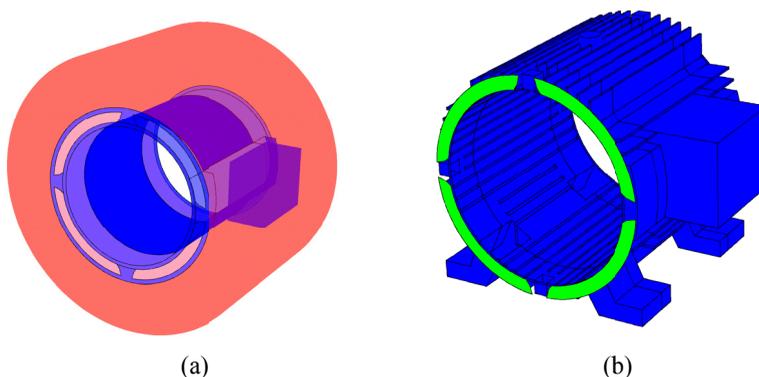


Figura 4.6 – Condições de contorno: (a) Fronteira com fluxo constante (em azul) e fronteira de saída do fluido (em vermelho); (b) Fronteira de entrada do escoamento (em verde), superfície externa aletada (em azul).

Na região sólida do domínio impõem-se as seguintes condições de contorno:

- *Fronteira com fluxo constante*: Nesta fronteira, predomina a condição térmica de fluxo de calor constante, em W/m^2 , correspondente a 75% do valor total das perdas internas do motor, e prescrito uniformemente na região central desta superfície, com comprimento correspondente ao comprimento do pacote de capas do estator (L_p). Já, nas extremidades, o fluxo de calor prescrito é igual a zero, assim como na região interna à caixa de ligação. A parede interna à carcaça (diâmetro interno da carcaça) recebe esta condição em sua fronteira. Esta fronteira está referenciada na figura 4.6(a) em azul;
- *Interface sólido-fluido*: Esta condição caracteriza uma fronteira que separa duas regiões com propriedades distintas. Este acoplamento não necessita nenhuma condição térmica adicional, pois o modelo irá calcular a transferência de calor diretamente da solução de suas células adjacentes. Esta condição é prescrita na superfície externa aletada (interface sólido-fluido mostrada em azul na figura 4.6(b));
- *Fronteira isolada*: Para esta fronteira predomina a condição térmica de fluxo prescrito igual a zero. Esta suposição assume que não existe fluxo de calor da região sólida da carcaça para as tampas dianteira e traseira. As fronteiras de interface entre a carcaça e as tampas recebem esta condição de contorno.

Na região do fluido, as condições de contorno assumidas neste modelo são:

- *Fronteira acoplada*: Termicamente esta fronteira requer, como condição de contorno adicional, a emissividade da superfície radiante ($\varepsilon = 0,98$). Hidrodinamicamente, predominam as condições de impermeabilidade e não-eskorregamento para a velocidade;
- *Fronteira de entrada*: Na região de entrada do escoamento as componentes do vetor velocidade são prescritas e obtidas da simulação do conjunto tampa defletora. Como condição térmica, é assumido temperatura constante igual a temperatura ambiente ($T = 32,8 \text{ }^\circ\text{C}$) e emissividade igual a 1. As grandezas de turbulência são obtidas através da intensidade turbulenta ($I = 0,05$) e do diâmetro hidráulico da entrada ($D_h = 0,0426 \text{ m}$).

A fronteira de entrada é apresentada na figura 4.6(b), em verde;

- *Fronteira de saída:* Na região de saída se impõe a condição de contorno de pressão de saída prescrita, com valor igual a pressão atmosférica ($p = 101325$ Pa). Novamente, como condição térmica é assumido temperatura constante igual a temperatura ambiente ($T = 32,8$ °C) e emissividade igual a 1. Para o modelo de turbulência as condições de contorno são: intensidade turbulenta ($I = 0,05$) e diâmetro hidráulico da saída ($D_h = 0,434$ m). A fronteira de saída de escoamento é apresentada na figura 4.6(a), em vermelho.

Impondo estas condições nas fronteiras do domínio de solução, o modelo estabelecido pode ser resolvido obtendo os campos de velocidade e temperatura na superfície externa do motor em estudo.

4.2. RESULTADOS DO MODELO NUMÉRICO

4.2.1. Conjunto Tampa Defletora

A Tabela 4.2 apresenta os três casos investigados para o motor considerado (200L, 37 kW, 440 V) que são: velocidade de rotação do campo girante de 1.800, 1.200 e 900 rpm. A velocidade de rotação do ventilador é definida pela velocidade de rotação do campo girante, a qual depende do número de pólos do motor, n_p , e da frequência da rede, f , em Hertz:

$$w = \frac{120 \cdot f}{n_p} \quad (4.5)$$

Resultados para os campos de pressão e velocidade para o caso 1 (rotação nominal de 1.800 rpm) são apresentados através das figuras 4.7 a 4.14 que ilustram determinados planos do domínio de solução do escoamento no interior da tampa defletora.

A análise dos campos de pressão de estagnação no caso 1 (figura 4.7) permite verificar o acréscimo de pressão de estagnação que sofre o escoamento pela ação do ventilador. Através da média ponderada pelas áreas das faces, o valor da pressão média de estagnação na entrada do escoamento é igual a $p_{0-1} = 101325$ Pa. Na saída do escoamento, a pressão média de estagnação está em torno de $p_{0-2} = 101545$ Pa.

Portanto, o acréscimo na pressão de estagnação, para este caso analisado, é de $\Delta p_0 = p_{0-1} - p_{0-2} = 220$ Pa.

Como se sabe, a pressão de estagnação abrange tanto a parcela da pressão estática quanto a pressão dinâmica do escoamento. Os campos de pressão estática na entrada têm seu valor médio em torno de $p_1 = 101243$ Pa e pressão estática na saída de $p_2 = 101306$ Pa. O acréscimo na pressão estática, para este caso analisado, é de $\Delta p = p_1 - p_2 = 63$ Pa. Observa-se assim que a variação na pressão estática do sistema consiste de uma pequena parcela da variação da pressão total (aproximadamente 30%, contra 70% representando a variação de pressão dinâmica). Esta, sem dúvida, é uma característica marcante de um ventilador, que ao contrário de uma bomba, apresenta uma pequena variação de pressão estática, sendo a pressão dinâmica na saída do sistema uma fração apreciável do aumento total.

Uma outra particularidade do escoamento através do conjunto tampa defletora, também visualizada na figura 4.7, consiste na elevada variação da pressão de estagnação na saída do escoamento.

A grande recirculação que surge na lateral posterior da bolacha gera uma região de baixa pressão que induz a entrada de fluido nesta pequena região da fronteira de saída. A figura 4.8 mostra os vetores velocidade que circundam a bolacha de fixação da tampa traseira. As figuras 4.9a e 4.9b mostram os campos de magnitude da velocidade na entrada e na saída do conjunto tampa defletora, respectivamente. Seus valores médios ficam em torno de $V_1 = 10,8$ m/s na entrada e $V_2 = 17,6$ m/s na saída.

A magnitude da velocidade contabiliza as três componentes do vetor velocidade, e a componente que interessa do ponto de vista da transferência de calor na superfície externa do motor é a componente na direção axial do escoamento (direção x). Na entrada da tampa defletora, a componente da velocidade na direção axial é dominante, sendo as demais componentes (radial e tangencial) praticamente nulas. Já na saída do conjunto tampa defletora a componente tangencial do vetor velocidade possui a mesma ordem de magnitude da componente axial. A componente axial do vetor velocidade na entrada do conjunto tampa defletora tem seu valor médio em torno de $V_{x-1} = 10,8$ m/s, e portanto muito próximo do valor médio da magnitude do vetor velocidade na entrada.

Esta grande variação aparece devido à presença das bolachas de fixação da tampa traseira, que ao obstruir o escoamento que segue no sentido de rotação do ventilador (sentido horário), provoca uma

mudança de direção com a conseqüente elevação da pressão dinâmica na lateral anterior da bolacha (aceleração do escoamento na saída).

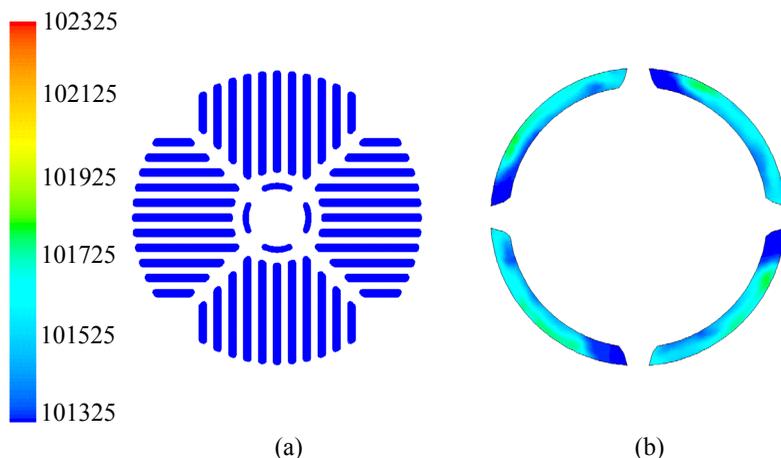


Figura 4.7 – Campo de pressão de estagnação: (a) na entrada; (b) na saída do conjunto tampa defletora (caso 1).

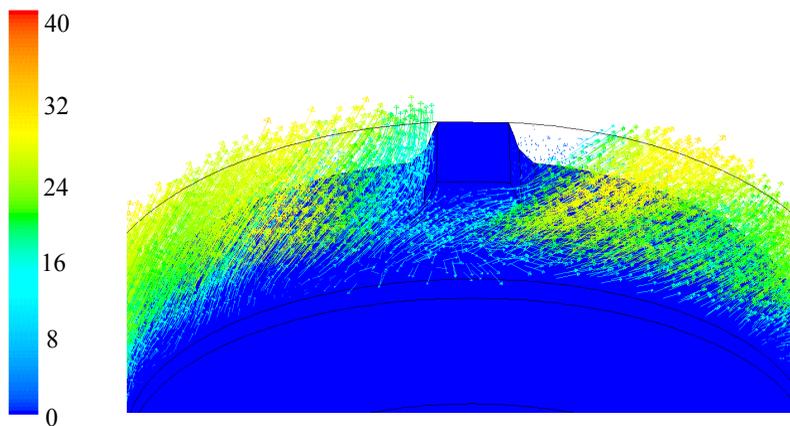


Figura 4.8 – Vetores velocidade [m/s], na região que circunda a bolacha de fixação da tampa (caso 1).

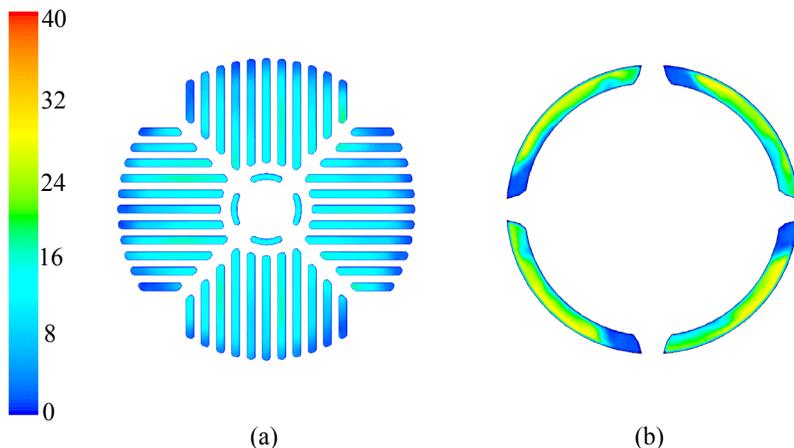


Figura 4.9 – Campo de magnitude da velocidade [m/s]: (a) na entrada; (b) na saída do conjunto tampa defletora (caso 1).

A figuras 4.10a e 4.10b mostram os campos de velocidade na direção axial e na direção tangencial na saída do conjunto tampa defletora, respectivamente. Seus valores médios são $V_{x-2} = 12,7$ m/s na direção axial do escoamento e $V_{t-2} = 10,5$ m/s na direção tangencial (sentido horário).

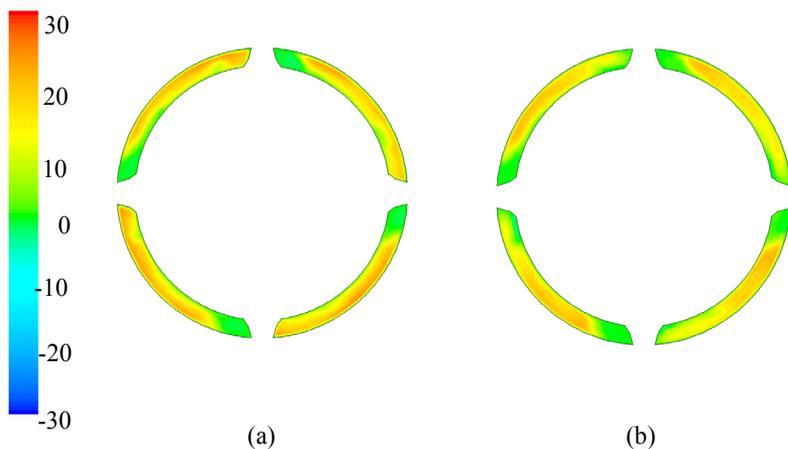


Figura 4.10 – Campo de velocidade [m/s] na saída do conjunto tampa defletora (caso 1): (a) na direção axial; (b) na direção tangencial.

Este padrão de escoamento é observado para os demais casos analisados, mudando, obviamente, os valores médios dos campos de pressão e velocidade. A presença destas componentes tangenciais, devido à influência da rotação das pás do ventilador, reduz a capacidade de resfriamento do ar soprado sobre as aletas da carcaça, já que este, não sendo orientado pela tampa defletora escapa para o ambiente.

Tabela 4.2 – Resultados obtidos na simulação do escoamento no interior do conjunto tampa defletora.

Caso	Rotação w [rpm]	Fluxo de massa m [kg/s]
1	1.800	0,36
2	1.200	0,24
3	900	0,18
Pressão de Estagnação p_0 [Pa]		
Caso	Entrada	Saída
1	101.325	101.545
2	101.325	101.420
3	101.325	101.378
Pressão Estática p [Pa]		
Caso	Entrada	Saída
1	101.243	101.306
2	101.289	101.316
3	101.305	101.320
Magnitude da Velocidade V [m/s]		
Caso	Entrada	Saída
1	10,8	17,6
2	7,2	11,6
3	5,3	8,7
Velocidade Axial V_x [m/s]		
Caso	Entrada	Saída
1	10,8	12,7
2	7,2	8,5
3	5,3	6,3
Velocidade Tangencial V_t [m/s]		
Caso	Saída	
1	10,5	
2	6,9	
3	5,2	

Os dados mostrados na Tabela 4.2 apresentam uma boa coerência com relação à variação de rotação do ventilador, e isto pode ser observado através das figuras 4.11, 4.12 e 4.13 que representam as curvas de variação de pressão em função da rotação, de velocidade na saída em função rotação e fluxo de massa em função da rotação, respectivamente.

O fluxo de massa experimental (figura 4.13) foi obtido através do ensaio de vazão. O sistema de medição de vazão é um aparato experimental que permite determinar precisamente a vazão do ar que atravessa o conjunto tampa defletora. Tal precisão é garantida devido à utilização de uma câmara de estabilização do escoamento instalada a montante da canalização de medição. Os detalhes deste sistema de medição de vazão serão discutidos na seção 5.2. Os resultados experimentais de fluxo de massa de ar para as diferentes rotações do motor ensaiado são apresentados na Tabela 4.3.

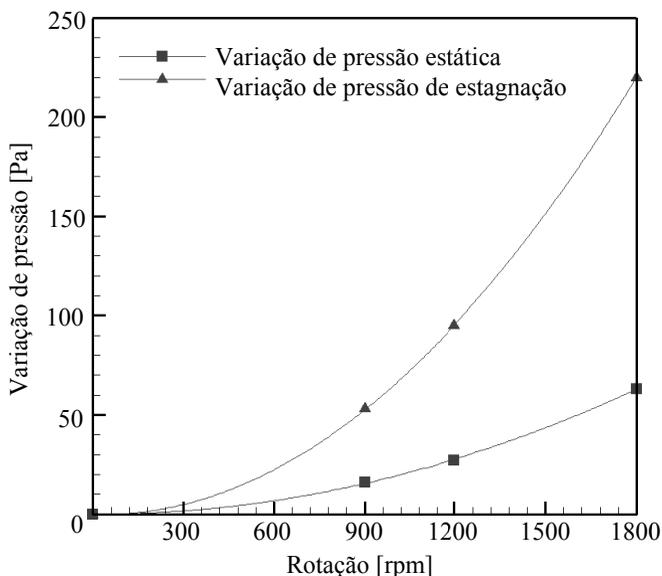


Figura 4.11 – Variação de pressão em função da rotação no conjunto tampa defletora.

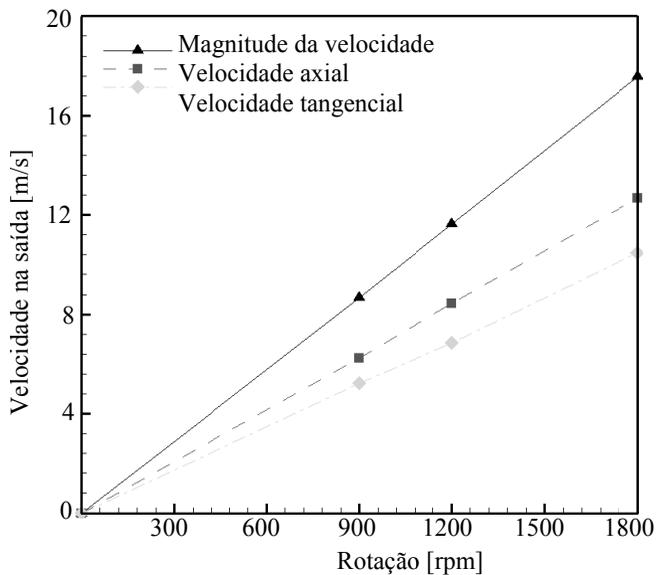


Figura 4.12 – Velocidade na saída em função da rotação no conjunto tampa defletora.

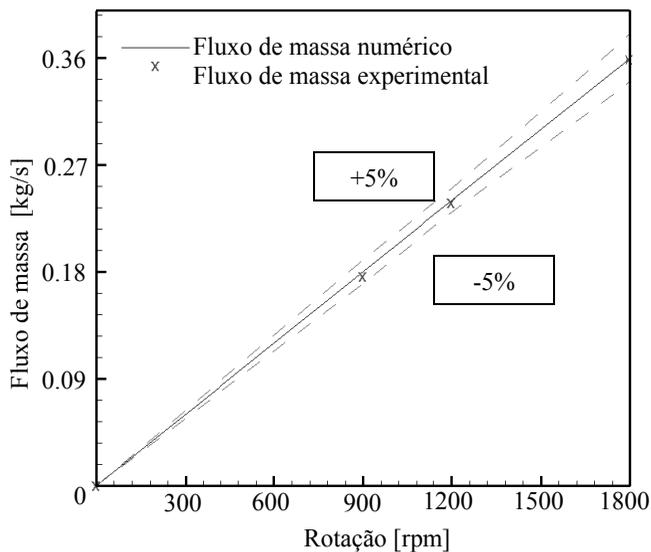


Figura 4.13 – Fluxo de massa em função da rotação no conjunto tampa defletora.

Tabela 4.3 – Resultados experimentais de fluxo de massa de ar através do conjunto tampa defletora.

Rotação, w [rpm]	Fluxo de massa, m [kg/s]
$w_1 = 1.800$ rpm	$m_1 = 0,36$ kg/s
$w_2 = 1.200$ rpm	$m_2 = 0,24$ kg/s
$w_3 = 900$ rpm	$m_3 = 0,18$ kg/s

A avaliação do escoamento no interior do conjunto tampa defletora objetivou a determinação dos vetores de velocidade na saída da mesma, informação que permitirá solucionar o escoamento e a transferência de calor sobre a superfície externa do motor. Portanto, os vetores de velocidade para as três distintas rotações serão utilizados como condição de contorno de entrada do escoamento na análise da transferência de calor através da carcaça do motor.

4.2.2. Carcaça

Novamente, os resultados foram obtidos para as três rotações do campo girante do motor. Como a velocidade de rotação do ventilador depende do número de pólos do motor, além da alteração do campo de velocidade na fronteira de entrada, devido à variação de fluxo de massa, estas configurações se diferem também na potência útil do motor e conseqüentemente nas perdas internas. A Tabela 4.4 apresenta a variação da potência útil e perdas internas com o número de pólos do motor. Nesta tabela também se encontram os casos abordados na simulação do escoamento e transferência de calor na superfície externa do motor.

Portanto, para a configuração geométrica original (convencional) foram analisados três casos, variando o campo de velocidade na fronteira de entrada e o fluxo de calor na fronteira com fluxo constante (75% das perdas internas), mantendo-se constante os demais parâmetros do escoamento e da transferência de calor. A seguir, o comportamento térmico do sistema e o padrão do escoamento encontrado são apresentados e discutidos.

Tabela 4.4 – Potência útil, perdas internas e fluxo de calor aplicado nas simulações do escoamento e transferência de calor na carcaça do motor 200L.

Caso	Número de Pólos	Potência Útil [W] 60 Hertz	Perdas Internas [W] 60 Hertz	q''_{fluxo} [W/m²]
1	4 pólos	37.000	3.272	11.697
2	6 pólos	22.000	2.490	8.901
3	8 pólos	18.500	2.035	7.275

A figura 4.14 mostra o campo de temperatura na carcaça para o caso 1. As setas mostradas nesta figura indicam a direção do escoamento de ar saindo do conjunto tampa defletora. Devido à presença marcante da componente tangencial da velocidade neste escoamento incidente, o ar resfriado não alcança o centro, nem mesmo a parte posterior da carcaça, elevando sensivelmente a temperatura nestas regiões. Na figura 4.14 também pode ser observado o efeito da bolacha de fixação da tampa traseira e da tampa de ligação do motor. O escoamento de ar sendo obstruído por esses elementos reduz drasticamente a dissipação de calor nas regiões atrás dos mesmos. Através da média ponderada pelas áreas das faces, o valor da temperatura média na carcaça do motor, para este caso, é igual a $T_{ca} = 80,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

O coeficiente local de transferência de calor também pode ser mostrado através de um campo, e este é apresentado na figuras 4.15. Nela pode-se observar que apenas alguns canais formados pelas aletas são envolvidos pelo escoamento de ar. Em geral, o coeficiente local de transferência de calor é elevado na região da carcaça próxima ao ventilador e decresce abruptamente ao longo de sua distância axial, devido, principalmente, ao escoamento se dissipar para longe das aletas, resultando em um aumento de espessura da camada limite térmica.

O coeficiente médio de transferência de calor na superfície externa, parâmetro necessário para o modelo térmico desenvolvido anteriormente, pode ser computado através da razão entre fluxo de calor que atravessa a carcaça e a diferença de temperatura média entre a carcaça e a ambiente:

$$h = \frac{q''_{ca}}{(T_{ca} - T_{amb})} \quad (4.6)$$

onde T_{amb} é $32,8 \text{ }^\circ\text{C}$. Como não existe transferência de calor da carcaça para as tampas (condição de fronteira isolada), o fluxo de calor que

atravessa a carcaça é computado pela razão entre a porcentagem assumida das perdas internas (75%) e a área total da carcaça. Portanto, para este caso analisado (caso 1), o coeficiente médio de transferência de calor é $h = 38 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

A transferência de calor da superfície externa do motor é governada principalmente pelo escoamento de ar que incide sobre a mesma. O comportamento do campo de velocidade para o caso 1 é apresentado através da figura 4.16.

Analisando o comportamento dos campos apresentados na figura 4.16, pode-se observar mais claramente que o ângulo de ataque, derivado da componente tangencial da velocidade de entrada, influencia sensivelmente o escoamento sobre a carcaça. Este espalhamento resulta em uma elevação de temperatura superficial e um decréscimo no coeficiente de transferência de calor da superfície externa do motor.

Simulando os demais casos (caso 2 e 3), observaram-se padrões semelhantes àqueles mostrados nas figuras anteriores. A Tabela 4.5 apresenta os resultados encontrados para os três casos analisados.

Tabela 4.5 – Resultados obtidos na simulação do escoamento e transferência de calor na carcaça.

Caso	w [rpm]	P [W]	q''_{ca} [W/m^2]	T_{ca} [$^{\circ}\text{C}$]	h [$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$]
1	1.800	3.269	1.787	80,5	38
2	1.200	2.490	1.360	78,2	30
3	900	2.035	1.112	75,6	26

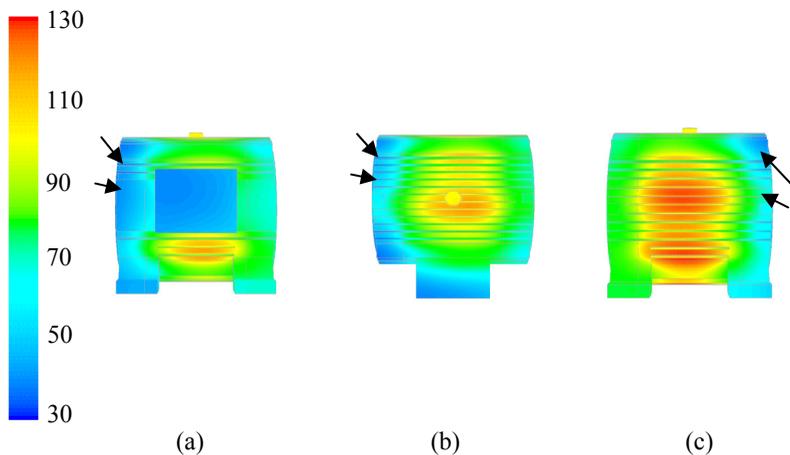


Figura 4.14 – Campo de temperatura [°C] na carcaça do motor (caso 1): (a) esquerda; (b) superior; (c) direita.

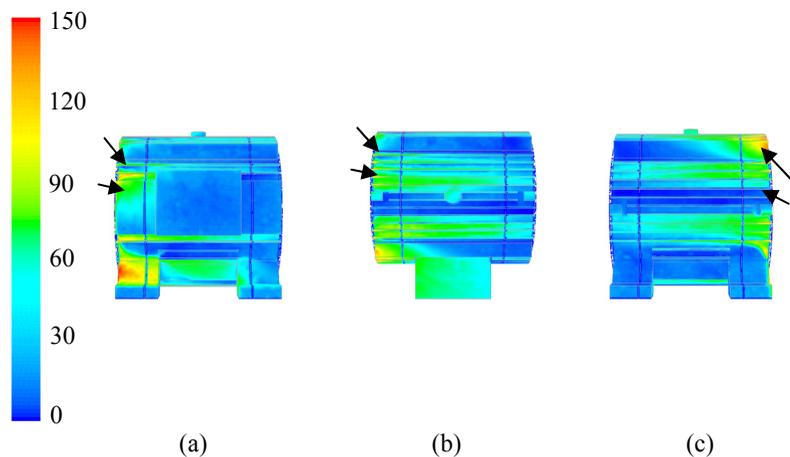


Figura 4.15 – Campo de coeficiente local de transferência de calor [W/m².K] na carcaça do motor (caso 1): (a) esquerda; (b) superior; (c) direita.

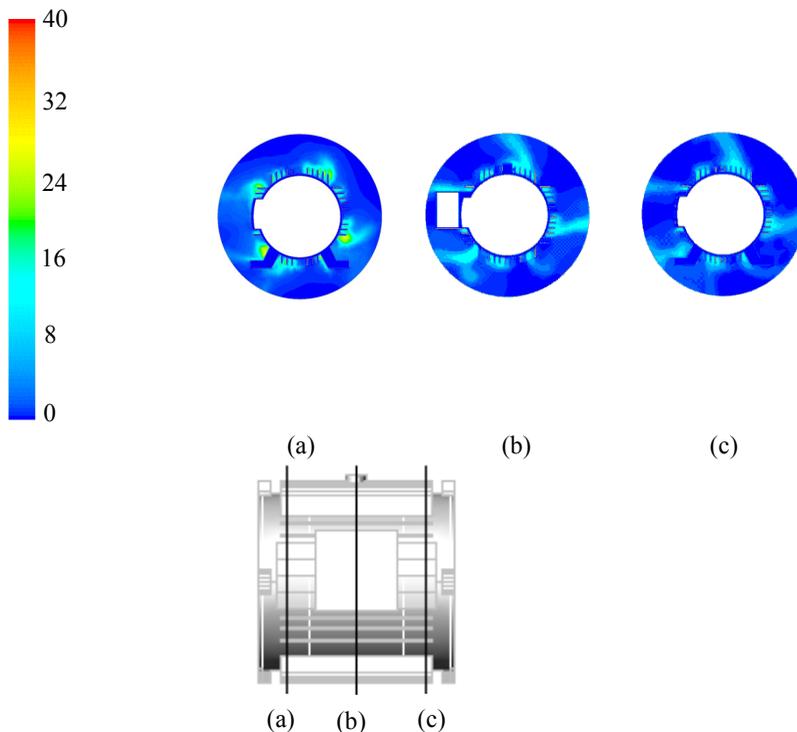


Figura 4.16 – Campo de magnitude da velocidade [m/s] sobre a carcaça (caso 1): (a) $x = 0,035$ m; (b) $x = 0,190$ m e (c) $x = 0,335$ m.

4.3. PROPOSTA

Os resultados anteriormente apresentados indicam que a elevação da temperatura sobre a superfície externa do motor é influenciada principalmente pela não uniformidade do escoamento sobre esta superfície. Na tentativa de se obter um escoamento mais uniforme, capaz de varrer completamente a superfície, propõe-se aqui uma nova configuração a ser testada, objetivando intensificar a transferência de calor e uniformizar a distribuição de temperatura na carcaça do motor.

Esta nova configuração consiste em utilizar guias na parte externa da tampa traseira da tampa defletora, de forma a reduzir a componente tangencial da velocidade de saída do ar da tampa defletora, alinhando o escoamento na direção das aletas. O conjunto tampa defletora contendo as guias pode ser visualizado na figura 4.17.

As guias, mostradas na figura 4.17, são dimensionadas com comprimento igual ao comprimento da bolacha de fixação, $L_g = 50$ mm, altura, $H_g = 23,5$ mm, igual ao espaçamento de saída entre as tampas defletora e traseira ($D_T / 2 - D_1 / 2$, figura 4.6), e, considerando possíveis limites construtivos, com espessura de $t_g = 2$ mm. Um novo modelo do conjunto tampa defletora foi desenvolvido, e resolvido com as mesmas características do modelo convencional apresentado anteriormente. A rotação do ventilador foi mantida ($w_g = 1800$ rpm), assim como as demais condições de contorno.

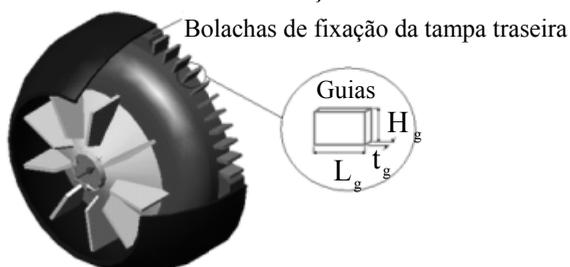


Figura 4.17 – Nova configuração proposta para o conjunto tampa defletora.

Utilizando este novo modelo de conjunto tampa defletora encontrou-se uma nova distribuição de velocidade na saída do conjunto. A figura 4.18 apresenta o campo de magnitude da velocidade na entrada e na saída do conjunto tampa defletora.

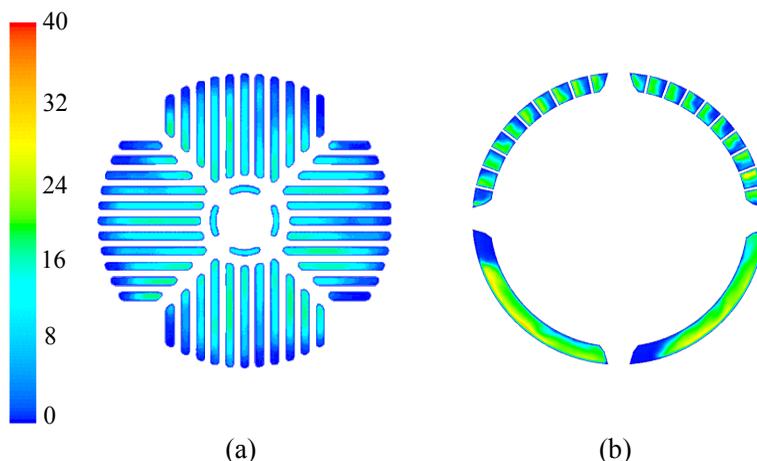


Figura 4.18– Campo de magnitude da velocidade [m/s]: (a) na entrada; (b) na saída do conjunto tampa defletora (configuração proposta - guias).

O valor médio de magnitude de velocidade na saída, ponderado pelas áreas das faces, fica em torno de $V_2 = 15,9$ m/s, um valor abaixo dos 17,6 m/s encontrado na configuração convencional (influência da diminuição do fluxo de massa, que reduziu de $m = 0,358$ kg/s para $m = 0,342$ kg/s).

Suas componentes registram valores em torno de $V_{x,2} = 13,0$ m/s e $V_{t,2} = 4,7$ m/s, para as componentes axial e tangencial, respectivamente (figuras 4.19a e 4.19b); tais valores devem ser comparados com os 12,7 e 10,5 m/s, respectivamente para as componentes axial e tangencial da configuração convencional.

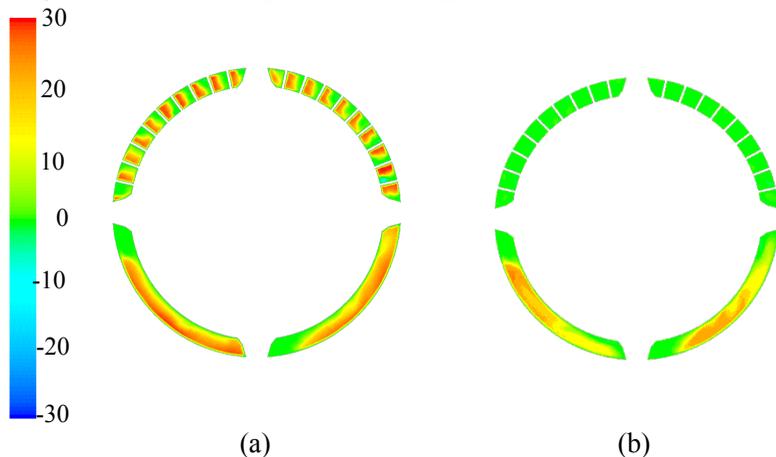


Figura 4.19 – Campo de velocidade [m/s] na saída do conjunto tampa defletora (configuração proposta - guias): (a) na direção axial; (b) na direção tangencial.

A partir da nova condição de contorno de velocidade de entrada na carcaça foi resolvido o escoamento e a transferência de calor na superfície externa do motor, mantendo inalterados os demais parâmetros do modelo.

A modificação dos perfis de velocidade sobre a superfície externa do motor, devido à utilização das guias, pode ser observada na figura 4.20. Esta figura mostra os campos de magnitude da velocidade nos mesmos planos de corte da figura 4.16, e ressalta a uniformidade dos perfis ao longo da direção axial da carcaça do motor. Observando a figura 4.20, nota-se claramente que o escoamento incidente à superfície externa do motor permanece confinado na região das aletas praticamente em toda a sua extensão (posição leste nas figuras 4.20(b) e 4.20(c)).

A única região onde o escoamento não é uniforme é a região que circunda a caixa de ligação. Além disso, os canais formados pelas aletas,

alinhados com as bolachas de fixação da tampa traseira não são beneficiados pelo escoamento de ar.

Isto fica mais evidente observando a figura 4.21, que mostra o campo de coeficiente local de transferência de calor. Os pontos onde os coeficientes locais de transferência de calor tendem a zero estão localizados justamente na região atrás da caixa de ligação e nos canais centrais que são obstruídos pelas bolachas de fixação da tampa traseira da tampa defletora.

A figura 4.22 apresenta o campo de temperatura na superfície externa do motor que utiliza guias em sua caixa de ligação. Com a presença das guias, a temperatura da carcaça tende a permanecer uniforme, conseqüência do bom desempenho das aletas. Porém, na região atrás da caixa de ligação a temperatura cresce localmente devido à obstrução do escoamento incidente.

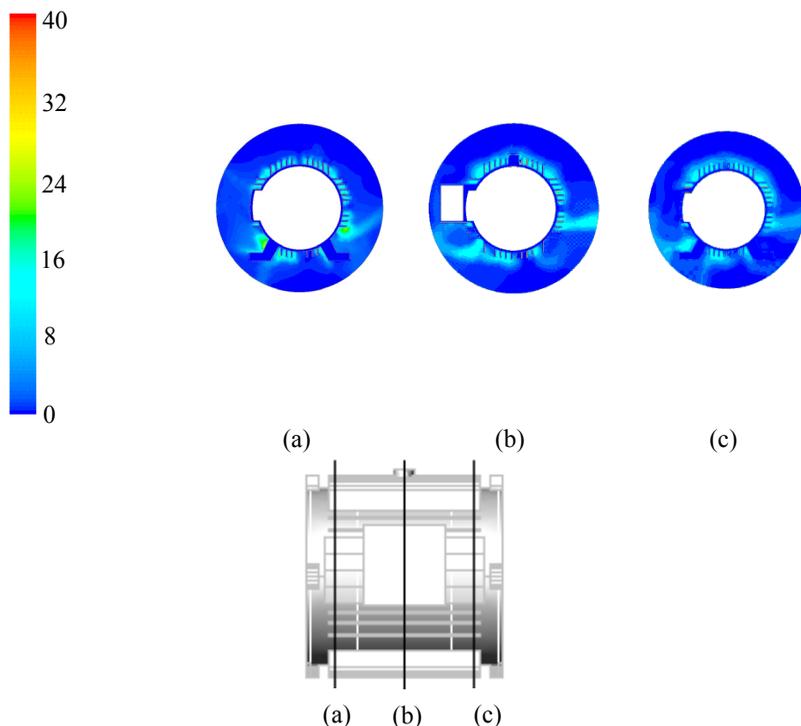


Figura 4.20 – Campo de magnitude da velocidade [m/s] sobre a carcaça (configuração proposta - guias): (a) $x = 0,035$ m; (b) $x = 0,190$ m e (c) $x = 0,335$ m.

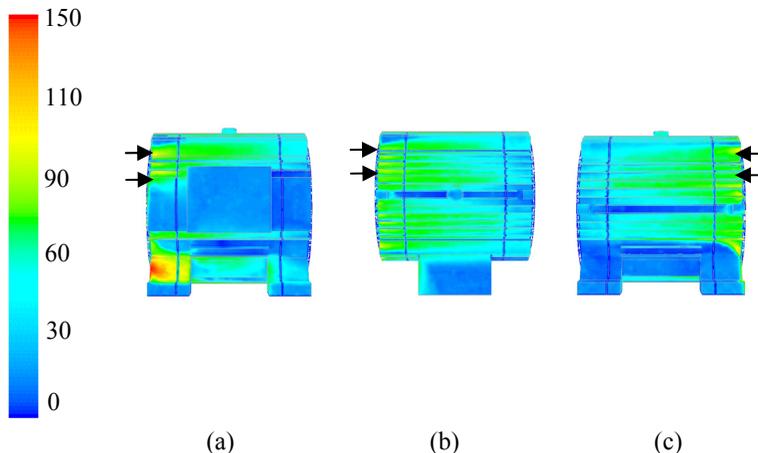


Figura 4.21 – Campo de coeficiente local de transferência de calor $[W/m^2.K]$ na carcaça do motor (configuração proposta - guias): (a) esquerda; (b) superior; (c) direita.

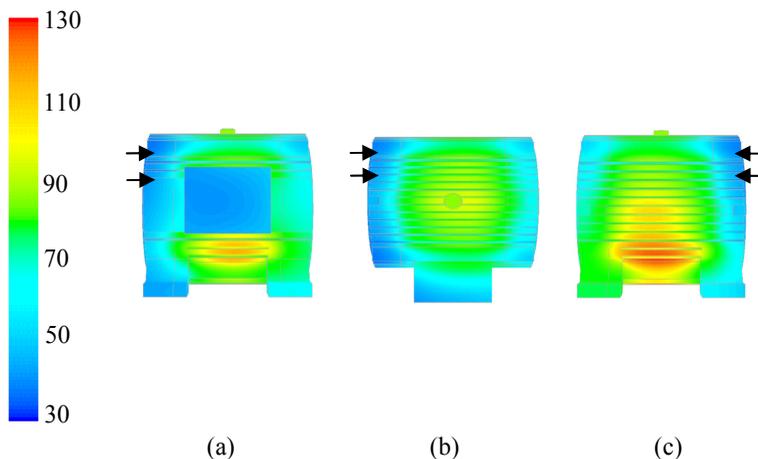


Figura 4.22 – Campo de temperatura $[^{\circ}C]$ na carcaça do motor (configuração proposta - guias): (a) esquerda; (b) superior; (c) direita.

A Tabela 4.6 faz a comparação dos resultados obtidos na configuração convencional (sem as guias), com a configuração proposta (com as guias). Conforme ilustrado na Tabela 4.6, a presença das guias é uma solução simples e que traz excelentes resultados para reduzir a temperatura de operação do motor.

Tabela 4.6 – Comparação dos resultados obtidos na simulação do escoamento e transferência de calor na carcaça.

Caso	Rotação w [rpm]	Fluxo de Massa m [kg/s]	Magnitude da Velocidade de Entrada V [m/s]	Velocidade Axial de Entrada V_x [m/s]	Velocidade Tangencial de Entrada V_t [m/s]
Original	1.800	0,358	17,6	12,7	10,5
Proposta	1.800	0,342	15,9	13,0	4,7

Caso	Perda Interna [W]	Fluxo de Calor na Carcaça q''_{ca} [W/m ²]	Temperatura Média da Carcaça T_{ca} [°C]	Coefficiente Médio de Transferência de Calor h [W/(m ² .K)]
Original	3.269	1.787	80,5	38
Proposta	3.269	1.787	74,8	46

Para o caso investigado a presença das guias aumentou em 13 % o coeficiente de transferência de calor da carcaça do motor para o ar ambiente. A expectativa é de que este efeito venha a ocorrer em outros tipos de carcaça.

Todos estes resultados mostrados para a configuração proposta levam em consideração um número de 18 guias no interior da região superior da saída do conjunto tampa defletora. Portanto, a influência desta configuração proposta será constatada na totalidade da superfície superior, e na metade das superfícies esquerda e direita da carcaça. A superfície inferior não sofrerá influência alguma desta mudança proposta.

5. BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Este capítulo apresenta detalhes da bancada experimental usada para a determinação do fluxo de calor na carcaça do motor, objetivando a investigação experimental do coeficiente de transferência de calor da superfície externa de motores elétricos de indução. Além disto, apresenta os resultados experimentais de fluxo de massa de ar no interior do conjunto caixa defletora obtidos através do sistema de medição de vazão, mostrando em detalhes os componentes e procedimentos usados neste sistema de medição. Através destes dados experimentais será possível validar os resultados numéricos obtidos anteriormente.

A determinação do campo de velocidade na carcaça do motor é obtida experimentalmente através de um sistema de anemometria de fio quente. Para tanto, é necessário o desenvolvimento de uma metodologia que permita a inserção desta técnica na investigação do escoamento sobre a superfície externa do motor.

Uma vez apresentadas algumas características dos sistemas que compõem a bancada, é detalhado o procedimento de teste adotado para obtenção dos resultados experimentais, incluindo a preparação da bancada, o controle e execução dos testes. Além disto, a descrição da instrumentação do motor, abordando a instalação dos sensores, também é apresentada. O motor elétrico de indução investigado é o modelo 200L, fabricado pela empresa WEG de Jaraguá do Sul, SC.

5.1. BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental para determinação do fluxo de calor e do campo de velocidade permitirá a busca de uma correlação empírica que forneça o coeficiente de transferência de calor da superfície externa aletada do motor, podendo ser aplicada a diferentes geometrias de carcaça de um motor elétrico de indução, com diferentes rotações de seu campo girante, submetido a uma faixa de temperatura ambiente e potências fornecidas. Para que tal objetivo seja alcançado, a configuração para a bancada experimental é ilustrada na figura 5.1.

A bancada é formada basicamente pelos componentes apresentados na Tabela 5.1, na qual a primeira coluna apresenta os componentes e a segunda a descrição da aplicação.

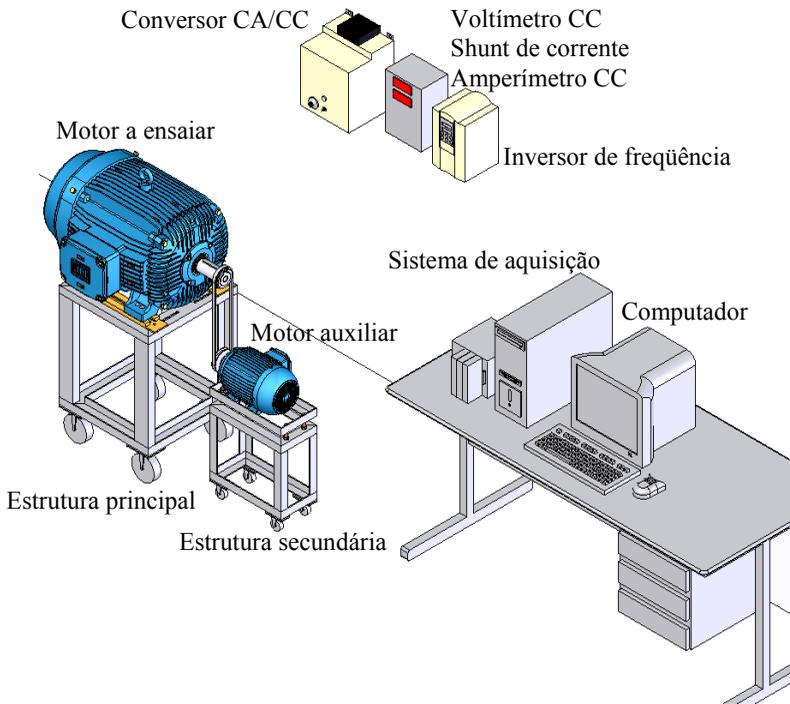


Figura 5.1 – Bancada experimental.

Para um melhor entendimento dos componentes da bancada experimental, estes foram agrupados em sub sistemas, são eles:

- Sistema de sustentação e acionamento;
- Sistema de alimentação e medição de potência elétrica;
- Sistema de medição de fluxo de massa;
- Sistema de medição do fluxo de calor e das temperaturas;
- Sistema de anemometria de fio quente
- Sistema de aquisição e processamento de sinais.

Tabela 5.1 – Componentes da bancada experimental.

Componente	Descrição
Estrutura principal	Sustentação do motor a ser ensaiado
Motor elétrico de indução	Equipamento a ser ensaiado
Estrutura secundária	Sustentação do motor auxiliar 100L
Motor auxiliar 100L	Acionamento do sistema de ventilação do motor a ser ensaiado
Conversor CA/CC	Conversão estática de corrente alternada para corrente contínua
Voltímetro CC	Medição da tensão U_{cc}
Derivador de corrente - Shunt	Conversão da corrente I_{cc} em tensão U_{cc}
Amperímetro CC	Medição da corrente I_{cc}
Inversor de frequência	Controle e variação da velocidade do motor auxiliar 100L
Sistema de medição de fluxo de massa	Medição do fluxo de massa de ar
Transdutores de fluxo de calor	Medição do fluxo de calor
Termopares	Medição da temperatura ambiente e em pontos localizados
Sistema de anemometria a fio quente	Medição do campo de velocidade
Sistema de aquisição	Aquisição dos dados experimentais
Computador	Manipulação e armazenagem dos dados experimentais

5.1.1. Sistema de sustentação e acionamento

Como pode ser observada na figura 5.1, a bancada é composta por um motor principal, no qual é feito o levantamento experimental dos parâmetros a serem buscados. A particularidade deste motor é o fato do mesmo não possuir o rotor. Com a subtração deste componente, o motor será incapaz de converter a energia elétrica que o alimenta em energia mecânica responsável, entre outras coisas, pelo acionamento de seu sistema de ventilação que dissipa o calor gerado internamente.

O acionamento do sistema de resfriamento do motor ensaiado é realizado separadamente por um motor auxiliar, acoplado ao motor principal por um sistema de correia polia. A utilização do inversor de frequência permitirá que o motor auxiliar varie sua rotação, parâmetro este, que se deseja investigar na transferência de calor da superfície do motor a ser ensaiado.

A estrutura principal responsável pela sustentação do motor a ser ensaiado é dotada de barras paralelas capazes de se ajustar a diferentes espaçamentos entre os pés dos motores a serem ensaiados. Além disto, possui rodízios com freios que permitem a locomoção da estrutura. Já a estrutura secundária, por sua vez, dá sustentação ao motor auxiliar. Sua principal característica é o ajuste da altura da ponta do eixo do motor responsável pelo estiramento do sistema correia polia.

5.1.2. Sistema de alimentação e medição de potência elétrica

A alimentação elétrica da bancada utiliza uma corrente contínua convertida por um conversor CA/CC, resultando em um aquecimento uniforme, já que o enrolamento de cobre do motor funciona como uma resistência de aquecimento, gerando de forma uniforme e controlada a perda interna (calor gerado por efeito joule) que se deseja dissipar através da superfície externa aletada do motor de indução investigado.

O conversor de corrente contínua é o equipamento destinado à conversão de corrente alternada trifásica para corrente contínua (CA/CC), de forma controlada. O conversor utilizado será o modelo CTW-02.106/3.4-V2 da WEG com tensão de alimentação trifásica de 380 Vca – 60 Hz ($I_{ca} = 86,9$ Aca) e tensão de saída de 0 a 460 Vcc ($I_{cc} = 106$ Acc).

A alimentação do motor auxiliar é realizada através do uso de um inversor de frequência destinado a controlar e variar a rotação deste motor auxiliar e, conseqüentemente, a rotação do motor ensaiado. O inversor utilizado é o modelo CFW-09 – NEMA 1 / IP 20 – Mecânica 02 da WEG com tensão de alimentação trifásica de 380 Vca – 60 Hz.

Objetivando monitorar o quanto de calor é gerado internamente ao motor principal faz-se o uso de um voltímetro e um amperímetro, podendo desta forma, quantificar a potência elétrica fornecida ao enrolamento do motor principal.

O voltímetro CC é responsável pela medição da tensão U_{cc} que alimenta o enrolamento de cobre do motor elétrico a ser ensaiado. O modelo utilizado é o 2351A – 313 / VSF / 12 produzido pela Yokogawa. A sua faixa de medição é de 0 a 500 Vcc com um erro máximo de $\pm 0,1\%$ do valor da leitura.

O shunt de corrente é uma resistência em paralelo necessário para medir correntes elevadas, transformando o sinal da corrente que alimentará o motor (Acc) em um sinal de tensão (mVcc). O modelo utilizado é Forma A – 100A / 60mVcc produzido pela Renz. Este equipamento trabalha com entrada de 0 a 100 Acc e saída de 0 a 60 mVcc.

O amperímetro CC é responsável pela medição da tensão mVcc (convertida pelo derivador de corrente) que alimentará o enrolamento de cobre do motor elétrico a ser ensaiado. O modelo utilizado é o 2351A – 313 / A02 / 15 produzido pela Yokogawa. A sua faixa de medição é de 0 a 60 mVcc com um erro máximo de $\pm 0,1\%$ do valor da leitura.

5.1.3. Sistema de medição de fluxo de massa

Este sistema de medição de fluxo de massa é um aparato experimental que permite determinar precisamente o fluxo de massa do ar que atravessa o conjunto tampa defletora. Tal precisão é garantida devido à utilização de uma câmara de estabilização do escoamento instalada a montante da canalização de medição. A figura 5.2 mostra o desenho esquemático do sistema de medição de vazão construído de acordo com a norma ASHRAE – Standard 51-75.

Dentre as partes apresentadas neste desenho esquemático, identifica-se uma canalização de medição responsável pela aquisição dos dados experimentais, obtidos pelo tubo de Pitot inserido em seu interior.

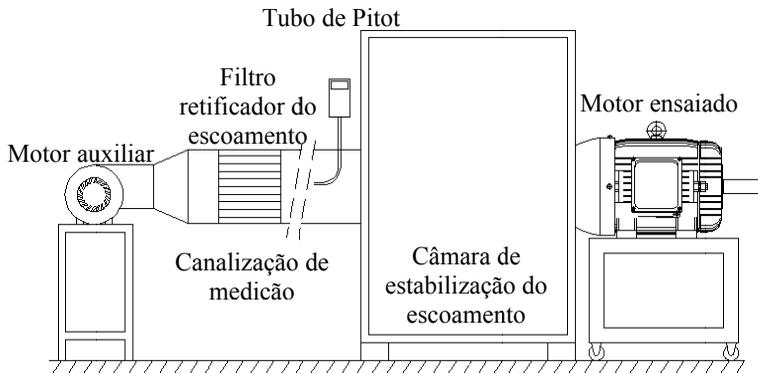


Figura 5.2 – Desenho esquemático do sistema de medição de vazão.

O filtro retificador, localizado a jusante da entrada da canalização, é responsável pela uniformização do perfil de velocidade que posteriormente entrará em contato com a sonda de aquisição de pressão (Tubo de Pitot). A necessidade desta uniformização é devido às perturbações geradas pelo ventilador centrífugo, acionado pelo motor auxiliar, que fornece a pressão adicional ao escoamento, já que esta canalização de medição introduz perda de carga ao escoamento que se deseja medir com precisão.

O ajuste da pressão adicional, que deverá ser fornecida pelo motor auxiliar, é feito pela câmara de estabilização do escoamento. Portanto, quando o motor ensaiado é posto a funcionar, a pressão no interior da câmara vai decrescendo e, ligando o motor auxiliar, pode-se alterar sua rotação até que a pressão no interior da câmara de estabilização se iguale à pressão externa, na qual estaria submetido o motor ensaiado em condições normais de funcionamento. A câmara de estabilização é dotada por um nivelador de pressão que compara a pressão interna com a pressão externa e este pode ser observado na figura 5.3.

De fato, o cálculo do fluxo de massa de ar que escoar no interior da canalização de medição é obtido do perfil de velocidade medido pela pressão dinâmica, que nada mais é que a diferença entre a pressão de estagnação (p_0) e pressão estática (p). A pressão de estagnação é medida pelo Tubo de Pitot, que deve ficar alinhado com a direção do escoamento, e a pressão estática é lida na tomada na parede, como mostra a figura 5.4.



Figura 5.3 – Detalhe do ajuste de pressão da câmara de estabilização.

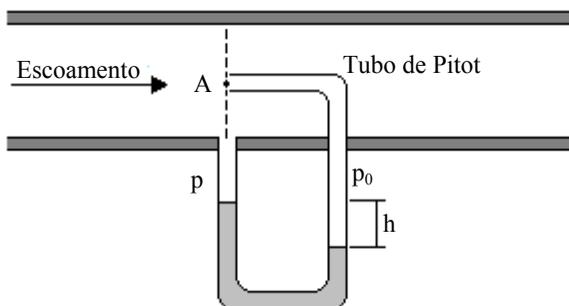


Figura 5.4 – Medição simultânea de pressões estática e de estagnação.

Escrevendo a equação de Bernoulli ao longo da linha de corrente de estagnação, obtém-se:

$$\frac{p_0}{\rho_{\text{ar}}} = \frac{p}{\rho_{\text{ar}}} + \frac{V^2}{2} \quad (5.1)$$

Explicitando V , tem-se:

$$V = \sqrt{\frac{2(p_0 - p)}{\rho_{\text{ar}}}} \quad (5.2)$$

Da figura 5.4,

$$p_0 - p = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot h \quad (5.3)$$

Assim, a velocidade do ar no interior da canalização de medição é:

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_{H_2O} \cdot g \cdot h}{\rho_{ar}}} \quad (5.4)$$

Desta forma, a velocidade no interior da canalização de medição é obtida fazendo a leitura da altura de coluna d'água, que nada mais é que a pressão dinâmica do escoamento num dado ponto.

Como se sabe, o perfil da velocidade no interior da canalização não permanece constante ao longo do raio, variando de zero na parede da canalização a um valor máximo no centro da mesma. Então, para que se obtenha um valor correto de fluxo de massa no interior da canalização deve-se determinar a velocidade média.

Neste caso, a velocidade média é obtida medindo a altura de coluna d'água em 3 raios diferentes em cada quadrante da área da canalização, sendo estes raios escolhidos para que as áreas de abrangência sejam iguais. Portanto, mediram-se 12 valores de altura de coluna d'água (6 ao longo de régua A, e 6 ao longo da régua B), e através de uma média simples, calculou-se a velocidade média e, na seqüência, o fluxo de massa ar através da canalização de medição, a partir de:

$$m = A_c \cdot \rho_{ar} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_{H_2O} \cdot g \cdot h}{\rho_{ar}}} \quad (5.5)$$

onde A_c é a área da secção transversal da canalização de medição, g é a aceleração da gravidade, h é a média das alturas de coluna d'água e ρ_{ar} e ρ_{H_2O} são as massas específicas do ar e água, respectivamente. A incerteza de medição para os valores de fluxo de massa de ar é de $\pm 5\%$.

5.1.4. Sistema de medição do fluxo de calor e das temperaturas

O levantamento experimental do coeficiente de transferência de calor da superfície externa do motor a ser ensaiado será realizado por 35 (trinta e cinco) Transdutores de Fluxo de Calor (TFC) a gradiente tangencial. Estes sensores permitem uma medição de fluxo de calor em cada sensor, bem como uma medição de temperatura, já que cada

transdutor possui um termopar incorporado à sua superfície. Assim, conhecendo-se o fluxo de calor, a temperatura da superfície e a temperatura do ar ambiente, pode-se estimar um coeficiente de troca de calor entre a superfície externa do motor elétrico e o meio.

O sensor chamado “transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial” tem como característica principal a pequena espessura (300 μm). Além disso, possui alta sensibilidade, baixo custo e baixa constante de tempo. O princípio de funcionamento dos transdutores de fluxo de calor a gradiente tangencial, descrito por Güths (1994) e Güths et al. (1995), consiste em desviar as linhas de fluxo de calor de modo a gerar uma diferença de temperatura sobre uma termopilha planar. O desvio das linhas de fluxo é causado pelo contato pontual entre a superfície isotérmica superior e a parede auxiliar, segundo o esquema ilustrado na figura 5.5.

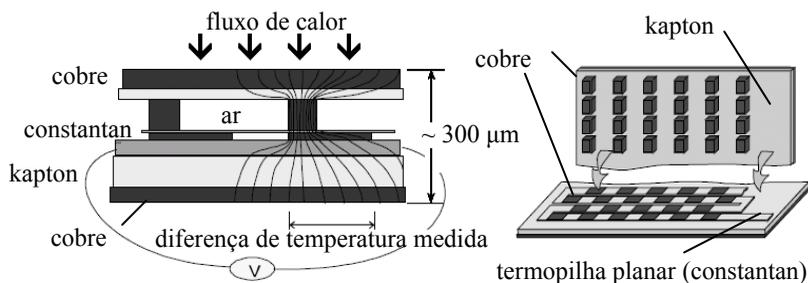


Figura 5.5 – Transdutor de fluxo de calor com gradiente de temperatura tangencial.

Fonte: Güths et al. (1995).

Os gradientes de temperaturas são medidos por termopares planares a eletrodos depositados (realizados a partir de técnicas de fotogravura), ligados em série. Cada um dos termopares converte a diferença de temperatura em força eletromotriz (f.e.m.) Seebeck. A f.e.m. produzida é diretamente proporcional ao número de termoelementos distribuídos sobre a superfície útil do sensor.

Para medir o fluxo de calor no motor, foram instalados 35 (trinta e cinco) transdutores de fluxo de calor em diferentes pontos do mesmo. Estes transdutores fabricados pelo Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas (LMPT) possuem a dimensão de 15 mm x 35 mm x 0,3 mm, além disso cada sensor é provido de um termopar tipo T (cobre constantan, $\varnothing = 25 \mu\text{m}$), para avaliar a temperatura da superfície através da qual o fluxo de calor é medido.

A calibração dos transdutores de fluxo de calor consiste em determinar o valor da constante de calibração (C_c) em W/mV de cada transdutor que representa a proporcionalidade entre o fluxo de calor a que o sensor está submetido e o gradiente de temperatura gerado pelo mesmo (dado em mV) em função de sua configuração interna. Esta etapa é bastante importante e o cuidado com que esta calibração é realizada reflete diretamente na qualidade da medição e nas incertezas associadas aos resultados.

Um método de calibração simples e direto, chamado por Güths e Nicolau (1998) como “método de calibração com transdutor auxiliar”, consiste na calibração simultânea de dois transdutores mediante o uso de uma resistência elétrica com a mesma dimensão do transdutor a calibrar.

O transdutor a ser calibrado é colocado em contato com uma superfície fria que serve como sumidouro de calor. Sobre este transdutor é fixada a resistência elétrica que dissipa uma quantidade de calor conhecida. Sobre a resistência é fixado o transdutor auxiliar e por fim um material isolante, como ilustrado na figura 5.6.

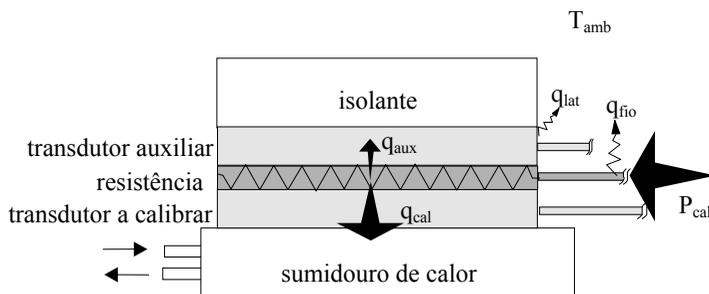


Figura 5.6 – Calibração com transdutor auxiliar.

Fonte: Güths e Nicolau (1998).

Durante o processo de calibração as perdas de calor pelas laterais e através dos cabos de conexão dos transdutores ocorre em função da diferença de temperatura entre o sistema e sua vizinhança. Além disso, deve-se tomar o cuidado de utilizar pasta térmica com alta condutividade térmica no contato entre os transdutores e a resistência garantindo assim uma baixa resistência de contato na montagem, desta forma consegue-se pouca fuga de calor pelas laterais ou através dos conectores dos transdutores.

Na bancada experimental de calibração, representada pela figura 5.7, o calor que atravessa o transdutor a calibrar, desprezando a fuga pelas laterais e conectores, é obtido pela seguinte expressão:

$$q_{\text{cal}} = P_{\text{cal}} - q_{\text{aux}} \quad (5.6)$$

onde P_{cal} é o calor gerado pela resistência e q_{aux} é o calor medido pelo transdutor auxiliar.

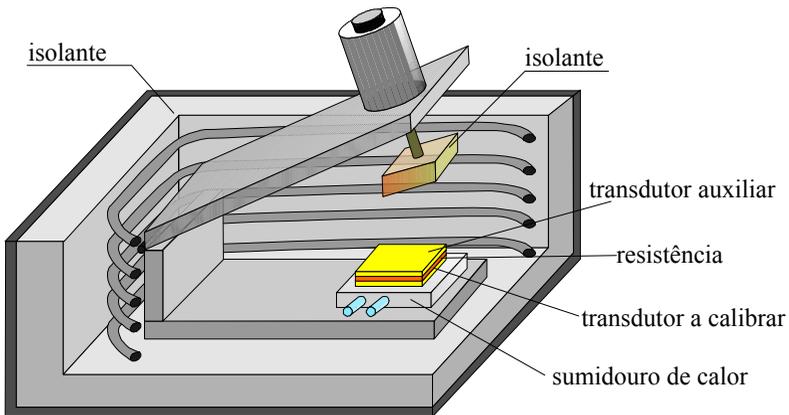


Figura 5.7 – Bancada de calibração.
Fonte: Güths e Nicolau (1998).

Considerando uma relação linear, a constante de calibração do transdutor de fluxo de calor (C_c) é expresso por:

$$C_c = \frac{P_{\text{cal}} - q_{\text{aux}}}{U_c} \quad (5.7)$$

onde U_c é a tensão medida no transdutor a calibrar em mV.

A taxa de calor dissipada pela resistência elétrica P_{cal} é obtida através do valor da resistência R_{cal} e pela tensão medida e controlada U_{cal} na resistência:

$$P_{\text{cal}} = \frac{(U_{\text{cal}})^2}{R_{\text{cal}}} \quad (5.8)$$

onde R_{cal} é o valor da resistência medido a quatro fios, uma maneira mais adequada de medir resistência pois não há a influência dos cabos de ligação.

Cada um dos transdutores gera uma tensão diretamente proporcional à taxa de calor a que este está submetido. Desta forma tem-se que:

$$C_c = \frac{P_{\text{cal}} - C_a \cdot U_a}{U_c} \quad (5.9)$$

onde C_a é a constante de calibração do transdutor auxiliar e U_a é a tensão gerada por este transdutor em mV.

O resultado da calibração e o cálculo das incertezas de medição associadas ao valor das constantes de calibração estão apresentados no Apêndice B.

A medição da temperatura do ar ambiente foi realizada por intermédio de transdutores de temperatura, termopares, que fornecem uma tensão termoelétrica relacionada com a temperatura através de curvas de calibração obtida previamente. O seu princípio de funcionamento se baseia no efeito Seebeck, no qual a união de dois metais diferentes gera uma tensão (ou força eletromotriz, f.e.m.) proporcional “a diferença de temperatura entre a junta e os terminais dos metais”.

Todos os termopares são constituídos por fios de compensação tipo T (cobre constantan), bitola 24 AWG, calibrados no Laboratório de Metrologia da EMBRACO. As curvas de calibração e incertezas de medição estão apresentadas no Apêndice C. Os termopares utilizados para avaliar a temperatura ambiente foram brasados com estanho no centro de massas térmicas padrões de cobre.

A figura 5.8 apresentam o transdutor de fluxo de calor e o transdutor de temperatura utilizados na avaliação dos fluxos de calor e das temperaturas ambientes, respectivamente.

5.1.5. Sistema de anemometria de fio quente

A técnica de Anemometria de Fio Quente (AFQ) consiste em medir a velocidade do escoamento baseando-se na transferência de calor por convecção entre um elemento de fio aquecido e o fluido escoando ao seu redor. Este elemento aquecido fica conectado a um circuito eletrônico capaz de monitorar a variação de sua resistência elétrica e com qualquer mudança nas condições deste escoamento ou de alguma propriedade deste fluido que afete a transferência de calor do elemento

aquecido alterará sua resistência sendo interpretado pelo circuito eletrônico como uma mudança no valor da velocidade medida.

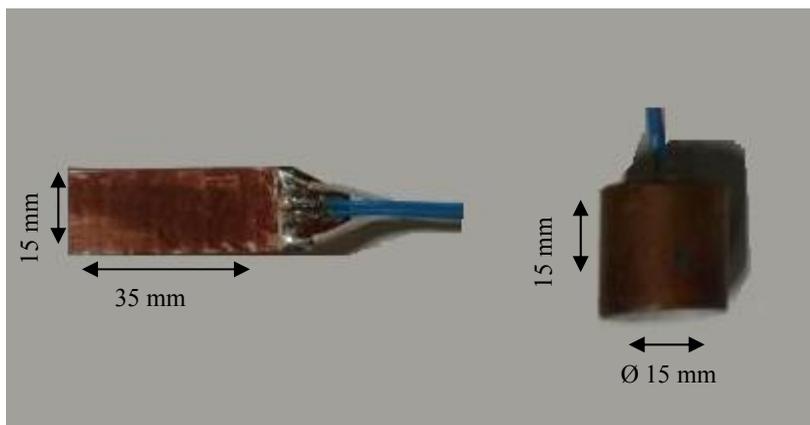


Figura 5.8 – Transdutores de fluxo de calor e de temperatura.

As medições de velocidade realizadas no presente trabalho foram conduzidas com o sistema AFQ. Este sistema utilizado é composto por uma unidade de controle e aquisição de dados central Streamline da DANTEC, um módulo de anemometria que opera com temperatura constante (Constant Temperature Anemometer - CTA), modelo 90C10, um sistema portátil de medição, o MiniCTA, modelo 54T30, um calibrador 90H10, suportes e sondas de anemometria.

Neste sistema que opera com temperatura constante (CTA), a sonda é mantida eletronicamente a uma temperatura constante e mais quente que aquela do fluido onde estiver operando. O calor perdido pela sonda é traduzido numa redução de sua temperatura, através da convecção, e o sistema percebendo esta oscilação promove um aumento na tensão fornecida ao sensor.

Desta forma, os dados de saída fornecidos pelo sistema em V representam a velocidade do escoamento e podem ser convertidos para valores de velocidade através de uma função de transferência obtida na calibração do sensor.

As medições de velocidade na superfície externa do motor foram executadas utilizando um sistema de anemometria portátil, o MiniCTA, modelo 54T30, também da DANTEC. Este aparato opera com uma fonte de 12V contínua e a sua saída é ligada diretamente ao sistema de aquisição, sendo configurado e operado manualmente.

A calibração de um sensor de fio quente é bem sucedida quando o sinal lido pelo sensor representa efetivamente a componente de velocidade que passa através dele. Para garantir tal condição, o sensor é exposto em um escoamento com velocidades conhecidas, dentro de uma faixa de valores em que ele será utilizado.

O calibrador 90H10 ligado ao Streamline calibrou as sondas para velocidades na faixa de 0,5 a 40 m/s usando ar como fluido. A sua alimentação é feita através de uma entrada para ar comprimido, numa faixa entre 6 e 9 bar. A área da seção de teste utiliza um bocal com 120 mm² (Ø 12 mm) para 0,5 a 60 m/s

Ao se estabelecer o regime permanente do sistema de calibração para uma determinada velocidade, faz-se então a amostragem da tensão medida pelo sensor. O tamanho da amostra é 512 pontos com uma taxa de aquisição de 1 kHz. A redução desses pontos a um valor médio gera um ponto de calibração. Após a obtenção de 20 (vinte) pontos de calibração para a faixa de velocidades pretendida, ajusta-se uma curva de forma a se estabelecer uma função transferência, $U(E)$, a ser usada na conversão do valor de tensão, E , em velocidade, U . Ao mesmo tempo em que se registra a tensão medida, faz-se também medição da temperatura e da pressão do escoamento para determinar as suas propriedades em cada ponto da calibração.

O calibrador mede a pressão a montante do bocal e a pressão absoluta do ambiente, calculando a densidade do fluido utilizando relações termodinâmicas. Através de uma relação para escoamento em bocais, calcula então a velocidade do fluido na seção de saída.

Na calibração, a temperatura do escoamento pode variar de um ponto para outro. Como se pretende referenciar a curva de calibração a uma temperatura de referência, faz-se necessário ajustar esses pontos. Sherif (1998) desenvolveu a seguinte expressão para corrigir o efeito da variação de temperatura em cada ponto medido:

$$E_{\text{corr}} = \sqrt{\frac{T_{\text{fio}} - T_{\text{ref}}}{T_{\text{fio}} - T_{\text{cal}}}} \cdot E_a \quad (5.10)$$

onde E_a é a tensão adquirida pelo sensor, E_{corr} é a tensão corrigida para o desvio de temperatura, T_{ref} é a temperatura de referência que corresponde a temperatura ambiente em que se obteve a medição da resistência elétrica do sensor, R_{ref} . A temperatura T_{fio} é a temperatura de operação do sensor quando aquecido e T_{cal} é a temperatura do escoamento durante a calibração.

Durante a calibração é muito importante que a orientação do sensor em relação ao escoamento na seção de calibração seja feita de maneira semelhante à seção de teste. Uma alteração do ângulo de incidência da componente de velocidade sobre o fio quente resultaria em uma interpretação errônea da velocidade na leitura dos sinais.

A curva de ajuste dos pontos de calibração ou função de transferência é um polinômio de 4º grau:

$$U = C_0 + C_1 \cdot E_{\text{corr}} + C_2 \cdot (E_{\text{corr}})^2 + C_3 \cdot (E_{\text{corr}})^3 + C_4 \cdot (E_{\text{corr}})^4 \quad (5.11)$$

onde os C_0 , C_1 , C_2 , C_3 e C_4 são as constantes de ajuste do polinômio.

O procedimento de calibração com um maior nível de detalhamento pode ser encontrado em DANTEC (2004). Já as constantes, os pontos de calibração e incertezas de medição estão apresentadas no Apêndice D.

A sonda de velocidade usada nesses sistemas de medição foi um modelo DANTEC 55P11, sendo o seu sensor um fio de tungstênio de 5 µm de diâmetro por 1,25 mm de comprimento, a figura 5.9 mostra a sonda de velocidade utilizada.

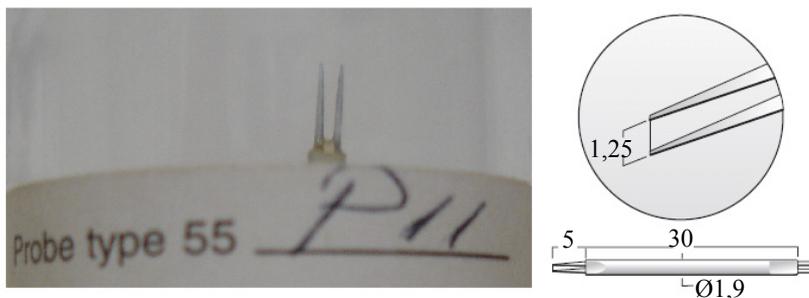


Figura 5.9 – Sonda DANTEC 55P11 (dimensões em mm).

Fonte: DANTEC (2008).

5.1.6. Sistema de aquisição e processamento de sinais

O sistema de aquisição é responsável pelo monitoramento de todos os sensores instalados na bancada; transdutores de fluxo de calor, termopares e anemômetro. Além de coletar os sinais provenientes destes sensores, o sistema realiza o processamento transformando sinais de tensão e corrente em suas respectivas grandezas físicas. Destas

grandezas, a que deve ser destacada é a temperatura, pois sua conversão não depende exclusivamente de uma curva de calibração implementada no programa de controle da bancada que gerencia o sistema de aquisição. O termopar por ser um sensor diferencial, necessita de uma referência conhecida (referência de temperatura) para que a temperatura medida possa ser avaliada. No caso deste sistema de aquisição, fabricado pela National Instruments, esta referência normalmente chamada de “junta fria” é fornecida por um dispositivo eletrônico, um termistor, instalado na placa de aquisição de sinais.

O sistema de aquisição e processamento de sinais é composto basicamente pelos seguintes componentes:

Microcomputador:

- Placa de aquisição PCI-6070E (PCI-MIO16-E1), 8 canais, resolução de 12 Bits e velocidade de 1,25 MS/s (National Instruments).

Sistema Multiplexador (National Instruments):

- Chassi SCXI 1001, 12 módulos;
- Cabo de conexão chassi-placa SCXI-1349, 2,0 m, com adaptador 68 pinos;
- Módulos SCXI 1102C, 64 canais para os transdutores de fluxo de calor e 32 canais para termopares (filtro de 10 Hz);
- Terminais SCXI-1303, conexão para os módulos SCXI-1102;
- Módulo SCXI 1161, 08 canais de relê;
- Módulo SCXI 1180, acesso direto aos canais da placa PCI (sem filtro);
- Terminal SCXI-1302, conexão para o módulo SCXI-1180;
- SCXI Resistor Kit;
- SCXI-1360, Front filler/Rear filler.

5.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A bancada de teste de motores elétricos de indução é composta por uma série de componentes independentes que são utilizados para

caracterizar a transferência de calor e o campo de velocidade sobre a superfície externa do motor ensaiado.

Todos os sistemas de medição e de controle são ajustados e monitorados seguindo procedimentos de testes específicos que serão apresentados a seguir, deixando assim, de uma forma clara, a maneira como foram obtidos os resultados experimentais.

O procedimento experimental adotado reúne as etapas de preparação da bancada com o intuito de deixar o motor pronto para a execução dos testes; do detalhamento da aquisição dos dados; e do processamento dos resultados adquiridos.

5.2.1. Caracterização do fluxo de massa de ar no interior da tampa defletora

A determinação do fluxo de massa de ar que atravessa o interior da caixa defletora por intermédio do sistema de medição já apresentado anteriormente (figura 5.2) é realizada a partir do perfil de velocidade medido pela pressão dinâmica, que nada mais é que a diferença entre a pressão de estagnação (p_0) e pressão estática (p). Portanto, mediram-se 12 valores de altura de coluna d'água (6 ao longo de régua A, e 6 ao longo da régua B), e através de uma média simples, calculou-se a velocidade média e , na seqüência, o fluxo de massa ar através da canalização de medição.

O procedimento de medição envolveu os seguintes passos:

- (1) Com o sistema desligado, verificou-se a posição do nivelador de pressão em relação ao zero;
- (2) Ligou-se o inversor de frequência para acionar o motor a ser ensaiado ajustando a rotação desejada (isto provocou uma queda de pressão, acusada pelo nivelador de pressão);
- (3) Ligou-se o inversor de frequência para acionar o motor do ventilador auxiliar e ajustar a rotação de forma a compensar a queda de pressão;
- (4) Efetuaram-se as 6 medições no Tubo de Pitot ao longo da régua A;
- (5) Efetuaram-se as 6 medições no Tubo de Pitot ao longo da régua B.

Estes passos foram seguidos para as diferentes rotações do motor ensaiado, gerando os resultados experimentais de fluxo de massa de ar apresentados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Resultados experimentais de fluxo de massa de ar através do conjunto caixa defletora.

Rotação, w [rpm]	Fluxo de massa, m [kg/s]
$w_1 = 1800$ rpm	$m_1 = 0,36$ kg/s
$w_2 = 1200$ rpm	$m_2 = 0,24$ kg/s
$w_3 = 900$ rpm	$m_3 = 0,18$ kg/s

$A_c = 0,04676 \text{ m}^2$, $\rho_{\text{ar}} = 1,2 \text{ kg/m}^3$, $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \text{ kg/m}^3$
 Incerteza de medição para fluxo de massa ($\pm 5\%$)

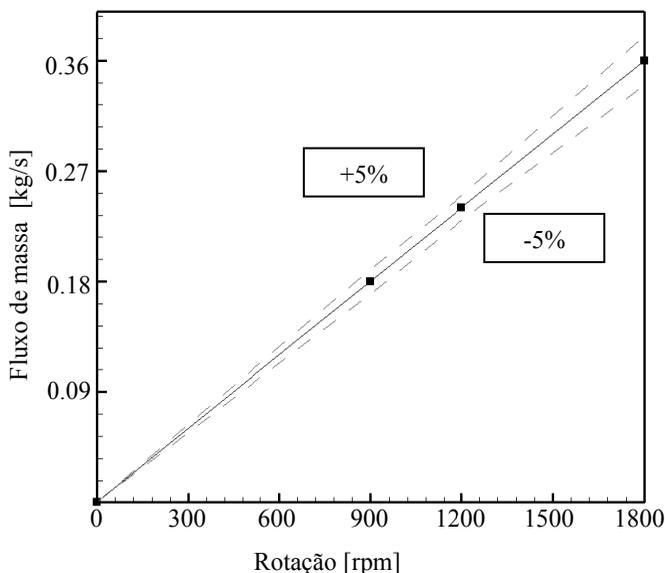


Figura 5.10 – Resultados experimentais de fluxo de massa de ar através do conjunto caixa defletora.

5.2.2. Caracterização da transferência de calor na carcaça do motor

A caracterização da transferência de calor na superfície externa do motor consistiu na determinação do coeficiente de transferência de calor desta superfície em função da rotação do ventilador (fluxo de massa de ar), das perdas internas do motor e da temperatura do ambiente a que se esta submetido.

Este coeficiente de transferência de calor pode ser determinado através da seguinte relação:

$$h_s = \frac{q_s''}{(T_s - T_{amb})} \quad (5.11)$$

onde h_s é o coeficiente de transferência de calor da superfície, T_s é a temperatura média da superfície, T_{amb} é a temperatura ambiente e q_s'' é o fluxo de calor transferido para o ambiente.

Portanto, o coeficiente de transferência de calor é obtido através da medição direta do fluxo de calor transferido para o ambiente, por intermédio da utilização dos transdutores de fluxo de calor dispostos externamente nas superfícies superior, direita, inferior, esquerda e caixa de ligação da carcaça. Além disso, as superfícies internas as tampas dianteira e traseira também foram avaliadas de modo a quantificar a transferência de calor através destas regiões.

A taxa de calor dissipada pela carcaça, q_{ca} , é obtida por:

$$q_{ca} = q_{ca}'' \cdot A_{ca} \quad (5.12)$$

Sendo

$$q_{ca}'' = \frac{\left(\frac{\sum_{i=1}^n q_{sup}''}{n} \right)_{sup} + \left(\frac{\sum_{i=1}^n q_{dir}''}{n} \right)_{dir} + \left(\frac{\sum_{i=1}^n q_{inf}''}{n} \right)_{inf} + \left(\frac{\sum_{i=1}^n q_{esq}''}{n} \right)_{esq} + \left(\frac{\sum_{i=1}^n q_{cx}''}{n} \right)_{cx}}{5} \quad (5.13)$$

onde n é o número de transdutores de fluxo de calor em cada região da carcaça do motor.

Em princípio, imagina-se que a distribuição do fluxo de calor local [W/m^2] sobre a superfície da carcaça é uniforme, de maneira que a medição apontada por apenas um transdutor, instalado sobre a superfície, fosse suficiente para caracterizar o fenômeno. No entanto, isto não ocorre e, para a medição precisa do calor que atravessa a carcaça, é necessário dividir a superfície em áreas menores e representar cada uma delas pela medição de um transdutor. Naturalmente, o número de sensores e o posicionamento dos mesmos nas superfícies não necessitam serem iguais e, desta forma, o número de elementos de área pode também ser distintos.

Considerando que a magnitude do fluxo de calor local varia sobre as superfícies, quanto maior for o número de elementos de área na superfície da carcaça, maior será a quantidade de transdutores

empregados na medição e mais próximo será o resultado das medições em relação ao valor real rejeitado pelas superfícies. Como é inviável cobrir toda a carcaça com transdutores, realizou-se uma divisão da superfície para um posicionamento adequado dos mesmos. Fazendo desta forma, é possível caracterizar a transferência de calor na carcaça de maneira satisfatória, e sem uma quantidade excessiva de sensores.

A figura 5.11 apresenta a divisão do lado externo da carcaça adotada nesta determinação experimental, além dos pontos de instrumentação dos transdutores de fluxo de calor. O valor numérico de cada uma dessas áreas, utilizado para o cálculo da taxa de transferência de calor é obtido de um modelo em CAD do motor elétrico de indução.

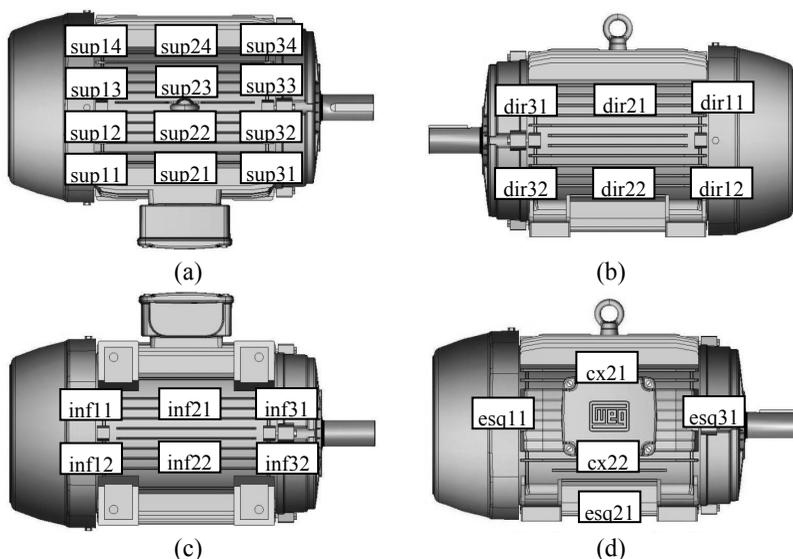


Figura 5.11 – Posicionamento dos transdutores de fluxo de calor nas regiões distintas da superfície externa da carcaça: (a) superior, (b) direita, (c) inferior e (d) esquerda e caixa de ligação.

Através desta divisão, esta técnica de medição da transferência de calor por intermédio de transdutores permite uma análise localizada, ou seja, uma distinção entre superfície superior, direita, inferior, esquerda e caixa de ligação.

Como observado na figura 5.11, o fluxo de calor e a temperatura foram medidos em 29 (vinte e nove) regiões da superfície externa da carcaça, sendo que em 12 (doze) delas na superfície superior, 6 (seis) na

superfície direita, 6 (seis) na superfície inferior, 3 (três) na superfície esquerda e 2 (dois) na caixa de ligação do motor.

Existiu uma maior discretização na análise da superfície superior devido ao fato da proposta de guias de correção do escoamento estar aplicada nesta região. Além do mais, a determinação experimental do campo de velocidade será realizada somente nesta região do escoamento, pelo fato de dificuldade de posicionamento e utilização do sensor de anemometria nas superfícies direita, esquerda, caixa de ligação e principalmente na superfície inferior da carcaça do motor elétrico.

A fixação dos sensores sobre a superfície é uma tarefa importante e, para a superfície externa, é relativamente simples. Para tanto, optou-se pelo uso de uma fita de alumínio polido sobre o sensor, pois a condutividade térmica do alumínio é bastante elevada, não introduzindo, de forma significativa, uma resistência de contato. Esta fita de alumínio possui uma ótima aderência, fazendo com que o transdutor não descole à medida que é aquecido, tendo sido a mesma fita de alumínio utilizada em sua calibração, o que torna sua influência reduzida perante a determinação do fluxo de calor que o atravessa.

Além da fita de alumínio polido, é necessário aplicar uma camada de pasta térmica nas interfaces entre a carcaça e o sensor, bem como entre o sensor e a fita, de forma semelhante à utilizada na calibração, com o intuito de reduzir a resistência de contato, evitando medições imprecisas do fluxo de calor.

O calor gerado internamente no enrolamento do motor é dissipado preferencialmente pela superfície externa da carcaça. Além desta, outra parcela é dissipada através das tampas dianteira e traseira e, por fim, uma outra parcela dissipada pelo eixo. Porém, esta última parcela é desprezada pelo fato de se isolar termicamente o eixo. A montagem deste isolamento é composta por um isolante flexível de espuma elastomérica com condutividade em torno de $0,04 \text{ W/m.K}$ envolvido com fita de alumínio polido, como mostrado na figura 5.12.

Internamente, o fluxo de calor e a temperatura foram medidos em 3 (três) regiões da superfície interna à tampa dianteira e 3 (três) na tampa traseira, como mostrado na figura 5.13. Com relação à fixação dos transdutores na parede interna das tampas, empregou-se um adesivo epóxi, fornecido pela OMEGA com o nome Omegabond 101, que possui condutividade térmica semelhante à da pasta térmica ($k \cong 1 \text{ W/m.K}$), sendo adequada para aplicação na medição do fluxo de calor.

O procedimento de fixação consiste na aplicação de uma fina camada de adesivo entre o transdutor e a superfície, seguida de um

tempo de cura completa de 24 horas. A desvantagem da utilização desse adesivo consiste em sua característica de colagem permanente, tornando muito difícil remover o sensor sem danificá-lo.

Além dos termopares presentes nos transdutores de fluxo de calor, responsáveis pelas medições de temperatura nas superfícies onde os mesmos são fixados, outros termopares foram instalados para medições de temperatura do ar ambiente. A instrumentação do ambiente foi efetuada segundo norma IEEE Standard 119-1974 que orienta o posicionamento de quatro termopares a uma altura de 1 m acima do motor, distanciados uns dos outros 1 m horizontalmente.

Como relatado anteriormente, estes termopares utilizados para avaliar a temperatura ambiente foram brasados com estanho no centro de massas térmicas padrões de cobre que evitam a oscilação excessiva da temperatura durante a medição e também foram protegidos por um escudo de fita de alumínio polido para a radiação térmica externa (ver figura 5.14).

Apresentados os pontos críticos de instrumentação, aborda-se a seguir o procedimento de teste, compreendendo desde a etapa de preparação das condições de operação até o tratamento dos dados de saída dos testes.

A preparação da bancada reúne uma seqüência de ações preliminares que devem ser cumpridas com o intuito de deixar o sistema preparado para a execução do teste. A próxima etapa trata, basicamente, de detalhes da aquisição dos sinais e dos critérios utilizados como referência para caracterizar um teste. Já a última etapa, se refere ao pós-processamento dos dados adquiridos, de forma a transformá-los em informações para a análise da transferência de calor na carcaça do motor elétrico.

Depois do motor elétrico ser instrumentado, interno e externamente, o mesmo é montado sobre a bancada e acoplado, através do sistema correia polia, ao motor auxiliar. Este é conectado ao inversor de frequência usado para acionar e controlar a rotação necessária. Pelo fato deste tipo de acoplamento gerar algum escorregamento, e conseqüentemente, fazer com que os motores girem em rotações distintas, fez-se a calibração preliminar das rotações ajustadas no inversor medindo-se diretamente a rotação das pás do ventilador do motor a ser ensaiado através de uma lâmpada estroboscópica, modelo HHT32-230-KIT, fabricado pela OMEGA, cuja incerteza de medição da rotação é de $\pm 0,5$ rpm.



Figura 5.12 – Isolamento térmico do eixo.

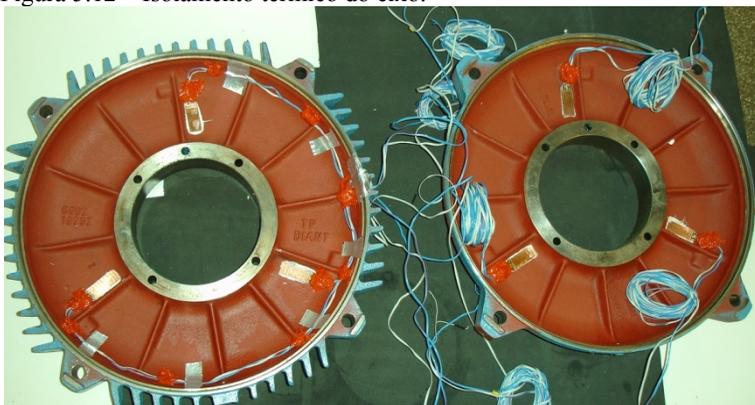


Figura 5.13 – Instrumentação das superfícies internas às tampas dianteira e traseira.

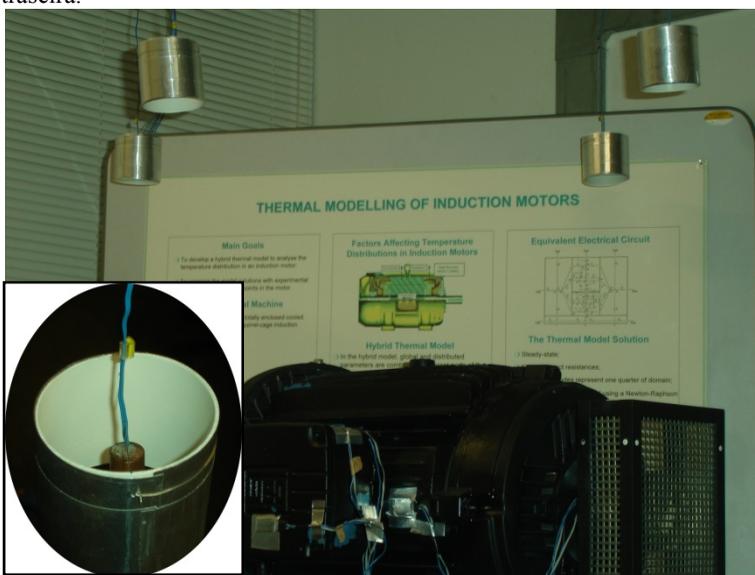


Figura 5.14 – Instrumentação dos termopares utilizados para avaliar a temperatura ambiente.

Por sua vez, o motor instrumentado é conectado a rede de alimentação através do conversor CA/CC (as três fases ligadas em série) que fornece corrente e tensão de alimentação do enrolamento, monitorados pelo amperímetro e voltímetro digital, respectivamente, determinando desta forma a potência gerada internamente.

A estabilização da temperatura do ar ambiente é mantida através do sistema de ar condicionado da sala.

Portanto, as seguintes condições de operação para testes foram aplicadas no levantamento dos fluxos de calor e temperaturas superficiais:

- 3 diferentes rotações: 900, 1200 e 1800 rpm;
- 3 diferentes potências dissipadas: 600, 1000 e 1400 W;
- 2 diferentes temperaturas do ar ambiente: 23 e 28 °C.

O regime permanente é monitorado para as condições de fluxo de calor e de todas as demais temperaturas monitoradas na bancada, observando se suas variações se mantêm dentro da faixa de tolerância permitida. Os parâmetros envolvidos e as tolerâncias empregadas para os seus ajustes são as seguintes:

- Tensão de alimentação U_{cc} : ± 1 V;
- Corrente de alimentação I_{cc} : ± 1 A;
- Temperaturas do ar ambiente: ± 1 °C;
- Temperaturas superficiais: ± 1 °C.

A partir do momento em que é evidenciada a condição de estabilidade térmica, inicia-se o processo de armazenamento dos dados da condição estabelecida, por um período de sessenta minutos, resultados em quatro mil, cento e quinze pontos de medição.

Assim, para um teste em uma determinada condição de operação, os dados somente serão registrados se as condições de regime forem atendidas, ou seja, perfil térmico e condições de operação do motor estabilizadas.

Em termos de tempo necessário para a realização dos testes, a primeira condição de operação (900 rpm / 600 W / 23 °C) é iniciada com o motor “frio” e, deste modo, leva em torno de 3 horas para atingir o regime permanente. Já as demais condições de operação, (900 rpm / 1000 W / 23 °C) e (900 rpm / 1400 W / 23 °C), partindo da condição anterior, tem testes com duração média de 2 horas para cada condição.

Em um outro momento, realizam-se os testes com as demais rotações (1200 rpm e 1800 rpm) e posteriormente repete-se tendo modificado a condição de temperatura ambiente.

Após a realização dos testes, inicia-se a etapa de pós-processamento dos dados, na qual para cada condição de operação gera-se um arquivo de saída que contém a média ao longo dos sessenta minutos de aquisição (4.115 pontos) de 12 (doze) temperaturas superficiais na posição superior, 6 (seis) temperaturas superficiais na posição direita, 6 (seis) temperaturas superficiais na posição inferior, 3 (três) temperaturas superficiais na posição esquerda, 2 (duas) temperaturas superficiais na caixa de ligação, 3 (três) temperaturas internas na tampa dianteira, 3 (três) temperaturas internas na tampa traseira, 4 (quatro) temperaturas ambientes, 12 (doze) tensões geradas nos transdutores na posição superior, 6 (seis) tensões geradas nos transdutores na posição direita, 6 (seis) tensões geradas nos transdutores na posição inferior, 3 (três) tensões geradas nos transdutores na posição esquerda, 2 (duas) tensões geradas nos transdutores na caixa de ligação, 3 (três) tensões geradas nos transdutores na tampa dianteira, 3 (três) tensões geradas nos transdutores na tampa traseira, além da potência dissipada pelo enrolamento através da tensão U_{cc} e da corrente Acc .

O fluxo de calor [W/m^2] que atravessa cada transdutor é obtido multiplicando o valor da tensão gerada [mV] por sua constante de calibração de cada transdutor [W/mV] e dividindo pela área de cada transdutor [m^2] ($A_t = 0,000525 m^2$).

Já o fluxo de calor transferido por cada superfície é determinado a partir de uma média aritmética dos valores obtidos nos pontos de medição de cada superfície da seguinte forma:

- Fluxo de calor médio na superfície superior:

$$q''_{sup} = \left[\left(\frac{q''_{sup11} + q''_{sup12} + q''_{sup13} + q''_{sup14}}{4} \right) + \left(\frac{q''_{sup21} + q''_{sup22} + q''_{sup23} + q''_{sup24}}{4} \right) + \left(\frac{q''_{sup31} + q''_{sup32} + q''_{sup33} + q''_{sup34}}{4} \right) \right] / 3 \quad (5.14)$$

- Fluxo de calor médio na superfície direita:

$$q''_{dir} = \left[\left(\frac{q''_{dir11} + q''_{dir12}}{2} \right) + \left(\frac{q''_{dir21} + q''_{dir22}}{2} \right) + \left(\frac{q''_{dir31} + q''_{dir32}}{2} \right) \right] / 3 \quad (5.15)$$

- Fluxo de calor médio na superfície inferior:

$$q''_{\text{inf}} = \left[\left(\frac{q''_{\text{inf}11} + q''_{\text{inf}12}}{2} \right) + \left(\frac{q''_{\text{inf}21} + q''_{\text{inf}22}}{2} \right) + \left(\frac{q''_{\text{inf}31} + q''_{\text{inf}32}}{2} \right) \right] / 3 \quad (5.16)$$

- Fluxo de calor médio na superfície esquerda:

$$q''_{\text{esq}} = (q''_{\text{esq}11} + q''_{\text{esq}21} + q''_{\text{esq}31}) / 3 \quad (5.17)$$

- Fluxo de calor médio na superfície da caixa de ligação:

$$q''_{\text{cx}} = (q''_{\text{cx}21} + q''_{\text{cx}22}) / 2 \quad (5.18)$$

- Fluxo de calor médio na superfície interna da tampa dianteira:

$$q''_{\text{tpd}} = (q''_{\text{tpd}01} + q''_{\text{tpd}02} + q''_{\text{tpd}03}) / 3 \quad (5.19)$$

- Fluxo de calor médio na superfície interna da tampa traseira:

$$q''_{\text{tpi}} = (q''_{\text{tpi}01} + q''_{\text{tpi}02} + q''_{\text{tpi}03}) / 3 \quad (5.20)$$

Esta forma expandida de apresentar os fluxos de calor nas superfícies torna-se conveniente para quantificar as parcelas dissipadas nos setores: (1) região traseira (próxima ao ventilador), (2) região central e (3) região dianteira das superfícies externa do motor.

Na determinação da taxa de calor [W], a área superficial do motor foi calculada em função das dimensões reais obtidas de um modelo em CAD através do software SOLIDWORKS:

- Área da superfície superior: $A_{\text{sup}} = 0,358 \text{ m}^2$;
- Área da superfície direita: $A_{\text{dir}} = 0,381 \text{ m}^2$;
- Área da superfície inferior: $A_{\text{inf}} = 0,277 \text{ m}^2$;
- Área da superfície esquerda: $A_{\text{esq}} = 0,260 \text{ m}^2$;
- Área da superfície da caixa de ligação: $A_{\text{cx}} = 0,093 \text{ m}^2$;
- Área da superfície interna a tampa dianteira: $A_{\text{tpd}} = 0,195 \text{ m}^2$;
- Área da superfície interna a tampa traseira: $A_{\text{tpi}} = 0,162 \text{ m}^2$.

A Tabela 5.3 apresenta os valores de fluxo e taxa de calor obtidos experimentalmente nas superfícies do motor para o primeiro caso analisado (900 rpm/ 600 W/ 23°C).

Tabela 5.3 – Fluxos e taxas de calor no motor (900 rpm / 600 W / 23°C).

900 rpm / 600 W / 23 °C				
Superfície	Área, A [m ²]	q" [W/m ²]	Q [W]	Q [%]
superior	0,358	362	129	22
direita	0,381	341	130	22
inferior	0,277	336	93	16
esquerda	0,260	261	68	11
caixa de ligação	0,093	176	16	3
tampa dianteira	0,195	455	89	15
tampa traseira	0,162	428	69	12
		Total [W]	595	100

Incerteza de medição para fluxo e taxa de calor ($\pm 5\%$)

Verifica-se nesta tabela que o fluxo de calor nas superfícies superior, direita e inferior são da mesma ordem de grandeza devido à semelhança da forma construtiva destas superfícies.

Já na superfície esquerda, em conjunto com a caixa de ligação, têm seu fluxo de calor reduzido em comparação as outras superfícies. A explicação para esta redução no fluxo de calor é o fato do isolamento interno introduzir uma resistência a passagem do calor gerado internamente, adicionado a forma construtiva da caixa de ligação que restringe ou bloqueia o escoamento do ar que resfria externamente o motor.

As maiores taxas de calor são verificadas nas superfícies superior e direita, que se comportam de forma bastante semelhante, pois possuem a mesma ordem de grandeza das suas áreas de dissipação. A superfície inferior tem sua taxa de calor reduzida em comparação as anteriores devido principalmente à redução de área. As superfícies superior e

direita possuem um conjunto de 12 aletas, já na superfície inferior possui um conjunto com 8 aletas.

A taxa de calor medida através das tampas do motor corresponde a 27% da taxa total de calor medida, portanto cerca de 73% da taxa total se dissipa através da carcaça. Como já comentado anteriormente, conforme Yoon et al. (1997), cerca de 75% de todo o calor gerado no interior de um motor de indução externamente resfriado é dissipado através da carcaça, mostrando uma concordância satisfatória em termos do balanço global das taxas dissipadas.

Comparando o valor de $Q_{\text{total}} = 595 \text{ W}$ com a potência dissipada pelo enrolamento $P_{\text{total}} = 600 \text{ W}$, verifica-se uma diferença da ordem de 1% (5 W) do valor de P_{total} que é transferida, provavelmente, através do contato pés bancada ou internamente através do isolamento do eixo.

A Tabela 5.4 apresenta a discretização do comportamento térmico das superfícies para o primeiro caso analisado (900 rpm/ 600 W/ 23°C), diferenciando entre: (1) região traseira (próxima ao ventilador), (2) região central e (3) região dianteira das superfícies do motor.

O fluxo de calor nas superfícies da carcaça são da mesma ordem de grandeza, independente da rotação. O aumento no coeficiente convectivo de transferência de calor é reflexo da redução na diferença de temperatura, ou de outra forma, da diminuição da temperatura superficial dos pontos na carcaça do motor.

Já a medida que se aumenta o fluxo de calor, mantendo a mesma rotação, tem-se uma aumento na ordem de grandeza das diferenças de temperaturas e conseqüentemente, mantém-se o mesmo valor do coeficiente de transferência de calor. Isto pode ser verificado na figura 5.15, que mostra a variação do coeficiente de transferência de calor na superfície superior da carcaça dos casos analisados experimentalmente.

Tipicamente, em um motor de indução TEFC, alguns dos canais formados pelas aletas da superfície externa da máquina são bloqueados pelas bolachas de fixação das tampas e pela caixa de ligação. Outra deficiência desta máquina é que o coeficiente local de transferência de calor é elevado na região da carcaça próxima ao ventilador e decresce abruptamente ao longo de sua distância axial, devido, principalmente, ao escoamento se dissipar para longe das aletas, resultando em um aumento de espessura da camada limite térmica.

Tabela 5.4 – Comportamento térmico do motor (900 rpm / 600 W / 23°C).

900 rpm / 600 W / 23°C			
Superior	q'' [W/m ²]	$\Delta T = T_s - T_{amb}$	h [W/m ² .K]
1	371	9,5	39
2	413	17,2	24
3	301	14,4	21
Direita	q'' [W/m ²]	$\Delta T = T_s - T_{amb}$	h [W/m ² .K]
1	342	8,3	41
2	408	16,3	25
3	274	14,2	19
Inferior	q'' [W/m ²]	$\Delta T = T_s - T_{amb}$	h [W/m ² .K]
1	309	8,5	36
2	428	19,5	22
3	271	13,6	20
Esquerda	q'' [W/m ²]	$\Delta T = T_s - T_{amb}$	h [W/m ² .K]
1	198	5,9	34
2	408	17,9	23
3	177	9,4	19
Caixa de ligação	q'' [W/m ²]	$\Delta T = T_s - T_{amb}$	h [W/m ² .K]
2	176	5,9	30
Tampa dianteira	q'' [W/m ²]	$\Delta T = T_s - T_{amb}$	h [W/m ² .K]
3	455	24,8	18
Tampa traseira	q'' [W/m ²]	$\Delta T = T_s - T_{amb}$	h [W/m ² .K]
1	428	12,0	35

A figura 5.15 mostra a variação do coeficiente convectivo de transferência de calor ao longo do comprimento axial da superfície superior da carcaça. Através desta figura, pode-se observar também uma maior dispersão nos dados obtidos na rotação de 1800 rpm.

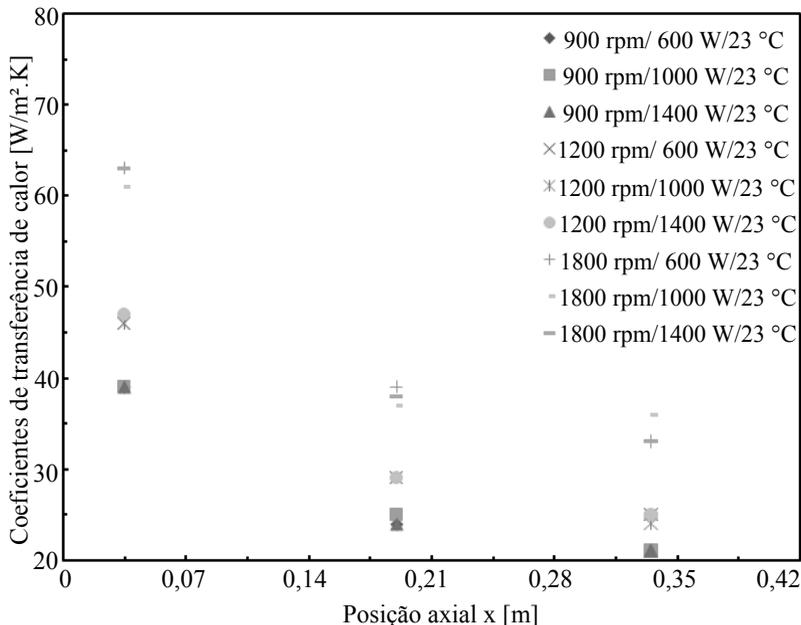


Figura 5.15 – Coeficiente convectivo versus posição axial da superfície superior da carcaça.

5.2.3. Caracterização do campo de velocidade na carcaça do motor

Após o levantamento das características e considerações envolvendo o uso da anemometria de fio quente (AFQ), desenvolveu-se uma metodologia para a instrumentação do motor elétrico destinada à medição do campo de velocidade sobre a superfície externa do motor. Está detalhado o procedimento de teste adotado para obtenção dos resultados experimentais, incluindo a preparação da bancada, o controle e execução dos testes.

Como o sensor de AFQ são instrumentos intrusivos, deve-se estudar a melhor maneira de posicioná-los no motor de maneira a produzir a menor perturbação possível ao escoamento. Observa-se que a análise do escoamento foi realizada apenas na superfície superior da carcaça, já que a proposta de guias de correção do escoamento contempla esta superfície em particular.

Os pontos onde os sensores de AFQ estão localizados são exatamente condizentes com a localização dos sensores de fluxo de calor da superfície superior e, desta forma, pode-se aplicar uma correlação entre o escoamento e a transferência de calor nas posições escolhidas. Além do mais, duas alturas com relação à superfície superior foram analisadas; uma dentro do canal formado pelas aletas; e outra bastante próxima à superfície (distância suficiente para garantir a integridade do sensor) e outra cerca de 20 mm acima das aletas (fora do canal). Com isso, pode-se analisar a dissipação do escoamento (espalhamento) para longe da superfície aletada.

Devido à fragilidade do sensor de anemometria, fez-se necessário o uso de um aparato específico para o seu posicionamento, composto por um conjunto de suporte de deslocamento micrométrico. Basicamente, o sensor é preso a uma haste que é fixada sobre uma mesa de posicionamento através de uma base magnética. A mesa de posicionamento é posta sobre um tripé como ilustra a figura 5.16.

Depois de posicionado o sensor de anemometria, o motor elétrico é acionado e ajustado numa rotação de análise através do inversor de frequência. Ao mesmo tempo em que é realizada a aquisição da tensão do sensor, um termopar instalado na haste do anemômetro registra a temperatura do escoamento para posterior correção da tensão medida. Ao se estabelecer o regime permanente do escoamento sobre o motor para uma determinada rotação, faz-se então a amostragem da tensão medida pelo sensor. O tamanho da amostra é 512 pontos com uma taxa de aquisição de 1 kHz. A redução desses pontos a um valor médio gera um ponto de medição de velocidade. A seguir, realiza-se a aquisição para as demais rotações analisadas e posteriormente repete-se para as outras posições.

A etapa de pós-processamento dos dados consiste em corrigir o efeito da variação da temperatura na tensão adquirida e aplicar a função de transferência obtendo assim a velocidade de cada ponto de medição. Lembrando que para aplicar a correção do sinal de tensão fez-se o uso de:

$$E_{\text{corr}} = \sqrt{\frac{T_{\text{fio}} - T_{\text{ref}}}{T_{\text{fio}} - T_{\text{a}}}} \cdot E_{\text{a}} \quad (5.21)$$

onde E_{a} é a tensão adquirida pelo sensor, E_{corr} é a tensão corrigida para o desvio de temperatura, T_{ref} é a temperatura de referência que corresponde a temperatura ambiente em que se obteve a medição da resistência elétrica do sensor, R_{ref} . A temperatura T_{fio} é a temperatura de

operação do sensor quando aquecido e T_a é a temperatura do escoamento durante a aquisição.

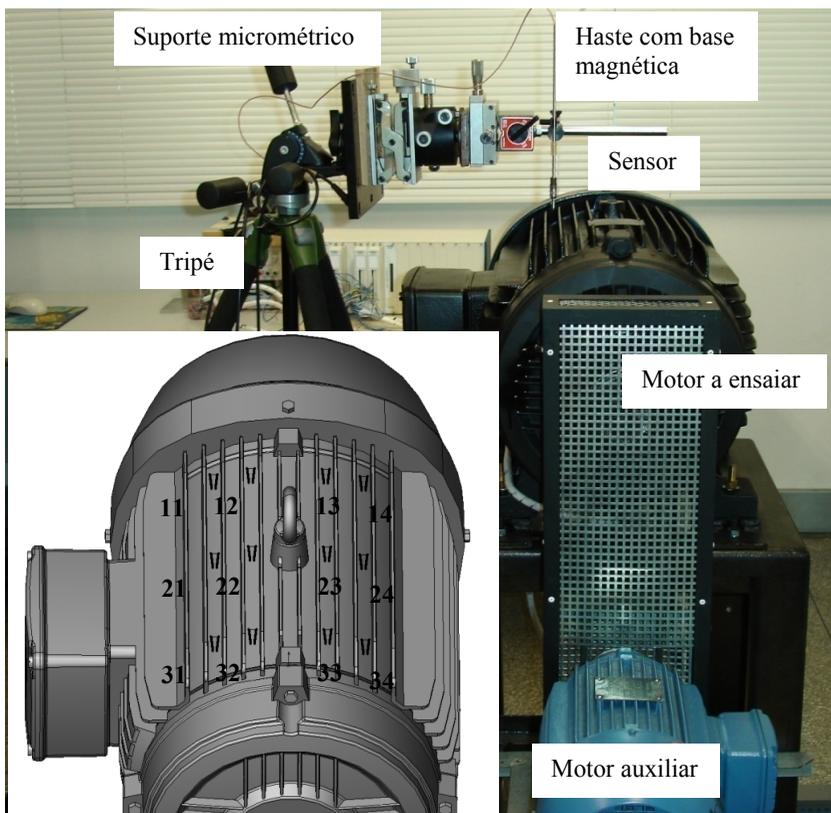


Figura 5.16 – Bancada experimental (anemometria).

A Tabela 5.7 apresenta os dados experimentais obtidos pelo sistema de anemometria de fio quente na superfície superior do motor para a rotação de 900 rpm.

Tabela 5.5 – Dados experimentais obtidos para 900 rpm.

Interior do canal formado pelas aletas				
Posição	T_a [°C]	E_a [V]	E_{corr} [V]	U [m/s]
11	24,5	1,730	1,733	2,24
12	25,0	1,463	1,467	0,36
13	26,5	2,047	2,060	10,84
14	26,0	1,946	1,956	7,15
21	25,5	1,734	1,741	2,36
22	25,5	1,564	1,570	0,68
23	26,0	1,991	2,001	8,63
24	26,0	1,967	1,977	7,81
31	24,5	1,744	1,747	2,45
32	25,0	1,711	1,716	2,01
33	26,0	1,974	1,984	8,05
34	25,5	1,937	1,945	6,81
Exterior ao canal formado pelas aletas				
Posição	T_a [°C]	E_a [V]	E_{corr} [V]	U [m/s]
11	24,5	1,506	1,509	0,43
12	25,0	1,459	1,463	0,36
13	26,5	1,807	1,819	3,69
14	26,5	1,877	1,889	5,28
21	25,5	1,628	1,635	1,13
22	25,5	1,668	1,675	1,52
23	26,0	1,913	1,923	6,18
24	26,0	1,898	1,908	5,76
31	25,0	1,683	1,688	1,66
32	25,5	1,774	1,781	3,00
33	26,0	1,941	1,951	6,99
34	25,5	1,859	1,867	4,73
Bocal - 0,5 a 60 m/s; $T_{fio} = 240$ °C; $T_{ref} = 23,8$ °C;				

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente capítulo tem como objetivo apresentar e discutir os resultados das medições de temperatura, fluxo de calor e velocidade em um motor elétrico de indução.

Primeiramente, na seção 6.1, são abordadas as técnicas utilizadas para verificação dos dados experimentais, tal como o balanço de energia no motor. Outra metodologia adotada para a verificação dos resultados foi a solução numérica dos campos de temperatura e velocidade na carcaça do motor, através de um código de simulação comercial.

A seção 6.2 apresenta uma discussão dos resultados de fluxo de calor e de temperatura em diversos componentes do motor, sob as distintas condições de operação, deixando claro o efeito de cada condição no comportamento térmico da máquina elétrica. Na seqüência, é realizada a comparação dos resultados da condição de referência com aqueles obtidos para a proposta sugerida, as guias de correção do escoamento insuflado pelo ventilador (bidirecional e centrífugo) localizado no interior da caixa defletora. Finalmente, a seção 6.3 é designada para uma síntese das conclusões alcançadas nas diferentes análises.

Objetivando facilitar a apresentação dos dados, a Tabela 6.1 são apresentados os ensaios analisados na determinação do campo de velocidade sobre a superfície superior da carcaça do motor.

Tabela 6.1 – Ensaios analisados para a determinação do campo de velocidade.

Ensaio	Rotação	Altura
V01	900 rpm	acima das aletas
V02	900 rpm	interior das aletas
V03	1200 rpm	acima das aletas
V04	1200 rpm	interior das aletas
V05	1800 rpm	acima das aletas
V06	1800 rpm	interior das aletas
V07	900 rpm	acima das aletas com guias
V08	900 rpm	interior das aletas com guias
V09	1200 rpm	acima das aletas com guias
V10	1200 rpm	interior das aletas com guias
V11	1800 rpm	acima das aletas com guias
V12	1800 rpm	interior das aletas com guias

Já a Tabela 6.2 mostra a relação dos ensaios analisados na determinação do fluxo de calor na carcaça do motor elétrico de indução.

Tabela 6.2 – Ensaios analisados para a determinação do fluxo de calor.

Ensaio	Rotação	Potência	Temperatura ambiente
F01	900 rpm	600 W	23 °C
F02	900 rpm	1000 W	23 °C
F03	900 rpm	1400 W	23 °C
F04	1200 rpm	600 W	23 °C
F05	1200 rpm	1000 W	23 °C
F06	1200 rpm	1400 W	23 °C
F07	1800 rpm	600 W	23 °C
F08	1800 rpm	1000 W	23 °C
F09	1800 rpm	1400 W	23 °C
F10	900 rpm	600 W	28 °C
F11	900 rpm	1000 W	28 °C
F12	900 rpm	1400 W	28 °C
F13	1200 rpm	600 W	28 °C
F14	1200 rpm	1000 W	28 °C
F15	1200 rpm	1400 W	28 °C
F16	1800 rpm	600 W	28 °C
F17	1800 rpm	1000 W	28 °C
F18	1800 rpm	1400 W	28 °C
F19	900 rpm	1400 W	23 °C com guias
F20	1200 rpm	1400 W	23 °C com guias
F21	1800 rpm	1400 W	23 °C com guias

6.1. VERIFICAÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

A verificação dos dados experimentais se deu de duas formas: (1) o balanço de energia no motor; (2) a comparação dos dados experimentais com os dados numéricos.

O balanço de energia permite calcular a taxa de transferência de calor dissipada pela superfície externa do motor a partir de medições dos

fluxos de calor que atravessa a carcaça do motor obtido com os sensores de fluxo de calor, sendo esta taxa o valor referência adotado para comparação com o valor da potência consumida. O balanço de energia no motor pode ser exemplificado pela figura 6.1, na qual apresenta os valores de taxa de calor obtidos experimentalmente nas superfícies do motor para o primeiro teste analisado F01 (900 rpm/ 600 W/ 23°C).

As maiores taxas de calor são verificadas nas superfícies superior e direita, que se comportam de forma bastante semelhante, pois possuem a mesma ordem de grandeza das suas áreas de dissipação. A superfície inferior tem sua taxa de calor reduzida, em comparação as anteriores, principalmente devido à redução de área. As superfícies superior e direita possuem um conjunto de 12 aletas, já na superfície inferior possui um conjunto com 8 aletas.

A taxa de calor medida através das tampas do motor corresponde a 27% da taxa total de calor medida, portanto cerca de 73% da taxa total se dissipa através da carcaça. Como já comentado anteriormente, conforme Yoon et al. (1997), cerca de 75% de todo o calor gerado no interior de um motor de indução externamente resfriado é dissipado através da carcaça, mostrando uma concordância satisfatória em termos do balanço global das taxas dissipadas.

Comparando o valor de $Q_{tot} = 595 \text{ W}$ com a potência dissipada pelo enrolamento $P_{tot} = 600 \text{ W}$, verifica-se uma diferença da ordem de 1% (5 W) do valor de P_{tot} que é transferida, provavelmente, através do contato pés bancada ou internamente através do isolamento do eixo. A Figura 6.2 apresenta os desvios percentuais entre a potência induzida e a taxa de calor transferida, $[(P_{tot} - Q_{tot})/P_{tot}] \times 100$, de todos os ensaios realizados na determinação do comportamento térmico do motor.

De acordo com a análise de incertezas apresentada no Apêndice D, o erro percentual da taxa de transferência de calor é cerca de 20% do valor obtido experimentalmente. O máximo desvio percentual de todos os ensaios realizados fica em torno de 10%, correspondendo ao ensaio F03 (900 rpm/ 1400 W/ 23°C), demonstrando que com relação ao balanço global de energia os dados experimentais obtidos estão bastante coerentes. Os resultados ensaiados na rotação de 1800 rpm apresentaram os maiores desvios percentuais, e a rotação foi o parâmetro que apresentou a maior variação nos desvios percentuais obtidos. Com relação à potência inserida no enrolamento, os menores desvios são obtidos em potências mais baixas, 600 W, e os maiores desvios em potências mais altas, 1400 W. Já para a temperatura ambiente, desvios levemente maiores foram obtidos a 23°C sendo que a influência desta nos desvios é bastante reduzida.

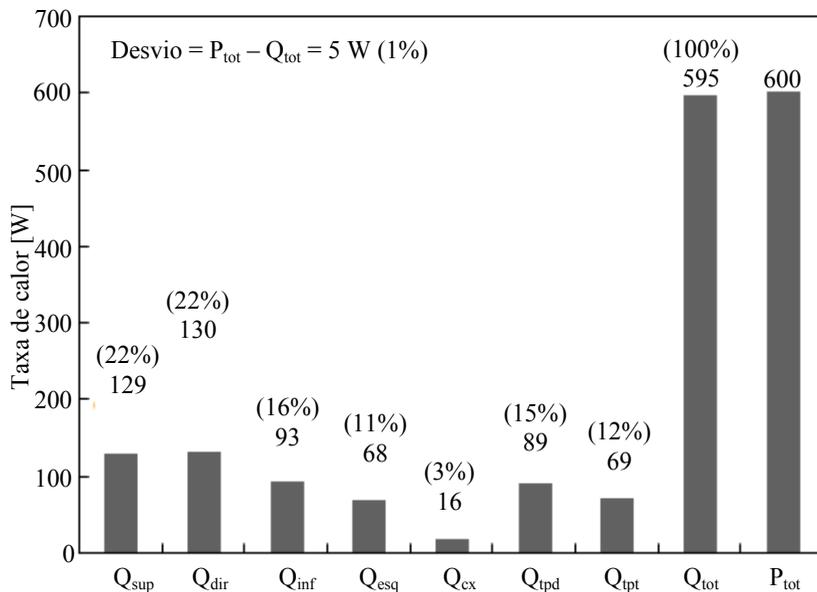


Figura 6.1 – Balanço de energia para (ensaio F01).

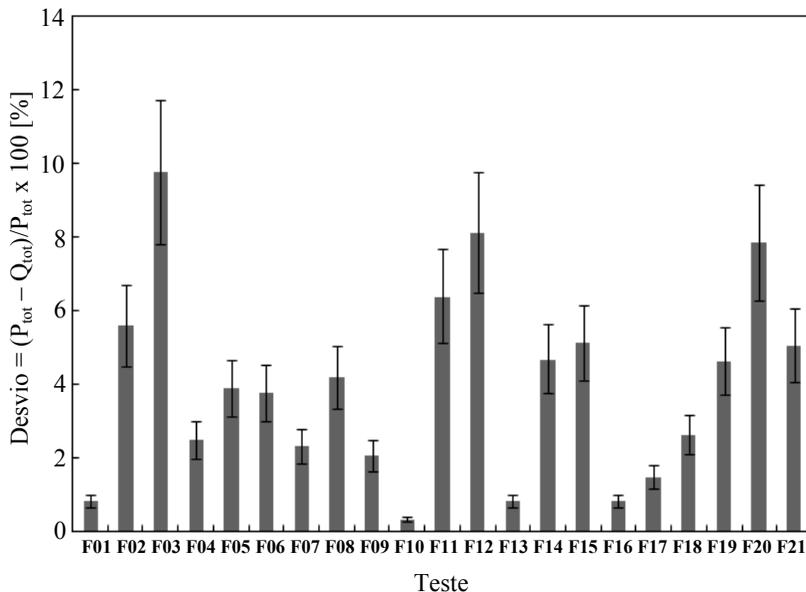


Figura 6.2 – Distribuição das diferenças percentuais entre ($P_{tot} - Q_{tot}$).

Outra técnica empregada para verificar os dados experimentais consistiu na comparação dos mesmos com resultados obtidos pelo modelo numérico apresentado no Capítulo 4, onde a solução dos campo de velocidade e temperatura na carcaça do motor foi resolvida através da metodologia de volume finitos. Para todos os casos ensaiados uma simulação foi realizada com condições de contorno definidas objetivando a validação dos dados experimentais obtidos neste trabalho.

A figura 6.3 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o ensaio F09 (1800 rpm/ 1400 W/ 23°C), e nela pode ser observado uma boa concordância entre estes valores. Esta figura exhibe os valores de fluxo de calor nas diferentes partes da superfície externa da carcaça onde os desvios entre os valores experimentais e numéricos ficam na ordem de 7 a 8%, com um desvio máximo de 9% na superfície direita do motor. As pequenas diferenças entre estes valores indicam que a técnica de medição do fluxo de calor é bastante satisfatória.

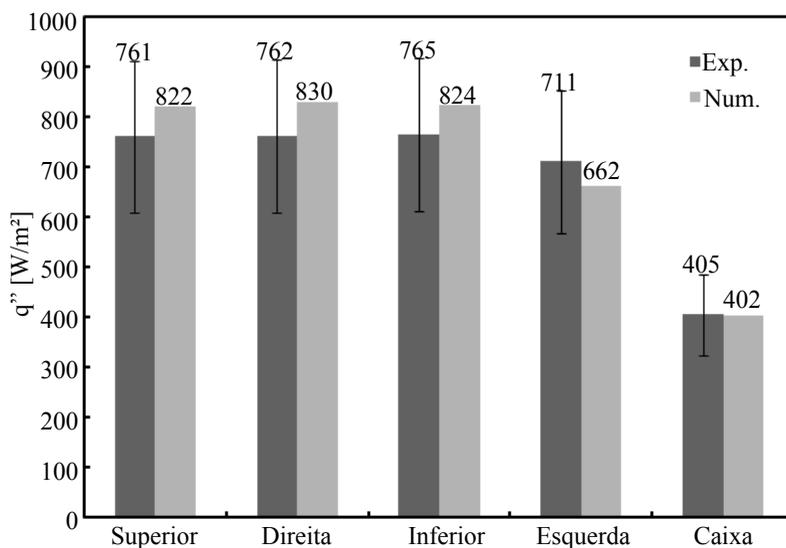


Figura 6.3 – Fluxo de calor nas regiões da superfície externa do motor (ensaio F09).

Outra estratégia adicional utilizada na verificação dos dados foi a comparação da temperatura e do fluxo de calor local nos pontos

experimentais com os mesmos pontos na solução numérica. Isto pode ser visualizado na figura 6.4, que apresenta a distribuição do fluxo de calor e temperatura locais nas regiões da superfície superior da carcaça. Um desvio percentual máximo entre os valores experimentais e numérico de 5% foi observado para o fluxo de calor e de 3% para a temperatura mostrando a coerência nestes valores adquiridos não só nesta condição analisada mas em todo o conjunto estudado.

A verificação dos dados obtidos pela anemometria de fio quente também será realizada através da comparação dos mesmos com o campo de velocidade solucionado pelo modelo numérico, e esta comparação é apresentada na Tabela 6.3. Nesta tabela, pode-se visualizar uma faixa de velocidade numérica e experimental, tanto no interior quanto acima das aletas da superfície superior do motor.

A maior discrepância entre os dados numéricos e experimentais do campo de velocidade se localiza na região onde a velocidade encontra-se abaixo de 3 m/s. isto ocorre principalmente ao longo das posições sup12, sup22, sup32, exatamente no canal obstruído pela bolacha de fixação da tampa traseira do motor.

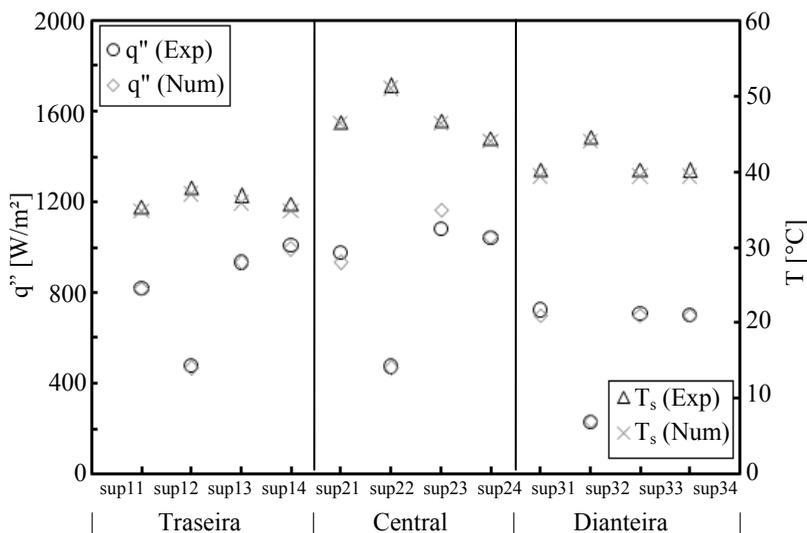


Figura 6.4 – Fluxo de calor e temperatura locais nas regiões da superfície superior (ensaio F09).

Tabela 6.3 – Comparação dos valores do campo de velocidade.

Posição	Velocidade Numérica [m/s]		Velocidade Experimental [m/s]	
	Interior	Acima	Interior	Acima
sup11	5 ± 1	1 ± 1	4,08 ± 0,27	0,83 ± 0,26
sup12	1 ± 1	1 ± 1	0,41 ± 0,26	0,41 ± 0,26
sup13	21 ± 1	7 ± 1	21,45 ± 0,46	7,37 ± 0,30
sup14	15 ± 1	13 ± 1	15,17 ± 0,38	10,16 ± 0,32
sup21	5 ± 1	3 ± 1	4,78 ± 0,28	2,42 ± 0,26
sup22	1 ± 1	3 ± 1	1,54 ± 0,26	3,32 ± 0,27
sup23	17 ± 1	11 ± 1	17,59 ± 0,41	12,85 ± 0,35
sup24	15 ± 1	11 ± 1	15,58 ± 0,39	11,91 ± 0,34
sup31	7 ± 1	5 ± 1	4,82 ± 0,28	3,42 ± 0,27
sup32	4 ± 1	3 ± 1	4,82 ± 0,28	7,05 ± 0,29
sup33	16 ± 1	11 ± 1	16,54 ± 0,40	14,41 ± 0,37
sup34	12 ± 1	9 ± 1	14,00 ± 0,37	9,90 ± 0,32

6.2. EFEITO DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO

Esta seção apresenta uma discussão acerca dos resultados obtidos para as distintas condições de operação ensaiadas e analisadas. Os efeitos da localização (ou posição), da rotação, da potência dissipada, da temperatura ambiente e da proposta de melhoria, que consiste na utilização das guias de correção do escoamento, sobre o comportamento térmico do motor de indução serão explorados.

6.2.1. Efeito da posição

A discretização do comportamento térmico da carcaça do motor com relação a posição é feita separando a carcaça do motor em três regiões ao longo da direção axial: (1) traseira, (2) central e (3) dianteira; e ao longo da direção circunferencial: (sup) superior, (dir) direita, (inf) inferior, (esq) esquerda e (cx) caixa de ligação.

A figura 6.5 ilustra os coeficientes de transferência de calor das diferentes superfícies em função do potencial de temperatura, ou a diferença entre a temperatura superficial e a temperatura ambiente, na rotação de 1800 rpm, em distintas potências e temperaturas ambientes.

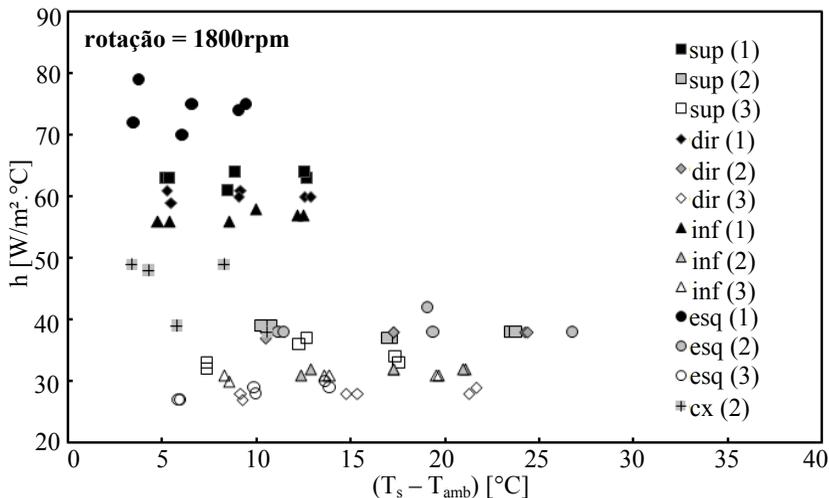


Figura 6.5 – Coeficiente de transferência de calor em função do potencial de temperatura na rotação de 1800 rpm.

O que pode-se verificar nesta figura é grande variação do coeficiente de transferência de calor nas distintas posições analisadas, mostrando que com relação a variação axial, a posição próxima ao ventilador, ou traseira (1), é praticamente o dobro do encontrado na região central (2) e dianteira da carcaça (3), independente da discretização circunferencial.

Já analisando somente a posição traseira (1), os valores ilustram um coeficiente maior na posição esquerda, onde o escoamento oriundo da caixa defletora sofre uma aceleração causada pela redução da área de passagem devido a forma construtiva da canaleta dos cabos de ligação e valores menores do coeficiente na posição inferior que possui, além da bolacha de ligação da tampa traseira, os pés da carcaça restringem o escoamento insuflado. Na posição central (2) e dianteira (3), os coeficientes tem seus valores com mesma ordem de grandeza, se diferenciando apenas nos valores do potencial de temperatura, tendo a região central potenciais maiores influenciado pela proximidade do calor gerado internamente.

Portanto, através da análise destes valores, temos a convicção que não existe a menor possibilidade de se utilizar, em modelos simplificados, apenas um coeficiente de transferência de calor que englobe toda a região da carcaça de um motor de indução.

A figura 6.6 apresenta os valores de fluxo de calor na superfície superior da carcaça, na rotação de 1800 rpm, em função do potencial de temperatura superficial para as posições traseira, central e dianteira.

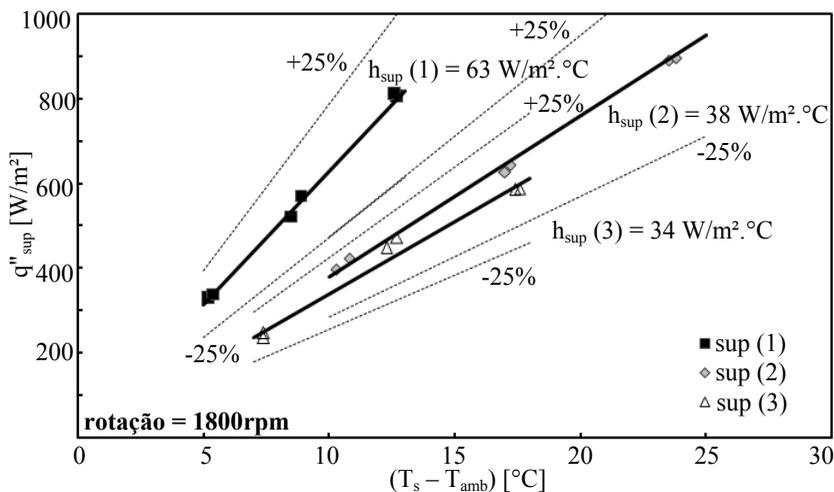


Figura 6.6 – Fluxo de calor em função do potencial de temperatura na superfície superior da carcaça (1800 rpm).

As linhas cheias são resultados dos ajustes dos pontos experimentais através do método dos mínimos quadrados. Os coeficientes dos polinômios de primeira ordem correspondem aos valores dos coeficientes de transferência de calor para cada posição. Desta forma, o coeficiente de transferência de calor da superfície superior na posição (1) é de 63 W/m².°C; na posição (2) de 38 W/m².°C e para a posição (3) de 34 W/m².°C.

A comparação entre os resultados experimentais e numéricos foi efetuada a partir do cálculo dos números de Nusselt experimentais e numéricos (Equação 6.1) em função dos números Reynolds experimentais e numéricos (Equação 6.2):

$$Nu_s = \frac{h_s \cdot L_s}{k} \quad (6.1)$$

$$\text{Re}_s = \frac{\rho \cdot U_s \cdot L_s}{\mu} \quad (6.2)$$

onde, h_s é o coeficiente de transferência de calor médio na região de interesse em $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, L_s o comprimento característico ($L_{(1)}=L_{(3)}=0,07$ m, para as regiões traseira e dianteira; respectivamente, e $L_{(2)}=0,24$ m, para a região central), k a condutividade térmica do ar em $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$, ρ a massa específica do ar em kg/m^3 , U_s a velocidade média na região de interesse e m/s e μ é a viscosidade dinâmica do ar em $\text{N} \cdot \text{s/m}^2$. Todas as propriedades do ar foram obtidas usando tabelas termodinâmicas na temperatura ambiente e pressão atmosférica padrão (101325 Pa).

A figura 6.7 ilustra o uso logaritmo do número de Nusselt em função do logaritmo do número de Reynolds da superfície superior para comparar os valores obtidos experimentalmente e através do modelo numérico. Nas regiões traseira (1) e dianteira (3) os valores experimentais e numéricos trazem uma ótima concordância. Já na região central (2) os valores numéricos encontram-se levemente acima dos valores experimentais, isto retrata o fato do modelo numérico utilizar uma condição de contorno na região central um fluxo de calor constante e total com relação ao calor gerado internamente.

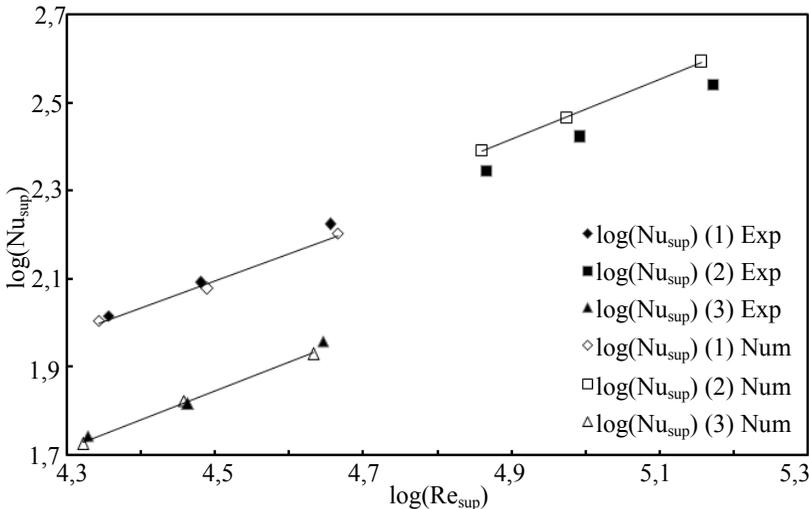


Figura 6.7 – Comparação do comportamento térmico experimental e numérico da superfície superior.

Esta figura também nos mostra a influência do comprimento característico na obtenção dos números adimensionais, pois apesar da

região traseira (1) possuir coeficiente de transferência de calor e magnitude da velocidade maiores em relação as demais posições, os valores dos números adimensionais da região central (2) são maiores devido ao seu comprimento característico ser três vezes maior que o utilizado na obtenção do demais.

6.2.2. Efeito da rotação

A figura 6.8 ilustra o coeficiente de transferência de calor da superfície superior da carcaça em função do potencial de temperatura, nas rotações de 900 rpm, 1200 rpm e 1800 rpm, em distintas potências dissipadas, temperaturas ambientes e posições.

Observa-se, nesta figura, a grande variação do coeficiente de transferência de calor com relação a variação da rotação, devido à influencia direta da rotação no campo de velocidade sobre a superfície. Esta tendência torna-se mais pronunciada na região traseira (1), onde se encontram os maiores níveis de velocidade e onde o coeficiente de transferência em 1800 rpm é cerca de 60% maior do que o coeficiente em 900 rpm. Já a maior dispersão dos dados obtidos em uma mesma rotação ocorreu na região dianteira (3), na rotação de 1800 rpm, região onde existem baixas magnitudes de velocidade e bastante dispersão em seus valores.

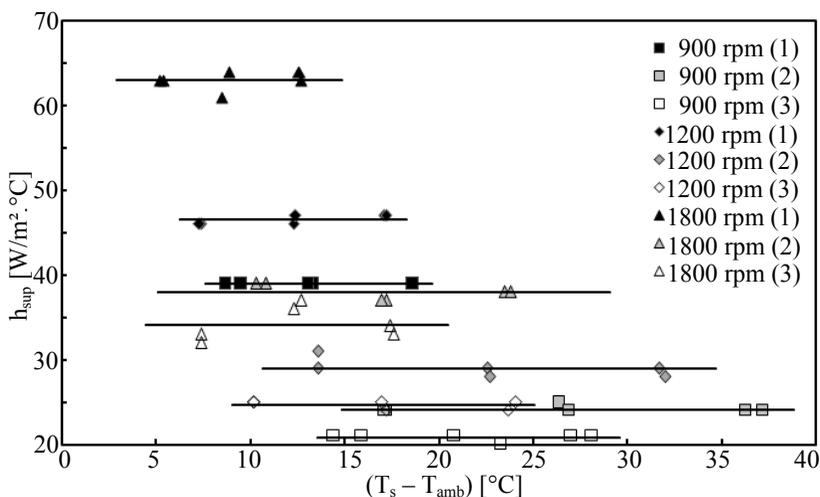


Figura 6.8 – Coeficiente de transferência de calor em função do potencial de temperatura na superfície superior da carcaça nas três rotações.

6.2.3. Efeito da potência dissipada

A figura 6.9 ilustra o coeficiente de transferência de calor da superfície superior da carcaça em função do potencial de temperatura, nas potências de 600 W, 1000W e 1400 W, na rotação de 1800 rpm, em distintas temperaturas ambientes e posições.

Observa-se nesta figura, que o efeito da potência dissipada não tem influência significativa no coeficiente de transferência de calor, já que, para uma mesma posição e rotação, a alteração na potência dissipada não modifica o coeficiente. Sua influência, como pode ser visto, é de alterar o potencial de temperatura. Em potências mais altas, potencial de temperatura maiores são registrados.

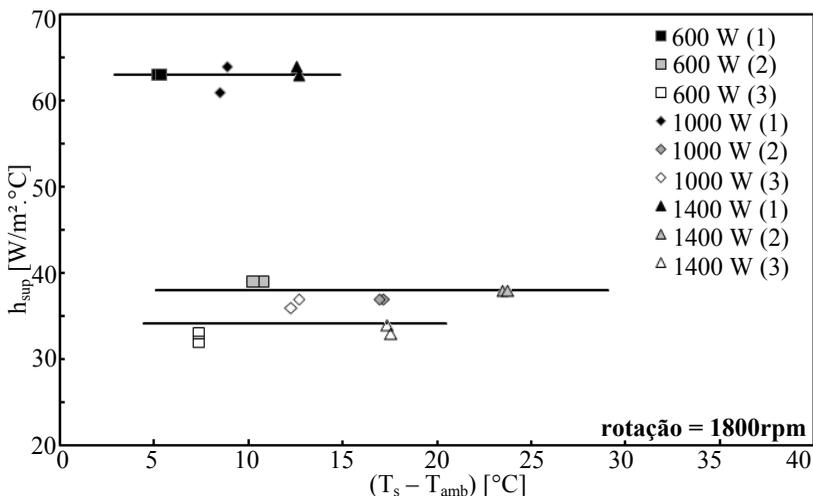


Figura 6.9 – Coeficiente de transferência de calor em função do potencial de temperatura na superfície superior da carcaça nas três potências (1800 rpm).

6.2.4. Efeito da temperatura ambiente

A figura 6.10 ilustra o coeficiente de transferência de calor da superfície superior da carcaça em função do potencial de temperatura, nas potências temperaturas ambientes de 23 °C e 28 °C, na rotação de 1800 rpm e em distintas posições.

Assim como a variação da potência dissipada não altera significativamente o coeficiente de transferência de calor, o efeito da temperatura ambiente no mesmo coeficiente não é sentido. E mais, nem mesmo ocorre variação no potencial de temperatura, o único efeito sentido é a elevação na temperatura superficial do ponto de análise à medida em que se aumenta a temperatura ambiente do ensaio.

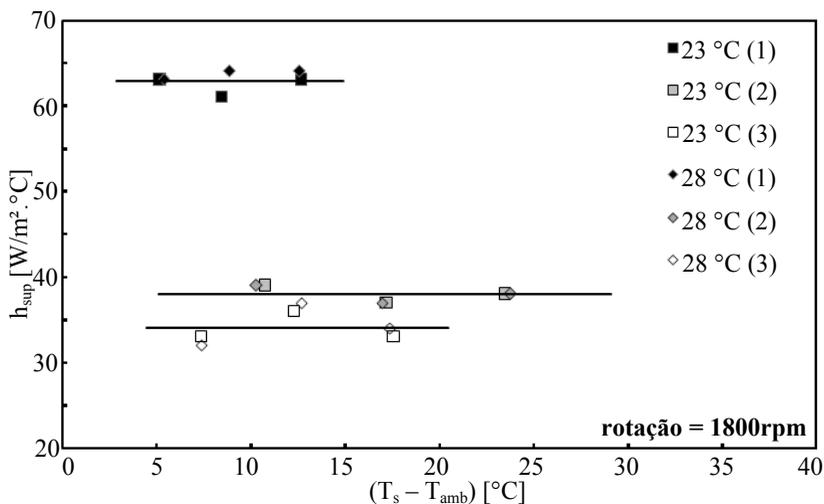


Figura 6.10 – Coeficiente de transferência de calor em função do potencial de temperatura na superfície superior da carcaça nas duas temperaturas ambientes (1800 rpm).

6.2.5. Efeito das guias de correção

Os resultados experimentais com a configuração de referência (original), acima apresentados, indicam que a distribuição da temperatura sobre a superfície externa do motor é influenciada principalmente pela não uniformidade do escoamento sobre esta superfície.

Na tentativa de se obter um escoamento mais uniforme, capaz de varrer completamente a superfície, uma configuração utilizando guias de correção foi proposta e, os resultados numéricos apresentados no capítulo anterior sugeriram que a utilização das guias de correção atuando sobre o escoamento de ar na carcaça tende a torná-lo mais

uniforme, intensificando desta forma a transferência de calor gerada no interior do motor de indução.

A figura 6.11 apresenta os valores obtidos experimentalmente do coeficiente de transferência de calor da superfície superior da carcaça em distintas posições, tanto para a configuração de referência (ensaio F09), quanto para a configuração proposta (ensaio F21).

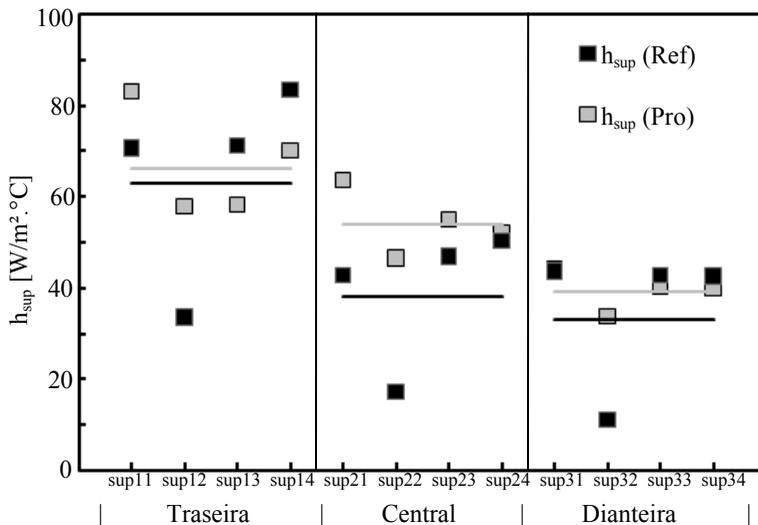


Figura 6.11 – Coeficientes de transferência de calor locais nas regiões da superfície superior da carcaça (ensaios F09 e F21).

O que pode ser observado nesta figura, é que apesar de nem todos os coeficientes de transferência de calor locais na configuração proposta serem maiores do que os de referência, verificou-se claramente que o valor médio (linhas cheias) de todos os coeficientes de transferência de calor aumentaram através do uso das guias de correção. Isto ocorre, principalmente na elevação do coeficiente de transferência de calor no canal formado entre aletas atrás da bolacha de fixação da tampa traseira (sup12, sup22, sup32), independente da posição axial.

A elevação do coeficiente de transferência de calor neste canal é ocasionado pelo aumento da velocidade do ar que passa por essa região. Isto pode ser analisado pela figura 6.12, que mostra a distribuição de velocidade em ambas as configurações (ensaios V06 e V12).

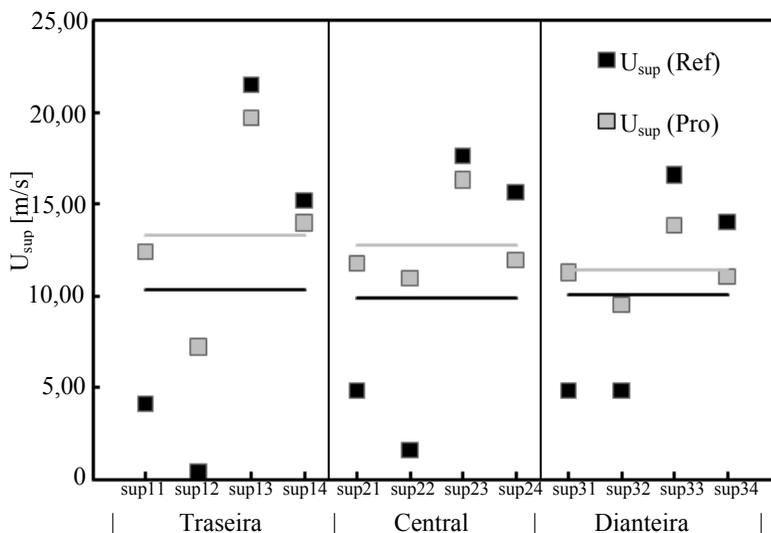


Figura 6.12 – Campo de velocidade nas regiões da superfície superior da carcaça (ensaios V06 e V12).

Através desta figura, torna-se claro a uniformização do campo de velocidade, reduzindo velocidades com valores elevados e, principalmente, aumentando os valores onde existiam velocidades insignificantes. Observa-se também, como o ocorrido com o coeficientes de transferência de calor, níveis médios superiores na configuração proposta aos registrados na configuração de referência (linhas cheias).

A consequência desta uniformização do escoamento é o que pode ser visualizado na figura 6.13, onde a distribuição das temperaturas superficiais da configuração de referência e da configuração proposta na superfície superior da carcaça é apresentada, deixando claro tanto a uniformização desta distribuição quanto a diminuição dos valores médios nas regiões analisadas.

A figura 6.14 apresenta a comparação dos números adimensionais da superfície superior da carcaça na condição de referência e na condição proposta. Verifica-se que na região traseira (1) o logaritmo do número de Nusselt sofreu uma elevação mínima em comparação com o logaritmo do número de Reynolds, ou seja, teve-se um aumento significativo no campo de velocidade e um aumento não muito significativo no coeficiente de transferência de calor.

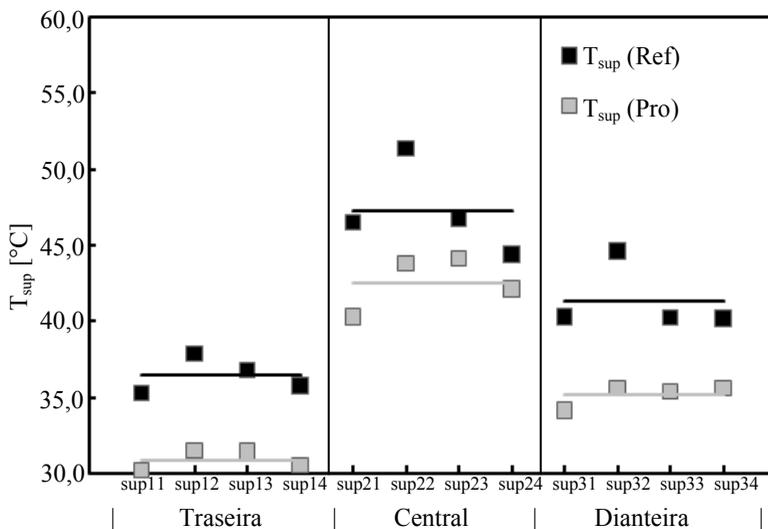


Figura 6.13 – Temperaturas superficiais locais nas regiões da superfície superior da carcaça (ensaios F09 e F21).

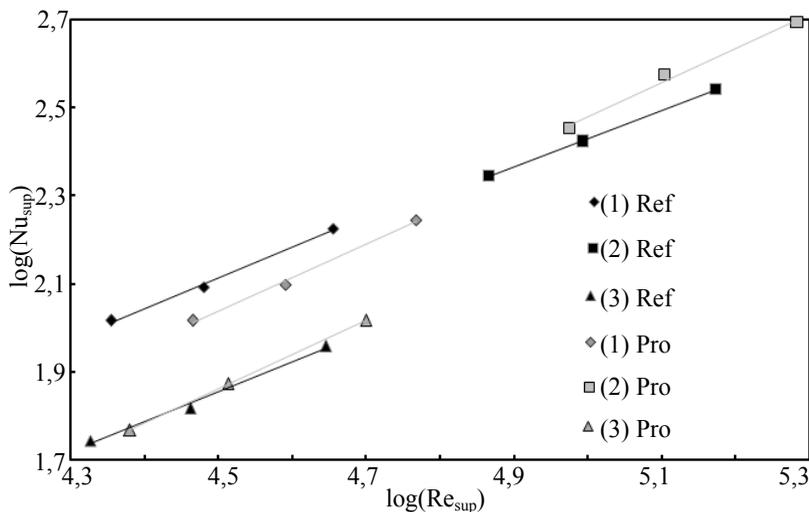


Figura 6.14 – Comparação do comportamento térmico da condição de referência e da proposta de melhoria na superfície superior.

Na Tabela 6.4 estão expostos as constantes da correlação do comportamento térmico da superfície externa superior, $Nu_{sup} = f(Re_{sup}, Pr)$, pois o movimento do ar é mantido por meios externos (convecção externa). As curvas podem ser visualizadas na figura 6.15, onde são apresentadas as correlações ($Nu = C.Re^n.Pr^{1/3}$) da condição de referência e da proposta de melhoria nas distintas regiões da superfície superior.

Tabela 6.4 – Correlações $Nu = f(Re, Pr)$ da superfície superior.

Referência			
Região	C	n	
Traseira (1)	0,094	0,709	(22687 ≤ Re ≤ 45286)
Central (2)	0,183	0,643	(73556 ≤ Re ≤ 149075)
Dianteira (3)	0,057	0,699	(21278 ≤ Re ≤ 44229)
Proposta			
Região	C	n	
Traseira (1)	0,037	0,781	(29251 ≤ Re ≤ 58557)
Central (2)	0,059	0,752	(94475 ≤ Re ≤ 192045)
Dianteira (3)	0,026	0,777	(24031 ≤ Re ≤ 50143)
$Nu = C.Re^n.Pr^{1/3}$			(0,707 ≤ Pr ≤ 0,708)

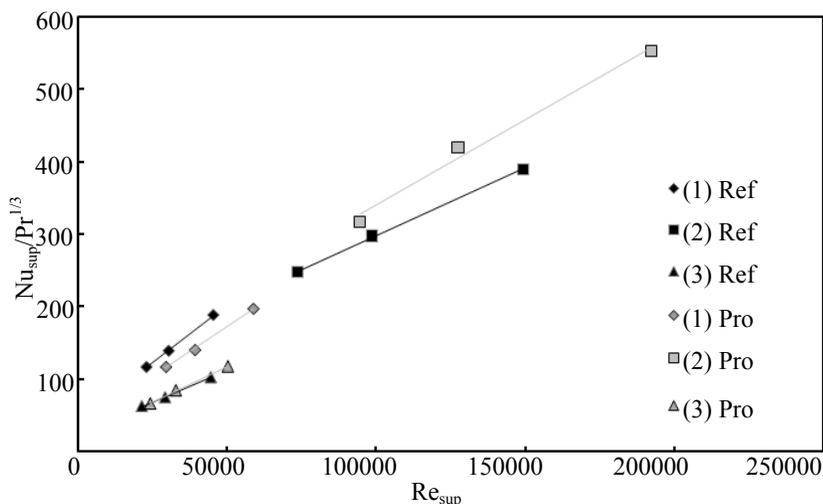


Figura 6.15 – Correlações ($Nu = C.Re^n.Pr^{1/3}$) da condição de referência e da proposta de melhoria nas distintas regiões da superfície superior.

6.3. DISCUSSÕES

O presente capítulo apresentou os resultados experimentais referentes a transferência de calor e escoamento de ar através da superfície externa de um motor elétrico de indução. Os resultados foram obtidos de medições locais do fluxo de calor, da temperatura e da velocidade do ar, realizadas com transdutores de fluxo de calor, termopares e anemômetro de fio quente, em distintas posições ao longo das regiões de interesse no motor. Coeficientes e correlações para a transferência de calor foram calculados a partir das medições acima citadas com o objetivo de investigar e caracterizar os mecanismos físicos que dominam o desempenho térmico de cada região analisada.

Antes de iniciar a análise da transferência de calor local nas distintas regiões, foram realizadas verificações destes resultados experimentais obtidos. A primeira verificação consistiu em calcular o calor rejeitado pela superfície externa do motor através de um balanço de energia. O resultado desse balanço consistiu em comparar a potência dissipada pelo enrolamento de cobre ao valor calculado via a integração das medições de fluxo de calor locais na carcaça do motor. De forma geral, o nível de concordância foi satisfatório, com diferenças inferiores a 10% em todas as condições ensaiadas.

A segunda verificação consistiu em realizar uma simulação numérica da transferência de calor na carcaça do motor, empregando, como condição de contorno, valores de temperatura ambiente do ar externo, bem como do fluxo de calor baseado na potência dissipada pelo enrolamento e do campo de velocidade oriundo do ventilador localizado na tampa defletora. Os resultados numéricos de temperatura nas regiões da carcaça apresentaram boa concordância com os dados experimentais, com diferenças típicas da ordem de 5% para valores de fluxos de calor, de 3% para temperatura e 8% para velocidade.

Ensaio realizados em três regiões distintas ao longo do comprimento axial; traseira (1), central (2) e dianteira (3) e cinco regiões circunferenciais distintas; superior (sup), direita (dir), inferior (inf), esquerda (esq) e caixa de ligação (cx) mostraram que existem grandes variações no fluxo de calor e na temperatura nas diferentes regiões analisadas, principalmente devido à grande dispersão do campo de velocidade sobre a carcaça do motor. De modo geral, o coeficiente de transferência de calor na traseira do motor é cerca de 65% superior ao coeficiente na região central e este em torno de 15% superior ao observado na região dianteira. Em relação à distribuição circunferencial,

o calor rejeitado pela superfície superior é cerca de 27% do total rejeitado, 29% correspondente à superfície direita, 21% na superfície inferior, 19% na superfície esquerda e 4% dissipado pela caixa de ligação.

O presente capítulo também abordou o efeito da condição de operação do motor e do escoamento de ar sobre a superfície externa da carcaça na transferência de calor. Ensaio em três rotações distintas mostraram variações no coeficiente de transferência de calor em torno de 20% quanto se altera a rotação de 900 rpm para 1200 rpm e cerca de 40% alterando de 1200 rpm para 1800 rpm. Neste sentido, observou-se que os coeficientes de transferência de calor são bastante alterados de uma condição de rotação para outra, e este é o efeito de condição que mais influência o coeficiente de transferência de calor. Alterações nas condições de potência dissipada e temperatura ambiente influenciaram a ordem de grandeza dos fluxos de calor e dos potenciais de temperatura superficial, mas não mostraram efeitos significativos na variação dos coeficientes de transferência de calor.

A análise do efeito das guias de correção do escoamento de ar sobre a carcaça possibilitou evidenciar mudanças claras na transferência de calor. Ao corrigir o jato de ar que incide sobre as aletas externas da carcaça, observou-se uma elevação média de 5% no coeficiente de transferência de calor na traseira, 40% na central e 20% na dianteira do motor comparados com os resultados obtidos na condição de referência, ou seja, sem guias.

A região traseira apresentou uma redução de 39% na temperatura superficial média. Por outro lado, a região central teve uma redução em torno de 17% na temperatura superficial média, enquanto que na região dianteira, uma redução de 30%, isto comparando a utilização das guias de correção com a condição de referência.

Por fim, correlações experimentais calculadas a partir dos números adimensionais de Nusselt, Reynolds e Prandtl foram obtidas através dos valores obtidos experimentalmente, de modo a serem utilizadas nos modelos anteriormente apresentados.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

É inegável a importância do desenvolvimento de modelos matemáticos que representem com fidelidade fenômenos físicos envolvidos em um sistema, não só por apresentar soluções imediatas para um determinado problema, mas principalmente para que se tenha um correto entendimento do que se está resolvendo na prática. Adicionalmente, modelos matemáticos são extremamente úteis durante a fase de projeto.

Este trabalho apresentou o desenvolvimento de um modelo térmico com parâmetros acoplados para analisar a distribuição de temperatura em um motor elétrico. O modelo baseou-se em um circuito térmico equivalente que envolveu a combinação de parâmetros térmicos globais com parâmetros térmicos distribuídos nas diferentes partes da máquina. Todos os mecanismos de transferência de calor foram introduzidos no circuito térmico equivalente por intermédio de resistências térmicas associadas a cada parte do motor e a cada modo de transferência de calor.

O conhecimento do comportamento térmico do motor elétrico é fundamental para seu aperfeiçoamento, e é por esta razão que o desenvolvimento de modelos matemáticos, como o apresentado aqui, é de suma importância.

O modelo proposto para a realização da análise do comportamento térmico do motor é bastante simples de ser resolvido, porém seu desenvolvimento necessitou da correta predição de inúmeras correlações aplicáveis somente a este tipo específico de problema.

Um estudo realizado a partir dos resultados preliminares, ainda na fase inicial de desenvolvimento, mostrou a importância do conhecimento mais detalhado da transferência de calor entre o motor e o ambiente externo. Verificou-se que, devido à particularidade do problema em questão, correlações comumente encontradas na literatura não reproduziam o comportamento térmico esperado.

Portanto, uma segunda etapa do trabalho consistiu na solução detalhada do escoamento e da transferência de calor da superfície externa do motor através de modelos numéricos, permitindo, além da obtenção da correlação apropriada, identificar a importância do direcionamento do ar responsável pela transferência de calor da superfície aletada, no resfriamento do motor.

Os resultados computacionais previstos pelo modelo térmico com parâmetros acoplados foram comparados com resultados experimentais,

mostrando boa concordância e validando assim este modelo proposto. Propostas de aperfeiçoamento, como a utilização de guias no interior do conjunto caixa defletora mostrou-se uma alternativa viável para abaixar as temperaturas do motor.

No modelo proposto observou-se a importância da correta predição de dois parâmetros principais: (a) a localização e quantificação das perdas internas da máquina elétrica; e (b) as correlações que determinam a transferência de calor das superfícies externas do motor para o ambiente. As perdas internas, obtidas através de cálculos e softwares eletromagnéticos simultaneamente com ensaios elétricos específicos, estão estimadas com precisão. Já, as correlações específicas para a transferência de calor da máquina, obtidas na literatura, necessitam aperfeiçoamento. Mesmo a determinação do coeficiente de transferência de calor da superfície externa do motor, avaliada através da experimentação numérica, restringiu-se apenas à geometria do motor ensaiado submetido a uma única temperatura ambiente.

Para suprir esta deficiência, foi realizado ensaios experimentais, objetivando a determinação de correlações mais precisas, abrangendo diferentes condições de operação e propostas de melhoria do desempenho térmico do motor.

A escassez de técnicas para o mapeamento térmico do motor foi um dos principais motivadores para o desenvolvimento deste trabalho, focado na avaliação experimental do fluxo de calor em distintas regiões do motor, com a utilização de transdutores de fluxo de calor. Medições de temperatura foram também realizadas nas superfícies e no ar ambiente, permitindo a avaliação de coeficientes locais de transferência de calor nas distintas posições do motor, com o intuito de procurar entender os mecanismos de transferência de calor em cada ensaio analisado. Além disto, investigaram-se também efeitos da condição de operação e do escoamento de ar na superfície externa do motor sobre o processo da transferência de calor.

Os resultados experimentais foram validados com referência a balanços de energia no motor, verificando erros inferiores a 10% em todas condições ensaiadas. Com o procedimento de medição validado, passou-se a análise do fluxo de calor local nas distintas posições do motor. As principais conclusões desta análise foram:

- Ensaios em três rotações distintas mostraram variações no coeficiente de transferência de calor em torno de 20% quanto se altera a rotação de 900 rpm para 1200 rpm e cerca de 40% alterando de 1200 rpm para 1800 rpm;

- Alterações nas condições de potência dissipada e temperatura ambiente influenciaram a ordem de grandeza dos fluxos de calor e dos potenciais de temperatura superficial, mas não mostraram efeitos significativos na variação dos coeficientes de transferência de calor;
- O efeito das guias de correção do escoamento de ar sobre a carcaça possibilitou observar uma elevação média de 5% no coeficiente de transferência de calor na traseira, 40% na central e 20% na dianteira do motor comparados com os resultados obtidos na condição de referência, ou seja, sem guias;
- Além do mais, o uso das guias apresentou uma redução de 39% na temperatura superficial média na região traseira, 17% na temperatura superficial média na região central, e na região dianteira, uma redução de 30% comparados à condição de referência.

Por fim, correlações experimentais calculadas a partir dos números adimensionais de Nusselt, Reynolds e Prandtl foram obtidas através dos valores obtidos experimentalmente, de modo a serem utilizadas nos modelos anteriormente apresentados.

As atividades descritas neste trabalho servem, na realidade, como um ponto de partida para investigações posteriores. São sugeridos trabalhos procurando aprofundar os estudos relativos à dissipação de calor nos demais componentes do motor, tais como; tampas dianteira e traseira, e na caracterização da dissipação interna ao motor de indução. Já que, o aparato experimental desenvolvido pode, no futuro, ser empregado em estudos comparativos com diferentes modificações na geometria do motor, procurando identificar a forma de melhor desempenho tanto em termos de transferência de calor como de perda de carga do escoamento de ar.

Finalmente, deve-se ressaltar o caráter inédito deste trabalho, tanto ao abordar o uso de guias de correção do escoamento, como ao empregar transdutores de fluxo de calor para avaliar a transferência de calor em motores elétricos de indução.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES, Maria Bernardete Martins; ARRUDA, Susana Margareth. **Como fazer referências:** bibliográficas, eletrônicas e demais formas de documento. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Biblioteca Universitária, c2001. Disponível em: <<http://www.bu.ufsc.br/design/framerefer.php>>. Acesso em: 19 fev. 2010.

ARMOR, A. F.; CHARI, M. V. K. Heat-flow in stator core of large turbine-generators, by method of 3-dimensional finite-elements. Analysis by scalar potential formulation. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. 95, n. 5, p. 1648-1656, 1976.

ARMOR, A. F. Transient, 3-dimensional, finite-elements. Analysis of heat-flow in turbine-generator rotors. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. 99, n. 3, p. 934-946, 1980.

ARTS, T.; et al. **Measurement techniques in fluid dynamics**. 2^a ed. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2002.383 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Máquinas elétricas girantes - Motores de indução - Especificação:** NBR-7094. Rio de Janeiro, 1996. 73 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Máquinas elétricas girantes - Motores de indução – Determinação das Características:** NBR-5383. Rio de Janeiro, 2002, 80 p.

BASTOS, J. et al. Thermal analysis of induction motors using a weak coupled modeling. **IEEE Transactions on Magnetics**, v. 33, p. 1714-1717, 1997.

BEJAN, Adrian. **Convection heat transfer**. 2. ed. New York: J. Wiley, 1995. 623 p.

BOGLIETTI, A.; CAVAGNINO, A.; STATON, D. Thermal analysis of TEFC Induction Motors. **IEEE IAS Annual Meeting**, Salt Lake City, USA, 2003.

BOGLIETTI, A.; CAVAGNINO, A.; STATON, D. A simplified thermal model for variable-speed self-cooled industrial induction motor. **IEEE Transactions on Industry Applications**, v. 39, n. 4, p. 945-952, august 2003.

BOGLIETTI, A. et al. International standards for the induction motor efficiency evaluation: a critical analysis of the stray-load loss determination. **IEEE Transactions on Industry Applications**, v. 40, p. 1294-1301, 2004.

BOGLIETTI, A., CAVAGNINO, A., STATON, D. TEFC induction motors thermal models: a parameter sensitivity analysis. **IEEE Transactions on Industry Applications**, v. 41, 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. **Int. J. Therm. Sci.**, Paris, v. 38, p. 547-559, mar. 1998.

BOUSBAINÉ, A.; MCCORMICK, M.; LOW, W. F. In-situ determination of thermal coefficients for electrical machines. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, v. 10, p. 385-391, 1995.

BOUSBAINÉ, A. Thermal modeling of induction motors based on accurate loss density distribution. **Electric Machines and Power Systems**, v. 27, n. 3, p. 311-324, mar. 1999.

BRUNOT, A. W.; BUCKLAND, F. F. Thermal contact resistance of laminated and machined joints. **Transactions of the ASME**, p. 253-257, 1949.

BRUUN, H. H. **Hot-Wire Anemometry: Principles and Signal Analysis**. New York, EUA: Oxford University Press Inc. 1995. 507p.

CARVALHO, M. G., FARIAS, T.; FONTES, P. Predicting radiative heat transfer in absorbing, emitting, and scattering media using the discrete transfer method. In: FIVELAND, W.A. et al. **Fundamentals of Radiation Heat Transfer**. ASME HTD, v. 160, p. 17-26, 1991.

CHIN, Y. K.; NORDLUND, E.; STATON, E. A. Thermal analysis – lumped circuit model and finite element analysis. **Sixth International Power Engineering Conference (IPEC)**, p. 952-957, 2003.

CHUNG, K. C.; SHEFFIELD, J. W.; SAUER, JR. H. J. Thermal constriction resistance of phase-mixed metallic coatings. **Journal of Heat Transfer**, v. 114, p. 811-818, nov. 1992.

CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. **Int. J. Heat Mass Transfer**, Great Britain, v.18, p. 1323-1329, 1975.

COBB, E. C.; SAUNDERS, O.A. Heat transfer from a rotating disc. **Proceedings of the Royal Society of London**, ser. A, v. 236, n. 1206, p. 343-351, 1956.

COLEMAN, H. W.; STEELE, W. G., 1999. **Experimentation and uncertainty analysis for engineers**, 2nd ed., John Wiley & Sons.

CORMAN, J. C., et al. Heat pipe cooled induction-motor. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. 93, n. 4, p. 1069-1075, 1974.

COSTA, P. F.; BOREL, J. E. V. Comportamento térmico dos motores elétricos de indução trifásicos. **Eletricidade Moderna**, p. 142-156, 1999.

DANTEC Dynamics. **StreamLine – Installation & User’s guide**. Dinamarca, 2004.

FLETCHER, L. S. Recent developments in contact conductance heat transfer. **Journal of Heat Transfer**, v. 110, p. 1059-1070, nov. 1988.

FLUENT INCORPORATED. **Fluent release 6.0.12**. Centerra Resource Park, 10, Cavendish Court, Lebanon, New Hampshire, USA, 1998.

FREIRE, A. P. S.; ILHA, A.; COLAÇO, M. J. In: Turbulência. **Princípios de anemometria térmica**. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 2006. v. 5, tomo 1. p. 99-167

GLISES, R.; MIRAOU, A.; KAUFFMANN, J. M. Thermal modeling for an induction-motor. **Journal de Physique III**, v. 3, n. 9, p. 1849-1859, set. 1993.

GÜTHS, S.; NICOLAU, V. DE P. Contribution to uncertainty analysis of the heat flux calibration process. **American Society of Mechanical Engineers (ASME)**, 1998.

HAMDI, Essam S. **Design of small electrical machines**. Chichester: J. Wiley, 1994. 260 p.

HAY, N., et al. Convection heat transfer correlations relevant to cooling situations in electric motors, **ASME Paper 93-WA/HT-18**, 1993.

HAY, N., et al. Heat transfer from stator end-windings of a low voltage lap wound electric motor, **10th International Heat Transfer Conference**, v. 3, p. 197-202, 1994.

HAY, N., et al. Air flow and heat transfer over the ribbed surface of an externally cooled electric motor, **ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference**, v. 1, p. 321-326, 1995.

HAY, N., et al. Heat transfer in a high voltage, through-ventilated 4-pole induction motor, **International Conference Electric Machines and Drives**, p. 11-15, 1997.

HINZE, J. O. **Turbulence**. New York: McGraw Hill, 1975. 790 p.

HOLMAN, Jack P. **Experimental methods for engineers**. 6 ed. New York: McGraw Hill, 1994. 616 p.

HOLMAN, Jack P. **Transferência de calor**. Rio de Janeiro: McGraw Hill do Brasil, 1983. 639p.

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

IEEE POWER ENGINEERING SOCIETY. **Standard test procedure for polyphase induction motors and generators**: IEEE Std. 112-1996. New York, 1996, 65 p.

INCROPERA, Frank P.; DE WITT, David P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 3 ed. Rio de Janeiro: LTC, 1992. 455 p.

INTERNATIONAL ELECTRO TECHNICAL COMMISSION.
Methods for determining losses and efficiency of rotating electrical machinery from tests: IEC 34-2. 1996.

JEON, C. S.; YOON, M. K.; KAUH, S. K. Heat transfer enhancement in the unfinned frame of an externally cooled induction motor. **Heat Transfer Engineering**, v. 21, p. 25-34, 2000.

JOKINEN, T.; SAARI, J. Modelling of the coolant flow with heat flow controlled temperature sources in the thermal networks. **IEEE Proceedings on Electric Power Applications**, v. 144, n. 5, p. 338-342, 1997.

LAMPARD, D.; PICKERING, S. J.; MUGGLESTONE, J. The use of computational fluid dynamics to model the air flow in the end region of a TEFC induction motor. **Modeling the Performance of Electrical Machines, IEE Colloquium on April 1997**. p. 2/1 – 2/5, 1997.

LAUNDER, Brian E.; SPALDING, Dudley B. **Lectures in mathematical models for turbulence**. London: Academic Press, 1972. 169 p.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. The numerical computation of turbulent flows. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 3, p. 269-289, 1974.

LEE, Y. S.; LEE, H. B.; HAHN, S. Y. Temperature analysis of induction motor with distributed heat sources by finite element method. **IEEE Transactions on Magnetics**, v. 33, n. 2, p. 1718-1721, mar. 1997.

LUKE, G. F. The cooling of electric machines. **Transactions AIEE**, v. 45, p. 1278-1288, 1923.

LOMAS, C. G. **Fundamentals of hot wire anemometry**. Cambridge, Inglaterra: Cambridge University Press. 1982. 211p.

MALISKA, Clovis R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional: Fundamentos e coordenadas generalizadas**. Rio de Janeiro: LTC, 1995. 424 p.

MELLOR, P. H.; ROBERTS, D.; TURNER, D. R. Lumped parameter thermal-model for electrical machines of TEFC design. **IEE Proceedings-B Electric Power Applications**, v. 138, n. 5, p. 205-218, 1991.

MUGGLESTONE, J; PICKERING, S. J.; LAMPARD, D. Prediction of the heat transfer from the end winding of a TEFC strip-wound induction motor. **Electric Machines and Drives. International Conference IEMD '99**. p. 484 – 486, 1999.

MUKHOPADHYAY, S. C.; PAL S. K. Temperature analysis of induction motors using a hybrid thermal model with distributed heat sources. **Journal of Applied Physics**, v. 83, n. 11, p. 6368-6370, jun. 1998.

OHSONE, Y., et al. Optical measurement of thermal contact conductance between wafer-like thin solid samples. **Transactions of the ASME**, v. 121, p. 954-963, nov. 1999.

PATANKAR, Suhas V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. New York: McGraw Hill, 1980. 197 p.

PICKERING, S. J., et al. Heat transfer from the stator end-windings of a low voltage concentric-wound induction, **International Conference Electric Machines and Drives**, p. 477-481, 1995.

PICKERING, S. J., et al. Heat transfer in a through-ventilated induction motor. **IEE Proceedings Electric Power Applications**, v. 145, n. 5, p. 429-433, sep. 1998.

PINTO, J. A. D. et al. Influence of the neutral in the thermal performance of a three-phase induction motor under unbalanced power supply using the finite element approach. **COMPEL - The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering**, v. 17, n. 1-3, p. 378-381, 1998.

PIZARRO R., R. A. **Influência do óleo lubrificante na transferência de calor em um compressor hermético alternativo**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia e Ciências Térmicas) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. 2007.

REICHERT, K. The calculation of the temperature distribution in electrical machines with the aid of the finite difference method. **EGZ-A Bd. 90**, H6, p. 137, 1969.

RENIER, B.; HAMEYER, K.; BELMANS, R. Comparisons of standards for determining efficiency of three phase induction motors. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, v. 14, n. 3, p. 512-517, 1999.

ROY, B. et al. Aerodynamic design of a bidirectional fan. **Proceedings of the Tenth Asian Congress of Fluid Mechanics**, Peradeniya, Sri Lanka, p. 17-21, may 2004.

ROMO, J. L.; ADRIAN, M. B. Prediction of internal temperature in three-phase induction motors with electronic speed control. **Electric Power Systems Research**, v. 45, n. 2, p. 91-99, may. 1998.

SARKAR, D.; MUKHERJEE, P. K.; SEN, S. K. Use of 3-dimensional finite-elements for computation of temperature distribution in the stator of an induction-motor. **IEE Proceedings-B Electric Power Applications**, v. 138, n. 2, p. 75-86, mar. 1991.

SARKAR, D.; MUKHERJEE, P. K.; SEN, S. K. Approximate analysis of steady-state heat-conduction in an induction-motor. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, v. 8, n. 1, p. 78-84, mar. 1993.

SARKAR, D. Use of two finite elements for approximate analysis of temperature distribution in an induction motor. **Electric Machines and Power Systems**, v. 25, n. 1, p. 57-71, jan. 1997.

SENGUPTA, D. P.; SREENIVASAN, V. K. **IEEE PES Winter Meeting**, 1977.

SHERIF S.A. Hot-wire/film anemometry measurements in flows with heat transfer and signal correction. **ISA Transactions**. 1998. v. 37. p. 141-146.

SHLYKOV, Y. P.; GANIN, Y. A. Thermal resistance of metallic contacts. **Int. J. Heat Mass Transfer**, Great Britain, v. 7, p. 921-929, 1964.

STATON, D; 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. 20, n. 3, p. 620-628, September 2005.

TAKAHASHI, K., et al. Thermal contact conductance between metal surfaces for induction motor cooling. **Proc. 4th World Conf. on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics**, v. 1, p. 349-355, 1997.

TEERTSTRA, P., et al. Analytical forced convection modeling of plate fin heat sinks. **Fifteenth IEEE SEMI-THERM Symposium**, p. 34-41, 1999.

TÓTH, K. Examination of heat transfer conditions of finned motor case for shell-heated motors. **Periodica Polytechnica: Electrical Engineering**, v.24 n. 3-4, p. 169-178, 1980.

VOIGDLENER, T.; PRATA, A. T.; PASSOS, A. S. B. Modelo térmico híbrido com fontes de calor distribuídas em um motor de indução. **Anais do XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**, Uberlândia, 2001.

VOIGDLENER, T. **Escoamento e transferência de calor em motores de indução**. 2004. 157f. Dissertação (Mestrado em Engenharia e Ciências Térmicas) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. 2004.

VOIGDLENER, T.; PRATA, A. T. Modelamento e simulação do escoamento e transferência de calor em um motor elétrico. **ENCIT 2006**, Curitiba, 2006.

VOIGDLENER, T.; PRATA, A. T. Cooling performance of electric induction motors. **13th International Heat Transfer Conference – IHTC-13**, Sydney, Australia, august 2006.

VOIGDLENER, T.; PRATA, A. T., (submetido). Cooling performance of electric induction motors. **Heat Transfer Engineering**, UK, 2010.

VOIGDLENER, T.; PRATA, A. T., (submetido). Heat transfer and air flow over electric induction motors. **IEEE Transactions on Industry Applications**, MI, USA, 2010.

WHITAKER, S. Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and flow in packed beds and tube bundles. **AIChE J.**, v. 18, p. 361-371, 1972.

WILLIAMSON, M.; MAJUMDAR, A. Effect of surface deformations on contact conductance. **Transactions of the ASME**, v. 114, p. 802-810, 1992.

YOON, M. K. et al. Numerical and experimental analysis of temperature distribution in TEFC induction motor (in Korean). **Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B**, v.21, n.3, p.457-472, 1997.

YOON, M. K.; JEON, C. S.; KAUH, S. K. Efficiency increase of an induction motor by improving cooling performance. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, v.17, n.1, p.1-5, 2002.

YOON, M. K.; KAUH, S. K. Thermal analysis of a small, totally enclosed, fan-cooled induction motor. **Heat Transfer Engineering**, v.26, n. 4, p.77-86, 2005.

APÊNDICE A – RESISTÊNCIAS TÉRMICAS CIRCUNFERENCIAIS

As seções deste apêndice apresentam o cálculo das resistências térmicas circunferenciais utilizadas no modelo térmico híbrido relatado no Capítulo 3. As seções são divididas de acordo com o elemento térmico básico, sendo estes os elementos: rotor, estator, tampas e carcaça.

A.1 ROTOR

A resistência térmica circunferencial da coroa do rotor é equacionada por:

$$R_{r_c01} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D_{r02}}{k_{r_r} \cdot L_p \cdot \frac{(D_{r03} - D_{r01})}{2}} \quad (\text{A.1})$$

$$D_{r02} = \sqrt{\frac{(D_{r03})^2 + (D_{r01})^2}{2}} \quad (\text{A.2})$$

$$D_{r03} = D_{e2} - [2 \cdot (E_r + H_r)] \quad (\text{A.3})$$

onde $D_{r01} = D_{i2}$, sendo D_{i2} o diâmetro interno do pacote de chapas do rotor, D_{e2} o diâmetro externo do rotor, E_r o espaçamento da ranhura do rotor, H_r a altura da ranhura do rotor, k_{r_r} é a condutividade térmica anisotrópica do rotor na direção radial (Aço Usicore 360I, a mesma condutividade da direção circunferencial) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do rotor. A resistência térmica circunferencial da barra de alumínio é estimada por:

$$R_{Al_c01} = \frac{\frac{\pi}{130} \cdot D_{r04}}{k_{Al} \cdot L_p \cdot \frac{(D_{r05} - D_{r03})}{2}} \quad (\text{A.4})$$

$$D_{r04} = \sqrt{\frac{(D_{r05})^2 + (D_{r03})^2}{2}} \quad (\text{A.5})$$

$$D_{r05} = D_{e2} - (2 \cdot E_r) \quad (\text{A.6})$$

onde k_{Al} é a condutividade térmica da ranhura do rotor (Alumínio). O coeficiente numérico de proporcionalidade $\pi/130$ corresponde ao segmento de arco circunferencial ocupado pela barra de alumínio no quadrante (quando o elemento ocupa todo o arco do quadrante, tal coeficiente é $\pi/4$).

Já resistência térmica circunferencial da ranhura do rotor é estimada por:

$$R_{r_c02} = \frac{\frac{63 \cdot \pi}{260} \cdot D_{r04}}{k_{rr} \cdot L_p \cdot \frac{(D_{r05} - D_{r03})}{2}} \quad (A.7)$$

onde k_{rr} é a condutividade térmica anisotrópica do rotor na direção radial (Aço Usicore 360I, a mesma condutividade da direção circunferencial).

A figura A.1 mostra as dimensões envolvidas na obtenção das resistências térmicas do rotor.

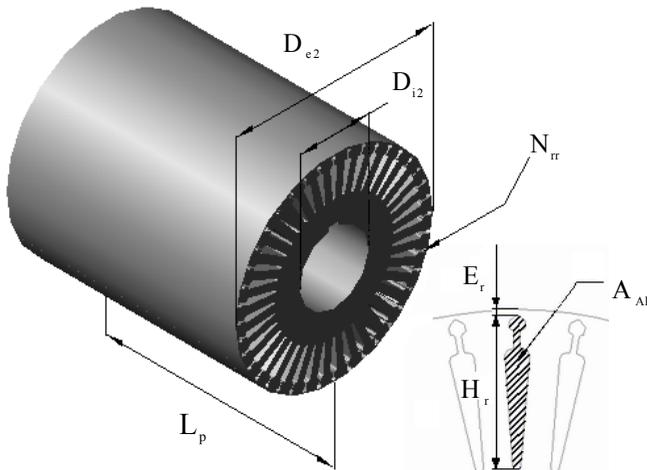


Figura A.1 – Dimensões características do rotor.

A.2 ESTATOR

A resistência térmica circunferencial do enrolamento de cobre é estimada por:

$$R_{Cu_c01} = \frac{\frac{\pi}{8} \cdot D_{es02}}{k_{Cu} \cdot L_p \cdot \frac{(D_{es03} - D_{es01})}{2}} \quad (A.8)$$

$$D_{es02} = \sqrt{\frac{(D_{es03})^2 + (D_{es01})^2}{2}} \quad (A.9)$$

$$D_{es03} = D_{i1} + (2 \cdot H_d) \quad (A.10)$$

onde $D_{es01} = D_{i1}$, sendo D_{i1} o diâmetro interno do pacote de chapas do estator, sendo H_d a altura do dente do estator, k_{Cu} é a condutividade térmica do enrolamento no dente do estator (Cobre) e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator.

Já resistência térmica circunferencial do dente do estator é estimada por:

$$R_{es_c01} = \frac{\frac{\pi}{8} \cdot D_{es02}}{kr_{es} \cdot L_p \cdot \frac{(D_{es03} - D_{es01})}{2}} \quad (A.11)$$

onde kr_{es} é a condutividade térmica anisotrópica do estator na direção radial (Aço Usicore 360I, a mesma condutividade da direção circunferencial).

A resistência térmica circunferencial da coroa do estator é equacionada por:

$$R_{es_c02} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D_{es04}}{kr_{es} \cdot L_p \cdot \frac{(D_{es05} - D_{es03})}{2}} \quad (A.12)$$

$$D_{es04} = \sqrt{\frac{D_{es05}^2 + D_{es03}^2}{2}} \quad (A.13)$$

$$D_{es03} = D_{i1} + (2 \cdot H_d) \quad (A.14)$$

onde $D_{es05} = D_{e1}$, sendo D_{e1} o diâmetro externo do pacote de chapas do estator.

A figura A.2 mostra as dimensões características do estator.

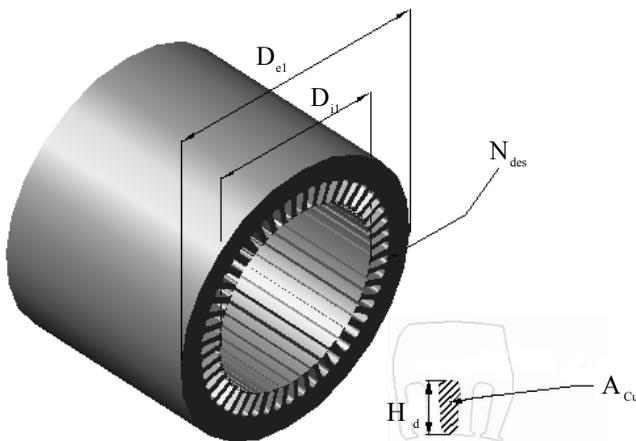


Figura A.2 – Dimensões características do estator.

A.3 TAMPAS

A resistência térmica circunferencial da tampa traseira é avaliada por:

$$R_{tp_c01} = \frac{\pi \cdot \sqrt{\frac{(D_{etpt})^2 + (D_{itpt})^2}{2}}}{k_{tp} \cdot L_{tp} \cdot \frac{(D_{etpt} - D_{itpt})}{2}} \quad (A.15)$$

onde D_{etpt} e D_{itpt} são os diâmetros externo e interno da tampa traseira, respectivamente, k_{tp} é a condutividade térmica das tampas (Ferro fundido) e L_{tp} é a espessura média da tampa traseira.

A resistência térmica circunferencial da tampa dianteira é avaliada por:

$$R_{tp_c02} = \frac{\pi \cdot \sqrt{\frac{(D_{etpd})^2 + (D_{itpd})^2}{2}}}{k_{tp} \cdot L_{tpd} \cdot \frac{(D_{etpd} - D_{itpd})}{2}} \quad (A.16)$$

onde D_{etpd} e D_{itpd} são os diâmetros externo e interno da tampa dianteira, respectivamente e L_{tpd} é a espessura média da tampa dianteira.

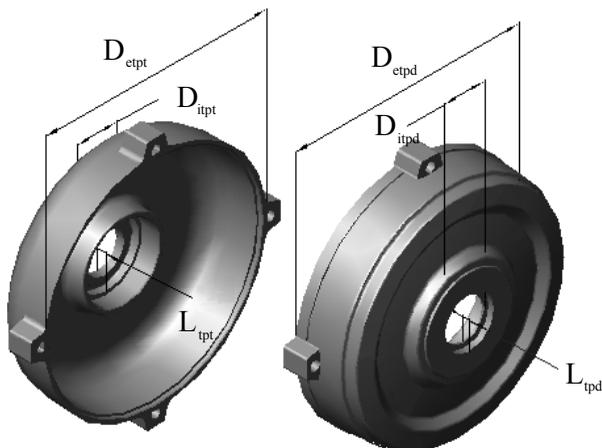


Figura A.3 – Dimensões características das tampas.

A.4 CARÇAÇA

As resistências térmicas circunferenciais da parte traseira e dianteira da carcaça são avaliadas por:

$$R_{ca_c01} = R_{ca_c03} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D_{eca}^2 + D_{ica}^2}{2}}}{k_{ca} \cdot \left(\frac{L_{cat} - L_p}{2}\right) \cdot \frac{(D_{eca} - D_{ica})}{2}} \quad (A.17)$$

onde D_{eca} e D_{ica} são os diâmetros externo e interno da carcaça, respectivamente, k_{ca} é a condutividade térmica da carcaça (Ferro fundido), L_{cat} é o comprimento axial total da carcaça e L_p é o comprimento axial do pacote de chapas do estator. Já a resistência térmica circunferencial da parte central da carcaça é estimada por:

$$R_{ca_c02} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D_{eca}^2 + D_{ica}^2}{2}}}{k_{ca} \cdot L_p \cdot \frac{(D_{eca} - D_{ica})}{2}} \quad (A.18)$$

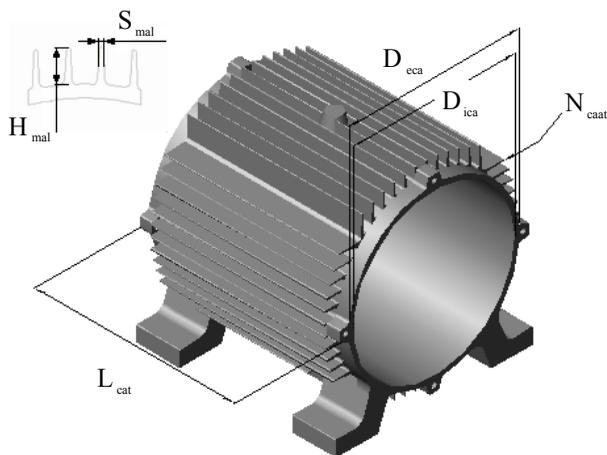


Figura A.4 – Dimensões características da carcaça.

APÊNDICE B – CURVAS DA CALIBRAÇÃO E INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DOS TERMOPARES

As seções deste apêndice apresentam o cálculo das resistências térmicas circunferenciais utilizadas no modelo térmico híbrido relatado no Capítulo 3. Os fios de compensação tipo T, embutidos em massas padrão de cobre, foram utilizados na medição de temperaturas superficiais e temperaturas do ar ambiente.

Os polinômios resultantes da calibração apresentam-se da seguinte forma:

$$T = a + b \cdot (V) + c \cdot (V)^2 + d \cdot (V)^3 + e \cdot (V)^4 + f \cdot (V)^5 \quad (\text{B.1})$$

Sua função inversa:

$$V = g + h \cdot (T) + i \cdot (T)^2 + j \cdot (T)^3 + k \cdot (T)^4 + l \cdot (T)^5 \quad (\text{B.2})$$

onde T é a temperatura em °C, V é a diferença de potencial em mV e (a, b, ..., l) são os coeficientes dos polinômios

A incerteza da calibração corresponde a soma quadrática de todos os erros associados a calibração: erro no ajuste do polinômio, erro dos termômetros padrão e auxiliar e erro do voltímetro. A Tabela B.1 apresenta os coeficientes dos polinômios e a incerteza da calibração dos termopares utilizados.

Já a incerteza combinada da medição corresponde a soma quadrática dos erros associados a calibração e a obtenção da diferença potencial em mV, que nada mais é do que a incerteza da repetibilidade das medições. Esta incerteza da repetibilidade é mais do que dez vezes maior à incerteza associada à curva de calibração utilizada:

$$i_c(T) = \sqrt{i(\text{Cal})^2 + i(\text{Re})^2} \quad (\text{B.3})$$

A seguir, realiza-se o cálculo da incerteza da medição de temperatura ambiente com o objetivo de ilustrar o procedimento. Os seguintes valores médios da temperatura ambiente registrada ao longo de tres testes são apresentados na Tabela B.2.

A incerteza da repetibilidade é obtida através do desvio padrão dos tres valores registrados:

$$i(\text{Re}) = \text{Desvio} / \sqrt{3} \quad (\text{B.4})$$

A equação B.4 fornece $i(\text{Re}) = 0,3$ °C. Este valor é levado à equação (B.3) para obter a incerteza combinada da medição da temperatura ambiente.

A incerteza combinada é multiplicada pelo coeficiente de Student para dois graus de liberdade e 95% de confiança fornecendo a incerteza expandida igual a 1,5°C. Assim, o resultado da medição pode ser escrito como:

$$T_{\text{amb}} = 32,8 \pm 1,5 \text{ °C} \quad (\text{B.5})$$

Tabela B.1 – Coeficientes dos polinômios de calibração e incerteza de medição.

Coeficientes	Curva de calibração
a	-1.979E-03
b	2.593E+01
c	-7.904E-01
d	5.812E-02
e	-3.478E-03
f	1.008E-04
Incerteza de medição do polinômio direto	±0,11 °C
g	-1.989E-07
h	3.857E-02
i	4.547E-05
j	-3.345E-08
k	-1.441E-11
l	8.993E-14
Incerteza de medição do polinômio inverso	±0,0044 mV

Tabela B.2 – Valores médios da temperatura ambiente.

Teste	1	2	3	média	desvio
T_{amb} [°C]	33,4	32,3	32,7	32,8	0,6

APÊNDICE C – RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO E INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DOS TRANSDUTORES DE FLUXO DE CALOR

As incertezas a serem determinadas são referentes à potência dissipada pela resistência, a constante de calibração do transdutor auxiliar e a constante de calibração do transdutor a calibrar.

C.1 INCERTEZA ASSOCIADA AO CÁLCULO DA POTÊNCIA DE DISSIPAÇÃO

A taxa de calor dissipada pela resistência elétrica P_{cal} é obtida através da resistência medida R_{cal} e pela tensão medida e controlada U_{cal} :

$$P_{cal} = \frac{(U_{cal})^2}{R_{cal}} \quad (C.1)$$

Partindo desta equação, a incerteza padrão combinada da P_{cal} é dada por:

$$i_c(P_{cal}) = \pm \sqrt{\left[\frac{\partial P_{cal}}{\partial U_{cal}} \cdot i(U_{cal}) \right]^2 + \left[\frac{\partial P_{cal}}{\partial R_{cal}} \cdot i(R_{cal}) \right]^2} \quad (C.2)$$

Resolvendo suas derivadas, a incerteza padrão combinada da P_{cal} é dadapor:

$$i_c(P_{cal}) = \pm \sqrt{\left[\frac{2 \cdot U_{cal}}{R_{cal}} \cdot i(U_{cal}) \right]^2 + \left[\frac{-(U_{cal})^2}{(R_{cal})^2} \cdot i(R_{cal}) \right]^2} \quad (C.3)$$

A incerteza expandida é obtida multiplicando a incerteza padrão combinada i_c por um fator de abrangência t-Student $t_{95,45\%}$ com base no nível de confiança de 95,45% e graus de liberdade efetivo v_{ef} através da fórmula de Welch-Satterthwaite:

$$v_{ef} = \frac{i_c^4}{\sum_{j=1}^N \frac{i_j^4}{v_j}} \quad (C.4)$$

$$I(P_{cal}) = t_{(95,45\%,v_{ef})} \cdot i_c(P_{cal}) \quad (C.5)$$

Na calibração dos transdutores a tensão U_{cal} gerada foi de 3,1350 V, constante e registrada pelo sistema de aquisição com incerteza expandida de $\pm 0,0048$ V para infinitos graus de liberdade (erro tipo B – dados de catálogo). A resistência R_{cal} foi medida a quatro fios, obtendo cinco valores ($v_{R_{cal}} = n - 1 = 4$), e seu valor médio foi registrado 9,7638 Ω com incerteza expandida de $\pm 0,0062$ Ω para

$v_{ef,Rcal} = 64$ graus de liberdade (soma quadrática dos erros associados: sistema de medição – tipo B e desvio padrão – tipo A).

Desta forma, a potência de calibração com sua incerteza expandida é:

$$P_{cal} = 1,0066 \pm 0,0052 \text{ W} \quad v_{Pcal} = 3 \text{ graus de liberdade} \quad (C.6)$$

C.2 INCERTEZA ASSOCIADA AO CÁLCULO DA CONSTANTE DE CALIBRAÇÃO DO TRANSDUTOR AUXILIAR

A constante de calibração do transdutor auxiliar C_a é obtida através da potência dissipada pela resistência elétrica P_{cal} e pela tensão gerada no transdutor auxiliar U_a :

$$C_a = \frac{P_{cal}}{U_a} \quad (C.7)$$

Partindo desta equação, a incerteza padrão combinada da C_a é dada por:

$$i_c(C_a) = \pm \sqrt{\left[\frac{\partial C_a}{\partial P_{cal}} \cdot i(P_{cal}) \right]^2 + \left[\frac{\partial C_a}{\partial U_a} \cdot i(U_a) \right]^2} \quad (C.8)$$

Resolvendo suas derivadas, a incerteza padrão combinada da C_a é:

$$i_c(C_a) = \pm \sqrt{\left[\frac{1}{U_a} \cdot i(P_{cal}) \right]^2 + \left[\frac{-(P_{cal})}{(U_a)^2} \cdot i(U_a) \right]^2} \quad (C.9)$$

Na calibração do transdutor auxiliar a tensão gerada U_a foi de 0,868 mV, constante e registrada pelo sistema de aquisição com incerteza expandida de $\pm 0,030$ mV para infinitos graus de liberdade (erro tipo B – dados de catálogo). A potência de calibração P_{cal} foi registrada 1,0066 W com incerteza expandida de $\pm 0,0032$ W para $v_{ef,Pcal} = 3$ graus de liberdade.

Desta forma, a constante de calibração do transdutor auxiliar com sua incerteza expandida é:

$$C_a = 1,160 \pm 0,040 \text{ W/Mv} \quad v_{Ca} = \text{infinitos graus de liberdade} \quad (C.10)$$

C.3 INCERTEZA ASSOCIADA AO CÁLCULO DA CONSTANTE DE CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE FLUXO DE CALOR

A constante de calibração dos transdutores é dada por:

$$C_c = \frac{P_{cal} - C_a \cdot U_a}{U_c} \quad (C.11)$$

Partindo desta equação, a incerteza padrão combinada da C_c é dada por:

$$i_c(C_c) = \pm \sqrt{\left[\frac{\partial C_c}{\partial P_{cal}} \cdot i(P_{cal}) \right]^2 + \left[\frac{\partial C_c}{\partial C_a} \cdot i(C_a) \right]^2 + \left[\frac{\partial C_c}{\partial U_a} \cdot i(U_a) \right]^2 + \left[\frac{\partial C_c}{\partial U_c} \cdot i(U_c) \right]^2} \quad (C.12)$$

Resolvendo suas derivadas, a incerteza padrão combinada da C_a é:

$$i_c(C_c) = \pm \sqrt{\left[\frac{1}{U_c} \cdot i(P_{cal}) \right]^2 + \left[\frac{-U_a}{U_c} \cdot i(C_a) \right]^2 + \left[\frac{-C_a}{U_c} \cdot i(U_a) \right]^2 + \left[\frac{-P_{cal} + C_a \cdot U_a}{(U_c)^2} \cdot i(U_c) \right]^2} \quad (C.13)$$

Na calibração do transdutor auxiliar a potência de calibração P_{cal} foi registrada 1,0066 W com incerteza expandida de $\pm 0,0032$ W para $\nu_{ef, P_{cal}} = 3$ graus de liberdade. A tensão gerada no transdutor auxiliar U_a foi de 0,029 mV, registrada pelo sistema de aquisição com incerteza expandida de $\pm 0,030$ mV para infinitos graus de liberdade (erro tipo B – dados de catálogo). A tensão registrada para transdutor sup12, por exemplo, foi de 1,595 mV com incerteza expandida de $\pm 0,030$ mV para infinitos graus de liberdade. Desta forma, a constante de calibração do transdutor sup12 com sua incerteza expandida é:

$$C_c = 0,610 \pm 0,032 \text{ W/m V } \nu_{C_c} = \text{infinitos graus de liberdade} \quad (C.14)$$

A Tabela C.1 apresenta as constantes de calibração dos transdutores.

Tabela C.1 – Constantes de calibração e incertezas de medição.

Transdutor	C_c [W/mV]	Incerteza [W/mV]
sup11	1,160	±0,040
sup12	0,610	±0,032
sup13	0,993	±0,057
sup14	1,79	±0,13
sup21	1,165	±0,041
sup22	0,612	±0,033
sup23	0,990	±0,055
sup24	1,78	±0,12
sup31	1,161	±0,041
sup32	0,609	±0,032
sup33	0,991	±0,056
sup34	1,80	±0,14
dir11	2,90	±0,30
dir12	0,749	±0,040
dir21	2,99	±0,32
dir22	0,720	±0,039
dir31	2,85	±0,30
dir32	0,750	±0,042
inf11	1,333	±0,085
inf12	0,721	±0,039
inf21	1,335	±0,086
inf22	0,725	±0,040
inf31	1,338	±0,090
inf32	0,728	±0,042
esq11	0,901	±0,050
esq21	0,993	±0,057
esq31	0,990	±0,055
cx21	1,150	±0,069
cx22	1,150	±0,069
tpd31	0,839	±0,046
tpd32	2,90	±0,30
tpd33	0,690	±0,037
tpt11	0,842	±0,046
tpt12	1,431	±0,094
tpt13	0,757	±0,041

APÊNDICE D – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DO FLUXO E COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

As incertezas a serem determinadas são referentes à potência dissipada pela resistência, a constante de calibração do transdutor auxiliar e a constante de calibração do transdutor a calibrar.

O fluxo de calor, q_t'' , que atravessa cada transdutor é obtido multiplicando o valor da tensão medida, U , por sua respectiva constante de calibração, C_c , e dividindo pela área do transdutor $A_t = 0,000525 \text{ m}^2$.

O fluxo de calor medido pelos transdutores é obtido através da tensão, da constante de calibração e pela área do transdutor A_t :

$$q_t'' = \frac{C_c \cdot U}{A_t} \quad (\text{D.1})$$

Partindo desta equação, a incerteza padrão combinada do q_t'' é obtido através de:

$$i_c(q_t'') = \pm \sqrt{\left[\frac{\partial q_t''}{\partial C_c} \cdot i(C_c) \right]^2 + \left[\frac{\partial q_t''}{\partial U} \cdot i(U) \right]^2 + \left[\frac{\partial q_t''}{\partial A} \cdot i(A) \right]^2} \quad (\text{D.2})$$

Resolvendo suas derivadas, a incerteza padrão combinada do q_t'' é dada por:

$$i_c(q_t'') = \pm \sqrt{\left[\frac{U}{A_t} \cdot i(C_c) \right]^2 + \left[\frac{C_c}{A_t} \cdot i(U) \right]^2 + \left[\frac{-(C_c \cdot U)}{A_t^2} \cdot i(A) \right]^2} \quad (\text{D.3})$$

A incerteza expandida é obtida multiplicando a incerteza padrão combinada i_c por um fator de abrangência t -Student $t_{95,45\%}$ com base no nível de confiança de 95,45% e graus de liberdade efetivo v_{ef} através da fórmula de Welch-Satterthwaite:

$$v_{ef} = \frac{i_c^4}{\sum_{j=1}^N \frac{i_j^4}{v_j}} \quad (\text{D.4})$$

$$I(q_t'') = t_{(95,45\%,v_{ef})} \cdot i_c(q_t'') \quad (\text{D.5})$$

Num exemplo de medição do fluxo de calor (sup11) a tensão U foi medida, tendo seu valor médio registrado 0,1742 mV de 4115 pontos, com incerteza expandida de $\pm 0,030 \text{ mV}$ para $v_{ef} = \text{infinitos}$ graus de liberdade (soma quadrática dos erros associados: sistema de medição – tipo B e desvio padrão – tipo A). Sua constante de calibração tem seu valor de 1,160 W/mV com incerteza expandida de $\pm 0,040 \text{ W/mV}$ para $v_{ef} = \text{infinitos}$ graus de liberdade. Já a área do transdutor, $A_t = a \cdot b$, onde $a = 0,015 \pm 0,001 \text{ m}$ e $b = 0,035 \pm 0,001 \text{ m}$ tem seu valor de $A_t = 0,000525 \text{ m}^2$ com incerteza expandida de $\pm 0,000038 \text{ m}^2$ e $v_{ef} = \text{infinitos}$ graus de liberdade.

Desta forma, fluxo de calor deste transdutor com sua incerteza expandida é:

$$q_{\text{sup11}}'' = 385 \text{ W/m}^2 \quad v_{\text{ef}} = \text{infinitos graus de liberdade} \quad (\text{D.6})$$

O valor das incertezas de medição do fluxo de calor através dos transdutores fica em torno de 20% do valor do fluxo de calor medido.

A taxa de calor, q_t , que atravessa a área superficial de qualquer porção do motor é avaliada pela seguinte formulação:

$$q_t = q_t'' \cdot A_t \quad (\text{D.7})$$

A incerteza padrão combinada da taxa q_t é obtida por:

$$i_c(q_t) = \pm \sqrt{\left[\frac{\partial q_t}{\partial q_t''} \cdot i(q_t'') \right]^2 + \left[\frac{\partial q_t}{\partial A_t} \cdot i(A_t) \right]^2} \quad (\text{D.8})$$

Resolvendo suas derivadas, a incerteza padrão combinada do q_t'' é dada por:

$$i_c(q_t) = \pm \sqrt{[A_t \cdot i(q_t'')]^2 + [q_t'' \cdot i(A_t)]^2} \quad (\text{D.9})$$

A incerteza expandida é obtida multiplicando a incerteza padrão combinada i_c por um fator de abrangência t-Student $t_{95,45\%,v_{\text{ef}}}$ com base no nível de confiança de 95,45% e graus de liberdade efetivo v_{ef} através da fórmula de Welch-Satterthwaite:

$$v_{\text{ef}} = \frac{i_c^4}{\sum_{j=1}^N \frac{i_j^4}{v_j}} \quad (\text{D.10})$$

$$I(q_t) = t_{(95,45\%,v_{\text{ef}})} \cdot i_c(q_t) \quad (\text{D.11})$$

Na determinação da taxa de calor da superfície superior o fluxo de calor foi medido, tendo seu valor médio registrado 362 W/m² com incerteza expandida de ±72 W/m² para $v_{\text{ef}} = \text{infinitos graus de liberdade}$. A área da superfície superior tem seu valor de $A_t = 0,358 \text{ m}^2$ com incerteza expandida de ±0,001 m² e $v_{\text{ef}} = \text{infinitos graus de liberdade}$.

Assim, a taxa de calor da superfície superior para tal condição com sua incerteza expandida é:

$$q_{\text{sup}} = 129 \pm 26 \text{ W} \quad v_{\text{ef}} = \text{infinitos graus de liberdade} \quad (\text{D.12})$$

Esta incerteza corresponde cerca de 20% do valor da taxa de calor que é dissipado pela superfície do transdutor.

O coeficiente de transferência de calor convectivo, h , é obtido dividindo o fluxo de calor da superfície, q'' , pela diferença de temperatura, $(T - T_{\text{amb}})$:

$$h = \frac{q''}{(T - T_{\text{amb}})} \quad (\text{D.13})$$

Partindo desta equação, a incerteza padrão combinada do h é obtido através de:

$$i_c(h) = \pm \sqrt{\left[\frac{\partial h}{\partial q''} \cdot i(q'') \right]^2 + \left[\frac{\partial h}{\partial T} \cdot i(T) \right]^2 + \left[\frac{\partial h}{\partial T_{\text{amb}}} \cdot i(T_{\text{amb}}) \right]^2} \quad (\text{D.14})$$

Resolvendo suas derivadas, a incerteza padrão combinada do h é dada por:

$$i_c(h_t) = \pm \sqrt{\left[\frac{1}{(T - T_{amb})} \cdot i(q'') \right]^2 + \left[\frac{-q''}{(T - T_{amb})^2} \cdot i(T) \right]^2 + \left[\frac{q''}{(T - T_{amb})^2} \cdot i(T_{amb}) \right]^2} \quad (D.15)$$

A incerteza expandida é obtida multiplicando a incerteza padrão combinada i_c por um fator de abrangência t-Student $t_{95,45\%}$ com base no nível de confiança de 95,45% e graus de liberdade efetivo v_{ef} através da fórmula de Welch-Satterthwaite.

$$I(h) = t_{(95,45\%,v_{ef})} \cdot i_c(h) \quad (D.16)$$

Num exemplo de medição do coeficiente convectivo do ponto (sup11) o fluxo de calor medido, tendo seu valor médio registrado 817 W/m^2 , com incerteza expandida de $\pm 163 \text{ W/m}^2$ para $v_{ef} = \text{infinitos graus de liberdade}$ (soma quadrática dos erros associados: sistema de medição – tipo B e desvio padrão – tipo A). A temperatura da superfície tem seu valor de $35,2 \text{ }^\circ\text{C}$ com incerteza expandida de $\pm 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ para $v_{ef} = \text{infinitos graus de liberdade}$. Já a temperatura ambiente de $23,7 \text{ }^\circ\text{C}$ com incerteza expandida de $\pm 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ para $v_{ef} = \text{infinitos graus de liberdade}$.

Desta forma, o coeficiente convectivo com sua incerteza expandida é:

$$h_{sup11} = 71 \pm 19 \text{ W/m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C} \quad v_{ef} = \text{infinitos graus de liberdade} \quad (D.17)$$

O valor das incertezas de medição do coeficiente de transferência de calor fica em torno de 25% do valor do coeficiente convectivo.

APÊNDICE E – RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO E INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DA ANEMOMETRIA

As incertezas a serem determinadas são referentes à potência dissipada pela resistência, a constante de calibração do transdutor auxiliar e a constante de calibração do transdutor a calibrar.

Este apêndice apresenta os resultados da calibração e as incertezas de uma componente de velocidade simples adquirida via placa de aquisição por um anemômetro de fio quente (AFQ) com uma sonda de sensor simples. A incerteza de cada componente de velocidade individual é determinada pela soma quadrática das incertezas baseadas no conhecimento detalhado sobre a calibração do sensor, a instrumentação e as condições experimentais.

A calibração estabelece uma relação entre a saída do AFQ e a velocidade do escoamento expondo a sonda a um conjunto de velocidades conhecidas, U, e então registrando as tensões, E. Uma curva ajustada através dos pontos (E, U) representa a função de transferência a ser usada quando se convertem os registros de tensão em velocidades. O calibrador 90H10 ligado ao Streamline calibrou a sonda para velocidades na faixa de 0,5 a 40 m/s usando ar como fluido. A sua alimentação é feita através de uma entrada para ar comprimido, numa faixa entre 6 e 9 bar. A área da seção de teste utiliza um bocal com 120 mm² (Ø 12 mm) para 0,5 a 60 m/s.

Ao se estabelecer o regime permanente do sistema de calibração para uma determinada velocidade, faz-se então a amostragem da tensão medida pelo sensor. O tamanho da amostra é 512 pontos com uma taxa de aquisição de 1 kHz. A redução desses pontos a um valor médio gera um ponto de calibração. Após a obtenção de 20 pontos de calibração, ajusta-se a função transferência, U (E). Ao mesmo tempo em que se registra a tensão medida, faz-se também medição da temperatura e da pressão do escoamento para determinar as suas propriedades em cada ponto da calibração.

O calibrador mede a pressão a montante do bocal e a pressão absoluta do ambiente, calculando a densidade do fluido utilizando relações termodinâmicas. Através de uma relação para escoamento em bocais, calcula então a velocidade do fluido na seção de saída. Na calibração, a temperatura do escoamento pode variar de um ponto para outro. Como se pretende referenciar a curva de calibração a uma temperatura de referência, faz-se necessário ajustar esses pontos. Sherif (1998) desenvolveu a seguinte expressão para corrigir o efeito da variação de temperatura em cada ponto medido:

$$E_{\text{corr}} = \sqrt{\frac{T_{\text{fio}} - T_{\text{ref}}}{T_{\text{fio}} - T_{\text{cal}}}} \cdot E_a \quad (\text{E.1})$$

onde E_a é a tensão adquirida pelo sensor, E_{corr} é a tensão corrigida para o desvio de temperatura, T_{ref} é a temperatura de referência que corresponde a temperatura ambiente em que se obteve a medição da resistência elétrica do sensor, R_{ref} . A

temperatura T_{fio} é a temperatura de operação do sensor quando aquecido e T_{cal} é a temperatura do escoamento durante a calibração.

Durante a calibração é muito importante que a orientação do sensor em relação ao escoamento na seção de calibração seja feita de maneira semelhante à seção de teste. Uma alteração do ângulo de incidência da componente de velocidade sobre o fio quente resultaria em uma interpretação errônea da velocidade na leitura dos sinais.

A curva de ajuste dos pontos de calibração ou função de transferência é um polinômio de 4º grau:

$$U = C_0 + C_1 \cdot E_{\text{corr}} + C_2 \cdot (E_{\text{corr}})^2 + C_3 \cdot (E_{\text{corr}})^3 + C_4 \cdot (E_{\text{corr}})^4 \quad (\text{E.2})$$

onde os C_0 , C_1 , C_2 , C_3 e C_4 são as constante de ajuste do polinômio.

E.1 RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO

A utilização da AFQ foi exigida em dois momentos distintos: aplicado à configuração original 200L e aplicado à configuração 200L guias.

A figura E.1 representa as funções de transferência para ambos os casos. As funções de transferência obtidas não poderão ser utilizadas fora dos limites da calibração: de 0,5 a 40 m/s (1,5 a 2,6 V).

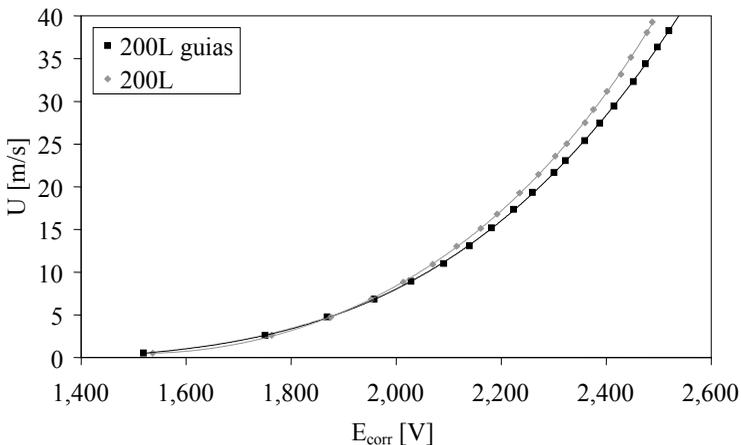


Figura E.1 – Pontos e polinômios de calibração do sistema de anemometria.

As Tabelas E.1 e E.2 mostram os dados obtidos, e sua respectiva incerteza, durante a calibração dos testes 200L e 200L guias; respectivamente.

Tabela E.1 – Calibração do sistema de anemometria, teste 200L.

E_a [V]	$I(E_a)$ [mV]	U_{cal} [m/s]	$I(U_{cal})$ [m/s]	T_{cal} [°C]	E_{corr} [V]	U_{200L} [m/s]	$I(U_{200L})$ [m/s]
1,531	±1,2	0,503	±0,050	25,3	1,536	0,520	±0,26
1,757	±1,3	2,629	±0,093	25,2	1,763	2,526	±0,27
1,869	±1,4	4,711	±0,13	25,2	1,875	4,783	±0,28
1,946	±1,5	6,797	±0,14	25,2	1,952	6,866	±0,29
2,007	±1,5	8,819	±0,18	25,2	2,014	8,862	±0,31
2,063	±1,5	10,912	±0,22	25,2	2,070	10,989	±0,33
2,108	±1,5	13,031	±0,26	25,2	2,115	12,921	±0,36
2,154	±1,6	15,114	±0,30	25,1	2,161	15,118	±0,39
2,185	±1,6	16,805	±0,34	25,1	2,192	16,736	±0,42
2,228	±1,6	19,269	±0,39	25,1	2,235	19,177	±0,46
2,264	±1,6	21,431	±0,43	25,1	2,271	21,403	±0,50
2,296	±1,6	23,581	±0,47	25,1	2,303	23,531	±0,54
2,318	±1,6	25,025	±0,50	25,0	2,325	25,073	±0,56
2,353	±1,6	27,486	±0,55	25,0	2,360	27,683	±0,61
2,369	±1,6	29,042	±0,58	24,9	2,375	28,933	±0,64
2,395	±1,7	31,152	±0,62	24,9	2,401	31,060	±0,68
2,422	±1,7	33,152	±0,66	24,8	2,428	33,399	±0,72
2,441	±1,7	35,129	±0,70	24,8	2,447	35,116	±0,76
2,472	±1,7	38,047	±0,76	24,7	2,477	38,068	±0,81
2,483	±1,7	39,257	±0,79	24,6	2,488	39,103	±0,84

Bocal 1 - 0,5 a 60 m/s; $T_{fio} = 240$ °C; $T_{ref} = 23,8$ °C; $\Delta T_{max} = T_{cal,max} - T_{ref} = 1,5$ °C.
 Constantes: $C_0 = 207,94$; $C_1 = -418,18$; $C_2 = 320,70$; $C_3 = -115,37$ e $C_4 = 17,31$.

A função de transferência utilizada no teste 200L é dada por:

$$U_{200L} = 207,94 - 418,18 \cdot (E_{corr}) + 320,70 \cdot (E_{corr})^2 - 115,37 \cdot (E_{corr})^3 + 17,31 \cdot (E_{corr})^4 \quad (D.3)$$

Tabela E.2 – Calibração do sistema de anemometria, teste 200L guias.

E_a [V]	$I(E_a)$ [mV]	U_{cal} [m/s]	$I(U_{cal})$ [m/s]	T_{cal} [°C]	E_{corr} [V]	U_{200Lg} [m/s]	$I(U_{200Lg})$ [m/s]
1,518	±1,2	0,503	±0,050	21,0	1,519	0,504	±0,20
1,749	±1,3	2,582	±0,092	20,9	1,750	2,625	±0,21
1,867	±1,4	4,743	±0,13	21,0	1,868	4,649	±0,23
1,957	±1,5	6,84	±0,14	21,0	1,959	6,808	±0,23
2,027	±1,5	8,902	±0,18	21,0	2,029	8,924	±0,26
2,089	±1,5	10,999	±0,22	21,0	2,091	11,155	±0,29
2,138	±1,5	13,087	±0,26	20,9	2,140	13,177	±0,33
2,180	±1,6	15,182	±0,30	20,9	2,182	15,104	±0,36
2,222	±1,6	17,329	±0,35	20,9	2,224	17,219	±0,40
2,258	±1,6	19,327	±0,39	20,9	2,260	19,186	±0,43
2,299	±1,6	21,655	±0,43	20,9	2,300	21,610	±0,48
2,321	±1,6	23,051	±0,46	20,9	2,322	22,991	±0,50
2,358	±1,6	25,372	±0,51	20,8	2,359	25,448	±0,55
2,387	±1,6	27,423	±0,55	20,8	2,388	27,493	±0,59
2,414	±1,7	29,422	±0,59	20,7	2,415	29,492	±0,63
2,451	±1,7	32,296	±0,65	20,7	2,451	32,392	±0,68
2,475	±1,7	34,378	±0,69	20,6	2,475	34,356	±0,72
2,498	±1,7	36,34	±0,73	20,5	2,498	36,314	±0,76
2,520	±1,7	38,256	±0,77	20,5	2,519	38,255	±0,80
2,539	±1,7	40,019	±0,80	20,4	2,538	39,980	±0,83

Bocal 1 - 0,5 a 60 m/s; $T_{fio} = 240$ °C; $T_{ref} = 20,6$ °C; $\Delta T_{max} = T_{cal,max} - T_{ref} = 0,4$ °C.
Constantes: $C_0 = -76,12$; $C_1 = 157,70$; $C_2 = -114,33$; $C_3 = 30,45$ e $C_4 = -1,09$.

A função de transferência utilizada no teste 200L guias é dada por:

$$U_{200Lg} = -76,12 + 157,70 \cdot (E_{corr}) - 114,33 \cdot (E_{corr})^2 + 30,45 \cdot (E_{corr})^3 - 1,09 \cdot (E_{corr})^4 \quad (D.4)$$

E.2 INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Medições realizadas com AFQ são influenciadas por alguns de efeitos de distúrbios. De fato, qualquer mudança nos parâmetros que entram no mecanismo de transferência de calor do fio para o ambiente pode agir como um efeito de distúrbio e reduzir a precisão dos resultados de medição. Os efeitos podem estar relacionados com as condições do meio e do sensor.

O principal efeito relacionado à condição do meio é a variação da temperatura. Variações na temperatura são normalmente a maior fonte de erro, devido ao fato da transferência de calor ser diretamente proporcional a diferença de temperatura entre o sensor e o fluido. Um AFQ operando sob condições normais tem a incerteza na velocidade medida de aproximadamente 2% para cada mudança de 1°C na temperatura. Este efeito é bastante reduzido quando se utiliza a correção na tensão medida em função da temperatura da aquisição, Sherif (1998).

Como as variações de pressão da calibração para o experimento e durante um experimento são normalmente pequenas, o efeito de distúrbio referente às variações de pressão é normalmente negligenciado. Em muitos casos, a composição do fluido permanece constante durante a calibração e experimento. No ar, variações ocorrem normalmente na quantidade de vapor d' água (umidade), porém, esta influencia é muito pequena, mesmo que 1%. Assim, a composição do fluido, tendo ar puro e com baixa umidade, não ocasiona efeito algum de distúrbio.

Com relação a efeitos relacionados com as condições do sensor, podemos citar a contaminação por partículas que reduz a transferência de calor resultando num desvio na calibração. A contaminação é um problema muito maior em líquidos do que em gases. Este tipo de erro foi descartado, principalmente, por não ter sido observado desvios na calibração e também pelo fato da calibração ser realizada num curto espaço de tempo antes do experimento ser realizado.

Um outro tipo de erro introduzido nas medições, relacionado também com as condições do sensor é a orientação do sensor com relação ao escoamento. Este desvio é bastante reduzido com o cuidado de durante a calibração posicionar o sensor na mesma orientação a ser usada na experimentação.

A análise de tais efeitos de distúrbios nos permitiu o conhecimento detalhado dos fatores que compõem as incertezas de medição de uma componente de velocidade adquirida via placa de aquisição por um anemômetro de fio quente (AFQ) com uma sonda de sensor simples.

A incerteza de cada aquisição individual de um anemômetro é estimada pela combinação das incertezas na aquisição da tensão adquirida, da velocidade estabelecida pelo calibrador, além da incerteza do ajuste (linearização) da função de transferência.

A incerteza padrão da tensão adquirida é obtida através da resolução da placa de aquisição (National Instruments, modelo 6071E, ligada a um bloco conector SCB-100), sendo considerada como um erro aleatório com distribuição normal.

A incerteza padrão da velocidade estabelecida pelo calibrador é especificada pela DANTEC, fabricante do calibrador 90H10 ligado ao Streamline, e também é considerada sendo um erro aleatório com distribuição normal. Esta incerteza é cerca de 1% da velocidade estabelecida para velocidades acima de 5 m/s, abaixo desta tem uma contribuição um pouco maior.

A incerteza padrão do ajuste da função de transferência é obtida fazendo o uso dos valores de velocidade estabelecida pelo calibrador e da velocidade ajustada para cada ponto de calibração, aplicando a seguinte expressão:

$$i(\text{lin}) = \pm \sqrt{\frac{\sum (V_{\text{lin}} - V_{\text{cal}})^2}{N - (1 + \text{GP})}} \quad (\text{E.5})$$

onde N é o número de pontos de calibração e GP é o grau do polinômio ajustado. O número de graus de liberdade desta incerteza é $N - (1 + \text{GP})$.

A incerteza padrão combinada da velocidade é dada por:

$$i_c(\mathbf{V}) = \pm \sqrt{\left[\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial E_a} \cdot i(E_a) \right]^2 + [i(V_{\text{cal}})]^2 + [i(\text{lin})]^2} \quad (\text{E.6})$$

A incerteza expandida é obtida multiplicando a incerteza padrão combinada i_c por um fator de abrangência t-Student, com base no nível de confiança de 95,45% e graus de liberdade efetivo v_{ef} , através da fórmula de Welch-Satterthwaite:

$$v_{\text{ef}} = \frac{i_c^4}{\sum_{j=1}^N \frac{i_j^4}{v_j}} \quad (\text{E.7})$$

$$I(\mathbf{V}) = t_{(95,45\%, v_{\text{ef}})} \cdot i_c(\mathbf{V}) \quad (\text{E.8})$$

APÊNDICE F – RESULTADOS DO ENSAIO DE ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA

O objetivo deste apêndice é descrever a metodologia e apresentar os resultados do ensaio de elevação de temperatura. Neste ensaio de elevação de temperatura, os principais objetivos são: medir os valores de temperatura em pontos previamente estabelecidos até o alcance do regime permanente; medir as perdas energéticas decorrentes da operação do motor em 100% de carga.

Na Figura F.1 é apresentada a montagem experimental utilizada para a realização do ensaio de elevação de temperatura, ensaio este, realizado nas dependências do laboratório elétrico, da Fábrica IV, da Weg Motores Ltda, onde o motor foi montado sobre uma base rígida (1) e acoplado a um dinamômetro instrumentado (2) devido a necessidade de operar o ensaio com 100% de carga. Além do mais, o dinamômetro é o equipamento capaz de medir a potência do um motor em suas diversas condições de funcionamento. Os dinamômetros utilizados nos ensaios elétricos, realizados nos laboratórios da WEG, são automatizados e permitem medições de elevação de temperatura com potência constante, de carga com tensão constante, de conjugado máximo, de resistência de aquecimento e resistência de isolamento.

Da caixa de ligação, e da parte inferior das tampas dianteira e traseira, partem do motor os sensores de temperatura (termopares) fixados em pontos especiais da máquina. Cada termopar foi conectado às chaves seletoras de canais (3) ou a um dos registradores gráficos, do tipo multipenas (4). Utilizou-se nos testes experimentais termopares do tipo T (cobre-constantan).

Na Figura F.2 são apresentados os pontos na carcaça onde foram fixados os termopares. O corte AA mostra os sensores instalados no diâmetro externo da carcaça, medindo temperaturas próximas à saída da tampa defletora. O corte BB mostra o posicionamento dos sensores num plano mediano, onde as temperaturas também são medidas no diâmetro externo da carcaça.

A Figura F.3 apresenta um esboço do estator instrumentado, indicando o posicionamento dos termopares no plano mediano, onde os sensores estão alinhados radialmente com uma ranhura do estator, e distribuídos aos pares a cada 90°. Já na Figura F.4 são apresentados os pontos nas tampas traseira e dianteira, respectivamente, onde foram fixados os termopares.

Os resultados apresentados na Tabela F.1 foram organizados segundo os componentes instrumentados do motor elétrico, sendo eles: carcaça, estator, tampas dianteira e traseira.

As Figuras F.5 e 5.6 apresentam curvas de elevação de temperatura ao longo do tempo da carcaça. A primeira representa o plano próximo à saída do conjunto tampa defletora e a segunda o plano central do motor ensaiado. Nas figuras F.7 e F.8 as curvas de elevação de temperatura ao longo do tempo para o plano central do estator são apresentadas.

É muito difícil medir a temperatura do enrolamento com termômetros ou termopares. A maneira mais precisa e mais confiável de se medir a temperatura do enrolamento é através da variação de sua resistência ôhmica com a

temperatura, que faz uso de tal propriedade térmica dos condutores, segundo uma lei conhecida.

Desta forma, para prever a temperatura em pontos no enrolamento de cobre do motor ensaiado utilizou-se o método de variação de resistência ôhmica, de acordo com a norma NBR-5383. A elevação de temperatura do enrolamento pelo método da resistência, é calculada por meio da seguinte fórmula:

$$\Delta T = T_2 - T_{amb} = \left[\frac{R_2 - R_1}{R_1} \cdot (235 + T_1) \right] + (T_1 - T_{amb}) \quad (F.1)$$

onde ΔT representa a elevação de temperatura, T_1 é a temperatura média do enrolamento antes do ensaio, praticamente igual a ambiente, T_2 é a temperatura média do enrolamento no final do ensaio, T_{amb} é a temperatura ambiente, R_1 é a resistência ôhmica do enrolamento antes do ensaio e R_2 a resistência ôhmica no final do ensaio.

A Tabela F.2 apresenta os resultados obtidos do ensaio de elevação de temperatura do enrolamento de cobre, pelo método de variação de resistência ôhmica.

Simultaneamente ao ensaio de elevação de temperatura, realizaram-se ensaios objetivando o levantamento das perdas internas decorrentes da operação do motor. O ensaio de tipo é realizado de acordo com a norma NBR-5383 (2002), que define os procedimentos a serem seguidos para a execução deste ensaio. A Tabela F.3 apresenta os resultados das perdas obtidos pelo ensaio de tipo.

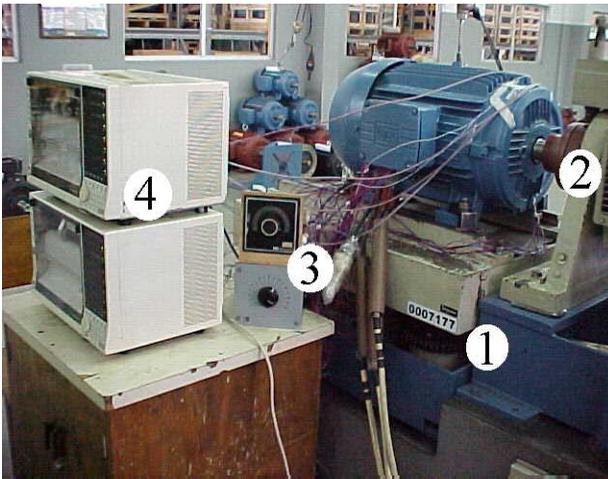


Figura F.1 – Montagem experimental do ensaio de elevação de temperatura.

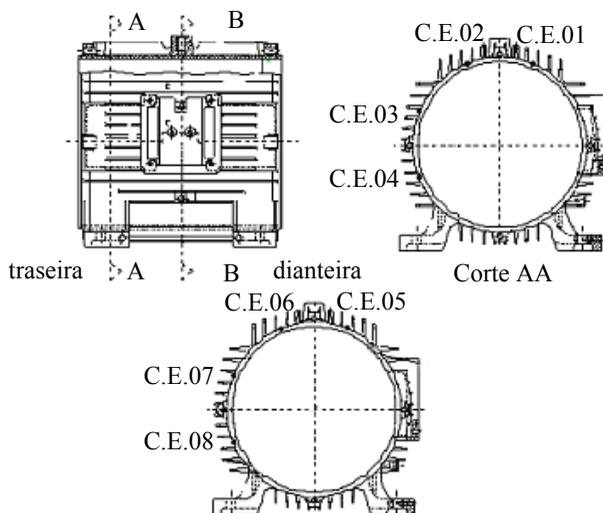


Figura F.2 – Pontos de medição de temperatura na carcaça.

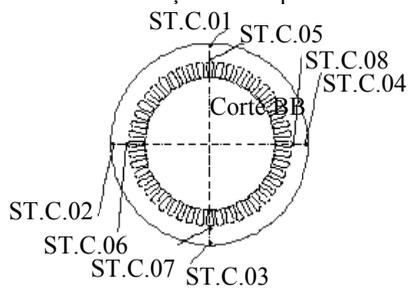


Figura F.3 – Pontos de medição de temperatura no estator.

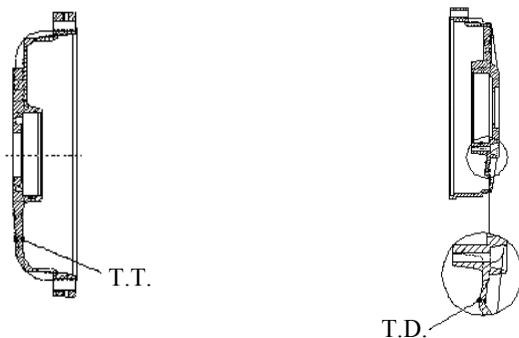


Figura F.4 – Pontos de medição de temperatura nas tampas traseira e dianteira.

Tabela F.1 – Resultados das medições de temperatura [°C].

TEMPO	09:21	09:46	10:10	10:40	11:10	11:41	12:13	12:42	13:10	13:36	14:04	14:35	14:58
Tamb	32,1	32,0	32,5	33,4	33,4	33,2	33,3	33,2	33,0	33,0	32,8	32,8	32,8
CE-01	47,0	50,0	52,0	54,0	54,0	55,0	55,0	56,0	56,0	57,0	57,0	58,0	58,0
CE-02	45,0	47,0	49,0	49,0	50,0	50,0	51,0	51,0	52,0	53,0	53,0	54,0	54,0
CE-03	51,0	54,0	56,0	57,0	58,0	58,0	59,0	59,0	60,0	61,0	61,0	62,0	62,0
CE-04	49,0	50,0	51,0	53,0	53,0	54,0	55,0	56,0	57,0	58,0	59,0	59,0	59,0
CE-05	68,0	74,0	76,0	80,0	81,0	82,0	83,0	84,0	85,0	86,0	86,0	87,0	87,0
CE-06	67,0	73,0	75,0	79,0	80,0	81,0	82,0	83,0	84,0	85,0	85,0	86,0	86,0
CE-07	75,0	81,0	83,0	87,0	88,0	89,0	90,0	91,0	92,0	93,0	93,0	94,0	94,0
CE-08	72,0	78,0	80,0	84,0	85,0	86,0	87,0	88,0	89,0	90,0	90,0	91,0	91,0
STC-01	87,0	90,0	97,0	102,0	103,0	105,0	105,0	106,0	107,0	107,0	108,0	108,0	108,0
STC-02	91,0	95,0	102,0	105,0	107,0	108,0	109,0	109,0	110,0	110,0	111,0	111,0	111,0
STC-03	95,0	100,0	107,0	109,0	111,0	113,0	113,0	113,0	114,0	114,0	115,0	115,0	115,0
STC-04	92,0	96,0	103,0	106,0	108,0	109,0	110,0	110,0	111,0	111,0	112,0	112,0	112,0
STC-05	94,0	99,0	102,0	105,0	109,0	110,0	112,0	113,0	113,0	114,0	115,0	115,0	115,0
STC-06	96,0	101,0	104,0	108,0	111,0	113,0	114,0	115,0	116,0	116,0	116,0	117,0	117,0
STC-07	98,0	103,0	106,0	110,0	113,0	115,0	116,0	117,0	118,0	118,0	118,0	119,0	119,0
STC-08	95,0	100,0	107,0	110,0	111,0	111,0	113,0	114,0	114,0	115,0	116,0	116,0	116,0
TD	80,0	84,0	91,0	94,0	96,0	97,0	98,0	98,0	99,0	99,0	100,0	100,0	100,0
TT	62,0	66,0	73,0	76,0	78,0	79,0	80,0	80,0	81,0	81,0	82,0	82,0	82,0

Tabela F.2 – Resultados do ensaio de elevação de temperatura da bobina.

Método da Variação da Resistência Ôhmica					
T_{amb} [°C]	T_1 [°C]	R_1 [Ω]	R_2 [Ω]	ΔT [°C]	T_2 [°C]
32,8	32,8	0,143	0,191	89,6	122,4

Tabela 5.5 – Resultados do ensaio de tipo.

ENSAIOS DE MOTORES DE INDUÇÃO TRIFÁSICOS					
50,00 cv	4 pólos	Modelo: 200L	Prot.: IP55	Isol.: F	Cat.: N
60 Hz	1770 rpm	FS: 1,15	61,50 A	440 V	Reg.: S1
			Ensaio	Dados Placa	
		U [V]	440		
V		I [A]	25,14		
A		Po [W]	1590,22		
Z		p _{mec} [W]	399,85		
I		p _{fe} [W]	1016,32		
O		Cos ϕ	0,083		
		p _{jo} [W]	174,28		
		R _{fria} [32,8°C]	0,143		
P		I _a [A]	62,79	61,5	
O		P _a [W]	40148,96		
T		Cos ϕ	0,839	0,860	
		N [%]	92,2	91,7	
N		p _{j1} [W]	1087,26		
O		p _{j2} [W]	612,53		
M		p _s [W]	432,85		
I		p _{tot} [W]	3148,96		
N		RPM	1770	1770	
A		S [%]	1,61	1,67	
L		Dt [°C]	89,6		

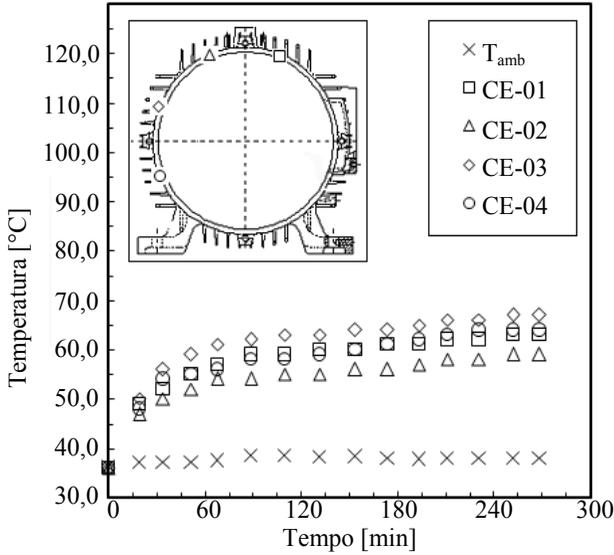


Figura F.5 – Elevação de temperatura medida em pontos sobre a carcaça no plano próximo a defletora do motor.

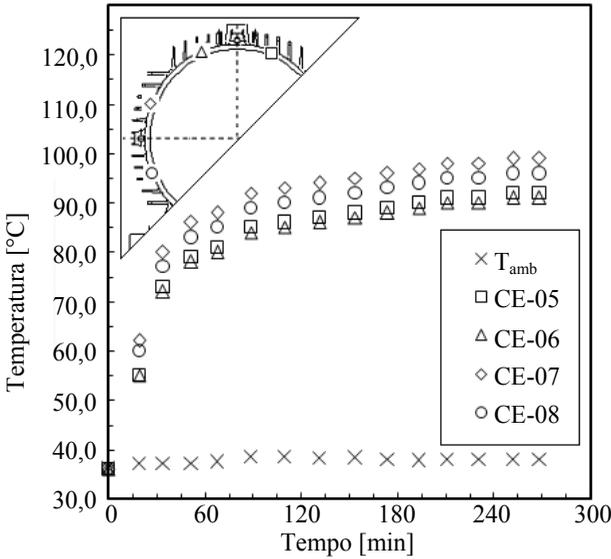


Figura F.6 – Elevação de temperatura medida em pontos sobre a carcaça no plano central do motor.

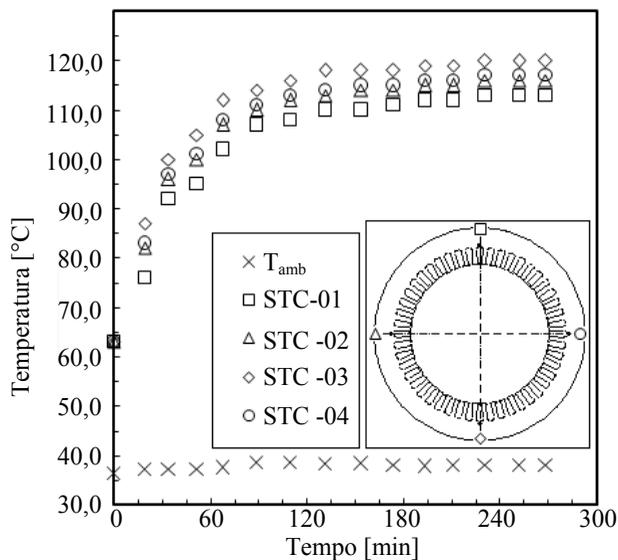


Figura F.7 – Elevação de temperatura medida em pontos no estator do motor.

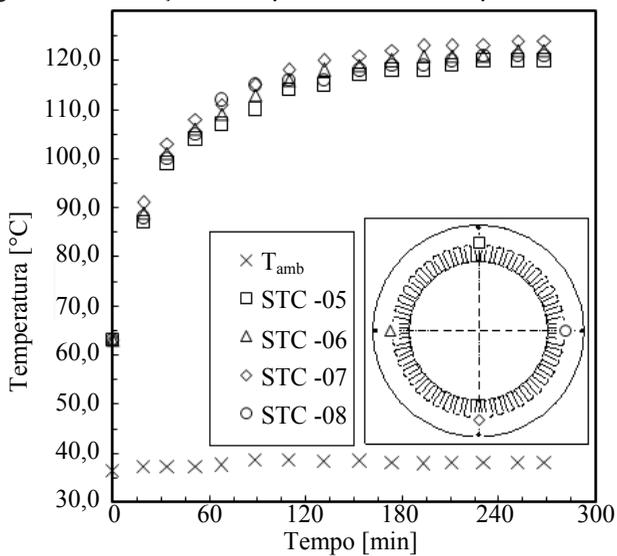


Figura F.8 – Elevação de temperatura medida em pontos no estator mais próximo ao enrolamento do motor.