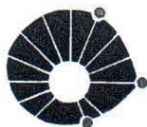




GUSTAVO DE CARVALHO BETÔNICO

**ESTUDO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA
EM MOTORES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS
SUBMERSAS**

CAMPINAS
2013



UNICAMP

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
E INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS

GUSTAVO DE CARVALHO BETÔNICO

ESTUDO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA EM MOTORES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS SUBMERSAS

Orientador: Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart

Co-Orientador: Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Ciências e Engenharia de Petróleo da Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências da Universidade Estadual de Campinas para obtenção do título de Mestre em Ciências e Engenharia de Petróleo na área de Exploração.

Este exemplar corresponde à versão final da dissertação defendida pelo aluno Gustavo de Carvalho Betônico e orientada pelo Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart.



Orientador

CAMPINAS
2013

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

B465e Betônico, Gustavo de Carvalho
Estudo da distribuição de temperatura em motores de
bombas centrífugas submersas / Gustavo de Carvalho
Betônico. --Campinas, SP: [s.n.], 2013.

Orientador: Antonio Carlos Bannwart
Coorientador: Marcelo Moreira Ganzarolli.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica e
Instituto de Geociências.

1. Bomba Centrífuga Submersa. 2. Transferência de
Calor. 3. Motor Elétrico. I. Bannwart, Antonio Carlos,
1955-. II. Ganzarolli, Marcelo Moreira, 1952-. III.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências. IV.
Título.

Título em Inglês: Study of motor temperature distribution of electrical
submersible pumps

Palavras-chave em Inglês: Electrical Submersible Pump, Heat Transfer, Electric
Motor

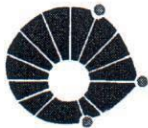
Área de concentração: Exploração

Titulação: Mestre em Ciências e Engenharia de Petróleo

Banca examinadora: Carlos Alberto Carrasco Altemani, Valdir Estevam

Data da defesa: 19-02-2013

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica



UNICAMP

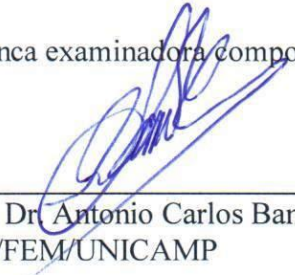
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
E INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO


ESTUDO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA EM MOTORES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS SUBMERSAS

Autor: Gustavo de Carvalho Betônico
Orientador: Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart
Co-orientador: Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli


A banca examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta dissertação:



Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart, Presidente
DEP/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani
DE/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Valdir Estevam
PETROBRAS/RJ

Campinas, 19 de fevereiro de 2013

DEDICATÓRIA

Aos amores da minha vida: Raquel e Pedro, razão de tudo o que eu faço hoje.

A meus pais, Joaquim e Vera, pela educação que me deram.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Petrobras por ter oferecido a mim a oportunidade de fazer este mestrado.

A meus orientadores, Prof. Bannwart e Prof. Ganzaroli, cujos conselhos e esclarecimentos de dúvidas foram fundamentais para execução deste trabalho.

Ao César, pelo apoio e esforço para que eu pudesse fazer este mestrado. Ao colega Rogério pelo incentivo. Aos colegas Gaspari e Guilherme Paternost pelas conversas e sugestões. Ao colega Stenio pelas informações fornecidas.

Aos colegas de departamento, que de modo geral me ajudaram durante todo o período do curso.

Aos colegas de república, Guilherme e Philipe.

RESUMO

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo para determinação da temperatura do motor de uma bomba centrífuga submersa (BCS) sob condições variáveis de vazão e carga. Este leva em consideração o comportamento acoplado entre o motor, a bomba e o sistema de produção. Assim, dada uma frequência ajustada no variador de frequência, a temperatura do motor é determinada como resultado do equilíbrio entre a produção de calor, calculada a partir da potência que a bomba demanda do motor, e a extração do calor, calculada a partir da vazão. Neste modelo, considera-se a BCS instalada num módulo de bombeamento submarino localizado perto do poço produtor. Foi estudada a transferência de calor por convecção no módulo de bombeio, onde um escoamento descendente ocorre no anular externo entre o revestimento e a camisa de refrigeração e um fluxo ascendente ocorre no anular interno entre a camisa de refrigeração e o motor.

Um estudo de transferência de calor por convecção foi elaborado comparando modelos baseados no perfil de temperatura plenamente desenvolvido com modelos que consideram o desenvolvimento da camada limite térmica. Uma vez que o único ponto de medição da temperatura se localiza na extremidade inferior do enrolamento de estator, o modelo desenvolvido neste trabalho também determina a distribuição de temperatura do motor.

Um estudo de caso foi realizado com diversas viscosidades de óleo e frações de água. Os resultados mostram a elevação da temperatura do motor, quando sua velocidade é continuamente aumentada. Também se mostrou que, negligenciar os efeitos do desenvolvimento da camada limite térmica, quando ocorre escoamento laminar, pode resultar num motor superaquecido, onde na verdade, a temperatura máxima do motor é muito menor do que o seu limite superior. Modelos baseados no perfil temperatura plenamente desenvolvidos sofrem de imprecisão, quando utilizados em aplicações de fluidos viscosos, devido ao grande comprimento entrada térmica.

Palavras-Chave: Bomba Centrífuga Submersa; Transferência de Calor; Motor Elétrico.

ABSTRACT

A model to predict the motor temperature of an electrical submersible pump, under variable conditions of flow rate and loading, has been developed. This model takes into account the coupled behavior between motor, pump and production system. Thus, given a frequency set in the variable speed drive, the motor temperature is determined as a result of the equilibrium between the heat generation, calculated from the power that the pump demands from the motor, and the heat extraction, calculated from the flow rate. In this model, the electrical submersible pump is supposed to be installed in a subsea pumping module located near the producer well. It has been studied the convective heat transfer in the pumping module, where a downward flow occurs in the external annulus between the casing and the shroud, and an upward flow happens in the internal annulus between the shroud and the motor.

A convective heat transfer study has been run comparing models based on fully developed temperature profile and models that consider the development of the thermal boundary layer. Since the only point of temperature measurement is located at the lower end of the stator winding, the model developed in this work also determines the temperature distribution of the motor.

A case study has been run with several oil viscosities and water cut. The results show a motor temperature rise when motor speed is continuously increased. It is also showed that, when laminar flow occurs, neglecting the effect of the thermal boundary layer development may result in an overheated motor prediction where actually, motor maximum temperature is much smaller than its upper limit. Fully developed temperature profile models suffer of inaccuracy when used in viscous fluid applications, due to its big thermal entry length.

Keywords: Electrical Submersible Pump; Heat Transfer; Electric Motor.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	xix
LISTA DE TABELAS.....	xxiii
LISTA DE NOMENCLATURAS	xxv
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Motivação	4
1.2. Objetivos.....	5
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	13
3.1. Modelo de Convecção baseado no Perfil de Temperatura Plenamente Desenvolvido	16
3.2. Modelo de Convecção com Desenvolvimento da Camada Limite Térmica	21
3.3. Modelagem da Transferência de Calor entre o Rotor e o Estator.....	26
3.4. Modelagem da Transferência de Calor no Interior do Motor.....	27
3.5. Modelo do Motor Elétrico	35
3.6. Propriedades dos Fluidos	38
3.7. Sistema de Produção.....	41
3.8. Comportamento da Bomba Centrífuga.....	43
3.9. Interações entre o Motor e a Bomba.....	47
4. METODOLOGIA E APLICAÇÕES.....	53
4.1. Metodologia de Cálculo.....	53
4.1.1. Correção das Curvas de Altura de Elevação e de Potência da Bomba	56
4.1.2. Determinação da Curva de Altura de Elevação Requerida do Sistema de Produção .	56

4.1.3. Acoplamento das Curvas de Altura de Elevação da Bomba e do Sistema.....	56
4.1.4. Determinação da Curva de Potência da Bomba versus Rotação	57
4.1.5. Acoplamento das Curvas de Potência da Bomba e do Motor	57
4.1.6. Determinação dos Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção	58
4.1.7. Determinação da Distribuição de Calor no Motor.....	58
4.2. Aplicações e Estudos de Casos.....	59
4.2.1. Estudo de Casos.....	60
4.2.2. Dados de Entrada Comuns a todos os Casos	60
4.2.3. Dados de Entrada para os Casos com Óleo de 35 graus API	63
4.2.4. Dados de Entrada para os Casos com Óleo de 15 graus API	64
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	65
5.1. Resultados Operacionais.....	65
5.1.1. Caso 1 – Óleo de 15 °API.....	65
5.1.2. Caso 2 – Óleo de 35 °API.....	68
5.2. Distribuição de Temperatura nos Anulares	71
5.2.1. Caso 1 – Óleo de 15 °API.....	71
5.2.2. Caso 2 – Óleo de 35 °API.....	75
5.3. Distribuição de Temperatura no Motor	77
5.3.1. Caso 1-A – Óleo de 15 °API e BSW = 0,0 %.....	77
5.3.2. Caso 1-B – Óleo de 15 °API e BSW = 30,0 %	84
5.3.3. Caso 1-C – Óleo de 15 °API e BSW = 70,0 %.....	90
5.3.4. Caso 2-A – Óleo de 35 °API e BSW = 0,0 %.....	94
5.3.5. Caso 2-B – Óleo de 35 °API e BSW = 50,0 %	97
6. CONCLUSÕES.....	103

REFERÊNCIAS	107
Apêndice A – Solução das Equações Diferenciais Acopladas (3.4) e (3.7).....	109
Apêndice B – Equações da Condução de Calor Interna do Motor	111
Apêndice C – Resistência Térmica do Rotor.....	113

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Componentes do motor elétrico de uma BCS – Fonte: Adaptado de Takacs (2009) ..	2
Figura 1.2 - Sistema de Produção	3
Figura 2.1 - Vórtices de Taylor - Fonte: Fénot <i>et al.</i> (2011)	7
Figura 3.1 - Poço Alojador da BCS	14
Figura 3.2 - Corte transversal do motor	15
Figura 3.3 - Variação Axial do Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção (Adaptado de Incropera <i>et al.</i> , 2008)	15
Figura 3.4 - Modelo de Convecção entre o Motor e o Escoamento Externo	16
Figura 3.5 - Modelo Numérico da Convecção	22
Figura 3.6 - Sistema linear do modelo numérico de convecção	23
Figura 3.7 - Divisão do Motor em Regiões	28
Figura 3.8 - Nomenclatura Usada na Formulação da Condução de Calor no Interior do Motor ..	29
Figura 3.9 - Detalhe da Região 3 - Enrolamento do Estator	32
Figura 3.10 - Detalhe da Região 5 – Barras de Cobre do Rotor	35
Figura 3.11 - Comportamento da Potência do Motor em Função da Rotação do Rotor	38
Figura 3.12 - Viscosidade da Emulsão em Função do BSW - Fonte: Woelflin (1942)	40
Figura 3.13 - Curvas de Performance de uma BCS	43
Figura 3.14 - Redução da Altura de Elevação da Bomba devido à Viscosidade do Fluido	46
Figura 3.15 - Aumento da Potência Demandada pela Bomba devido ao Fluido Viscoso	46
Figura 3.16 - Curvas de Altura de Elevação versus Vazão da Bomba para Diversas Rotações ...	47
Figura 3.17 - Curvas de Potência Requerida versus Vazão da Bomba para Diversas Rotações...	48
Figura 3.18 - Curvas de BHP _m e BHP _b em Função da Rotação	51
Figura 4.1 - Sequencia de Cálculos	54
Figura 4.2 - Dados de Entrada do Modelo de Cálculo	55
Figura 4.3 - Potência Unitária em Função do Escorregamento do Rotor (fonte: fabricante do motor)	62
Figura 4.4 - Eficiência em Função da Potência Unitária do Motor (fonte: fabricante do motor) .	62

Figura 5.1 - Comportamento Operacional em Função da Frequência - Caso 1-A	67
Figura 5.2 - Comportamento Operacional em Função da Frequência - Caso 2-A	70
Figura 5.3 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Modelo com Perfil de Temperatura Desenvolvido - Caso 1-A	71
Figura 5.4 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Modelo com Desenvolvimento da Camada Limite de Temperatura - Caso 1-A.....	73
Figura 5.5 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Caso 1-B	74
Figura 5.6 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Caso 1-C	75
Figura 5.7 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Caso 2-A	76
Figura 5.8 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Caso 2-B	77
Figura 5.9 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-A - 60Hz - Modelo que considera o Perfil de Temperatura Plenamente Desenvolvido	78
Figura 5.10 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-A - 60Hz - Modelo que considera o Desenvolvimento da Camada Limite de Temperatura	79
Figura 5.11 - Mapa de Temperaturas - Caso 1-A - 60 Hz.....	81
Figura 5.12 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-A - 55 Hz.....	82
Figura 5.13 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-A - 50Hz.....	83
Figura 5.14 - Distribuição Radial de Temperatura no Topo do Motor - Caso 1-A.....	83
Figura 5.15 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-B - 60Hz - Modelo que considera o Perfil de Temperatura Plenamente Desenvolvido	85
Figura 5.16 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-B - 60Hz - Modelo que considera o Desenvolvimento da Camada Limite de Temperatura	86
Figura 5.17 - Mapa de Temperaturas - Caso 1-B - 60 Hz	88
Figura 5.18 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-B - 55Hz.....	89
Figura 5.19 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-B - 50Hz.....	89
Figura 5.20 - Distribuição Radial de Temperatura no Topo do Motor - Caso 1-B	90
Figura 5.21 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-C - 60 Hz.....	91
Figura 5.22 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-C - 55 Hz.....	91
Figura 5.23 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-C - 50 Hz.....	92
Figura 5.24 - Mapa de Temperaturas - Caso 1-C - 60 Hz	93
Figura 5.25 - Distribuição Radial de Temperatura no Topo do Motor - Caso 1-C	93

Figura 5.26 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-A - 60 Hz.....	94
Figura 5.27 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-A - 55 Hz.....	94
Figura 5.28 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-A - 50 Hz.....	95
Figura 5.29 - Mapa de Temperaturas - Caso 2-A - 60 Hz.....	96
Figura 5.30 - Distribuição Radial de Temperatura no Topo do Motor - Caso 2-A	97
Figura 5.31 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-B - 60 Hz.....	98
Figura 5.32 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-B - 55 Hz.....	98
Figura 5.33 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-B - 50 Hz.....	99
Figura 5.34 - Mapa de Temperaturas - Caso 2-B - 60 Hz	100
Figura 5.35 - Distribuição Radial de Temperatura no Topo do Motor - Caso 2-B	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 3-1 - Número de Nusselt para Escoamento Laminar - Fonte: Kays e Crawford (1993) ...	20
Tabela 3-2 - Número de Nusselt Variável - Escoamento Laminar - Fonte: Rohsenow <i>et al.</i> (1998)	25
Tabela 4-1 - Casos Estudados.....	60
Tabela 4-3 - Número de Estágios para os Casos de Óleo de 15 °API.....	64
Tabela 5-1 - Condutividades Térmicas do Motor.....	65
Tabela 5-2 – Diâmetro Hidráulico e Área dos Anulares	65
Tabela 5-3 – Propriedades Termo Físicas da Mistura – Caso 1	66
Tabela 5-4 - Condições Operacionais do Caso 1.....	66
Tabela 5-5 - Adimensionais e CET - Caso 1-A.....	67
Tabela 5-6 - Adimensionais e CET - Caso 1-B.....	68
Tabela 5-7 - Adimensionais e CET - Caso 1-C.....	68
Tabela 5-8 – Propriedades Termo Físicas da Mistura – Caso 2.....	68
Tabela 5-9 - Condições Operacionais do Caso 2.....	69
Tabela 5-10 - Adimensionais e CET - Caso 2-A.....	70
Tabela 5-11 - Adimensionais e CET - Caso 2-B.....	70
Tabela 5-12 - Aumento da Temperatura na Corrente Fria – Modelo com Perfil de Temperatura Desenvolvido – Caso 1-A.....	72
Tabela 5-13 - Aumento da Temperatura na Corrente Fria – Modelo com Desenvolvimento da Camada Limite de Temperatura – Caso 1	74
Tabela 5-14 - Aumento da Temperatura na Corrente Fria – Caso 2	75
Tabela 5-15 - Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção - Caso 1-A.....	80
Tabela 5-16 - Variáveis que Determinam o Comportamento da Temperatura do Motor com o Aumento da Frequência - Caso 1-A	84
Tabela 5-17 - Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção - Caso 1-B.....	87
Tabela 5-18 - Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção - Caso 1-C.....	92
Tabela 5-19 - Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção - Caso 2-A.....	95

Tabela 5-20 - Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção - Caso 2-B..... 99

LISTA DE NOMENCLATURAS

SIGLAS		UNIDADES
BHP_b	Potência demandada pela bomba	[W], [hp]
BHP_m	Potência útil disponibilizada pelo motor	[W], [hp]
$BHP_{nominal}$	Potência nominal do motor	[W], [hp]
c_{po}	Calor específico do óleo	[J/ kg K]
c_{pw}	Calor específico da água	[J/ kg K]
c_{pm}	Calor específico da mistura	[J/ kg K]
c_{pom}	Calor específico do óleo dielétrico do motor	[J/ kg K]
D_l	Diâmetro da linha de produção	[m]
D_w	Diâmetro da coluna de produção	[m]
Eff_m	Eficiência do motor	[unitário]
f	Frequência de alimentação da rede elétrica	[Hz]
f_l	Fator de atrito de Moody na linha de produção	[adimensional]
f_w	Fator de atrito de Moody na coluna de produção	[adimensional]
h_c	Coeficiente de transferência de calor entre a parede externa da camisa de refrigeração e a corrente fria	[W / m ² K]
h_h	Coeficiente de transferência de calor entre a parede interna da camisa de refrigeração e a corrente quente	[W / m ² K]
h_m	Coeficiente de transferência de calor por convecção entre a parede do motor e o fluido que escoar pelo anular interno	[W / m ² K]
IP	Índice de produtividade do poço	[m ³ /s / Pa], [m ³ /d /kgf/cm ²]
k_w	Condutividade térmica da água	[W / m K]
k_o	Condutividade térmica do óleo	[W / m K]
k_m	Condutividade térmica da mistura de óleo a água	[W / m K]
k_{shr}	Condutividade térmica da camisa de refrigeração	[W / m K]

k_{carc}	Condutividade térmica da carcaça do motor	[W / m K]
k_L	Condutividade térmica dos laminados	[W / m K]
k_{ee}	Condutividade térmica da região dos enrolamentos do estator	[W / m K]
k_{og}	Condutividade térmica do <i>oil gap</i>	[W / m K]
k_b	Condutividade térmica da região das barras de cobre do rotor	[W / m K]
k_S	Condutividade térmica do eixo	[W / m K]
k_{om}	Condutividade térmica do óleo dielétrico do motor	[W / m K]
k_{slot}	Condutividade térmica do slot dos enrolamentos do estator	[W / m K]
$k_{aço}$	Condutividade térmica do aço	[W / m K]
k_{cobre}	Condutividade térmica do cobre	[W / m K]
k_{epoxi}	Condutividade térmica do epoxi	[W / m K]
L	Comprimento do motor	[m]
L_l	Comprimento da linha de produção	[m]
L_w	Comprimento do poço produtor	[m]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg / s]
n_z	Número de células do modelo numérico	[unitário]
N_R	Rotação do rotor	[rpm]
N_S	Rotação do campo eletromagnético	[rpm]
P_{Lshr}	Perímetro lateral da camisa de refrigeração	[m]
P_{desc}	Pressão na descarga da bomba	[Pa], [kgf / cm ²]
P_{suc}	Pressão na sucção da bomba	[Pa], [kgf / cm ²]
P_s	Pressão de separação na chegada da plataforma	[Pa], [kgf / cm ²]
P_{wf}	Pressão de fundo de poço em fluxo	[Pa], [kgf / cm ²]
P_e	Pressão estática do reservatório	[Pa], [kgf / cm ²]
Q	Vazão volumétrica	[m ³ / s],

		[bbl / d]
Q_{bep}	Vazão no ponto de máxima eficiência da bomba	[m ³ / s], [bbl / d]
Q_{max}	Vazão máxima da bomba com altura de elevação igual a zero	[m ³ / s], [bbl / d]
\dot{q}	Geração de calor do motor	[W / m ³]
$r_{i\ csg}$	Raio interno do revestimento (<i>casing</i>) do poço alojador	[m]
$r_{e\ shr}$	Raio externo da camisa de refrigeração	[m]
$r_{i\ shr}$	Raio interno da camisa de refrigeração	[m]
r_m	Raio externo do motor	[m]
s	Escorregamento do motor	[%]
T_{ini}	Temperatura na entrada do poço alojador	[°C]
T_c	Temperatura na corrente fria	[°C]
T_h	Temperatura na corrente quente	[°C]
T_m	Temperatura na parede do motor	[°C]
U	Coefficiente global de transferência de calor entre as correntes	[W / m ² K]
\dot{W}_p	Potência dissipada pelo motor	[hp]
Δz_l	Lâmina d'água	[m]
μ_w	Viscosidade da água	[Pa s], [cp]
μ_o	Viscosidade do óleo	[Pa s], [cp]
μ_m	Viscosidade da mistura de óleo e água	[Pa s], [cp]
η	Eficiência da bomba	[unitário]
ρ_o	Massa específica do óleo	[kg / m ³]
ρ_w	Massa específica da água	[kg / m ³]
ρ_m	Massa específica da mistura de óleo e água	[kg / m ³]
ρ_{om}	Massa específica do óleo dielétrico do motor	[kg / m ³]

1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de campos de petróleo em ambientes marítimos com lâminas d'água profundas tem apresentado grandes desafios no projeto e na operação dos sistemas produtivos. Neste cenário, diversos métodos de elevação artificial são empregados com a finalidade de aumentar a produção de petróleo e maximizar os lucros. Dentre os métodos disponíveis, o Bombeio Centrífugo Submerso (BCS) é, ao lado do Gas-Lift Contínuo (GLC), o método mais indicado.

O sistema de elevação por BCS é constituído, de modo geral, por uma bomba centrífuga acionada por um motor elétrico. Estes equipamentos são descidos dentro do poço onde o petróleo será bombeado e formam o conjunto de fundo. Um cabo elétrico é descido desde o gerador de energia que fica na plataforma até o motor elétrico.

O conjunto de fundo da BCS possui um motor elétrico de indução do tipo gaiola de esquilo de dois pólos e três fases. Ele é constituído por:

- Uma carcaça externa de aço (“*Housing*”) de proteção;
- Um estator (“*Stator*”) que fica preso à carcaça composto por finos discos de aço elétrico empacotados transversalmente chamados de laminados (“*Laminations*”). Estes laminados possuem áreas de passagem que permitem acomodar os enrolamentos de fios de cobre, dispostos longitudinalmente, por onde passará a corrente elétrica para gerar o campo eletromagnético. Os fios de cobre são isolados eletricamente uns dos outros por epóxi;
- Um rotor (“*Rotor*”) também composto por finos discos de aço elétrico empacotados transversalmente chamados de laminados (“*Laminations*”). O rotor possui diversas barras de cobre dispostas longitudinalmente que passam por dentro das áreas de passagem dos laminados. Nestas barras de cobre do rotor passará a corrente elétrica induzida pelo campo eletromagnético gerado pelo estator. No topo e na base das barras de cobre existem discos de cobre que fecham o circuito elétrico do rotor;

- Um eixo acoplado ao rotor que transmitirá o torque gerado pela rotação do rotor para a bomba centrífuga;
- Um espaço vazio entre o rotor e o estator (“oil gap”) preenchido com um óleo dielétrico que, além de isolar estes dois componentes, serve para transferir calor entre as partes mais quentes e as partes mais frias do motor;
- Uma conexão com o cabo elétrico situada no topo do motor.

A Figura 1.1 ilustra o motor elétrico com seus diversos componentes.

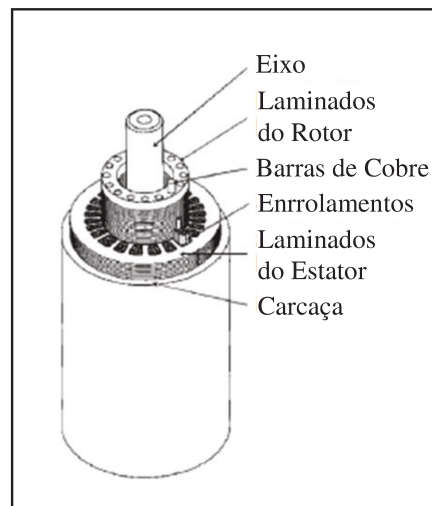


Figura 1.1 - Componentes do motor elétrico de uma BCS – Fonte: Adaptado de Takacs (2009)

Durante a operação do motor elétrico, calor é gerado devido à passagem de corrente elétrica em seus enrolamentos. Esta geração de calor eleva a sua temperatura. Assim, é necessário resfriar o motor elétrico, pois este possui uma temperatura máxima de operação acima da qual pode ocorrer uma falha nos materiais isolantes dos seus enrolamentos e conexões impossibilitando o seu funcionamento.

Na montagem do conjunto de fundo o motor elétrico é conectado abaixo da bomba centrífuga. Dessa maneira, todo o fluido produzido do reservatório que chega à entrada da bomba centrífuga passa antes em volta do motor elétrico. Uma das principais motivações para esta disposição dos equipamentos do conjunto de fundo é fazer com que os fluidos produzidos refrigerem o motor elétrico. O efeito do resfriamento ocorre por convecção forçada dos fluidos produzidos, mais frios, escoando em contato com a parede do motor, mais quente.

No Brasil, em campos de produção de petróleo marítimos, tem se tornado comum adotar um sistema produtivo tal como mostrado na Figura 1.2. Nesta configuração, o conjunto BCS é instalado em um poço alojador próximo ao poço produtor. A partir do poço alojador, a produção é escoada até uma plataforma de produção através da linha de produção e do *riser*.

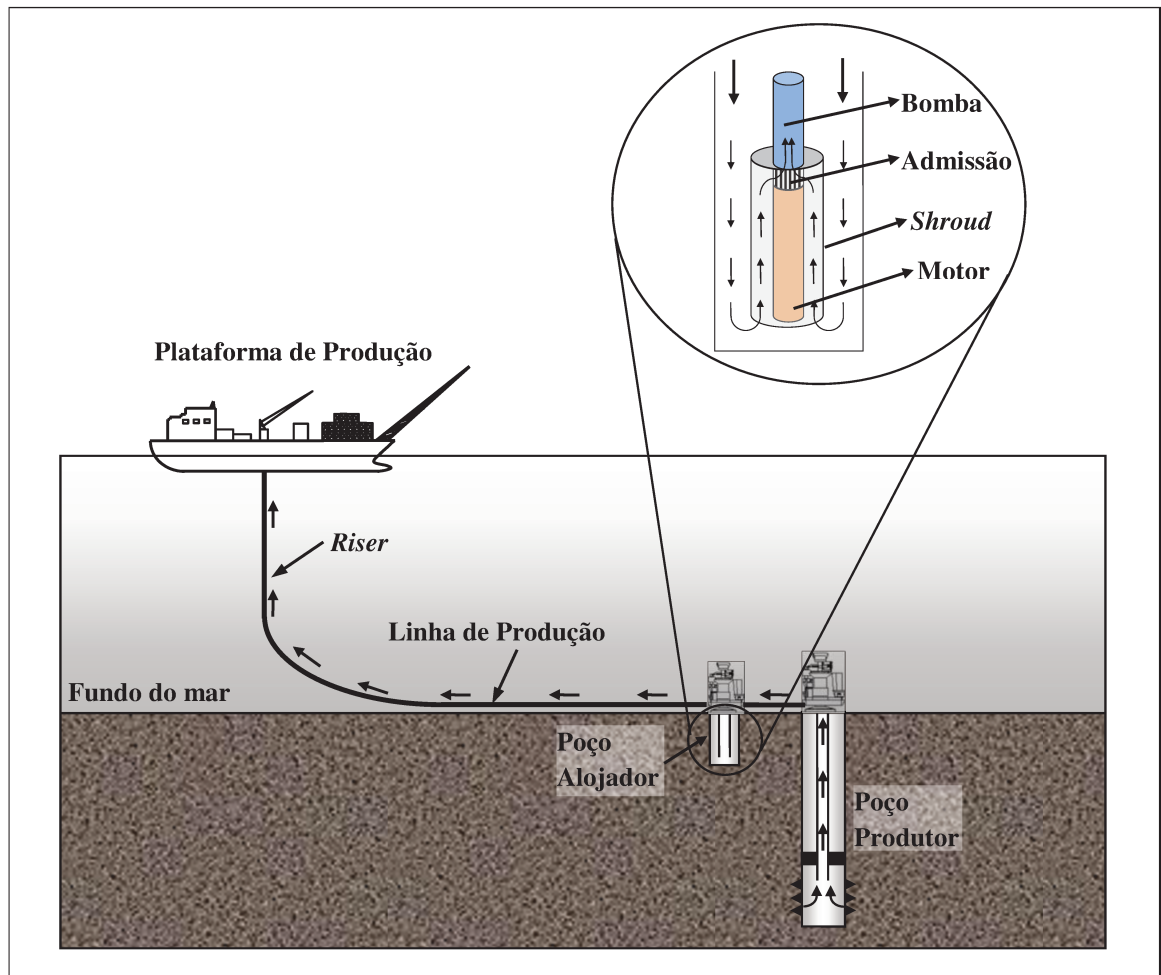


Figura 1.2 - Sistema de Produção

O detalhe do poço alojador apresentado na Figura 1.2 mostra o caminho do escoamento em seu interior. Uma camisa de refrigeração, também conhecida como *shroud*, envolve o motor desde sua base até seu topo e envolve também a entrada da bomba localizada logo acima do motor. A camisa de refrigeração possui uma abertura em sua extremidade inferior e é fechada em sua extremidade superior. Dessa forma todo o fluido produzido que chega pelo topo do poço alojador é obrigado a descer pelo anular entre o revestimento do poço alojador e a camisa de refrigeração. Posteriormente o fluido sobe pelo anular entre a camisa de refrigeração e o motor

elétrico antes de chegar à entrada da bomba. O objetivo de se utilizar a camisa de refrigeração é fazer com que o fluido produzido refrigere o motor.

Em campos de produção marítimos é comum a utilização de inversores de frequência (VSD) no controle da vazão de produção. Desse modo, através do ajuste da frequência da rede de alimentação elétrica do motor, o operador do campo controla a rotação da bomba que determina a vazão produzida.

1.1. Motivação

Devido à configuração de escoamento em contra fluxo no interior do poço alojador, o calor gerado no motor é transferido para o escoamento ascendente do anular interno entre a camisa de refrigeração e o motor elétrico que por sua vez também transfere calor para o escoamento descendente do anular externo entre o revestimento do poço alojador e a camisa de refrigeração. Assim, é necessário estudar o processo de transferência de calor entre o escoamento anular interno e o externo de modo a determinar sua influência na distribuição de temperatura no motor.

Na operação de um sistema de BCS, muitas vezes observa-se na prática que o aumento da produção através do aumento da rotação da bomba via inversor de frequência, é acompanhado por um aumento na temperatura do motor. A temperatura pode às vezes atingir a máxima temperatura de operação permitida do motor. Nesse caso, o operador é obrigado a limitar a produção do poço de modo a evitar o sobreaquecimento do motor.

A alteração da vazão, através do VSD, modifica o efeito de resfriamento do motor. Assim, quanto maior a produção maior será o efeito de resfriamento. Por outro lado, o aumento da vazão também causa um aumento da potência demanda ao motor e, conseqüentemente um aumento na geração de calor. Então, é necessário realizar um balanço entre estes dois efeitos de forma a determinar a distribuição de temperatura no motor.

Diversas modelagens para a determinação da transferência de calor por convecção entre a parede do motor e o fluido produzido têm sido adotadas na literatura. Dentre os trabalhos disponíveis, encontram-se abordagens que vão desde modelos analíticos focados na determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção até os modelos numéricos que calculam o campo de temperatura dos fluidos que escoam em torno do motor além da temperatura na parede do motor. Os modelos analíticos normalmente consideram o campo de temperatura do

escoamento fluido plenamente desenvolvido para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção. Os modelos numéricos possibilitam caracterizar o desenvolvimento das camadas limite de velocidade e de temperatura, contemplando assim a influência destes fenômenos na determinação do processo de transferência de calor entre o motor e o fluido produzido.

O efeito do desenvolvimento das camadas limite sobre o cálculo da transferência de calor pode ser desprezado a depender das condições de escoamento e das propriedades dos fluidos. Porém, um estudo aprofundado deve ser realizado de forma a determinar as situações nas quais esta simplificação pode ser adotada.

Em condições reais de campo, a medição de temperatura é realizada apenas na extremidade inferior dos enrolamentos do estator, que não é exatamente o ponto de máxima temperatura do motor. O escoamento ascendente em torno do motor faz com que o ponto de máxima temperatura fique próximo ao topo do motor. Porém, para controlar a temperatura do motor de modo a evitar seu superaquecimento, dispõe-se apenas do valor da temperatura medida no ponto supracitado. Desse modo, é necessário elaborar um modelo que determine a distribuição de temperatura interna do motor.

Uma falha prematura do motor elétrico por superaquecimento implica em enormes gastos para sua substituição. Os altos valores dos aluguéis de sondas usadas na troca do motor aliados ao lucro cessante devido à parada de produção causam um grande impacto no resultado econômico do projeto de desenvolvimento de um campo. Então, caso não se consiga um resfriamento adequado do motor, a operação do campo acaba sendo obrigada a reduzir sua potência através da redução de sua rotação para, assim, limitar a geração de calor.

1.2. Objetivos

Os objetivos deste trabalho são:

- Estudar a transferência de calor do motor instalado em um poço alojador onde ocorre um escoamento em contra corrente;
- Criar um modelo que, para uma dada rotação do motor, calcule a taxa de geração de calor baseado na potência que a bomba demanda do motor e calcule também a taxa de resfriamento do motor baseado na vazão de produção;

- Discutir a importância do desenvolvimento das camadas limite de velocidade e de temperatura na determinação do processo de transferência de calor entre o motor e o fluido produzido, indicando as situações nas quais elas podem ser desprezadas e as situações onde elas devem ser consideradas;
- Determinar a distribuição de temperatura interna do motor.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Com o intuito de melhorar a confiabilidade dos motores elétricos das BCS, diversos autores têm estudado os mecanismos de troca térmica deste tipo de equipamento de modo a definir estratégias de operação que aumentem o seu tempo entre falhas e elaborar modelos que auxiliem no projeto de novos sistemas de produção.

Aoki *et al.* (1967) estudaram o processo de transferência de calor entre dois cilindros concêntricos com o cilindro interno girante. Segundo os autores uma das principais aplicações dos resultados de seu trabalho seria obter um modelo para determinar a transferência de calor entre o rotor e o estator de motores elétricos. Estes autores realizaram um estudo experimental com diversos fluidos preenchendo o espaço anular entre os dois cilindros sem fluxo axial. Desse modo, eles analisaram a transferência de calor entre os dois cilindros com um escoamento puramente rotacional no espaço anular.

De acordo com Aoki *et al.* (1967), a baixas rotações do cilindro interno, ocorre um escoamento laminar puramente circunferencial. O fluxo laminar se mantém até um determinado valor crítico do número de Taylor. A partir deste valor, ocorrem perturbações no escoamento na forma de vórtices toroidais espaçados regularmente ao longo do sentido axial dos cilindros. Neste ponto passa a ocorrer um escoamento com vórtices de Taylor, como é conhecido da literatura (Figura 2.1), após o qual o escoamento se torna turbulento.

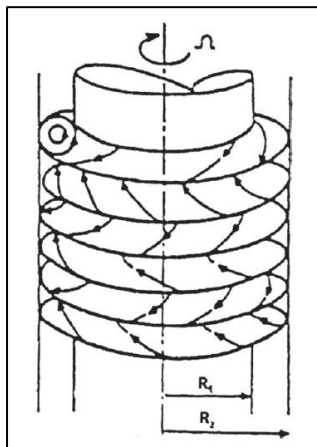


Figura 2.1 - Vórtices de Taylor - Fonte: Fénot *et al.* (2011)

Segundo Aoki *et al.* (1967), quando o escoamento é laminar, o processo de transferência de calor no sentido radial através do espaço anular se dá por pura condução. Desse modo, aplica-se a solução de condução através de um cilindro no sentido radial. A partir da formação dos vórtices de Taylor, o calor passa a ser transferido no sentido radial não só por condução, mas também por advecção. Desse modo, o transporte de energia é bastante intensificado a partir da ocorrência dos vórtices de Taylor.

Aoki *et al.* (1967), obtiveram uma correlação empírica para modelar o processo de transferência de calor através do espaço anular para os casos de escoamento com vórtices de Taylor e turbulento.

Focando o processo de transferência de calor entre a parede do motor e o escoamento ao seu redor, Powers (1994) adotou um modelo de cálculo analítico para obter o aumento da temperatura dos fluidos produzidos do reservatório ao passar em volta do motor elétrico de fundo. O autor concluiu que o ponto crítico de resfriamento do motor encontra-se no seu topo, pois neste ponto o motor é resfriado pela massa de fluido que já absorveu o calor gerado por todo o motor.

Em seu trabalho, Powers (1994) usou uma fórmula analítica, válida apenas para escoamento em regime turbulento, para se calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido produzido escoando em volta do motor elétrico. O autor avaliou dois conjuntos de BCS produzindo a mesma vazão, porém instaladas a diferentes profundidades. Ele analisou dois motores com a mesma eficiência e com a taxa de geração de calor sendo proporcional à altura de elevação desenvolvida pela bomba. O autor procurou estudar o efeito da profundidade de instalação da BCS no resfriamento do motor. De fato, ele avaliou o efeito da taxa de carregamento do motor no processo de resfriamento.

Manzanilla *et al.* (1997) realizaram um estudo da transferência de calor por convecção entre a parede do motor e o fluido produzido através de um modelo em elementos finitos. Estes autores estavam particularmente interessados em avaliar a transferência de calor para o caso de um óleo viscoso escoando em volta do motor. Desse modo, estes autores avaliaram apenas o escoamento laminar em volta do motor e determinaram a temperatura na parede do motor para dois casos de vazão e potência, fixando a eficiência dos motores em 80 %.

Manzanilla *et al.* (1997) questionaram uma regra usada historicamente na indústria do petróleo que estabelece que deve-se ter uma velocidade mínima de escoamento do fluido em torno do motor de 1,0 pé por segundo para que ocorra um resfriamento adequado deste equipamento. Para o caso de escoamento de óleo viscoso os autores encontraram, mesmo para velocidades acima de 1,0 pé por segundo, valores de temperatura na parede do motor acima do limite operacional.

Skoczylas e Alhanati (1998) apresentaram um estudo comparativo entre diversos modelos analíticos usados para calcular a transferência de calor por convecção entre o motor e o fluido produzido. Assumindo dois motores trabalhando a plena carga com a mesma potência, mas com diâmetros diferentes, os autores consideraram o regime de fluxo (laminar ou turbulento) e o escoamento multifásico na determinação do coeficiente de troca térmica por convecção. Além disso, eles apresentaram correlações específicas para o escoamento num anular entre dois cilindros concêntricos. O trabalho de Skoczylas e Alhanati (1998) é uma evolução do trabalho de Powers (1994), já que este utilizou uma formulação válida apenas para o escoamento turbulento. Powers (1994) também desconsiderou o escoamento anular, utilizando o diâmetro do motor como dimensão característica no cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção.

Skoczylas e Alhanati (1998) ressaltaram a importância de se considerar o regime de fluxo e o escoamento anular no cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre motor e o fluido produzido. Os autores recomendaram a equação de Gnielinski para o caso de escoamento turbulento, adotando o diâmetro hidráulico da região anular como dimensão característica na determinação do número de Reynolds e do número de Nusselt. Para o escoamento laminar, os autores recomendaram o método dos coeficientes de influência.

Em seu estudo, Skoczylas e Alhanati (1998) também questionam o critério de 1,0 pé por segundo para o adequado resfriamento do motor, principalmente para o caso onde ocorre o regime laminar, muito comum em escoamento monofásico de óleo viscoso.

Para o caso de escoamento multifásico, Skoczylas e Alhanati (1998) sugerem que as mesmas formulações para o escoamento monofásico podem ser utilizadas. Porém eles recomendam que os números de Reynolds, Nusselt e Prandtl sejam calculados adotando um fluido equivalente escoando na velocidade da mistura gás-líquido, mas cujas propriedades são apenas aquelas da fase líquida (densidade, viscosidade e condutividade térmica). De acordo com

os autores, a base desta abordagem reside no fato de que o processo de transferência de calor por convecção ocorre nas proximidades da parede do motor onde a fase líquida prevalece.

Por fim, Skoczylas e Alhanati (1998) observaram a influência da presença de gás no regime de escoamento. Segundo os autores, a existência de gás no escoamento reduz a mínima vazão de líquido necessária para se atingir o fluxo turbulento. Isto porque a presença de gás faz com que a velocidade média da mistura aumente substancialmente. Assim, o escoamento se torna turbulento a baixas vazões de líquido. Com o escoamento turbulento, o coeficiente de transferência de calor por convecção é superior àquele que ocorre no escoamento laminar.

Rodriguez *et al.* (2000) usaram um programa comercial de análise de dinâmica dos fluidos computacional (CFX[®]) para estudar a transferência de calor entre a parede do motor elétrico e o fluido produzido do reservatório. Analisando o efeito da instalação de uma camisa de refrigeração para aumentar a velocidade de escoamento do fluido, estes autores realizaram um estudo comparativo com diversos diâmetros de camisa de refrigeração, mantendo constantes a vazão e a geração de calor no motor. Eles concluíram que, para o estudo de caso feito por eles, foi necessário manter uma velocidade mínima de 2,8 pés/s para se obter um resfriamento apropriado do motor.

Rodriguez *et al.* (2000) também questionaram a validade do critério que estabelece uma velocidade mínima de escoamento do fluido em torno do motor de 1,0 pé por segundo para que ocorra um resfriamento adequado. Dentre as premissas assumidas neste trabalho incluem-se: a modelagem bidimensional em coordenadas cilíndricas, o motor foi tratado apenas como uma fonte de calor constante de 12340 W/m^2 , fluxo laminar em regime permanente e parede da camisa de refrigeração isolada termicamente do meio exterior.

Batista (2009) elaborou um modelo transiente simplificado de transferência de calor convectiva entre o motor da BCS e o fluido de produção. Em seu modelo, Batista (2009) utilizou correlações empíricas de convecção forçada para os regimes de escoamento laminar e turbulento no cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção.

Considerando o equilíbrio entre o calor gerado no motor e o calor transmitido ao fluido por convecção, Batista (2009) procurou determinar a temperatura média na parede do motor a cada passo de tempo do modelo transiente. Dessa forma, a autora tomou a temperatura na parede do

motor como sendo igual à temperatura do próprio motor. O objetivo final de seu trabalho foi desenvolver um aplicativo de partida transiente de uma BCS.

Jankowski *et al.* (2010) usaram um modelo de elementos concentrados (“*lumped-parameter*”) para determinar a distribuição interna de temperatura do motor. Neste modelo, os componentes sólidos e líquidos do sistema são agrupados em poucos nós isotérmicos. Estes nós são então acoplados através de expressões apropriadas representando a transferência de calor por condução e convecção entre eles. Em seu trabalho, os autores advogam em favor das vantagens desta abordagem em relação a uma análise por elementos finitos principalmente devido ao reduzido número de nós requeridos no modelo de elementos concentrados.

Para representar o motor elétrico Jankowski *et al.* (2010) utilizaram um modelo bidimensional axi-simétrico. Os detalhes construtivos do motor tais como, as diversas áreas de passagens do estator preenchidas com os enrolamentos de fios de cobre isolados por epóxi, a geometria das barras de cobre do rotor e as múltiplas seções do rotor usadas em motores muito longos, foram agrupados em nós isotérmicos com propriedades médias. A geração de calor devido à passagem de corrente elétrica e sua distribuição no rotor e estator foi estimada através de uma análise eletromagnética por elementos finitos do motor de indução. A geração de calor por dissipação viscosa do fluido foi determinada experimentalmente.

Dadas a distribuição de geração de calor, uma expressão de acoplamento para cada nó representando a transferência de calor por condução e convecção e condições de contorno para a temperatura, Jankowski *et al.* (2010) calcularam a temperatura em cada nó através da resolução de equações de balanço de energia entre cada um deles. Os autores usaram diferentes equacionamentos de balanço de energia para nós situados nas partes sólidas e para nós situados nas partes líquidas do motor.

A condutância térmica entre nós situados nas partes sólidas foram calculadas de acordo com a lei de Fourier. Os nós situados nas partes fluidas foram acoplados entre si e aos nós situados nas partes sólidas através de elementos de malha em delta. As condutâncias térmicas de cada elemento de malha em delta foram obtidas de uma solução analítica para escoamento num canal com temperatura constante na parede, com os coeficientes de transferência de calor por convecção sendo obtidos através de correlações encontradas na literatura. Combinações de condutâncias térmicas em série e em paralelo foram usadas quando necessário.

O modelo desenvolvido por Jankowski *et al.* (2010) foi validado através da comparação da temperatura média encontrada pelo modelo para cada componente do motor com a temperatura média medida em cada componente em um loop de teste de uma BCS. De forma geral, segundo os autores, foi encontrada boa aderência dos resultados calculados pelo modelo com os dados medidos.

Não há na literatura um trabalho que tenha estudado a transferência de calor do motor numa instalação como a de um poço alojador. Nenhum dos autores citados abordou o problema do resfriamento do motor de BCS considerando a relação entre a potência gerada pelo motor e a produção do poço. Num cenário onde o uso de inversores de frequência tem se tornado prática comum, faz-se necessário desenvolver um modelo que considere o comportamento acoplado do motor, da bomba e do sistema de produção. Neste modelo, para uma dada frequência ajustada no VSD, a taxa de geração de calor deve ser calculada com base na potência que a bomba demanda do motor e a taxa de resfriamento do motor deve ser calculada com base na vazão de produção.

Dentre os autores mencionados, Powers (1994) e Skoczylas e Alhanati (1998) elaboraram seus trabalhos determinando os coeficientes de transferência de calor por convecção baseados em modelos que consideram o campo de temperatura plenamente desenvolvido. Manzanilla *et al.* (1997) e Rodriguez *et al.* (2000) consideraram o desenvolvimento das camadas limite de velocidade e de temperatura na determinação do processo de transferência de calor. As duas abordagens são adotadas na literatura de forma indiscriminada sem que se tenha feito uma discussão sobre as situações nas quais o efeito desenvolvimento das camadas limite se torna um fator determinante nos cálculos de transferência de calor.

Apenas Jankowski *et al.* (2010) procuraram obter a distribuição interna de calor do motor. Eles o fizeram através da adoção de um modelo de elementos concentrados. Desse modo, há uma carência de modelos na literatura que tratem da transferência de calor interna do motor. Assim, torna-se necessária a proposição de um modelo simplificado capaz de especificar o local onde ocorre e a magnitude da temperatura máxima do motor.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A fim de modelar o processo de transferência de calor no poço alojador (Figura 3.1), foram adotadas as seguintes hipóteses:

- A temperatura do fluido na entrada do anular externo é conhecida;
- O revestimento (parede lateral) e o fundo do poço alojador foram considerados adiabáticos. Assim, todo o calor gerado no interior do motor é transferido para o fluido de produção;
- O motor é axi-simétrico (Figura 3.2), então a transferência de calor na direção angular foi desconsiderada;
- O comprimento do motor de uma BCS é tipicamente da ordem de 100 vezes o seu diâmetro. Então, a resistência ao fluxo de calor na direção axial é muito maior do que na direção radial. Assim, a transferência de calor na direção axial também foi desconsiderada.

Como resultado das duas últimas hipóteses, no interior do motor a transferência de calor é considerada unidimensional na direção radial, onde todo o fluxo de calor ocorre no sentido do interior para a periferia do motor (Figura 3.2). Em consequência, o motor foi considerado como uma fonte uniforme de calor do ponto de vista do modelo de transferência de calor por convecção.

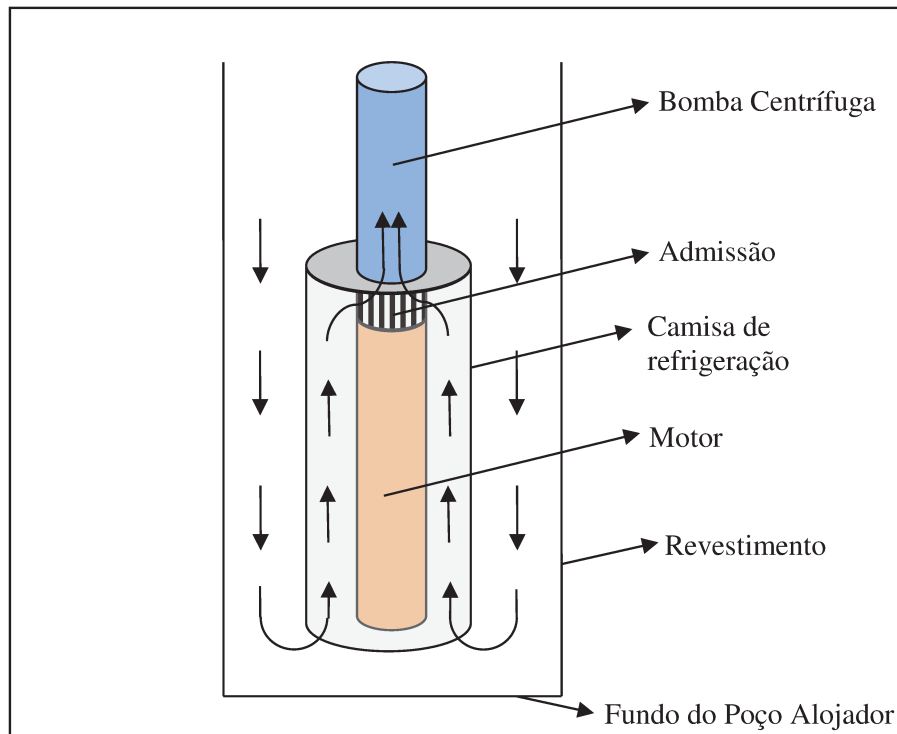


Figura 3.1 - Poço Alojador da BCS

A Figura 3.2 mostra um corte transversal do motor elétrico. Além de ilustrar as diversas partes do motor, esta figura permite observar a simetria axial do motor. Também é possível notar o sentido do fluxo de calor (q'') que ocorre, por hipótese, do centro para o exterior do motor.

O modelo de determinação do processo de transferência de calor por convecção depende das condições de escoamento e das propriedades dos fluidos. De acordo com Incropera *et al.* (2007), o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) num duto é variável na região de entrada térmica. Nesta região, ocorre o desenvolvimento da camada limite térmica. O valor de h é máximo na entrada do tubo e decai continuamente até um valor mínimo onde o perfil de temperatura plenamente desenvolvido é alcançado (Figura 3.3). A partir deste ponto, h permanece constante.

Desse modo, uma modelagem que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido só pode ser adotada em situações onde o comprimento de entrada térmica é desprezível. Neste trabalho, foram desenvolvidos modelos de troca térmica no poço alojador considerando as duas abordagens: uma delas, baseada no perfil de temperatura plenamente desenvolvido onde a região de entrada térmica é desprezada, o valor de h é constante ao longo do

escoamento, a outra considera o desenvolvimento da camada limite térmica onde o coeficiente h é variável.

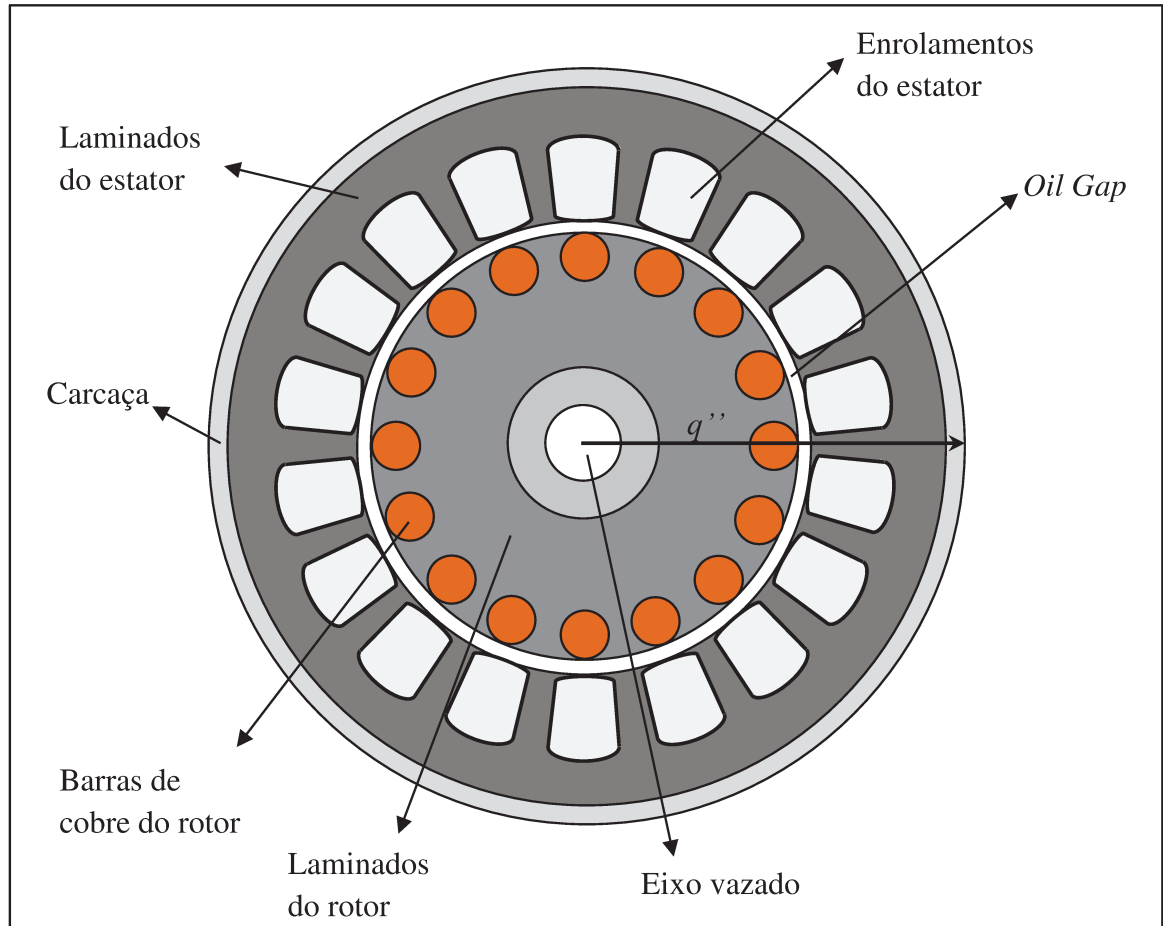


Figura 3.2 - Corte transversal do motor

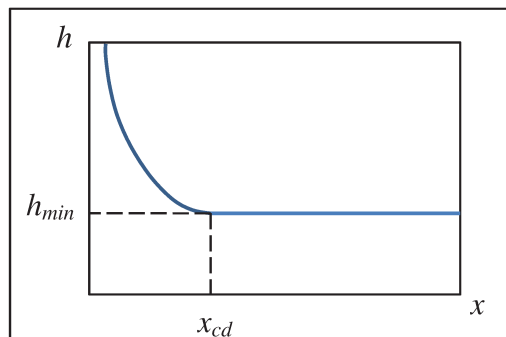


Figura 3.3 - Variação Axial do Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção (Adaptado de Incropera *et al.*, 2008)

3.1. Modelo de Convecção baseado no Perfil de Temperatura Plenamente Desenvolvido

Neste modelo, como já informado, o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) é constante. A Figura 3.4 mostra o balanço de energia em um volume de controle de comprimento dz .

A modelagem proposta da convecção entre a parede do motor e o escoamento consiste em determinar a distribuição da temperatura média na corrente quente (anular interno), $T_h(z)$, e na corrente fria (anular externo), $T_c(z)$, em regime permanente. Como mostrado na Figura 3.4 o referencial foi tomado a partir do topo em direção à base do motor.

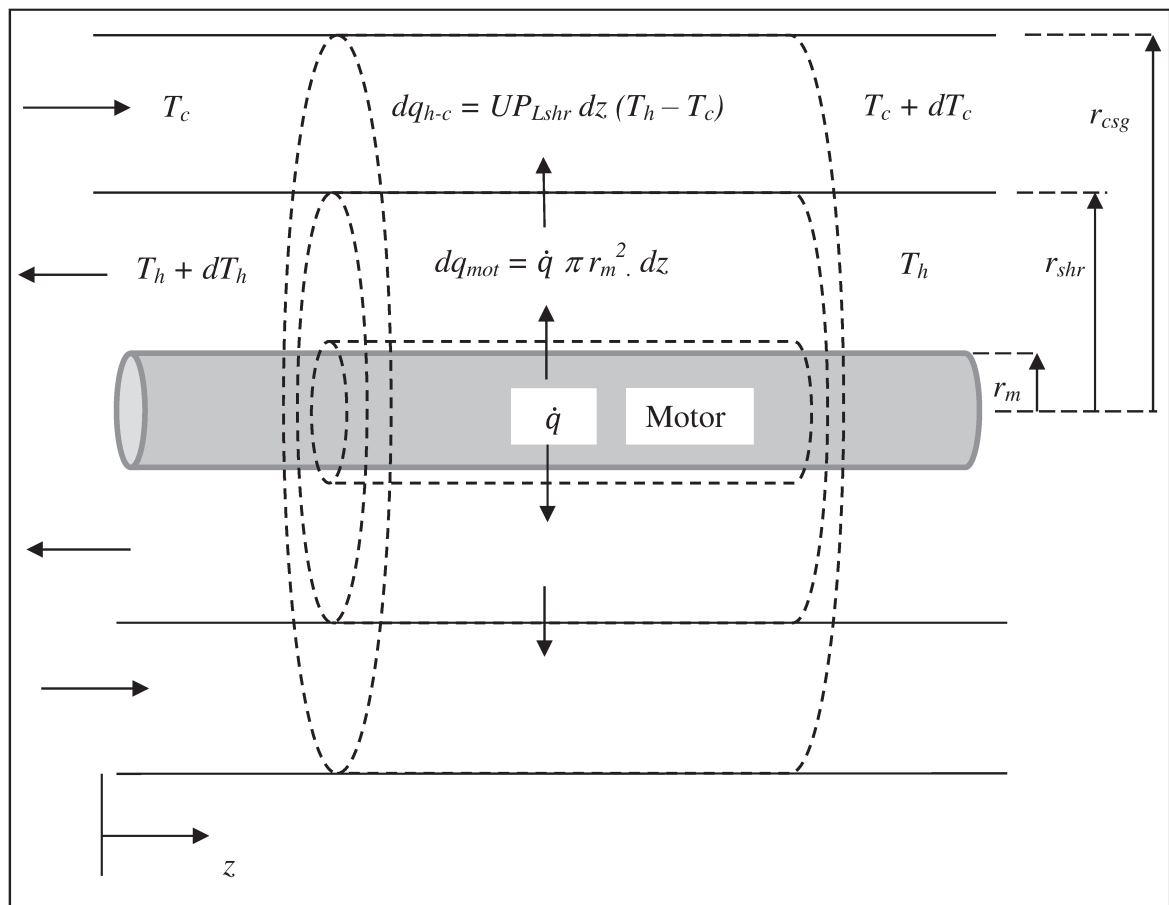


Figura 3.4 - Modelo de Convecção entre o Motor e o Escoamento Externo

O balanço de energia no elemento de volume no anular interno (corrente quente) é dado por:

$$dq_h = \dot{m}c_{pm}[T_h - (dT_h + T_h)] \quad (3.1)$$

Onde, a taxa de transferência de calor líquida, dq_h , que chega a esse elemento de volume no anular interno é dada pela diferença entre a taxa de transferência de calor que chega do motor e a taxa de transferência de calor cedida à corrente fria do anular externo:

$$dq_h = \dot{q}\pi r_m^2 dz - dq_{h-c} \quad (3.2)$$

A transferência de calor entre as correntes quente e fria desse elemento é dada por:

$$dq_{h-c} = UP_{Lshr} dz (T_h - T_c) \quad (3.3)$$

Substituindo (3.1) e (3.3) em (3.2), temos:

$$-\dot{m}c_{pm}dT_h = \dot{q}\pi r_m^2 dz - UP_{Lshr} dz (T_h - T_c)$$

Ou:

$$\dot{m}c_{pm} \frac{dT_h}{dz} = UP_{Lshr}(T_h - T_c) - \dot{q}\pi r_m^2 \quad (3.4)$$

O balanço de energia no elemento de volume no anular externo é dado por:

$$dq_c = \dot{m}c_{pm}[(T_c + dT_c) - T_c] \quad (3.5)$$

A taxa de transferência de calor líquida, dq_c , que chega a esse elemento de volume no anular externo é dada pela taxa de transferência de calor cedida pela corrente quente do anular interno:

$$dq_c = dq_{h-c} \quad (3.6)$$

Substituindo (3.3) e (3.6) em (3.5), temos:

$$\dot{m}c_{pm}dT_c = UP_{Lshr} dz (T_h - T_c)$$

Ou:

$$\dot{m}c_{pm} \frac{dT_c}{dz} = UP_{Lshr}(T_h - T_c) \quad (3.7)$$

Então, neste modelo, o problema da convecção entre as duas correntes do poço alojador com camisa de refrigeração consiste em resolver as equações diferenciais acopladas (3.4) e (3.7):

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}c_{pm} \frac{dT_h}{dz} = UP_{Lshr}(T_h - T_c) - \dot{q}\pi r_m^2 \\ \dot{m}c_{pm} \frac{dT_c}{dz} = UP_{Lshr}(T_h - T_c) \end{array} \right. \quad (3.4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}c_{pm} \frac{dT_h}{dz} = UP_{Lshr}(T_h - T_c) - \dot{q}\pi r_m^2 \\ \dot{m}c_{pm} \frac{dT_c}{dz} = UP_{Lshr}(T_h - T_c) \end{array} \right. \quad (3.7)$$

A solução deste sistema, que se encontra no APÊNDICE A, resulta na equação da distribuição de temperaturas na corrente fria:

$$T_c(z) = T_{ini} + \frac{UP_{Lshr}\dot{q}\pi r_m^2}{(\dot{m}c_{pm})^2} \left(Lz - \frac{z^2}{2} \right) \quad (3.8)$$

E na equação da distribuição temperatura na corrente quente:

$$T_h(z) = T_{ini} + \frac{UP_{Lshr}\dot{q}\pi r_m^2}{(\dot{m}c_{pm})^2} \left(Lz - \frac{z^2}{2} \right) + \frac{\dot{q}\pi r_m^2}{\dot{m}c_{pm}} (L - z) \quad (3.9)$$

Onde, o perímetro lateral da camisa de refrigeração, P_{Lshr} , é definido neste trabalho como o perímetro externo da camisa de refrigeração, ou seja, $P_{Lshr} = 2\pi r_{e\ shr}$.

O coeficiente global de transferência de calor entre as correntes foi determinado através da metodologia descrita por Incropera *et al.* (2008), adotando o raio externo da camisa de refrigeração, $r_{e\ shr}$, como referência:

$$U = \frac{1}{\frac{r_{e\ shr}}{r_{i\ shr}} \frac{1}{h_h} + \frac{r_{e\ shr}}{k_{shr}} \ln \left(\frac{r_{e\ shr}}{r_{i\ shr}} \right) + \frac{r_{e\ shr}}{r_{e\ shr}} \frac{1}{h_c}}$$

Ou:

$$U = \frac{1}{\frac{r_{e\ shr}}{r_{i\ shr}} \frac{1}{h_h} + \frac{r_{e\ shr}}{k_{shr}} \ln \left(\frac{r_{e\ shr}}{r_{i\ shr}} \right) + \frac{1}{h_c}} \quad (3.10)$$

Uma vez determinada a função de distribuição da temperatura ao longo da corrente quente, dada pela equação (3.9), a temperatura na parede do motor, T_m , pode ser obtida através da lei de resfriamento de Newton.

$$q'' = h_m(T_m - T_h) \quad (3.11)$$

O fluxo de calor na periferia externa da parede do motor é dado pelo calor gerado no motor dividido pela área aberta ao fluxo.

$$q'' = \frac{\dot{q}\pi r_m^2 dz}{2\pi r_m dz} = \frac{\dot{q}r_m}{2} \quad (3.12)$$

Substituindo (3.12) em (3.11) e explicitando a temperatura na parede do motor, temos:

$$T_m(z) = T_h(z) + \frac{\dot{q}r_m}{2h_m} \quad (3.13)$$

É importante notar que o segundo termo à direita da equação (3.13) é uma constante ao longo do escoamento, uma vez que o coeficiente h_m é constante no modelo que considera o campo de temperatura plenamente desenvolvido.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção deste modelo, h_c , h_h e h_m são determinados a partir da definição do número de Nusselt:

$$h = \frac{k_m Nu}{D_h} \quad (3.14)$$

Onde, D_h (m) é o diâmetro hidráulico, que para escoamentos anulares é dado pela diferença entre o diâmetro externo e o interno, $D_h = D_e - D_i$.

O Número de Nusselt é invariável ao longo do escoamento no modelo que considera o campo de temperatura plenamente desenvolvido. Para o caso de escoamento turbulento, o número de Nusselt foi determinado pela correlação de Gnielinski tal como proposto no trabalho de Skoczylas e Alhanati (1998):

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^2 \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.15)$$

Sendo definido o número de Reynolds:

$$Re = \frac{v D_h \rho_m}{\mu_m} \quad (3.16)$$

E o número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu_m c_{pm}}{k_m} \quad (3.17)$$

Usando a correlação de Gnielinski, encontra-se um número de Nusselt para o anular interno e outro para o anular externo. Desta maneira, os coeficientes h_m e h_h , calculados para o anular interno, são iguais. Sendo o coeficiente h_c calculado para o anular externo.

O Número de Nusselt, para o caso de escoamento laminar, foi determinado de acordo com a solução analítica proposta por Kays e Crawford (1993) para a parede interna do anular:

$$Nu_i = \frac{Nu_{ii}}{1 - (q_o''/q_i'')\theta_i^*} \quad (3.18)$$

E para a parede externa do anular:

$$Nu_o = \frac{Nu_{oo}}{1 - (q_i''/q_o'')\theta_o^*} \quad (3.19)$$

Onde o termo q_o''/q_i'' , representa a razão entre os fluxos de calor externo e interno. Os demais termos são determinados pela Tabela 3-1, válida para fluxo de calor uniforme nas duas superfícies.

Tabela 3-1 - Número de Nusselt para Escoamento Laminar - Fonte: Kays e Crawford (1993)

r^*	Nu_{ii}	Nu_{oo}	θ_i^*	θ_o^*
0	∞	4,364	∞	0
0,05	17,81	4,792	2,180	0,0294
0,10	11,91	4,834	1,383	0,0562
0,20	8,499	4,883	0,905	0,1041
0,40	6,583	4,979	0,603	0,1823
0,60	5,912	5,099	0,473	0,2455
0,80	5,580	5,240	0,401	0,2990
1.00	5.385	5,385	0,346	0,3460

Onde, r^* é a razão do raio interno pelo raio externo do espaço anular: $r^* = r_i/r_o$.

3.2. Modelo de Convecção com Desenvolvimento da Camada Limite Térmica

Quando se considera o desenvolvimento da camada limite térmica, o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) deixa de ser constante e passa a ser variável ao longo da região de entrada térmica. Desse modo, devido ao escoamento em contracorrente no poço alojador, na corrente fria o coeficiente h aumenta da entrada do poço alojador até a extremidade inferior da camisa de refrigeração, ou seja, de cima para baixo. Na corrente quente o coeficiente h aumenta da extremidade inferior da camisa de refrigeração até o topo do motor, ou seja, de baixo para cima.

Para resolver o problema com o h variável, adotou-se uma solução numérica. As equações diferenciais (3.4) e (3.7) regem o fenômeno de transferência de calor por convecção nas correntes quente e fria respectivamente. Estas duas equações foram transformadas para a forma discretizada aproximando suas derivadas por diferenças atrasadas, então:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}c_{Pm} \frac{(T_{ci} - T_{ci-1})}{\Delta Z} = U_i P_{LShroud} (T_{hi} - T_{ci}) \end{array} \right. \quad (3.20)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}c_{Pm} \frac{(T_{hi} - T_{hi+1})}{\Delta Z} = \dot{q} \pi r_m^2 - U_i P_{LShroud} (T_{hi} - T_{ci}) \end{array} \right. \quad (3.21)$$

Rearranjando as equações, temos:

$$\left(\frac{\dot{m}c_{Pm}}{\Delta Z} + U_i P_{LShroud} \right) T_{ci} - \left(\frac{\dot{m}c_{Pm}}{\Delta Z} \right) T_{ci-1} - U_i P_{LShroud} T_{hi} = 0 \quad (3.22)$$

$$\left(\frac{\dot{m}c_{Pm}}{\Delta Z} + U_i P_{LShroud} \right) T_{hi} - \left(\frac{\dot{m}c_{Pm}}{\Delta Z} \right) T_{hi+1} - U_i P_{LShroud} T_{ci} = \dot{q} \pi r_m^2 \quad (3.23)$$

Onde:

$$U_i = \frac{1}{\frac{r_{e\ shr}}{r_{i\ shr}} \frac{1}{h_{hi}} + \frac{r_{e\ shr}}{k_{shr}} \ln \left(\frac{r_{e\ shr}}{r_{i\ shr}} \right) + \frac{1}{h_{ci}}} \quad (3.24)$$

A Figura 3.5 ilustra a discretização usada no modelo numérico, onde as setas indicam os fluxos de calor. Nesta figura observa-se que o referencial também foi tomado a partir do topo em direção à base do motor, assim como ocorreu no modelo baseado no perfil de temperatura plenamente desenvolvido.

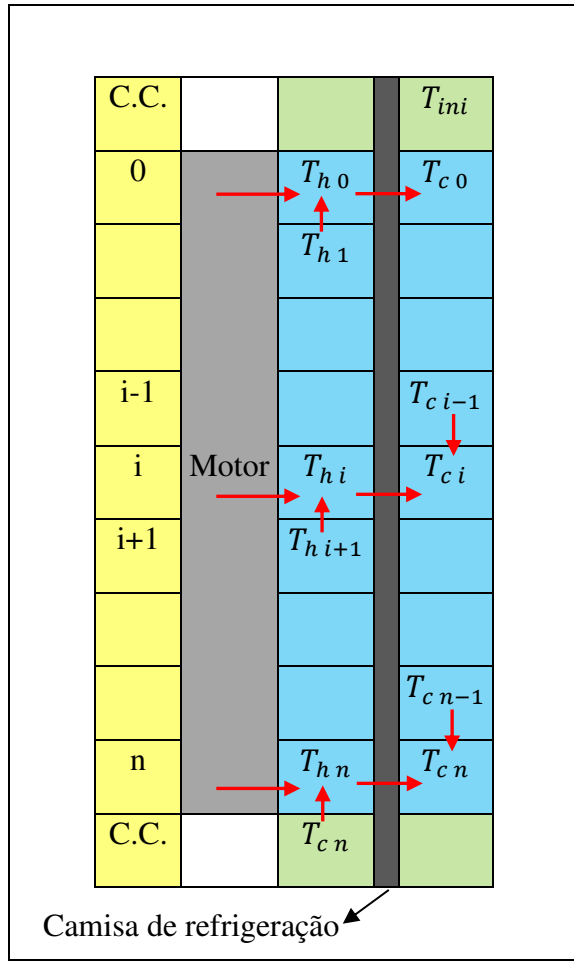


Figura 3.5 - Modelo Numérico da Convecção

Para solucionar o modelo, é necessária uma condição de contorno para a corrente fria e outra para a corrente quente. Estas condições de contorno são mostradas na Figura 3.5. Na corrente fria, a condição de contorno é a temperatura do fluido na entrada do poço alojador (T_{ini}), que é conhecida. Para a corrente quente, a temperatura da última célula da corrente fria (T_{cn}) foi tomada com condição de contorno de montante da última célula da corrente quente (T_{hn}). Desse modo, as equações nas células que fazem fronteira com as condições de contorno, ou seja, a primeira equação da corrente fria e a última equação da corrente quente são iguais a, respectivamente:

$$\left(\frac{\dot{m}c_{pm}}{\Delta z/2} + U_0 P_{Lshroud}\right) T_{c0} - U_0 P_{Lshroud} T_{h0} = \left(\frac{\dot{m}c_{pm}}{\Delta z/2}\right) T_{ini} \quad (3.25)$$

$$\left(\frac{\dot{m}c_{Pm}}{\Delta Z} + U_0 P_{LShroud}\right) T_{h n} - \left(\frac{\dot{m}c_{Pm}}{\Delta Z}\right) T_{c n} - U_n P_{LShroud} T_{c n} = \dot{q} \pi r_m^2 \quad (3.26)$$

Ainda de acordo com a Figura 3.5, como o fluxo de calor é bidimensional, o modelo desenvolvido gera então uma matriz de coeficientes penta diagonal cujos termos são representados pelas seguintes constantes:

$$a = \frac{\dot{m}c_P}{\Delta Z}$$

$$b = U_i P_{LShroud}$$

$$c = \dot{q} \pi r_m^2$$

Assim, a solução do modelo numérico de convecção consiste em resolver o sistema linear mostrado na Figura 3.6.

Matriz dos Coeficientes	Termos Indep.
$\begin{array}{ccccccc} 2.a+b & -b & & & & & \\ -b & a+b & & & & & \\ -a & & a+b & -b & & & \\ & & -b & a+b & & & -a \\ & & -a & & a+b & -b & \\ & & & & -b & a+b & \\ & & & & & & \ddots \\ & & & & & & a+b & -b \\ & & & & & & -b & a+b & & -a \\ & & & & & & -a & & a+b & -b \\ & & & & & & & & -b & a+b & & -a \\ & & & & & & & & -a & & a+b & -b \\ & & & & & & & & & & -(a+b) & a+b \end{array}$	$\begin{array}{c} T_{c0} \\ T_{h0} \\ T_{c1} \\ T_{h1} \\ T_{c2} \\ T_{h2} \\ \vdots \\ T_{c n-2} \\ T_{h n-2} \\ T_{c n-1} \\ T_{h n-1} \\ T_{c n} \\ T_{h n} \end{array} = \begin{array}{c} 2.a.T_{ini} \\ c \\ 0 \\ c \\ 0 \\ c \\ \vdots \\ 0 \\ c \\ 0 \\ c \\ 0 \\ c \end{array}$

Figura 3.6 - Sistema linear do modelo numérico de convecção

Uma vez determinada a distribuição da temperatura nos pontos discretizados da corrente quente, a temperatura na parede do motor, $T_{m i}$, pode ser obtida a partir da lei de resfriamento de Newton, através de uma equação similar à equação (3.13).

$$T_{m i} = T_{h i} + \frac{\dot{q}r_m}{2h_{m i}} \quad (3.27)$$

De modo diferente ao que ocorre com a equação (3.13), o segundo termo à direita da equação (3.27) varia ao longo do escoamento, uma vez que o coeficiente $h_{m i}$ é variável.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção deste modelo, $h_{c i}$, $h_{h i}$ e $h_{m i}$ são determinados a partir da definição do número de Nusselt dada pela equação (3.14). Porém o número de Nusselt varia na medida em que a camada limite de temperatura se desenvolve.

No caso de escoamento turbulento, de acordo com Kays e Crawford (1993), a região de entrada hidrodinâmica e térmica é de aproximadamente 10 vezes o diâmetro hidráulico. Devido a este pequeno comprimento de entrada combinada, hidrodinâmica e térmica, o escoamento turbulento não foi levado em consideração neste modelo que contempla o desenvolvimento das camadas limite nos cálculos de transferência de calor.

No caso do escoamento laminar, antes de apresentar o modelo adotado, cabe fazer uma breve discussão a respeito da importância do número de Prandtl. De acordo com Incropera *et al.* (2008) o número de Prandtl “fornece uma medida da efetividade relativa dos transportes, por difusão, de momento e de energia no interior das camadas-limite de velocidade e térmica”.

Segundo Kays e Crawford (1993), se o número de Prandtl é igual a 1, então a difusão da energia e da quantidade de movimento no meio ocorrem nas mesmas taxas. Desse modo, os perfis de temperatura e de velocidade se desenvolvem juntos na região de entrada de um tubo. Se o número de Prandtl é maior que 1, o perfil de velocidade se desenvolve de forma mais rápida que o perfil de temperatura (Kays e Crawford , 1993).

Ainda de acordo com Kays e Crawford (1993), se o número de Prandtl for maior que 5, o desenvolvimento do perfil de velocidade é tão mais expedito que o desenvolvimento do perfil de temperatura que, em se adotando um modelo baseado no perfil de velocidade plenamente desenvolvido, encontra-se resultados extremamente acurados, mesmo que não exista um comprimento de entrada hidrodinâmica suficiente para estabelecer o perfil de velocidade plenamente desenvolvido. Desse modo, o modelo de cálculo do número de Nusselt, para o regime laminar, adotado neste trabalho foi aquele proposto por Rohsenow *et al.* (1998) para o caso de perfil de velocidade plenamente desenvolvido que considera apenas o desenvolvimento da

camada limite de temperatura. Neste modelo, o número de Nusselt é determinado a partir do comprimento adimensional:

$$x^* = \frac{x/D_h}{RePr} \quad (3.28)$$

Na parede interna do anular, o número de Nusselt é determinado por:

$$Nu_{x,i} = \frac{q_i''}{q_i''[\theta_{x,ii} - \theta_{x,mi}] - q_o''[\theta_{x,mo} - \theta_{x,io}]} \quad (3.29)$$

E na parede externa do anular:

$$Nu_{x,o} = \frac{q_o''}{q_o''[\theta_{x,oo} - \theta_{x,mo}] - q_i''[\theta_{x,mi} - \theta_{x,oi}]} \quad (3.30)$$

Os coeficientes das equações (3.29) e (3.30) são obtidos da Tabela 3-2:

Tabela 3-2 - Número de Nusselt Variável - Escoamento Laminar - Fonte: Rohsenow *et al.* (1998)

r^*	x^*	$\theta_{x,ii}$	$\theta_{x,oi}$	$Nu_{x,ii}$	$\theta_{x,oo}$	$\theta_{x,io}$	$Nu_{x,oo}$
0,5	0,00005	0,023334	-	42,960	0,025994	-	38,688
	0,0001	0,029345	-	34,233	0,032919	-	30,626
	0,0005	0,049805	-	20,351	0,057314	-	17,864
	0,001	0,062474	-	16,356	0,073054	-	14,207
	0,005	0,105411	-	10,127	0,130327	-	8,548
	0,01	0,131911	0,000052	8,433	0,168984	0,000105	7,027
	0,05	0,224075	0,024263	6,353	0,326157	0,054896	5,186
	0,1	0,294840	0,090599	6,192	0,464851	0,181605	5,046
	0,5	0,828452	0,623910	6,181	1,531881	1,247819	5,037
	1,0	1,495118	1,290576	6,181	2,865214	2,581152	5,037
1,0	0,00005	0,024940	-	40,257	0,024940	-	40,257
	0,0001	0,031498	-	31,950	0,031498	-	31,950
	0,0005	0,054322	-	18,754	0,054322	-	18,754
	0,001	0,068821	-	14,965	0,068821	-	14,965
	0,005	0,120121	-	9,081	0,120121	-	9,081
	0,01	0,153517	0,000080	7,490	0,153517	0,000080	7,490
	0,05	0,280307	0,041118	5,546	0,280307	0,000853	6,773
	0,1	0,385362	0,136006	5,395	0,385362	0,136066	5,395
	0,5	1,185714	0,935714	5,385	1,185714	0,935714	5,385

A Tabela 3-2 é válida para condições de contorno fundamentais do segundo tipo, ou seja, fluxo uniforme numa parede com a outra parede isolada.

De acordo com a Tabela 3-2 a camada limite térmica se desenvolve até o comprimento adimensional (x^*) igual a 0,05. Pois, a partir deste valor de comprimento adimensional o número de Nusselt se torna aproximadamente invariável. Através da equação (3.28) e da Tabela 3-2 é possível encontrar o comprimento de entrada térmica (CET):

$$CET = 0,05 \cdot D_h \cdot Pe \quad (3.31)$$

Onde, o número de Peclet (Pe) é dado por:

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{v D_h \rho c_p}{k} \quad (3.32)$$

3.3. Modelagem da Transferência de Calor entre o Rotor e o Estator

Segundo Aoki *et al.* (1967), o processo de transferência de calor no espaço anular entre o rotor e o estator pode ser modelado através da definição do número de Nusselt correspondente à transferência de calor entre a parede do rotor e a parede do estator:

$$Nu_G = \frac{q'' r_R \ln(r_E/r_R)}{k(T_R - T_E)} \quad (3.33)$$

Onde, r_R (m) o raio externo do rotor e r_E (m) o raio interno do estator. T_R é a temperatura na superfície externa do rotor e T_E é a temperatura na superfície interna do estator.

Para o escoamento laminar no espaço anular, o modelo de transferência de calor é dado por condução pura, então neste caso o número de Nusselt, Nu_G , é igual a 1. Para o escoamento com vórtices de Taylor e em regime turbulento, Aoki *et al.* (1967) chegaram à seguinte correlação para o número de Nusselt do espaço anular:

$$Nu_G = 0,22(Ta/Fg)^{0,25} Pr^{0,3} \quad (3.34)$$

Onde, o número de Taylor é igual a:

$$Ta = \frac{\omega^2 r_R (r_E - r_R)^3 \rho^2}{\mu^2} \quad (3.35)$$

Sendo, ω (rad/s) a velocidade angular do rotor.

Fg é um fator geométrico dado por:

$$Fg = \frac{0,05766 \left[1 + 0,5 \left(\frac{r_E - r_R}{r_R} \right) \right]}{0,0571 \left[1 + 0,652 \left(\frac{r_E - r_R}{r_R} \right) \right] + 0,00056 \left[1 + 0,652 \left(\frac{r_E - r_R}{r_R} \right) \right]^{-1}} \quad (3.36)$$

O número de Taylor crítico que define a transição entre o escoamento laminar e o escoamento com vórtices de Taylor é dado por:

$$Ta_c = 1689Fg \quad (3.37)$$

3.4. Modelagem da Transferência de Calor no Interior do Motor

No modelo de condução interna de calor, o motor foi dividido em cilindros concêntricos, uma vez que o fluxo de calor no seu interior, por hipótese, ocorre apenas na direção radial. Dadas as heterogeneidades nos materiais que constituem o motor (Figura 3.2), este foi dividido em oito regiões, constituídas por cilindros concêntricos, (Figura 3.7) que são identificadas por:

- 1) Carcaça;
- 2) Região dos laminados do estator;
- 3) Região dos enrolamentos do estator;
- 4) Região do oil gap;
- 5) Região das barras de cobre do rotor;
- 6) Região dos laminados do rotor;
- 7) Eixo;
- 8) Região interna ao eixo.

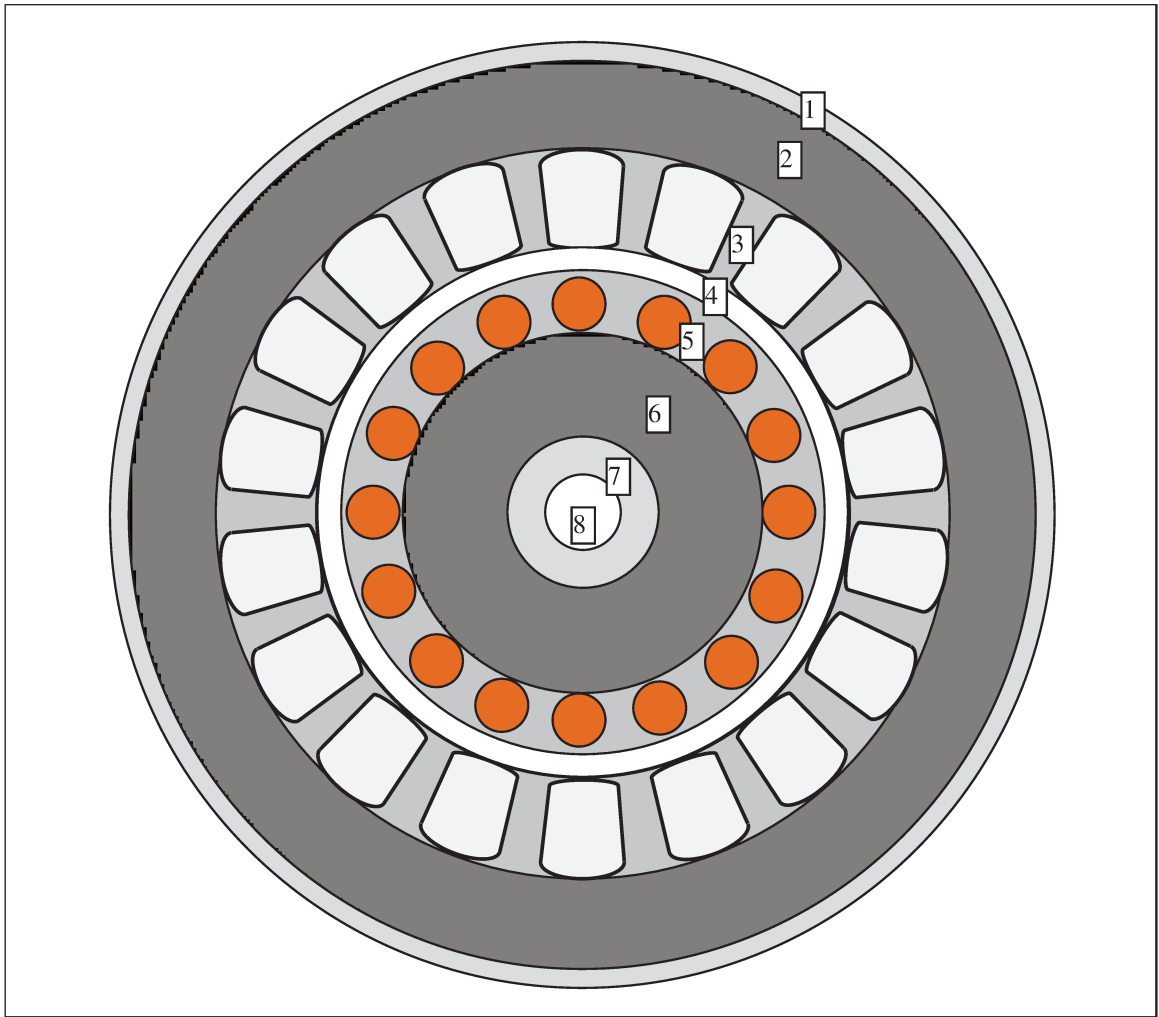


Figura 3.7 - Divisão do Motor em Regiões

Neste modelo, a fonte de geração de calor, \dot{q} foi considerada como uniformemente distribuída nas regiões sólidas do motor (regiões 1, 2, 3, 5, 6 e 7). As regiões 4 e 8 são preenchidas com óleo de motor. Na modelagem da condução de calor no interior do motor foi usada a nomenclatura ilustrada na Figura 3.8.

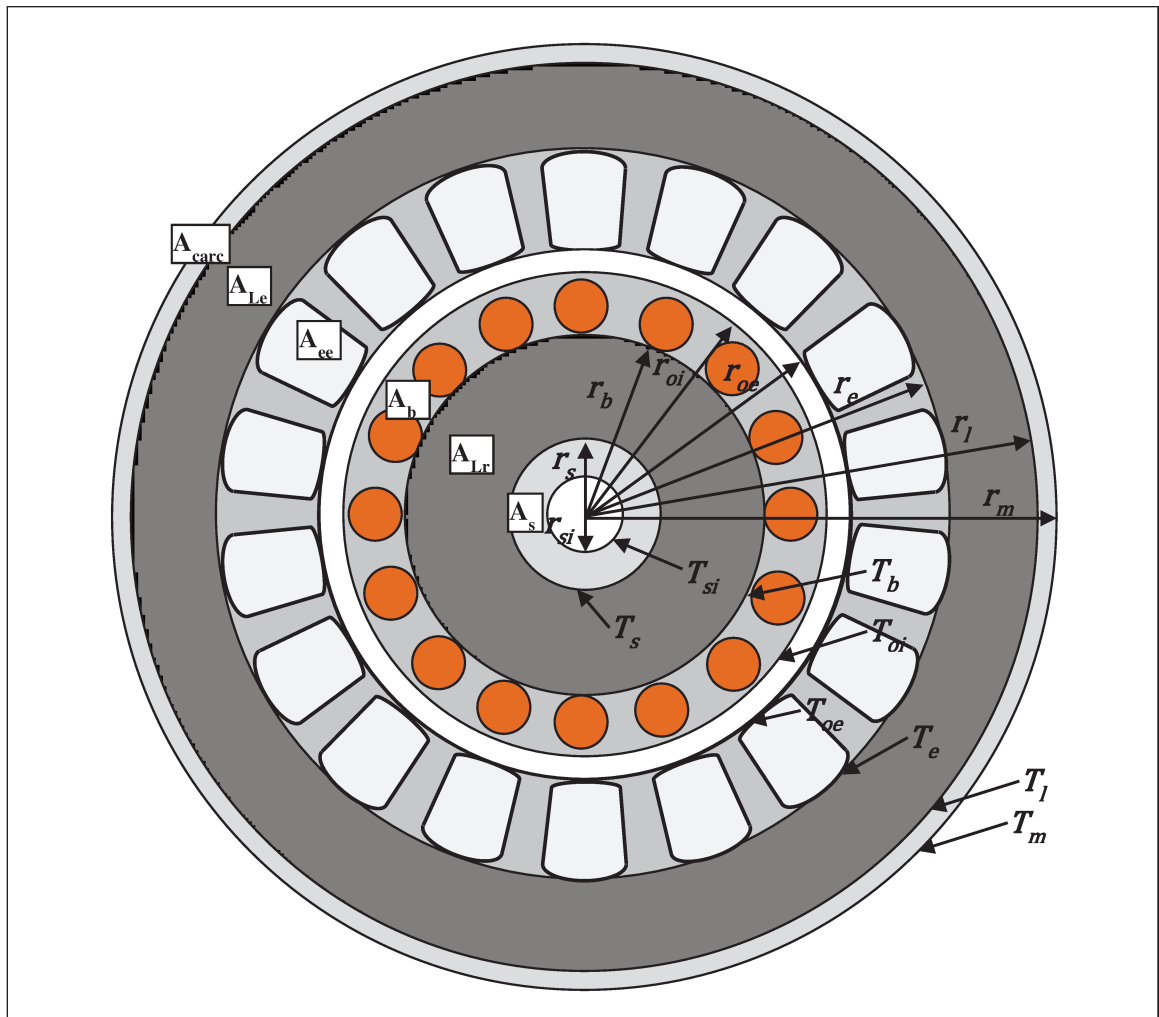


Figura 3.8 - Nomenclatura Usada na Formulação da Condução de Calor no Interior do Motor

Após a determinação da distribuição axial de temperaturas na superfície externa da parede do motor, obtida através do modelo de convecção, a distribuição radial da temperatura interna foi determinada. O APÊNDICE B apresenta a equação (B - 4) que determina a temperatura interna de um cilindro com geração de calor uniforme de calor dado que a temperatura externa é conhecida. Assim, a distribuição axial da temperatura da superfície interna do cilindro que representa a região dos laminados, T_l (Figura 3.8), é obtida uma vez que a distribuição axial de temperatura na superfície externa da parede do motor já foi determinada. As distribuições de temperaturas nas superfícies internas dos demais cilindros foram obtidas da mesma forma sucessivamente.

Então, as temperaturas T_l , T_e e T_{oe} foram determinadas pelas equações (3.38) a (3.40), obtidas a partir do desenvolvimento apresentado no APÊNDICE B.

$$T_l = T_m + \frac{\dot{q}r_m^2}{4k_{carc}} \left(1 - \frac{r_l^2}{r_m^2}\right) - \frac{[\dot{q}\pi r_m^2 - \dot{q}(A_{carc} + A_{Le} + A_{ee} + A_b + A_{Lr} + A_s)] \ln(r_m/r_l)}{2\pi k_{carc}} \quad (3.38)$$

$$T_e = T_l + \frac{\dot{q}r_l^2}{4k_L} \left(1 - \frac{r_e^2}{r_l^2}\right) - \frac{[\dot{q}\pi r_l^2 - \dot{q}(A_{Le} + A_{ee} + A_b + A_{Lr} + A_s)] \ln(r_l/r_e)}{2\pi k_L} \quad (3.39)$$

$$T_{oe} = T_e + \frac{\dot{q}r_e^2}{4k_{ee}} \left(1 - \frac{r_{oe}^2}{r_e^2}\right) - \frac{[\dot{q}\pi r_e^2 - \dot{q}(A_{ee} + A_b + A_{Lr} + A_s)] \ln(r_e/r_{oe})}{2\pi k_{ee}} \quad (3.40)$$

A transferência de calor no espaço anular entre o rotor e o estator (“oil gap”) foi apresentada na seção 3.3. A temperatura na parede do rotor (parede interna do “oil gap”) foi obtida a partir da equação (3.33) e é dada por:

$$T_{oi} = T_{oe} + \frac{\ln(r_{oe}/r_{oi})\dot{q}(A_b + A_{Lr} + A_s)}{2\pi Nu_G k_{og}} \quad (3.41)$$

As temperaturas T_b , T_s e T_{si} foram determinadas pelas equações (3.42) a (3.44), também obtidas a partir do desenvolvimento apresentado no APÊNDICE B.

$$T_b = T_{oi} + \frac{\dot{q}r_{oi}^2}{4k_b} \left(1 - \frac{r_b^2}{r_{oi}^2}\right) - \frac{[\dot{q}\pi r_{oi}^2 - \dot{q}(A_b + A_{Lr} + A_s)] \ln(r_{oi}/r_b)}{2\pi k_b} \quad (3.42)$$

$$T_s = T_b + \frac{\dot{q}r_b^2}{4k_L} \left(1 - \frac{r_s^2}{r_b^2}\right) - \frac{[\dot{q}\pi r_b^2 - \dot{q}(A_{Lr} + A_s)] \ln(r_b/r_s)}{2\pi k_L} \quad (3.43)$$

$$T_{si} = T_s + \frac{\dot{q}r_s^2}{4k_s} \left(1 - \frac{r_{si}^2}{r_s^2}\right) - \frac{[\dot{q}\pi r_s^2 - \dot{q}A_s] \ln(r_s/r_{si})}{2\pi k_s} \quad (3.44)$$

Uma vez determinadas as temperaturas nas interfaces dos cilindros concêntricos, a distribuição no interior de cada cilindro foi obtida por (Incropera *et al.*, 2008):

$$T(r) = T_{ext} + \frac{\dot{q}r_{ext}^2}{4k} \left(1 - \frac{r^2}{r_{ext}^2}\right) - \left[\frac{\dot{q}r_{ext}^2}{4k} \left(1 - \frac{r_{int}^2}{r_{ext}^2}\right) + (T_{ext} - T_{int}) \right] \frac{\ln(r_{ext}/r)}{\ln(r_{ext}/r_{int})} \quad (3.45)$$

Onde, o sub-índice *ext* refere-se a um ponto da superfície externa do cilindro e o sub-índice *int* refere-se a um ponto da superfície interna do cilindro.

Como todo o fluxo de calor ocorre no sentido radial na direção do interior para a periferia do motor e é fruto da geração de calor do motor, conclui-se que na região 8 não ocorre fluxo de calor, pois não há geração de calor no seu interior. Desse modo, qualquer seção transversal desta região é isotérmica e mantém-se a uma temperatura igual a T_{si} .

As condutividades térmicas de cada região foram determinadas observando-se os materiais de que cada uma é constituída. As regiões 1, 2, 4, 6, 7 e 8 (Figura 3.7) são feitas de um único tipo de material. As regiões 1 e 7 são feitas em aço-carbono, as regiões 2 e 6 são feitas em aço-silício, material que compõem os laminados, e as regiões 4 e 8 são preenchidas com o óleo dielétrico do motor. Desse modo, as condutividades dessas regiões são:

$$k_{carc} = k_S = k_{aço-carbono}$$

$$k_L = k_{aço-silício}$$

$$k_{og} = k_{om}$$

As regiões 3 e 5 são compostas de diversos materiais. A Figura 3.9 mostra a região 3 em detalhe. Esta é região por onde passam os enrolamentos do estator. Ela é constituída por seções de laminados de aço silício que possuem diversas áreas de passagens (“*slots*”) por onde passam os enrolamentos.

O detalhe do corte transversal de um *slot* é mostrado na Figura 3.9. Nele é possível notar que o *slot* é composto por dois materiais diferentes: os diversos fios de cobre e o isolamento em epóxi que envolve os fios. O fluxo de calor na direção radial passa transversalmente por esta região. Então, é necessário determinar uma condutividade térmica transversal equivalente para cada *slot*.

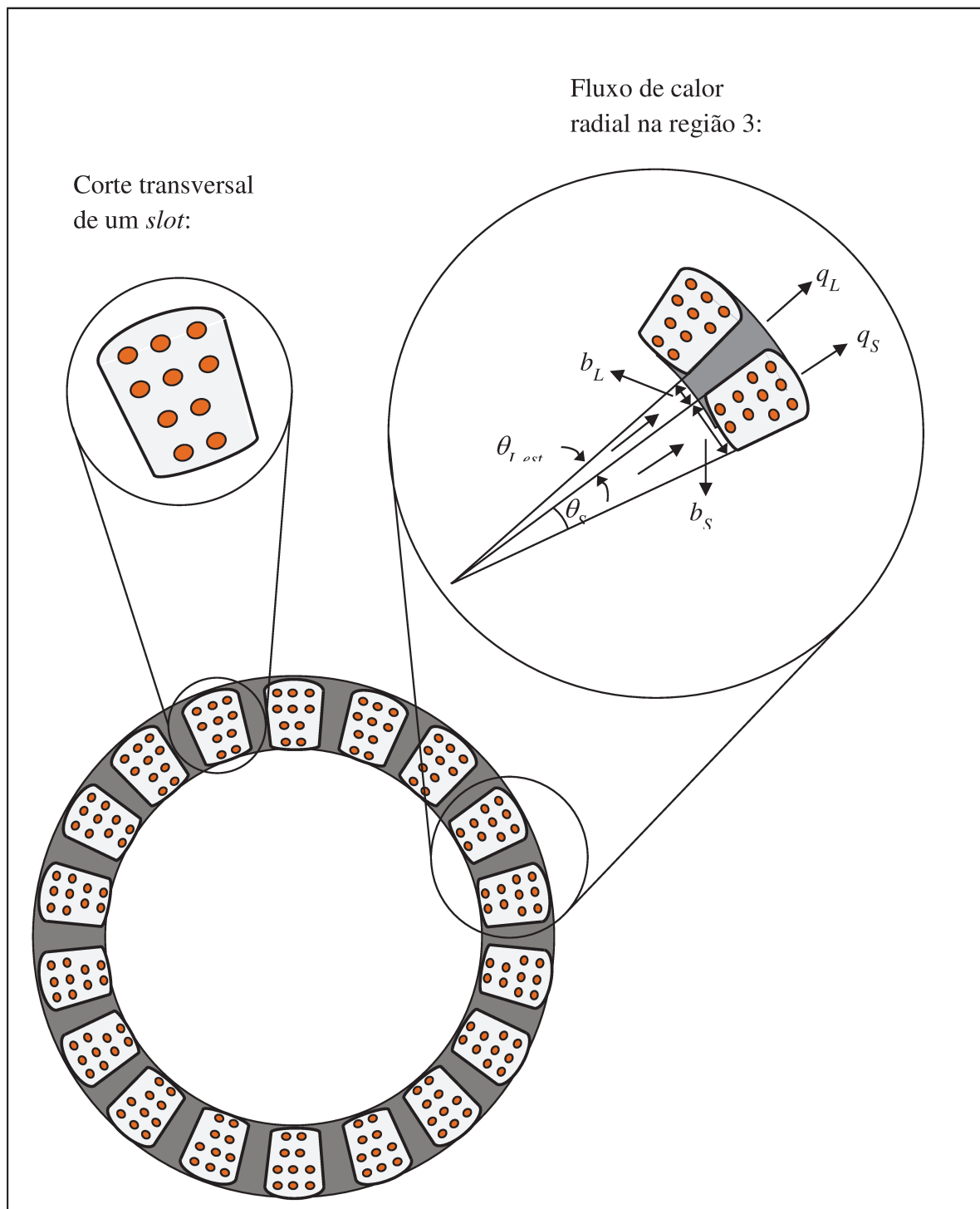


Figura 3.9 - Detalhe da Região 3 - Enrolamento do Estator

Jankowski *et al.* (2010) determinaram a condutividade térmica efetiva de um *slot* através de um estudo numérico de elementos finitos em duas dimensões. O modelo consistiu de um retângulo contendo diversos fios de cobre com o espaço entre os fios preenchido por epóxi. Os

autores impuseram um diferencial de temperatura entre duas fronteiras do modelo e após obter o regime permanente, calcularam a condutividade térmica efetiva através da lei de Fourier da condução de calor.

Jankowski *et al.* (2010) repetiram o estudo para diversos diâmetros de fios de cobre a fim de obter condutividade térmica efetiva para diversos fatores de empacotamento (fração da área transversal ocupada por fios de cobre em relação à área transversal do *slot*). A seguinte expressão foi obtida para a condutividade térmica efetiva do *slot* como função do fator de empacotamento:

$$k_{slot} = k_{epoxi}(1 - F_c)^{-1,9} \quad (3.46)$$

Onde, F_c é a fração de fios de cobre em cada *slot*. Jankowski *et al.* (2010) ressaltaram que a condutividade térmica dos fios de cobre não aparecem na equação porque seu valor é duas ordens de magnitude maior que a condutividade térmica do epóxi. Então, a condutividade térmica efetiva do *slot* é determinada primordialmente pela a condutividade térmica do epóxi.

Na região 3, o calor flui radialmente não apenas através dos *slots* mas também através de uma porção onde existem apenas os laminados de aço silício (Figura 3.9). Desta maneira, é necessário obter uma condutividade térmica representativa de toda a região 3. Nesta região ocorre um fluxo paralelo de calor através dos *slots* e através dos laminados. A taxa de transferência de calor radial por condução na região 3 pode ser determinada por:

$$q_3 = \frac{2\pi\Delta z k_{ee}(T_{oe} - T_e)}{\ln(r_e/r_{oe})} \quad (3.47)$$

A Figura 3.9 mostra um detalhe do fluxo de calor na região 3. Nesta figura, θ_S é o ângulo por onde ocorre a transferência de calor, q_S , através de um *slot*. Ao passo que $\theta_{L\ est}$ é o ângulo por onde ocorre a transferência de calor, q_L , através de uma porção de laminado entre dois *slots*. Os ângulos θ_S e $\theta_{L\ est}$ podem ser obtidos através de dados geométricos da região 3 respectivamente por:

$$\theta_S = \frac{b_S}{r_{oe}} \quad ; \quad \theta_{L\ est} = \frac{b_L}{r_{oe}} \quad (3.48)$$

Onde b_S e b_L são as larguras das bases do *slot* e do laminado respectivamente.

As taxas de transferência de calor nos *slots* e nos laminados são dadas respectivamente por:

$$q_S = \frac{\Sigma\theta_S dz k_S (T_{oe} - T_e)}{\ln(r_e/r_{oe})} \quad (3.49)$$

$$q_L = \frac{\Sigma\theta_{L\ est} dz k_L (T_{oe} - T_e)}{\ln(r_e/r_{oe})} \quad (3.50)$$

Onde, $\Sigma\theta_S$ e $\Sigma\theta_{L\ est}$ são os somatórios dos ângulos onde ocorrem os fluxos de calor nos *slots* e nos laminados respectivamente. A taxa de transferência de calor radial na região 3 é igual à soma das taxas de transferência de calor nos *slots* e nos laminados, ou:

$$q_3 = q_S + q_L$$

$$\frac{2\pi dz k_{ee} (T_{oe} - T_e)}{\ln(r_e/r_{oe})} = \frac{\Sigma\theta_S dz k_S (T_{oe} - T_e)}{\ln(r_e/r_{oe})} + \frac{\Sigma\theta_{L\ est} dz k_L (T_{oe} - T_e)}{\ln(r_e/r_{oe})}$$

Então:

$$k_{ee} = \frac{\Sigma\theta_S k_S + \Sigma\theta_{L\ est} k_L}{2\pi} \quad (3.51)$$

A Figura 3.10 mostra a região 5 em detalhe. Esta região possui barras de cobre passando transversalmente aos laminados. De forma diferente ao que ocorre na região 3, existem apenas dois materiais na região 5: as barras de cobre e o aço silício existente entre as barras. A condutividade efetiva desta região pode ser determinada de forma análoga àquela obtida para a região 3:

$$k_b = \frac{\Sigma\theta_B k_{cobre} + \Sigma\theta_{L\ rot} k_L}{2\pi} \quad (3.52)$$

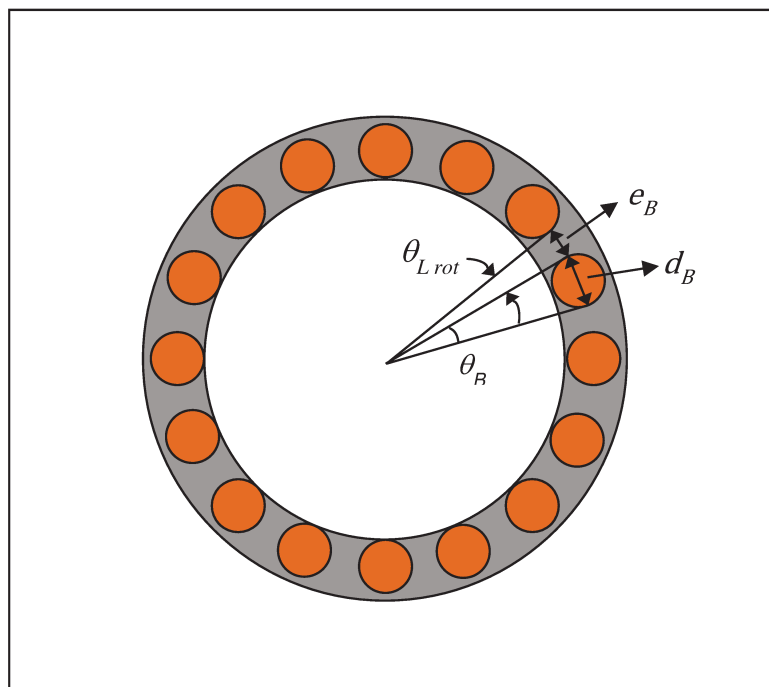


Figura 3.10 - Detalhe da Região 5 – Barras de Cobre do Rotor

Onde, de acordo com a Figura 3.10, θ_B é o ângulo por onde ocorre a transferência de calor q_B transversalmente através de uma barra de cobre. Ao passo que $\theta_{L\ rot}$ é o ângulo por onde ocorre a transferência de calor q_L transversalmente através de uma porção de laminado entre duas barras de cobre. Os ângulos θ_B e $\theta_{L\ rot}$ podem ser obtidos através de dados geométricos da região 5 respectivamente por:

$$\theta_B = \frac{d_B}{\frac{r_b + r_{oi}}{2}} \quad ; \quad \theta_{L\ rot} = \frac{e_B}{\frac{r_b + r_{oi}}{2}} \quad (3.53)$$

Onde, d_B é o diâmetro de uma barra de cobre e e_B é o espaçamento entre barras.

3.5. Modelo do Motor Elétrico

Apenas uma parte da potência elétrica que entra num motor de indução é convertida em potência útil de saída em seu eixo (BHP_m), a outra parte é perdida na forma de calor. Kosow (2005) divide as perdas de potência do motor em duas grandes classes: as perdas elétricas que são produzidas pela passagem de corrente nos enrolamentos e as perdas rotacionais (ou potência extraviada) que são função direta da rotação do motor.

As perdas elétricas variam com a carga demandada no eixo do motor. A passagem de corrente elétrica pelos enrolamentos do estator e pelas barras de cobre do rotor gera uma dissipação de energia elétrica que é transformada em energia térmica. Este é o chamado efeito Joule que é dado pela expressão (Simone, 2000):

$$\dot{W}_J = RI^2 \quad (3.54)$$

Onde, \dot{W}_J (W) é a potência elétrica transformada em potência térmica devido ao efeito Joule, R (Ω) é a resistência elétrica e I (A) é a corrente elétrica.

As perdas rotacionais são independentes da carga e variam apenas com a rotação do motor. Elas são dadas principalmente pelas perdas por atrito nos rolamentos e pelas perdas por histerese e perdas por correntes parasitas, ou correntes de Foucault, que ocorrem, sobretudo no núcleo ferroso do motor.

Neste trabalho admitiu-se que todas as perdas, definidas como \dot{W}_P , ocorrem de forma distribuída nas partes sólidas do motor, ou seja, nas regiões 1, 2, 3, 5, 6 e 7 (Figura 3.7). O termo fonte de calor (\dot{q}) foi calculado através da divisão de \dot{W}_P pelo volume das regiões onde há geração de calor.

Os fabricantes de motores elétricos de BCS disponibilizam curvas que relacionam a potência disponibilizada pelo motor (BHP_m) com a eficiência. Estas curvas são representadas por polinômios do tipo:

$$Eff_m = a \left(\frac{BHP_m}{BHP_{nominal}} \right)^2 + b \left(\frac{BHP_m}{BHP_{nominal}} \right) + c \quad (3.55)$$

Onde, a razão entre a potência útil e a potência nominal do motor ($BHP_m/BHP_{nominal}$) é conhecida como taxa de carregamento do motor.

As perdas totais foram determinadas através da potência útil e da eficiência do motor:

$$\dot{W}_P = \frac{BHP_m}{Eff_m} - BHP_m \quad (3.56)$$

A potência disponibilizada pelo motor (BHP_m) varia com o escorregamento do motor (s), que é dado por (Simone, 2000):

$$s = \left(\frac{N_S - N_R}{N_S} \right) \cdot 100 \quad (3.57)$$

Sendo, N_R (rpm) a rotação do rotor e N_S (rpm) a rotação do campo eletromagnético, ou rotação síncrona do motor, que para um motor de dois polos é dada por (Simone, 2000):

$$N_S = 60f \quad (3.58)$$

Segundo Simone (2000), o campo eletromagnético girante gerado no estator induz as forças eletromotrizes presentes nas barras do rotor fazendo-o girar. Para que tal fenômeno ocorra, sempre deve haver uma velocidade relativa entre o campo eletromagnético e o rotor. Desse modo, o rotor terá sempre uma velocidade menor que a velocidade síncrona. Esta velocidade relativa será tão maior quanto maior for a carga (potência) demandada no eixo do rotor. A Figura 3.11 ilustra este comportamento.

De acordo com essa figura, quando N_R é igual a N_S , a potência do motor é igual à zero. A rotação do rotor diminui na medida em que se adiciona carga ao eixo do motor, aumentando o BHP_m . Essa é a condição básica de operação de um motor de indução. A Figura 3.11 também destaca a faixa de rotação associada a uma operação estável do motor. Para rotações inferiores à N_R mínima o motor não opera em condições de equilíbrio estável.

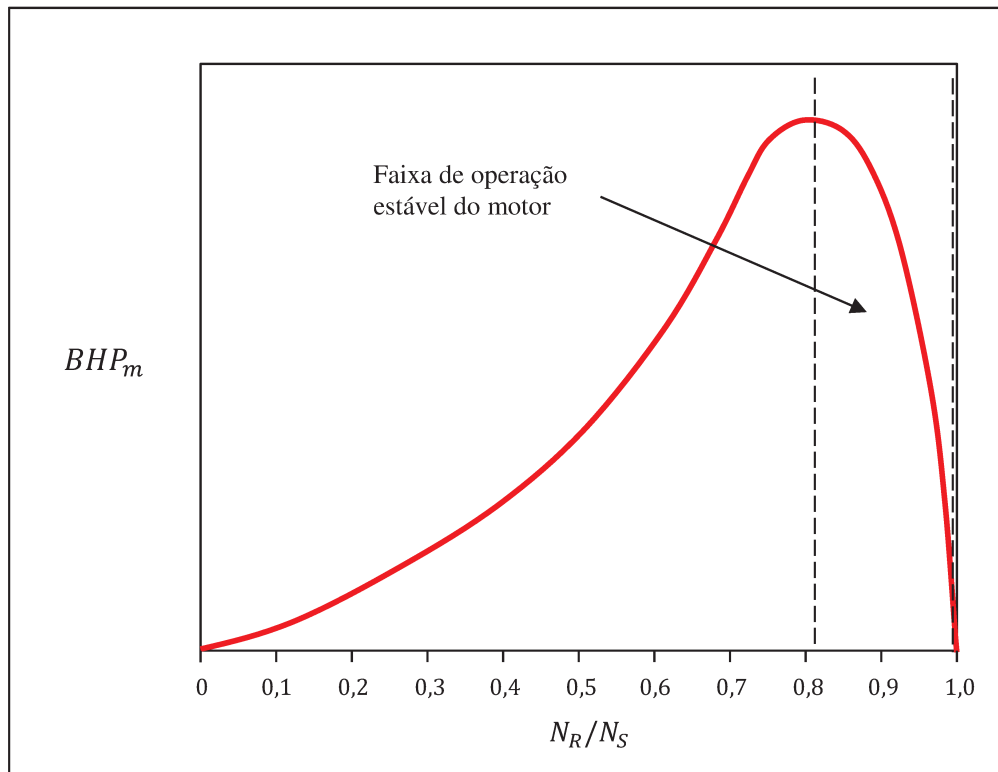


Figura 3.11 - Comportamento da Potência do Motor em Função da Rotação do Rotor

O escorregamento dos motores usados na indústria varia, na prática, entre 0 % e 5 %, onde o motor opera de forma estável. É importante notar que, pela Figura 3.11, nessa pequena faixa de variação do escorregamento, a potência disponibilizada pelo motor (BHP_m) varia de zero até o seu valor máximo. Em resumo, a potência disponibilizada pelo motor (BHP_m) e, conseqüentemente, a fonte de geração de calor no rotor são extremamente sensíveis a pequenas variações do escorregamento do motor. Assim, sua exata determinação é de extrema importância.

3.6. Propriedades dos Fluidos

O modelo de escoamento adotado neste trabalho contemplou o fluxo monofásico e isotérmico de uma mistura homogênea de óleo e água. Desta forma a vazão mássica é dada por:

$$\dot{m} = \rho_m Q \quad (3.59)$$

Onde, a massa específica da mistura é calculada por:

$$\rho_m = \rho_o(1 - BSW) + \rho_w BSW \quad (3.60)$$

A densidade do óleo é determinada a partir do conceito de grau API:

$$d_o = \frac{API + 131,5}{141,5} \quad (3.61)$$

Sendo a massa específica do óleo calculada por:

$$\rho_o = d_o \rho_w \quad (3.62)$$

De acordo com a equação (3.60) a massa específica da mistura foi obtida através de uma ponderação pela fração de água, *BSW* (*Basic Sediment and Water*), que é dada por:

$$BSW = \frac{Q_w}{Q} \quad (3.63)$$

Outras propriedades importantes da mistura também são obtidas através das propriedades do óleo e da água ponderados pelo *BSW*. São elas:

O calor específico da mistura é dado por:

$$c_{pm} = c_{po}(1 - BSW) + c_{pw}BSW \quad (3.64)$$

Por ser uma propriedade por unidade de massa, o calor específico da mistura deve ser calculado utilizando a fração em massa da água como ponderador. No entanto, sendo as densidades da água e do óleo razoavelmente próximas, a fração em massa da água foi considerada aproximadamente igual ao *BSW*.

A condutividade térmica da mistura:

$$k_m = k_o(1 - BSW) + k_wBSW \quad (3.65)$$

No cálculo da viscosidade da mistura levou-se em consideração a possibilidade de formação de emulsão de água em óleo. De acordo com Woelflin (1942) a presença de água na produção de óleo forma uma emulsão de água em óleo. Esta emulsão é caracterizada por pequenas gotículas de água dispersas no óleo que é a fase livre. A formação de emulsão impacta significativamente na viscosidade da mistura. Woelflin (1942) apresentou um estudo do aumento da viscosidade da mistura devido à formação da emulsão. A Figura 3.12 mostra o resultado deste estudo.

No gráfico desta figura, Woelflin (1942) traçou a razão de viscosidades cinemáticas em função do *BSW*. A razão de viscosidades cinemáticas é dada pela viscosidade da emulsão

dividida pela viscosidade do óleo, ou seja: v_e/v_o . A viscosidade dinâmica da mistura é obtida por:

$$\mu_m = v_e \cdot \rho_m \quad (3.66)$$

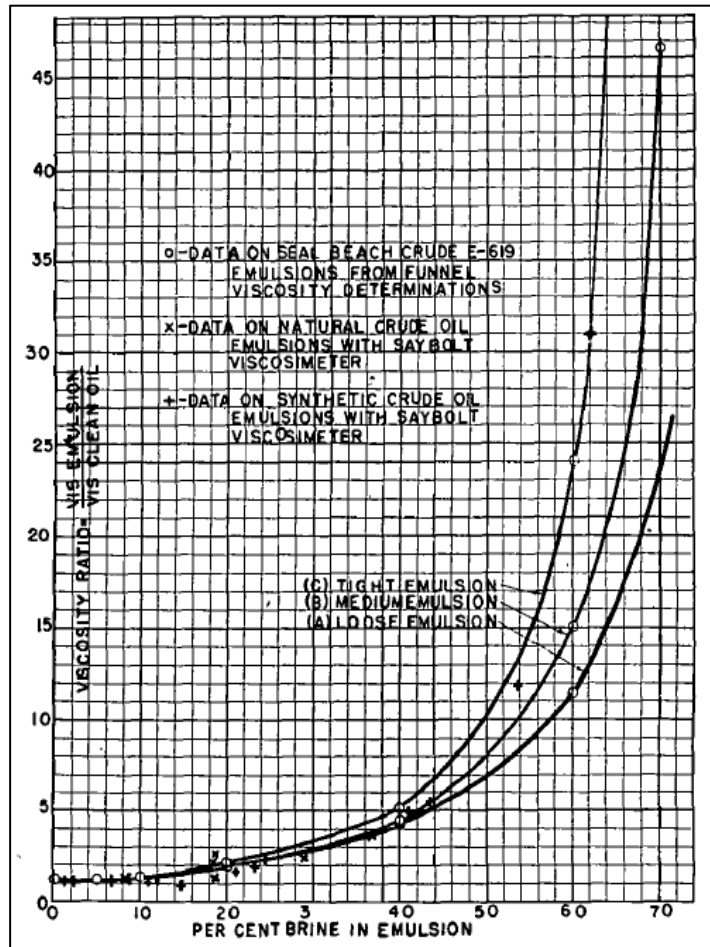


Figura 3.12 - Viscosidade da Emulsão em Função do BSW - Fonte: Woelflin (1942)

De acordo com a Figura 3.12, a viscosidade da mistura aumenta exponencialmente com o aumento do *BSW*. Woelflin (1942) apresentou três curvas, uma para emulsão forte, outra para emulsão média e a terceira para emulsão fraca. Segundo o autor, na produção de petróleo ocorrem diversos graus de emulsificação. Emulsões fortes são aquelas com tamanho de partículas muito pequenas e normalmente ocorrem em poços com alta produção de gás sujeitos a condições extremas de agitação. Uma análise realizada numa mistura nestas condições apontaria que toda a água estaria emulsionada no óleo. Emulsões fracas ocorrem em condições de baixa agitação. Uma análise realizada numa mistura nestas condições apontaria que 30 % da água estaria

emulsionada no óleo e 70 % estaria na forma de água livre. Emulsões médias ocorrem em condições intermediárias às anteriores. Uma análise realizada numa mistura nestas condições apontaria que 80 % da água estaria emulsionada no óleo e 20 % estaria na forma de água livre.

A emulsão de água em óleo ocorre até um valor limite de *BSW* que fica em torno de 65 %. Acima deste valor, há uma inversão da emulsão onde a água se torna a fase livre e o óleo se transforma na fase dispersa. Nesse caso, a viscosidade da mistura de óleo e água cai abruptamente e pode ser calculada pela média da viscosidade do óleo e da água ponderada pelo *BSW*.

$$\mu_m = \mu_o(1 - BSW) + \mu_w BSW \quad (3.67)$$

A viscosidade do óleo é dependente da temperatura e foi obtida pela correlação de Standing (1951):

$$\mu_o = \left(0,32 + \frac{1,8 \cdot 10^7}{API^{4,53}}\right) \left(\frac{360}{T(^{\circ}F) + 200}\right)^a \quad (3.68)$$

Onde:

$$a = 10^{(0,43 + \frac{8,33}{API})} \quad (3.69)$$

Uma vez que, neste trabalho não se considerou a presença de gás no fluido produzido, a fórmula utilizada para a determinação da viscosidade só depende do grau API e da temperatura, portanto é válida para óleo morto apenas. Para óleo vivo, no caso de escoamento multifásico, a razão de solubilidade deve ser levada em consideração.

3.7. Sistema de Produção

A configuração de produção adotada neste trabalho é mostrada na Figura 1.2. Nela é possível ver todo o caminho da produção. O fluido sai do reservatório, passa pela coluna de produção do poço produtor e escoar até o poço onde fica alojada a BCS. Neste ponto, é destacado na figura, o detalhe do fluxo que ocorre dentro do poço alojador da BCS. Ao chegar neste poço, o fluido é bombeado para a linha de produção onde escoar horizontalmente até chegar ao *riser* por onde será levado até a plataforma de produção.

Adotando a metodologia apresentada por Fox *et al.* (2010) para a determinação da diferença de pressão entre dois pontos de um duto onde é escoado um fluido monofásico em regime permanente, a pressão requerida na descarga da BCS é dada por:

$$P_{desc} = P_s + \rho g \Delta z_l + f_l \rho_m L_l \frac{8Q^2}{\pi^2 D_l^5} \quad (3.70)$$

De modo análogo, a pressão na sucção da BCS é determinada por:

$$P_{suc} = P_{wf} - \rho g L_w - f_w \rho_m L_w \frac{8Q^2}{\pi^2 D_w^5} \quad (3.71)$$

Onde, a pressão de fundo em fluxo foi obtida através de uma equação de IPR (“*Inflow Performance Relationship*”) linear:

$$P_{wf} = P_e - \frac{Q}{IP} \quad (3.72)$$

Os fatores de fricção foram calculados de forma aproximada pela equação de Hall (Shoham, 2009), válida para escoamentos turbulentos ($Re > 2300$):

$$f = 0,0055 \left[1 + \left(2 \cdot 10^4 \frac{e}{D} + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right] \quad (3.73)$$

Para escoamentos laminares, o fator de atrito é obtido por:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.74)$$

O diferencial de pressão requerido pelo sistema (ΔP_{req}), que deve ser desenvolvido pela bomba para uma dada vazão (Q) é obtido subtraindo o valor da pressão de sucção do valor da pressão de descarga. Dividindo ΔP_{req} pelo produto $g\rho_m$ encontra-se a altura de elevação requerida pelo sistema de produção (H_{req}). Assumindo diversos valores para a vazão, e calculando-se os correspondentes valores de H_{req} , traça-se então a curva de H_{req} versus Q . Esta curva tem a forma de um polinômio de segundo grau:

$$H_{req} = b_r Q^2 + c_r Q + d_r \quad (3.75)$$

3.8. Comportamento da Bomba Centrífuga

A curva de altura de elevação que a bomba disponibiliza para o sistema de produção (H_{disp}) é obtida através de testes que os fabricantes realizam na rotação de 3500 rpm e operando com água. Além da curva de (H_{disp}) em função da vazão (Q), os fabricantes também informam as curvas de eficiência (η) e potência demandada pela BCS (BHP_b). A Figura 3.13 mostra estas curvas.

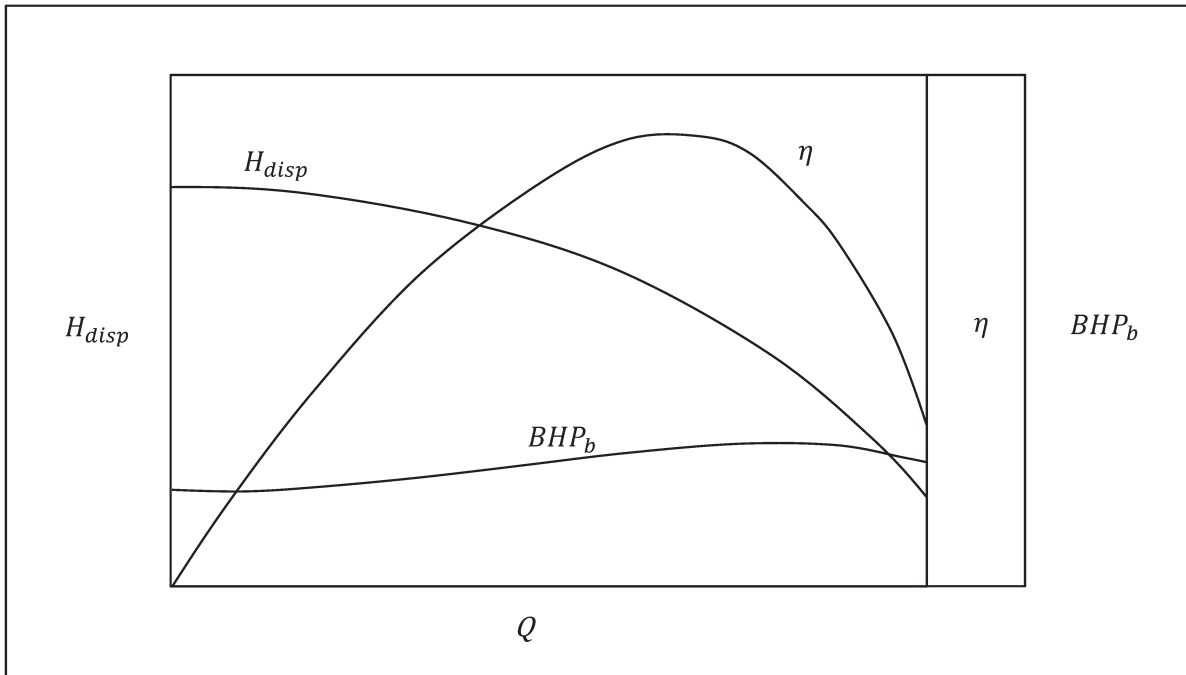


Figura 3.13 - Curvas de Performance de uma BCS

De modo geral, a equação de H_{disp} em função de Q pode ser aproximada por um polinômio de ordem três:

$$H_{disp\ 3500} = a_d Q_{3500}^3 + b_d Q_{3500}^2 + c_d Q_{3500} + d_d \quad (3.76)$$

A equação de BHP_b em função de Q pode ser aproximada por um polinômio de ordem quatro:

$$BHP_{b\ 3500} = a Q_{3500}^4 + b Q_{3500}^3 + c Q_{3500}^2 + d Q_{3500} + e \quad (3.77)$$

As curvas de H_{disp} , η e BHP_b , obtidas a partir dos dados dos ensaios realizados pelo fabricante, são válidas para fluidos com viscosidade próxima da água. Entretanto, o desempenho

de uma BCS fica muito alterado quando fluidos de média a alta viscosidade são bombeados. Neste caso ocorre uma redução na altura de elevação e na eficiência e um conseqüente aumento na potência demanda pela bomba.

O *Hydraulic Institute* (HI) realizou um estudo sobre o comportamento de bombas centrífugas operando com fluidos viscosos com a finalidade de corrigir suas curvas de performance. O resultado deste trabalho foram cartas das quais são obtidos coeficientes que são usados para corrigir as curvas de H_{disp} , η e BHP_b . Turzo *et al.* (2000) desenvolveu expressões analíticas que substituem as cartas do HI. A metodologia proposta por Turzo *et al.* (2000) consiste em:

Dados a altura de elevação, em pés, e a vazão, em galões por minuto, obtidos no ponto de máxima eficiência (bep) para a água (w):

$$H_w^{bep}; Q_w^{bep} \quad (3.78)$$

Determinam-se as seguintes variáveis:

$$y = -7,5946 + 6,6504 \cdot \ln(H_w^{bep}) + 12,8429 \cdot \ln(Q_w^{bep}) \quad (3.79)$$

$$q^* = \exp\left(\frac{39,5276 + 26,5605 \cdot \ln(v) - y}{51,6565}\right) \quad (3.80)$$

Onde, v é a viscosidade do fluido bombeado em cstk.

Então, os fatores de correção são calculados por:

$$C_Q = 1,0 - 4,0327 \cdot 10^{-3} \cdot q^* - 1,7240 \cdot 10^{-4} \cdot q^{*2} \quad (3.81)$$

$$C_{H_1} = 1,0 - 3,6800 \cdot 10^{-3} \cdot q^* - 4,3600 \cdot 10^{-5} \cdot q^{*2} \quad (3.82)$$

$$C_{H_2} = 1,0 - 4,4723 \cdot 10^{-3} \cdot q^* - 4,1800 \cdot 10^{-5} \cdot q^{*2} \quad (3.83)$$

$$C_{H_3} = 1,0 - 7,00763 \cdot 10^{-3} \cdot q^* - 1,4100 \cdot 10^{-5} \cdot q^{*2} \quad (3.84)$$

$$C_{H_4} = 1,0 - 9,0100 \cdot 10^{-3} \cdot q^* - 1,3100 \cdot 10^{-5} \cdot q^{*2} \quad (3.85)$$

$$C_\eta = 1,0 - 3,3075 \cdot 10^{-2} \cdot q^* - 2,8875 \cdot 10^{-4} \cdot q^{*2} \quad (3.86)$$

Desse modo, são obtidos um fator de correção para a vazão, um fator de correção para a eficiência e quatro fatores de correção para a altura de elevação nas seguintes vazões:

- Em 0,6 da vazão do bep;
- Em 0,8 da vazão do bep;
- Em 1,0 da vazão do bep;
- Em 1,2 da vazão do bep;

Uma vez que os fatores de correção são obtidos, a performance da bomba para fluidos viscosos é estimada por:

$$Q = Q_w C_Q \quad (3.87)$$

$$H = H_w C_{H_i} \quad (3.88)$$

$$\eta = \eta_w C_\eta \quad (3.89)$$

Assim, quatro pontos da curva de altura de elevação e de eficiência são corrigidos para a viscosidade do fluido bombeado. Porém, além desses pontos, para se traçar as curvas corrigidas, também se assume que a altura de elevação à vazão igual a zero (*shut-in*) se mantém a mesma e que a vazão máxima da bomba, quando nenhuma altura de elevação é gerada, deve ser corrigida.

$$H^{shut-in} = H_w^{shut-in} \quad (3.90)$$

$$Q^{max} = C_Q Q_w^{max} \quad (3.91)$$

Então, estes seis novos pontos das curvas de H_{disp} e de η são usados no traçado das mesmas.

Finalmente, a curva de BHP_b corrigida para a viscosidade é obtida a partir dos valores corrigidos de vazão, altura de elevação e eficiência. Sabendo que a potência hidráulica desenvolvida pela bomba é dada pelo produto da vazão, da altura de elevação e do peso específico do fluido bombeado:

$$\dot{W}_h = \rho g H_{disp} Q \quad (3.92)$$

A potência demandada pela bomba é obtida pela potência hidráulica desenvolvida pela bomba dividida pela eficiência:

$$BHP_b = \frac{\dot{W}_h}{\eta} \quad (3.93)$$

Desse modo, com os novos pontos de H_{disp} , Q e de η , determina-se os pontos da curva de BHP_b corrigidos para a viscosidade do fluido bombeado.

A redução da curva de H_{disp} de uma BCS devido à viscosidade do fluido bombeado é ilustrada na Figura 3.14. A Figura 3.15 mostra o aumento da potência demandada pela bomba devido ao bombeamento de um fluido viscoso.

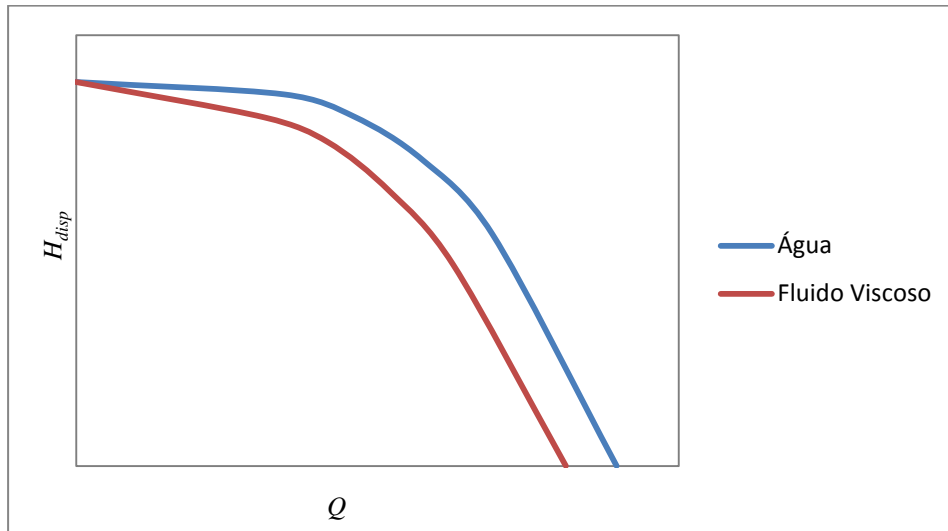


Figura 3.14 - Redução da Altura de Elevação da Bomba devido à Viscosidade do Fluido

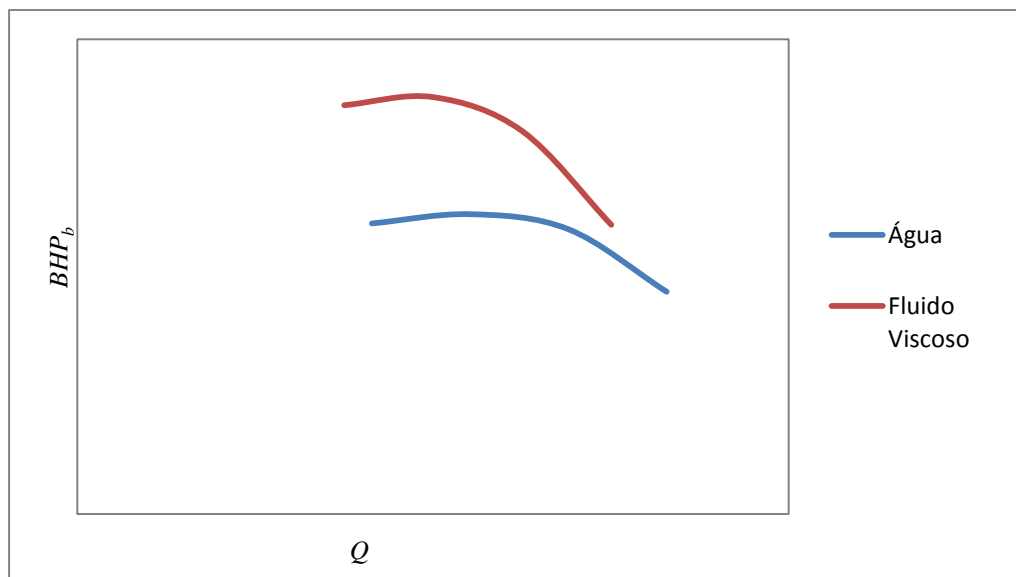


Figura 3.15 - Aumento da Potência Demandada pela Bomba devido ao Fluido Viscoso

3.9. Interações entre o Motor e a Bomba

Na operação de uma instalação, é prática comum ajustar a vazão do sistema alterando a rotação da bomba através de um variador de frequência. Das leis de afinidade para uma bomba centrífuga (Takács, 2009):

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right) \quad (3.94)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (3.95)$$

$$BHP_{b2} = BHP_{b1} \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (3.96)$$

As equações (3.94), (3.95) e (3.96) mostram respectivamente como a vazão, a altura de elevação e a potência requerida pela bomba variam quando a sua rotação muda de um valor N_1 para outro valor N_2 .

A partir das leis de afinidade podem-se traçar curvas de altura de elevação, potência requerida e eficiência em função da vazão para diversas rotações. A Figura 3.16 mostra as curvas de altura de elevação disponibilizada pela bomba (H_{disp}) em função da vazão. Nela também se encontra traçada a curva de altura de elevação requerida pelo sistema (H_{req}) em função da vazão (Q). Através do variador de frequência é possível encontrar diversos pontos de operação para o sistema, marcados nos cruzamentos das curvas na Figura 3.16.

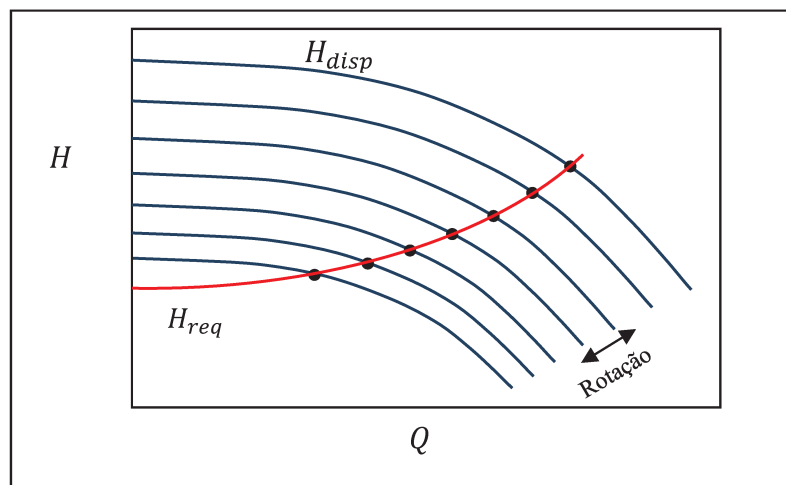


Figura 3.16 - Curvas de Altura de Elevação versus Vazão da Bomba para Diversas Rotações

A Figura 3.17 apresenta curvas de potência requerida pela bomba (BHP_b) em função da vazão (Q) para diversas rotações.

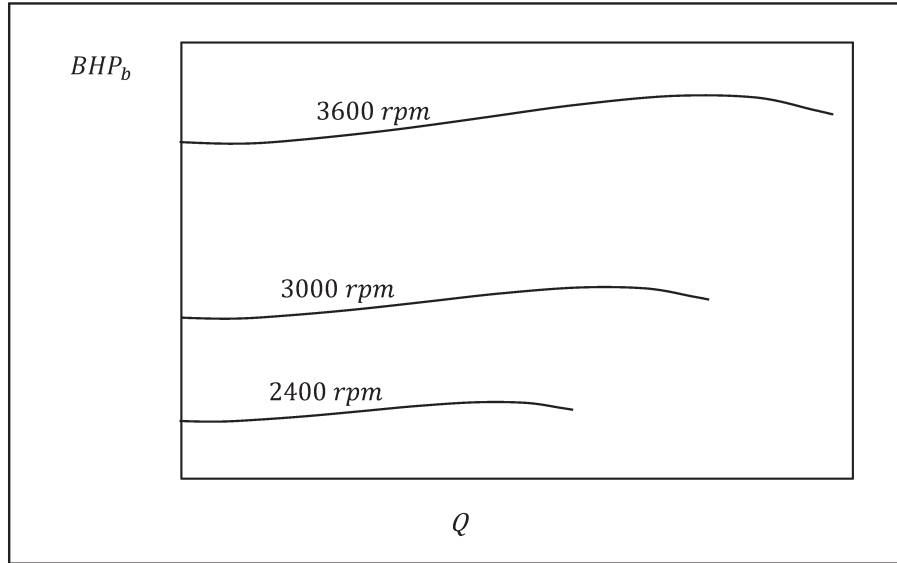


Figura 3.17 - Curvas de Potência Requerida versus Vazão da Bomba para Diversas Rotações

Do exposto, para um dado sistema de escoamento com uma dada curva de demanda, existirá, associada a cada rotação da bomba, uma vazão (Q), uma altura de elevação disponibilizada pela bomba (H_{disp}) e uma potência demandada pela bomba (BHP_b). Entende-se aqui que o sistema de escoamento (com a BCS, os comprimentos e diâmetros de tubulações) já foi escolhido para um projeto ou já se encontra instalado.

Desse modo, quando se substitui a equação (3.94) na equação (3.76) válida para a rotação de 3500 rpm, encontra-se:

$$H_{disp\ 3500} = a_d \left(Q \frac{3500}{N} \right)^3 + b_d \left(Q \frac{3500}{N} \right)^2 + c_d \left(Q \frac{3500}{N} \right) + d_d \quad (3.97)$$

Entrando com a equação (3.95) na equação (3.97), chega-se a:

$$H_{disp} = \left[a_d \left(Q \frac{3500}{N} \right)^3 + b_d \left(Q \frac{3500}{N} \right)^2 + c_d \left(Q \frac{3500}{N} \right) + d_d \right] \left(\frac{N}{3500} \right)^2 \quad (3.98)$$

Então, simplificando a equação (3.98) encontra-se a curva de altura de elevação disponibilizada pela bomba (H_{disp}) em função da vazão (Q) para qualquer rotação:

$$H_{disp} = a_d \left(\frac{3500}{N} \right) Q^3 + b_d Q^2 + c_d \left(\frac{N}{3500} \right) Q + d_d \left(\frac{N}{3500} \right)^2 \quad (3.99)$$

Porém, como já ressaltado, as curvas de H_{disp} , obtidas a partir dos dados dos ensaios realizados pelo fabricante, são válidas para fluidos com viscosidade próxima da água. As leis de afinidade para uma bomba centrífuga também são aplicáveis apenas a fluidos de baixa viscosidade (Takács, 2009). Desse modo, para se determinar a equação de $H_{disp\ visc}$ para fluidos com viscosidades superiores à da água, neste trabalho, aplicou-se a metodologia proposta pelo HI, modificada por Turzo *et al.* (2000), na equação (3.99). Assim, entrando com um valor de rotação da bomba na equação (3.99), aplicou-se o método do HI para encontrar a curva de altura de elevação da bomba operando com fluido viscoso ($H_{disp\ visc}$) para a rotação dada. Naturalmente, esta curva também é dada por uma equação do terceiro grau.

Para encontrar uma vazão de operação para uma rotação desejada, basta igualar a equação de $H_{disp\ visc}$ à equação de H_{req} (3.75) obtendo-se:

$$AQ^3 + BQ^2 + CQ + D = 0 \quad (3.100)$$

Esta equação é válida para uma rotação específica e sempre possui, para a aplicação deste trabalho, duas raízes complexas conjugadas e uma raiz real que foi obtida pelo método de Tartaglia descrito por Lima (1987).

Assim, é possível encontrar valores de vazão (Q) para diversas rotações (N) para uma dada instalação de produção e uma dada viscosidade de fluido. Num sistema de escoamento já idealizado ou já instalado, existirá uma única vazão (Q), uma única altura de elevação disponibilizada pela bomba (H_{disp}) e uma única potência demandada pela bomba (BHP_b) para cada rotação (N). Então, com os dados de vazão para cada rotação de um sistema, pode-se traçar uma curva de potência versus rotação.

Após a correção de H_{disp} e Q para uma dada rotação pelas leis de afinidade e a posterior correção de H_{disp} , Q e η para a viscosidade pelo método do HI, a potência (BHP_b) é calculada pelas equações (3.92) e (3.93). Repetindo-se este procedimento para diversas rotações, obtém-se a curva de BHP_b versus rotação.

Para o motor elétrico também existem leis de afinidade que regem seu comportamento quando se altera a frequência da rede elétrica. Porém estas leis dependem do funcionamento do

variador de frequência. Na indústria do petróleo, usam-se variadores de frequência que mantêm sempre constante a relação entre a voltagem de saída e a frequência (Takács, 2009):

$$\frac{U_1}{f_1} = \frac{U_2}{f_2} \quad (3.101)$$

A relação voltagem/frequência constante garante uma saturação constante do fluxo eletromagnético no motor elétrico. Desse modo o motor se torna uma máquina de torque constante com velocidade variável (Takács, 2009). Da equação (3.58), a rotação do campo eletromagnético é diretamente proporcional à frequência da rede elétrica. Como a potência é igual ao produto do torque pela rotação, então, quando operado em conjunto com variadores de frequência que mantêm constante a relação voltagem frequência, a potência do motor elétrico é mantida linearmente proporcional à frequência. Então, do exposto, o motor elétrico tem as seguintes leis de afinidade:

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{f_2}{f_1} \right) \quad (3.102)$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{f_2}{f_1} \right) \quad (3.103)$$

Assim, ao se alterar a frequência da rede de alimentação do motor através do variador de frequência, a curva de potência do motor (Figura 3.11) deve ser alterada de forma linearmente proporcional.

Para concluir a modelagem, a interação que ocorre entre a bomba e o motor deve ser contemplada. Analisando a faixa de operação estável do motor da Figura 3.11, pode-se extrair que, para uma dada rotação do campo eletromagnético (N_C), a rotação do rotor (N_R) será tão menor quanto maior for a potência que o motor tem que disponibilizar (BHP_m) em seu eixo. Por outro lado, a potência demandada pela bomba (BHP_b) tem uma função crescente com a rotação (N).

O motor e a bomba são instalados em série. Desse modo, a qualquer momento, a rotação e a potência de ambos devem ser iguais (Takács, 2009). A Figura 3.18 apresenta as curvas de BHP_b e BHP_m em função da rotação, num mesmo gráfico. O ponto onde as duas curvas se cruzam fornece a potência de eixo e a rotação de equilíbrio do sistema.

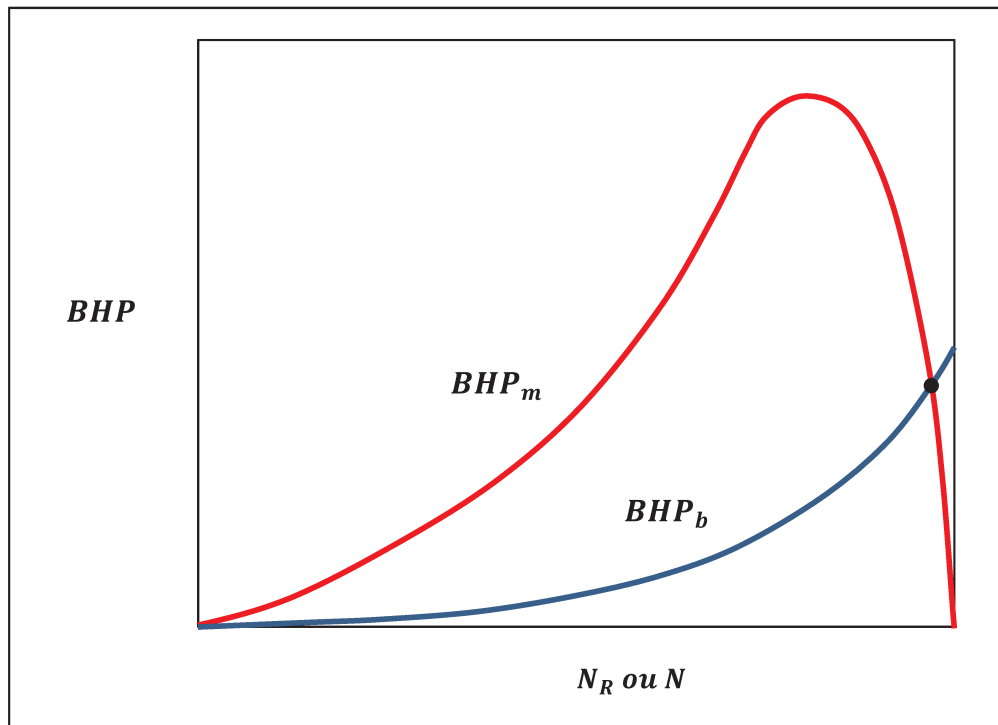


Figura 3.18 - Curvas de BHP_m e BHP_b em Função da Rotação

O maior interesse em se avaliar a interação entre o motor e a bomba é descobrir qual a magnitude da fonte de geração de calor no motor quando se altera a frequência de alimentação do motor através do inversor de frequência. Quando um operador altera o valor da frequência (f) no inversor, a rotação do campo eletromagnético (N_s) mudará de acordo com a equação (3.58). Assim, a curva de potência do motor, BHP_m , (Figura 3.11) deve ser alterada de forma linearmente proporcional à frequência. A curva de potência demandada pela bomba, BHP_b , é obtida de acordo com o procedimento descrito anteriormente. No ponto onde esta curva de BHP_m cruzar com a curva de BHP_b na região de operação estável do motor serão obtidos a potência de eixo e a rotação de equilíbrio do sistema.

Os valores de rotação (N) usados na determinação da curva de potência demandada pela bomba versus rotação devem ser escolhidos entre 95% e 100% do valor da rotação do campo eletromagnético. Dessa forma, obtém-se a curva de BHP_b versus rotação dentro da faixa de escorregamento do motor entre 0% e 5%.

A potência de eixo encontrada fornece o valor da potência demandada pela bomba, ou potência disponibilizada pelo motor (BHP_m) que deve ser utilizada na equação (3.55) para a determinação da eficiência do motor e na equação (3.56) para o cálculo das perdas totais (\dot{W}_p).

4. METODOLOGIA E APLICAÇÕES

Uma rotina computacional foi desenvolvida com o objetivo de determinar a distribuição de temperatura do motor de um sistema de BCS instalado num poço alojador e sob condições variáveis de vazão e potência desenvolvida pelo motor. Neste modelo computacional procurou-se simular de forma simplificada uma situação real de operação de um poço produtor de petróleo onde a vazão bombeada por uma BCS é controlada através de um VSD.

Uma vez ajustada uma frequência operacional, o modelo calcula a vazão produzida e a potência que o motor deve desenvolver para suportar a produção. Através da potência desenvolvida pelo motor determina-se a geração de calor. Através da vazão calculada obtém-se a temperatura na qual o fluido consegue carrear o calor produzido. Com a vazão determinam-se também, em conjunto com as propriedades do fluido produzido, os coeficientes de transferência de calor por convecção.

O modelo computacional foi desenvolvido na linguagem C++ e a metodologia de cálculo está descrita na próxima subseção.

4.1. Metodologia de Cálculo

A sequência de cálculos realizados pelo modelo computacional é ilustrada na Figura 4.1. O detalhamento de cada etapa de cálculo é descrita nas subseções seguintes.

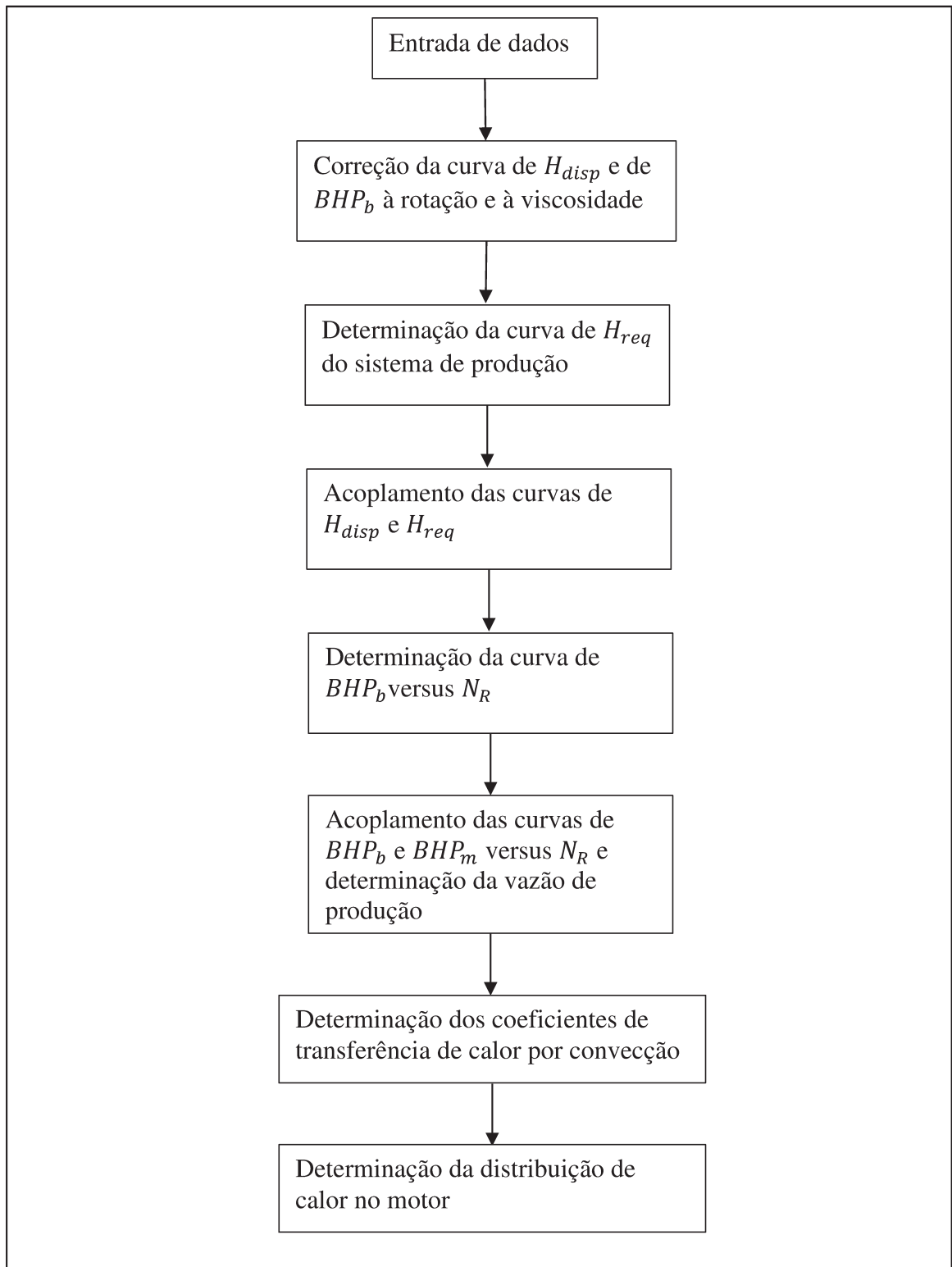


Figura 4.1 - Sequencia de Cálculos

O modelo de cálculo requer a seguinte entrada de dados:

Curva de H_{disp} e demais dados da bomba: <ul style="list-style-type: none"> ➤ Coeficientes da curva de H_{disp} da bomba de acordo com a equação (3.76) ➤ Q_{bep} ➤ Q_{max} ➤ Número de estágios da bomba ➤ Frequência ajustada no VSD 		Curva de BHP da bomba: <ul style="list-style-type: none"> ➤ Coeficientes da curva de BHP_b da bomba de acordo com a equação (3.77) 	
		Curva de BHP e de eficiência do motor: <ul style="list-style-type: none"> ➤ $BHP_{nominal}$ ➤ Coeficientes da curva BHP_m do motor ➤ Coeficientes da curva de eficiência do motor de acordo com a equação (3.55) 	
Dados do fluido e do reservatório: <ul style="list-style-type: none"> ➤ BSW ➤ API ➤ P_s ➤ P_e ➤ IP ➤ T_{ini} 	Dados do sistema de produção: <ul style="list-style-type: none"> ➤ D_l ➤ D_w ➤ L_l ➤ L_w ➤ Lâmina d'água ➤ Rugosidade 	Propriedades dos fluidos: <ul style="list-style-type: none"> ➤ k_o ➤ k_w ➤ k_{shr} ➤ c_{po} ➤ c_{pw} 	Dados geométricos dos anulares: <ul style="list-style-type: none"> ➤ $r_{i\ csg}$ ➤ $r_{e\ shr}$ ➤ $r_{i\ shr}$ ➤ L ➤ n_z
Dados geométricos do motor (Figura 3.8): <ul style="list-style-type: none"> ➤ r_m ➤ r_l ➤ r_e ➤ r_{oe} ➤ r_{oi} ➤ r_b ➤ r_s ➤ r_{si} 	Propriedades dos componentes do motor: <ul style="list-style-type: none"> ➤ $k_{aço}$ ➤ k_L ➤ k_{cobre} ➤ k_{epoxi} ➤ k_{om} ➤ ρ_{om} ➤ c_{pom} 	Dados dos enrolamentos e das barras de cobre (Figura 3.9 e Figura 3.10) <ul style="list-style-type: none"> ➤ b_S ➤ b_L ➤ Fc ➤ n_S ➤ d_B ➤ e_B ➤ n_B 	

Figura 4.2 - Dados de Entrada do Modelo de Cálculo

4.1.1. Correção das Curvas de Altura de Elevação e de Potência da Bomba

Como o escorregamento do motor, em termos práticos, fica entre 0 % e 5 %, então a rotação do eixo da bomba ficará entre 95 % e 100 % da rotação do campo eletromagnético. Nesta etapa os cálculos seguem a sequência abaixo:

- A partir frequência da rede de alimentação do motor informada nos dados de entrada, a rotação do campo eletromagnético (N_S) é calculada de acordo com a equação (3.58);
- Assumindo escorregamentos entre 1,5 % e 5 % com incrementos de 0,5 %, são determinadas as rotações do rotor (N_R) correspondentes a cada escorregamento através da equação (3.57). Obtém-se assim a faixa possível de rotações da bomba;
- Nos dados de entrada são informados os coeficientes das curvas de H_{disp} e BHP_b versus Q para a rotação de 3500 rpm. Uma correção nessas curvas é realizada através da aplicação das leis de afinidade para cada rotação calculada no item anterior;
- Após a aplicação das leis de afinidade, é feita a correção das curvas de H_{disp} e BHP_b para a viscosidade do fluido aplicando o modelo do HI também para cada rotação.

4.1.2. Determinação da Curva de Altura de Elevação Requerida do Sistema de Produção

Nesta etapa a curva de H_{req} é obtida através das equações (3.70) e (3.71). Esta curva é ajustada a um polinômio de segundo grau de acordo com a equação (3.75).

4.1.3. Acoplamento das Curvas de Altura de Elevação da Bomba e do Sistema

Cada equação de H_{disp} em função de Q obtida para cada rotação (N_R) é igualada à equação de H_{req} em função de Q . Obtém-se assim, para cada rotação, uma equação do terceiro grau nos moldes da equação (3.100). Encontrando a única raiz real de cada equação, determina-se a vazão correspondente a cada rotação.

4.1.4. Determinação da Curva de Potência da Bomba versus Rotação

Na etapa 4.1.1 determinou-se as curvas de BHP_b versus Q para cada rotação e corrigidas para a viscosidade do fluido. As vazões possíveis de se ocorrer para cada rotação foram obtidas na etapa 4.1.3. Entrando-se com cada um desses valores de vazão nas equações de BHP_b versus Q de cada rotação correspondente, determina-se a curva de potência de bomba BHP_b versus rotação N_R (Figura 3.18).

4.1.5. Acoplamento das Curvas de Potência da Bomba e do Motor

A curva de BHP_m versus N_R para a frequência de 60 Hz é informada nos dados de entrada. Nesta etapa os cálculos seguem a sequencia abaixo:

- Corrige-se a curva de BHP_m versus N_R para a frequência informada nos dados de entrada através das equações (3.102) e (3.103);
- As curvas de BHP_b versus N_R , determinada no item 4.1.4, e de BHP_m versus N_R , corrigida pela frequência, são igualadas e desse modo encontra-se a potência e a rotação de operação;
- A rotação de operação dificilmente coincidirá com uma das rotações estipuladas no item 4.1.1. Desse modo, para determinar a vazão de operação, procede-se novamente à correção da curva de H_{disp} versus Q fornecida nos dados de entrada para a rotação de 3500 rpm, através das leis de afinidade. Porém, naturalmente dessa vez a correção é feita apenas para a rotação de operação já determinada.
- Após a aplicação das leis de afinidade, é feita a correção da curva de H_{disp} para a viscosidade do fluido aplicando o modelo do HI;
- A equação de H_{disp} em função de Q obtida é igualada à equação de H_{req} em função de Q chegando-se novamente uma equação do terceiro grau nos moldes da equação (3.100);
- A vazão de operação é determinada encontrando-se a única raiz real desta equação.

4.1.6. Determinação dos Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção

Os coeficientes de transferência de calor por convecção são determinados a partir da vazão de operação do sistema e das propriedades dos fluidos. A velocidade do escoamento nos anulares do poço alojador é calculada a partir da vazão e é usada para determinar o número de Reynolds. Este último é usado para determinar a regime de escoamento.

Se o regime de escoamento for turbulento, o número de Nusselt é obtido pela correlação de Gnielinski, dada pela equação (3.15).

Se o regime de escoamento for laminar, existem duas opções de cálculo do número de Nusselt. No modelo que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido, o número de Nusselt é obtido da Tabela 3-1, onde é feita uma interpolação linear para as razões de raio, r^* , do anular interno e do anular externo.

No modelo que considera o desenvolvimento da camada limite de temperatura, o número de Nusselt passa a ser variável ao longo do escoamento e é determinado com base na Tabela 3-2. Duas interpolações lineares são realizadas: uma para as razões de raio, r^* , de cada anular e outra para a posição adimensional, x^* , a partir do início do escoamento (no topo do motor, no caso do anular externo e na base do motor no caso do anular interno).

4.1.7. Determinação da Distribuição de Calor no Motor

Nesta última etapa de cálculo o termo fonte de calor é determinado a partir da potência de operação do motor, BHP_m . A eficiência do motor é calculada pela equação (3.55) e as perdas totais ou geração de calor total do motor, \dot{W}_p , é obtida pela equação (3.56). O termo fonte de calor, \dot{q} , é determinado dividindo-se \dot{W}_p pelo volume das regiões onde há geração de calor.

Uma vez determinados os coeficientes de transferência de calor, a vazão e o termo fonte de calor, os modelos de convecção térmica são então solucionados nesta etapa. No modelo que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido as equações (3.8) e (3.9) são usadas para encontrar as distribuições de temperatura nas correntes quente, $T_h(z)$, e fria, $T_c(z)$.

No modelo que considera o desenvolvimento da camada limite de temperatura, o sistema linear da Figura 3.6 é montado e solucionado encontrando assim as temperaturas nas correntes quente, T_{hi} , e fria, T_{ci} .

Após a determinação da distribuição de temperatura na corrente fluida, obtém-se a distribuição de temperatura na superfície externa do motor através das equações (3.13) e (3.27). A distribuição interna de temperaturas do motor é obtida de acordo com as equações descritas no item 3.4, onde, a partir da temperatura na superfície externa do motor em cada ponto da direção axial, as temperaturas na direção radial são determinadas em sequencia, da periferia para o centro do motor.

4.2. Aplicações e Estudos de Casos

Um estudo de caso foi realizado com a finalidade de avaliar o modelo proposto. Neste estudo foi admitido um sistema de escoamento básico a partir do qual foram realizadas diversas análises de sensibilidade. Estas análises contemplaram a mudança da frequência na rede de alimentação do motor a fim de simular uma situação real de campo onde o operador procura ajustar a produção do poço atuando no variador de frequência. Este mesmo procedimento foi repetido para diversos valores de grau API e BSW. O foco das análises foi obter, para cada caso estudado, o ponto onde ocorre a máxima temperatura do motor e sua magnitude.

Neste trabalho foi analisado um motor de 116,0 hp de potência nominal a 60 Hz de frequência. Todos os estudos de caso foram elaborados de forma que o motor trabalhasse com uma potência útil próxima da sua potência nominal quando operado à frequência de 60 Hz. Desse modo, o motor escolhido, operando a um determinado nível de geração de calor, serviu como referência na comparação entre os diversos casos estudados.

Nos casos avaliados procurou-se contemplar os regimes de escoamento laminar e turbulento nos espaços anulares do poço alojador adotando-se a produção de óleos de 15 graus API, de alta viscosidade, e de 35 graus API, de baixa viscosidade. Dentro do regime laminar realizou-se um comparativo entre o modelo de transferência de calor por convecção que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido e aquele que considera o desenvolvimento da camada limite de temperatura.

A influência da presença de água no escoamento no processo de transferência de calor entre o fluido produzido e o motor foi avaliada alterando-se o BSW da mistura. Desse modo, procurou-se analisar a importância das propriedades da água no processo de transferência de calor. Avaliou-se também a influência da formação de emulsão neste processo. Neste estudo, adotou-se

o modelo de emulsão fraca de Woelflin (1942), pois, o escoamento de líquido apenas, sem a presença de gás, resulta num baixo grau de agitação da mistura.

Com uma variedade muito grande de propriedades dos fluidos tais como grau API, viscosidade e BSW, fica praticamente impossível que um único motor seja capaz de atender a todos os casos para um dado sistema de produção. Desse modo, algumas alterações no sistema de produção foram realizadas de forma a atender a premissa de operação do motor com uma potência útil próxima da sua potência nominal na frequência de 60 Hz.

4.2.1. Estudo de Casos

Os cenários analisados no estudo de casos estão descritos na Tabela 4-1.

Tabela 4-1 - Casos Estudados

	Caso	API	BSW (%)
1	A	15	0,0
	B	15	30,0
	C	15	70,0
2	A	35	0,0
	B	35	50,0

Cada caso foi avaliado com a frequência da rede de alimentação a 50 Hz, 55 Hz e 60 Hz.

4.2.2. Dados de Entrada Comuns a todos os Casos

O poço alojador analisado consistiu de um revestimento de 0,1778 metros (7 polegadas) e uma camisa de refrigeração de 0,1397 metros (5,5 polegadas) envolvendo o motor possui. Desse modo:

$$r_{e\ shr} = 69,85\ mm;$$

$$r_{i\ shr} = 62,1\ mm;$$

$$r_{i\ csg} = 80,8\ mm;$$

O comprimento e o raio externo do motor usado no estudo foram respectivamente:

$$L = 4,57 \text{ m};$$

$$r_m = 57,1 \text{ mm}.$$

As condutividades térmicas dos componentes do motor são:

$$k_{\text{aço-carbono}} = 48,0 \text{ W/m.K};$$

$$k_L = 31,0 \text{ W/m.K};$$

$$k_{\text{cobre}} = 385,0 \text{ W/m.K};$$

$$k_{\text{epoxi}} = 2,0 \text{ W/m.K};$$

$$k_{om} = 0,135 \text{ W/m.K}.$$

O óleo dielétrico do motor tem uma capacidade térmica de:

$$c_{pom} = 2470 \text{ J/kg.K}$$

A viscosidade do óleo dielétrico do motor tem o seguinte comportamento em relação à temperatura (fonte: fabricante de óleo dielétrico):

$$\mu_{om}(\text{Pa.s}) = 0,0908 e^{-0.029.T} \quad (4.1)$$

A curva de potência disponibilizada pelo motor em função do escorregamento do rotor para 60 Hz de frequência de rede é dada pela Figura 4.3. Nesta curva foi apresentada a potência adimensionalizada pela potência nominal do motor.

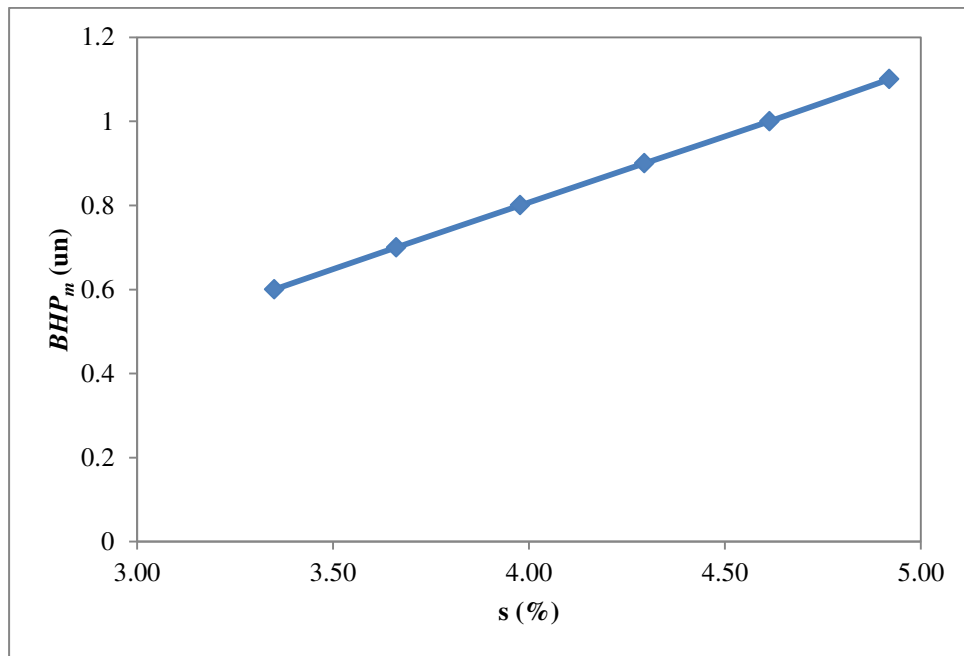


Figura 4.3 - Potência Unitária em Função do Escorregamento do Rotor (fonte: fabricante do motor)

A curva de eficiência (%) em função da potência unitária disponibilizada pelo motor para 60 Hz de frequência de rede é dada por:

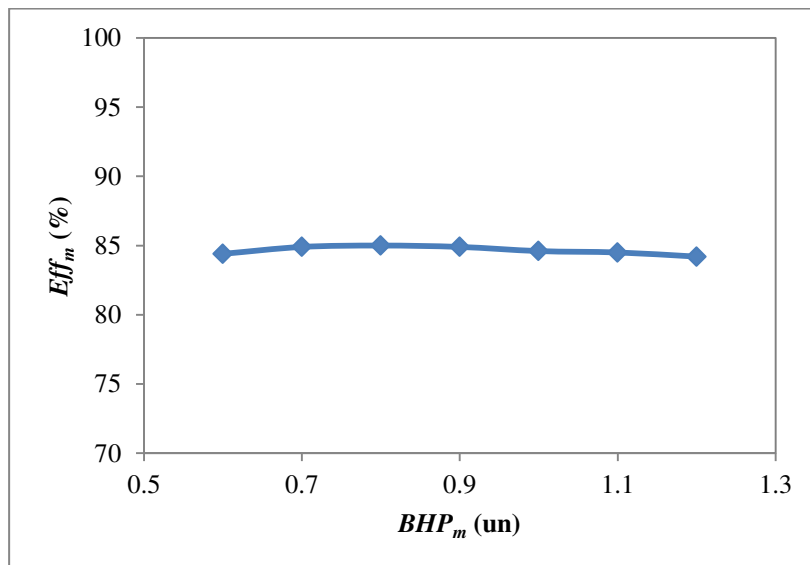


Figura 4.4 - Eficiência em Função da Potência Unitária do Motor (fonte: fabricante do motor)

A condição de temperatura inicial (T_{ini}) na entrada do poço alojador foi mantida constante para todas as simulações, e igual a 70 °C.

Neste estudo foram adotadas as seguintes propriedades termo físicas dos fluidos produzidos:

- Água:

$$\rho_w = 1000 \text{ kg/m}^3; \quad \mu_w = 1,0 \text{ cp};$$
$$c_{pw} = 4181 \text{ J/kg.K}; \quad k_w = 0,643 \text{ W/m.K.}$$

- Óleo de 15 °API:

$$\rho_o = 966 \text{ kg/m}^3; \quad \mu_o = 89,7 \text{ cp};$$
$$c_{po} = 2090 \text{ J/kg.K}; \quad k_o = 0,1245 \text{ W/m.K.}$$

- Óleo de 35 °API:

$$\rho_o = 850 \text{ kg/m}^3; \quad \mu_o = 2,2 \text{ cp};$$
$$c_{po} = 2090 \text{ J/kg.K}; \quad k_o = 0,1245 \text{ W/m.K.}$$

O sistema de produção foi estabelecido com os seguintes dados:

$$D_l = 0,076 \text{ m}; \quad L_l = 1500 \text{ m}; \quad \text{Lamina d'água} = 1000 \text{ m};$$
$$D_w = 0,076 \text{ m}; \quad L_w = 2000 \text{ m}; \quad \text{Rugosidade} = 0,0457 \text{ mm};$$
$$P_s = 10 \text{ kgf/cm}^2; \quad P_e = 235,0 \text{ kgf/cm}^2; \quad IP = 10 \text{ m}^3/\text{d}/\text{kgf/cm}^2.$$

Os demais dados de entrada foram estipulados de forma específica para cada caso estudado para que o motor selecionado fosse capaz de atender à grande variedade de propriedades dos fluidos, sempre mantendo uma potência útil próxima da sua potência nominal quando operado à frequência de 60 Hz.

4.2.3. Dados de Entrada para os Casos com Óleo de 35 graus API

Nos casos onde o óleo tem grau API igual a 35, a bomba centrífuga utilizada para a realização das simulações tem uma vazão no ponto de máxima eficiência igual a:

$$Q_{bep} = 3500 \text{ bpd.}$$

A curva de altura de elevação disponível da bomba a 3500 rpm para cada estágio é dada por:

$$H_{d\ 3500} = -4,889.10^{-10}.Q_{3500}^3 + 2,142.10^{-6}.Q_{3500}^2 - 6,759.10^{-3}.Q_{3500} + 59,331 \quad (4.2)$$

E a curva de BHP_m a 3500 rpm para cada estágio é:

$$BHP_{p\ 3500} = -6,585.10^{-17}.Q_{3500}^4 - 1,022.10^{-11}.Q_{3500}^3 + 4,321.10^{-8}.Q_{3500}^2 + 1,994.10^{-4}.Q_{3500} + 0,727 \quad (4.3)$$

Para os para os dois casos foi adotado 83 estágios na bomba.

4.2.4. Dados de Entrada para os Casos com Óleo de 15 graus API

Devido à alta viscosidade do óleo de 15 °API, caso fosse estipulado exatamente o mesmo sistema produtivo dos casos com óleo de 35 °API, o motor simplesmente não funcionaria, pois a demanda de potência ultrapassaria a potência máxima que o motor de 116 hp consegue disponibilizar. Então, a bomba centrífuga que foi utilizada para estes casos de óleo de 15 °API tem uma vazão no ponto de máxima eficiência igual a:

$$Q_{bep} = 1700 \text{ bpd.}$$

A curva de altura de elevação disponível da bomba a 3500 rpm para cada estágio é dada por:

$$H_{d\ 3500} = -4,932.10^{-9}.Q_{3500}^3 + 6,146.10^{-6}.Q_{3500}^2 - 2,925.10^{-3}.Q_{3500} + 59,408 \quad (4.4)$$

E a curva de BHP_m a 3500 rpm para cada estágio é:

$$BHP_{p\ 3500} = 6,700.10^{-14}.Q_{3500}^4 - 4,061.10^{-10}.Q_{3500}^3 + 6,572.10^{-7}.Q_{3500}^2 + 1,878.10^{-5}.Q_{3500} + 0,541 \quad (4.5)$$

O número de estágios depende do BSW e foram definidos de acordo com a Tabela 4-2.

Tabela 4-2 - Número de Estágios para os Casos de Óleo de 15 °API

BSW (%)	Número de estágios
0,0	95
30,0	81
70,0	109

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As condutividades térmicas calculadas para as oito regiões do motor são mostradas na Tabela 5-1.

Tabela 5-1 - Condutividades Térmicas do Motor

Região	$k(W/m.K)$
1 (k_{carc})	48,0
2 (k_L)	31,0
3 (k_{ee})	14,9
4 (k_{og})	0,135
5 (k_b)	227,9
6 (k_L)	31,0
7 (k_S)	48,0
8 (k_{om})	0,135

O diâmetro hidráulico e a área dos anulares interno e externo do poço alojador são mostrados na Tabela 5-2.

Tabela 5-2 – Diâmetro Hidráulico e Área dos Anulares

Anular	Interno	Externo
$D_h (m)$	0,0101	0,0217
$A (m^2)$	0,0019	0,0052

5.1. Resultados Operacionais

5.1.1. Caso 1 – Óleo de 15 °API

As propriedades termo físicas da mistura de óleo e água calculadas para os casos 1-A, 1-B e 1-C são apresentados na Tabela 5-3.

Tabela 5-3 – Propriedades Termo Físicas da Mistura – Caso 1

<i>Caso</i>	1-A	1-B	1-C
<i>BSW (%)</i>	0,0	30,0	70,0
ρ_m (kg/m ³)	965,9	976,1	989,8
μ_m (cp)	89,7	242,0	27,6
c_{pm} (J/kg.K)	2090,0	2717,3	3553,7
k_m (W/m.K)	0,1245	0,2801	0,4875

Desta tabela é importante notar o comportamento da viscosidade da mistura com o aumento do BSW. O aumento da viscosidade no caso 1-B em relação ao caso 1-A resulta da formação de emulsão de água em óleo que ocorre na mistura devido à presença de 30,0 % de água. Porém, quando o BSW aumenta para 70,0 %, caso 1-C, ocorre a inversão da emulsão, que passa a ser de óleo em água, reduzindo a viscosidade de forma significativa.

Outro aspecto importante da Tabela 5-3 é o aumento da condutividade térmica e do calor específico da mistura com o aumento do BSW.

A Tabela 5-4 mostra os resultados das condições de operação do sistema de produção do caso 1 para as frequências de 50 Hz, 55 Hz e 60 Hz.

Tabela 5-4 - Condições Operacionais do Caso 1

<i>Caso</i>	1-A			1-B			1-C		
	0,0			30,0			70,0		
<i>f</i> (Hz)	50	55	60	50	55	60	50	55	60
<i>s</i> (%)	3,6	4,0	4,3	3,4	4,0	4,5	3,7	4,0	4,4
<i>N</i> (rpm)	2892,1	3169,1	3444,2	2899,0	3168,0	3438,8	2890,3	3167,1	3441,3
<i>BHP_m</i> (hp)	65,5	84,5	105,5	58,4	85,6	111,0	67,3	86,6	108,5
<i>Q</i> (bpd)	1173,2	1478,5	1752,6	627,8	941,2	1228,3	1430,5	1714,9	1973,8
\dot{W}_p (hp)	11,8	15,0	18,8	10,7	15,2	19,8	12,1	15,4	19,3

Os resultados da Tabela 5-4 para o caso 1-A são apresentados na Figura 5.1 na forma gráfica. Nesta figura observa-se que o aumento da vazão, causado pelo aumento da frequência, acarreta um aumento na demanda de potência ao motor e conseqüentemente um aumento na

geração de calor. Os casos 1-B e 1-C têm um comportamento similar, por isso não são apresentados na forma gráfica.

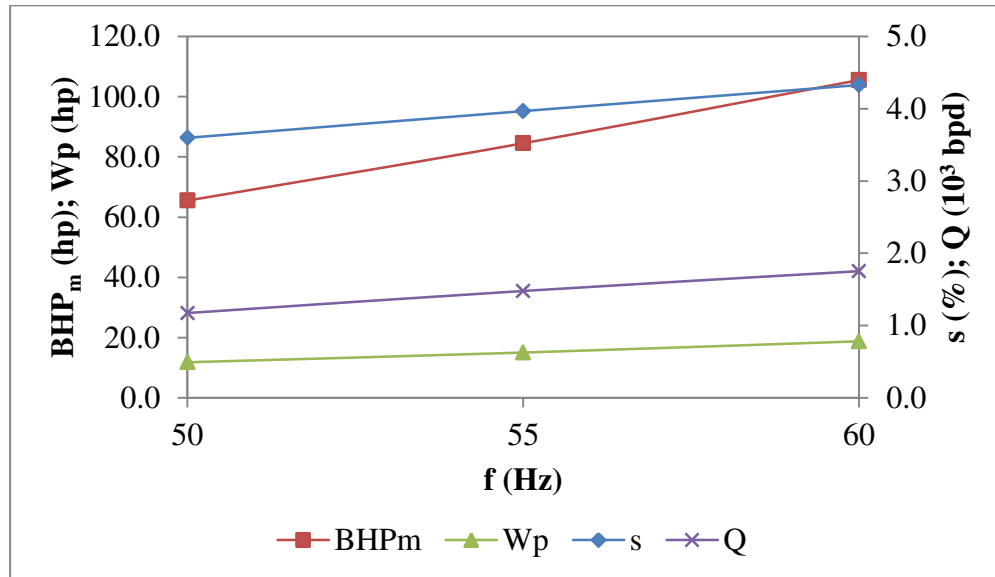


Figura 5.1 - Comportamento Operacional em Função da Frequência - Caso 1-A

Ainda de acordo com a Tabela 5-4, observa-se uma redução nas vazões no caso 1-B em relação ao caso 1-A. Isto é fruto do aumento da viscosidade no caso 1-B em relação ao caso 1-A o que reduz a capacidade da BCS de produzir vazão devido à redução da eficiência da bomba e da altura de elevação que ela é capaz de desenvolver. No caso 1-C ocorre um aumento nas vazões, que resulta da redução da viscosidade.

Os números adimensionais que influenciam no processo de transferência de calor e o comprimento de entrada térmica (*CET*) para os escoamentos no anular interno e no externo são mostrados da Tabela 5-5 à Tabela 5-7.

Tabela 5-5 - Adimensionais e CET - Caso 1-A

<i>f</i> (Hz)	50		55		60	
	Interno	Externo	Interno	Externo	Interno	Externo
<i>Pr</i>	1505,2		1505,2		1505,2	
<i>V</i> (ft/s)	3,8	1,4	4,7	1,7	5,6	2,1
<i>Re</i>	124,2	98,1	156,5	123,7	185,5	146,6
<i>Pe</i>	186899,2	147722,1	235539,7	186167,7	279208,6	220683,4
<i>CET</i> (m)	94,0	160,3	118,4	202,0	140,4	239,4

Tabela 5-6 - Adimensionais e CET - Caso 1-B

<i>f</i> (Hz)	50		55		60	
	Interno	Externo	Interno	Externo	Interno	Externo
<i>Anular</i>						
<i>Pr</i>	2347,9		2347,9		2347,9	
<i>V</i> (ft/s)	2,0	0,7	3,0	1,1	3,9	1,4
<i>Re</i>	24,9	19,7	37,3	29,5	48,7	38,5
<i>Pe</i>	58421,1	46175,3	87582,7	69224,2	114296,0	90338,2
<i>CET</i> (m)	29,4	50,1	44,0	75,1	57,5	98,0

Tabela 5-7 - Adimensionais e CET - Caso 1-C

<i>f</i> (Hz)	50		55		60	
	Interno	Externo	Interno	Externo	Interno	Externo
<i>Anular</i>						
<i>Pr</i>	201,2		201,2		201,2	
<i>V</i> (ft/s)	4,6	1,7	5,5	2,0	6,3	2,3
<i>Re</i>	504,0	398,4	604,3	477,6	695,5	549,7
<i>Pe</i>	101415,6	80157,5	121579,7	96095,1	139935,3	110603,0
<i>CET</i> (m)	51,0	87,0	61,1	104,2	70,4	120,0

De acordo com a Tabela 5-5 à Tabela 5-7, em todas as frequências estudadas o número de Reynolds foi inferior a 2300 caracterizando o regime de escoamento laminar. Desse modo, os dois modelos de determinação do processo de transferência de calor entre o motor e o fluido produzido foram analisados e comparados no caso 1. Observa-se também nas tabelas acima os extensos valores de *CET*, muito superiores ao comprimento total do motor que é de 4,57 metros.

5.1.2. Caso 2 – Óleo de 35 °API

As propriedades termo físicas da mistura de óleo e água calculadas para os casos 2-A e 2-B são apresentados na Tabela 5-8.

Tabela 5-8 – Propriedades Termo Físicas da Mistura – Caso 2

<i>Caso</i>	2-A	2-B
<i>BSW</i> (%)	0,0	50,0
ρ_m (kg/m ³)	849,8	924,9
μ_m (cp)	2,2	16,1
c_{pm} (J/kg.K)	2090,0	3135,5
k_m (W/m.K)	0,1245	0,3838

Desta tabela nota-se, o aumento da viscosidade do caso 2-B em relação ao caso 2-A devido à formação de emulsão causado pelo aumento do BSW. Na Tabela 5-8 observa-se também o aumento da condutividade térmica e do calor específico da mistura com o aumento do BSW.

A Tabela 5-9 mostra os resultados das condições de operação do sistema de produção do caso 2 para as frequências de 50 Hz, 55 Hz e 60 Hz.

Tabela 5-9 - Condições Operacionais do Caso 2

<i>Caso</i>	2-A			2-B		
	0,0			50,0		
<i>BSW (%)</i>	0,0			50,0		
<i>f (Hz)</i>	50	55	60	50	55	60
<i>s (%)</i>	3,3	3,8	4,3	3,3	3,9	4,5
<i>N (rpm)</i>	2900,2	3175,2	3446,9	2899,9	3171,3	3439,2
<i>BHP_m (hp)</i>	57,2	78,3	102,8	57,5	82,2	110,6
<i>Q (bpd)</i>	2203,3	2711,2	3200,0	1534,3	2097,4	2632,3
<i>W_P (hp)</i>	10,5	14,0	18,3	10,5	14,7	19,8

Os resultados da Tabela 5-9 para o caso 2-A são apresentados na Figura 5.2 na forma gráfica. Assim como no caso 1-A, nesta figura observa-se que o aumento da vazão, causado pelo aumento da frequência, acarreta um aumento na demanda de potência ao motor e conseqüentemente um aumento na geração de calor. O caso 2-B tem um comportamento similar, por isso não é apresentado na forma gráfica.

Assim como ocorreu no caso 1, observa-se na Tabela 5-9 uma redução nas vazões no caso 2-B em relação ao caso 2-A devido ao aumento da viscosidade, o que reduz a capacidade da BCS de produzir vazão devido à redução da eficiência da bomba e da altura de elevação que ela é capaz de desenvolver.

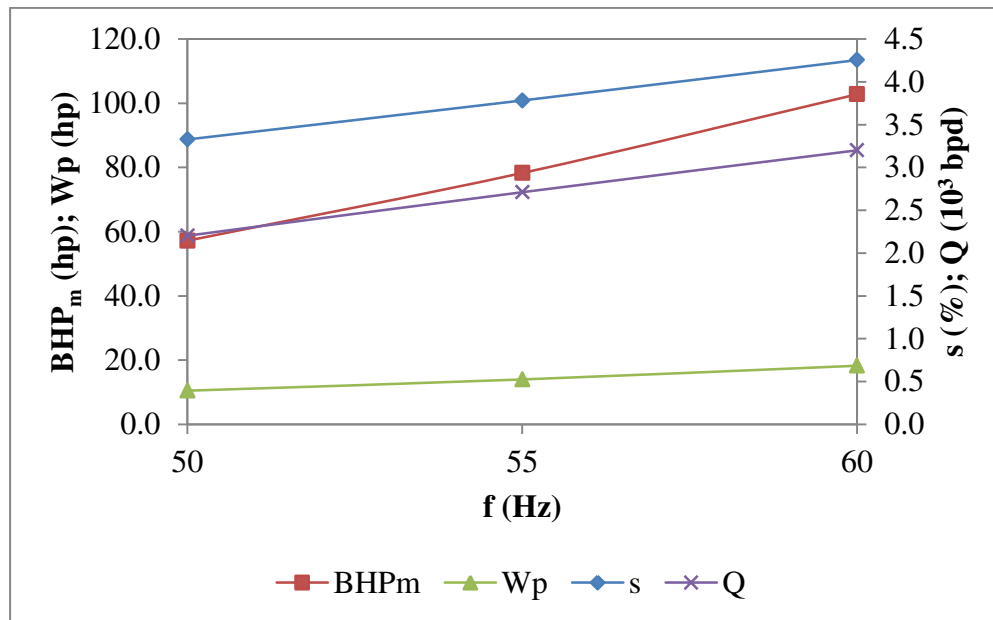


Figura 5.2 - Comportamento Operacional em Função da Frequência - Caso 2-A

Os números adimensionais que influenciam no processo de transferência de calor e o comprimento de entrada térmica (*CET*) para os escoamentos no anular interno e no externo são mostrados na Tabela 5-10 e na Tabela 5-11.

Tabela 5-10 - Adimensionais e *CET* - Caso 2-A

<i>f</i> (Hz)	50		55		60	
	Anular Interno	Anular Externo	Anular Interno	Anular Externo	Anular Interno	Anular Externo
<i>Pr</i>	36,9		36,9		36,9	
<i>V</i> (ft/s)	7,1	2,6	8,7	3,2	10,3	3,8
<i>Re</i>	8367,4	6613,5	10296,3	8138,0	12152,5	9605,2
<i>Pe</i>	-	-	-	-	-	-
<i>CET</i> (m)	-	-	-	-	-	-

Tabela 5-11 - Adimensionais e *CET* - Caso 2-B

<i>f</i> (Hz)	50		55		60	
	Anular Interno	Anular Externo	Anular Interno	Anular Externo	Anular Interno	Anular Externo
<i>Pr</i>	131,2		131,2		131,2	
<i>V</i> (ft/s)	4,9	1,8	6,7	2,5	8,4	3,1
<i>Re</i>	868,2	686,2	1186,8	938,1	1489,5	1177,3
<i>Pe</i>	113922,0	90042,2	155737,0	123092,0	195449,0	154480,0
<i>CET</i> (m)	57,3	45,3	78,3	61,9	98,3	77,7

Em todas as frequências estudadas do caso 2-A (Tabela 5-10) o número de Reynolds foi superior a 2300 caracterizando o regime de escoamento turbulento. Neste caso não foram calculados o número de Peclet e nem o *CET*, uma vez que neste trabalho não foi considerado o desenvolvimento da camada limite de temperatura nos cálculos de transferência de calor para o regime de escoamento turbulento.

De acordo com a Tabela 5-11, em todas as frequências estudadas no caso 2-B o número de Reynolds foi inferior a 2300 caracterizando o regime de escoamento laminar. Observa-se também dessa tabela que os valores de *CET* são muito superiores ao comprimento total do motor.

5.2. Distribuição de Temperatura nos Anulares

5.2.1. Caso 1 – Óleo de 15 °API

Adotando o modelo que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido, calculou-se a distribuição de temperaturas nos escoamentos do anular interno e do externo para o caso 1-A. Os resultados são apresentados na Figura 5.3.

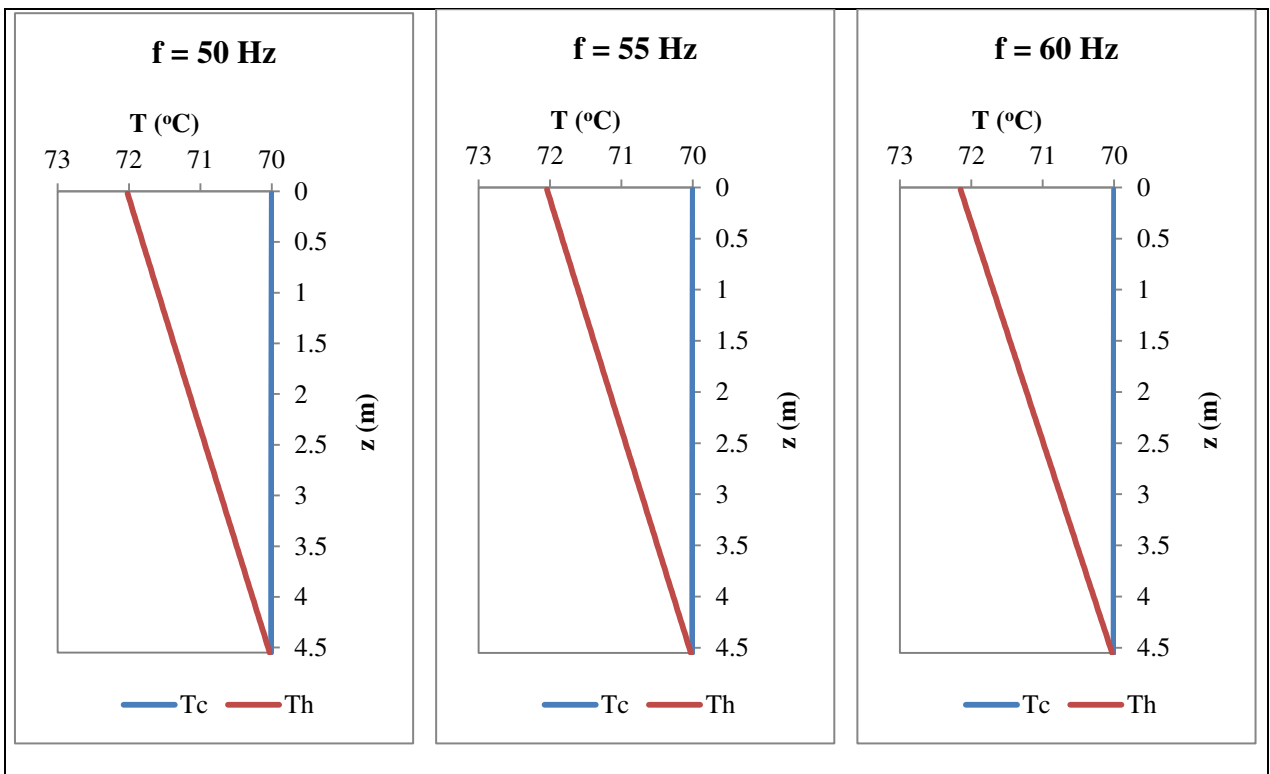


Figura 5.3 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Modelo com Perfil de Temperatura Desenvolvido - Caso 1-A

A partir da Figura 5.3, nota-se que o aumento de temperatura na corrente fria (T_c) é próximo de zero. Analisando a equação analítica da distribuição de temperatura na corrente fria, equação (3.8), observa-se que o aumento da temperatura é dado pelo segundo termo do lado direito desta equação. A Tabela 5-12 mostra os principais valores que compõem este termo, encontrados no final do escoamento da corrente fria para cada uma das frequências estudadas.

Tabela 5-12 - Aumento da Temperatura na Corrente Fria – Modelo com Perfil de Temperatura

Desenvolvido – Caso 1-A			
f (Hz)	50	55	60
\dot{q} (W/m ³)	8807,8	11217,6	14007,0
U (W/m ² .K)	20,7	20,7	20,7
\dot{m} (kg/s)	2,09	2,63	3,12
Numerador	1,8E+05	2,3E+05	2,9E+05
$(\dot{m}c_{pm})^2$	1,9E+07	3,0E+07	4,2E+07
ΔT_c (°C)	0,0095	0,0076	0,0068

O termo da equação (3.8) que define o aumento da temperatura na corrente fria é fortemente influenciado pelo denominador, dado pelo quadrado do produto da vazão mássica pelo calor específico. Da Tabela 5-12, observa-se que o denominador deste termo é muito superior ao numerador em todas as frequências. Com o BSW fixo em 0,0 %, somente valores muito baixos de vazão mássica, para o dado termo fonte de calor, poderiam fazer com que o aumento de temperatura na corrente fria fosse significativo, o que não ocorre neste caso prático.

Entretanto, a forma de se calcular o coeficiente global de transferência de calor entre as correntes (U) pode ter influência nos resultados. Se a região de entrada térmica for extensa, tal como ocorreu neste caso, o modelo que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido pode levar a valores subestimados deste coeficiente.

Admitindo o modelo que considera o desenvolvimento da camada limite de temperatura, o coeficiente global de transferência de calor entre as correntes (U) torna-se variável ao longo do escoamento. A distribuição de temperaturas nos escoamentos do anular interno e do externo foi calculada para o caso 1-A considerando este modelo. Os resultados são apresentados na Figura 5.4.

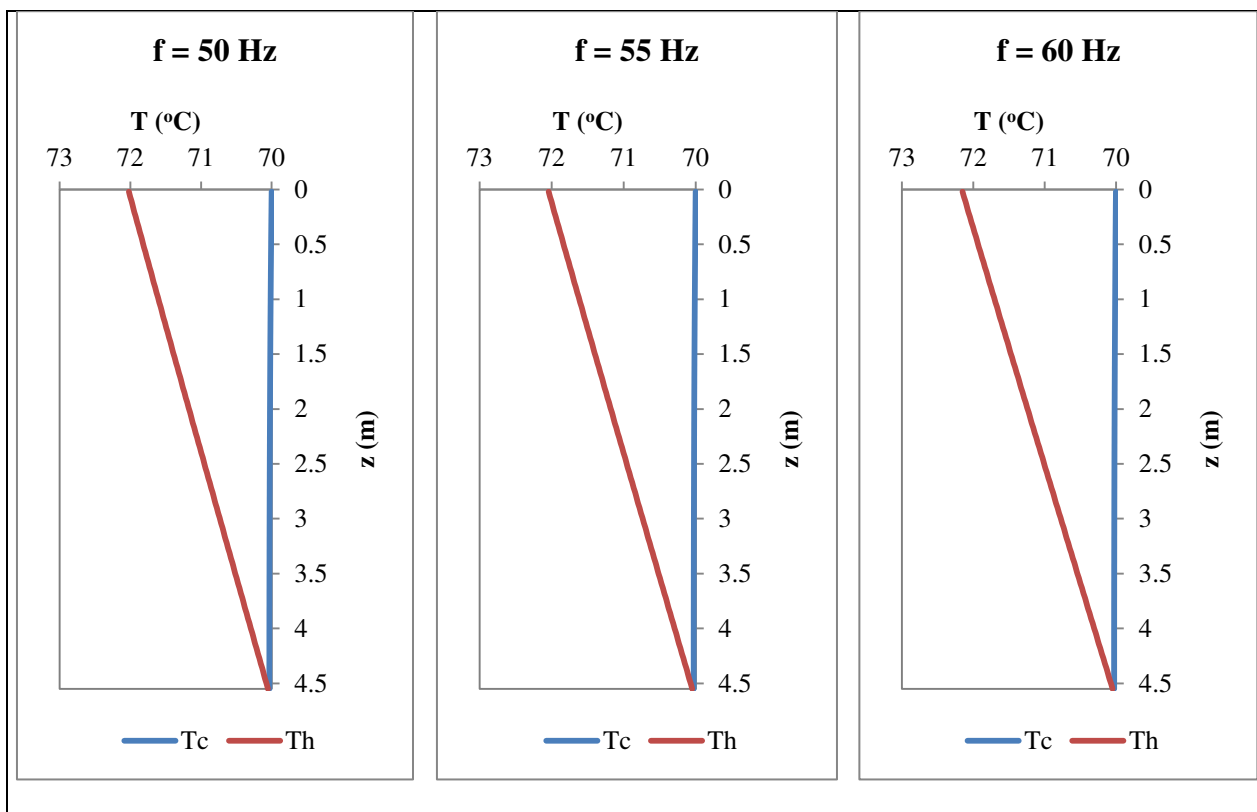


Figura 5.4 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Modelo com Desenvolvimento da Camada Limite de Temperatura - Caso 1-A

A partir da Figura 5.4, nota-se que o aumento de temperatura na corrente fria (T_c) se mantém próxima de zero. Os coeficientes globais de transferência de calor entre as correntes (U) calculados quando se adota o modelo que considera o desenvolvimento da camada limite de temperatura são superiores àqueles encontrados quando se admite o modelo que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido. Porém, esse aumento dos coeficientes globais (U) não foi suficiente para provocar algum aumento significativo na temperatura do escoamento do anular externo. O que leva à conclusão de que, para este caso prático estudado, a vazão mássica é muito grande para que ocorra algum aumento na temperatura da corrente fria.

Desse modo, caso a parede da camisa de refrigeração fosse considerada isolada, nenhuma alteração significativa nos resultados seria percebida. Estas mesmas conclusões foram encontradas nos demais casos analisados com óleo de 15 °API (casos 1-B e 1-C).

Os valores máximo, mínimo e médio de U para os casos 1-A, 1-B e 1-C, assim como o aumento da temperatura na corrente fria são mostrados na Tabela 5-13.

Tabela 5-13 - Aumento da Temperatura na Corrente Fria – Modelo com Desenvolvimento da Camada Limite de Temperatura – Caso 1

<i>Caso</i>	1-A			1-B			1-C		
<i>BSW</i> (%)	0,0			30,0			70,0		
<i>f</i> (Hz)	50	55	60	50	55	60	50	55	60
U_{max} (W/m ² K)	93,2	96,8	98,8	149,4	160,9	180,4	292,4	313,9	327,4
U_{min} (W/m ² K)	59,6	64,7	68,2	100,8	114,6	120,9	203,0	209,2	213,2
U_{med} (W/m ² K)	67,5	71,9	75,7	106,6	121,3	131,6	217,7	229,1	237,7
ΔT_c (°C)	0,033	0,028	0,026	0,093	0,067	0,056	0,024	0,022	0,021

A distribuição de temperaturas nos escoamentos do anular interno e do externo calculada para os casos 1-B e 1-C são apresentados na Figura 5.5 e na Figura 5.6 respectivamente.

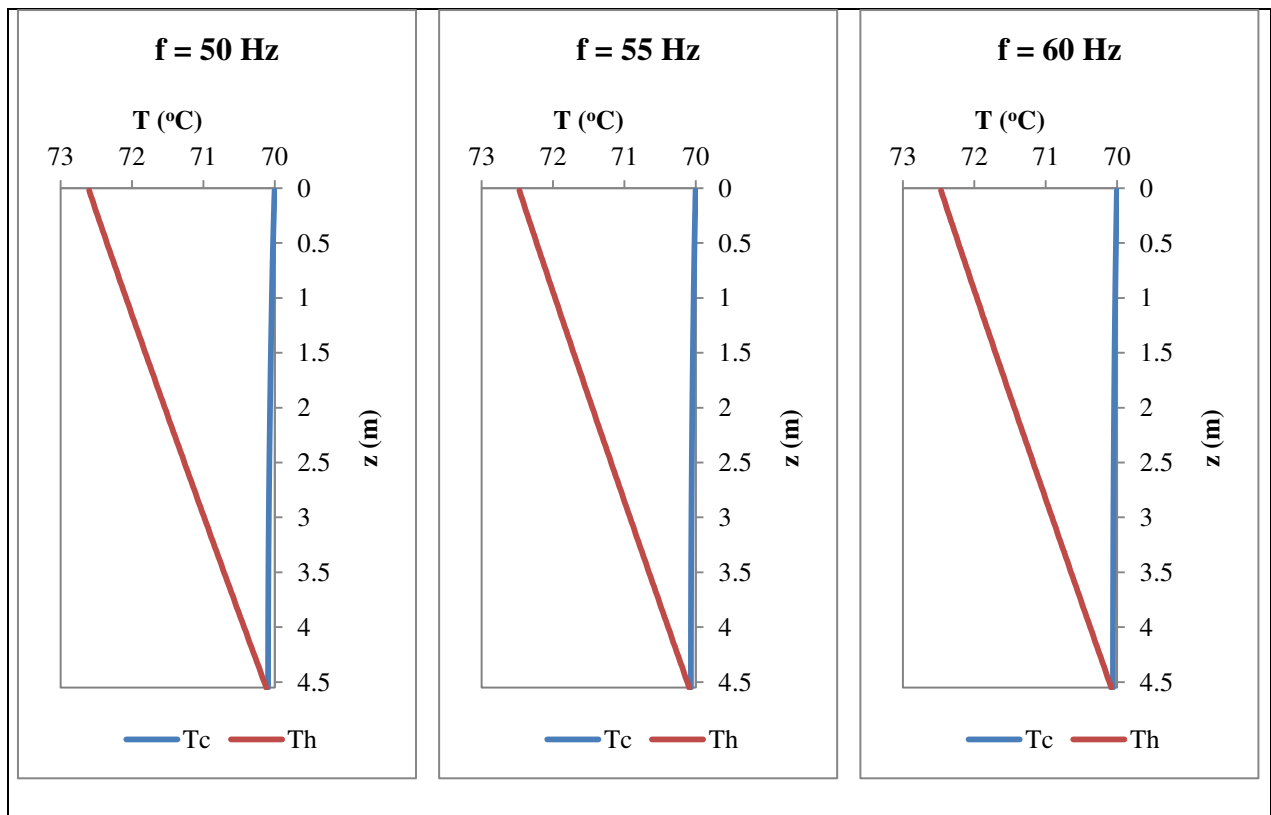


Figura 5.5 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Caso 1-B

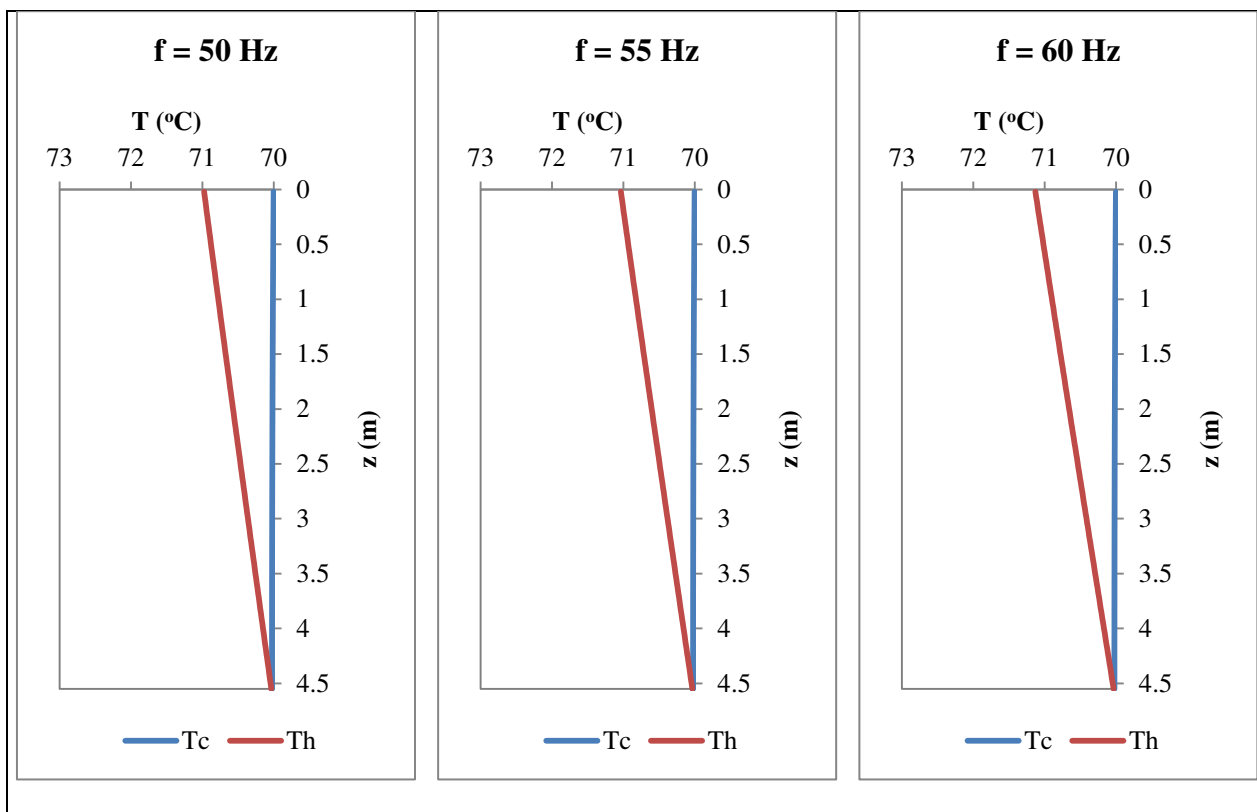


Figura 5.6 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Caso 1-C

5.2.2. Caso 2 – Óleo de 35 °API

Os coeficientes globais de transferência de calor entre as correntes (U) dos casos 2-A e 2-B, assim como o aumento da temperatura na corrente fria, são mostrados são apresentados na Tabela 5-14.

Tabela 5-14 - Aumento da Temperatura na Corrente Fria – Caso 2

Caso	2-A			2-B		
	0,0			50,0		
f (Hz)	50	55	60	50	55	60
U_{max} (W/m ² K)	-	-	-	244,2	267,9	280,3
U_{min} (W/m ² K)	-	-	-	164,3	171,2	182,4
U_{med} (W/m ² K)	339,5	408,3	471,0	178,7	194,0	205,6
ΔT_c (°C)	0,051	0,054	0,059	0,022	0,018	0,016

A distribuição de temperaturas nos escoamentos do anular interno e do externo calculada para o caso 2-A é apresentado na Figura 5.7.

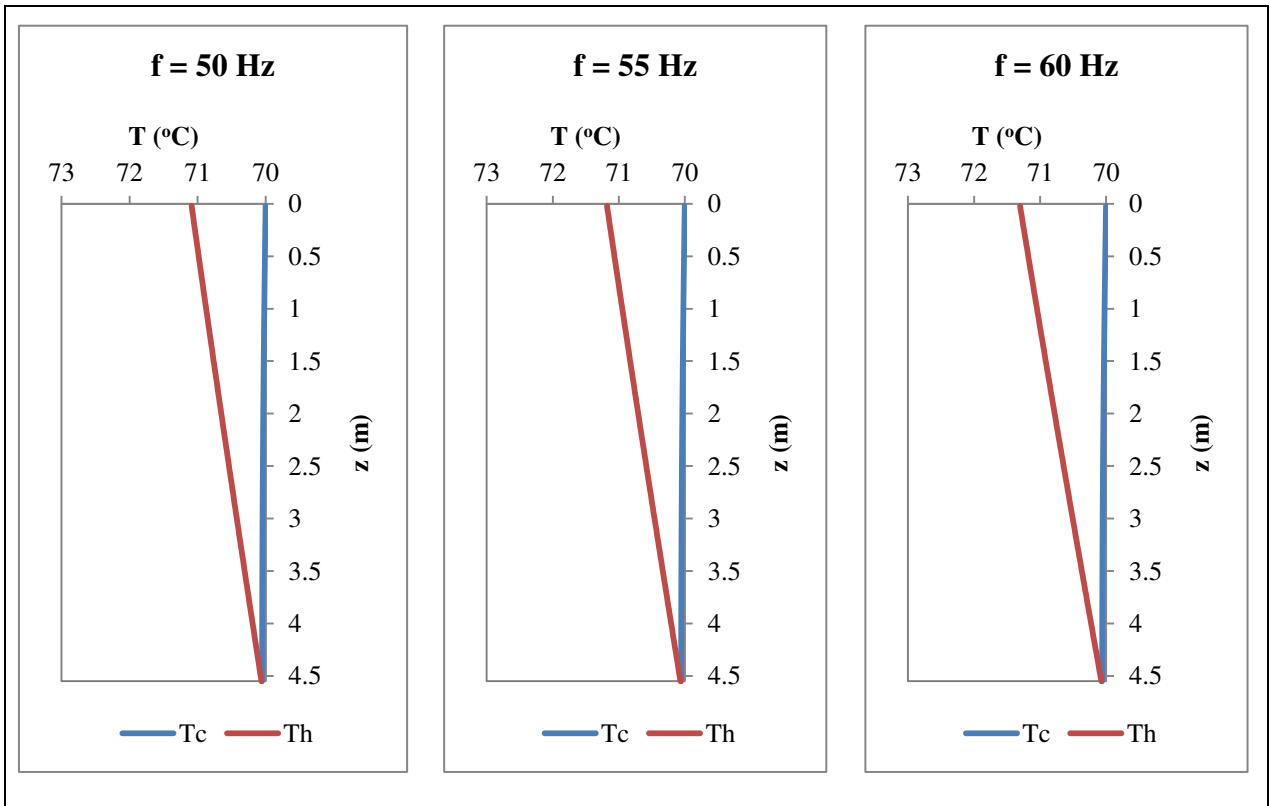


Figura 5.7 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Caso 2-A

Os coeficientes globais de transferência de calor entre as correntes do caso 2-A, onde o regime de escoamento é turbulento, são superiores aos demais casos onde o regime é laminar. Ainda sim eles não foram suficientes para propiciar um aumento significativo da temperatura da corrente fria, o que corrobora com a conclusão de se tratar a parede da camisa de refrigeração como isolada.

A distribuição de temperaturas nos escoamentos do anular interno e do externo calculada para o caso 2-B é apresentado na Figura 5.8.

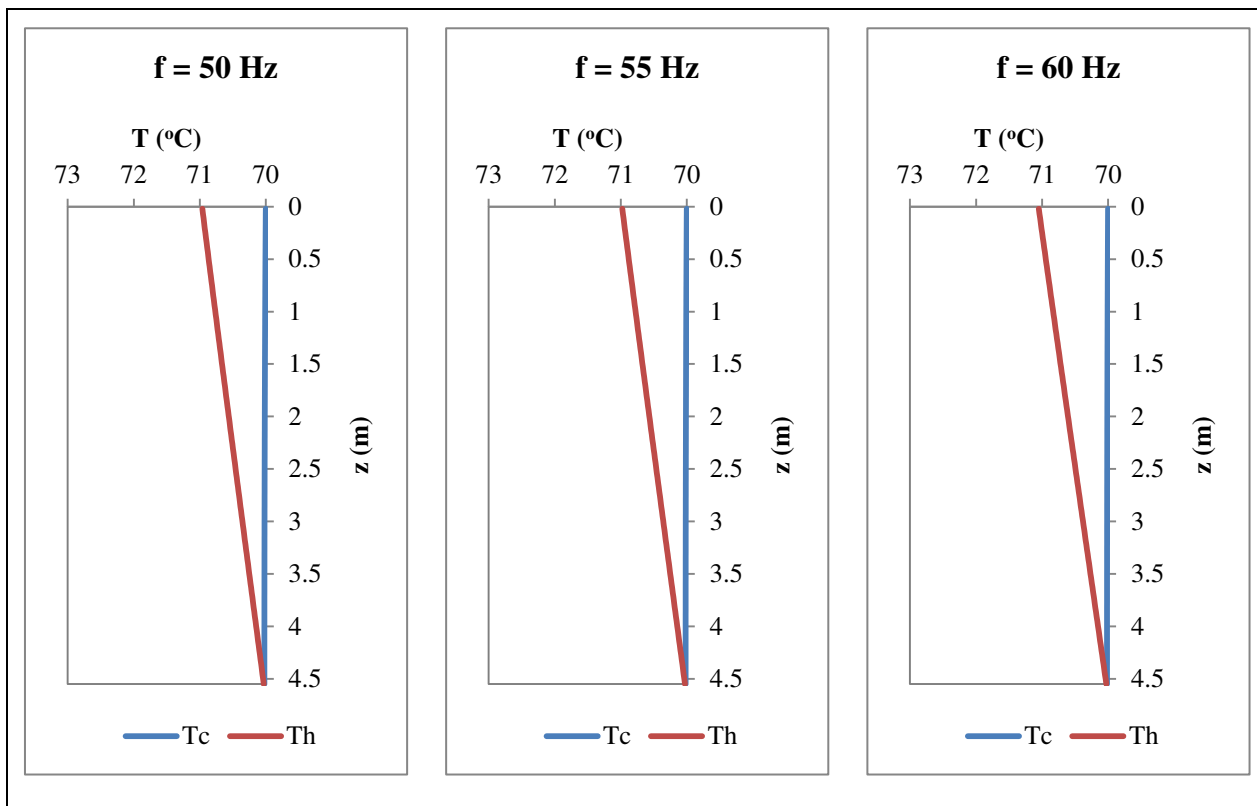


Figura 5.8 - Distribuição de Temperaturas no Anular Interno e Externo - Caso 2-B

5.3. Distribuição de Temperatura no Motor

5.3.1. Caso 1-A – Óleo de 15°API e $\text{BSW} = 0,0 \%$

Assumindo o modelo que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido, a distribuição radial de temperatura no topo e na base do motor, considerando a frequência de 60 Hz é mostrada na Figura 5.9.

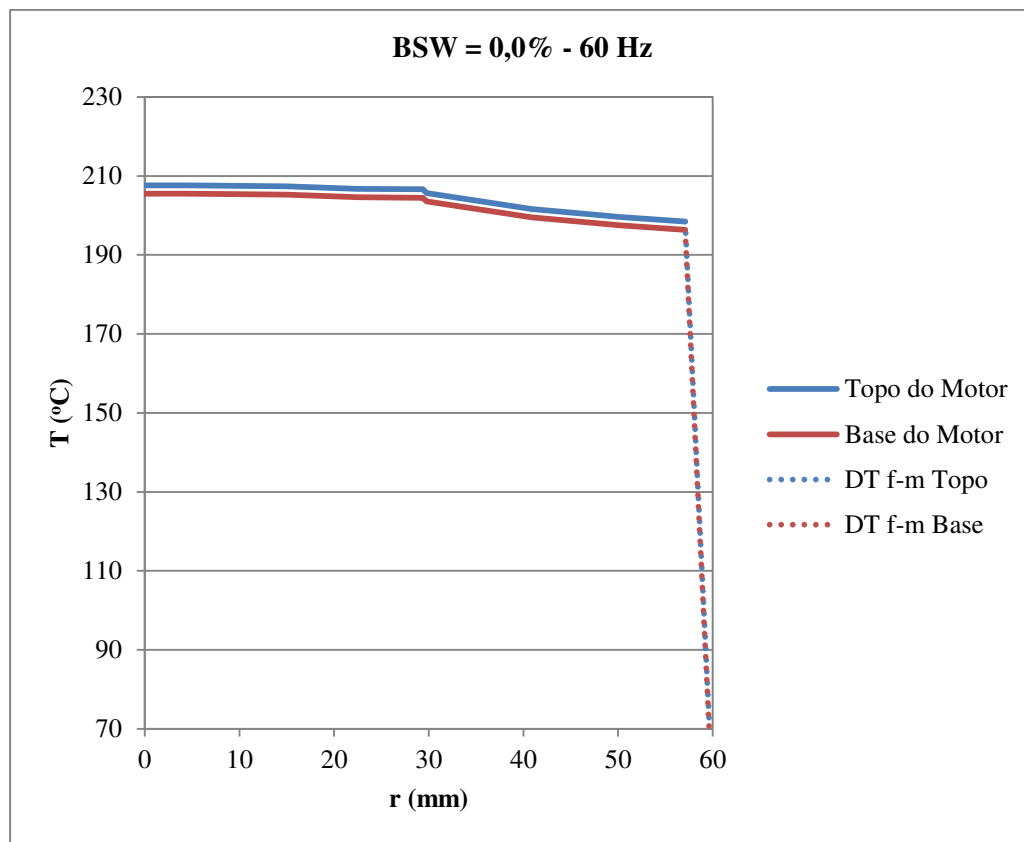


Figura 5.9 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-A - 60Hz - Modelo que considera o Perfil de Temperatura Plenamente Desenvolvido

Nesta figura o centro do motor está localizado em 0,0 mm, a superfície externa da parede do motor está localizada num raio de 57,1 mm. A diferença entre a temperatura média do fluido no anular interno e a temperatura da parede do motor (DT f-m) é representada pelas linhas pontilhadas. Esta diferença de temperatura é governada pelo coeficiente de transferência de calor por convecção (h_m) e pelo termo fonte de calor (\dot{q}), conforme a equação (3.13).

Da Figura 5.9, nota-se que a diferença de temperatura entre o topo e a base do motor é extremamente pequena. De fato, esta diferença se mantém em 2,15 °C por todo o raio do motor. Esta é exatamente a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do escoamento do anular interno. Isto ocorreu devido à hipótese de transferência radial de calor no motor e à adoção do modelo de perfil de temperatura plenamente desenvolvido no cálculo do coeficiente de transferência de calor entre a parede do motor e o fluido que escoava pelo anular interno (h_m). Neste modelo o valor de h_m é constante ao longo do escoamento, o que faz com que o

comportamento da distribuição de temperatura interna do motor na direção axial siga o comportamento da distribuição de temperatura no escoamento do anular interno.

A distribuição radial de temperatura no topo e na base do motor, obtida através do modelo que considera o desenvolvimento da camada limite de temperatura, para a frequência de 60 Hz é apresentada na Figura 5.10.

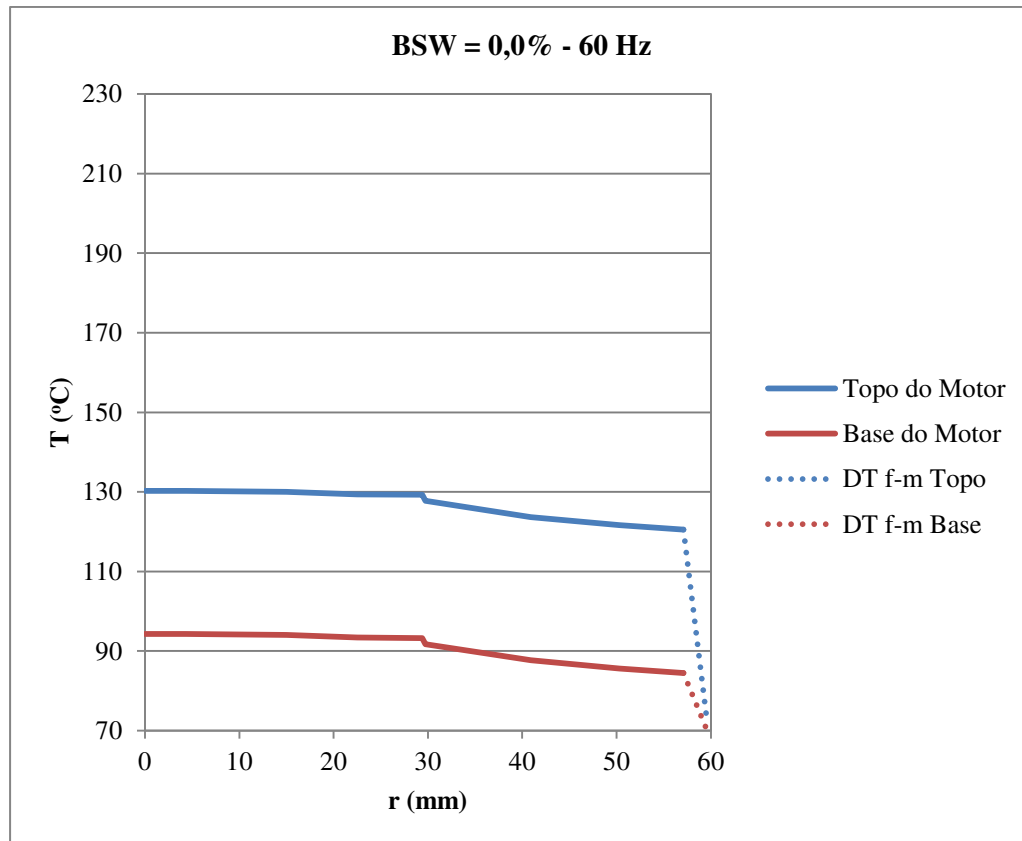


Figura 5.10 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-A - 60Hz - Modelo que considera o Desenvolvimento da Camada Limite de Temperatura

São duas as principais diferenças entre a Figura 5.9 e a Figura 5.10. A primeira é que, de modo geral, a temperatura do motor é menor na Figura 5.10 do que na Figura 5.9. Isso se deve aos altos valores de comprimento de entrada térmica (CET) encontrados neste caso (Tabela 5-5). Na região de entrada térmica os coeficientes de transferência de calor por convecção (h_m) são superiores àquele da região de perfil de temperatura desenvolvido (Figura 3.3). Por isso, a temperatura do motor calculada quando se contempla o desenvolvimento do perfil de temperatura na região de entrada térmica é menor que a temperatura do motor encontrada quando se desconsidera o desenvolvimento da camada limite de temperatura.

Então, devido aos altos valores de CET encontrados neste caso, o desenvolvimento da camada limite de temperatura na região de entrada térmica não pode ser negligenciado.

O motor estudado neste trabalho tem um limite máximo de temperatura de operação de 170 °C. O modelo que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido resultaria num motor superaquecido, quando na realidade a temperatura máxima do motor ficou bem abaixo do limite operacional, tal como prescrito pelo modelo que considera o desenvolvimento do perfil de temperatura ao longo da região de entrada térmica.

O outro contraste entre as duas figuras é que a diferença de temperatura entre o topo e a base do motor é maior na Figura 5.10 do que na Figura 5.9. Isso se deve ao fato de que, quando se contempla o desenvolvimento da camada limite de temperatura, h_m é variável ao longo do escoamento na região de entrada térmica (Figura 3.3). Porém quando se negligencia o desenvolvimento do perfil de temperatura na região de entrada térmica, encontra-se um h_m constante ao longo do escoamento, tal como já abordado. Os valores de h_m determinados pelos dois modelos são mostrados na Tabela 5-15.

Tabela 5-15 - Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção - Caso 1-A

f (Hz)	Modelo com Desenvolvimento da Camada Limite Térmica			Modelo com Perfil de Temperatura Desenvolvido		
	50	55	60	50	55	60
$h_{m\ max}$ (W/ m ² K)	582,3	587,5	590,6			
$h_{m\ min}$ (W/ m ² K)	161,9	171,1	176,7			
$h_{m\ med}$ (W/ m ² K)	219,5	233,3	244,3	67,6	67,6	67,6

De acordo com a equação (3.31), quanto maior o número de Peclet (Pe), maior o comprimento de entrada térmica. Ao aumentar a frequência, Pe cresce devido ao aumento da vazão (Tabela 5-5), intensificando assim o efeito da entrada térmica. Desse modo o valor de h_m aumenta com o aumento frequência.

A Figura 5.11 mostra um corte longitudinal do motor com um mapa de temperaturas obtido a partir dos resultados do caso 1-A a 60 Hz de frequência. Neste mapa foram traçadas algumas isotermas. Observa-se que perto da extremidade inferior do motor as isotermas estão mais próximas umas das outras. Na medida em que se aproxima do topo do motor as isotermas se

afastam. Esse comportamento é resultado da variação de h_m , que é máximo no início do escoamento do anular interno, ou seja, na base do motor e que diminui na direção do topo do motor.

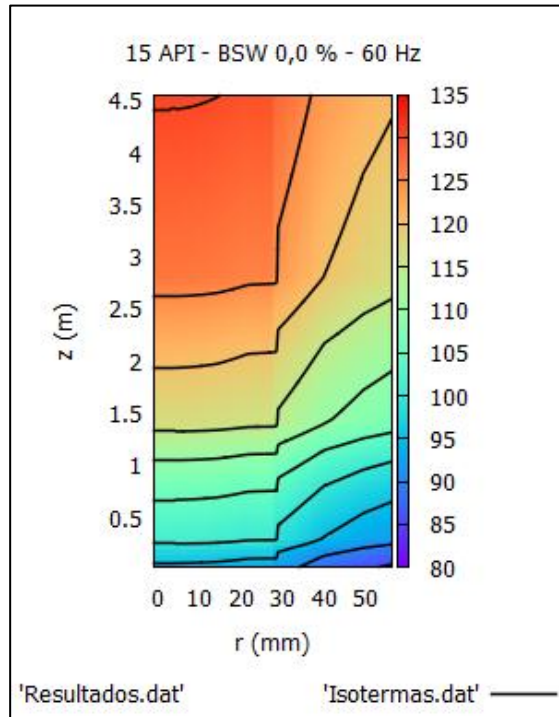


Figura 5.11 - Mapa de Temperaturas - Caso 1-A - 60 Hz

O rotor tem um raio de aproximadamente 30,0 mm. A deformação da escala do mapa da Figura 5.11 leva à falsa impressão de que na porção inferior do rotor as linhas de isotermas são horizontais. Isso levaria à conclusão de que não ocorre fluxo de calor no sentido radial, mas apenas no sentido axial na direção do topo para a base. Essa conclusão é incorreta, por dois motivos. Em primeiro lugar as isotermas não são de fato horizontais, elas têm uma inclinação ascendente que foi mascarada pela deformação da escala do mapa. A baixa inclinação das isotermas na região do rotor em relação à região do estator (de 30,0 mm a 57,1 mm) reflete a maior condutividade térmica dos materiais daquela região em relação a esta última.

O outro motivo é que a diferença entre as resistências térmicas na direção radial em relação à direção axial, calculadas de acordo com o APÊNDICE C, é muito grande. A resistência térmica do rotor na direção radial é igual a:

$$R_{rad} = 0,0014 \text{ K/W}$$

A resistência térmica do rotor na direção axial é igual a:

$$R_{axi} = 13,03 \text{ K/W}$$

Esta diferença entre as resistências térmicas nas duas direções corrobora com a hipótese de fluxo unidimensional na direção radial.

Os mapas de temperaturas do caso 1-A a 55 Hz e a 50 Hz têm um comportamento similar ao mapa para frequência de 60 Hz e por isso não são apresentados.

A distribuição radial de temperatura no topo e na base do motor, obtida através do modelo que considera o desenvolvimento da camada limite de temperatura, para as frequências de 55 Hz e 50 Hz são apresentadas na Figura 5.12 e na Figura 5.13 respectivamente.

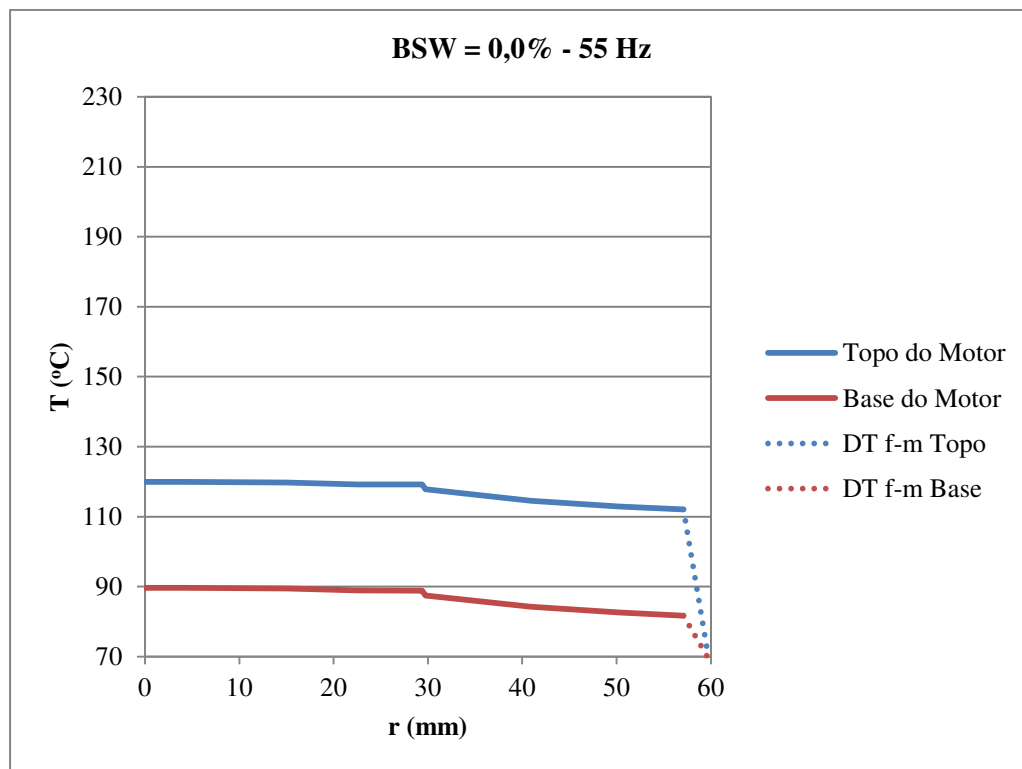


Figura 5.12 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-A - 55 Hz

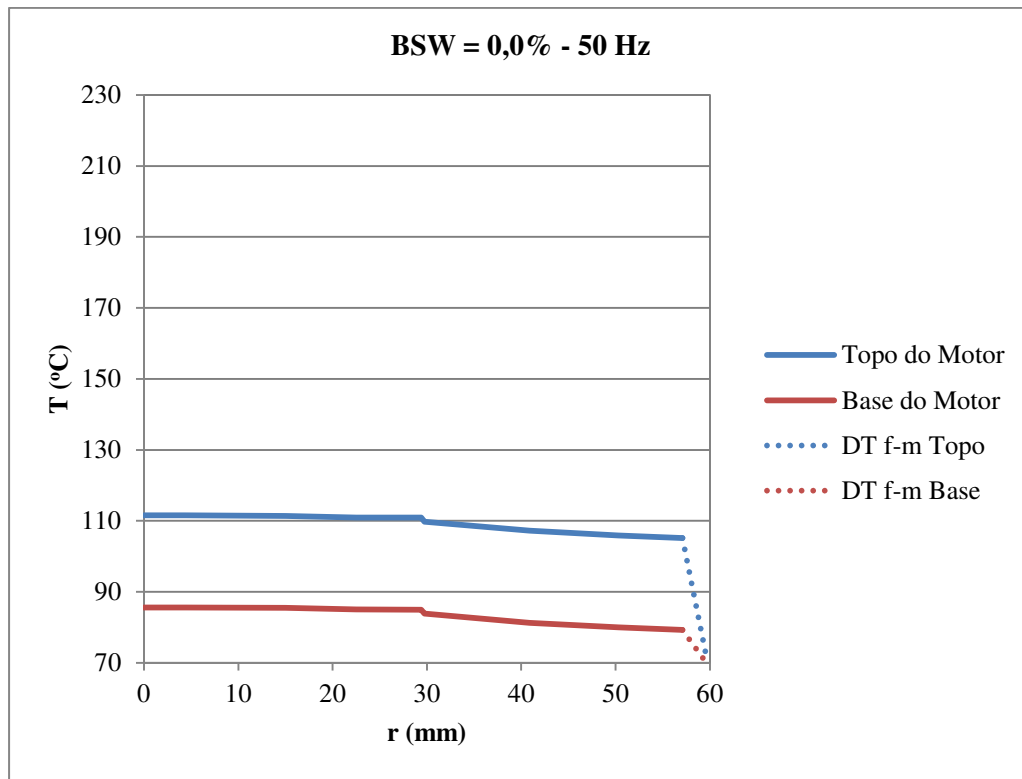


Figura 5.13 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-A - 50Hz

A distribuição radial de temperaturas na seção transversal do motor de máxima temperatura, ou seja, no topo do motor, é mostrada na Figura 5.14 para as frequências de 50 Hz, 55 Hz, e 60 Hz.

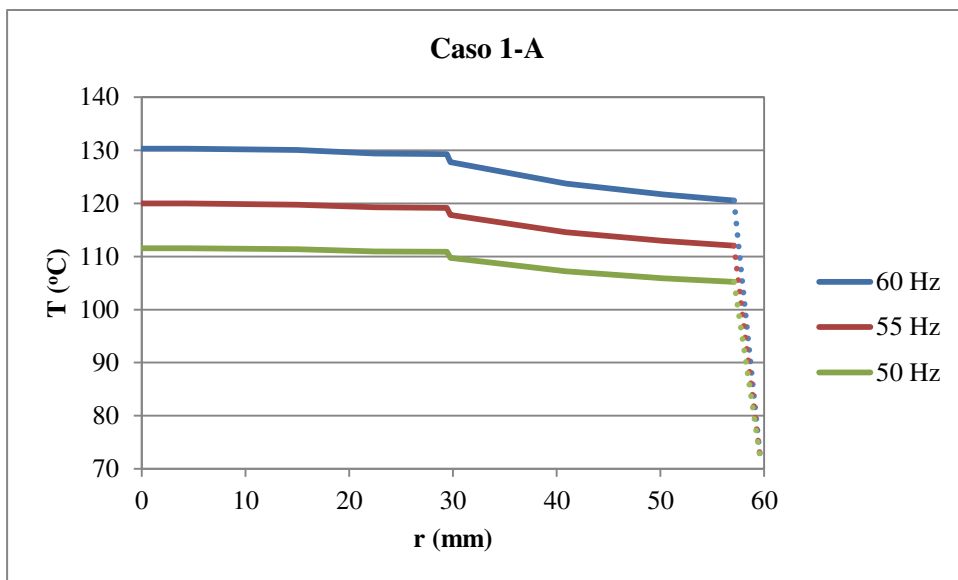


Figura 5.14 - Distribuição Radial de Temperatura no Topo do Motor - Caso 1-A

Na Figura 5.14 observa-se o aumento de temperatura do motor com o aumento da frequência da rede elétrica de alimentação. Este comportamento pode ser explicado a partir das informações da Tabela 5-16.

Tabela 5-16 - Variáveis que Determinam o Comportamento da Temperatura do Motor com o Aumento da Frequência - Caso 1-A

f (Hz)	50	55	60
\dot{m} (kg/s)	2,09	2,63	3,12
\dot{W}_p (hp)	11,8	15,0	18,8
T_{hf} (°C)	72,02	72,04	72,15
$h_{m\ med}$ (W/m ² .K)	219,5	233,3	244,3

Na modelagem deste trabalho considerou-se que todo o calor gerado no motor é levado pelo fluido produzido. Desse modo, a temperatura do fluido no final da corrente quente (T_{hf}) é diretamente proporcional à geração de calor (\dot{W}_p) e inversamente proporcional à vazão mássica (\dot{m}). Da Tabela 5-16 nota-se que a temperatura da corrente quente próxima ao topo do motor (T_{hf}) não varia muito com o aumento da frequência. Isso se explica pelo fato de que o aumento relativo de \dot{m} compensou o aumento relativo de \dot{W}_p , quando se altera a frequência de 50 Hz até 60 Hz.

Por outro lado, a temperatura na superfície externa da parede do motor é dada pela equação (3.27). Da Tabela 5-16 observa-se que o aumento relativo de \dot{W}_p é muito superior ao aumento relativo do coeficiente médio de transferência de calor por convecção ($h_{m\ med}$), quando se altera a frequência de 50 Hz até 60 Hz. Desse modo, neste caso prático, este foi o principal motivo que levou a um aumento da temperatura da parede do motor, e conseqüentemente de todo o motor, quando se aumentou a frequência de operação.

5.3.2. Caso 1-B – Óleo de 15 °API e BSW = 30,0 %

Assumindo novamente o modelo que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido, a distribuição radial de temperatura no topo e na base do motor, considerando a frequência de 60 Hz é mostrada na Figura 5.15.

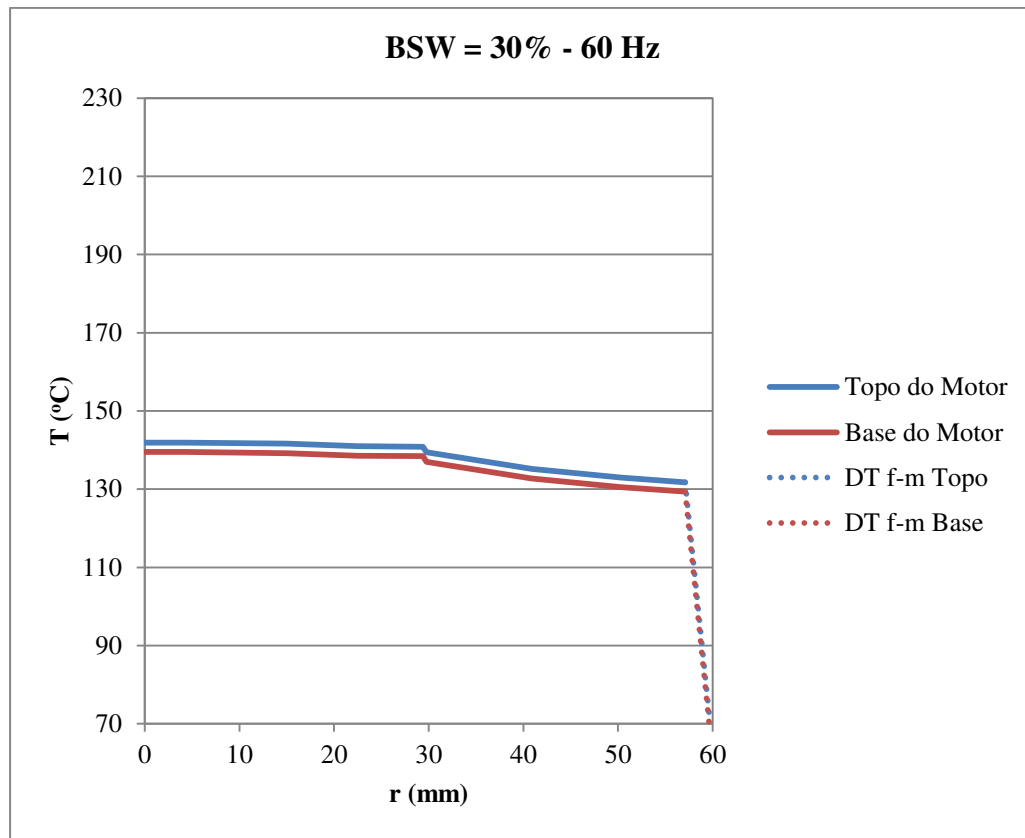


Figura 5.15 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-B - 60Hz - Modelo que considera o Perfil de Temperatura Plenamente Desenvolvido

Assim como ocorreu no caso 1-A, nota-se da Figura 5.15 que a diferença de temperatura entre o topo e a base do motor é extremamente pequena e é exatamente igual à diferença de temperatura entre a entrada e a saída do escoamento do anular interno.

A distribuição radial de temperatura no topo e na base do motor, obtida através do modelo que considera o desenvolvimento da camada limite de temperatura, para a frequência de 60 Hz é apresentada na Figura 5.16.

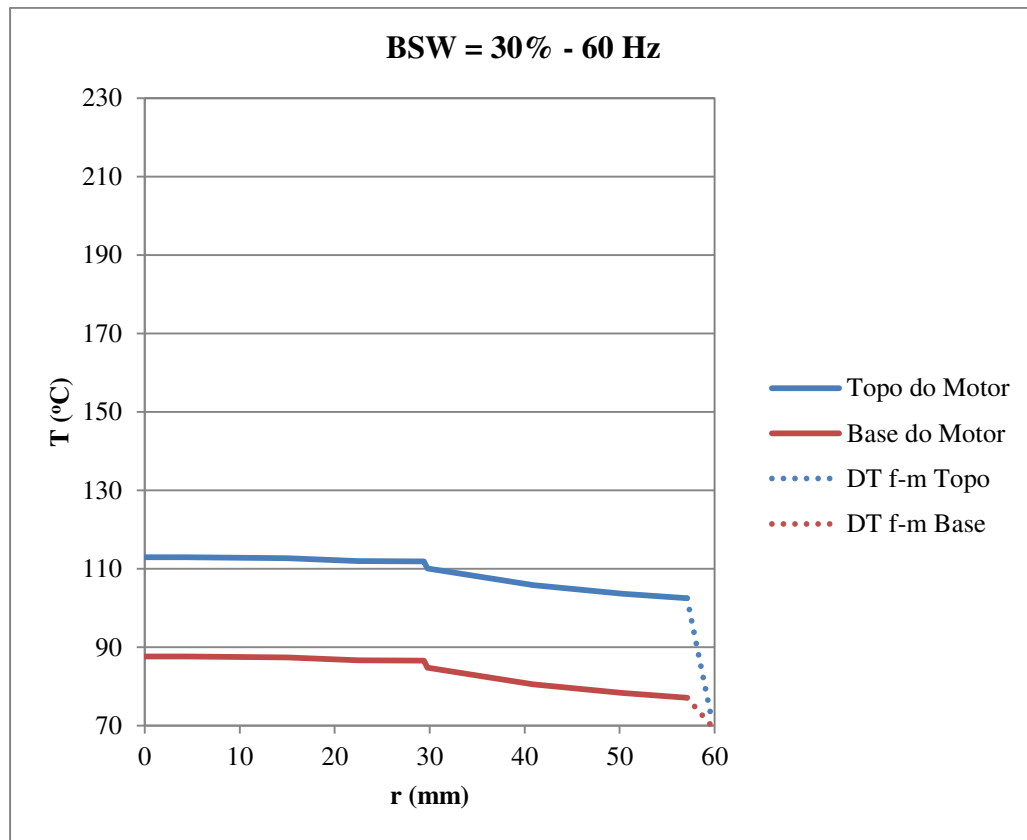


Figura 5.16 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-B - 60Hz - Modelo que considera o Desenvolvimento da Camada Limite de Temperatura

Quando se comparam os dois modelos de cálculo de transferência de calor, conclusões semelhantes àsquelas obtidas no caso 1-A são observadas no caso 1-B. Entretanto, a diferença entre a temperatura do motor obtida com o modelo que considera o perfil de temperaturas do escoamento plenamente desenvolvido e a temperatura do motor obtida com o modelo que considera o desenvolvimento da camada limite térmica, é maior no caso 1-A do que no caso 1-B. Este fato é explicado pelo valor do número de Peclet.

No caso 1-A as velocidades são superiores àsquelas do caso 1-B e as condutividades térmicas da mistura são inferiores. Por isso, no caso 1-A (Tabela 5-5) encontraram-se valores do número de Peclet superiores àsquelas encontrados no caso 1-B (Tabela 5-6). Quanto maior o valor de Pe maior é o CET , intensificando assim o efeito da entrada térmica. Então, a solução de perfil de temperatura plenamente desenvolvido se aproxima da solução que considera o desenvolvimento do perfil de temperatura na medida em que o Pe diminui. No limite, quando Pe se torna muito baixo, o CET se torna irrelevante.

Porém, assim como ocorreu no caso 1-A, o desenvolvimento da camada limite de temperatura não pode ser desprezado no caso 1-B.

Os valores de h_m determinados pelos dois modelos de cálculo da transferência de calor por convecção são mostrados na Tabela 5-17. Nota-se que a diferença relativa dos valores de $h_{m\ med}$ entre os dois modelos é menor no caso 1-B do que no caso 1-A (Tabela 5-15).

Tabela 5-17 - Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção - Caso 1-B

f (Hz)	Modelo com Desenvolvimento da Camada Limite Térmica			Modelo com Perfil de Temperatura Desenvolvido		
	50	55	60	50	55	60
$h_{m\ max}$ (W/m ² K)	1185,2	1245,6	1273,8			
$h_{m\ min}$ (W/m ² K)	233,1	256,1	300,8			
$h_{m\ med}$ (W/m ² K)	344,3	394,5	430,7	152,2	152,2	152,2

Entretanto, de modo geral, os valores de $h_{m\ med}$ do caso 1-B são superiores àqueles do caso 1-A. Isso se deve à maior presença de água na mistura no caso 1-B (30,0 %), pois a água tem uma condutividade térmica da ordem de cinco vezes superior à do óleo. Os maiores coeficientes $h_{m\ med}$ do caso 1-B em relação ao caso 1-A explicam o motivo pelo qual as temperaturas do motor calculadas no caso 1-B foram inferiores àquelas encontradas no caso 1-A.

A Figura 5.17 mostra um corte longitudinal do motor com um mapa de temperaturas obtido a partir dos resultados do caso 1-B a 60 Hz de frequência. O comportamento das isoterms que, perto da extremidade inferior do motor, estão mais próximas umas das outras e que se afastam na medida em que se aproxima do topo do motor também é resultado da variação de h_m ao longo do escoamento, assim como ocorreu no caso 1-A.

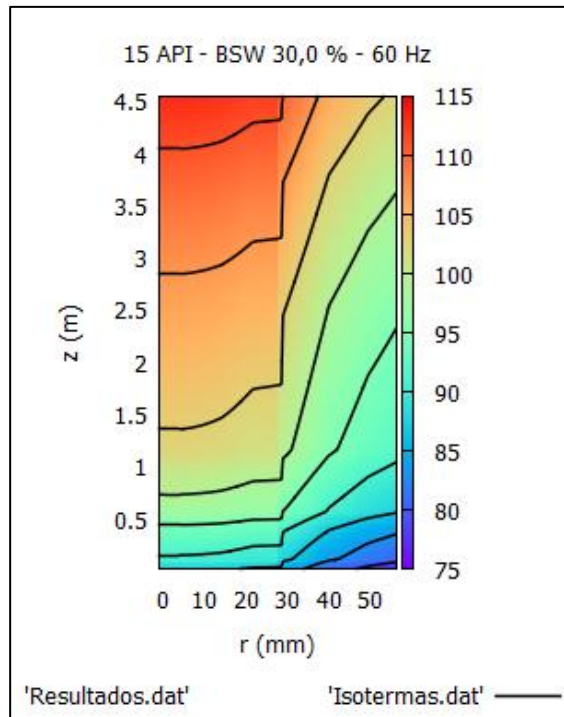


Figura 5.17 - Mapa de Temperaturas - Caso 1-B - 60 Hz

Os mapas de temperaturas do caso 1-B a 55 Hz e a 50 Hz têm um comportamento similar ao mapa para frequência de 60 Hz e por isso não são apresentados

A distribuição radial de temperatura no topo e na base do motor, obtida através do modelo que considera o desenvolvimento da camada limite de temperatura, para as frequências de 55 Hz e 50 Hz são apresentadas na Figura 5.18 e na Figura 5.19 respectivamente.

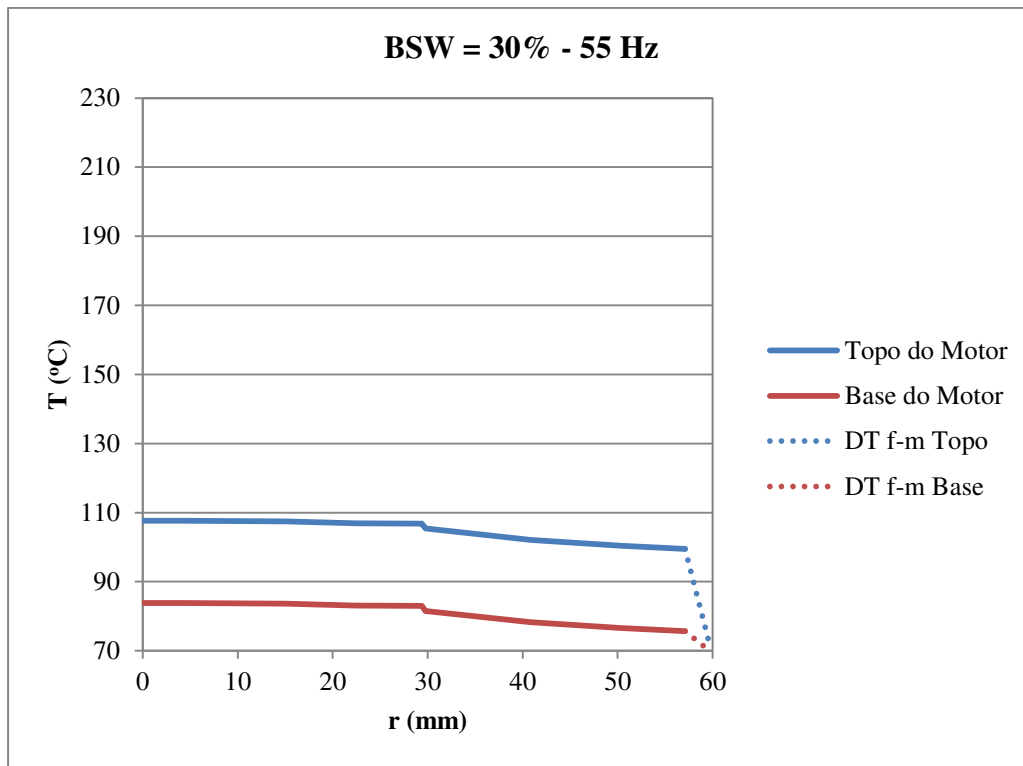


Figura 5.18 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-B - 55Hz

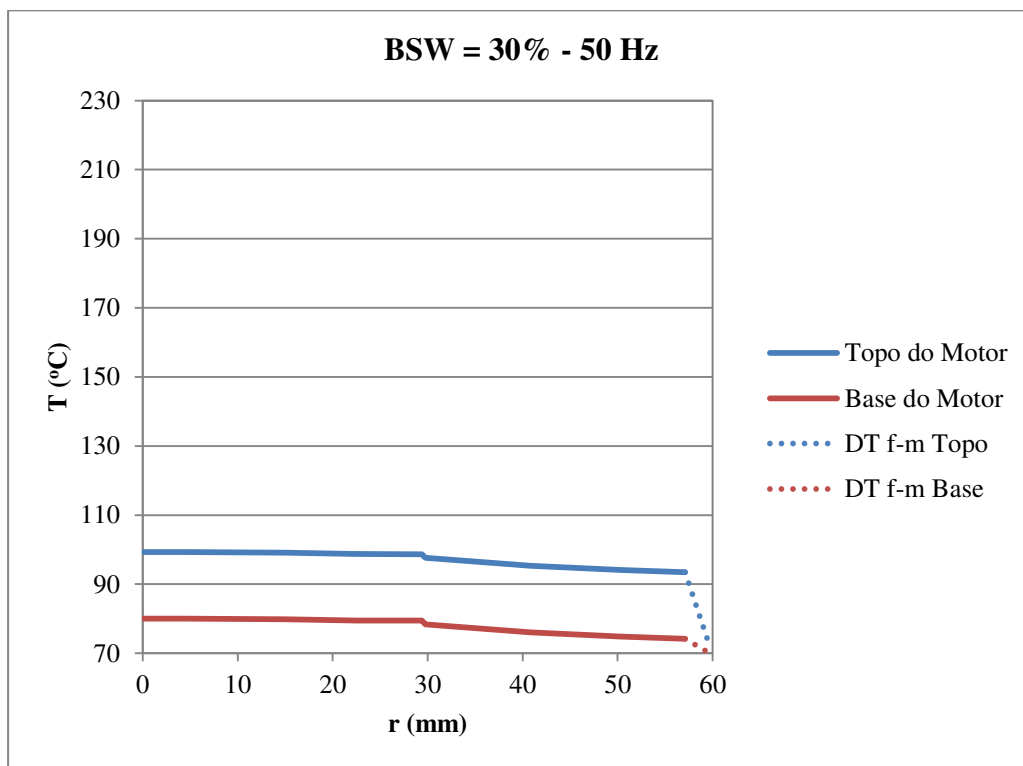


Figura 5.19 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-B - 50Hz

A distribuição radial de temperaturas na seção transversal do topo do motor é mostrada na Figura 5.20 para as frequências de 50 Hz, 55 Hz, e 60 Hz.

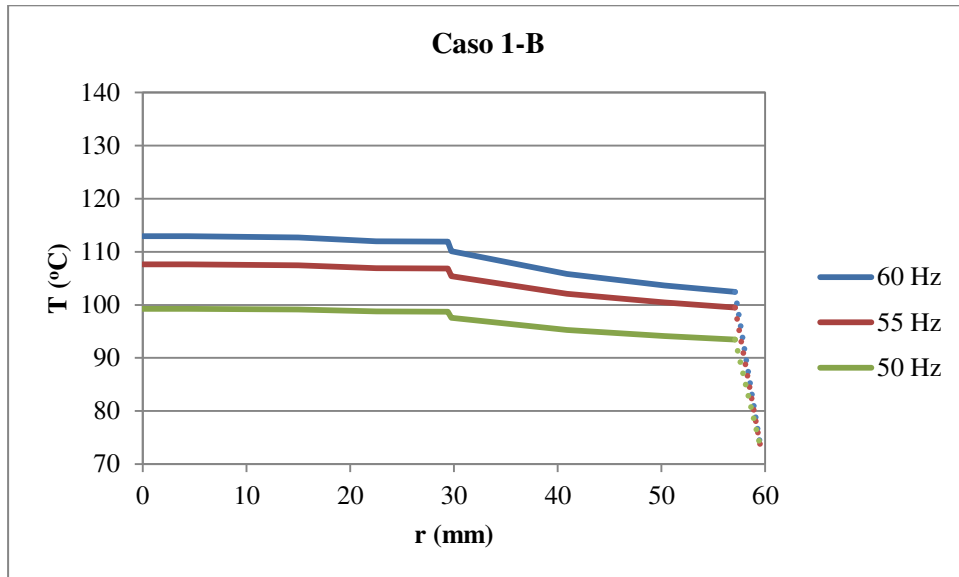


Figura 5.20 - Distribuição Radial de Temperatura no Topo do Motor - Caso 1-B

Na Figura 5.20 observa-se o aumento de temperatura do motor com o aumento da frequência da rede elétrica de alimentação. Este comportamento é semelhante àquele observado no caso 1-A e as razões para que ele ocorra são as mesmas.

5.3.3. Caso 1-C – Óleo de 15 °API e BSW = 70,0 %

As comparações realizadas nos casos anteriores (caso 1-A e caso 1-B), entre o modelo que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido e aquele que considera o desenvolvimento da camada limite de temperatura, foram suficientemente conclusivas. Desse modo, como o regime de escoamento deste caso é laminar (Tabela 5-7), então será abordado apenas o último modelo, uma vez ele é o mais adequado para este regime.

A distribuição radial de temperatura no topo e na base do motor para as frequências de 60 Hz, 55 Hz e 50 Hz são apresentadas da Figura 5.21 à Figura 5.23.

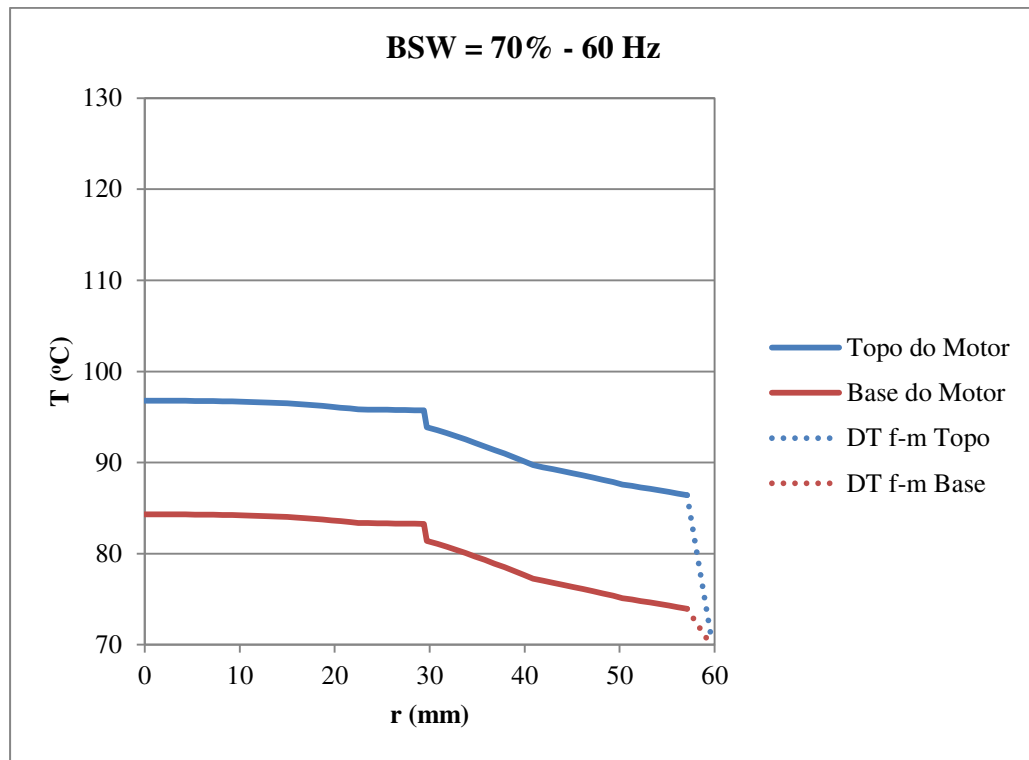


Figura 5.21 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-C - 60 Hz

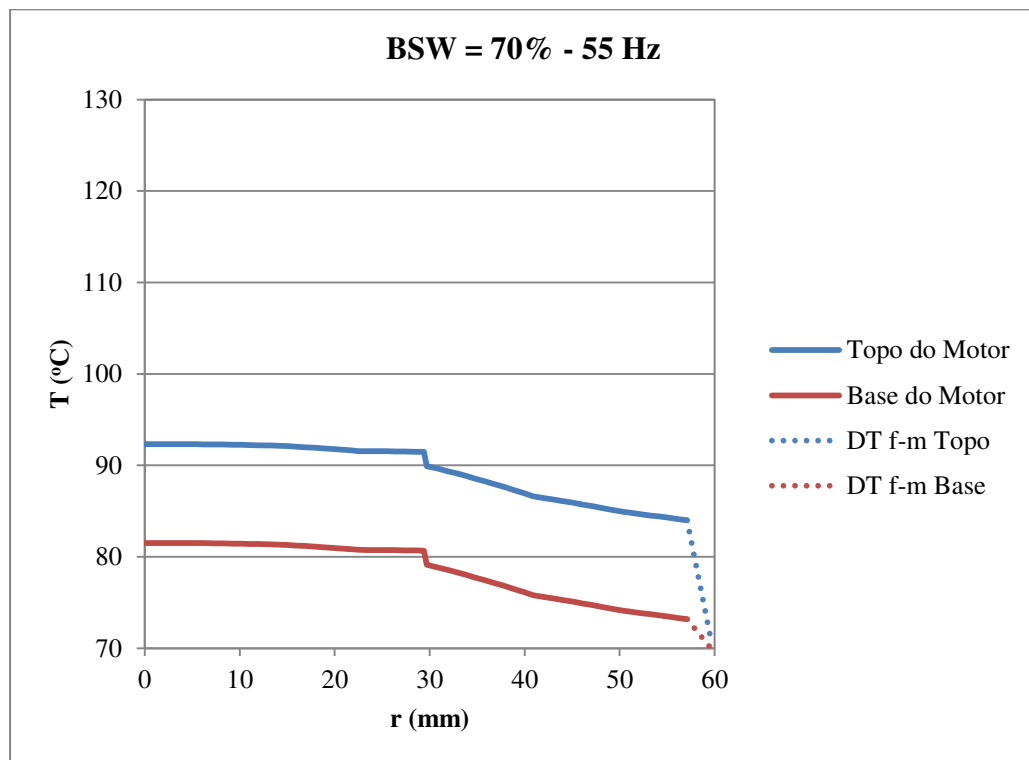


Figura 5.22 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-C - 55 Hz

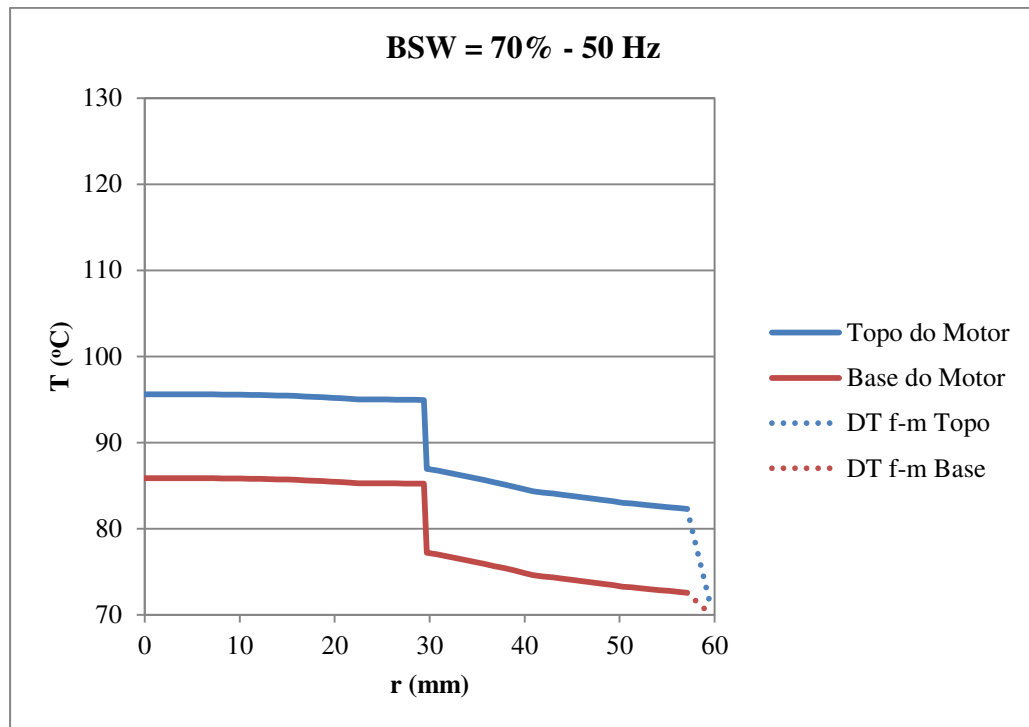


Figura 5.23 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 1-C - 50 Hz

Os valores de h_m determinados para este caso são mostrados na Tabela 5-18.

Tabela 5-18 - Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção - Caso 1-C

f (Hz)	50	55	60
$h_{m \max}$ (W/ m ² K)	2196,8	2226,9	2246,8
$h_{m \min}$ (W/ m ² K)	487,3	540,6	575,7
$h_{m \text{ med}}$ (W/ m ² K)	722,1	763,7	795,1

No caso 1-C ocorreu uma inversão da emulsão, o que resulta numa menor viscosidade dos fluidos produzidos, se comparado com o caso 1-B. Desse modo, a vazão de produção aumentou e conseqüentemente a velocidade também aumentou. Devido ao aumento da condutividade térmica da mistura, os coeficientes $h_{m \text{ med}}$ do caso 1-C foram bem superiores àqueles do caso 1-B, reduzindo assim a temperatura do motor.

A Figura 5.24 mostra um corte longitudinal do motor com um mapa de temperaturas obtido a partir dos resultados do caso 1-C a 60 Hz de frequência. O comportamento das isotermais é similar ao que já foi discutido nos casos 1-A e 1-B.

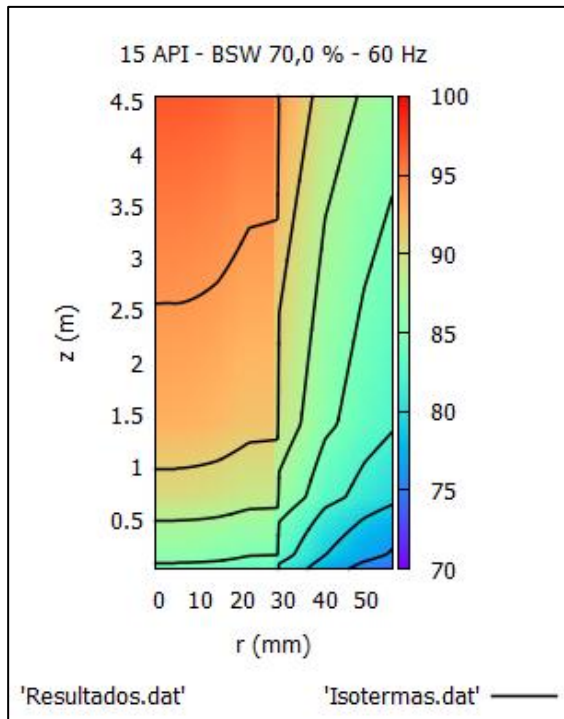


Figura 5.24 - Mapa de Temperaturas - Caso 1-C - 60 Hz

A distribuição radial de temperaturas na seção transversal do topo do motor é mostrada na Figura 5.25 para as frequências de 50 Hz, 55 Hz, e 60 Hz. Assim como ocorreu nos casos 1-A e 1-B, observa-se o aumento de temperatura do motor com o aumento da frequência da rede elétrica de alimentação no caso 1-C.

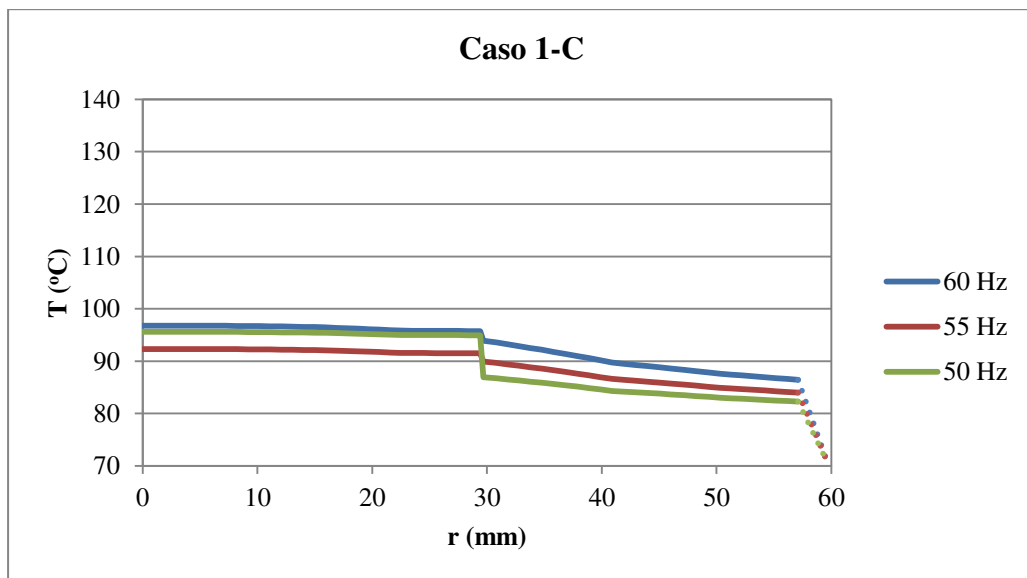


Figura 5.25 - Distribuição Radial de Temperatura no Topo do Motor - Caso 1-C

5.3.4. Caso 2-A – Óleo de 35 °API e BSW = 0,0 %

O regime de escoamento turbulento do caso 2-A (Tabela 5-10) levou à adoção do modelo que considera o perfil de temperatura plenamente desenvolvido. A distribuição radial de temperatura no topo e na base do motor para as frequências de 60 Hz, 55 Hz e 50 Hz são apresentadas da Figura 5.26 à Figura 5.28.

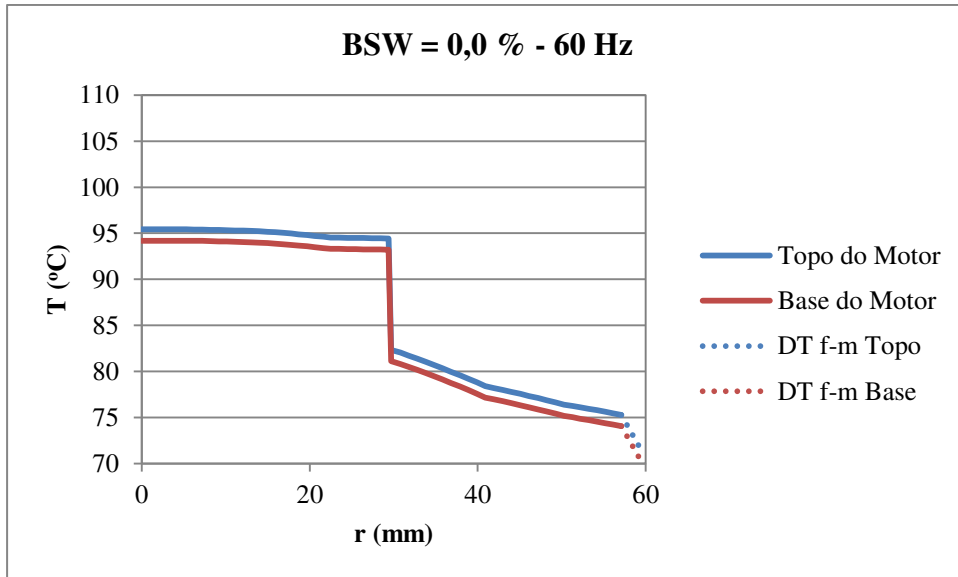


Figura 5.26 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-A - 60 Hz

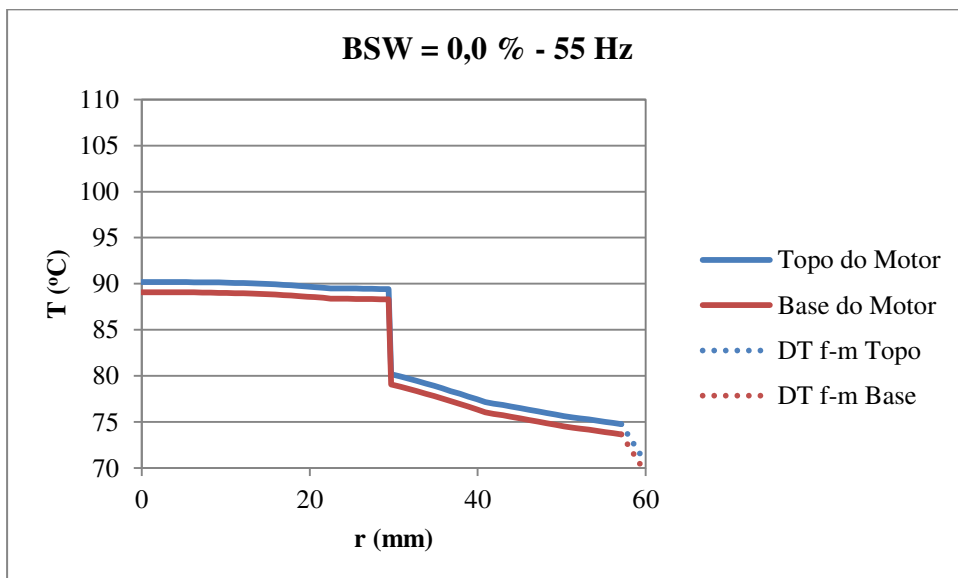


Figura 5.27 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-A - 55 Hz

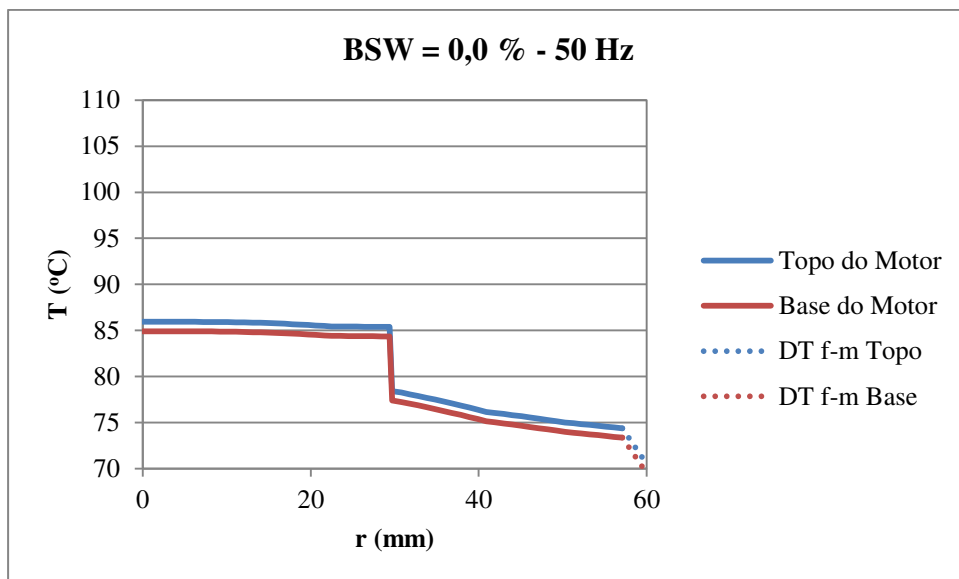


Figura 5.28 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-A - 50 Hz

Os valores de h_m determinados para este caso são constantes ao longo do escoamento e são mostrados na Tabela 5-19.

Tabela 5-19 - Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção - Caso 2-A

f (Hz)	50	55	60
h_m (W/m ² K)	1450,4	1772,5	2077,5

Devido ao regime de escoamento turbulento, estes coeficientes (h_m) são superiores aos coeficientes encontrados nos casos de regime laminar. Assim, a temperatura média do motor encontrada para este caso foi inferior às temperaturas determinadas nos demais casos onde o regime era laminar.

Um aspecto interessante que se observa da Figura 5.26 à Figura 5.28 é o salto da temperatura na região do *oil gap* (próximo ao raio de 30,0 mm). A transferência de calor no *oil gap* é governada pelo número de Taylor dado pela equação (3.35). O número de Taylor depende da rotação do motor e da viscosidade do óleo dielétrico do *oil gap*, que por sua vez depende da temperatura, de acordo com a equação (4.1). As baixas temperaturas do motor, e consequentemente do *oil gap*, encontradas no caso 2-A resultaram em viscosidades suficientemente grandes do óleo dielétrico a ponto de fazer com que o número de Taylor efetivo

se tornasse inferior ao número de Taylor crítico. A transferência de calor no *oil gap* se torna puramente condutiva quando o número de Taylor efetivo é inferior ao número de Taylor crítico. Como a condutividade térmica do óleo dielétrico é muito inferior à condutividade térmica dos demais componentes do motor (Tabela 5-1), ocorre então o salto da temperatura na região do *oil gap*.

A Figura 5.29 mostra um corte longitudinal do motor com um mapa de temperaturas obtido a partir dos resultados do caso 2-A a 60 Hz de frequência.

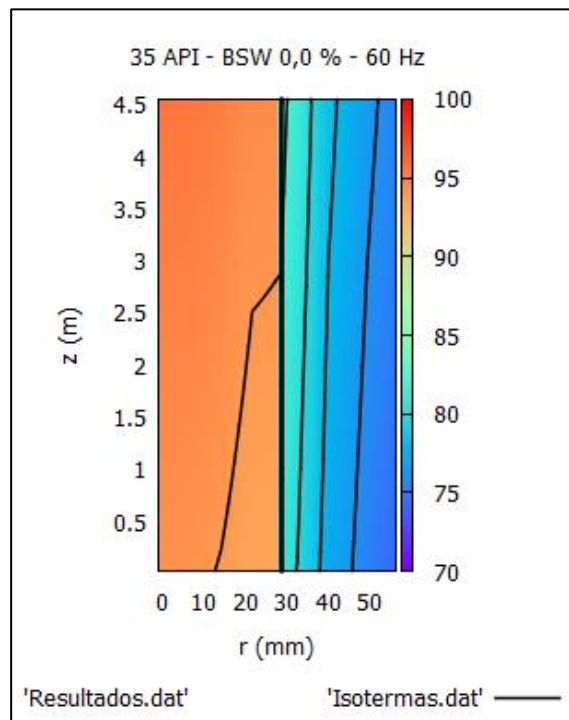


Figura 5.29 - Mapa de Temperaturas - Caso 2-A - 60 Hz

A partir da Figura 5.29 também fica nítido o salto da temperatura entre o estator e o rotor devido à baixa condutividade térmica do *oil gap*. Outro aspecto importante dessa figura é o comportamento das isotermas. O coeficiente de transferência de calor por convecção (h_m) para este caso é constante, desse modo, a distribuição de temperatura do motor no sentido axial segue exatamente a distribuição de temperatura do escoamento do anular interno. Por isso as isotermas são dadas por linhas paralelas.

A distribuição radial de temperaturas na seção transversal do topo do motor é mostrada na Figura 5.30 para as frequências de 50 Hz, 55 Hz, e 60 Hz.

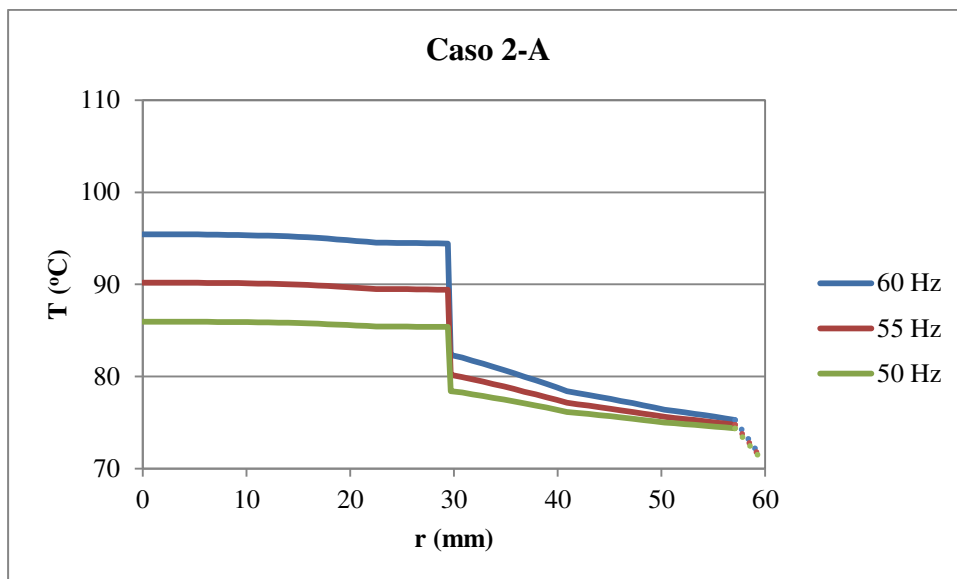


Figura 5.30 - Distribuição Radial de Temperatura no Topo do Motor - Caso 2-A

5.3.5. Caso 2-B – Óleo de 35 °API e BSW = 50,0 %

No caso 2-B ocorre a formação de emulsão devido à presença de 50,0 % de água na mistura do fluido produzido. Esta emulsão levou o escoamento a se tornar laminar (Tabela 5-11) devido ao aumento da viscosidade da mistura. Assim, o desenvolvimento da camada limite de temperatura no escoamento do poço alojador não pode ser negligenciado.

A distribuição radial de temperatura no topo e na base do motor para as frequências de 60 Hz, 55 Hz e 50 Hz são apresentadas da Figura 5.31 à Figura 5.33.

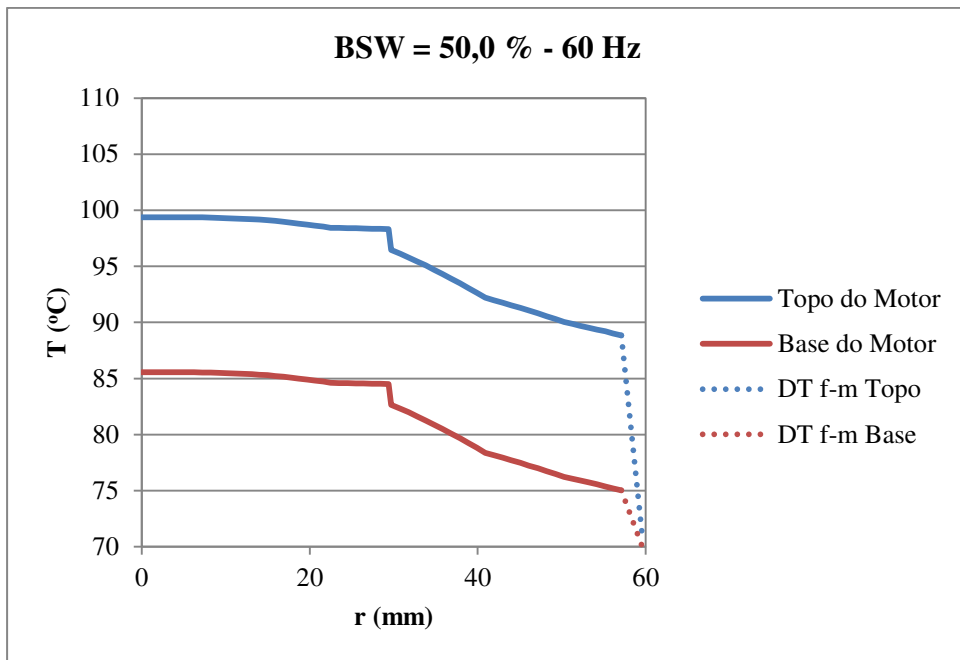


Figura 5.31 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-B - 60 Hz

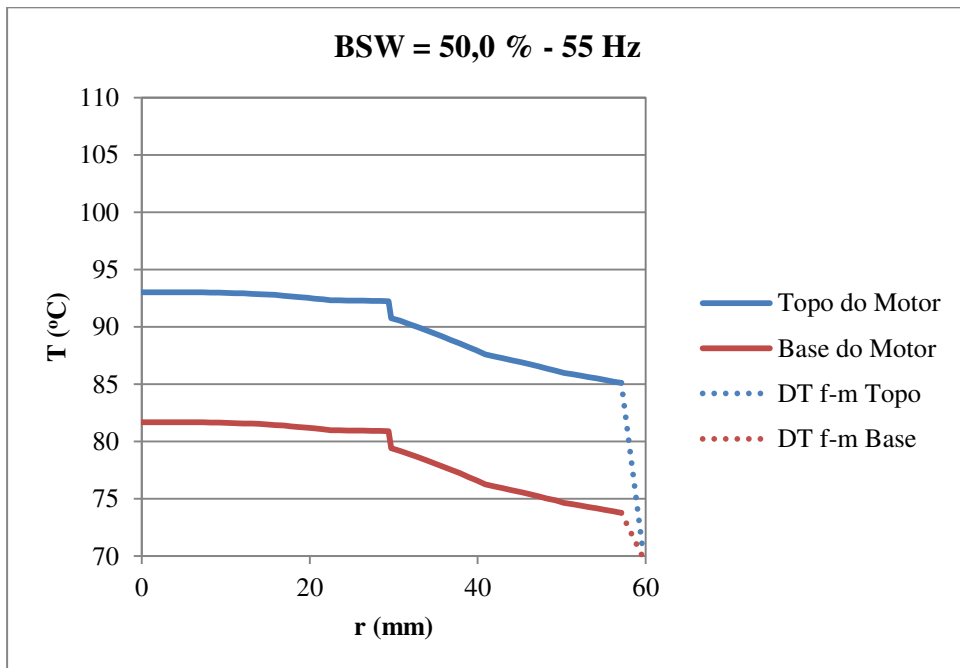


Figura 5.32 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-B - 55 Hz

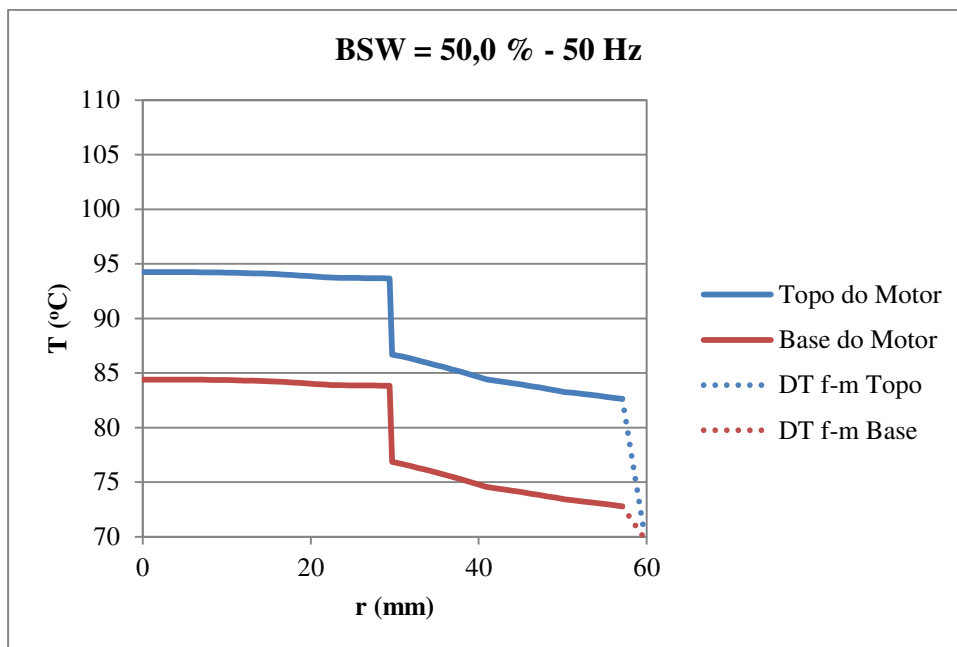


Figura 5.33 - Distribuição Radial de Temperatura do Caso 2-B - 50 Hz

Nota-se na Figura 5.33 que ocorreu um salto na temperatura do motor na região do *oil gap*. Isso aconteceu devido à redução na temperatura média do motor na frequência de 50 Hz, resultando em um número de Taylor efetivo inferior ao número de Taylor crítico.

Os valores de h_m determinados para este caso variam ao longo do escoamento e são mostrados na Tabela 5-20.

Tabela 5-20 - Coeficientes de Transferência de Calor por Convecção - Caso 2-B

f (Hz)	50	55	60
$h_{m\ max}$ (W/m ² K)	1745,2	1779,4	1798,4
$h_{m\ min}$ (W/m ² K)	411,4	471,8	505,2
$h_{m\ med}$ (W/m ² K)	589,5	644,4	684,5

A Figura 5.34 mostra um corte longitudinal do motor com um mapa de temperaturas obtido a partir dos resultados do caso 2-B a 60 Hz de frequência. Dessa figura, observa-se que as isoterms passam a ter um comportamento semelhante àsquelas dos casos com óleo de 15° API, devido ao regime de escoamento laminar, onde os coeficientes de transferência de calor por convecção são variáveis ao longo do escoamento.

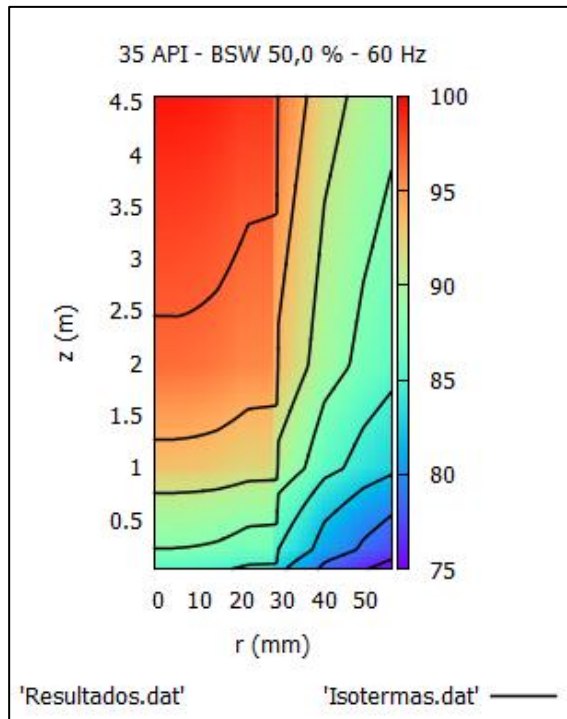


Figura 5.34 - Mapa de Temperaturas - Caso 2-B - 60 Hz

A distribuição radial de temperaturas na seção transversal do topo do motor é mostrada na Figura 5.35 para as frequências de 50 Hz, 55 Hz, e 60 Hz.

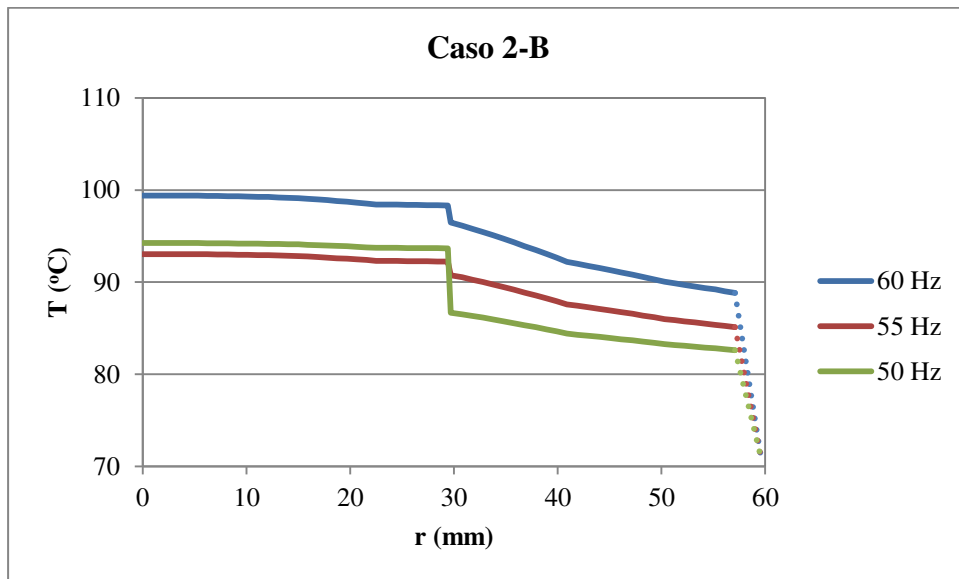


Figura 5.35 - Distribuição Radial de Temperatura no Topo do Motor - Caso 2-B

Na Figura 5.35 nota-se de modo geral o aumento da temperatura média na seção de topo do motor com aumento da frequência de operação. Porém o salto de temperatura no *oil gap* na frequência de 50 Hz fez com que a temperatura do rotor nesta frequência de operação ficasse superior à temperatura do rotor na frequência de 55 Hz.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi obtida uma solução para o problema da transferência de calor em contra corrente de um poço alojador de BCS de um sistema de produção de petróleo. Um estudo comparativo foi elaborado de modo a discutir a importância do efeito do desenvolvimento da camada limite de temperatura sobre o processo de transferência de calor entre o motor e o fluido produzido. Uma modelagem que considera o comportamento acoplado do motor, da bomba e do sistema de produção foi realizada de forma a determinar o comportamento da temperatura do motor sob diversas condições de frequência de operação ajustadas através de um VSD. A distribuição da temperatura do motor foi obtida através de um modelo unidimensional de fluxo do calor.

Nos estudos de transferência de calor do escoamento em contra corrente do poço alojador, concluiu-se que, devido à alta vazão mássica dos casos estudados, nenhum aumento significativo da temperatura do escoamento do anular externo foi percebido. Desse modo, para os casos práticos estudados neste trabalho, a parede da camisa de refrigeração poderia ter sido considerada isolada.

O estudo comparativo entre os modelos de transferência de calor por convecção mostrou que, em aplicações de alta viscosidade, onde o regime de escoamento é laminar, e o comprimento de entrada térmica é grande, modelos que desconsideram o desenvolvimento da camada limite de temperatura levam a resultados superestimados da temperatura do motor. Além de não conseguirem prever de forma acurada a distribuição de temperatura do motor.

Este resultado é bastante disseminado na literatura clássica de transferência de calor (Kays e Crawford, 1993 e Rohsenow *et al.*, 1998). Porém, na literatura relacionada à indústria do petróleo, modelos de transferência de calor por convecção que consideram o campo de temperatura plenamente desenvolvido foram aplicados de forma indiscriminada sem que fosse realizada uma análise a respeito do desenvolvimento da camada limite térmica. Estes modelos foram até mesmo comparados de forma equivocada com modelos numéricos que consideram o desenvolvimento do perfil de temperatura, no intuito de validar os resultados, em aplicações onde

o comprimento de entrada térmica não é negligenciável (Skoczylas e Alhanati, 1998). Assim, este trabalho procurou esclarecer alguns conceitos imprecisos a respeito do tema e buscou apontar as situações nas quais o desenvolvimento da camada limite térmica se torna um fator primordial na determinação da temperatura do motor.

Este trabalho também procurou destacar a importância do número de Peclet, que tem um papel essencial na determinação da distribuição de temperatura do motor. No caso de escoamento em regime laminar em torno do motor, quanto maior for o valor de Pe , maior será o comprimento de entrada térmica, contribuindo assim para a redução da temperatura do motor e propiciando uma maior diferença entre as temperaturas do topo e da base do motor.

A modelagem desenvolvida neste trabalho mostrou ser capaz de simular um fato comumente observado em operações de campo com BCS, qual seja, a elevação da temperatura do motor quando se aumenta a frequência de operação. Nos casos práticos analisados, quando se incrementou a frequência de operação, o aumento da vazão mássica acompanhou o crescimento da geração de calor devido ao aumento da potência demandada ao motor. Porém, a elevação da geração de calor não foi acompanhada pelo aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção. Sendo este o principal motivo para a elevação da temperatura do motor. Em todos os casos estudados, este comportamento foi constatado.

A adoção de um modelo que contempla a formação dos vórtices de Taylor a partir do número de Taylor crítico, no estudo de transferência de calor entre o rotor e o estator, foi essencial na determinação da distribuição de temperatura do motor. Sem esta abordagem, seria observado um salto na temperatura entre o estator e o rotor em todos os casos estudados. Isto levaria a resultados superestimados de temperatura do rotor naquelas aplicações onde a temperatura média do *oil gap* foi superior à temperatura que propicia um valor de número de Taylor efetivo acima do crítico.

Por fim, a distribuição de temperatura no motor foi apresentada através de mapas, dos quais, além de obter o ponto de máxima temperatura do motor, foi possível observar o comportamento das isotermas para cada regime de escoamento.

Em continuidade a este trabalho sugere-se abordar os seguintes temas em trabalhos futuros:

- Sabendo que as bombas centrífugas têm uma eficiência média de 60 % e que a energia não aproveitada para o bombeamento do fluido é transformada em calor, estudar a transferência de calor entre a bomba centrífuga e o escoamento descendente entre a entrada do poço alojador e o topo da camisa de refrigeração;
- Admitir o escoamento multifásico e estudar a influência da presença de gás, associada à produção de óleos viscosos onde o regime de escoamento é laminar, no resfriamento do motor;
- Elaborar um modelo numérico que considere a variação das propriedades dos fluidos ao longo do escoamento;
- Discriminar as fontes de calor do motor, separando a geração de calor por efeito Joule nos enrolamentos do estator e no rotor e a geração devido à histerese e correntes de Foucault no núcleo ferroso;
- Considerar o aumento de geração de calor no motor devido aos harmônicos gerados pelo inversor de frequência.

REFERÊNCIAS

AOKI, H., NOHIRA, H., ARAI, H. Convective Heat Transfer in an Annulus with an Inner Rotating Cylinder. Bulletin of JSME 10, p.523-532, 1967.

BATISTA, E. S.: Desenvolvimento de uma ferramenta computacional para aplicação no método de elevação por bombeio centrífugo submerso. 2009. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, RN.

FÉNOT, M., BERTIN, Y., DORIGNAC, E., LALIZEL, G. A Review of Heat Transfer Between Concentric Rotating Cylinders with or without Axial Flow. International Journal of Thermal Sciences, Elsevier, 50, p. 1138-1155, 2011.

FOX, W. R., PRITCHARD, P. J., McDONALD, A. T. Introdução à mecânica dos fluidos". 7ª Edição. Grupo Editorial Nacional, 2010.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S. Fundamentos de transferência de calor e massa. LTC, Rio de Janeiro, 2008.

JANKOWSKI, T. A., PRENGER, F. C., HILL, D. D., O'BRYAN, S. R., SHETH, K. K., BROOKBANK, E. B., HUNT, D. F. A. and ORREGO, Y. A. Development and Validation of a Thermal Model for Electric Induction Motors. IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 57, no 12, December, 2010.

KAYS, W. M., CRAWFORD, M. E. Convective Heat and Mass Transfer. 3th Edition, McGraw-Hill, Inc., 1993.

KOSOW, I. L. Máquinas elétricas e transformadores. 15ª Edição. Editora Globo, São Paulo, 2005.

LIMA, E.L. A equação do terceiro grau. Instituto de Matemática Pura e Aplicada. Matemática Universitária, n° 5, 1987, p. 9-23.

MANZANILLA, R., MORENO, N., YÁNEZ, R. Heat Transfer Between Heavy Oil Flow and Electrical Submersible Pump's Motor. SPE Workshop, Houston, Texas, May 1-3, 1997.

POWERS, Maston L. Depth Constraint of Electric Submersible Pumps. SPE 24835, May 1994.

ROHSENOW, W. M., HARTNETT, J. P., Cho, Y. I. Handbook of Heat Transfer. 3th Edition, McGraw-Hill, Inc., 1998.

SKOCZYLAS, P. and ALHANATI, F. J. S. Flow Regime Effects on Downhole Motor Cooling. SPE paper prepared for presented at the Gulf Coast Section Electrical Submersible Pumps Workshop held in Houston, Texas, April 29–May 1, 1998.

RODRIGUEZ, J. R., FINAISH, F., SHARI, D. Parametric Study of Motor/Shroud Heat Transfer Performance in an Electrical Submersible Pump. Paper presented at the ETDE/OMAE2000, New Orleans, Luisiana, February 14-17, 2000, of the ASME.

SHOHAM, O. Mechanistic modeling of gas-liquid two-phase flow in pipes. Society of Petroleum Engineers, 2006.

SIMONE, G. A. Máquinas de indução trifásicas: teoria e exercícios. Érica, São Paulo, 2000.

STANDING, M. B. Volumetric and phase behavior of oil field hydrocarbon mixtures. SPE, Dallas, 1951.

TAKÁCS, G. Electrical Submersible Pumps Manual: Design, Operations, and Maintenance. Elsevier Inc., 2009.

TURZO, Z.; TAKÁCS, G. and ZSUGA, J. Equations Correct Centrifugal Pump Curves for Viscosity. Oil & Gas Journal, 57, 2000.

WOELFLIN, W. The Viscosity of Crude-Oil Emulsions. Drilling and Production Practice, API, p. 148-153, 1942.

APÊNDICE A – SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS ACOPLADAS (3.4) E (3.7)

Dadas as equações diferenciais acopladas (3.4) e (3.7):

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}c_{Pm} \frac{dT_h}{dz} = UP_{LShroud}(T_h - T_c) - \dot{q}\pi r_m^2 \\ \dot{m}c_{Pm} \frac{dT_c}{dz} = UP_{LShroud}(T_h - T_c) \end{array} \right. \quad (3.4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}c_{Pm} \frac{dT_h}{dz} = UP_{LShroud}(T_h - T_c) - \dot{q}\pi r_m^2 \\ \dot{m}c_{Pm} \frac{dT_c}{dz} = UP_{LShroud}(T_h - T_c) \end{array} \right. \quad (3.7)$$

Subtraindo (3.7) de (3.4), temos:

$$\dot{m}c_{Pm} \frac{dT_h}{dz} - \dot{m}c_{Pm} \frac{dT_c}{dz} = -\dot{q}\pi r_m^2$$

Ou:

$$\dot{m}c_{Pm} \frac{dT_h - dT_c}{dz} = \dot{m}c_{Pm} \frac{d(T_h - T_c)}{dz} = -\dot{q}\pi r_m^2$$

Então:

$$\dot{m}c_{Pm} \frac{d\Delta T}{dz} = -\dot{q}\pi r_m^2 \quad (A - 1)$$

Cujas condições de contorno são:

$$z = 0 \Rightarrow \Delta T = \frac{\dot{q}\pi r_m^2 L}{\dot{m}c_{Pm}}$$

Ou:

$$z = L \Rightarrow \Delta T = 0$$

Assim a distribuição das diferenças de temperatura entre as correntes quente e fria é dada por:

$$\Delta T = \frac{\dot{q}\pi r_m^2}{\dot{m}c_{Pm}} (L - z) \quad (A - 2)$$

Substituindo (A - 2) em (3.7):

$$\dot{m}c_{Pm} \frac{dT_c}{dz} = UP_{LShroud} \left(\frac{\dot{q}\pi r_m^2}{\dot{m}c_{Pm}} (L - z) \right)$$

$$\frac{dT_c}{dz} = \frac{UP_{LShroud}\dot{q}\pi r_m^2}{(\dot{m}c_{Pm})^2} (L - z) \quad (\text{A - 3})$$

Integrando (A - 3) e aplicando a condição de contorno $T_c(z = 0) = T_{ini}$, encontra-se a distribuição de temperaturas na corrente fria:

$$T_c(z) = T_{ini} + \frac{UP_{LShroud}\dot{q}\pi r_m^2}{(\dot{m}c_{Pm})^2} \left(LZ - \frac{z^2}{2} \right) \quad (\text{3.8})$$

Como:

$$T_h = T_c + \Delta T \quad (\text{A - 4})$$

Somando as equações (A - 2) e (3.8), encontra-se a distribuição temperatura na corrente quente:

$$T_h(z) = T_{ini} + \frac{UP_{LShroud}\dot{q}\pi r_m^2}{(\dot{m}c_{Pm})^2} \left(LZ - \frac{z^2}{2} \right) + \frac{\dot{q}\pi r_m^2}{\dot{m}c_{Pm}} (L - z) \quad (\text{3.9})$$

O ponto de máximo de T_h ocorrerá em:

$$\frac{dT_h}{dz} = 0$$

Então:

$$\frac{dT_h}{dz} = \frac{UP_{LShroud}\dot{q}\pi r_m^2}{(\dot{m}c_{Pm})^2} (L - z) - \frac{\dot{q}\pi r_m^2}{\dot{m}c_{Pm}} = 0$$

$$\frac{UP_{LShroud}}{\dot{m}c_{Pm}} (L - z) = 1$$

Finalmente:

$$z_{max} = L - \frac{\dot{m}c_{Pm}}{UP_{LShroud}} \quad (\text{A - 5})$$

A equação (A - 5) mostra que o ponto de máxima temperatura na corrente quente pode não ocorrer no topo do motor como se poderia esperar.

APÊNDICE B – EQUAÇÕES DA CONDUÇÃO DE CALOR INTERNA DO MOTOR

Segundo Incropera *et al.* (2008), a equação do fluxo térmico na superfície externa de um cilindro com geração interna de calor uniformemente distribuída é dada por:

$$q''(r_{ext}) = \frac{\dot{q}r_{ext}}{2} - \frac{k \left[\frac{\dot{q}r_{ext}^2}{4k} \left(1 - \frac{r_{int}^2}{r_{ext}^2} \right) + (T_{ext} - T_{int}) \right]}{r_{ext} \ln(r_{ext}/r_{int})} \quad (\text{B - 1})$$

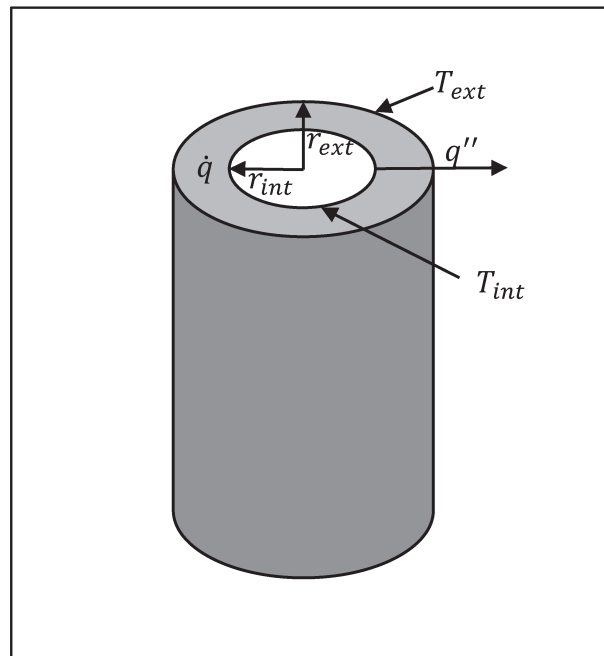


Figura B - 1 - Cilindro com Geração de Calor Interna

Por outro lado, devido à simetria axial de um cilindro e à condição de geração de calor uniformemente distribuída em seu interior, todo o fluxo de calor ocorre no sentido radial, na direção do centro para a periferia do cilindro. Assim, o fluxo de calor na superfície externa de um cilindro nestas condições é dado pelo calor gerado em seu interior dividido pela área aberta ao fluxo.

$$q''(r_{ext}) = \frac{\dot{q} A_{transv.cil.} dz}{2\pi r_{ext} dz} \quad (\text{B - 2})$$

Onde, a área transversal do cilindro é dada por: $A_{transv.cil.} = \pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)$.

Porém, o modelo proposto neste trabalho constitui-se de diversos cilindros concêntricos com geração interna de calor. Desse modo, o fluxo de calor na superfície externa de um determinado cilindro é dado pela soma do calor gerado neste cilindro com o calor gerado em todos os cilindros internos ao cilindro avaliado. Assim, a equação (B - 2) é modificada para:

$$q''(r_{ext}) = \frac{\dot{q} \sum A_i}{2\pi r_{ext}} \quad (\text{B - 3})$$

Onde, o termo $\sum A_i$ é a soma da área transversal do cilindro avaliado com a área transversal de todos os cilindros internos a ele.

Igualando (B - 1) a (B - 3) e explicitando a temperatura interna do cilindro encontra-se:

$$T_{int} = T_{ext} + \frac{\dot{q} r_{ext}^2}{4k} \left(1 - \frac{r_{int}^2}{r_{ext}^2} \right) - \frac{[\dot{q} \pi r_{ext}^2 - \dot{q} \sum A_i] \ln(r_{ext}/r_{int})}{2\pi k} \quad (\text{B - 4})$$

APÊNDICE C – RESISTÊNCIA TÉRMICA DO ROTOR

De acordo com Incropera *et al.* (2008), a resistência térmica à condução numa parede plana é dada por:

$$R_{axi} = \frac{\Delta T_{axi}}{q_{axi}} = \frac{L}{kA} \quad (C - 1)$$

A resistência térmica à condução radial é dada por (Incropera *et al.*, 2008):

$$R_{rad} = \frac{\Delta T_{rad}}{q_{rad}} = \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi Lk} \quad (C - 2)$$

O rotor foi representado neste trabalho como sendo constituído por três cilindros concêntricos (Figura C - 1).

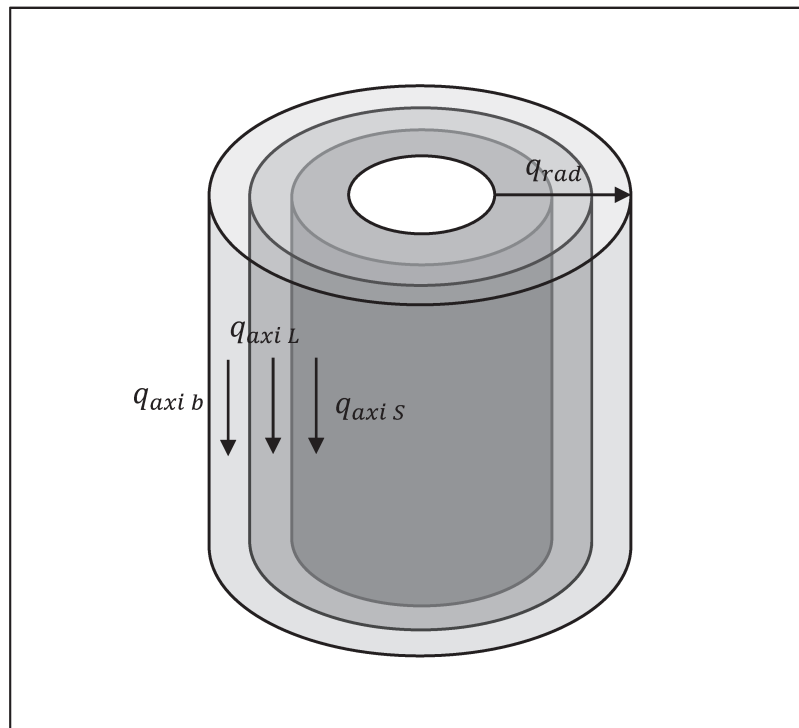


Figura C - 1 - Fluxo de Calor no Rotor

De acordo com a Figura C - 1, na direção axial do motor ocorre um fluxo de calor paralelo nas barras de cobre ($q_{axi\ b}$), nos laminados ($q_{axi\ L}$) e no eixo ($q_{axi\ S}$). Na direção radial, o fluxo de calor ocorre em série nas barras de cobre ($q_{rad\ b}$), nos laminados ($q_{rad\ L}$) e no eixo ($q_{rad\ S}$).

Seguindo a metodologia de Incropera *et al.* (2008), a resistência térmica na direção axial é dada por:

$$R_{axi} = \frac{1}{\frac{1}{R_{axi\ b}} + \frac{1}{R_{axi\ L}} + \frac{1}{R_{axi\ S}}} \quad (C - 3)$$

Ou:

$$R_{axi} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\frac{L}{k_b A_b}}\right) + \left(\frac{1}{\frac{L}{k_L A_{Lr}}}\right) + \left(\frac{1}{\frac{L}{k_S A_S}}\right)} \quad (C - 4)$$

A resistência térmica na direção radial é dada por:

$$R_{rad} = R_{rad\ b} + R_{rad\ L} + R_{rad\ S} \quad (C - 5)$$

Ou:

$$R_{rad} = \frac{\ln(r_{oi}/r_b)}{2\pi L k_b} + \frac{\ln(r_b/r_s)}{2\pi L k_L} + \frac{\ln(r_s/r_{si})}{2\pi L k_S} \quad (C - 6)$$