

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

Nórton Daniel Barth

**METODOLOGIA DE ANÁLISE TÉRMICA E HIDRÁULICA EM
TRANSFORMADORES DE POTÊNCIA**

Santa Maria, RS
2020

2020

Mestre

BARTH, Nórton Daniel

PPGEE/UFSM, RS

Nórton Daniel Barth

**METODOLOGIA DE ANÁLISE TÉRMICA E HIDRÁULICA EM
TRANSFORMADORES DE POTÊNCIA**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em Engenharias IV, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Elétrica**.

ORIENTADOR: Prof. Tiago Bandeira Marchesan

Santa Maria, RS
2020

Barth, Nórton Daniel
Metodologia de análise térmica e hidráulica em
transformadores de potência / Nórton Daniel Barth.- 2020.
131 p.; 30 cm

Orientador: Tiago Bandeira Marchesan
Coorientador: Vitor Cristano Bender
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Maria, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Elétrica, RS, 2020

1. Transformador de potência 2. Modelo térmico
hidráulico 3. Hotspot 4. Simulações em elementos finitos
I. Marchesan, Tiago Bandeira II. Bender, Vitor Cristano

Sistema de geração automática de ficha catalográfica da UFSM. Dados fornecidos pelo autor(a). Sob supervisão da Direção da Divisão de Processos Técnicos da Biblioteca Central. Bibliotecária responsável Paula Schoenfeldt Patta CRB 10/1728.

Declaro, NÓRTON DANIEL BARTH, para os devidos fins e sob as penas da lei, que a pesquisa constante neste trabalho de conclusão de curso (Dissertação) foi por mim elaborada e que as informações necessárias objeto de consulta em literatura e outras fontes estão devidamente referenciadas. Declaro, ainda, que este trabalho ou parte dele não foi apresentado anteriormente para obtenção de qualquer outro grau acadêmico, estando ciente de que a inveracidade da presente declaração poderá resultar na anulação da titulação pela Universidade, entre outras consequências legais.

©2020

Todos os direitos autorais reservados a Nórton Daniel Barth. A reprodução de partes ou do todo deste trabalho só poderá ser feita mediante a citação da fonte.

Endereço: Av. Roraima no 1000 - CT

+55 55 99919-0802; End. Eletr.: nortonbarth@gmail.com

Nórton Daniel Barth

**METODOLOGIA DE ANÁLISE TÉRMICA E HIDRÁULICA EM
TRANSFORMADORES DE POTÊNCIA**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em Engenharias IV, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Elétrica**.

Aprovado em 27 de fevereiro de 2020:



Tiago Bandeira Marchesan, Dr. (UFSM)
(Presidente/Orientador)



Vitor Cristiano Bender, Dr. (UFSM)
(Coorientador)



Carlos Eduardo Guex Falcão, Dr. (UFSM)



Renato Alves da Silva, Dr. (UNIPAMPA)

Santa Maria, RS
2020

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Taís T. Trein, a mulher que me ajudou e me encorajou durante todos os dias deste mestrado, sendo um farol nos dias mais escuros e tempestuosos desta jornada. Agradeço aos meus pais Valmir Barth e Marli T. Barth pelo suporte fornecido, desde o início da minha jornada acadêmica.

Gostaria de agradecer aos colegas e amigos do Instituto de Redes Elétricas Inteligentes (INRI), principalmente do laboratório de simulação de alto desempenho (LabSim) Leonardo H. Medeiros, Antônio Kaminsky Jr., Micael M. Oliveira e Felipe S. Silva que colaboraram com sugestões e críticas e boas risadas.

Agradeço a Gabriel C. Nogueira, Alexander C. Dutra, Afonso T. Oliveira, Guilherme Machio e Yúnior A. Guevara pelo auxílio nas simulações de elementos finitos, obrigado pelo esforço e dedicação que apresentaram, nada é possível sem uma boa equipe.

Agradeço o prof. Tiago B. Marchesan pela sua orientação e ao prof. Carlos E. G. Falcão pela paciência em tirar dúvidas de termodinâmica para um engenheiro eletricitista.

Gostaria de agradecer a Universidade Federal de Santa Maria pela estrutura disponível para efetuar este mestrado, bem como todos os professores e profissionais que auxiliaram neste processo. Agradeço ao grupo CEEE pelo suporte financeiro do projeto.

RESUMO

METODOLOGIA DE ANÁLISE TÉRMICA E HIDRÁULICA EM TRANSFORMADORES DE POTÊNCIA

AUTOR: Nórton Daniel Barth

ORIENTADOR: Tiago Bandeira Marchesan

Os transformadores de potência são dispositivos de grande importância para o sistema elétrico de potência, possibilitando a transmissão de grandes quantidades de energia por longas distâncias com perdas reduzidas. Embora os transformadores tenham uma eficiência elevada, uma parcela da energia processada é convertida em perdas, resultando no aquecimento do dispositivo. O problema associado a elevação da temperatura está no fato de acelerar o processo de degradação da isolação sólida, reduzindo a sua vida útil. Neste trabalho é apresentado uma metodologia de cálculo das temperaturas e vazões do radiador e outra para a determinação das temperaturas disco-a-disco no enrolamento, ambas baseadas nas geometrias do dispositivo. As técnicas de cálculo resultante destas metodologia possibilitaram a criação de dois algoritmos para análise do transformador: um focado no radiador e outro para o enrolamento. Para validação da metodologia foram utilizadas simulações em elementos finitos, com o objetivo de comparar as temperaturas de topo, base e hotspot do transformador.

Palavras-chave: Transformador de potência, modelo térmico-hidráulico, hotspot, simulações em elementos finitos

ABSTRACT

METHODOLOGY OF THERMAL AND HYDRAULIC ANALYSIS IN POWER TRANSFORMERS

AUTHOR: Nórton Daniel Barth
ADVISOR: Tiago Bandeira Marchesan

The power transformers have a high importance for the electric power system, allowing the transmission of huge amounts of energy for big lengths and reduces losses. Although the transformers have a high efficiency, a small part of process energy are converted to losses, resulting a rise of temperature on device.

The problem associated to the rise of temperature is the fact of increase the agging of solid insulation, reducing the lifetime. This study show a methodology of temperatures and oil flow calculation for the radiator and the determination of the temperature disc-to-disc in the windings, both based on the geometry of the device.

The calculation techniques resulted of this two methodologies possibilitated the criation of two algorithmics for the power transform analisies: One focusing in the radiator and other, the winding. For validation of this methodologies was used finites elements simulation, with the porpuse of compare the temperatures of top, botton and hotspot of tranformers.

Keywords: Power tranformer, Thermic-hydraulic model, hotspot, finites elements simulation

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Linhas de transmissão do Sistema Interligado Nacional - SIN 2019	32
Figura 2 – Tipos de transformadores de potência	33
Figura 3 – Circuito eletromagnético de um transformador monofásico	33
Figura 4 – Componentes que constituem um transformador de potência	35
Figura 5 – Núcleo de um transformador de potência	36
Figura 6 – Laço de histerese em materiais magnéticos	36
Figura 7 – Exemplo de cabo transposto	37
Figura 8 – Diagrama do enrolamento tipo camada	37
Figura 9 – Exemplo de enrolamento tipo camada	38
Figura 10 – Diagrama do enrolamento tipo disco	38
Figura 11 – Exemplo de enrolamento tipo disco	39
Figura 12 – Diagrama do enrolamento tipo helicoidal	39
Figura 13 – Exemplo de enrolamento tipo helicoidal	40
Figura 14 – Exemplo de radiador	41
Figura 15 – Macromolécula de celulose	43
Figura 16 – Diagrama das temperaturas IEC 60076-2	46
Figura 17 – Fator Q_{IEC} , relação potência e altura do condutor	46
Figura 18 – Relação entre vida útil do transformador e temperatura	47
Figura 19 – Efeito do envelhecimento da isolação devido a temperatura	48
Figura 20 – Sensor de temperatura PT100	49
Figura 21 – Esquema de calibração do sistema de imagem térmica	50
Figura 22 – Instalação do sensor de fibra óptica	51
Figura 23 – Instalação do <i>TankWall</i>	51
Figura 24 – Instalação de sensor de fibra óptica em enrolamento tipo disco	52
Figura 25 – Instalação de sensor de fibra óptica em enrolamento tipo helicoidal	52
Figura 26 – Temperaturas dentro de um transformador ONAN	54
Figura 27 – Modelos térmicos de temperatura em dutos	55
Figura 28 – Validação do método de FEM em transformadores	56
Figura 29 – Comparativo entre simulações em FEM 2D,3D e dados experimentais	57
Figura 30 – Princípios de transferência de calor	60
Figura 31 – Fluido escoando em duto com condição de contorno de fluxo térmico constante	61
Figura 32 – Fluido escoando em duto com condição de contorno de temperatura de superfície constante	63
Figura 33 – Modelo com parte ativa simplificado	64
Figura 34 – Geometria do radiador	66
Figura 35 – Modelo com parte ativa simplificado	69
Figura 36 – Tipos de perda de carga localizadas no radiador	70
Figura 37 – Modelo de resistências térmicas em um trecho qualquer do radiador	72
Figura 38 – Característica dos valores de Nusselt para FTC e TSC de acordo com o comprimento do duto	74
Figura 39 – Perfis de velocidade e temperatura em pluma de uma placa vertical	76
Figura 40 – Modelo térmico hidráulico do radiador	79
Figura 41 – Modelo térmico-hidráulico do radiador	81
Figura 42 – Detalhe da conexão entre tanque e radiador	84

Figura 43 – Geometria do enrolamento	85
Figura 44 – Modelo térmico hidráulico do radiador	88
Figura 45 – Modelo hidráulico seção de entrada do enrolamento (região 1)	89
Figura 46 – Modelo hidráulico seção intermediária do enrolamento (região 2)	89
Figura 47 – Modelo hidráulico seção intermediária do enrolamento (região 3)	90
Figura 48 – Modelo hidráulico seção intermediária do enrolamento (região 4)	90
Figura 49 – Circuito equivalente do modelo hidráulico	91
Figura 50 – Modelo térmico do enrolamento	92
Figura 51 – Modelo térmico-hidráulico do enrolamento	94
Figura 52 – Geometria do protótipo	98
Figura 53 – Resultados do método iterativo para o radiador	101
Figura 54 – Comparativo de malhas utilizadas no radiador	102
Figura 55 – Comparativo de temperaturas obtidas no estudo de malha do radiador	102
Figura 56 – Simulação radiador com ar natural: Temperaturas	103
Figura 57 – Simulação radiador com ar natural: Fluxo térmico	103
Figura 58 – Simulação radiador com ar natural: Perfil de pressões	104
Figura 59 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração ONAN ..	105
Figura 60 – Simulação do protótipo característica ONAN: Perfil de temperatura	106
Figura 61 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração ONAN	107
Figura 62 – Simulação do protótipo característica ONAN: Temperatura na aleta	107
Figura 63 – Simulação do protótipo característica ONAN: Gradiente de pressões	108
Figura 64 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração ONAF ..	109
Figura 65 – Simulação do protótipo característica ONAF: Perfil de temperatura	110
Figura 66 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração ONAF	110
Figura 67 – Simulação do protótipo característica ONAF: Temperatura na aleta	111
Figura 68 – Simulação do protótipo característica ONAF: Fluxo térmico	111
Figura 69 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração OFAN ..	112
Figura 70 – Simulação do protótipo característica OFAN: Perfil de temperatura	113
Figura 71 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração OFAN	114
Figura 72 – Simulação do protótipo característica OFAN: Temperatura na aleta	114
Figura 73 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração OFAF ...	115
Figura 74 – Simulação do protótipo característica OFAF: Perfil de temperatura	116
Figura 75 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração OFAF	117
Figura 76 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração ODAN ..	118
Figura 77 – Simulação do protótipo característica ODAN: Perfil de temperatura	119
Figura 78 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração ODAN	119
Figura 79 – Simulação do protótipo característica ODAN: Temperatura na aleta	120
Figura 80 – Simulação do protótipo característica ODAN: Gradiente de pressões	120
Figura 81 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração ODAF ..	121
Figura 82 – Simulação do protótipo característica ODAF: Perfil de temperatura	122
Figura 83 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração ODAF	123
Figura 84 – Comparativo dos perfis de temperatura	124

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Perdas de pressão devido a perdas hidráulicas localizadas	70
Tabela 2 – Parâmetros da geometria do radiador	98
Tabela 3 – Parâmetros dos materiais	99
Tabela 4 – Parâmetros da geometria do enrolamento	99
Tabela 5 – Parâmetros de contorno do radiador com ar natural	100
Tabela 6 – Comparativo das simulações do radiador com diferentes malhas	100
Tabela 7 – Condições de contorno ONAN	105
Tabela 8 – Condições de contorno ONAF	108
Tabela 9 – Condições de contorno OFAN	113
Tabela 10 – Condições de contorno OFAF	116
Tabela 11 – Condições de contorno ODAN	119
Tabela 12 – Condições de contorno ODAF	122
Tabela 13 – Comparativo entre resultados obtidos	123

LISTA DE QUADROS

Quadro 2.1 – Analogias entre grandezas elétricas, térmicas e hidráulicas	53
--	----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>SEP</i>	<i>Sistema Elétrico de Potência</i>
<i>SIN</i>	<i>Sistema Interligado Nacional</i>
<i>DP</i>	<i>Grau de Polimerização</i>
<i>TC</i>	<i>Transformador de corrente</i>
<i>FEM</i>	<i>Finite Elements Simulation</i>
<i>FTC</i>	<i>Fluxo Térmico Constante</i>
<i>TSC</i>	<i>Temperatura de Superfície Constante</i>
<i>ONS</i>	<i>Operador Nacional do Sistema</i>
<i>ANEEL</i>	<i>Agência Nacional de Energia Elétrica</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Parâmetro experimental da equação de Arrhenius
A_{aleta_e}	Area da externa de uma aleta
A_{aleta_i}	Area interna de uma aleta
A_{aleta_p}	Area da parede de uma aleta
A_{at-int}	Área interna do disco que compõem o enrolamento
A_{at-ext}	Área externa do disco que compõem o enrolamento
$A_{at-coroa}$	Área superior e inferior do disco do enrolamento
A_{dea}	Area externa da conexão do duto entre aletas
A_{dec}	Area externa da conexão do duto entre tanque do transformador até primeira aleta
A_{dia}	Area interna da conexão do duto entre aletas
A_{dic}	Area interna da conexão do duto entre tanque do transformador até primeira aleta do radiador
A_{dpa}	Area da parede do duto entre entre aletas
A_{dpc}	Area da parede do duto entre o tanque do transformador até a primeira aleta do radiador
\hat{A}_d	Matriz de áreas do duto do radiador
\hat{A}_a	Matriz de áreas das aletas
B	Parâmetro experimental da equação de Arrhenius
cp	Calor específico de um material (genérico)
cp_{leo}	Calor específico do óleo
D	Diâmetro (genérico)
$d_{h_{aleta}}$	Diâmetro hidráulico da aleta
$d_{hat-disco}$	Diâmetro hidráulico do duto formado entre discos
dx	Variação infinitesimal de comprimento
g	Gravidade
g_{IEC}	Diferença de temperatura entre o óleo dentro do enrolamento para o óleo externo na mesma altura dentro do tanque
H_{IEC}	Fator de <i>hotspot</i>

h	Coeficiente de convecção
h_{aleta}	Altura da aleta
$I1$	Corrente no primário
$I2$	Corrente no secundário
k_{hl}	Perda de carga localizada
k_{leo}	Condutividade do óleo
k_{pr}	Condutividade da parede do radiador
L	Comprimento do duto (genérico)
l_a	Distância entre aletas
l_{aleta}	Comprimento da aleta
l_c	Comprimento do duto de conexão entre tanque do transformador até primeira aleta do radiador
l_{eq}	Comprimento de duto hidráulico equivalente
$\hat{L}_{critico}$	Comprimento crítico para determinação do tipo de escoamento
\hat{l}_r	Matriz dos comprimentos do radiador
\dot{m}	Vazão mássica (genérico)
\dot{m}_r	Vazão mássica total do radiador
Nu	Definição do número Nusselt
$N1$	Número de espiras do primário
$N2$	Número de espiras do secundário
n_{aleta}	Número de aletas
n_{disco}	Número total de discos no enrolamento
P_{disco}	Perdas associadas a um disco
$P_{enrolamento}$	Perdas associadas a um enrolamento
P_{nucleo}	Perdas associadas ao núcleo
Pr_{ar}	Número de Prandtl do ar
Pr_{leo}	Número de Prandtl do óleo
PU_{life}	Vida útil remanescente normalizada
$PV\%_{NBR}$	Perda de vida útil segundo NBR 5416

Q_{IEC}	Fator que relaciona as perdas adicionais com uma relação entre perdas específicas devido a concentração do fluxo disperso no topo do enrolamento e as perdas médias no enrolamento
q_{conv}	Variação de energia no modelo TSC
q''_{disco}	Fluxo térmico associado a um disco
q''_s	Fluxo térmico na superfície
\dot{q}_{conv}	Troca térmica devido a convecção
\dot{q}_{conv}	Troca térmica devido a condução
R_{hat-in}	Resistência hidráulica associado ao lado interno do enrolamento
$R_{hat-disco}$	Resistência hidráulica entre discos do enrolamento
R_{hat-ex}	Resistência hidráulica associado ao lado externo do enrolamento
$R_{heq-rad}$	Resistência hidráulica equivalente
R_{hr}	Matriz de resistências hidráulicas
R_{IEC2}	Resistência elétrica de um enrolamento do transformador
R_{IEC1}	Resistência elétrica de todos enrolamento do transformador.
R_{tr-op}	Resistência térmica entre óleo e parede (convecção)
R_{tr-p}	Resistência térmica na parede (condução)
R_{tr-pa}	Resistência térmica entre a parede e o ar (convecção)
Re_{or}	Número de Reynolds para o óleo
r_d	Raio do duto radiador
r_{d-in}	Raio do disco de cobre interno
r_{d-ex}	Raio do disco de cobre externo
r_{haleta}	Raio hidráulico da aleta
r_{is-in}	Raio do disco de isolamento interno
r_{is-ex}	Raio do disco de isolamento externo
\widehat{R}_{hr}	Matriz de resistências hidráulicas devido ao comprimento dos dutos no radiador
\widehat{R}_{heq}	Matriz resistência hidráulica equivalente no radiador
\widehat{R}_{jr}	Matriz de perdas de carga localizadas no radiador
\widehat{r}_r	Matriz de raios do radiador
S_{IEC}	Eficiência do circuito refrigerante dentro do enrolamento

u_{ar}	Velocidade do ar para os casos de ventilação forçada
u_{leo}	Velocidade do óleo no trecho analisado
V1	Tensão no primário
V2	Tensão no secundário
w_{aleta}	Largura da aleta
β_{ar}	Coefficiente de expansividade térmica do ar
β_{leo}	Coefficiente de expansividade volumétrica do óleo
ΔH_{at-r}	Diferença de altura entre centro do radiador e centro da parte ativa do transformador
Δp	Varição da força de empuxo
ΔT_{NBR}	Período de análise em horas
$\Delta \theta_a$	Temperatura ambiente
$\Delta \theta_b$	Varição da temperatura do base em relação a ambiente
$\Delta \theta_{hb}$	Varição da temperatura do <i>hotspot</i> em relação a temperatura de base
$\Delta \theta_m$	Diferença de temperatura entre o valor médio da temperatura do óleo na entrada do duto em relação a superfície externa ao duto
$\Delta \theta_{ml}$	Temperatura média logarítmica
$\Delta \theta_{m-L}$	Diferença de temperatura entre o valor médio de temperatura do óleo na saída do duto em relação a superfície externa ao duto
$\Delta \theta_o$	Varição da temperatura do topo em relação a ambiente
$\Delta \theta_{ob}$	Varição da temperatura do topo em relação a temperatura de base
$\Delta \theta_{om}$	Varição da temperatura média do óleo no transformador
ε_c	Espaçamento entre os discos do enrolamento
ε_d	Espessura dos discos de cobre
ε_{rad}	Espessura do metal utilizado para a fabricação do radiador
θ_b	Temperatura da base de óleo no ponto de junção tanque-radiador
θ_o	Temperatura de topo de óleo no ponto de junção tanque-radiador
θ_n	Temperatura do núcleo
θ_{om}	Temperatura média do óleo no transformador
θ_1	Temperatura dos enrolamentos no ensaio

θ_2	Temperatura específica de um enrolamento
θ_∞	Temperatura ambiente
μ_{leo}	Viscosidade dinâmica do óleo
ϕ_m	Fluxo mútuo
ρ	Densidade do material (genérico)
ρ_{leo}	Densidade do óleo
ν_{ar}	Viscosidade cinemática do ar
\forall	Vazão de um fluido
\forall_{rt}	Vazão total no radiador

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	25
1.2	OBJETIVOS	26
1.3	CONTRIBUIÇÃO DO TRABALHO	27
1.4	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	28
1.5	PREMISSAS DO TRABALHO	29
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	31
2.1	TRANSFORMADOR DE POTÊNCIA	32
2.1.1	Composição do transformador	34
2.1.1.1	<i>Núcleo</i>	34
2.1.1.2	<i>Enrolamentos</i>	35
2.1.1.3	<i>Tanque principal</i>	39
2.1.1.4	<i>Radiadores</i>	40
2.1.1.5	<i>Outros componentes do transformador</i>	40
2.1.2	Métodos de refrigeração	41
2.2	DEGRADAÇÃO DA ISOLAÇÃO SÓLIDA	43
2.3	REVISÃO SOBRE AS NORMAS	44
2.3.1	Norma IEC 60076-2	44
2.3.2	Norma IEEE 5791	47
2.3.3	Normas ABNT NBR	48
2.4	TÉCNICAS DE AFERIÇÃO DA TEMPERATURA DE HOTSPOT	49
2.5	MODELO TÉRMICO DE TRANSFORMADORES	53
3	METODOLOGIA	59
3.1	LEIS DE TERMODINÂMICA	59
3.1.1	Condição de contorno de fluxo térmico constante	61
3.1.2	Condição de contorno de temperatura de superfície constante	62
3.2	RADIADOR	64
3.2.1	Características geométricas do radiador	65
3.2.2	Modelo hidráulico radiador	68
3.2.3	Modelo térmico radiador	71
3.2.3.1	<i>Convecção interna forçada</i>	72
3.2.3.2	<i>Condução térmica</i>	75
3.2.3.3	<i>Convecção externa</i>	75
3.2.4	Algoritmo de resolução das temperaturas e vazões no radiador	80
3.3	PARTE ATIVA	83
3.3.1	Áreas da parte ativa	85
3.3.2	Modelo hidráulico parte ativa	87
3.3.3	Modelo térmico parte ativa	91
3.3.4	Algoritmo de resolução das temperaturas e vazões no enrolamento	94
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	97
4.1	PROTÓTIPO SIMULADO	97
4.2	VALIDAÇÃO DO RADIADOR	100
4.3	SIMULAÇÕES DO PROTÓTIPO EM PARA DIFERENTES MÉTODOS DE REFRIGERAÇÃO	104
4.3.1	Sistema ONAN	104

4.3.2	Sistema ONAF	108
4.3.3	Sistema OFAN	112
4.3.4	Sistema OFAF	115
4.3.5	Sistema ODAN.....	117
4.3.6	Sistema ODAF	121
4.3.7	Comparativo de simulações	122
5	CONCLUSÃO	125
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	127
	APÊNDICE A – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS AR A 1 ATM DE PRESSÃO	131

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Nos dias atuais, a humanidade está cada dia mais dependente da energia elétrica para a geração de bens de consumo, subsistência e bem estar. Para suprir o aumento do consumo de energia elétrica, a qualidade dos serviços de geração, transmissão e distribuição de energia são monitorados por diferentes órgãos regulamentares como o Operador Nacional do Sistema (ONS) e a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) no Brasil, que garantem a continuidade dos serviços e a redução de perdas no sistema (BECHARA, 2010). Manter a qualidade desses serviços elevados tem se tornado um grande desafio devido ao crescente aumento da demanda, níveis de tensão e limitações de espaço.

Os transformadores de potência são dispositivos de extrema importância no SEP (Sistema Elétrico de Potência), pois ele está presente nas usinas geradoras, subestações de distribuição, e no sistema de distribuição. Estes dispositivos estão presentes em todas as etapas do SEP, permitindo a conexão e transporte de energia entre centros geradores e consumidores (BECHARA, 2010; FEIL, 2019). Esta conexão só é possível porque o transformador tem como função modificar os níveis de tensão e corrente. Ao elevar o nível de tensão, é possível que ocorra a transmissão de energia por grandes distâncias minimizando os efeitos da perda Joule, a qual transforma uma parcela da energia elétrica em térmica. Se for considerado cada transformador conectado desde a geração até a carga, estima-se que para cada 1MVA de energia gerada é necessário em torno de 6 – 10MVA em transformadores no sistema (RIES, 2007).

Embora os transformadores sejam dispositivos de elevada eficiência (podendo ser superior a 99,5% quando operando em plena carga), durante o processamento de energia ocorrem perdas decorrentes de diversos fatores, como fluxo disperso, perdas associadas a histerese magnética do material que compõem o núcleo e as perdas Joule nos enrolamentos (RIES, 2007). Essas perdas ocasionam um aumento da temperatura no equipamento que acelera a deterioração do seu papel isolante (GORGAN et al., 2012; PANDEY; LIN, 1992; CHANTOLA; SHARMA; SAINI, 2018). Nos transformadores existem diferentes componentes que podem falhar e serem substituídos como buchas, comutadores, bombas (nos casos da refrigeração de óleo forçado e dirigido) e ventiladores (na ventilação forçada). No caso do papel isolante, que é responsável por prover isolamento elétrico nos pontos onde há diferença de potencial elétrico na parte ativa do transformador, não é possível sua substituição, podendo ocasionar uma falha fatal do equipamento (RIES, 2007; FEIL, 2019; GORGAN et al., 2012).

Uma vez que a temperatura se mostra um grande obstáculo quanto à vida útil do dispositivo, diferentes normas nacionais e internacionais abordam sobre seus limites de operação e o impacto da temperatura na deterioração da isolamento sólida do dispositivo (IEEE, 2011; IEC,

2001b; ABNT, 1997). Estas normas apresentam metodologias para a determinação, de forma indireta, do ponto de maior temperatura no enrolamento (*hotspot*), baseadas na utilização dos valores de temperatura de sensores de topo e base de óleo instalados no tanque do transformador, agregando erro a estimativa. O problema neste erro associado a metodologia de cálculo é que na integração com a predição de vida útil do equipamento, uma variação de temperatura pequena acima do limite da norma pode resultar em uma grande diminuição da vida útil.

Uma solução para não necessitar de cálculos para inferir o *hotspot* seria a instalação de fibras óticas nos enrolamentos para aferição direta da temperatura. A norma IEC 60076-2 apresenta técnicas de como instalar os sensores de fibra ótica, todavia não é abordada a localização exata de sua instalação, além do fato de possuir um custo elevado de aquisição (IEC, 2001b).

Para a melhor compreensão do funcionamento do ponto de vista térmico e hidráulico dos transformadores existem na literatura diferentes linhas de estudo. O autor Yamaguchi et al. (1981) desenvolveu uma metodologia baseada principalmente em um modelo hidráulico, enquanto Radakovic e Sorgic (2010) fez a análise abordando a questão da transferência de calor mais a fundo, com isso, separando a parte ativa e o radiador, deixando intrínseca a divisão das condições de contorno para transferência de calor, associando a parte ativa a um modelo de fluxo térmico constante e o radiador ao modelo de temperatura de superfície constante (INCOPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000; CENGEL, 2007). Existem também casos em que se optou por modelos térmicos simplificados para a análise da dinâmica do dispositivo (TANG; WU; RICHARDSON, 2002; TANG; WU; RICHARDSON, 2004).

Como o custo da construção de um protótipo é elevado, a solução encontrada foi a simulação em elementos finitos dos protótipos, e com isso, comparar as técnicas desenvolvidas (TSILI et al., 2009; JING et al., 2017). Uma grande vantagem das simulações em FEM (do inglês, *Finite Elements Method*) é a possibilidade de simular diferentes cenários com um custo reduzido (quando comparada a prototipagem) e a capacidade de verificar o comportamento térmico e hidráulico de cada parte do dispositivo. No trabalho de Tenbohlen et al. (2017) é apresentado um comparativo entre simulações em elementos finitos e dados experimentais de um protótipo.

A busca por métodos que proporcionem a determinação da temperatura de *hotspot* ainda em fase de projeto ou na aquisição em tempo real de transformadores em funcionamento representa um grande avanço, pois permite a redução de custos e melhoria de técnicas de fabricação, bem como o gerenciamento do despacho de energia e do sistema de refrigeração para equipamentos em operação.

1.2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo a criação de um modelo que contemple as características térmicas e hidráulicas dos transformadores de potência através de uma análise detalhada da

geometria do equipamento. A partir do desenvolvimento deste modelo será criado dois algoritmos: um voltado para o radiador e outro para a parte ativa do transformador.

O primeiro algoritmo terá como objetivo a análise completa do radiador do transformador, resultando no comportamento das vazões internas e as temperaturas de topo e base de óleo. Como o radiador necessita dissipar toda energia resultante das perdas elétricas do transformador, o algoritmo irá utilizar como variável de controle a potência removida do sistema.

O segundo algoritmo utiliza o dado da temperatura de base resultante do primeiro algoritmo para determinar os valores de temperatura e vazão disco-a-disco em um enrolamento do tipo disco. Os resultados obtidos permitem determinar com precisão o valor do *hotspot* e a sua localização no enrolamento.

Para comparação dos algoritmos desenvolvidos será criada uma geometria de um protótipo de transformador de potência. Os dados deste projeto serão inseridos tanto nos algoritmos desenvolvidos quanto no *software* ANSYS[®] para uma comparação dos resultados. Serão analisadas as configurações com fluxo de ar natural ou forçado na parte externa do radiador e óleo natural, forçado e direcionado na parte interna do transformador, possibilitando um comparativo de metodologias.

1.3 CONTRIBUIÇÃO DO TRABALHO

A técnica que será apresentada neste trabalho possibilitará, do ponto de vista da empresa fabricante de transformadores, o desenvolvimento de equipamentos mais eficientes através da otimização de seu projeto, uma vez que FEM requisita grande capacidade computacional e tempo (podendo levar horas ou até dias em alguns casos). O algoritmo utilizado busca a convergência em tempos inferiores a 10s no *software* MATLAB[®].

Neste trabalho será abordada uma revisão das principais normas relativas a parte térmica em transformadores de potência: IEC 60076-2, IEEE 5791 e normas relativas a ABNT. Estas normas apresentam metodologias similares para análise do *hotspot* e revelam sua importância quanto ao processo de degradação da isolação sólida presente nos enrolamentos e sua influência na vida útil do dispositivo.

A construção de uma metodologia que permita analisar os gradientes de temperatura presentes no transformador de potência possibilita diversas análises, entre elas a possibilidade do estudo das distribuições de temperatura no radiador bem como a diferença entre centro geométrico do radiador e da parte ativa para otimizar o efeito termossifão.

O estudo detalhado da parte ativa permite definir a localização precisa do *hotspot*, auxiliando na instalação de sensores de fibra ótica nos transformadores de potência. Neste trabalho será apresentado a distribuição de temperaturas em um enrolamento do tipo disco, obtidas através de simulação e também pela metodologia desenvolvida.

Outra vantagem para as empresas fabricantes de transformadores é a possibilidade de

utilizar papel termoestabilizado apenas nos discos em que está localizado o *hotspot*, diminuindo o custo de fabricação (quando comparado com um enrolamento que possui sua isolação totalmente composta de papel termoestabilizado) e aumentando sua vida útil. O conhecimento de todos os fatores que influenciam nas temperaturas internas do transformador permitirá estudos mais aprofundados das características dos óleos isolantes e geometria do dispositivo.

Para as empresas de energia, o fato de possuir alta velocidade permite a estimativa do *hotspot* em diferentes cenários de despacho ao longo do dia, o que em alguns casos permite a redistribuição das potências em outros equipamentos.

1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho se divide em 4 capítulos:

Revisão bibliográfica: Este capítulo apresenta o transformador de potência, suas características de funcionamento, itens que o compõem com ênfase nos sistemas que possuem maior importância do ponto de vista térmico. Em sequência são apresentados os métodos de refrigeração, sua importância e uma revisão das principais normas associadas a temperatura e degradação de transformadores. Por fim, é apresentada as técnicas de aferição de *hotspot* e os modelos térmico de transformadores apresentados na literatura.

Metodologia: Este capítulo apresenta conceitos de transferência de calor como justificativa das técnicas utilizadas na análise do transformador. Inicialmente é abordado o estudo do radiador, determinando as características da geometria para então efetuar a análise hidráulica e térmica que resultaram em um algoritmo para solução dos radiadores em transformadores de potência. O estudo da parte ativa segue a mesma metodologia que o radiador, determinando as áreas, características hidráulicas e térmicas para o enrolamento e finalizar com um algoritmo de solução das temperaturas disco-a-disco que possibilita a determinação do valor e localização do *hotspot*.

Resultados e discussão: Neste capítulo são apresentados os dados obtidos através da metodologia desenvolvida nesse trabalho e confrontados com as simulações em elementos finitos para seis diferentes configurações de sistemas de refrigeração. Os resultados obtidos permitem a comparação da técnica apresentada neste trabalho e o melhor entendimento das nuances presentes em cada método de retirada do calor do transformador.

Conclusão: Neste capítulo são apresentadas as considerações sobre a metodologia apresentada, bem como as conclusões acerca do algoritmo apresentado.

1.5 PREMISSAS DO TRABALHO

O modelo termo-hidráulico apresentado neste trabalho tem como premissa principal a estabilidade elétrica na condição de operação do dispositivo, com isso, nenhum efeito causado por transitórios elétricos ou variações de carregamento serão analisados, buscando somente o valor e local do *hotspot* para determinada carga, temperatura ambiente, geometria e método de refrigeração.

O algoritmo desenvolvido neste trabalho baseia-se nas leis de transferência de calor, considerando que os fluidos envolvidos possuem escoamento laminar em região de entrada devido as vazões e comprimentos envolvidos. Desta forma, serão ignorados efeitos devido a turbulência e pequenos vórtices que possam ser criados em regiões em que há a divisão ou união de fluxos de óleo isolante (dentro do transformador) e ar no radiador. Outra consideração quanto ao fluido é que a vazão mássica permanecerá constante ao passar por um duto, sem variações de massa ou perdas associadas a viscosidade.

Como o objetivo do trabalho é a determinação da temperatura de *hotspot* para uma condição específica de operação, o fluxo de óleo isolante foi considerado em regime permanente e as características de escoamento foram determinadas através do modelo proposto de Poiseulle para equivalência entre circuitos elétricos e hidráulicos. Através desta metodologia, foi possível simplificar o processo para um modelo de uma dimensão.

Para o radiador foi adotado o modelo de temperatura de superfície constante, considerando que toda a sua área esta submetida a mesma temperatura ambiente, desconsiderando efeitos como sombreamento e fontes externas de calor. Na parte ativa por sua vez foi adotado o modelo de fluxo térmico constante, de modo que, independente de sua temperatura, as perdas associadas a parte ativa irão resultar em uma elevação da temperatura do óleo isolante.

No transformador, os efeitos de troca térmica decorrentes do processo de radiação foram desprezados, por seu efeito ser pequeno quando comparado ao processo de convecção térmica.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Com o aumento do consumo de energia elétrica no mundo, a necessidade de criação de novas fontes de geração se torna algo primordial, porém como sempre é priorizada a construção de usinas próximas aos centros de carga ou em locais que a relação custo/retorno sejam reduzidos, nos dias atuais as novas fontes estão cada vez mais afastadas dos grandes centros consumidores, tornando um grande desafio a transmissão de quantidades maiores de energia.

No Brasil a rede básica de transmissão (acima de 230kV) do SIN (Sistema Interligado Nacional), em 2017, possuía uma extensão total de 185.484km (ONS, 2017). Para fazer a elevação e a redução dos níveis de tensão, existem subestações estrategicamente posicionadas, próximas às fontes geradoras elevando a tensão, ao longo do trecho para adequar os níveis de tensão e possibilitar a interconexão de sistemas, e por fim, próximos aos centros de carga, reduzindo a tensão. A figura 1 apresenta o mapa do Brasil com suas linhas de transmissão da rede básica.

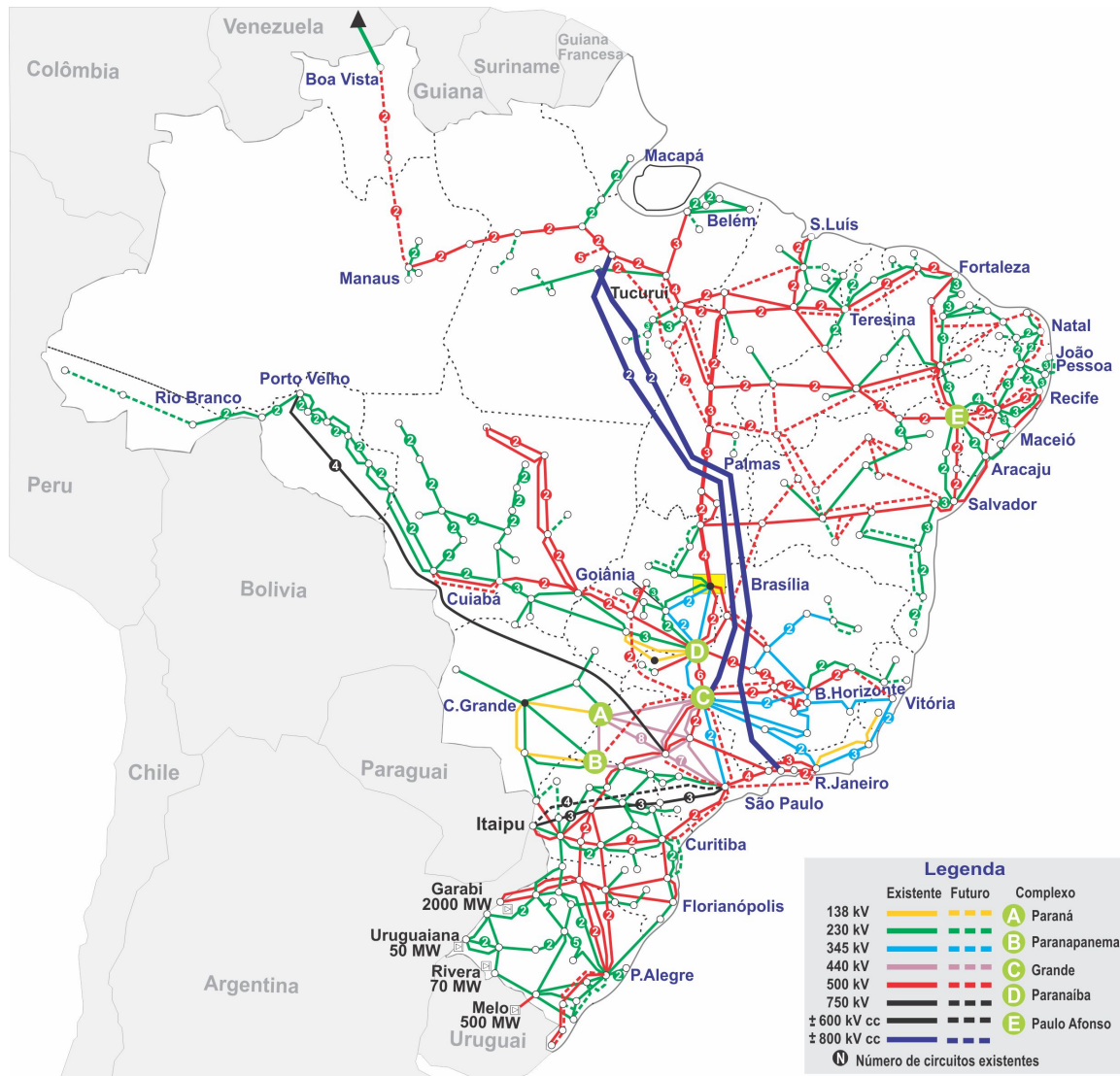
Como pode ser visto na figura 1 o tamanho do SIN revela a grande complexidade deste sistema, e ao considerar que em toda usina geradora nos pontos de conexão de linhas com diferentes níveis de tensão e centros de cargas existem conjuntos de transformadores de potência, é possível afirmar que ele possui uma elevada importância para o sistema.

Os transformadores são responsáveis por processar toda a energia que chega na subestação ao qual ele está instalado. Uma eventual falha pode acarretar em grandes perdas financeiras, tanto devido a redução da energia processada e conseqüentemente o corte de carga, quanto no caso de haver a necessidade de reposição do equipamento em eventual sinistro. Devido a grande importância do transformador para a subestação e seu elevado valor, representando cerca de 60% do custo da subestação segundo Gorgan et al. (2012), diferentes sensores e relés são adicionados para seu monitoramento, evitando operar em condições ao qual não foi projetado.

Os sensores instalados no transformador monitoram as grandezas elétricas, além de gases e temperaturas, evitando a operação em condições adversas. Os dados obtidos pelos sensores são repassados aos relés que são programáveis, com objetivo de detectar alguma anomalia e informar ao operador responsável da subestação. Para determinados cenários os relés possuem autonomia para desligar instantaneamente o transformador para proteger o equipamento.

Embora a eficiência do transformador seja elevada, uma parcela da energia elétrica processada é convertida em perdas elétricas e conseqüentemente em energia térmica. Esta parcela de energia térmica ocasionará em uma elevação da temperatura interna do dispositivo, acarretando na aceleração dos processos de deterioração dos materiais isolantes que compõem a isolação sólida do dispositivo. McNutt (1992) apresentou um estudo em que já demonstrava a influência da temperatura na deterioração da molécula de celulose da isolação, decorrente dos efeitos da pirólise, oxidação e hidrólise, onde estes fenômenos são acelerados com o aumento de temperatura.

Figura 1 – Linhas de transmissão do Sistema Interligado Nacional - SIN 2019



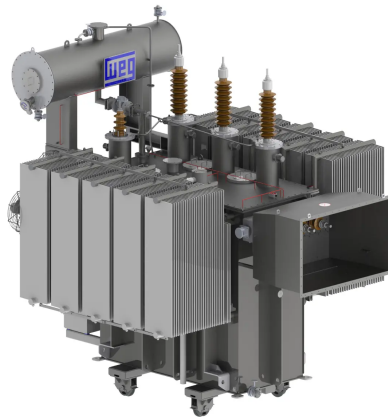
Fonte: ONS (09/2019)

2.1 TRANSFORMADOR DE POTÊNCIA

O transformador é um equipamento estático que tem como função, a conversão de níveis de tensão e corrente entre dois ou mais enrolamentos através da indução eletromagnética sem alterar a frequência, essa conversão possibilita a conexão entre fontes e cargas que possuem tensões diferentes (IEC, 2001a). Podem ser construídos de forma a serem trifásicos (figura 2-(a)) ou monofásicos (figura 2-(b)). Em alguns casos são utilizados três transformadores monofásicos para substituir um trifásico, essa escolha pode ser justificável, pois em caso de sinistro em um transformador monofásico sua reposição representa um custo inferior a um trifásico.

O funcionamento de um transformador monofásico pode ser descrito com a ajuda do circuito eletromagnético representado na figura 3. Ao ser aplicada uma tensão alternada V_1 no enrolamento primário surge uma corrente I_1 , resultando no fluxo magnético no núcleo ϕ_m . Considerando que ϕ_m é variante no tempo e circula no enrolamento primário, uma tensão indu-

Figura 2 – Tipos de transformadores de potência



(a) Transformador trifásico

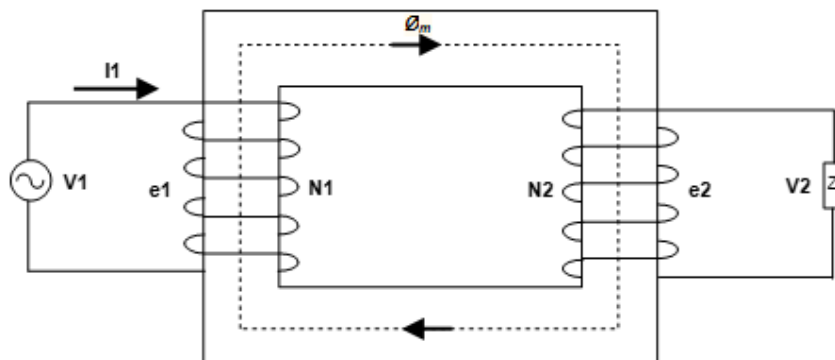


(b) Transformador monofásico

Fonte: WEG (2019) e Taishan (2020)

zida e_1 é gerada de acordo com o número de espiras N_1 que constituem a bobina. O valor de e_1 é descrito na equação 1 (RIES, 2007; KULKARNI; KHAPARDE, 2004).

Figura 3 – Circuito eletromagnético de um transformador monofásico



Fonte: Feil (2015)

$$e_1 = N_1 \frac{d\phi_m}{dt} \quad (1)$$

Se desprezarmos as resistências envolvidas, é possível afirmar que $e_1 = V_1$, ou seja, a tensão aplicada nos terminais do transformador será igual à tensão no seu enrolamento. Da mesma forma que o ϕ_m passa pelo enrolamento primário, também passa pelo secundário com N_2 espiras, gerando uma tensão e_2 (equação 2). Essa tensão induzida no secundário será igual à tensão nos terminais do secundário V_2 ao desprezar as resistências associadas (RIES, 2007; KULKARNI; KHAPARDE, 2004).

$$e_2 = N_2 \frac{d\phi_m}{dt} \quad (2)$$

Caso haja uma carga conectada ao secundário, uma corrente (I_2) irá circular no enrola-

mento gerando um fluxo que se opõem a ϕ_m . Essa redução de fluxo magnético será compensada com o aumento da corrente I_1 , mantendo os níveis de tensão e corrente. Por fim, é possível através da equação 3 representar as relações de tensões, correntes e espiras em um transformador (RIES, 2007; KULKARNI; KHAPARDE, 2004).

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{e_1}{e_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{I_2}{I_1} \quad (3)$$

Através da equação 3 fica explícita a função do transformador, que no caso da tensão do primário ser inferior a do secundário ($V_1/V_2 < 1$), a corrente no secundário do transformador terá uma amplitude menor que a corrente do primário ($I_1/I_2 < 1$) e desta forma é possível transportar a energia produzida nas usinas geradores com uma redução das perdas de energias decorrentes do efeito Joules na transmissão de energia (RIES, 2007; KULKARNI; KHAPARDE, 2004).

2.1.1 Composição do transformador

Para o estudo do transformador e de suas características térmicas e hidráulicas é necessário o conhecimento dos componentes construtivos que o compõem. Na figura 4 são apresentados os principais componentes que o constituem, o núcleo, enrolamentos, tanque principal, tanque de expansão, buchas, comutador sob carga e o acionamento do comutador, radiadores, painel de controle, secador de ar e termômetros (BECHARA, 2010). Na sequência será comentado sobre cada um destes itens, porém será colocado um foco maior nos itens que possuem maior importância para o modelo térmico.

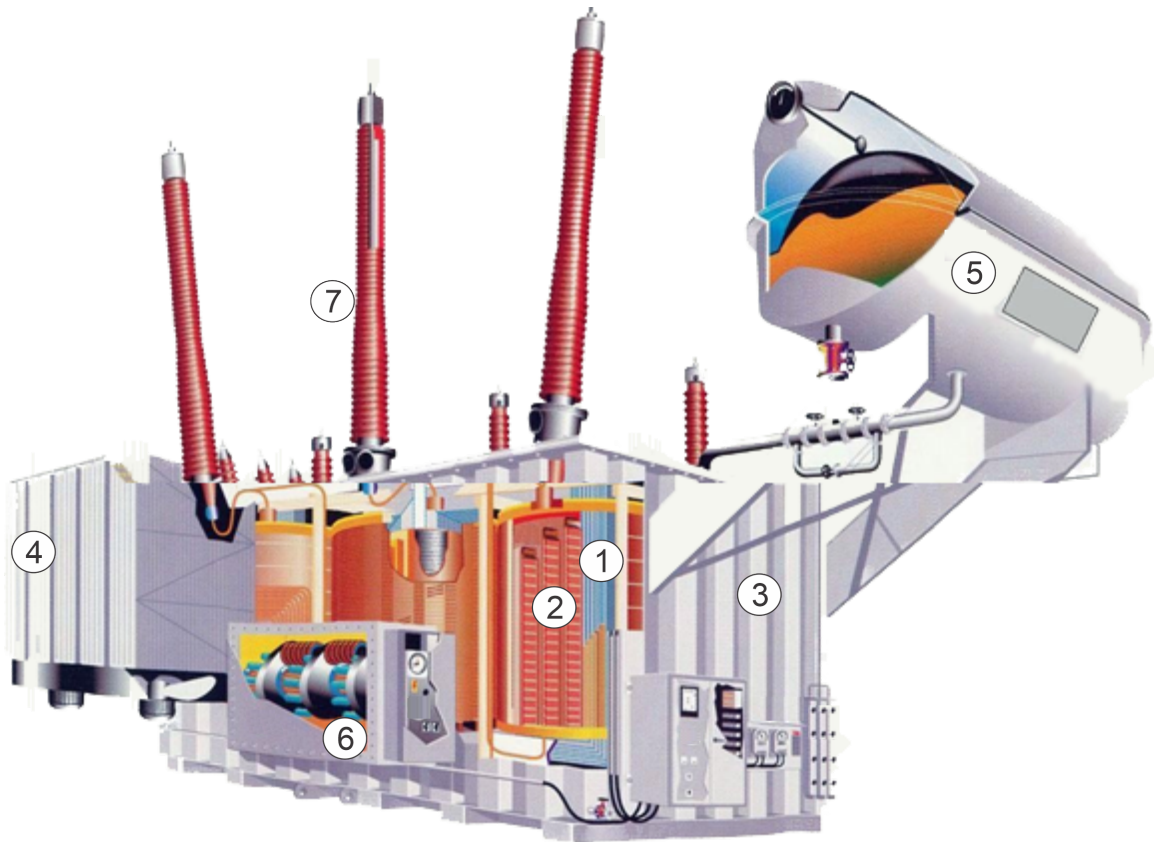
2.1.1.1 Núcleo

O núcleo (item 1 da figura 4) é constituído de lâminas de material ferro-magnético, isoladas entre si, com o intuito de criar um caminho magnético de baixa relutância para o fluxo mútuo. A utilização de material laminado para a construção do núcleo foi a solução encontrada para aumentar a resistência elétrica no núcleo e consequentemente reduzir as correntes geradas devido à passagem de fluxo magnético.

As correntes resultantes deste fluxo magnético são denominadas parasitas ou de Foucault, e implicam no aquecimento devido ao efeito Joule (BECHARA, 2010; RIES, 2007). A figura 5-(a) apresenta o núcleo de um transformador sendo colocado na posição vertical.

A figura 5-(b) mostra em detalhes lâminas que compõem o transformador sendo posicionadas de forma intercaladas na construção do núcleo. Esta técnica é utilizada, pois as lâminas de ferro-silício utilizadas nos transformadores tem seus domínios magneticamente orientados, ou seja, a orientação do momento magnético das moléculas que compõem o material estão ali-

Figura 4 – Componentes que constituem um transformador de potência



Fonte: Adaptado de Bechara (2010)

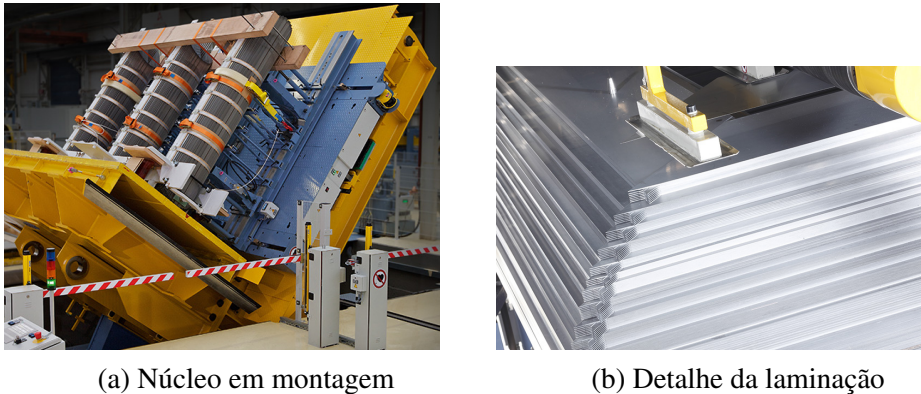
nhadas. Este alinhamento dos domínios magnéticos resulta em uma baixa relutância magnética no sentido da orientação do domínio magnético. Nas intersecções há um aumento da densidade do fluxo magnético por haver chapas com orientações magnéticas diferentes, acarretando no aumento da relutância e conseqüentemente nas correntes parasitas (RIES, 2007).

Outro tipo de perda associada ao núcleo do transformador são as perdas por histerese, sendo resultado da energia necessária para orientação dos domínios magnéticos (RIES, 2007). A figura 6 apresenta um laço de histerese, na qual é possível observar que o aumento da intensidade de campo H partindo de 0 até H_{max} resulta em valores diferentes de fluxo magnético quando comparado ao caminho H_{max} até 0. A área formada por esse laço representa as perdas por histerese do material, sendo diretamente associada a sua massa e a frequência do fluxo magnético que o material é submetido.

2.1.1.2 Enrolamentos

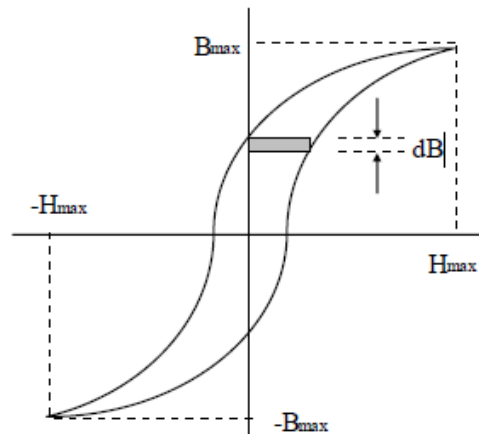
Os enrolamentos (item 2 da figura 4) são bobinas cilíndricas compostas por condutores de cobre. Seu projeto busca o equilíbrio entre as características elétricas e mecânicas necessárias, além da redução do custo por constituírem parte considerável do preço final no trans-

Figura 5 – Núcleo de um transformador de potência



Fonte: GEORG (2020)

Figura 6 – Laço de histerese em materiais magnéticos



Fonte: Ries (2007)

formador. Do ponto de vista elétrico, os enrolamentos necessitam ter o isolamento necessário e serem compatíveis com a temperatura, enquanto o projeto mecânico foca no suporte dos esforços mecânicos decorrentes das altas forças eletromagnéticas criadas durante curto-circuitos (RIES, 2007).

Existem diferentes variações de projetos dos enrolamentos, podendo ser constituídos de condutores retangulares convencionais ou transpostos. Os cabos transpostos (figura 7) são compostos por condutores de seção retangular em paralelo, facilitando a confecção do enrolamento e reduzindo as perdas decorrentes de fluxo de dispersão e correntes parasitas. Com a transposição do condutor, é mantida a mesma resistência em toda sua dimensão do cabo, evitando que haja condutores com resistências diferentes e conseqüentemente perdas ôhmicas diferentes.

Quanto as técnicas de construção dos enrolamentos, estas podem ser divididos em três mais utilizadas: camadas, helicoidais e disco. Os enrolamentos do tipo camada, representados na figura 8, são construídos com condutores isolados, posicionados lado-a-lado. Para este enrolamento, é possível haver várias camadas de condutores sobrepostos, separados entre si por

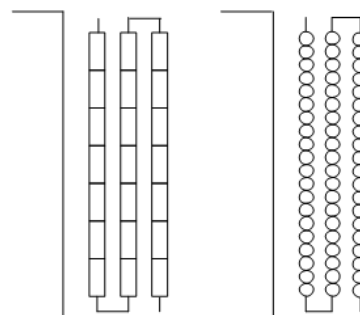
Figura 7 – Exemplo de cabo transposto



Fonte: Feil (2015)

isolação sólida (HARLOW, 2003). Para manter o mesmo sentido dos condutores no enrolamento, toda vez que o condutor chega ao topo ou base da camada o sentido em que é enrolada a bobina se inverte, sobrepondo a camada anterior (FEIL, 2015).

Figura 8 – Diagrama do enrolamento tipo camada



Fonte: Feil (2015)

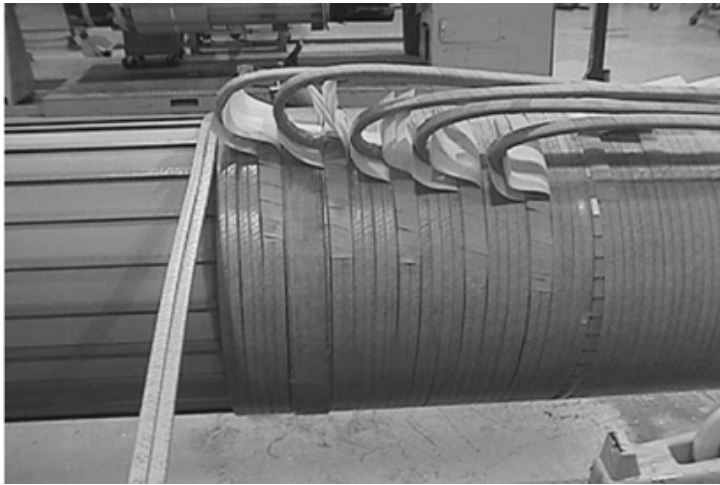
Este tipo de enrolamento é comumente utilizado para altas tensões, sendo fabricado em uma grande gama de tensões (SALUSTIANO, 2012). Na figura 9 é mostrado o processo de fabricação de um enrolamento do tipo camada, é importante observar que não há espaçamento entre os condutores, ou seja, do ponto de vista hidráulico, quando este enrolamento é montado no núcleo, o óleo irá fluir apenas do lado interno e externo, com isso pode haver camadas que não possuam contato com o óleo.

Nos enrolamentos do tipo disco os condutores são empilhados na forma de um disco, como representado na figura 10, onde cada disco é composto por dez voltas do condutor, antes de ser criado um novo disco. Entre os discos há um espaçamento, permitido que haja circulação do fluido refrigerante por entre os discos, além do lado externo e interno do enrolamento.

É denominada de transposição, a conexão feita para conectar um disco a outro através de um condutor. Para manter o sentido da bobina, as transposições alternam entre o lado externo e interno da bobina. Na figura 11 é apresentado um enrolamento do tipo disco, nele as transposições externas são de fácil observação. A utilização do enrolamento tipo disco é recomendada para os casos em que o custo seja inferior ao enrolamento helicoidal, acontecendo principalmente nos casos de altas tensões e baixas correntes.

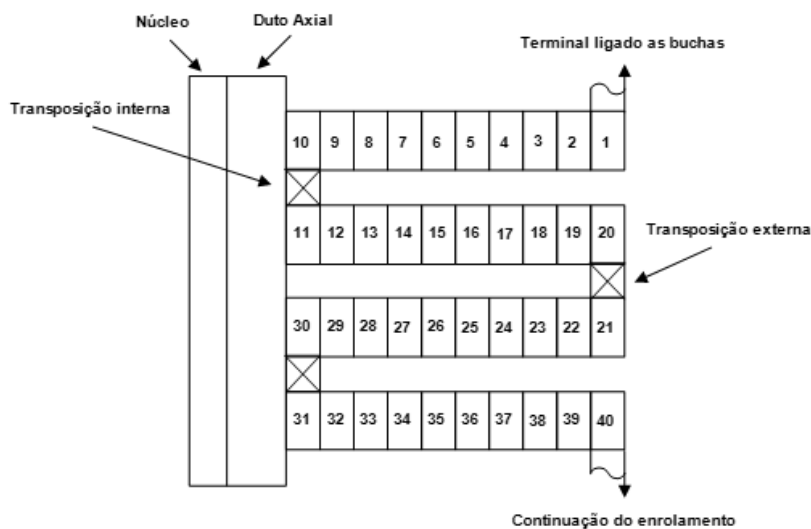
Os enrolamentos do tipo helicoidal são semelhantes aos do tipo camada, porém eles são compostos por apenas uma única camada de condutor em formato de espiral (figura 12). Durante a confecção, os condutores podem ser colocados lado-a-lado ou com uma distância

Figura 9 – Exemplo de enrolamento tipo camada



Fonte: Harlow (2003)

Figura 10 – Diagrama do enrolamento tipo disco



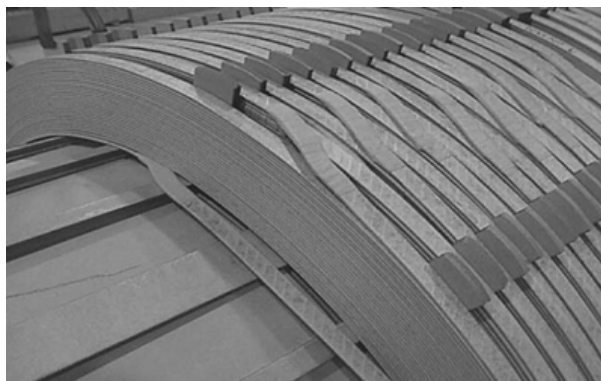
Fonte: (FEIL, 2015)

entre cada volta (HARLOW, 2003). Se posicionados sem espaçamento, o óleo fluirá apenas pelos lados interno e externo (de forma semelhante ao enrolamento tipo camada), já a presença dos espaçadores resultará em caminhos para o óleo fluir de forma semelhante ao enrolamento do tipo disco.

Na figura 13 é apresentado um enrolamento do tipo helicoidal em fabricação com espaçadores entre espiras, formando assim canais de óleo que resultam em melhor troca térmica na parte ativa.

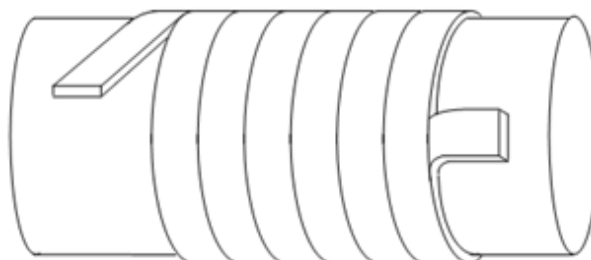
No projeto dos enrolamentos devem ser consideradas além do custo, características elétricas e mecânicas ao qual será submetido, e as perdas por efeito Joule devido a passagem de corrente pelos enrolamentos. Em um transformador, a maior parcela das perdas elétricas está concentrada nos enrolamentos, resultando no seu aquecimento e por consequência na degrada-

Figura 11 – Exemplo de enrolamento tipo disco



Fonte: Harlow (2003)

Figura 12 – Diagrama do enrolamento tipo helicoidal



Fonte: Feil (2015)

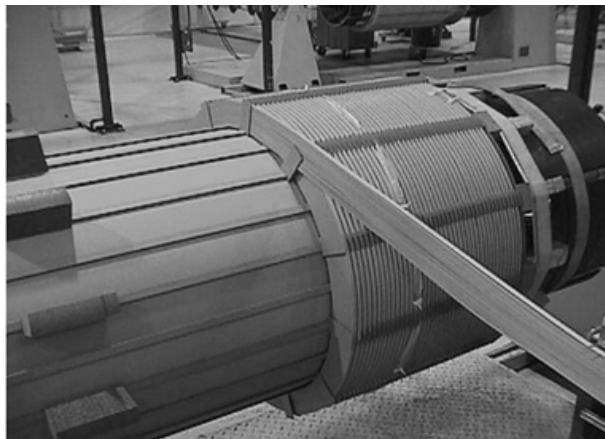
ção da isolação sólida, que será abordada adiante neste trabalho.

2.1.1.3 *Tanque principal*

O tanque principal do transformador (item 3 da figura 4) é preenchido com óleo isolante e dentro dele são submersos o núcleo com enrolamentos e o comutador. Em seu projeto podem ser adicionados blindagens nas paredes internas buscando minimizar as correntes parasitas decorrentes de fluxos magnéticos dispersos, aumentando o aquecimento (HARLOW, 2003; SILVA, 2005).

Do ponto de vista térmico, o tanque do transformador é responsável por manter um grande volume de óleo que irá amortecer variações bruscas de temperatura, além de ser um meio para que haja um ciclo térmico, esquentando o óleo nos enrolamentos e refrigerando nos radiadores.

Figura 13 – Exemplo de enrolamento tipo helicoidal



Fonte: Harlow (2003)

2.1.1.4 Radiadores

Nos transformadores a troca de calor é efetuada através de radiadores (item 4 da figura 4), que em alguns casos ainda possuem ventiladores associados para manter uma vazão de ar constante, aumentando a eficiência do sistema. A função do radiador é manter o transformador dentro dos limites de temperatura estabelecidos nas normas técnicas IEC 60076-2, NBR 5416, NBR 5356 e IEEE 5791, mas também diminuir a temperatura global do transformador, e consequentemente, o desgaste da isolamento do equipamento (ABNT, 2008; ABNT, 1997; IEC, 2001a; IEEE, 2011).

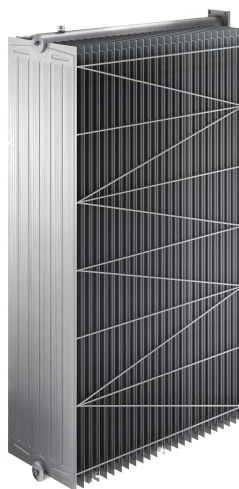
Na figura 14 é apresentado um radiador do tipo aleta, composto de chapas finas de metal, com espaço entre elas formando um duto para passagem de óleo e com grande área na parte externa para trocar calor com o ar ambiente. Dentro deste duto o óleo irá trocar calor com o metal através do processo de convecção térmica, no metal, a energia térmica fluirá devido ao processo de condução, e na troca de calor entre o metal e o ar, ocorrerá devido à convecção térmica.

2.1.1.5 Outros componentes do transformador

Para um transformador, do ponto de vista térmico e hidráulico, os componentes mais críticos são o núcleo, enrolamento, tanque e radiador, porém, existem outros componentes importantes para seu funcionamento. No momento que o transformador está energizado, as perdas elétricas resultam no aquecimento do óleo em seu interior que implicará na expansão volumétrica do óleo e na criação de gases. Assim, para evitar que o tanque principal necessite suportar grandes pressões, é adicionado o tanque de expansão como forma de alívio como representado no item 5 figura 4 (SILVA, 2013).

O item 6 da figura 4 apresenta o comutador, que tem função importante do ponto de vista

Figura 14 – Exemplo de radiador



Fonte: Adaptado de GRUPPO (2020)

elétrico do transformador, possibilitando ajustes nos níveis de tensão na sua saída. Este ajuste é feito adicionando ou removendo espiras dos enrolamentos através de chaves automatizadas. Durante a fabricação dos enrolamentos, é necessário dar atenção especial aos enrolamentos que serão conectados ao comutador, para não haver um desequilíbrio dos fluxos magnéticos. Embora os comutadores sofram grandes esforços eletromecânicos durante o chaveamento, este componente é passível de substituição, com isso, seu desgaste não é um fator crítico para o fim da vida útil do transformador (SILVA, 2013).

As buchas estão indicadas na figura 4 pelo item 7, elas são a interface para a conexão dos barramentos de alta e baixa tensão, promovendo a isolamento entre fases e impedindo que haja curto-circuitos na carcaça do transformador. Em casos de deterioração, as buchas são passíveis de substituição (SILVA, 2013).

2.1.2 Métodos de refrigeração

A remoção da energia térmica associada às perdas elétricas é de extrema importância nos transformadores, pois garante a operação dentro das condições as quais foi projetado. Existem diferentes configurações de refrigeração tanto para o óleo quanto para o ar no radiador, podendo ser divididos da seguinte forma:

- ONAN (Óleo Natural com Ar Natural): nesta situação o óleo circula no transformador devido ao efeito termossifão. A convecção térmica externa do radiador com o ar é feita de forma natural.
- ONAF (Óleo Natural com Ar Forçado): da mesma forma que no ONAN, o óleo circula de forma natural no transformador. No radiador, é adicionado ventiladores para que exista um fluxo constante de ar no seu entorno, aumentando sua eficiência.

- OFAN (Óleo Forçado com Ar Natural): este tipo de refrigeração utiliza uma bomba para forçar o óleo a fluir em determinada vazão dentro do radiador, enquanto o radiador permanece trocando calor de forma natural com o ambiente.
- OFAF (Óleo Forçado com Ar Forçado): caso semelhante ao OFAN, mas com ventiladores para manter uma vazão de ar constante no radiador.
- ODAN (Óleo Direcionado com Ar Natural): de forma semelhante ao OFAN, nesta configuração há uma bomba de óleo que força o óleo aquecido no radiador, porém neste caso, o óleo é direcionado para dentro dos enrolamentos, aumentando a velocidade que ele flui nos enrolamentos. A troca de calor com ar é feita de através de convecção natural.
- ODAF (Óleo Direcionado com Ar Forçado): sistema em que combina as vantagens do óleo direcionado com as do ar forçado nos radiadores, resultando em uma melhor performance quando comparado ao OFAF.
- ONWN (Óleo Natural com Água Natural): neste caso o óleo circula no sistema decorrente do efeito termossifão, mas o fluido em contato com o radiador é substituído por água, aumentando seu desempenho. Para esta configuração a água que envolve o radiador flui de forma natural, sem adição de bombas para aumento da vazão.
- ONWF (Óleo Natural com Água Forçada): similar ao ONWN, o ONWF se diferencia por haver um bombeamento de água no trocador de calor, aumentando a eficiência do processo.
- OFWF (Óleo Forçado com Água Forçada): esta configuração requisita uma bomba hidráulica para aumentar a vazão dentro do tanque (óleo forçado) e uma bomba para a água no trocador de calor, resultando em um desempenho melhor que o ONWF.

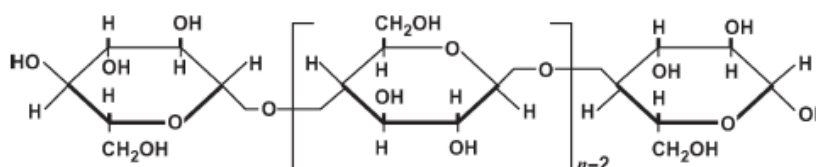
A determinação da configuração do sistema refrigeração a ser utilizada está diretamente associado a potência necessária a ser dissipada. Por exemplo, transformadores com uma potência de 15MVA podem ser até do tipo ONAN (técnica com menor eficiência) desde que respeitem os limites térmicos, enquanto um transformador de mesma potência mas com condições de operação diferentes podem requisitar ODAF (caso de transformadores de subestações móveis).

Embora existam diferentes configurações para retirar o calor decorrente das perdas elétricas do transformador, o projeto deles tem impacto significativo na vida útil do equipamento, pois ao manter a menor temperatura possível, há um aumento da vida útil do transformador (GORGAN et al., 2012). Neste trabalho serão analisadas as configurações que utilizam o ar como fluido para troca de calor no radiador, por serem as mais utilizadas, porém o equacionamento pode ser válido para dispositivos com trocadores de calor com alguns ajustes.

2.2 DEGRADAÇÃO DA ISOLAÇÃO SÓLIDA

Por ser um dispositivo estático, o transformador de potência possui vida útil entre 25 e 40 anos segundo estudos, todavia, existem equipamentos em funcionamento com até 60 anos (CHANTOLA; SHARMA; SAINI, 2018; GORGAN et al., 2012). Componentes como buchas e TAPs são passíveis de substituição em caso de falhas ou desgaste, porém o desgaste do papel de isolamento determina o fim de vida útil do equipamento por ser um processo irreversível (GORGAN et al., 2012). O papel Kraft que é usado na isolamento dos transformadores é composto por cadeias de celulose, que são um polímero orgânico composto por anéis de glucose $C_6H_{10}O_5$ conforme mostrado na figura 15 (GORGAN et al., 2012; PREVOST; OOMMEN, 2006). Para aumentar sua isolação, o papel é impregnado com óleo isolante.

Figura 15 – Macromolécula de celulose



Fonte: Gorgan et al. (2012)

O problema associado a degradação do papel está no fato de que sua falha resulta em curto-circuitos internos no dispositivo entre espiras ou enrolamentos. Porém, somente a degradação não resultará na falha do dispositivo, pois suas características de isolação permanecem constantes, o sinistro poderá ocorrer devido a eventos externos (curto-circuitos e descargas atmosféricas, por exemplo) que provoquem esforços mecânicos no equipamento e conseqüentemente ocorra o rompimento do papel isolante, pois sua força tênsil estará reduzida (GORGAN et al., 2012; PANDEY; LIN, 1992; CHANTOLA; SHARMA; SAINI, 2018).

Uma vez que o transformador esteja funcionando, existirá a circulação de óleo aquecido em todo seu interior e conseqüentemente o papel isolante sempre possuirá uma temperatura maior que a ambiente. Essa condição é importante, embora a pirólise aconteça principalmente em temperaturas mais elevadas (GORGAN et al., 2012), os processos de oxidação e hidrólise serão intensificados devido a temperatura, segundo a teoria de Arrhenius (GORGAN et al., 2012; IEC, 2001b). Destes três processos de degradação, é importante observar que a quantidade de oxigênio e água podem ser controladas através da conservação do tanque do transformador, porém o calor é um fator dependente apenas da operação do dispositivo (IEC, 2001b).

A determinação da qualidade da isolação sólida é feita através da medição do grau de polimerização (do inglês *Degree of Polymerisation*), ou seja, da quantidade de anéis de glucose que formam a celulose, esta medida é denominada DP. O papel em um transformador novo deve possuir valores de DP entre 1000-1200, enquanto valores de DP inferiores a 300 indicam que o transformador está muito próximo de uma falha fatal (GORGAN et al., 2012; PANDEY; LIN, 1992; CHANTOLA; SHARMA; SAINI, 2018).

2.3 REVISÃO SOBRE AS NORMAS

Na literatura, existem normas específicas que associam a deterioração do transformador e os efeitos causados pela temperatura do *hotspot*, sendo que de forma similar, todas trazem a mesma metodologia de cálculo, divergindo principalmente nos métodos para a determinação da vida útil. Nas normas IEEE (2011), IEC (2001b), ABNT (1997) não é apresentada a localização do *hotspot* e não são consideradas as técnicas de refrigeração, sendo aplicada a mesma metodologia para todos os casos.

2.3.1 Norma IEC 60076-2

A norma IEC 60076-2 apresenta em seu texto uma metodologia para determinação tanto da temperatura de *hotspot* quanto para a degradação do papel Kraft (isolação sólida). Na indústria tradicional é utilizado papel Kraft para a construção dos transformadores, mas há também casos de fabricação híbrida, onde é utilizado papel Kraft e Nomex. Nomex é um tipo de papel termoestabilizado, ou seja, possui a capacidade de suportar temperaturas elevadas por maiores períodos sem sofrer a mesma degradação (SILVA, 2013). A equação 4 define que um papel termoestabilizado deve permanecer com mais de 50% de sua força tênsil (força que une as moléculas) após um ensaio de 65.000 horas em um tubo selado com temperatura constante de 110°C , onde θ_h é a temperatura do *hotspot* e T_h o tempo em horas remanescentes (IEC, 2001b).

O problema da redução desta força de união das moléculas torna o dispositivo mais suscetível a falha da isolação sólida em momentos de curto-circuito, pois o papel fica fragilizado e não suporta os esforços mecânicos destes eventos (CHANTOLA; SHARMA; SAINI, 2018; GORGAN et al., 2012).

$$T_h = 65000 \cdot e^{\left(\frac{15000}{\theta_h+273} - \frac{15000}{110+273}\right)} \quad (4)$$

O problema da equação 4 é a determinação do θ_h , por isso, a norma define parâmetros como temperatura média do líquido representado na equação 5, onde $\Delta\theta_o$ representa a elevação de temperatura de topo de óleo, que é resultado da diferença entre a temperatura de topo de óleo (θ_o) e a ambiente θ_a .

$$\Delta\theta_o = \theta_o - \theta_a \quad (5)$$

Seguindo a mesma lógica, é definida a variação da temperatura média do óleo ($\Delta\theta_{om}$) baseada na temperatura média do óleo θ_{om} como demonstrado na equação 6. A variação da temperatura de óleo na base do transformador ($\Delta\theta_b$) é definido pela equação 7, descontando da temperatura do óleo na base do transformador (θ_b) a temperatura ambiente. Uma vez que a norma define um aquecimento linear devido as perdas na parte ativa, θ_{om} pode ser definido pela

equação 8.

$$\Delta\theta_{om} = \theta_{om} - \theta_a \quad (6)$$

$$\Delta\theta_b = \theta_b - \theta_a \quad (7)$$

$$\theta_{om} = \frac{\theta_o + \theta_b}{2} \quad (8)$$

Uma vez que os enrolamentos injetam calor no óleo que flui através dele, é correto afirmar que o óleo entre os enrolamentos sempre irá possuir uma temperatura maior que o óleo externo ao enrolamento na mesma altura, com isso a IEC (2001b) define um fator g_{IEC} pela equação 9 que mostra esta diferença de temperaturas. A temperatura no enrolamento (θ_2 em graus Celsius) é definida através dos ensaios da IEC (2001a), onde uma medição de referência das resistências do transformador é efetuada sob temperatura ambiente (R_{IEC_1}, θ_1) e outra ao desligar o dispositivo após ser submetido a uma carga constante por um período suficiente para que não haja variação de temperatura R_{IEC_2} . A equação 10 apresenta o cálculo para enrolamento de cobre enquanto a equação 11 representa enrolamentos de alumínio.

$$g_{IEC} = \theta_2 - \theta_{om} \quad (9)$$

$$\theta_2 = \frac{R_{IEC_2}}{R_{IEC_1}} (235 - \theta_1) - 235 \quad (10)$$

$$\theta_2 = \frac{R_{IEC_2}}{R_{IEC_1}} (225 - \theta_1) - 225 \quad (11)$$

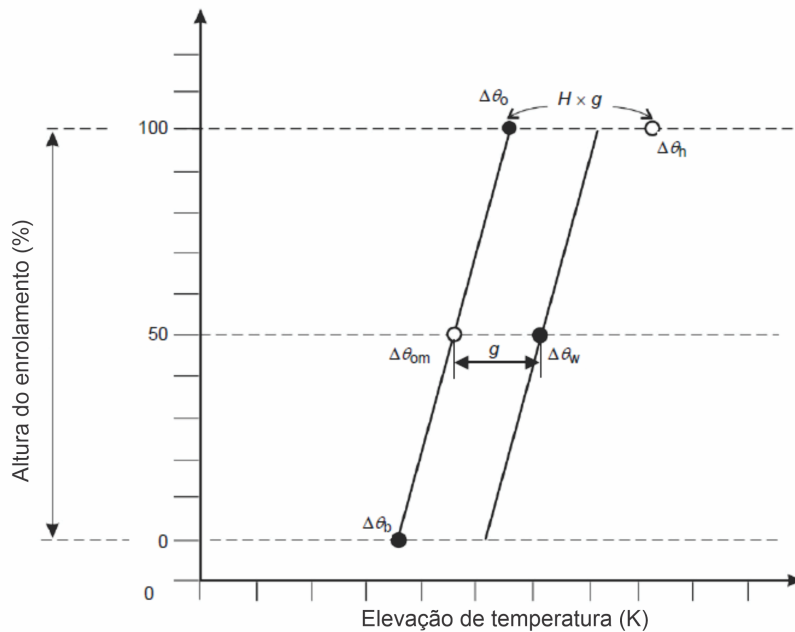
Estas definições de temperaturas são importantes para a compreensão da figura 16 que demonstra o aquecimento linear na parte ativa, e que há um fator g_{IEC} que converte a temperatura do óleo para a temperatura dos enrolamentos. O parâmetro θ_w representa a elevação da temperatura nos enrolamentos (equação 12).

$$\Delta\theta_w = \theta_{om} + g_{IEC} \quad (12)$$

A temperatura do *hotspot* é dependente das resistências dos enrolamentos conforme a IEC 60076-2, porém para a definição do valor de $\Delta\theta_h$ ainda necessita a obtenção do fator de *hotspot* (H_{IEC}) (IEC, 2001b). O valor de H_{IEC} é o resultado da multiplicação de fatores Q_{IEC} e S_{IEC} , onde:

- Q_{IEC} : Relaciona as perdas magnéticas entre o ponto de maior concentração de fluxo magnético disperso (localizado nas extremidades do enrolamento) e as perdas elétricas média em todo enrolamento.

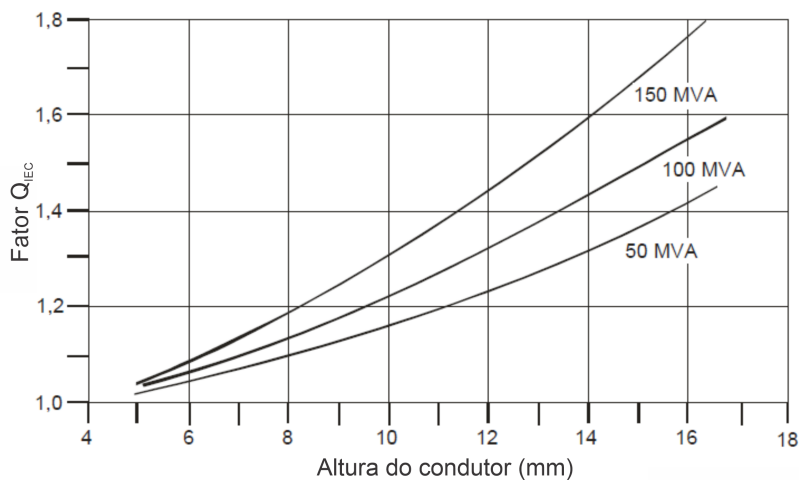
Figura 16 – Diagrama das temperaturas IEC 60076-2



Fonte: Adaptado de IEC (2001b).

- S_{IEC} : Eficiência do circuito refrigerante dentro do enrolamento.

Os valores de Q_{IEC} podem ser obtidos através da figura 17 em que são apresentadas diferentes curvas de potência para diferentes condutores. O fator S_{IEC} é definido pelo projetista do equipamento, de acordo com sua avaliação sobre a eficiência do circuito de refrigeração, podendo possuir valores entre 1-1,2.

Figura 17 – Fator Q_{IEC} , relação potência e altura do condutor

Fonte: Adaptado de IEC (2001b).

Esta metodologia já apresenta uma redução na precisão de seu cálculo ao estimar o *hot-spot* baseado em fatores que podem ser escolhidos pelo projetista, como $S_{IEC} = 1$ para situação

em que o óleo circula apenas pelo lado interno e externo do enrolamento ou $S_{IEC} > 1$ para as situações em que há circulação de óleo entre espiras. Outro problema encontrado é que a norma não define o ponto exato da localização do *hotspot* deixando subentendido que este irá se localizar no topo do enrolamento, no último disco (figura 16). É importante observar que em nenhum momento a norma traz questões específicas da geometria e que há uma generalização de todos os tipos de refrigeração convergindo para um único modelo simplificado.

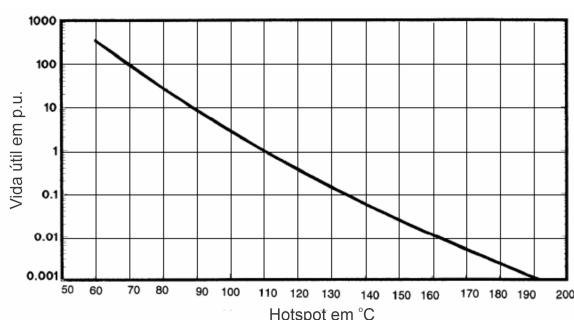
2.3.2 Norma IEEE 5791

A norma IEEE (2011) traz como principal diferença o cálculo da vida útil do transformador de potência, que foi definida experimentalmente e ajustada a teoria de Arrhenius (equação 13), sendo A e B constantes a serem definidas experimentalmente. No texto fica indicado que a mesma equação deve ser utilizada tanto para transformadores de potência quanto para os de distribuição, uma vez que a deterioração das cadeias orgânicas são similares.

$$PU_{life} = A \cdot e^{\frac{B}{\theta H + 273}} \quad (13)$$

A IEEE (2011) determina que o parâmetro A possua o valor de $9,8 \cdot 10^{-18}$ enquanto para B o valor é de 15000. As figuras 18 e 19 são provenientes da situação em que o transformador tem sua vida útil nominal projetada para suportar uma temperatura de 110°C , valores superiores intensificam o processo de degradação do papel isolante (SHROFF; STANNETT, 1985; FABRE; PICHON, 1960).

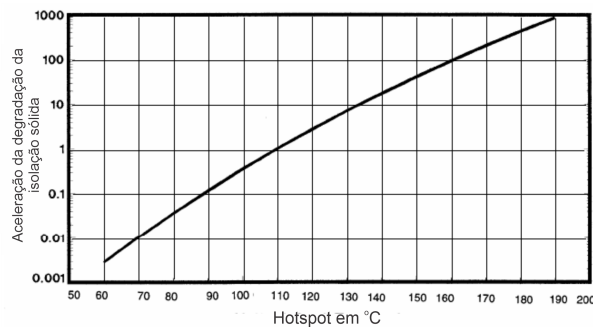
Figura 18 – Relação entre vida útil do transformador e temperatura



Fonte: Adaptado de IEEE (2011).

Na figura 18 observa-se que para o transformador operando com uma temperatura de *hotspot* de 110°C terá sua vida útil igual a projetada, enquanto se a temperatura de *hotspot* for de 70°C , em teoria o transformador poderá durar até cem vezes mais. De forma análoga, uma temperatura de 120°C pode resultar em uma diminuição de 50% da vida útil. Essa análise fica ainda mais evidente quando combinada com a figura 19, pois quanto maior a temperatura, mais intenso é o efeito da deterioração das moléculas que compõem o papel isolante.

Figura 19 – Efeito do envelhecimento da isolação devido a temperatura



Fonte: Adaptado de IEEE (2011).

A norma IEEE (2011) traz componentes de cálculo para as temperaturas internas semelhantes às demonstradas previamente na IEC (2001a), a maior diferença é a abordagem de forma simplificada das características dinâmicas do dispositivo, levando em consideração apenas suas massas.

2.3.3 Normas ABNT NBR

As normas NBR são divididas em vários documentos quanto ao transformador de potência, porém neste estudo as que são de maior interesse são as NBR 5416 e a 5356 (ABNT, 1997; ABNT, 2008). A NBR 5356 apresenta o projeto do transformador e seu cálculo de temperatura do *hotspot*. A NBR 5416 exhibe novamente a influência da temperatura do *hotspot* quanto a vida útil do dispositivo sendo aplicada para as classes de transformadores na qual a elevação da temperatura de topo em relação a ambiente ($\Delta\theta_o$) seja inferior a $55^\circ C$ e a classe que é inferior a $65^\circ C$.

A ABNT (1997) apresenta o cálculo da deterioração da isolação para as duas classes de transformadores devido à ciclos de carga, com isso, baseado em um período ΔT_{NBR} de horas, é determinado uma perda de vida do dispositivo $PV\%_{NBR}$ (equação 14).

$$PV\%_{NBR} = 10^{-\left(\frac{B}{273+\theta_h} + A\right)} \cdot 100 \cdot \Delta T_{NBR} \quad (14)$$

Onde:

- $A = -14,133$ no transformador de $55^\circ C$;
- $A = -13,391$ no transformador de $65^\circ C$;
- $B = 6972,15$

Na equação 14 apresentada na norma (ABNT, 1997) observa-se uma adaptação de (IEC, 2001b) e (IEEE, 2011) para a análise do ciclos de operação do transformador. A ABNT (2008)

possibilita uma melhor estimativa quanto ao desgaste do equipamento, todavia se faz necessária a aferição da temperatura do *hotspot* (através de fibras óticas) ou a estimativa de forma indireta com outros sensores.

De modo geral as normas acima citadas demonstram a relevância da temperatura na deterioração da isolamento sólida dos transformadores de potência. Nas normas IEEE (2011), IEC (2001b), ABNT (1997) as metodologias de cálculo abordam de forma genérica as diferentes técnicas de refrigeração, utilizando pequenas adaptações em alguns fatores. A determinação da vida útil do dispositivo é apresentada de forma similar nas normas, sendo todas derivadas da teoria de Arrhenius adaptada a partir de dados experimentais.

2.4 TÉCNICAS DE AFERIÇÃO DA TEMPERATURA DE HOTSPOT

Uma vez apresentada a relevância da temperatura no funcionamento do dispositivo, seu monitoramento é necessário para mantê-la em parâmetros estipulados pelas normas. Na prática, os transformadores possuem sensores PT100 para monitoramento de θ_o , θ_b e da temperatura do óleo próximo ao núcleo θ_n através da técnica de imagem térmica (SANZ-BOBI et al., 1997; SILVA, 2005). A figura 20 apresenta um exemplo de sensor PT100 que possui dois ponteiros, sendo um ponteiro marcador da temperatura atual e outro a máxima registrada.

Figura 20 – Sensor de temperatura PT100

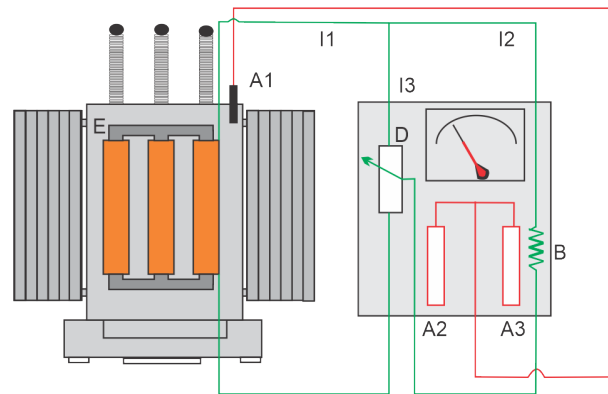


Fonte: EEP (2011)

O funcionamento do sistema de imagem térmica consiste em um sensor PT100 colocado dentro de um bulbo com óleo, que ao ficar em contato com o óleo do transformador, o líquido em seu interior é aquecido. Essa variação de temperatura altera o volume do fluido resultando na movimentação do indicador de temperatura. A figura 21 mostra a conexão do sistema de imagem térmica e sua ligação para a obtenção da temperatura de enrolamento, sendo A1 o sensor instalado no tanque do transformador (SILVA, 2005; HERCH, 2019).

A temperatura do enrolamento propriamente dita não pode ser aferida através deste sistema, pois o contato do sensor com o enrolamento não é possível, uma vez que no interior do

Figura 21 – Esquema de calibração do sistema de imagem térmica



Fonte: Adaptado de Silva (2005)

transformador os campos magnéticos e tensões são elevadas. A solução encontrada para aumentar a precisão da medição foi a adição de dois bulbos compensadores (A2 e A3) que são submetidos a correntes proporcionais às que fluem pelos enrolamentos (ajustadas por um TC). Estas correntes ao atravessar uma resistência (B) aquecem o óleo dentro dos bulbos, aumentando sua temperatura. Na calibração, um bulbo tenta representar a temperatura de topo de óleo, enquanto o outro tenta imitar o efeito da corrente (E) nos enrolamentos auxiliares aproximando a temperatura de topo de óleo através de um potenciômetro (B).

Embora possua um custo baixo quando comparado ao sistema de aquisição através de fibras ópticas, a técnica de monitoramento por imagem térmica possui a desvantagem de não permitir a aquisição direta das medições, sendo necessária a tentativa de emular o efeito da passagem de corrente nos enrolamentos, o que pode resultar em erros de medida. A determinação das temperaturas em um transformador através de sensores de fibra óptica tem como principal vantagem a aquisição da temperatura em qualquer ponto do transformador, pois não sofre interferência das altas tensões e fortes campos magnéticos presentes (HERCH, 2019).

Nos casos em que se deseja determinar a temperatura nos enrolamentos, a fibra óptica é acoplada a um suporte de papel isolante (figura 22-a) para possibilitar o correto posicionamento e evitar que ela se desloque durante esforços do enrolamento (DIAS et al., 2018; SILVA, 2013). No processo de fabricação, todo papel isolante é impregnado com óleo, deste modo ao medir a temperatura mesmo dentro do suporte, seu valor será igual ao do óleo em seu entorno. A figura 22-b apresenta duas fibras já posicionadas no interior de um enrolamento do tipo disco (HERCH, 2019).

Após a instalação nos enrolamentos, utiliza-se um terminal de conexão denominado *TankWall* que cria um meio para que a fibra óptica instalada no interior do transformador seja conectada com uma fibra óptica no exterior, para posterior processamento dos dados obtidos. A figura 23-a demonstra a conexão das fibras no lado interno do *TankWall* antes de serem fixadas no tanque do transformador, deixando apenas os pontos de conexão externa aparentes (figura 23-b) (HERCH, 2019).

Figura 22 – Instalação do sensor de fibra óptica



(a) Suporte para fibra



(b) Posicionamento no enrolamento

Fonte: Herch (2019)

Figura 23 – Instalação do *TankWall*



(a) Conexão das fibras no *TankWall*



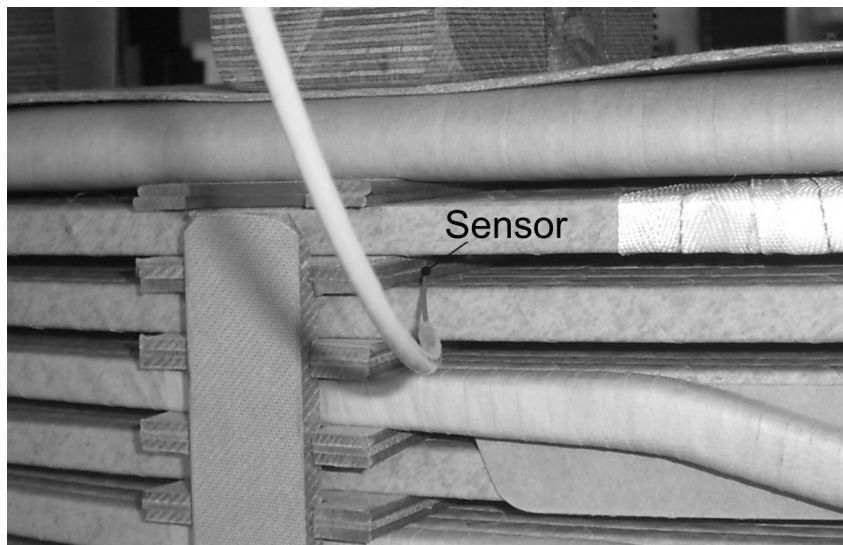
(b) *TankWall* instalado

Fonte: Herch (2019)

A maior vantagem das medições de temperatura utilizando fibra óptica é sem dúvida a precisão obtida devido a alocação, sem a necessidade de sistemas para emular o aquecimento do enrolamento, porém a correta instalação é um fator fundamental (DIAS et al., 2018). A norma IEC 60076-2 apresenta como o sensor deve ser instalado. A figura 24 exhibe o local de instalação em um enrolamento do tipo disco, neste caso o sensor é posicionado entre dois discos próximo ao topo do enrolamento, ponto em que é esperada a maior temperatura. Por estar alocado entre um suporte similar a um espaçador, o sensor fica prensado entre discos, condição que lhe proporciona a aquisição da temperatura do óleo que flui entre discos (IEC, 2001b).

Nos enrolamentos do tipo helicoidal, existe a possibilidade de haver um espaçamento entre espiras possibilitando que o óleo possa fluir através delas. Nos enrolamentos em que não possuem este espaçamento IEC (2001b) recomenda-se a fixação no lado externo do enrola-

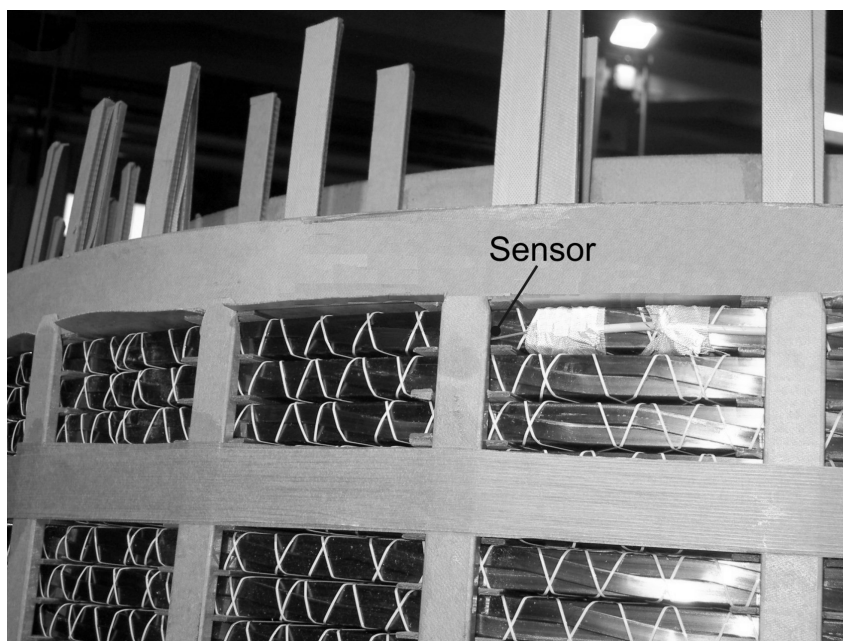
Figura 24 – Instalação de sensor de fibra óptica em enrolamento tipo disco



Fonte: IEC (2001b)

mento, como pode ser visto na figura 25 (IEC, 2001b).

Figura 25 – Instalação de sensor de fibra óptica em enrolamento tipo helicoidal



Fonte: IEC (2001b)

Devido a grande diferença de valor entre os sistema de imagem térmica e os sensores de fibras óticas, e a condição de só poderem ser instaladas durante o processo de fabricação dos transformadores, muitos equipamentos ativos possuem apenas o sistema de imagem térmica (SILVA, 2013; TAMURA, 2009). O grande problema ainda encontrado nos sensores de fibras óticas é a quantidade necessária para determinação do *hotspot* e sua localização no enrolamento. Segundo Tamura (2009), o CIGRE sugere como boas práticas a instalação das fibras no segundo

e terceiro disco em relação ao topo do enrolamento e que ao menos 8 sensores devem ser instalados, sendo 2 na baixa tensão e 6 na alta tensão. Esta sugestão busca aumentar a precisão da medição do *hotspot* com as variações de carga (TAMURA, 2009).

2.5 MODELO TÉRMICO DE TRANSFORMADORES

Como já apresentado anteriormente neste trabalho, o efeito da temperatura nos transformadores tem grande impacto na sua vida útil, com isso, a busca pela criação de métodos que possibilitem a determinação das características térmicas dos transformadores de potência com maior precisão é tão almejado. Na literatura existem diferentes técnicas para abordagem deste problema, por isso é necessária a revisão das técnicas apresentadas.

Uma quantidade significativa de autores optaram por usar técnicas empregadas a circuitos elétricos para solucionar os problemas térmicos e hidráulicos (YAMAGUCHI et al., 1981; RADAKOVIC; SORGIC, 2010; TANG; WU; RICHARDSON, 2004, 2004; TAMURA, 2009). O quadro 2.1 apresenta as analogias entre os domínios elétrico, térmico e hidráulico. As analogias entre circuitos elétricos e térmicos são baseadas nas leis de transferência de energia térmica, enquanto as equações associadas às características hidráulicas originam-se nos estudos do físico francês Poiseulle (SENA; ALENCAR; JÚLIO, 2010; CENGEL, 2007; INCOPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000).

Quadro 2.1 – Analogias entre grandezas elétricas, térmicas e hidráulicas

Grandeza elétrica		Grandeza térmica		Grandeza Hidráulica	
Resistência	Ω	Resistência	K/W	Resistência	kg/m^4s
Tensão	V	Temperatura	K	Pressão	N/m^2
Corrente	A	Potência	W	Vazão	m^3/s

Fonte: (SENA; ALENCAR; JÚLIO, 2010; CENGEL, 2007; INCOPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000)

As analogias do quadro 2.1 permitem a integração de forma simples dos três domínios, podendo até ser utilizado *softwares* de circuitos elétricos para a resolução de problemas (SENA; ALENCAR; JÚLIO, 2010). O autor Yamaguchi et al. (1981) propôs um método baseado em quedas de pressão devido às perdas hidráulicas entre os discos que compõem o enrolamento, e a movimentação do óleo devido ao efeito termossifão para a determinação do *hotspot* em transformadores de potência ONAN e ONAW.

Nos casos em que a refrigeração tem óleo natural, a movimentação do fluido é decorrente exclusivamente do efeito termossifão no radiador e nos enrolamento, podendo ser expressa pela equação 15 onde ρ_{oleo} representa a densidade do fluido, \vec{l} o caminho fechado no qual o óleo percorre no transformador e g a gravidade (YAMAGUCHI et al., 1981; RADAKOVIC; SORGIC, 2010). O efeito termossifão origina-se porque o óleo circula em um caminho fechado, esquentando na parte ativa e refrigerando no radiador. O aquecimento do óleo na parte

ativa resulta em um aumento de seu volume devido a expansividade térmica (β_{oleo}), e consequentemente, uma redução em sua massa específica. Com isso, o óleo quente tende a fazer um movimento de subida, opondo-se a gravidade, e ao passar no radiador sofre uma redução de temperatura, reduzindo seu volume e aumentando a sua massa específica, impulsionando o óleo (LAHOUBI; PENNEL, 2008).

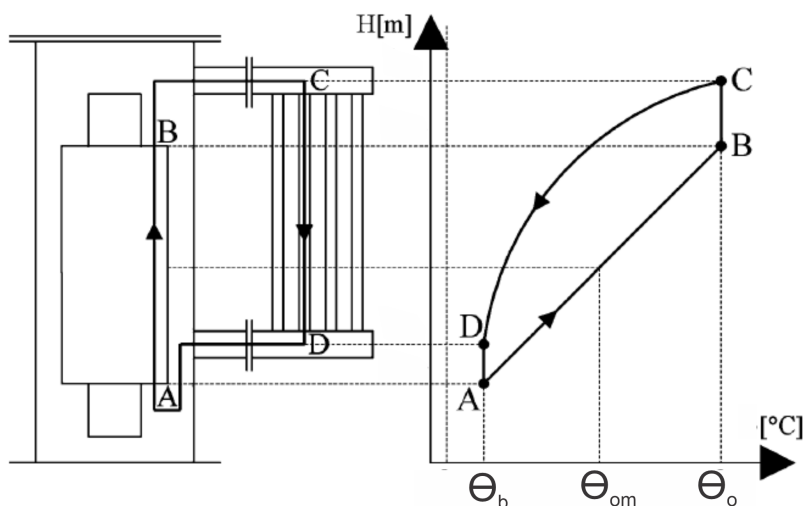
$$\Delta p = \oint \rho_{oleo} \cdot \vec{g} \cdot d\vec{l} \quad (15)$$

Na figura 26 apresentada no trabalho de (RADAKOVIC; SORGIC, 2010) fica evidente o efeito termossifão, uma vez que o óleo no ponto A possui temperatura θ_b e ao passar pelos enrolamentos chega no ponto B a uma temperatura θ_o . Esse aquecimento acontece pois o óleo absorve a energia térmica associada às perdas elétricas dentro da parte ativa. Este aumento de temperatura pode ser verificado através da lei de Fourier (equação 16), em que um material com condutividade térmica (k) e área (A) sofre uma variação de temperatura ($d\theta$) em um determinado comprimento (dx) transferindo uma potência (\dot{Q}).

$$\dot{Q} = -kA \frac{d\theta}{dx} \quad (16)$$

Do ponto B até o C não há aquecimento, apenas uma elevação de altura entre o enrolamento e o radiador. Do ponto C ao D ocorre o resfriamento no radiador, eliminando parte da energia térmica do sistema para o ambiente antes de recomençar o ciclo.

Figura 26 – Temperaturas dentro de um transformador ONAN

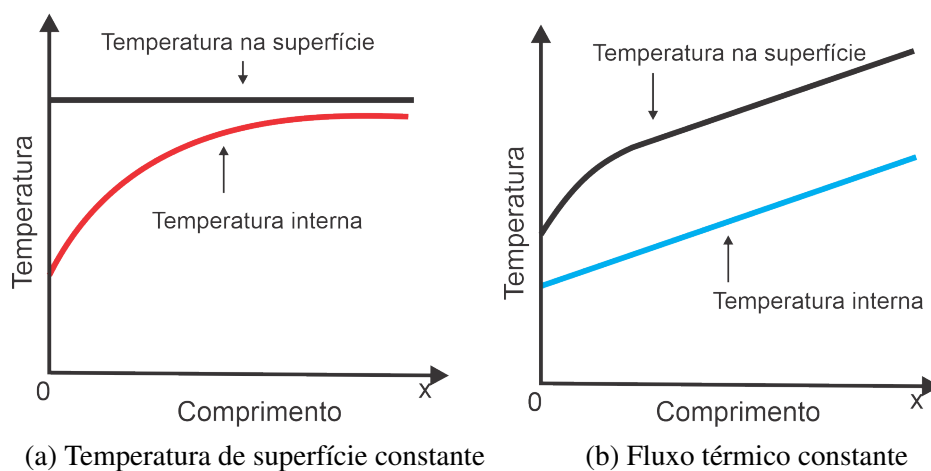


Fonte: Adaptado de Radakovic e Sorgic (2010)

Ao observar o gráfico que compõem a figura 26 é possível verificar que o aquecimento da parte ativa ocorre de forma linear, porém o decaimento da temperatura no radiador tem uma característica exponencial (não-linear). Essa diferença é decorrente da modelagem térmica utilizada na determinação dos coeficientes de transferência de calor por convecção, sendo dividido entre modelo de fluxo térmico constante e o de temperatura de superfície cons-

tante(RADAKOVIC; SORGIC, 2010).

Figura 27 – Modelos térmicos de temperatura em dutos



Fonte: Adaptado de (INCOPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000; CENGEL, 2007)

A figura 27-(a) apresenta o modelo de temperatura de superfície constante, o qual considera que o objeto em questão está imerso em um fluido com temperatura constante (por exemplo, a temperatura ambiente), de tal modo que as trocas térmicas envolvidas no processo estarão diretamente associadas à temperatura ambiente. Como o radiador recebe o óleo aquecido e transfere a energia térmica para o ambiente através do processo de convecção térmica, ao considerar que a temperatura é constante no seu entorno, aplica-se perfeitamente este modelo (INCOPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000; CENGEL, 2007).

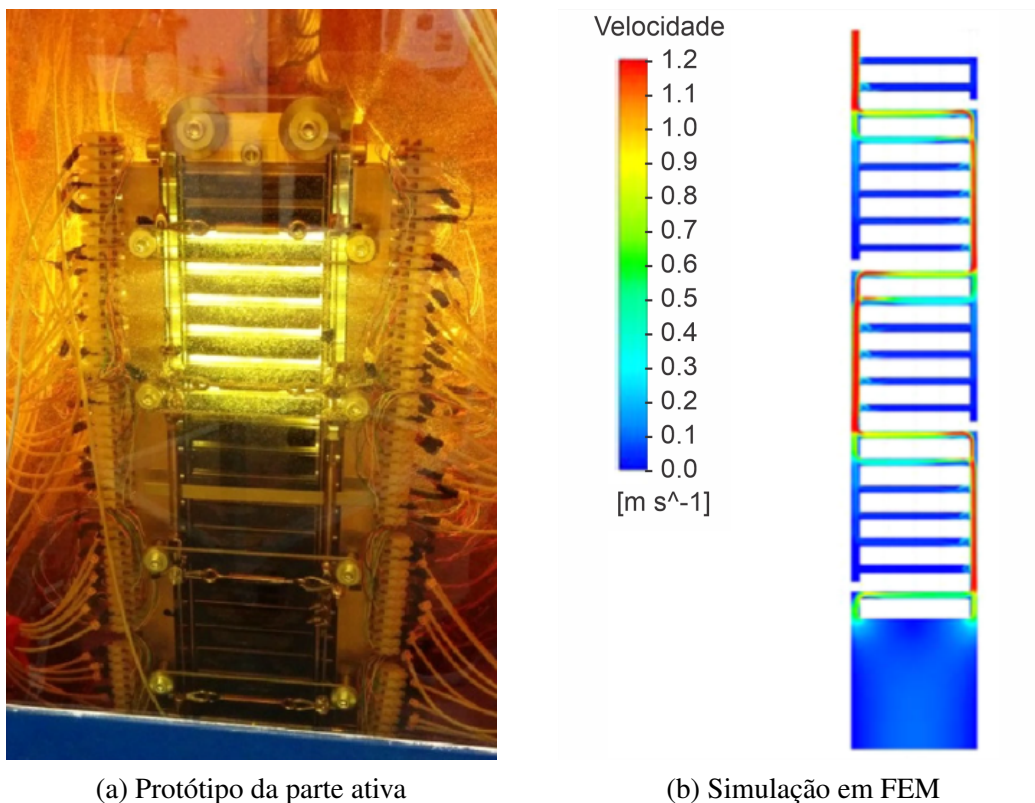
Na figura 27-(b) está representado o modelo de fluxo térmico constante, este cenário é facilmente associado à casos em que existe uma fonte de calor em contato com um fluido de escoamento forçado. No momento em que o óleo passa através dos enrolamentos do transformador, uma quantia de energia térmica é absorvida por ele, elevando sua temperatura. Este aumento de temperatura do óleo é diretamente associada ao calor específico do óleo e sua vazão independe da sua temperatura inicial (de entrada no enrolamento) (INCOPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000; CENGEL, 2007). As características destes dois modelos, bem como o equacionamento associado, será demonstrado no capítulo 3 - Metodologia.

No trabalho de Radakovic e Sorgic (2010) é utilizado um modelo simplificado da parte ativa onde é considerado apenas uma aleta com o somatório de todas as áreas do radiador, desconsiderando a perda de eficiência decorrente das perdas de cargas nas aletas mais afastadas do radiador. Com o propósito de emular as fontes de pressão devido ao efeito termossifão dentro dos enrolamentos e as quedas de pressão devido as resistências hidráulicas, para a parte ativa foi proposta uma metodologia de rede de fontes e resistências no modelo hidráulico baseada nas analogias apresentadas no quadro 2.1. Depois de criar uma metodologia para transformadores ONAN, Sorgic e Radakovic (2010) buscou demonstrar as diferenças dos modelos hidráulicos entre a refrigeração OF e OD. Nos estudos de Taghikhani e Gholami (2009) seu foco principal

foi na busca de correlações entre temperatura, altura dos enrolamentos e espessura do disco para algumas configurações de OD.

A análise e validação destas metodologias de cálculo representam um grande obstáculo devido a complexidade em obter dados de monitoramento de transformadores em funcionamento com fibra óptica e com seu projeto detalhado. Com isso, a utilização de FEM se torna uma solução muito atraente (TSILI et al., 2009; JING et al., 2017). No trabalho de Tenbohlen et al. (2017) foi desenvolvido um protótipo que representasse a parte ativa do transformador (figura 28-(a)) com sensores de fibra óptica conectadas em todos os discos, e posteriormente foi simulado em FEM (figura 28-(b)).

Figura 28 – Validação do método de FEM em transformadores

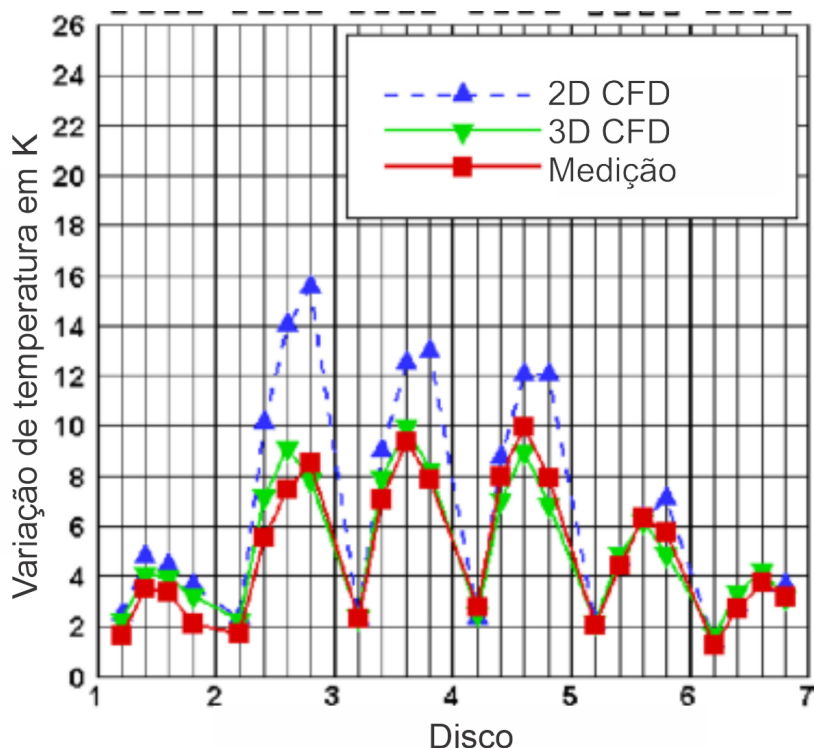


Fonte: Adaptado de Tenbohlen et al. (2017)

Na figura 29 é apresentado o comparativo de temperaturas entre as simulações em FEM 2D, 3D e dados experimentais em um protótipo de enrolamento do tipo disco (TENBOHLEN et al., 2017). Uma vez que o método 2D apresenta uma simplificação quando comparado com o 3D, é normal que o erro apresentado seja maior. Nas simulações em 3D observa-se grande precisão no comparativo com os dados obtidos experimentalmente, validando assim a utilização de FEM para confirmação de novos modelos sem a obrigatoriedade da construção de protótipos ou de transformadores.

Na literatura existem diferentes modelos para os transformadores de potência, sendo que cada autor aborda uma técnica específica de sistema de refrigeração, criando metodologias

Figura 29 – Comparativo entre simulações em FEM 2D,3D e dados experimentais



Fonte: Adaptado de Tenbohlen et al. (2017)

que são válidas para apenas aquelas configurações. Deste modo, o cálculo de um transformador com refrigeração ONAN não pode ser ajustado para OFAN ou migrar de forma simplificada para ODAF. Neste trabalho será abordada uma metodologia que possibilite a criação de um algoritmo genérico para a análise do comportamento do radiador, e os resultados obtidos serão utilizados como entradas para um segundo código que permita o cálculo disco-a-disco das temperaturas e vazões dentro do enrolamento do transformador.

A criação desta metodologia foi baseada no estudo aprofundado do problema do ponto de vista térmico e hidráulico. Com o objetivo de solucionar o problema térmico e hidráulico através de técnicas de circuitos elétricos, foram adotadas as analogias previamente descritas. Como o modelo térmico e hidráulico são diretamente dependentes, foi necessário a utilização de métodos iterativos para a resolução do algoritmo, não sendo possível uma solução direta de forma analítica.

3 METODOLOGIA

O transformador de potência é um dispositivo de grande importância no SEP e como visto no capítulo anterior, a temperatura está diretamente associada a degradação das moléculas de celulose que compõem a isolação sólida. Com objetivo de minimizar estes impactos, o projeto otimizado do transformador pode reduzir custos e aumentar a expectativa de vida do dispositivo.

Diversos autores desenvolveram metodologias para a melhoria das técnicas de aferição do *hotspot* de forma indireta, como apresentado anteriormente. A criação de uma metodologia que possibilite que a indústria minimize as temperaturas internas do transformador é de grande interesse, pois possibilita o desenvolvimento de dispositivos com maior vida útil e custos reduzidos de fabricação. Atualmente é possível simular através de *softwares* de elementos finitos os transformadores. Porém, é necessário grande capacidade computacional devido ao volume elevado de cálculos, que conseqüentemente, requisita um tempo de simulação substancial, impossibilitando a utilização para otimização.

Este capítulo abordará inicialmente conceitos de termodinâmica para a criação da base do modelo do transformador, e após, fazer o estudo completo sobre os radiadores e a parte ativa. Por fim será abordada a criação de um algoritmo para a resolução do problema de transferência de calor no radiador, e outro para as temperaturas internas da parte ativa. Todos os conceitos associados a transferência de calor que serão utilizados neste capítulo podem ser encontrados nos livros Incopera, DeWitt e Bergman (2000), Cengel (2007).

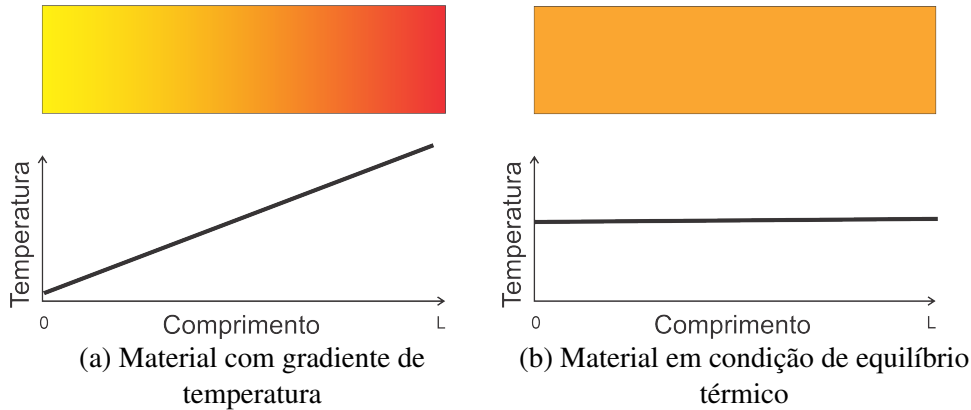
3.1 LEIS DE TERMODINÂMICA

O transformador é um equipamento que possui rendimento elevado, podendo chegar a 99,5%, porém, a parcela da energia elétrica que é convertida em energia térmica ocasiona seu aquecimento. As perdas elétricas resultantes de correntes parasitas e magnéticas associadas ao laço de histerese são proporcionalmente pequenas quando comparadas às perdas devido ao efeito Joule nos enrolamentos (RIES, 2007). A energia térmica proveniente das perdas elétricas necessita ser removida do transformador, evitando que sua temperatura se eleve acima do aceitável. Para que este processo aconteça, é necessário que haja um gradiente de temperatura, uma vez que a energia térmica é transferida do ponto de maior calor para o menor, buscando equilíbrio térmico e respeitando os balanços de energia.

As leis fundamentais da transferência de energia térmica são representadas na figura 30-(a), a qual apresenta um material com gradiente de temperatura sem nenhuma fonte de calor e sem trocar calor com o ambiente. Nessa situação, a energia irá fluir do ponto mais quente (em vermelho) para o mais frio (em amarelo), sempre neste sentido, buscando o equilíbrio térmico

como mostrado na figura 30-(b). Na situação de equilíbrio, o gradiente de temperatura será igual a zero, porém a energia térmica total do sistema continuará a mesma.

Figura 30 – Princípios de transferência de calor



Fonte: Autor.

Em um transformador é correto afirmar que o fluido de trabalho (óleo) será responsável por transportar o calor decorrente das perdas na parte ativa para o radiador. Nos transformadores ONAN e ONAF o óleo permanecerá sempre em um ciclo de aquecimento e refrigeração em um sistema fechado. Nessas técnicas de refrigeração, a movimentação do óleo é resultado do efeito termossifão ocasionado pelos gradientes de temperatura, e por isso, o óleo irá fluir com característica de escoamento interno forçado.

Nos casos em que há escoamento de um fluido, é possível obter a potência térmica dissipada em um duto através da equação 17.

$$q_{in} = \dot{m} \cdot cp \cdot (\theta_{m,sai} - \theta_{m,ent}) \quad (17)$$

Onde:

- \dot{m} : Vazão mássica;
- cp : Calor específico do fluido;
- $\theta_{m,ent}$: Temperatura média na entrada do duto;
- $\theta_{m,sai}$: Temperatura média na saída do duto;
- q_{in} : Potência injetada no duto;

Com base na equação 17 observa-se que $\theta_{m,sai} - \theta_{m,ent} < 0$ sinaliza que há adição de energia térmica ao sistema. No transformador, esse acréscimo de energia térmica é representado pelo processo de aquecimento da parte ativa decorrente da parcela de energia elétrica que é transformada em térmica. Para $\theta_{m,sai} - \theta_{m,ent} > 0$ há a retirada de energia do sistema, processo que acontece no radiador em que a energia térmica presente no fluido é transferida ao ambiente.

No momento em que há um fluido passando através de um duto, é comum nas análises de transferência de calor a utilização da vazão mássica (\dot{m}), ela é o resultado da união da vazão volumétrica do fluido (∇) e sua densidade (ρ), como representado na equação 18.

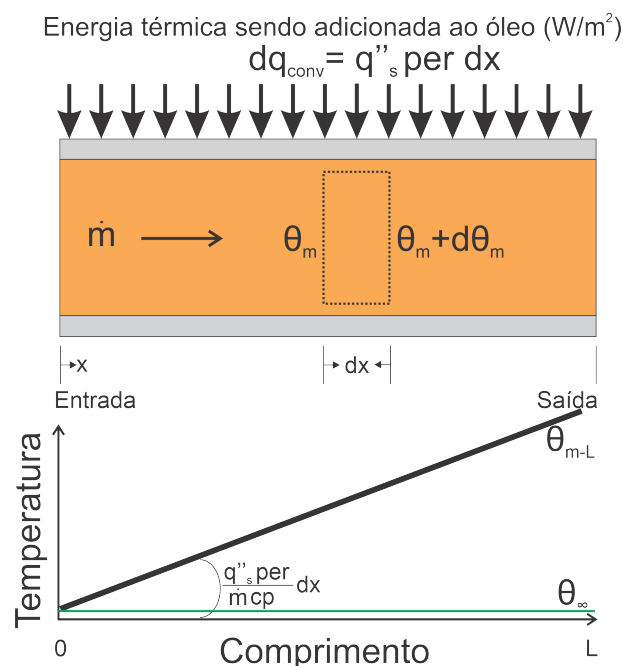
$$\dot{m} = \nabla \cdot \rho \quad (18)$$

Do ponto de vista de modelagem térmica, os livros de transferência de calor dividem as condições de contorno em dois principais modelos térmicos: fluxo térmico constante (FTC) e temperatura de superfície constante (TSC). Embora na realidade não seja possível classificar os eventos em puramente FTC ou TSC, utiliza-se esta técnica para facilitar a análise. Na literatura é possível verificar que o transformador é dividido em duas partes, FTC na parte ativa e TSC no radiador (RADAKOVIC; SORGIC, 2010).

3.1.1 Condição de contorno de fluxo térmico constante

O modelo FTC considera que há uma fonte de calor injetando constantemente uma determinada potência dentro do sistema, a figura 31 apresenta uma situação em que um fluido com vazão mássica \dot{m} passa por dentro de um duto com perímetro (per) que está sendo aplicado um fluxo térmico de $q''_s (W/m^2)$ (equação 19). Por exemplo, um duto em que há óleo passando no seu interior, ao analisar um segmento de comprimento dx o fluido com temperatura θ_m irá resultar em um aquecimento $d\theta_m$.

Figura 31 – Fluido escoando em duto com condição de contorno de fluxo térmico constante



Fonte: Adaptado de Incopera, DeWitt e Bergman (2000)

$$dq_{conv} = q''_s \cdot per \cdot dx \quad (19)$$

Na figura 31 observa-se um aumento de temperatura com característica linear como exibido na equação 20, sendo que a variável q''_s é resultado da fonte de potência do sistema, nos transformadores, estaria associado às perdas. O perímetro (per) é decorrente de características estruturais do duto, e por fim \dot{m} e cp que nos transformadores são dependentes das características do óleo. De modo geral, do ponto de vista térmico, a utilização de óleos mais leves ou com calor específico mais alto podem resultar na diminuição do aquecimento.

$$d\theta_m(dx) = \frac{q''_s \cdot per \cdot dx}{\dot{m} \cdot cp} + \theta_m \quad (20)$$

Outro ponto a ser observado no modelo FTC é a independência em relação a temperatura ambiente θ_∞ . Na parte ativa do transformador, a variação de temperatura é dependente apenas dos parâmetros da equação 17, sendo também independente da temperatura de base do transformador e ambiente.

3.1.2 Condição de contorno de temperatura de superfície constante

O modelo de TSC é utilizado principalmente quando não há uma fonte de calor sendo aplicada no sistema e a geometria a ser analisada está imersa em um fluido com temperatura constante. A figura 32 apresenta um duto com fluido de vazão mássica \dot{m} , com temperatura de entrada θ_m e saída θ_{m-L} . Neste exemplo, o valor de θ_m é superior a θ_∞ . Logo, a energia térmica será transferida do fluido interno para o externo, buscando seu equilíbrio.

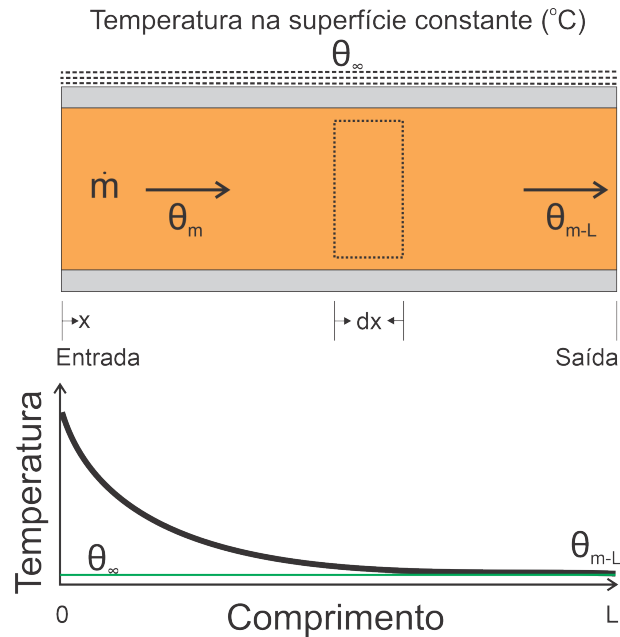
O modelo TSC está diretamente associado à temperatura de superfície do duto a ser analisado, característica que resulta do surgimento de um perfil de temperatura exponencial neste processo de troca térmica. A equação 21 define a característica de troca térmica para TSC. A quantidade de energia retirada do sistema (q_{conv}) pode ser definida através da equação 22.

$$\frac{\Delta\theta_{m-L}}{\Delta\theta_m} = \frac{\theta_\infty - \theta_{m-L}}{\theta_\infty - \theta_m} = \exp\left(-\frac{per \cdot dx \cdot \bar{h}}{\dot{m} \cdot cp}\right) \quad (21)$$

Onde:

- $\Delta\theta_m$: Diferença de temperatura entre o valor médio da temperatura do óleo na entrada do duto em relação a superfície externa ao duto;
- $\Delta\theta_{m-L}$: Diferença de temperatura entre o valor médio de temperatura do óleo na saída do duto em relação a superfície externa ao duto;
- \bar{h} : Coeficiente de convecção média do duto;

Figura 32 – Fluido escoando em duto com condição de contorno de temperatura de superfície constante



Fonte: Adaptado de Incopera, DeWitt e Bergman (2000)

$$q_{conv} = \bar{h} \cdot per \cdot L \cdot \Delta\theta_{ml} \quad (22)$$

Ao analisar a equação 21 é possível verificar que a convecção média \bar{h} é o único parâmetro possível de modificação, pois o perímetro do duto e o comprimento são definidos por sua forma, vazão do sistema que está conectado e o calor específico do fluido. Na equação 22 o parâmetro $\Delta\theta_{ml}$ representa a temperatura média logarítmica (equação 23). Diferente do modelo FTC que a temperatura varia de forma linear, no TSC há um decaimento exponencial da temperatura, e conseqüentemente, para o cálculo correto de q_{conv} deve-se utilizar esta metodologia.

$$\Delta\theta_{ml} = \frac{\Delta\theta_{m-L} - \Delta\theta_m}{\ln \frac{\Delta\theta_{m-L}}{\Delta\theta_m}} \quad (23)$$

A análise combinada das equações 21, 22 e 23 permite verificar que quanto maior a diferença entre a temperatura interna e a externa do duto, mais efetiva será a troca térmica. Outro fator importante de avaliar é que \bar{h} se refere a convecção média, e por isso é necessário avaliar os parâmetros do fluido interno pela sua temperatura de $\Delta\theta_{ml}$.

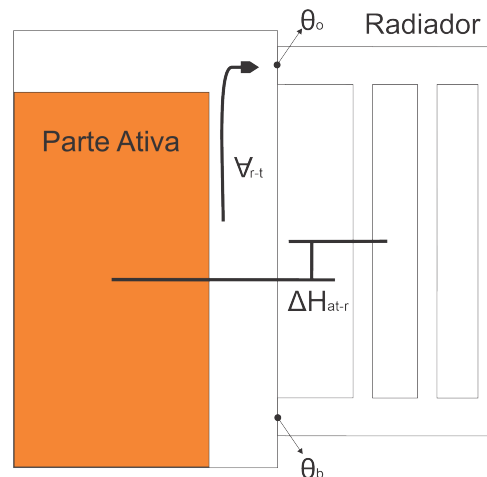
O modelo TSC está associado ao radiador dos transformadores de potência, uma vez que de forma bem simplificada é possível considerá-lo um duto com óleo quente passando, com vazão constante e uma temperatura de entrada superior à ambiente (RADAKOVIC; SORGIC, 2010).

3.2 RADIADOR

No transformador, a energia associada às perdas elétricas ocasiona o aquecimento do óleo na parte ativa, o qual necessita ser refrigerado. Para facilitar o processo de troca térmica, são adicionados radiadores nos transformador para facilitar a troca de calor do óleo com o ambiente externo, reduzindo sua temperatura.

Como no transformador a análise considera que a parte ativa possui um modelo FTC e no radiador característica TSC, a utilização de dois modelos de condições de contorno implica na necessidade de criação de um método iterativo para solucionar este problema. Inicialmente para o estudo do radiador, pode-se considerar a parte ativa como um bloco maciço que injeta calor em uma taxa específica, como apresentado na figura 33.

Figura 33 – Modelo com parte ativa simplificado



Fonte: Autor.

A simplificação apresentada para o transformador não adiciona erros no cálculo do radiador e também facilita a compreensão dos efeitos que interferem neste processo (RADAKOVIC; SORGIC, 2010). O modelo de parte ativa representado na figura 33 pode ser associado ao enrolamento do tipo camada ou também ao helicoidal sem espaçamento entre condutores.

Para o modelo apresentado na figura 33, a diferença entre a temperatura de topo (θ_o) e base (θ_b) na parte ativa pode ser obtida através do rearranjo da equação 17, considerando que \dot{m}_r representa a vazão mássica total que passa no radiador, sendo o resultado de $\nabla_{rt} \cdot \rho_{leo}$.

$$\Delta\theta_{at} = \frac{P_{perdas}}{\dot{m}_r \cdot cp} = \theta_o - \theta_b \quad (24)$$

A diferença de temperatura ($\Delta\theta_{at}$) representada na equação 24 é resultado da potência (P_{perdas}) de perdas (fluxo disperso, histerese, correntes parasitas e efeito Joule). Esse aquecimento resultará na expansão do óleo, e conseqüentemente em uma redução da sua densidade. O óleo menos denso irá se mover para cima e posteriormente será resfriado ao circular no radiador. O nome deste processo que faz com que o óleo circule de forma natural se denomina efeito

termossifão, e pode ser descrito pela equação 25 (LAHOUBI; PENNEL, 2008; RADAKOVIC; SORGIC, 2010).

$$\Delta p = \rho_{leo} \cdot g \cdot \beta_{leo} \cdot (\theta_o - \theta_b) \cdot \Delta H_{at-r} \quad (25)$$

Nos transformadores ONAN o óleo irá se mover apenas pelo efeito termossifão, pois não há bombas hidráulicas para aumentar as vazões no radiador. Na equação 25, o parâmetro ΔH_{at-r} representa a diferença do centro da parte ativa (especificamente dos enrolamentos) em relação ao centro do radiador (descrito na figura 33). Este parâmetro tem influência direta na força de empuxo Δp , pois um maior ΔH_{at-r} resultará em um maior Δp e uma vez que as resistências hidráulicas neste momento podem ser consideradas constantes, haverá um aumento de \forall , e com isso, uma diminuição de $\Delta \theta_{at}$ segundo a equação 24.

Para a melhor compreensão dos radiadores, seu estudo foi dividido em três blocos principais: características geométricas do radiador, modelo hidráulico e modelo térmico. Ao seguir esta linha de trabalho, é possível criar uma sequência de cálculos que posteriormente será utilizada no algoritmo para resolução deste problema térmico-hidráulico em diferentes configurações de sistemas de refrigeração. Neste processo, os dados serão agrupados na forma matricial para possibilitar o uso de equações que podem ser adaptadas a diferentes geometrias, sem ter necessidade de apresentar a variação para cada seção a ser analisada. As operações matemáticas apresentadas nas equações a seguir são de características algébricas, ou seja, não estão sendo utilizadas funções matriciais, exceto nos momentos em que for especificado.

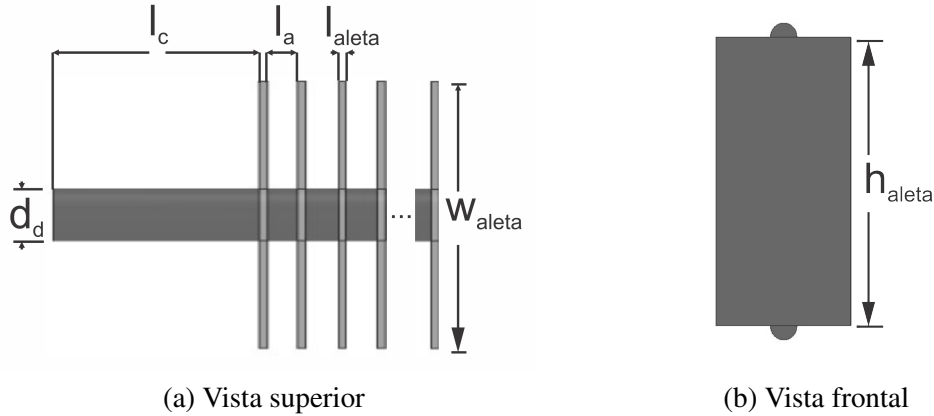
3.2.1 Características geométricas do radiador

Para que se mantenha um transformador operando dentro dos limites térmicos, é necessário que a energia térmica associada às perdas elétricas sejam dissipadas para o meio externo. Na maioria dos casos os radiadores são responsáveis por retirar a energia térmica do óleo e transferi-la para o ar (exceto ONWN, ONWF e OFWF). Esse processo de transferência térmica ocorre baseada na interface metal-ar nas aletas e dutos que compõem o radiador. Os dutos do radiador são responsáveis por fazer a conexão entre o tanque e o radiador, levando o óleo aquecido para as aletas. As aletas são compostas por chapas de metal na vertical, formando dutos retangulares para a criação de um canal de grande área externa para a troca térmica.

Os radiadores possuem sua eficiência diretamente associada a sua área, e com isso necessitam ter uma grande área, pois como demonstrado na equação 22, quanto maior esta área mais efetiva será a troca térmica com o ambiente. Como todo o estudo do comportamento térmico e hidráulico necessita o detalhamento das áreas e dimensões do radiador, a figura 34-(a) e 34-(b) apresentam duas vistas de um radiador composto por "n" aletas.

Os parâmetros representados na figura 34 são:

Figura 34 – Geometria do radiador



Fonte: Autor.

- d_d : Diâmetro do duto de conexão com o radiador;
- l_c : Comprimento entre do duto do transformador até primeira aleta;
- l_a : Comprimento do duto entre aletas;
- l_{aleta} : Comprimento da aleta;
- w_{aleta} : Largura da aleta;
- h_{aleta} : Altura da aleta;

Uma vez determinada as dimensões do radiador, e assumindo que na fabricação foi utilizado aço com a mesma espessura, é possível determinar as áreas dos dutos superior e inferior que fazem a conexão entre o transformador e a primeira aleta pelas equações 26, 27 e 28 considerando que o raio do duto $r_d = d_d/2$.

$$A_{d_{ic}} = 2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot l_c \quad (26)$$

$$A_{d_{pc}} = 2 \cdot \pi \cdot l_c \cdot \left(r_d + \frac{\epsilon_{rad}}{2} \right) \quad (27)$$

$$A_{d_{ec}} = 2 \cdot \pi \cdot (r_d + \epsilon_{rad}) \cdot l_c \quad (28)$$

Nas equações 26, 27 e 28 as variáveis $A_{d_{ic}}$, $A_{d_{pc}}$ e $A_{d_{ec}}$ referem-se a área interna, média e externa do duto em sequência. De forma similar, determina-se as áreas dos dutos entre as aletas representadas pelas equações 29, 30 e 31. Nestas equações $A_{d_{ia}}$ representa a área interna do duto entre aletas, $A_{d_{pa}}$ área média e $A_{d_{ea}}$ externa.

$$A_{d_{ia}} = 2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot l_a \quad (29)$$

$$A_{d_{pa}} = 2 \cdot \pi \cdot l_a \cdot \left(r_d + \frac{\epsilon_{rad}}{2} \right) \quad (30)$$

$$A_{d_{ea}} = 2 \cdot \pi \cdot (r_{ds} + \epsilon_{rad}) \cdot l_a \quad (31)$$

Após apresentar o cálculo das áreas que compõem os dutos de conexão, é possível organizar estes dados de forma matricial para um radiador composto por "n"aletas (equação 32). A primeira coluna desta matriz corresponde aos segmentos do duto superior e inferior que fazem conexão com o transformador, pois possuem um comprimento diferente dos demais segmentos. E ainda na primeira coluna, está localizada a primeira aleta na linha dois. A partir da coluna dois até a última, que completa o número total de aletas, as distâncias entre dutos são iguais, e com isso é mantido por definição na linha um da matriz os segmentos de dutos de conexão superior, na linha dois as aletas e na linha três os dutos de conexão inferior.

$$\widehat{A}_d = \begin{bmatrix} A_{d_{ic}} & A_{d_{ia}} & A_{d_{ia}} & \dots & A_{d_{ia}} \\ A_{d_{pc}} & A_{d_{pa}} & A_{d_{pa}} & \dots & A_{d_{pa}} \\ A_{d_{ec}} & A_{d_{ea}} & A_{d_{ea}} & \dots & A_{d_{ea}} \end{bmatrix} \quad (32)$$

Uma vez definida a matriz das áreas que compõem os dutos, que possibilitam que o óleo chegue as aletas, é necessário definir os valores da área interna da aleta (A_{aleta_i}), área média (A_{aleta_p}) e externa (A_{aleta_e}) conforme representadas nas equações 33, 34 e 35 em sequência. Estas equações apresentam a variação das áreas das aletas considerando a influência da espessura de metal que a constitui.

$$A_{aleta_i} = 2 \cdot ((h_{aleta} - \epsilon_{rad}) \cdot (w_{aleta} - \epsilon_{rad}) + (h_{aleta} - \epsilon_{rad}) \cdot (l_{aleta} - \epsilon_{rad})) \quad (33)$$

$$A_{aleta_p} = 2 \cdot \left(\left(h_{aleta} - \frac{\epsilon_{rad}}{2} \right) \cdot \left(w_{aleta} - \frac{\epsilon_{rad}}{2} \right) + \left(h_{aleta} - \frac{\epsilon_{rad}}{2} \right) \cdot \left(l_{aleta} - \frac{\epsilon_{rad}}{2} \right) \right) \quad (34)$$

$$A_{aleta_e} = 2 \cdot (h_{aleta} \cdot w_{aleta} + h_{aleta} \cdot l_{aleta}) \quad (35)$$

Seguindo o mesmo procedimento feito para os dutos, as áreas foram agrupadas na forma matricial conforme demonstrada na equação 36.

$$\widehat{A}_a = \begin{bmatrix} A_{aleta_i} & A_{aleta_i} & A_{aleta_i} & \dots & A_{aleta_i} \\ A_{aleta_p} & A_{aleta_p} & A_{aleta_p} & \dots & A_{aleta_p} \\ A_{aleta_e} & A_{aleta_e} & A_{aleta_e} & \dots & A_{aleta_e} \end{bmatrix} \quad (36)$$

O valor dos comprimentos dos dutos e das aletas pode ser adquirido diretamente da

figura 34-(a) e 34-(b). A equação 37 apresenta a matriz dos comprimentos em que o óleo irá fluir no radiador (\hat{l}_r).

$$\hat{l}_r = \begin{bmatrix} l_c & l_a & l_a & \dots & l_a \\ h_{aleta} & h_{aleta} & h_{aleta} & \dots & h_{aleta} \\ l_c & l_a & l_a & \dots & l_a \end{bmatrix} \quad (37)$$

Após calcular todas as áreas associadas ao radiador, as últimas características que necessitam ser agrupadas são os comprimentos e raios dos dutos e aletas. A geometria das aletas é representada por um duto retangular. Nos casos de geometrias não-circulares, a análise é baseada no diâmetro hidráulico que aproxima a peça por um duto circular conforme apresentado na equação 38 .

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{per} \quad (38)$$

Ao ajustar a equação 38 para aletas, é possível obter o raio hidráulico equivalente das aletas, e por fim, agrupar os raios na forma matricial (\hat{r}_r), representadas na equação 40.

$$r_{h_{aleta}} = \frac{w_{aleta} \cdot l_{aleta}}{w_{aleta} + l_{aleta}} \quad (39)$$

$$\hat{r}_r = \begin{bmatrix} r_d & r_d & r_d & \dots & r_d \\ r_{h_{aleta}} & r_{h_{aleta}} & r_{h_{aleta}} & \dots & r_{h_{aleta}} \\ r_d & r_d & r_d & \dots & r_d \end{bmatrix} \quad (40)$$

Neste ponto todas as características geométricas do radiador já estão descritas em forma matricial, esta notação será de grande importância para a determinação das características do modelo térmico e hidráulico.

3.2.2 Modelo hidráulico radiador

A eficiência do radiador pode ser diretamente associada a qualidade do seu projeto hidráulico, evidenciado através das equações 21 e 22 que um aumento da vazão mássica \dot{m} resultará em um menor gradiente de temperatura $\Delta\theta_{at}$, e conseqüentemente um menor $\Delta\theta_o$. Uma redução do $\Delta\theta_o$ representa a diminuição da temperatura em todo transformador, e por conseqüência do *hotspot*.

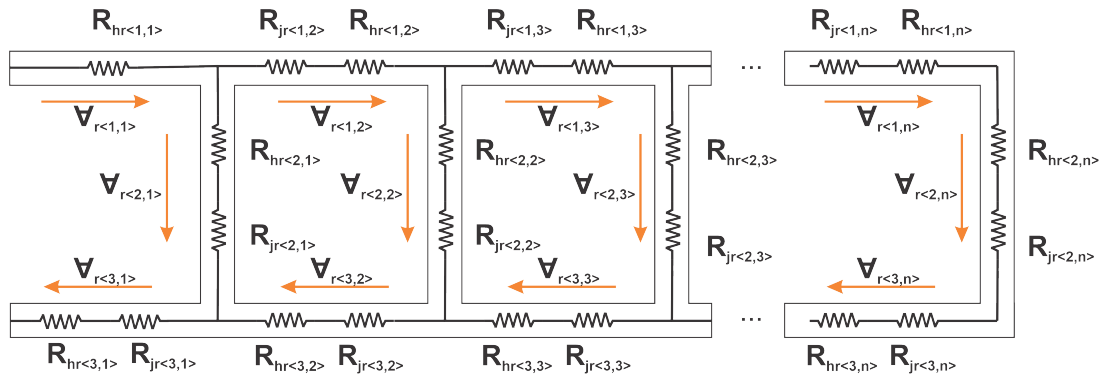
As análises de natureza hidráulica devem sempre partir do modelo unidimensional de Bernoulli (equação 41), em que se considera que a quantidade de energia do sistema (E_h) permanece constante durante o duto (ao desconsiderar as perdas), indiferente de variações de altura

(h_1), pressão (p_1), densidade (ρ) ou velocidade do fluido v_1 (KUDELA, 2012).

$$E_h = \frac{v^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + h_1 \quad (41)$$

Para o estudo do radiador será considerado que não há perda de energia hidráulica no processo, e com isso o circuito hidráulico pode ser analisado através de analogias a circuitos elétricos, conforme representado no quadro 2.1 através das equações de Poiseuille (SENA; ALENCAR; JÚLIO, 2010). A figura 35 apresenta o circuito hidráulico de um radiador que por meio dele será possível determinar as vazões em cada trecho do radiador (\hat{V}_r) com ajuda das resistências hidráulicas \hat{R}_{hr} e \hat{R}_{jr} .

Figura 35 – Modelo com parte ativa simplificado



Fonte: Autor.

A matriz apresentada na equação 42 contém as variáveis organizadas segundo a figura 35, justificando a organização matricial dos valores de área, comprimento e raio do radiador.

$$\hat{V}_r = \begin{bmatrix} V_{r<1,1>} & V_{r<1,2>} & V_{r<1,3>} & \dots & V_{r<1,n>} \\ V_{r<2,1>} & V_{r<2,2>} & V_{r<2,3>} & \dots & V_{r<2,n>} \\ V_{r<3,1>} & V_{r<3,2>} & V_{r<3,3>} & \dots & V_{r<3,n>} \end{bmatrix} \quad (42)$$

A resistência hidráulica associada aos comprimentos dos dutos e seu raio (\hat{R}_{hr}) pode ser expressa pela equação 43, onde μ_{leo} representa a viscosidade dinâmica do óleo isolante em $N \cdot s/m^2$.

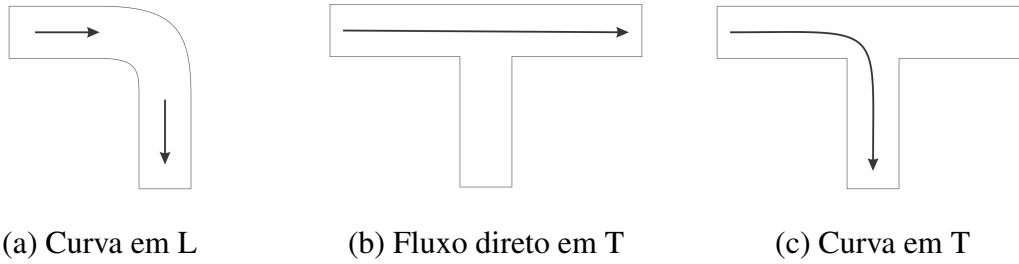
$$\hat{R}_{hr} = \frac{8 \cdot \mu_{leo} \cdot \hat{l}_r}{\pi \cdot \hat{r}_r^4} \quad (43)$$

$$\hat{R}_{hr} = \begin{bmatrix} R_{hr<1,1>} & R_{hr<1,2>} & R_{hr<1,3>} & \dots & R_{hr<1,n>} \\ R_{hr<2,1>} & R_{hr<2,2>} & R_{hr<2,3>} & \dots & R_{hr<2,n>} \\ R_{hr<3,1>} & R_{hr<3,2>} & R_{hr<3,3>} & \dots & R_{hr<3,n>} \end{bmatrix} \quad (44)$$

Além das resistências hidráulicas resultantes do comprimento dos dutos e aletas, há ainda as perdas de pressão associadas às conexões do tipo T e curvas. As perdas de carga loca-

lizadas (do inglês, *minor losses*), encontram-se nos pontos em que o fluido acaba se dividindo ou trocando o curso natural do fluxo. A figura 36 apresenta os três cenários encontrados no radiador, para o caso de curvas (a), em junções do tipo T que não há troca de direção do fluxo (b) e na junção tipo T com alteração da direção do fluxo (c). Nestes três casos de junção presentes no radiador o fluido apresenta um fator de perda conforme tabela 1.

Figura 36 – Tipos de perda de carga localizadas no radiador



Fonte: Adaptado de Kudela (2012).

Tabela 1 – Perdas de pressão devido a perdas hidráulicas localizadas

Tipo de Junção	Variável	k
Curva	k_{h-L}	0,3
Fluxo direto em T	k_{h-TD}	0,2
Fluxo com curva em T	k_{h-TL}	1

Fonte: Adaptado de Kudela (2012).

Embora existam variações nas dimensões e números de aletas nos radiadores, de forma geral é possível criar uma matriz generalizada das perdas localizadas do radiador conforme demonstrado na equação 45.

$$\hat{k}_{localizado} = \begin{bmatrix} k_{h-TD} & k_{h-TD} & k_{h-TD} & \dots & 0 \\ 2 \cdot k_{h-TL} & 2 \cdot k_{h-TL} & 2 \cdot k_{h-TL} & \dots & 2 \cdot k_{h-L} \\ k_{h-TD} & k_{h-TD} & k_{h-TD} & \dots & k_{h-L} \end{bmatrix} \quad (45)$$

As perdas localizadas, além de serem dependentes da geometria do radiador estão associadas a vazão nos dutos (\hat{V}_r). O efeito destas perdas pode ser comparado à adição de uma extensão de duto após as junções ou curva. A equação 46 converte em um comprimento equivalente (\hat{l}_{eq}) as perdas localizadas ($\hat{k}_{localizado}$) que associada à equação 47 resulta na matriz de resistências hidráulicas associadas às perdas localizadas (\hat{R}_{jr}) (KUDELA, 2012).

$$\hat{l}_{eq} = \hat{k}_{localizado} \cdot \left(\frac{\hat{V}_r}{\pi \cdot \hat{r}_r^2 \sqrt{2g}} \right)^2 \quad (46)$$

$$\hat{R}_{jr} = \frac{8 \cdot \mu_{leo} \cdot \hat{l}_{eq}}{\pi \cdot \hat{r}_r^4} \quad (47)$$

$$\widehat{R}_{jr} = \begin{bmatrix} R_{jr<1,1>} & R_{jr<1,2>} & R_{jr<1,3>} & \dots & R_{jr<1,n>} \\ R_{jr<2,1>} & R_{jr<2,2>} & R_{jr<2,3>} & \dots & R_{jr<2,n>} \\ R_{jr<3,1>} & R_{jr<3,2>} & R_{jr<3,3>} & \dots & R_{jr<3,n>} \end{bmatrix} \quad (48)$$

Após determinar as resistências hidráulicas associadas às perdas de carga localizadas e às perdas de pressão resultantes da passagem do óleo através dos dutos que compõem o radiador, é possível agregar estes dois tipos de perda, formando uma matriz de perdas de carga hidráulica (equação 49).

$$\widehat{R}_{heq} = \widehat{R}_{hr} + \widehat{R}_{jr} \quad (49)$$

Ao utilizar as analogias propostas por Poiseulle, a análise deste circuito hidráulico pode ser efetuada utilizando técnicas de solução de circuitos elétricos. Nos casos dos transformadores ONAN e ONAF que não possuem uma vazão fixa no radiador decorrente da utilização de bombas hidráulicas, assume-se que o circuito demonstrado na figura 35 é acionado por uma fonte de tensão com amplitude igual a $2 \cdot \Delta p$, pois as forças do efeito termossifão resultante do aquecimento da parte ativa se somará ao resfriamento do radiador. Para os casos em que há utilização de bombas hidráulicas para aumentar a vazão nos radiadores, considera-se que a pressão gerada pelo efeito termossifão é insignificante perante a pressão gerada pela bomba, devido a essa consideração, adota-se que o circuito hidráulico do radiador é conectado a uma fonte de corrente.

A solução do circuito hidráulico permite determinar as vazões e pressões em cada seção que constitui o radiador. Para as configurações ONAN e ONAF, que tem sua vazão associada somente ao efeito termossifão para determinar a vazão do radiador, é preciso calcular a resistência hidráulica equivalente ($R_h - eq$) do sistema, que pode ser feita através das técnicas de associações de resistores.

Uma vez definida as resistências hidráulicas, fontes de pressão e vazão no sistema, foi possível a obtenção dos fluxos de óleo em todos os segmentos do radiador. As vazões envolvidas são de extrema importância pois influenciam diretamente na troca térmica decorrente de convecção do óleo com o metal do radiador, sendo que a partir deste ponto é possível iniciar a análise do modelo térmico do radiador.

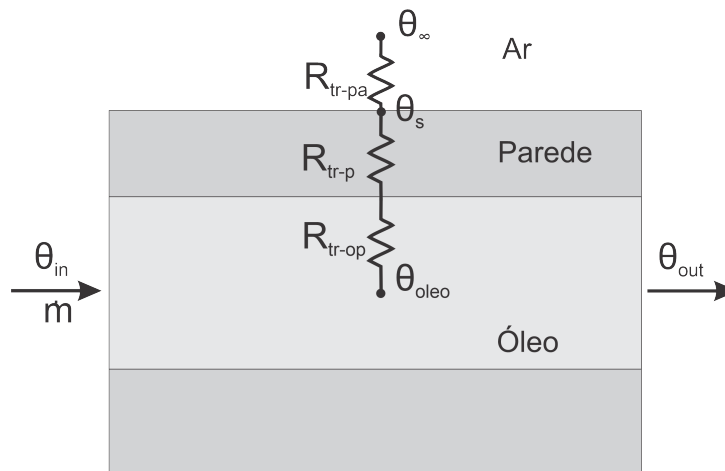
3.2.3 Modelo térmico radiador

No radiador de um transformador há os processos de troca térmica por convecção forçada interna, convecção natural e forçada externa, condução de energia térmica em parede e radiação. Neste trabalho o efeito da radiação será desprezado, pois além de ser pequeno quando comparado ao processo de convecção, existe uma dependência de características específicas da pintura do transformador, estado de conservação da tinta, cor, brilho (opaca ou alto brilho), lim-

peza de sua superfície, entre outros fatores muito subjetivos que acrescem grande complexidade sem representar grande contribuição ao modelo.

Inicialmente, para análise dos efeitos que compõem o mecanismo de troca térmica do radiador, é necessário dividir os processos térmicos em três grupos: convecção interna forçada entre óleo e metal, condução térmica no metal e convecção na interface metal ar, como representados na figura 37. A solução deste problema utilizará as técnicas de circuitos elétricos de forma similar ao que foi feito no modelo hidráulico, utilizando-se analogias de circuitos térmicos para elétricos descritos no quadro 2.1.

Figura 37 – Modelo de resistências térmicas em um trecho qualquer do radiador



Fonte: Autor.

Na figura 37 para que a energia térmica seja retirada do óleo, inicialmente, há uma resistência térmica entre óleo e o metal representada por R_{tr-op} . Uma vez que a energia térmica alcança o metal, ela é transferida pelo processo de condução no metal, adicionando neste sistema mais uma resistência térmica R_{tr-p} . Por fim, a troca com o meio externo é feita pelo processo de convecção R_{tr-pa} , podendo ser de forma natural ou forçada (através do uso de ventiladores que submetem o radiador a uma vazão constante de ar).

3.2.3.1 Convecção interna forçada

Para a retirada do calor presente na parte ativa do transformador é utilizado óleo, que além de possuir capacidade de isolamento elétrico, possibilita a remoção desta energia térmica de forma facilitada através de seu fluxo. Os livros que abordam a transferência de energia térmica referem que nos casos em que um fluido passa através de um ambiente confinado, ele troca calor pelo processo de convecção térmica forçada (INCOPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000; CENGEL, 2007). A convecção interna forçada pode ser originada por uma bomba hidráulica (no casos de óleo forçado ou dirigido), mas também pode ser decorrente do efeito termossifão que movimenta o fluido nos sistemas de óleo natural.

Para determinar a resistência térmica equivalente ao processo de convecção interna forçada no óleo, inicialmente é necessário determinar o número de Reynolds (Re_{or}), que possibilita descobrir o tipo de escoamento do fluido através da equação 50. No cálculo do número de Reynolds são considerados os parâmetros do óleo que circula no radiador, sendo ρ_{leo} a densidade do óleo e μ_{leo} viscosidade dinâmica do fluido.

$$\widehat{Re}_{or} = \frac{2 \cdot \widehat{V}_r \cdot \rho_{leo}}{\pi \cdot \widehat{r}_r \cdot \mu_{leo}} \quad (50)$$

Para grande parte dos cenários apresentados nos transformadores de potência, o número de Reynolds permanece inferior a 2300, resultando em um escoamento laminar na situação de regime. Diferentes valores de vazão ou de diâmetros dos dutos e aletas do radiador pode alterar estes números conforme a equação 50, demonstrando a importância do projeto hidráulico do radiador. Embora haja um perfil de velocidade devido a viscosidade do óleo, tornando o escoamento do fluido mais lento nas proximidades com as paredes e aumentando conforme se aproxima do centro do duto, neste trabalho é considerado que a vazão mássica é constante na seção do segmento analisado.

Após delimitar os valores de Re_{or} em todos os segmentos que compõem o radiador, a próxima etapa é a determinação do número de Nusselt que representa a relação entre a troca de calor por condução e convecção, conforme apresentado na forma genérica expressa pela equação 51. Nesta equação, tem-se a convecção térmica (h), comprimento (L) e condutividade térmica (k). Para valores de $Nu > 1$ há a predominância do efeito convectivo, enquanto para valores inferiores a 1 a troca térmica é feita em sua maior parte por condução.

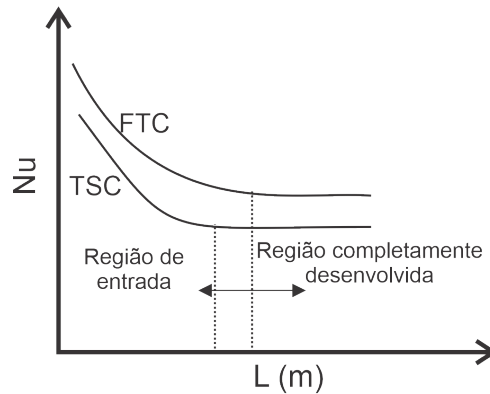
$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} = \frac{q_{conv}}{q_{cond}} \quad (51)$$

Esta representação genérica do valor de Nusselt tem como propósito apenas apresentar seu conceito, porém seu método de cálculo é bem mais complexo, pois possui variações para o modelo térmico analisado e/ou do estado de desenvolvimento do fluido. A figura 38 apresenta as características das curvas de Nusselt para um fluido em escoamento laminar dentro de um duto cilíndrico para o modelo de FTC e TSC nas regiões de entrada e plenamente desenvolvida.

Para determinar se o fluido está em desenvolvimento ou completamente desenvolvido utiliza-se a equação 52, a qual define um comprimento crítico $\widehat{L}_{critico}$ para o escoamento. Para a situação em que o comprimento encontrado seja menor que o trecho do duto ($\widehat{L}_{critico} > \widehat{l}_r$) utiliza-se a equação 53 para determinar o valor de Nusselt no óleo (\widehat{Nu}_{r-leo}) em desenvolvimento, caso contrário, o valor será de $\widehat{Nu}_{r-leo} = 3,66$ para o óleo completamente desenvolvido no modelo TSC. O número de Pr_{leo} representa a relação entre a difusividade molecular da quantidade de movimento e a difusividade térmica de um fluido (CENGEL, 2007).

$$\widehat{L}_{critico} = 0,05 \cdot \widehat{Re}_{or} \cdot Pr_{leo} \cdot \widehat{r}_r \quad (52)$$

Figura 38 – Característica dos valores de Nusselt para FTC e TSC de acordo com o comprimento do duto



Fonte: Adaptado de Cengel (2007)

$$\widehat{Nu}_{r-leo} = 3,66 + \frac{0,065 \cdot (2 \cdot \widehat{r}_r / \widehat{l}_r) \cdot \widehat{Re}_{or} \cdot Pr_{leo}}{1 + 0,04 \cdot [(2 \cdot \widehat{r}_r / \widehat{l}_r) \cdot \widehat{Re}_{or} \cdot Pr_{leo}]^{2/3}} \quad (53)$$

Como o óleo utilizado no radiador possui um valor elevado de viscosidade, as suas dimensões não são suficientes para que o fluido chegue a ficar completamente desenvolvido. Com isso, para as análises do óleo no radiador, o valor de Nusselt deve ser determinado a partir de 53. Como exibido na equação 51, Nusselt relaciona a troca térmica por condução e convecção, então, a próxima etapa do processo é estabelecer o coeficiente de troca por convecção \widehat{h}_{r-leo} representado na equação 54, onde k_{leo} representa a condutividade térmica do óleo.

$$\widehat{h}_{r-leo} = \frac{k_{leo} \cdot \widehat{Nu}_{r-leo}}{2 \cdot \widehat{r}_r} \quad (54)$$

Para finalizar a análise da convecção forçada interna é necessária a definição de \widehat{R}_{tr-op} que é apresentada na equação 55. A resistência térmica R_{tr-op} representa a dificuldade de retirar uma potência térmica do sistema, ou seja, quanto maior for seu valor, menos eficiente será a troca térmica.

$$\widehat{R}_{tr-op} = \left(\widehat{h}_{r-leo} \cdot \begin{bmatrix} \widehat{A}_{d<1,1\dots n>} \\ \widehat{A}_{a<1,1\dots n>} \\ \widehat{A}_{d<1,1\dots n>} \end{bmatrix} \right)^{-1} \quad (55)$$

Na equação 55 é descrita uma matriz de áreas criada a partir dos valores associados à primeira linha das equações 32 e 36, referente aos valores da parte interna dos dutos.

Uma vez descrito o comportamento do fluido e seu mecanismo de troca térmica com a parede de metal do radiador, é possível efetuar algumas análises. O aumento da vazão no radiador causará uma elevação do número de Reynolds conforme equação 50, e conseqüentemente um aumento de \widehat{Nu}_{r-leo} . Valores maiores de Nusselt resultam em maior eficiência na troca térmica por convecção (aumento de \widehat{h}_{r-leo}) e uma redução de \widehat{R}_{tr-op} . Como a diminuição de

\widehat{R}_{tr-op} significa maior eficiência em remover o calor do óleo, pode-se afirmar que um aumento de \widehat{V}_r é vantajoso para a redução da temperatura global do radiador.

Com base nestas análises, pode-se pensar que o aumento ilimitado de vazão poderia ser aplicado, e com isso o valor de \widehat{R}_{tr-op} tenderia a 0 deixando o transformador sem aquecimento. A análise das equações da termodinâmica permitem essa consideração. A velocidade do fluido deve ser limitada a no máximo $1m/s$, pois acima de $0,29m/s$ inicia-se o processo de eletrificação do óleo, e por consequência, ocorrem descargas parciais (HU; ZENG; LI, 2011).

3.2.3.2 Condução térmica

No caso de materiais sólidos, há a vibração das moléculas que constituem o material, transportando a energia térmica no sentido do gradiente de menor temperatura. Como apresentado anteriormente a condução térmica nos fluidos é combinada com o processo de convecção térmica, sendo representada a relação entre estes dois processos de troca térmica pelo número de Nusselt.

A resistência térmica associada às paredes que formam o radiador pode ser descrita pela equação 56, composta pela condutividade térmica da parede do radiador (k_{pr}), da espessura da parede ϵ_{rad} e de uma matriz composta pelos vetores de áreas adquiridos da segunda linha das equações 32 e 36.

$$\widehat{R}_{tr-p} = \frac{\epsilon_{rad}}{k_{pr} \cdot \begin{bmatrix} \widehat{A}_{d<2,1\dots n>} \\ \widehat{A}_{a<2,1\dots n>} \\ \widehat{A}_{d<2,1\dots n>} \end{bmatrix}} \quad (56)$$

Através da equação 56 nota-se que a condutividade é dependente apenas de fatores construtivos (área e espessura) e da condutividade do metal, sendo possível alterar seus valores apenas na fase de projeto, pois uma vez construído o transformador, esse parâmetro não poderá ser alterado.

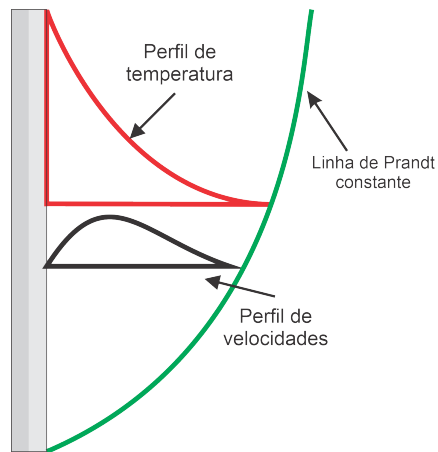
3.2.3.3 Convecção externa

A convecção externa acontece no radiador quando o ar que envolve o transformador entra em contato com o metal que compõem as aletas. Diferentemente do escoamento interno, onde a convecção sempre será forçada por estar em um ambiente confinado. A troca de calor pode acontecer de forma natural ou forçada quando é utilizado ventiladores para aumentar a vazão que incide sobre o radiador.

Para o escoamento forçado interno foi adotado que suas propriedades físicas não se

alternaram devido ao aquecimento. Porém, para aperfeiçoar o cálculo da dissipação com o ar foram consideradas as variações decorrentes da temperatura do filme, também conhecida como camada limite (figura 39). No momento em que o ar na temperatura θ_∞ entra em contato com uma placa vertical aquecida, começa a ocorrer o aquecimento do ar. Conseqüentemente, ocorre uma expansão volumétrica, que acarreta na redução sua densidade resultando em um perfil de velocidades de sentido contrário à gravidade. Conforme aumenta a distância da placa vertical, essa velocidade começa a diminuir, assim como a temperatura do ar. Por criar um filme de ar quente no entorno do radiador, para uma maior precisão dos cálculos, é correto utilizar o valor médio da temperatura neste escoamento (equação 57).

Figura 39 – Perfis de velocidade e temperatura em pluma de uma placa vertical



Fonte: Adaptado de Cengel (2007)

$$\hat{\theta}_f = \frac{\hat{\theta}_r - \theta_\infty}{2} \quad (57)$$

No apêndice A é apresentada a tabela com os valores das propriedades do ar, porém os dados são amostrados em intervalos de temperatura. Para a criação dos valores intermediários, foi efetuada uma regressão linear entre dois pontos de temperatura mais próximos e aplicado nas propriedades do valor. Como o radiador apresenta o modelo de TSC, os valores de θ_r são referentes ao valor médio logaritmo em relação ao início e fim da seção a ser analisada (equação 23).

O processo de convecção externa possui metodologia de cálculo distinta para as situações de convecção natural e forçada, porém após determinado o número de Nusselt ambas as técnicas convergem para o mesmo ponto, possibilitando que sejam trabalhadas em conjunto.

A convecção térmica natural é um processo que, por ser associada a um fluido não confinado, é dependente do movimento gerado pelo seu aquecimento. Com isso, deve-se utilizar o número de Rayleigh (\widehat{Ra}_r) que determina a relação entre a fluabilidade e a viscosidade de um fluido. Os valores de \widehat{Ra}_r permitem caracterizar o tipo de escoamento do fluido, de forma

similar ao número de Reynolds em escoamento forçado.

$$\widehat{Ra}_r = \frac{g \cdot \widehat{\beta}_{ar} \cdot (\widehat{\theta}_r - \theta_\infty) \cdot (2 \cdot \widehat{r}_r)^3 \cdot \widehat{Pr}_{ar}}{\widehat{\nu}_{ar}} \quad (58)$$

Onde:

- $\widehat{\beta}_{ar}$ Matriz de coeficientes de expansividade térmica do ar ajustada para a temperatura de filme da seção;
- \widehat{Pr}_{ar} Matriz contendo o número de Prandtl do ar ajustada para a temperatura de filme da seção;
- $\widehat{\nu}_{ar}$ Matriz de viscosidades cinemática do ar ajustada para a temperatura de filme da seção;

Após estimar os valores de \widehat{Ra}_r para a convecção natural, o próximo passo é determinar o número de Nusselt para convecção externa (Nu_{re}). No processo de troca térmica com o ar de forma natural, a geometria do objeto e sua orientação são de extrema relevância. Os dutos superior e inferior possuem formato cilíndrico posicionados na horizontal, para valores de $\widehat{Ra}_r < 10^{12}$ o fluido possui característica de escoamento laminar e com isso adota-se a equação 59.

$$Nu_{re} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot \widehat{Ra}_r^{1/6}}{\left[1 + (0,559 \widehat{Pr}_{ar})^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (59)$$

A geometria das aletas pode ser aproximada por uma placa posicionada na vertical, com isso a característica do escoamento do ar em seu entorno possui um perfil diferente do duto circular na horizontal. A equação 60 apresenta o número de Nusselt para a placa vertical.

$$Nu_{re} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot \widehat{Ra}_r^{1/6}}{\left[1 + (0,492 \widehat{Pr}_{ar})^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (60)$$

Na convecção externa forçada o ar é impulsionado contra as aletas através do uso de ventiladores, aumentando consideravelmente sua vazão, e com isso melhora a eficiência do radiador. Por ter característica de um fluido forçado com velocidade média u_{ar} , deve-se determinar o valor de Reynolds através da equação 61. Embora os valores de Re_{re} possam resultar em um escoamento de característica laminar, o fato do fluxo de ar ser gerado através de ventiladores resulta na inserção turbulência neste escoamento.

$$Re_{re} = \frac{u_{ar} \cdot \widehat{r}_r}{\widehat{\nu}_{ar}} \quad (61)$$

Para os casos em que há ventilação forçada nos radiadores, o cálculo do valor de Nusselt permanece o mesmo independente da orientação ou geometria, pois o efeito das correntes

de ar criadas a partir do aquecimento do fluido serão desprezíveis quando comparadas com a vazão proveniente dos ventiladores. Com isso, a equação 62 representa o valor de Nusselt para situações de ar forçado nos radiadores. Esta equação é adequada para casos em que o Reynolds resulta no escoamento de característica laminar ou em fase de transição para o regime turbulento (CENGEL, 2007).

$$Nu_{re} = 0,3 + \frac{0,62 \cdot \widehat{Re}_{re}^{1/2} \cdot \widehat{Pr}_{ar}^{1/3}}{\left[1 + (0,4/\widehat{Pr}_{ar})^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{\widehat{Re}_{re}}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (62)$$

A equação 62 é a variação para o número de Nusselt proveniente dos estudos de Churchill e Bernstein, resultando em uma equação abrangente e que resulta em um Nusselt médio para todo escoamento (CENGEL, 2007).

Após a determinação do valor de Nusselt para o cenário de um radiador sem ventilação forçada (equações 59 e 60) e caso haja um ventilador submetendo o radiador a uma vazão constante de ar (equação 62), é possível prosseguir de forma unificada pois as técnicas utilizadas para calcular a resistência térmica proveniente do processo de convecção são idênticas. A determinação do valor da convecção externa do radiador (h_{re}) pode ser determinada através da equação 63 e a resistência térmica do processo de convecção pela equação 64.

$$\widehat{h}_{re} = \frac{\widehat{k}_{ar} \cdot \widehat{Nu}_{re}}{2 \cdot \widehat{r}_r} \quad (63)$$

$$\widehat{R}_{tr-pa} = \left(\widehat{h}_{re} \cdot \begin{bmatrix} \widehat{A}_{d<3,1\dots n>} \\ \widehat{A}_{a<3,1\dots n>} \\ \widehat{A}_{d<3,1\dots n>} \end{bmatrix} \right)^{-1} \quad (64)$$

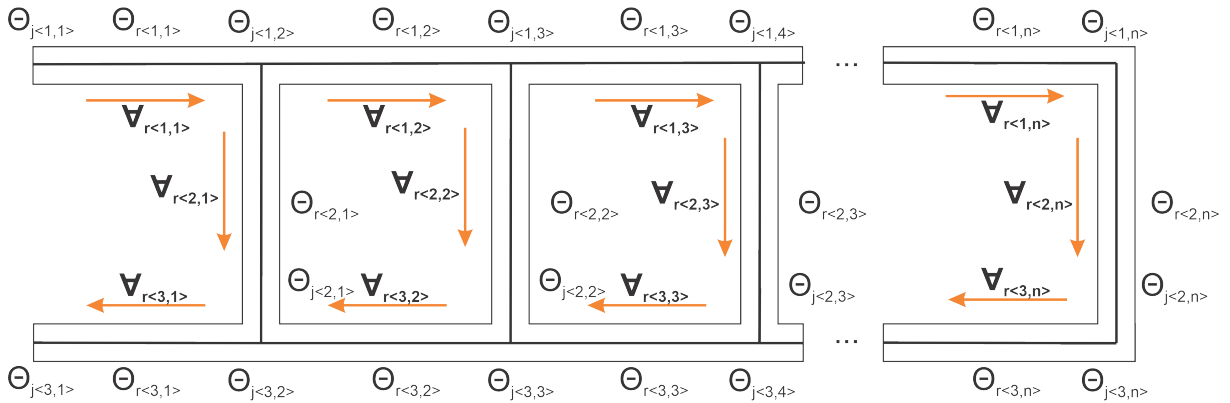
Conforme apresentado na figura 37, as resistências térmicas que constituem o circuito térmico em cada seção do radiador estão conectadas em série, e portanto podem ser agrupadas através da equação 65, resultando em uma resistência térmica equivalente ($\widehat{R}_{term-eq}$).

$$\widehat{R}_{term-eq} = R_{tr-pa} + R_{tr-p} + R_{tr-op} \quad (65)$$

A análise do radiador consiste em uma solução de um circuito térmico a partir das bases do modelo de TSC, porém até o momento apenas foram definidas as resistências térmicas de cada seção do radiador. O problema do modelo de TSC é o fato de não ser possível a representação direta do circuito térmico, pois em cada nó existe a retirada de potência do sistema e as quedas de temperatura são dependentes de θ_{∞} . A figura 40 apresenta como será a metodologia de resolução térmica deste sistema.

Na figura 40 o óleo aquecido que vem do transformador $\theta_{j<1,1>}$ transfere uma parcela da energia térmica contida no óleo para o ar ambiente, chegando a uma temperatura $\theta_{j<1,2>}$ na junção em que há a divisão do óleo entre duto e aleta. A queda de temperatura neste processo

Figura 40 – Modelo térmico hidráulico do radiador



Fonte: Autor.

pode ser descrita pela equação 66, sendo uma adaptação de 21.

$$\theta_{j<1,2>} = \theta_{\infty} - (\theta_{\infty} - \theta_{j<1,1>}) \cdot e^{\frac{-1}{R_{term-eq<1,1>} \cdot c_{pleo} \cdot pleo \cdot \mathbf{V}_{r<1,1>}}} \quad (66)$$

A temperatura média desta seção de duto (\$\theta_{r<1,1>}\$) pode ser obtida através da equação 67, e em sequência, a energia total dissipada (\$q_{rad<1,1>}\$) na equação 68.

$$\theta_{r<1,1>} = \frac{\theta_{j<1,1>} - \theta_{j<1,2>}}{\ln\left(\frac{\theta_{j<1,1>}}{\theta_{j<1,2>}}\right)} \quad (67)$$

$$q_{rad<1,1>} = \frac{\theta_{r<1,1>}}{R_{term-eq<1,1>}} \quad (68)$$

Após determinar as temperaturas em cada seção do duto superior, o próximo passo é a determinação da queda de temperatura nas aletas. A equação 69 apresenta o cálculo da queda de temperatura para a primeira aleta do radiador. É importante observar que os valores de temperatura obtidos são referentes a parte inferior aleta, porém \$\theta_{j<3,2>}\$ representa a temperatura na junção da aleta com o duto inferior, onde há a união do fluido.

$$\theta_{j<2,1>} = \theta_{\infty} - (\theta_{\infty} - \theta_{j<1,2>}) \cdot e^{\frac{-1}{R_{term-eq<2,1>} \cdot c_{pleo} \cdot pleo \cdot \mathbf{V}_{r<2,1>}}} \quad (69)$$

O cálculo das temperaturas de junção no duto inferior consiste em uma ponderação entre vazões e temperaturas, por isso, deve ser iniciado o processo a partir da aleta mais distante. No exemplo a seguir, em um radiador com quatro aletas (\$n = 4\$) foram determinados os valores das temperaturas das aletas como demonstrado na figura 40 em que há uma curva entre a última aleta e o duto inferior. Com isso, o valor de \$\theta_{j<3,5>} = \theta_{j<2,4>}\$. No próximo passo é necessário calcular o valor de \$\theta_{j<3,4>}\$, porém na junção, há a união do óleo vindo do duto inferior e da aleta com temperaturas e vazões diferentes. Por isso, é necessário fazer uma soma ponderada

das vazões conforme demonstrada na equação 70.

$$\theta_{j<3,4>} = \frac{\left(\theta_{\infty} - (\theta_{\infty} - \theta_{j<3,5>}) \cdot e^{\frac{-1}{R_{term-eq<3,4>} \cdot c_{Pleo} \cdot P_{leo} \cdot \forall_{r<3,4>}}} \right) \cdot \forall_{r<3,4>} + \theta_{j<2,3>} \cdot \forall_{r<3,4>}}{\forall_{r<3,3>}} \quad (70)$$

Na equação 70 a utilização da soma de temperaturas ponderadas pelas vazões permite calcular com precisão a temperatura da junção, mantendo o balanço das energias. Para estimar as temperaturas nas outras seções de dutos inferiores, basta utilizar a equação 70 alterando apenas o sub-índice referente as colunas. Com todas as temperaturas do radiador calculadas, e com os valores da matriz de temperaturas médias logarítmicas $\hat{\theta}_r$ definidas, a partir da equação 71 define-se as potências dissipadas em cada seção.

$$\hat{q}_{rad} = \frac{\hat{\theta}_r}{\hat{R}_{term-eq}} \quad (71)$$

Para que o transformador entre em equilíbrio térmico, é necessário que toda energia proveniente das perdas elétricas (P_{perdas}) seja removida, ou seja, dissipada no radiador (P_{diss}), sendo representada na equação 72 a energia total que o radiador conseguiu retirar do óleo .

$$P_{diss} = \sum_{a=1}^3 \sum_{b=1}^n q_{rad<a,b>} \quad (72)$$

Neste ponto do trabalho, já foi descrito o comportamento térmico e hidráulico do radiador, criando um sistema de equações que permite a resolução das temperaturas do radiador através de um método iterativo.

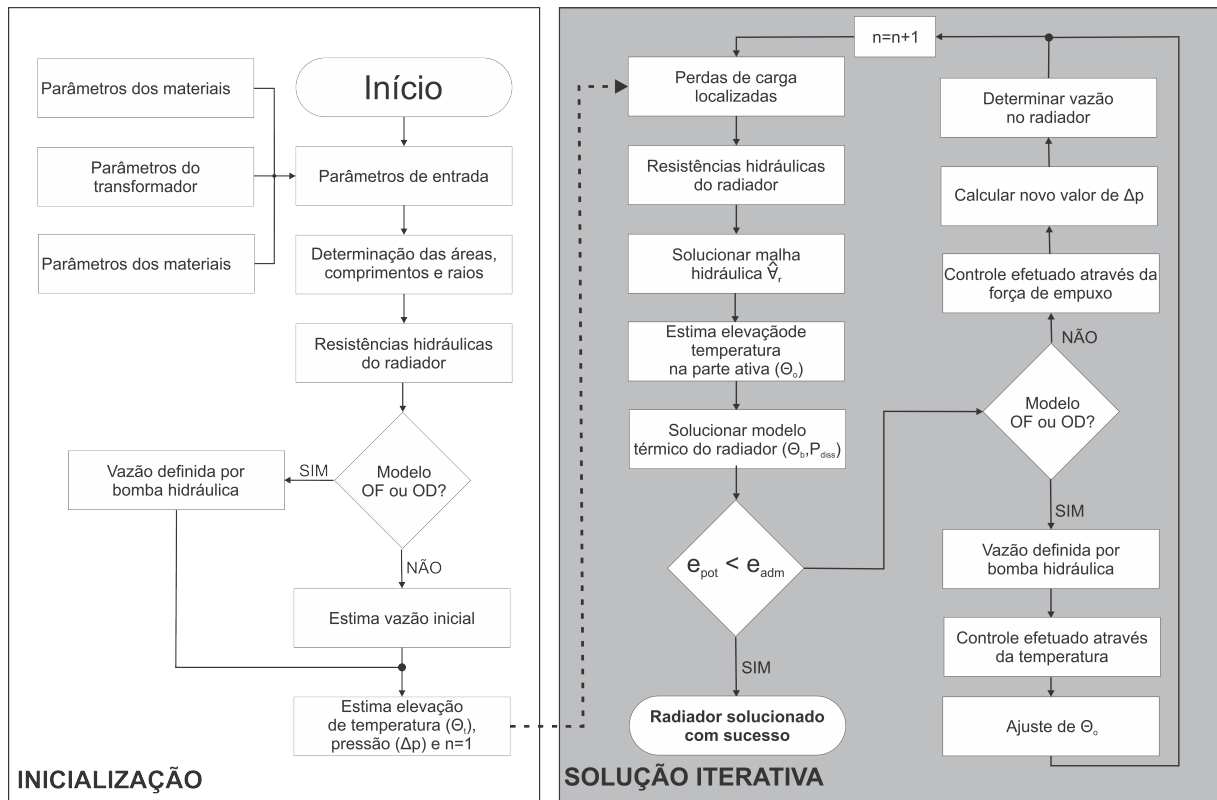
3.2.4 Algoritmo de resolução das temperaturas e vazões no radiador

Com base na metodologia de cálculo apresentado torna-se evidente a necessidade de um método iterativo para a resolução do problema térmico-hidráulico do radiador. Nos casos em que não é definida uma vazão fixa no radiador, a variação nas diferença de temperatura entre topo e base resultará em variações de vazões, resultando alterações nos valores das perdas hidráulicas e nas temperaturas novamente, justificando a necessidade de um algoritmo iterativo.

A figura 41 apresenta o fluxograma de processos que compõem o algoritmo, consistindo em dois blocos fundamentais: inicialização e solução iterativa para o radiador. No método iterativo será adotada a variável n como controle do laço de interação.

No processo de inicialização do algoritmo a primeira etapa a ser cumprida é a inserção dos parâmetros que compõem a geometria do radiador e as características dos materiais envolvidos, como ar, óleo e o metal que constitui o radiador. Com os parâmetros construtivos

Figura 41 – Modelo térmico-hidráulico do radiador



Fonte: Autor.

inseridos, é possível criar as matrizes de áreas, raios e comprimentos.

O próximo processo a ser executado é a rotina que permite a determinação das resistências que compõem o modelo hidráulico, pois com base nelas é possível definir um valor inicial para $R_h - eq$, sendo possível a resolução do circuito hidráulico através de algumas generalizações e técnicas de resolução de circuitos implementadas em código. A primeira tomada de decisão no algoritmo é resultado dos dois casos de circulação do óleo, podendo ser utilizada uma bomba para manter a vazão constante no radiador (óleo forçado ou direcionado) ou ser dependente apenas do efeito termossifão.

No caso do fluido depender apenas do efeito termossifão para sua circulação, uma estimativa inicial de vazão pode ser obtida através da equação 73. A estimativa da vazão inicial despreza os efeitos devido a perdas de cargas localizadas e remove da equação o fator temperatura, deixando apenas parâmetros da geometria, características dos materiais e as perdas totais a serem dissipadas.

$$\forall_{rt} = \sqrt{\frac{P_{perdas} \cdot g \cdot \beta_{leo} \cdot \Delta H_{at-r}}{c p_{leo} \cdot R_{h-eq}}} \quad (73)$$

Com o valor de \forall_{rt} estimado, a próxima etapa é estimar o valor inicial de elevação de temperatura θ_o e o efeito termossifão θ_p . Neste momento é considerado que a temperatura na

base do radiador é igual a ambiente e que a pressão se mantém constante nas situações de óleo forçado.

A partir deste ponto são iniciados os processos do bloco de solução iterativa que irão ocorrer até o momento em que o erro de potência dissipada (e_{pot}) seja menor do que o erro admissível (e_{adm}).

A primeira etapa do processo iterativo consiste na determinação das perdas de cargas localizadas, pois dependem da vazão em cada seção de duto. Porém, na primeira iteração ainda não temos definida a matriz \widehat{V}_r , com isso os valores de \widehat{R}_{jr} serão nulos. O processo que ocorre na sequência é o cálculo e a criação da matriz de resistências hidráulicas (\widehat{R}_{heq}).

O algoritmo desenvolvido para solucionar a malha hidráulica necessita que seja informada a vazão na entrada do radiador \forall_{rt} ou a força de empuxo gerada pelo efeito termossifão Δp para que através da matriz de resistências hidráulicas \widehat{R}_{heq} seja determinada as vazões (\forall_r). Com o valor da vazão \forall_{rt} é possível estimar a elevação da temperatura que ocorre na parte ativa de característica FTC através da equação 24.

Com os valores de vazão e a temperatura de entrada do óleo no radiador definidas, a próxima etapa no processo é a solução do circuito térmico do radiador. As etapas internas deste bloco do algoritmo foram descritas na subseção 3.2.3 com a sequência necessária para a resolução do problema. Como resultado da solução térmica do radiador, são adquirido novos valores de temperatura de base θ_b e a potência dissipada P_{diss} .

A convergência do algoritmo é testada através da comparação do erro de potência dissipada pelo radiador (apresentada na equação 74) e do erro admissível. Para teste de convergência, a verificação com base na potência dissipada apresenta-se como uma solução interessante, pois exige que o balanço das potências seja respeitado.

$$e_{pot} = \frac{P_{perdas} - P_{diss}}{P_{perdas}} \quad (74)$$

No caso em que não ocorra a convergência do código, o próximo processo requer a tomada de decisão entre radiadores que possuem bombas hidráulicas e os que não, pois os métodos de convergência do código e a técnica de controle apresentam características distintas. Radiadores de transformadores de óleo forçado ou dirigido possuem sua vazão definida pela bomba hidráulica, e com isso variações de pressão decorrentes do efeito termossifão não tem influência no processo. Por este motivo a busca por parâmetros de convergência deve ser focada no controle de temperaturas.

Para as situações de óleo forçado no radiador, através da equação 24, observa-se que o valor de $\Delta\theta$ permanecerá constante e o valor de θ_b é obtido após a resolução do modelo térmico do radiador. Se não houvesse uma adaptação de θ_b com base no erro e_{pot} teria um sistema instável com característica de uma série não-convergente, com $\theta_o \rightarrow +\infty$ e $\Delta\theta \rightarrow 0$. A equação

75 apresenta o método de ajuste utilizado para a resolução do problema de convergência.

$$\theta_{b_{<n+1>}} = \theta_{b_{<n>}} + \Delta\theta_{<n>} \cdot e_{pot} \quad (75)$$

No caso do radiador ser dependente exclusivamente do efeito termossifão para movimentar o óleo no transformador, as vazões serão dependentes da temperatura como descritas previamente na equação 25, tornando impossível a separação dos modelos, e com isso a melhor estratégia para controle é através da força de empuxo Δp . Diferentemente do controle exibido na equação 75, foi necessário uma nova abordagem como apresentada na equação 76.

$$\Delta p_{<n+1>} = \Delta p_{<n>} + 2 \cdot (\Delta p_{<n>} - \rho_{leo} \cdot g \cdot \beta_{leo} \cdot \Delta\theta_{<n>} \cdot \Delta H_{at-r}) + \frac{|e_{pot_n}| + |e_{pot_{n-1}}|}{2} \quad (76)$$

O controle da pressão expresso na equação 76 consiste no somatório dos efeitos termossifão na parte ativa e radiador (por isso o número dois multiplicando). A variação de pressão entre a interação anterior e a atual, decorrente da variação das temperaturas e uma parcela associada a média da soma dos erros absolutos, evitará que o sistema se torne instável e forçará uma convergência mais rápida possível.

Neste momento, um laço de iteração foi concluído, por isso, adiciona-se ao subíndice n mais uma unidade para reiniciar o processo até o momento em que sejam encontrados os parâmetros de convergência.

O radiador tem papel importante para o funcionamento do transformador, pois a ele está associada a responsabilidade de manter os níveis de temperatura em seu interior dentro de parâmetros aceitáveis. O projeto otimizado do radiador permite a redução dos custos de fabricação e o aumento da vida útil, caso seja possível a redução da temperatura global do transformador. A presença de mais de um radiador é fato comum nos transformadores. Para a resolução através desta metodologia, basta dividir as perdas totais pelo número de radiadores, não sendo necessário a alteração de nenhuma etapa ou processo para solucionar o modelo térmico-hidráulico.

Uma grande vantagem de dividir a análise do transformador nos modelos FTC e TSC é que as resoluções do sistema térmico e hidráulico do radiador serão utilizadas como variáveis de entradas para a criação de um modelo detalhado da parte ativa. Assim, elimina a dependência dos dois sistemas e resulta em um algoritmo com menor complexidade.

3.3 PARTE ATIVA

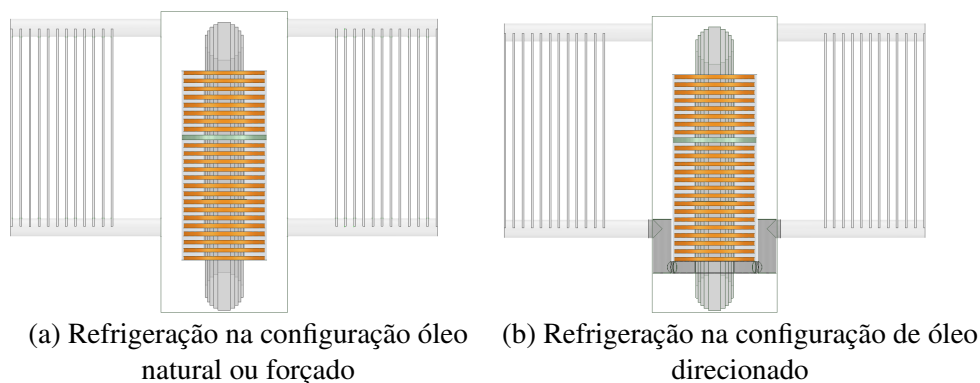
A parte ativa do transformador está localizada dentro do tanque principal. Como a maior parte das perdas é localizada nos enrolamentos, este trabalho irá focar neles, uma vez que as perdas do núcleo estão espalhadas por toda a geometria, resultando em um aumento total da temperatura do transformador, não sendo crítico para o cálculo do *hotspot*.

Como apresentado na revisão bibliográfica, existem diferentes técnicas para a fabricação dos enrolamentos, sendo que as topologias mais comuns são as do tipo discos, camadas e helicoidal. Para o caso dos enrolamentos tipo camada e helicoidal sem espaçamento entre condutores, o *hotspot* estará localizado próximo ao topo do enrolamento com temperatura sendo definida pela equação 24 referente ao modelo de FTC, pois as características construtivas permitem a aproximação por um sólido que injeta calor no óleo, similar ao utilizado no modelo simplificado do radiador (figura 33).

Para os enrolamentos do tipo disco ou helicoidal com espaçamento entre os condutores é necessário um estudo mais aprofundado de suas características para definir a temperatura de *hotspot* e suas vazões internas. O estudo da parte ativa do transformador seguirá a mesma lógica utilizada na modelagem do radiador, sendo que no primeiro momento serão definidas as áreas utilizadas no modelo hidráulico, e por fim, quando encontradas todas as vazões, será solucionado o modelo térmico disco-a-disco.

Embora a parte ativa do transformador e o radiador possuam modelos térmicos diferentes, o estudo da parte ativa do transformador necessita da resolução do radiador para ser iniciado. A vazão ∇_{rt} proveniente de bombas ou do efeito termossifão, bem como a topologia de refrigeração (óleo natural, forçado e direcionado) possuem grande influência no processo de aquecimento do óleo na parte ativa. A figura 42-(a) apresenta a ligação entre o radiador e a parte ativa nas configurações de óleo natural e forçado, enquanto na figura 42-(b) é apresentado o óleo direcionado.

Figura 42 – Detalhe da conexão entre tanque e radiador



Fonte: Autor.

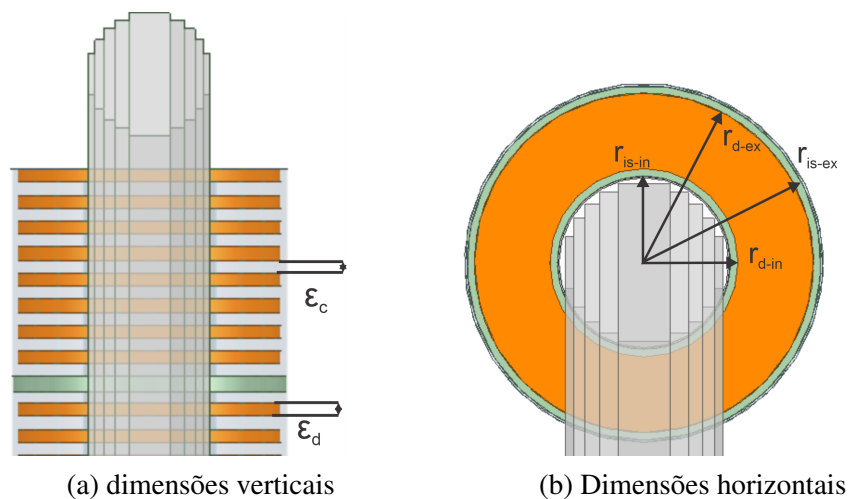
Nos transformadores com óleo direcionado, o óleo é forçado para dentro do radiador por uma bomba hidráulica. Essa vazão é canalizada para dentro dos enrolamentos, fazendo com que o óleo passe entre os discos do enrolamento numa velocidade muito superior quando comparadas com o óleo forçado ou natural, onde a força que moverá o óleo por dentro dos enrolamentos é dependente exclusivamente do efeito termossifão.

3.3.1 Áreas da parte ativa

A descrição das áreas que compõem a parte ativa do transformador são de grande importância, pois no modelo de FTC a energia térmica que é adicionada no sistema, decorrente das perdas eletromagnéticas, está diretamente ligada às áreas que compõem o sistema. Diferentemente das técnicas utilizadas no estudo dos radiadores, para a parte ativa não se faz necessário o agrupamento das áreas em matrizes, pois existe simetria entre discos, diferente das especificidades encontradas no radiador.

Para os enrolamentos do tipo disco e helicoidais com espaçamento entre condutores, a análise das áreas ocorrerá de forma similar, pois apesar de haver uma inclinação associada a bobinagem do enrolamento helicoidal ele pode ser aproximado pelo enrolamento do tipo disco sem perda de dados. As figuras 43-(a) e (b) apresentam dois cortes de um enrolamento com o núcleo incluso.

Figura 43 – Geometria do enrolamento



Fonte: Autor.

Nas figuras 43-(a) e (b) os parâmetros descritos são:

- ϵ_c : Espaçamento entre os discos do enrolamento;
- ϵ_d : Espessura dos discos de cobre;
- r_{is-in} : Raio do disco de isolamento interno;
- r_{is-ex} : Raio do disco de isolamento externo;
- r_{d-in} : Raio do disco de cobre interno;
- r_{d-ex} : Raio do disco de cobre externo.

Como na parte ativa do transformador o comportamento térmico é descrito a partir do modelo de FTC, o valor das áreas que compõem os discos dos enrolamentos tem papel importante. As equações 77, 78 e 79 apresentam o cálculo da área interna, externa e superior respectivamente, sendo que a área inferior tem dimensões equivalentes a superior.

$$A_{at-int} = 2 \cdot \pi \cdot r_{d-in} \cdot \varepsilon_d \quad (77)$$

$$A_{at-ext} = 2 \cdot \pi \cdot r_{d-ex} \cdot \varepsilon_d \quad (78)$$

$$A_{at-coroa} = \pi \cdot (r_{d-ex} - r_{d-ex})^2 \quad (79)$$

No transformador, as perdas podem ser divididas entre a parcela correspondente aos enrolamentos e ao núcleo (equação 80). Ao considerar que o enrolamento do transformador é composto por n_{discos} e que as perdas são distribuídas uniformemente entre os discos, é possível assumir que a perda resultante de cada disco é equivalente a $P_{disco} = P_{enrolamento}/n_{discos}$. Nos modelos de FTC o fluxo térmico que uma fonte de calor aplica no sistema é uma razão entre potência e área (W/m^2), com isso o valor do fluxo térmico (q''_{disco}) é representado na equação 81.

$$P_{perdas} = P_{enrolamento} + P_{nucleo} \quad (80)$$

$$q''_{disco} = \frac{P_{disco}}{2 \cdot A_{at-coroa} + A_{at-ext} + A_{at-int}} \quad (81)$$

O valor de q''_{disco} representa o fluxo térmico total que cada disco do enrolamento irá adicionar no sistema constantemente, mas na equação 81 fica evidenciado que a dissipação na parte superior e inferior do disco é responsável por adicionar uma parcela maior de energia térmica quando comparada com as áreas internas e externas.

Como os canais de óleo localizados nos enrolamentos não possuem geometria circular, é necessário a adequação dos raios através dos valores de diâmetro hidráulico. As equações 82, 83 e 84 apresentam os valores dos raios dos canais de óleo na parte interna, externa e entre discos respectivamente, podendo ser agrupados na forma matricial conforme apresentado na equação 85.

$$r_{h-at-in} = \frac{r_{d-in}^2 - r_{is-in}^2}{2 \cdot (r_{d-in} + r_{is-in})} \quad (82)$$

$$r_{h-at-ex} = \frac{r_{is-ex}^2 - r_{d-ex}^2}{2 \cdot (r_{is-ex} + r_{d-ex})} \quad (83)$$

$$r_{h-at-disco} = \frac{\frac{\epsilon_c \cdot r_{d-ex}}{\epsilon_c + r_{d-ex}} + \frac{\epsilon_c \cdot r_{d-in}}{\epsilon_c + r_{d-in}}}{2} \quad (84)$$

$$\hat{r}_{at} = \begin{bmatrix} r_{h-at-in} \\ r_{h-at-disco} \\ r_{h-at-ex} \end{bmatrix} \quad (85)$$

A descrição das áreas e raios que compõem a parte ativa são de grande importância por facilitar posteriormente os cálculos necessários para o cálculo das resistências hidráulicas associadas a cada segmento em que o óleo irá fluir e para análise das trocas térmicas que ocorreram devido a injeção de energia térmica pelos discos.

3.3.2 Modelo hidráulico parte ativa

O estudo do modelo hidráulico dos enrolamentos utiliza a mesma técnica que foi implementada no radiador, convertendo todos os caminhos que o óleo possa em resistências hidráulicas através das equações de Poiseuille, para posterior montagem de um circuito hidráulico que possa ser solucionado através de técnicas de resolução de circuitos elétricos.

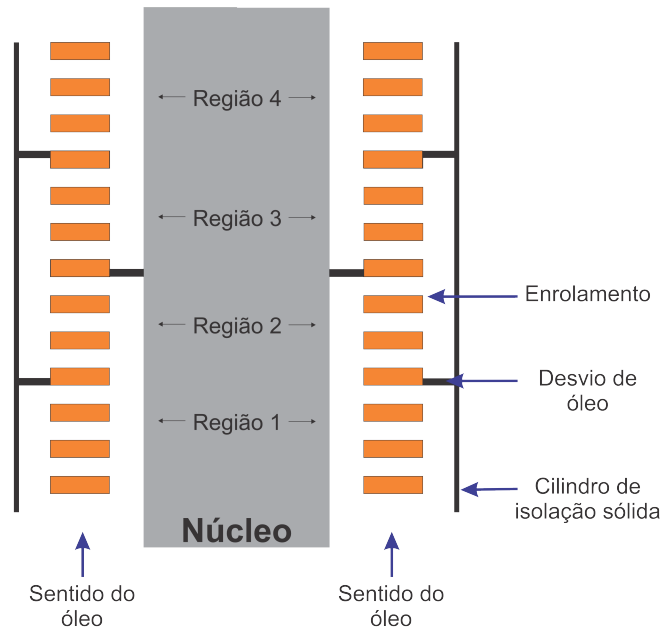
Na figura 44 está representado o corte de um enrolamento em laranja e o núcleo em cinza, sendo desprezado o espaçamento entre a isolamento e o núcleo do transformador. Neste corte fica possível visualizar os caminhos em que o óleo pode fluir para atravessar o enrolamento. Para melhorar a eficiência do processo de troca térmica são adicionados desvios de óleo, forçando que o fluxo alterne entre lado interno e externo do enrolamento. Esta alternância no sentido do fluxo de óleo acarretará em um movimento do óleo entre os discos, produzindo a redução do *hotspot*.

Do ponto de vista de modelagem, os desvios de óleo seccionam o enrolamento em três regiões fundamentais (região de entrada, intermediária e saída), sendo que cada uma destas etapas vai resultar em um circuito hidráulico diferente. Para começar o estudos das resistências hidráulicas será utilizada como base a região 1 demonstrada na figura 44, que compreende a base do enrolamento até o primeiro desvio de óleo (região de entrada).

A figura 45 apresenta o corte da região 1 do radiador de apenas um dos lados para facilitar a compreensão do circuito, onde uma vazão \forall_{at} entra no radiador e se divide de acordo com as resistências hidráulicas que podem ser classificadas em três: resistência interna (R_{h-in}), externa (R_{h-ex}) e entre discos (R_{h-dis}), conforme apresentado nas equações 86, 87 e 88.

$$R_{hat-in} = \frac{128 \cdot \mu_{leo} \cdot \epsilon_d}{\pi \cdot [2 \cdot (r_{d-in} - r_{is-in})]^4} \quad (86)$$

Figura 44 – Modelo térmico hidráulico do radiador



Fonte: Autor.

$$R_{hat-ex} = \frac{128 \cdot \mu_{leo} \cdot \epsilon_d}{\pi \cdot [2 \cdot (r_{is-ex} - r_{d-ex})]^4} \quad (87)$$

$$R_{hat-disco} = \frac{128 \cdot \mu_{leo} \cdot (r_{d-ex} - r_{d-in})}{\pi \cdot (2 \cdot r_{h-disco})^4} \quad (88)$$

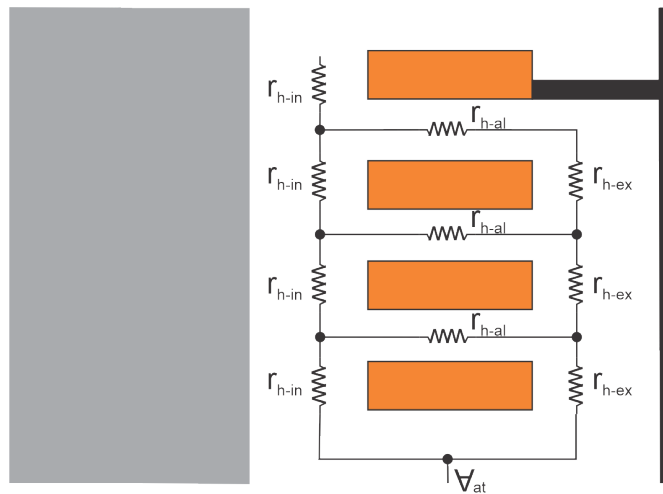
De forma similar ao modelo hidráulico do radiador, é possível adicionar perdas de cargas localizadas na parte ativa, contudo estas resistências hidráulicas são ligadas a geometria, localização dos desvios de óleo e sentido da vazão do fluido refrigerante. O fato destas resistências ter ligação direta com os sentidos das vazões implica na necessidade do conhecimento do sentido de todas as vazões internas do enrolamento. Sendo assim, é necessário um estudo específico para cada configuração de enrolamento com seus desvios de óleo para determinar o fator $k_{localizado-at}$. A metodologia para cálculo das resistências hidráulicas são descritas nas equações 89 e 90;

$$\hat{l}_{eq-at} = \hat{k}_{localizado-at} \cdot \left(\frac{\hat{V}_{at-in}}{\pi \cdot \hat{r}_{at}^2 \sqrt{2g}} \right)^2 \quad (89)$$

$$\hat{R}_{j-at} = \frac{8 \cdot \mu_{leo} \cdot \hat{l}_{eq-at}}{\pi \cdot \hat{r}_{at}^4} \quad (90)$$

Nas equações 89 e 90 a matriz de vazões na parte ativa no segmento de entradas (\hat{V}_{at-in}) é composta por três linhas, sendo que a primeira representa as vazões na parte interna, a segunda o fluxo que passa entre os discos e a terceira está associada ao canal de óleo externo. Uma

Figura 45 – Modelo hidráulico seção de entrada do enrolamento (região 1)

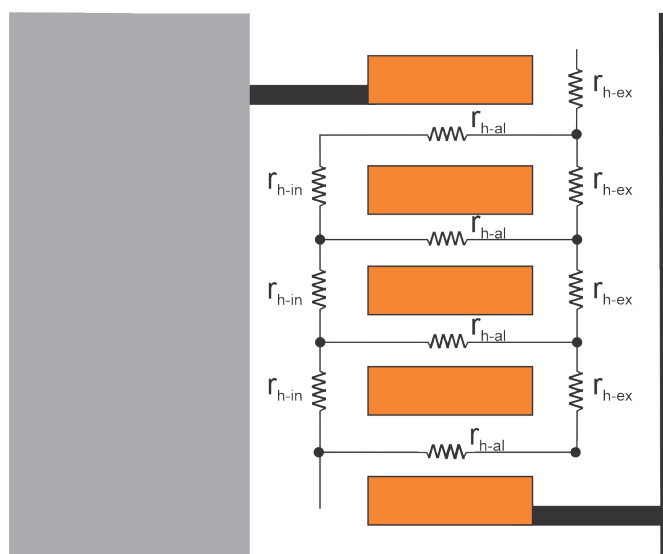


Fonte: Autor.

observação importante quanto as vazões, é que na figura 45 não é apresentado nenhum sentido de vazão além da total que entra no enrolamento, pois a divisão pode ocorrer de diferentes formas e ter uma alternância no sentido do fluxo entre discos de acordo com a proximidade e localização do desvio de óleo.

As regiões 2 e 3 apresentadas na figura 44 representam seções intermediárias. De acordo com a quantidade de discos que constituem o enrolamento, podem ser adicionados mais desvios de óleos, porém a literatura não especifica a quantidade e o posicionamento destes desvios. A figura 46 apresenta o circuito hidráulico para a região 2, sendo que ao espelhar a região 3 (figura 47) o formato do circuito torna-se idêntico, exceto pelos valores das resistências.

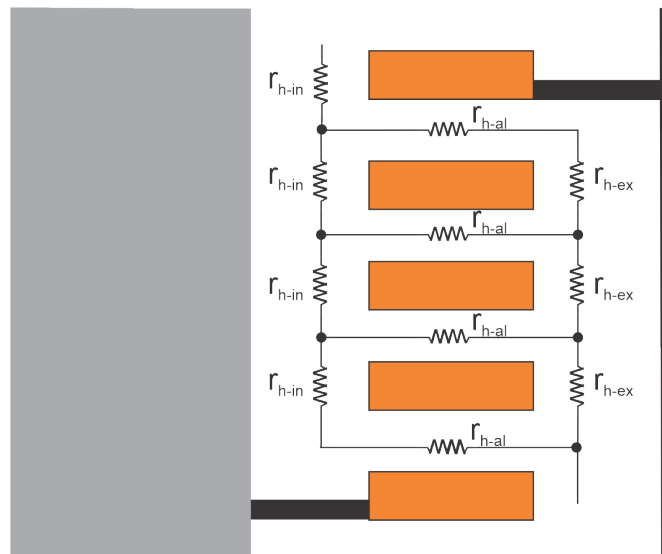
Figura 46 – Modelo hidráulico seção intermediária do enrolamento (região 2)



Fonte: Autor.

O circuito do segmento de saída do enrolamento (região 4 da figura 44) é de grande importância devido ao fato de o óleo que circula através dele possuir a energia térmica agregada

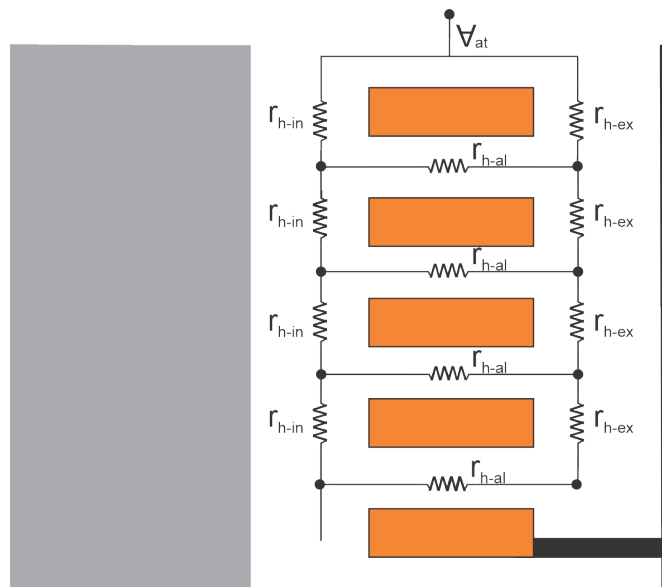
Figura 47 – Modelo hidráulico seção intermediária do enrolamento (região 3)



Fonte: Autor.

de todos os discos das regiões anteriores, e com isso possuir uma temperatura mais elevada. O circuito que representa esta seção é representado na figura 48, onde após o último disco do enrolamento é considerado que as vazões se unem, resultando em \forall_{at} .

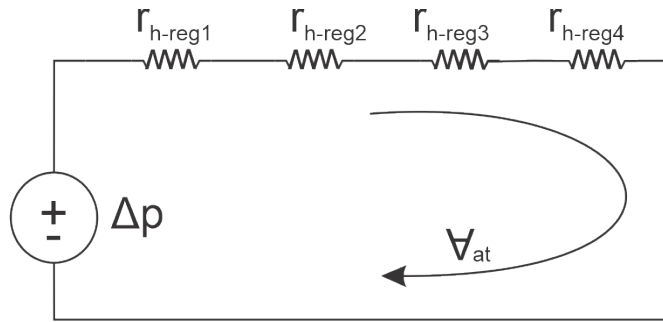
Figura 48 – Modelo hidráulico seção intermediária do enrolamento (região 4)



Fonte: Autor.

Uma consideração importante a respeito do modelo da parte ativa é que para as situações em que o óleo não é direcionado para dentro do enrolamento, o efeito termossifão associado pode ser considerado como uma fonte de pressão em série ao circuito hidráulico, sendo desnecessária a análise do efeito termossifão disco-a-disco. A figura 49 apresenta o circuito equivalente do domínio hidráulico, onde os valores de R_{h-reg1} , R_{h-reg2} , R_{h-reg3} e R_{h-reg4} representam a resistência equivalente das regiões 1, 2, 3 e 4.

Figura 49 – Circuito equivalente do modelo hidráulico



Fonte: Autor.

Os valores da força de empuxo Δp na parte ativa estão associadas às temperaturas encontradas no enrolamento. Com isso, é necessário adaptar a equação 25, utilizando a temperatura de *hotspot* do enrolamento (91).

$$\Delta p = \rho_{leo} \cdot g \cdot \beta_{leo} \cdot (\theta_h - \theta_b) \cdot \Delta H_{at-r} \quad (91)$$

Para os transformadores que possuem enrolamentos concêntricos, como no caso de transformadores trifásicos, a técnica para a criação do modelo hidráulico permanece a mesma, sendo que nessa situação haverá um circuito equivalente representado pela figura 49 para cada enrolamento. Os modelos térmico e hidráulico são independentes para cada enrolamento, fator que possibilita uma análise simplificada sem a necessidade de correlações entre os enrolamentos.

Para o estudo das características térmicas dos enrolamentos é necessária a determinação de todas as vazões, para isso é necessário resolver o circuito hidráulico que o compõem. Com as devidas técnicas de análise de circuitos é possível criar um algoritmo para efetuar a solução deste problema, uma vez que não é um circuito trivial e de simples generalização. Outra possibilidade para resolver esse circuito hidráulico é a utilização de um *software* de simulação de circuitos elétricos.

3.3.3 Modelo térmico parte ativa

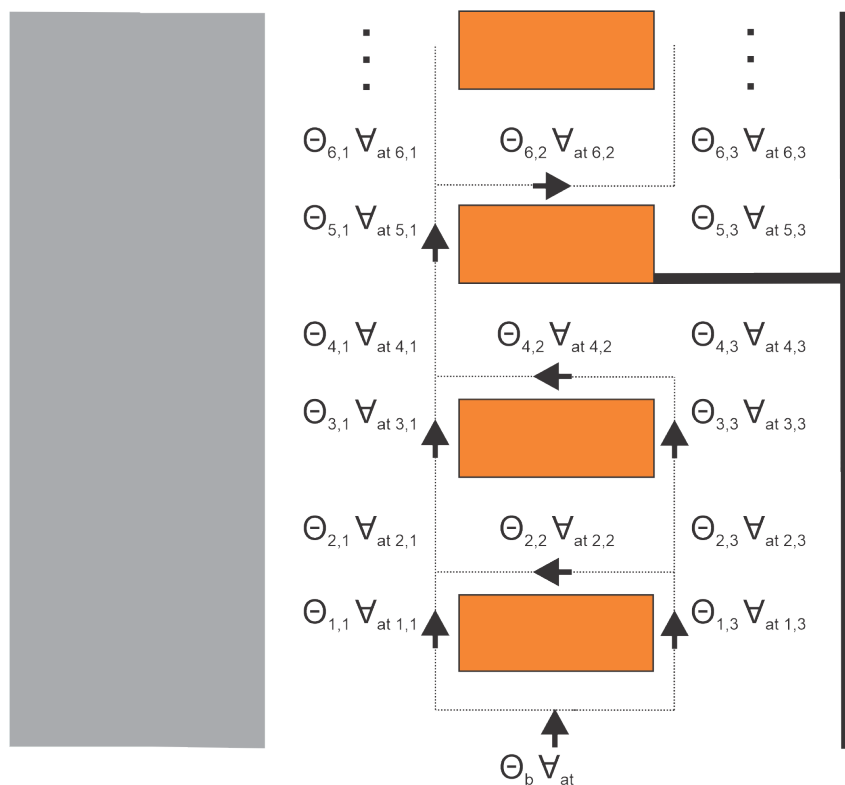
O aquecimento do transformador resultante das perdas elétricas é um fator decisivo na vida útil do equipamento, por isso a determinação das temperaturas internas tem tamanha importância. Na análise da parte ativa do transformador é adotado o modelo FTC, assumindo assim que as perdas se manterão constantes, ou seja, em um transformador operando com carga constante, independente de alteração da temperatura, suas perdas não irão se alterar. A parte ativa do transformador possui suas maiores perdas associadas aos enrolamentos e ao núcleo.

A parcela de perdas associadas ao núcleo pode ser considerada apenas para o cálculo do radiador, na forma de perdas totais como demonstrado na equação 80, porém nos enrolamentos

é necessário um estudo mais aprofundado, pois de acordo com as vazões, desvios de óleo e potências envolvidas, os valores de *hotspot* podem variar.

O uso do modelo FTC na parte ativa do transformador possibilita uma análise de forma facilitada do domínio térmico. Considerando que o modelo hidráulico foi solucionado, e que com isso foi obtido todas as vazões no enrolamento, pode-se iniciar o processo de análise do domínio térmico. A figura 50 apresenta um corte do enrolamento de forma similar ao demonstrado no modelo hidráulico para facilitar o estudo.

Figura 50 – Modelo térmico do enrolamento



Fonte: Autor.

Considerando que o óleo está entrando na base do enrolamento na temperatura θ_b com uma vazão V_{at} , neste momento o óleo se divide entre as vazões $V_{at1,1}$ e $V_{at1,3}$. A parcela de energia dissipada que flui pela lateral dos discos é repassada para o óleo, ocasionando uma elevação da temperatura que pode ser determinada pelas equações 92 e 93.

$$\theta_{1,1} = \theta_b + \frac{q''_{disco} \cdot A_{at-in}}{\rho_{leo} \cdot c_{p_{leo}} \cdot V_{at1,1}} \quad (92)$$

$$\theta_{1,3} = \theta_b + \frac{q''_{disco} \cdot A_{at-ext}}{\rho_{leo} \cdot c_{p_{leo}} \cdot V_{at1,3}} \quad (93)$$

Após a determinação de $\theta_{1,1}$ e $\theta_{1,3}$, a próxima etapa de cálculo é referente ao ponto onde há uma divisão do fluxo de óleo, pois como demonstrado na figura 50 a vazão $V_{at1,3}$ se divide nas parcelas $V_{at2,2}$ e $V_{at2,3}$. Como não há fonte de calor entre $V_{at1,3}$ e $V_{at2,3}$, a temperatura $\theta_{2,3}$

será igual a $\theta_{1,3}$.

Como o sentido do fluxo de óleo entre $\forall_{at2,2}$ é de $\forall_{at2,3}$ para $\forall_{at2,1}$, há uma união dos fluxos de óleo no ponto $\forall_{at2,1}$. O movimento do óleo entre os discos resultará em uma elevação de temperatura, e com isso haverá um somatório de temperaturas e vazões nesta intersecção. A equação 94 apresenta a metodologia para a união destes fluxos de óleo com temperaturas diferentes.

$$\theta_{2,1} = \frac{\theta_{1,1} \cdot \forall_{at1,1} + \left(\theta_{2,3} + \frac{2 \cdot q''_{disco} \cdot A_{at-coroa}}{\rho_{leo} \cdot c_{pleo} \cdot \forall_{at2,2}} \right) \cdot \forall_{at2,2}}{\forall_{at1,1} + \forall_{at2,2}} \quad (94)$$

Com os valores de $\theta_{2,1}$ e $\theta_{2,3}$ definidos, o valor da temperatura entre discos $\theta_{2,2}$ será o resultado do valor médio das temperaturas entre $\theta_{2,1}$ e $\theta_{2,3}$, sendo definida na equação 95.

$$\theta_{2,2} = \theta_{2,3} + \frac{\theta_{2,3} - \theta_{2,1}}{2} \quad (95)$$

A próxima etapa de cálculo é similar à apresentada nas equações 92 e 93, porém a partir deste ponto é necessário a substituição de θ_b pelos valores de temperatura da intersecção anterior, como demonstrado nas equações 96 e 97.

$$\theta_{3,1} = \theta_{2,1} + \frac{q''_{disco} \cdot A_{at-in}}{\rho_{leo} \cdot c_{pleo} \cdot \forall_{at3,1}} \quad (96)$$

$$\theta_{3,3} = \theta_{2,3} + \frac{q''_{disco} \cdot A_{at-ext}}{\rho_{leo} \cdot c_{pleo} \cdot \forall_{at3,3}} \quad (97)$$

No circuito representado na figura 50 há um desvio de óleo no ponto de $\forall_{at4,3}$. Com isso, foi considerado que as temperaturas $\forall_{at4,3}$ e $\forall_{at5,3}$ são idênticas e seus valores podem ser determinados pela equação 98.

$$\theta_{4,3} = \theta_{3,3} + \frac{2 \cdot q''_{disco} \cdot A_{at-ext}}{\rho_{leo} \cdot c_{pleo} \cdot \forall_{at4,3}} \quad (98)$$

Com o valor de $\theta_{4,3}$ definido, o cálculo de $\theta_{4,1}$ e $\theta_{4,2}$ ocorre de forma similar ao apresentado nas equações 94 e 95, apenas adicionando duas unidades ao sub-índice das colunas. A partir deste momento a metodologia toda se repete, exigindo somente o cuidado decorrente dos sentidos das vazões, pois influenciam nos divisores e junções de óleo.

Essa técnica de resolução do modelo térmico não necessita o cálculo de resistências térmicas, todavia, impossibilita a criação de uma equação genérica para a resolução deste circuito. Para verificação do equacionamento é possível fazer o balanço das potências associadas à entalpia do óleo, que deverá se elevar conforme o aumento do número de discos já analisados.

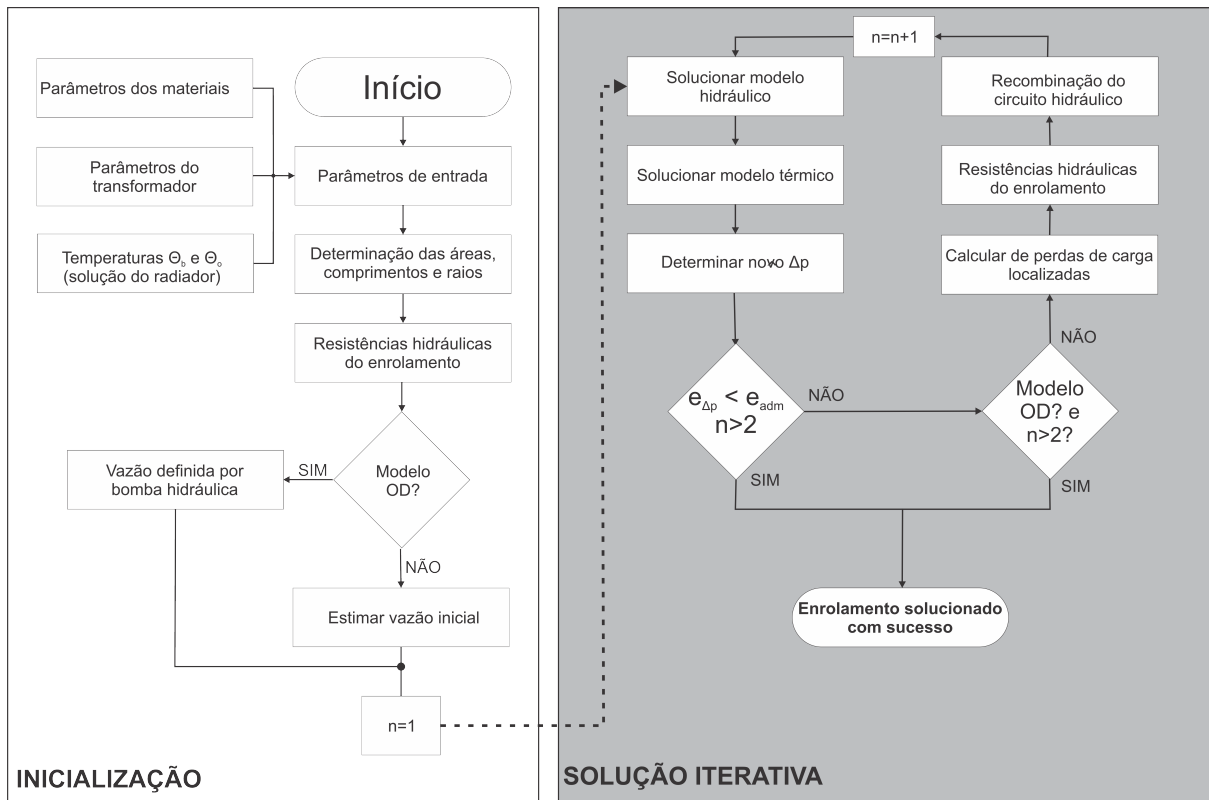
A técnica de cálculo para o modelo térmico e hidráulico para apenas um ou vários enrolamentos concêntricos é idêntica, de modo que deverá ser avaliado cada enrolamento separadamente, considerando que não há influência térmica entre eles internamente e somente deverá ser feita uma soma de temperaturas ponderadas pela vazão no topo do enrolamento para obter

o valor de temperatura total no topo dos enrolamentos.

3.3.4 Algoritmo de resolução das temperaturas e vazões no enrolamento

Após demonstrar as características que compõem o circuito hidráulico e térmico de um enrolamento do tipo disco ou helicoidal com espaçamento entre condutores, é possível desenvolver um algoritmo que permita a resolução deste modelo, retornando as vazões e temperaturas disco-a-disco. A figura 51 apresenta o fluxograma das etapas e processos que compõem o algoritmo.

Figura 51 – Modelo térmico-hidráulico do enrolamento



Fonte: Autor.

O processo de inicialização do algoritmo consiste na entrada dos parâmetros da geometria do enrolamento, dos materiais e as soluções das temperaturas de base (θ_b) adquiridas através da análise do radiador. A etapa seguinte consiste na determinação das áreas, comprimentos e raios que serão utilizadas para determinar a quantidade de fluxo que será injetada no óleo para cada direção.

No processo de inicialização não se tem conhecimento de como o fluxo de óleo irá se dividir dentro dos enrolamentos, por isso não são calculadas as perdas de cargas localizadas, e sim as resistências hidráulicas associadas ao comprimento dos caminhos de óleo entre os

enrolamentos.

O primeiro ponto de definição é decorrente do método de refrigeração do transformador, pois no modelo de óleo dirigido a vazão é definida através de uma bomba hidráulica enquanto no óleo natural e no óleo forçado é dependente exclusivamente do efeito termossifão associado ao aquecimento dos enrolamentos, pois o fluxo não é dirigido para dentro do enrolamento.

Considerando que a variável de controle do laço de interação seja "n", o primeiro passo na solução iterativa é solucionar o modelo hidráulico, que através de técnicas corretas de programação é possível criar um algoritmo que resolva esse circuito hidráulico, determinando a vazão em cada seção dentro do enrolamento.

Após determinadas as vazões em todos os caminhos em que o óleo pode fluir dentro dos enrolamentos, a próxima etapa é a solução do modelo térmico, definindo as temperaturas em todas as partes em que há a passagem de óleo dentro do enrolamento. O cálculo das temperaturas irá resultar em um valor de *hotspot* localizado no penúltimo disco superior do enrolamento, e esse valor será utilizado para determinação da força de empuxo.

No cálculo da força de empuxo para os radiadores que não possuem bombas para aumentar sua vazão, a força de empuxo é baseada no $\Delta\theta_{ob}$ (variação da temperatura de topo e base) enquanto na parte ativa ela está relacionada a $\Delta\theta_{hb}$ (variação de temperatura de *hotspot* e base). Como variável de controle para a convergência dos enrolamentos foi utilizado a força de empuxo, pois é possível relacionar seu efeito com temperatura e características da geometria e do óleo.

A equação 99 apresenta o método de cálculo do erro $e_{\Delta p}$ que compara através de uma ponderação entre pressão e temperatura o erro atual do sistema, sem relacionar a temperatura em seu valor de referência.

$$e_{\Delta p} = \frac{\rho_{leo} \cdot g \cdot \beta_{leo} \cdot \Delta H_{at-r} - \frac{\Delta p}{4 \cdot \Delta \theta_{hb}}}{\rho_{leo} \cdot g \cdot \beta_{leo} \cdot \Delta H_{at-r}} \quad (99)$$

Caso o erro seja menor que o valor admissível e tenha se passado mais de duas iterações, o algoritmo terá convergido, caso o contrário, serão calculadas as perdas de cargas localizadas. Em seguida, serão recalculadas as resistências hidráulicas que compõem o sistema, recriando o circuito hidráulico para ser solucionado na próxima iteração, até que o sistema convirja.

A utilização desta metodologia de cálculo resultará na determinação de todas as temperaturas que compõem o transformador, evidenciando com precisão a localização do *hotspot* e seu valor. A técnica apresentada para análise do radiador e da parte ativa do transformador pode ser de grande utilidade para a indústria, uma vez que projetos otimizados do radiador podem resultar na diminuição da temperatura global do transformador, e o conhecimento das temperaturas e vazões internas podem indicar a localização em que seria recomendado a utilização de isolamento sólida para aumentar a vida útil do transformador.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A metodologia apresentada neste trabalho tem como objetivo principal a determinação das temperaturas θ_o e θ_b , bem como a temperatura de *hotspot* para comparação com as metodologias apresentada nas normas IEC 60076-2, NBR 5356 e IEEE 5791. O grande problema encontrado para a validação experimental desta técnica de cálculo é o elevado custo associado a aquisição de transformadores de potência, além da grande infraestrutura necessária para efetuar a ligação em altas tensões e com níveis elevados de corrente.

Uma solução encontrada para tornar viável a comprovação do estudo realizado foi através de simulações em elementos finitos. Esse tipo de técnica consiste no desenho da geometria em um *software*, para em seguida dividir este sólidos em pequenos volumes, criando assim uma malha. Nas regiões de contorno desta malha são aplicadas leis físicas, fazendo a iteração de um domínio com seus vizinhos, buscando um ponto em que haja a convergência do sistema.

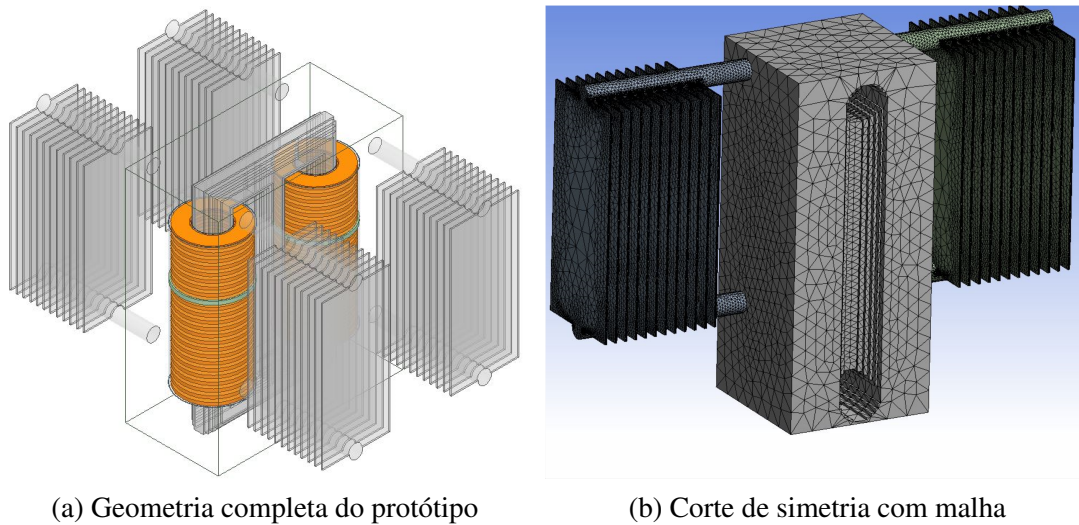
A utilização de FEM requisita uma grande capacidade computacional, além de que para geometrias complexas, o tempo envolvido para a convergência pode se tornar elevado (na ordem de dias) e apresentar com frequência problemas relacionados a criação da malha (número de elementos muito elevado). Para contornar estes problemas de simulação, optou-se por utilizar um protótipo de transformador de potência com dimensões e complexidade inferior ao dispositivo real.

As técnicas apresentas neste trabalho possibilitaram a construção de um algoritmo iterativo em MATLAB[®] para a determinação das temperaturas e vazões no transformador. A grande vantagem do software MATLAB[®] é a interface de programação voltada para a construção de algoritmos matemáticos garantindo ótimo desempenho para efetuar os cálculos, reduzida capacidade computacional e tempo quando comparado com simulações em elementos finitos. Como critério de parada do algoritmo, o erro máximo admissível absoluto é de $\varepsilon_{adm} = 0,1\%$, ou seja, quando a variável de controle atingir valores inferiores, será considerado que a solução foi encontrada.

4.1 PROTÓTIPO SIMULADO

Como o objetivo deste trabalho é a comprovação da metodologia apresentada para a determinação do comportamento térmico do transformador e a temperatura do *hotspot*, foi simulado um protótipo de transformador de potência com 4 radiadores em um núcleo do tipo duplo E com apenas dois enrolamentos do tipo disco, idênticos. A utilização de apenas dois enrolamentos iguais foi com objetivo da adoção de simetria no transformador para a redução do número total de elementos da malha. A figura 52-(a) mostra a geometria completa do protótipo, enquanto a figura 52-(b) apresenta o corte devido a simetria e a malha criada.

Figura 52 – Geometria do protótipo



(a) Geometria completa do protótipo

(b) Corte de simetria com malha

Fonte: Autor.

Na figura 52-(b) a utilização de simetria possibilitou a redução pela metade do tamanho da malha para a simulação, e com isso o número total de elementos totalizou 753591 com 182385 nós. Para a geração da malha foi utilizado a ferramenta do *software* ANSYS R19.0[®], que embora não seja a melhor disponível no mercado para a criação de malhas em geometrias complexas, ela está embutida com o módulo CFX da plataforma ANSYS.

Para a utilização dos algoritmos apresentados neste trabalho é necessário o conhecimento de todos os parâmetros construtivos que compõem a geometria. As dimensões do protótipo associadas ao radiador são descritas na tabela 2. Para este estudo foram adicionados 4 radiadores contendo 12 aletas no total.

Tabela 2 – Parâmetros da geometria do radiador

Parâmetro	Valor	Unidade
h_{aleta}	1,0900	m
l_{aleta}	0,0100	m
w_{aleta}	0,5100	m
r_d	0,0500	m
l_c	0,2659	m
l_a	0,0410	m
ϵ_{rad}	0,0010	m
ΔH_{at-r}	0,1877	m

Fonte: Autor.

No estudo do radiador, além dos dados associados à sua geometria, são necessários os parâmetros dos materiais envolvidos no processo de troca térmica. As características do ar para diferentes temperaturas pode ser encontrado no apêndice A, enquanto os valores das características do óleo isolante necessárias para análise térmica e a condutividade térmica do aço que compõem o radiador é apresentado na tabela 3 .

Tabela 3 – Parâmetros dos materiais

Parâmetro	Valor	Unidade
ρ_{oleo}	869	kg/m^3
c_{poleo}	1920	$J/kg \cdot K$
β_{oleo}	$795 \cdot 10^{-6}$	$1/K$
u_{oleo}	$5,5748 \cdot 10^{-3}$	$N \cdot s/m^2$
k_{oleo}	0,14	$W/m \cdot K$
Pr_{oleo}	10,863	
k_{pr}	60,5	$W/m \cdot K$

Fonte: Autor.

O protótipo a ser simulado é constituído de dois enrolamentos do tipo disco, conforme pode ser visualizado na figura 52-(a). Porém, como foi efetuado um corte de simetria, a simulação irá focar em apenas um enrolamento e considerar que o outro lado correspondente da simetria o comportamento é idêntico. O enrolamento a ser simulado possui 24 discos e dois desvios de óleo, sendo localizados do lado interno do disco 8 e do lado externo do disco 16, dividido em três regiões o enrolamento com número de discos iguais. A tabela 4 apresenta a característica da geometria do enrolamento a ser analisado.

Tabela 4 – Parâmetros da geometria do enrolamento

Parâmetro	Valor	Unidade
ϵ_c	0,0222	m
ϵ_d	0,0222	m
r_{is-in}	0,1144	m
r_{is-ex}	0,2344	m
r_{d-in}	0,1244	m
r_{d-ex}	0,2244	m
n_{discos}	24	

Fonte: Autor.

Para a simulação foram adotadas perdas totais de $15kW$, sendo distribuídas $1kW$ uniformemente no núcleo do transformador e o restante foi dividido de forma uniforme através dos discos que compõem os enrolamentos. Com base nas características dos materiais e da geometria do protótipo foram efetuadas diferentes simulações para a validação dos algoritmos desenvolvidos conforme será apresentado a seguir.

Todas as simulações efetuadas foram com base na temperatura ambiente de $25^\circ C$. As condições de contorno no radiador foram adicionadas segundo o modelo de TSC ($W/m^2 \cdot K$) com valores obtidos através do algoritmo desenvolvido para retirar problemas gerados por refinamento de malha na construção de caixa de ar e também acelerar o processo de convergência.

4.2 VALIDAÇÃO DO RADIADOR

Para a validação do algoritmo correspondente ao radiador foi efetuado uma simulação que permitiu a determinação da validade da metodologia sem a interferência da parte ativa. Neste cenário, foi simulado um radiador com vazão constante que necessitava dissipar uma potência total de $3,750kW$. A troca de calor com o ambiente externo acontecerá através de convecção natural, com as condições de contorno fornecidas pelo algoritmo desenvolvido em MATLAB.

Inicialmente foram inseridos no algoritmo, como dados de entrada do modelo, todos os dados relativos a geometria e materiais que compõem o protótipo. Para este cenário, o código foi adaptado para simular apenas um radiador, necessitando dissipar $3,75kW$. Os dados de vazão mássica e as condições de contorno obtidos são apresentados na tabela 5.

Tabela 5 – Parâmetros de contorno do radiador com ar natural

Parâmetro	Valor	Unidade
Fluxo térmico no duto superior	3,5955	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo térmico na aleta	26,4321	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo térmico no duto inferior	3,5339	$W/m^2 \cdot K$
Vazão mássica	1,3650	kg/m^3

Fonte: Autor.

A figura 53 apresenta os gráficos resultantes do método iterativo para a solução do radiador, sendo necessárias 22 iterações para que o erro alcançasse um valor inferior ao máximo admissível. A temperatura de topo no radiador foi de $36,106^{\circ}C$ e a de base de $34,684^{\circ}C$ para uma potência dissipada de $3,747kW$, ou seja, muito próxima da potência desejada.

Para a validação do método apresentado neste trabalho, foi efetuado a simulação em volumes finitos do radiador, utilizando como condições de contorno os valores apresentados na tabela 5. Foram efetuadas três simulações de radiadores, todas com as mesmas características físicas, porém com refinamentos de malha diferentes. A diferença entre as malhas utilizadas podem ser verificadas na figura 54 e os perfis de temperatura nas aletas na figura 55. As propriedades da malha e os resultados obtidos são apresentados na tabela 6.

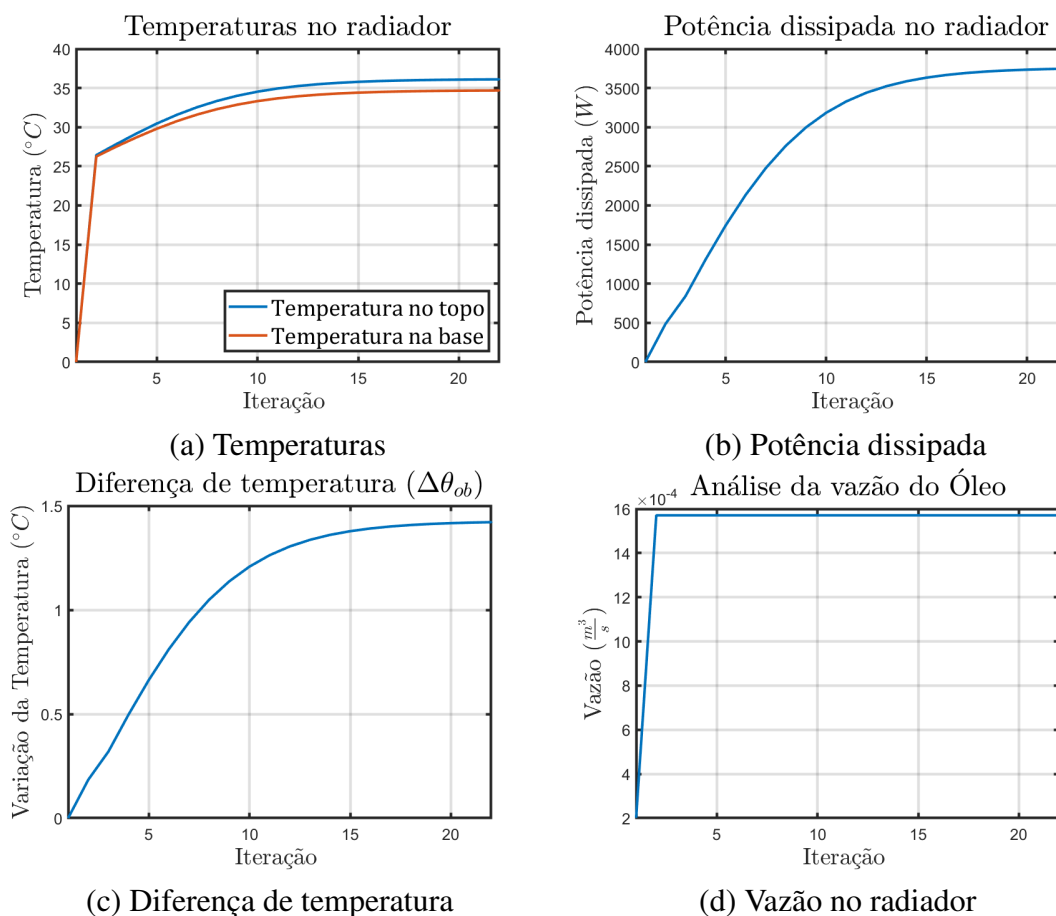
Tabela 6 – Comparativo das simulações do radiador com diferentes malhas

Simulação	Elementos	Nós	Tempo de simulação	$\theta_o (^{\circ}C)$	$\theta_b (^{\circ}C)$
(a)	44050	12522	13min	35,898	35,075
(b)	553179	144558	1h 19min	35,571	34,416
(c)	1264500	294243	3h 49min	35,548	34,393

Fonte: Autor.

Na tabela 6 são apresentadas as três simulações efetuadas, com o número de elementos e nós que haviam em cada geometria analisada. Ao aumentar o número de elementos totais da simulação, a quantidade de cálculos necessários para a convergência será maior, e consequentemente seu tempo. Observa-se que ao comparar a simulação (a), que possui uma quantidade

Figura 53 – Resultados do método iterativo para o radiador



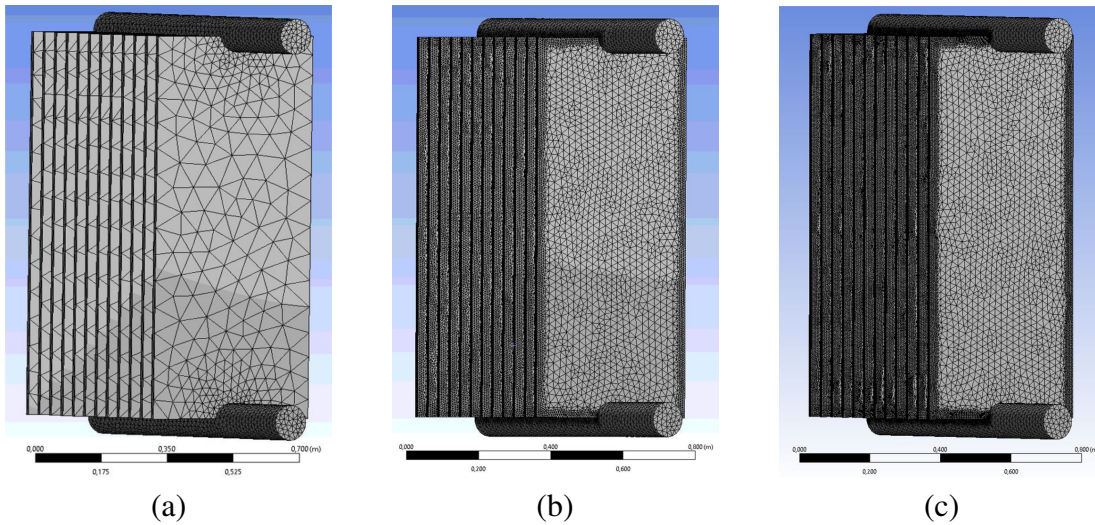
Fonte: Autor.

muito inferior de elementos, o tempo necessário para obter convergência foi de aproximadamente 13 min, enquanto na simulação (c) foram necessárias 3h 49min. Em cada simulação as temperaturas apresentaram pequenas variações, mas mantendo valores próximos ao encontrado pelo algoritmo do MATLAB, exibindo que o refinamento de malha não trouxe um ganho significativo de precisão.

Na comparação dos dados obtidos através de simulação em elementos finitos e do código em MATLAB, os resultados apresentaram erro de 0,5% para a temperatura de topo e 0,6% para a de base. No entanto, a grande vantagem deste algoritmo foi o tempo de solução, pois apesar de setar todas as condições de contorno, a simulação em elementos finitos necessitou de pouco mais de 3 horas, contra 4,23s em um computador de desempenho muito inferior. Com esses resultados é possível considerar que a técnica desenvolvida para o radiador é válida.

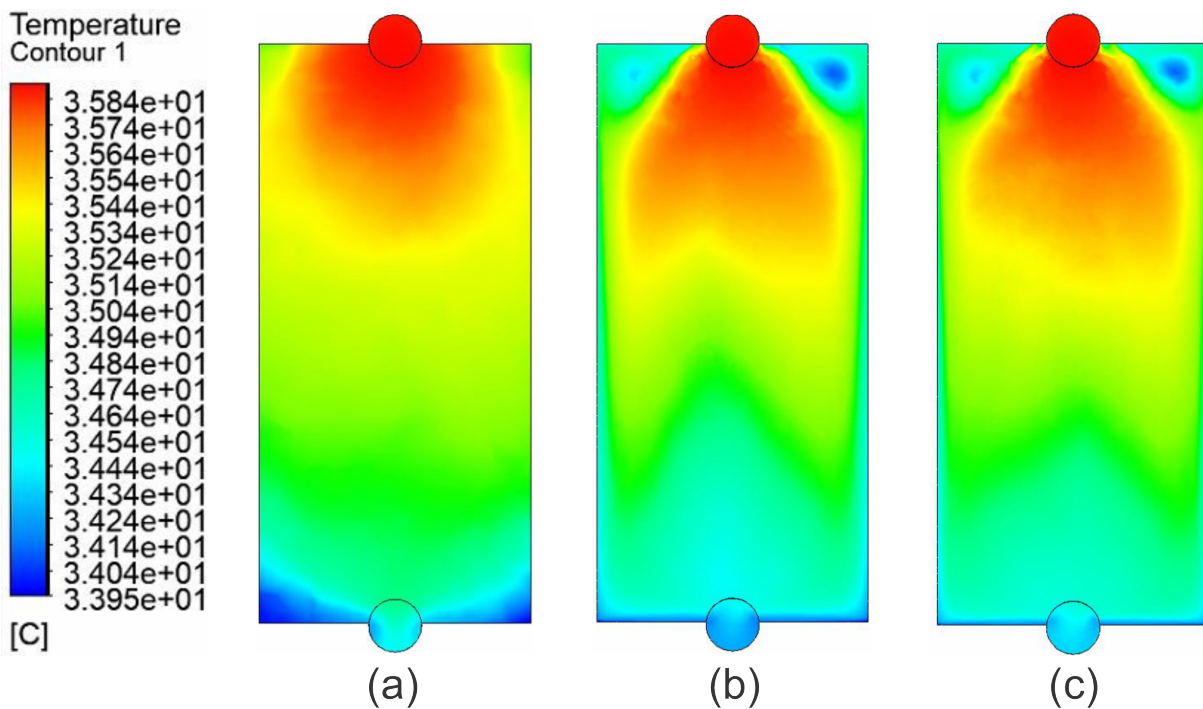
A figura 56 exibe a característica do gradiente de temperatura em uma configuração de malha do radiador, com o óleo entrando aquecido na parte superior e sendo refrigerado conforme passa pelas aletas. Na vista lateral do radiador é possível verificar que o gradiente de temperatura não é idêntico entre a primeira aleta e a última, isso porque cada aleta é submetida a uma temperatura e vazão diferente, uma vez que há troca de calor no duto superior, além do divisor de vazões entre aletas.

Figura 54 – Comparativo de malhas utilizadas no radiador



Fonte: Autor.

Figura 55 – Comparativo de temperaturas obtidas no estudo de malha do radiador

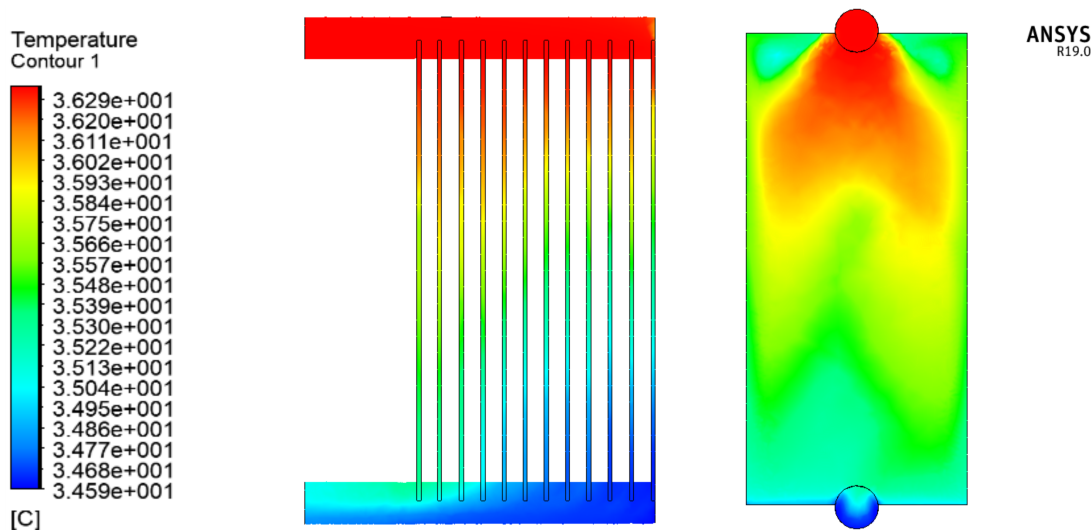


Fonte: Autor.

A figura 57 apresenta a característica do fluxo térmico associado ao radiador em W/m^2 . Nesta figura é importante observar que quanto menor o valor, mais eficiente esta sendo o processo de troca térmica, pois o sinal negativo na escala é associado ao fato de a energia estar sendo retirada do sistema.

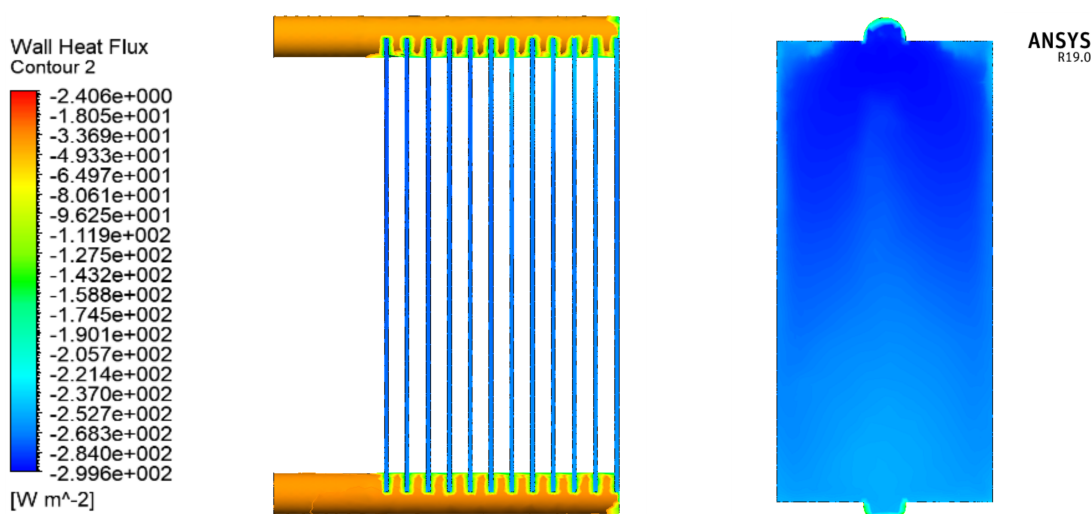
Pode se observar na figura 57 que a eficiência da troca térmica no duto superior e inferior é bem menor quando comparada com a troca nas aletas. Isso está associado principalmente ao conjunto de resistências térmicas que definem suas condições de contorno. Na vista frontal da

Figura 56 – Simulação radiador com ar natural: Temperaturas



Fonte: Autor.

Figura 57 – Simulação radiador com ar natural: Fluxo térmico

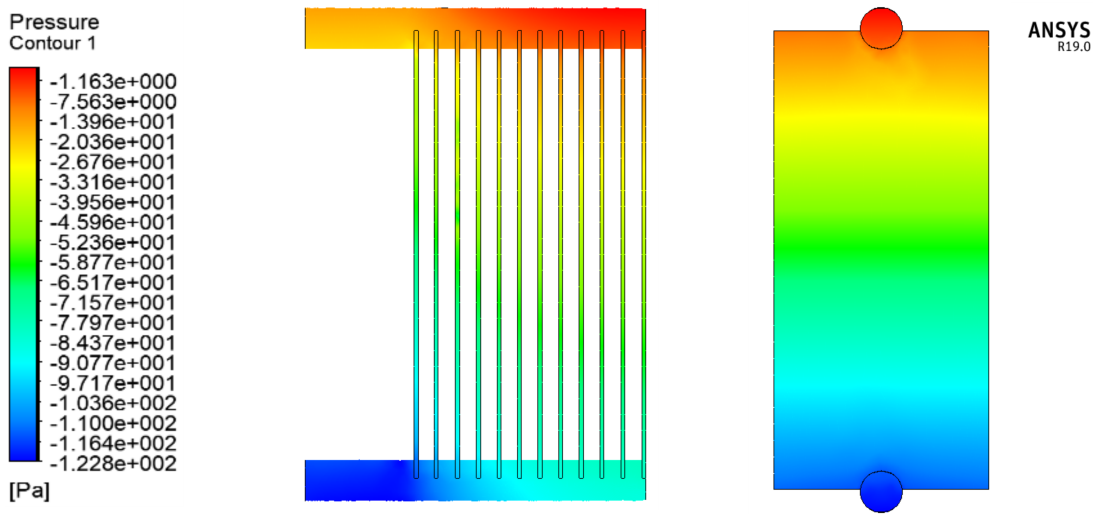


Fonte: Autor.

aleta, observa-se que há uma redução na eficácia da troca térmica conforme o óleo reduz sua diferença de temperatura com a ambiente.

Conforme descrito na metodologia, o efeito termossifão é desprezado no radiador quando há uma bomba para aumento da vazão no radiador. Porém, se observar o perfil das pressões envolvidas (conforme apresentado na figura 58), há uma queda da pressão que ocorre de forma linear nas aletas, e com isso fica evidente o porque deve-se utilizar o centro geométrico para o cálculo do efeito termossifão.

Figura 58 – Simulação radiador com ar natural: Perfil de pressões



Fonte: Autor.

4.3 SIMULAÇÕES DO PROTÓTIPO EM PARA DIFERENTES MÉTODOS DE REFRIGERAÇÃO

Após a validação da metodologia proposta para apenas o radiador, a próxima etapa é a simulação do sistema completo do protótipo. Foram criados seis cenários de refrigeração para a avaliação: ONAN, ONAF, OFAN, OFAF, ODAN e ODAF. O objetivo destes ensaios é verificar a precisão do algoritmo desenvolvido, tanto para temperaturas de topo e base como dos valores de *hotspot* no enrolamento.

Para estas simulações, foi considerado que o tanque do transformador não efetua troca térmica com o ambiente, ou seja, tem comportamento isotérmico. As condições de contorno do radiador para troca de calor foram calculadas através do algoritmo desenvolvido em MATLAB para depois servirem de entradas para as simulações, otimizando o processo de simulação.

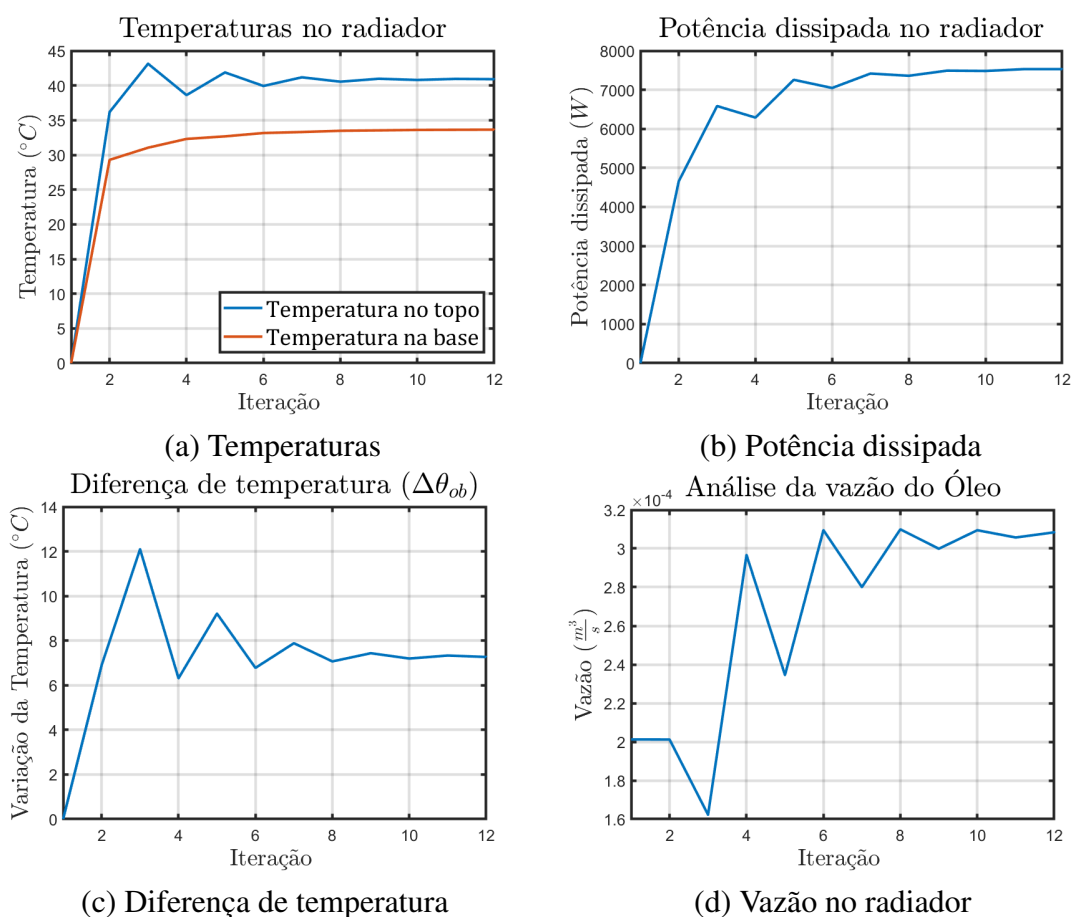
Para a simulação completa do protótipo foi considerada a simetria em sua geometria, e devido a este fato, foi possível simplificar o protótipo pela metade, sendo necessária a simulação de apenas um enrolamento e dois radiadores. Foi considerado um total de $7kW$ de perda no enrolamento e $0,5kW$ de perdas no núcleo, totalizando $7,5kW$ que necessitam ser dissipados pelos dois radiadores.

4.3.1 Sistema ONAN

O sistema de refrigeração ONAN é o mais básico empregado em transformadores de potência, pois a movimentação interna do óleo é totalmente dependente do efeito termossifão, como explicado anteriormente, e a retirada de calor nos radiadores é feita através do processo de convecção natural com o ambiente. Com base nas características da geometria e condições de

entrada foi utilizado o algoritmo desenvolvido para essa configuração de método de refrigeração. A figura 59 apresenta os resultados para o algoritmo iterativo do radiador, o qual convergiu em 10 iterações.

Figura 59 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração ONAN



Fonte: Autor.

Na figura 59-(a) o valor da temperatura de topo no radiador obtido foi de $40,905^{\circ}C$ e o de base de $33,637^{\circ}C$, com uma potência total dissipada nos radiadores de $7,529kW$. A metodologia apresentada para a estimativa da vazão inicial (equação 73) permite que algoritmo inicie com valores próximos aos de convergência, reduzindo o tempo requisitado.

Após o algoritmo desenvolvido convergir, é possível obter os parâmetros de troca térmica para utilização como condição de contorno no radiador. Na tabela 7 são apresentados os valores que foram utilizados na simulação da configuração ONAN.

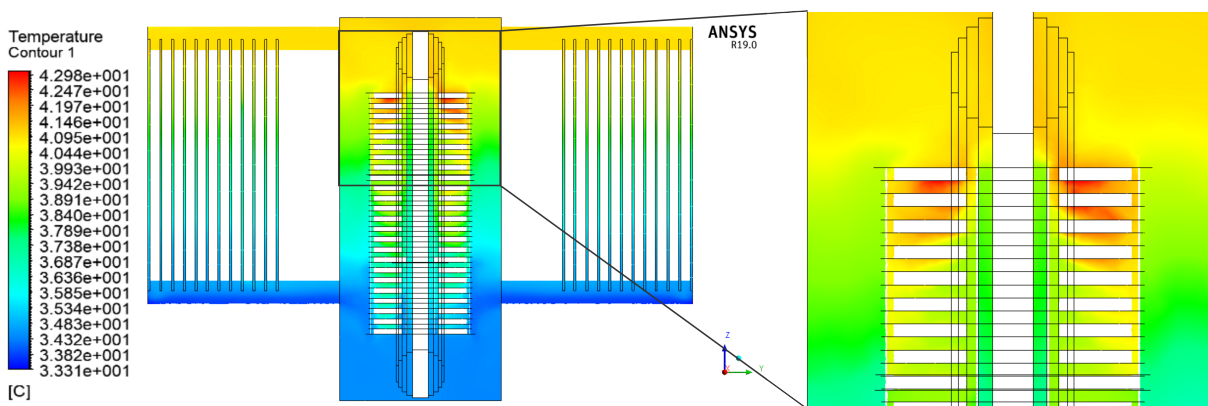
Tabela 7 – Condições de contorno ONAN

Parâmetro	Valor	Unidade
Fluxo térmico no duto superior	3,7948	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo térmico na aleta	23,1712	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo térmico no duto inferior	3,5339	$W/m^2 \cdot K$

Fonte: Autor.

A figura 60 apresenta o perfil de temperaturas encontradas na simulação, com destaque para o topo dos enrolamentos onde está localizado o *hotspot*. As temperaturas no transformador apresentam um gradiente linear na parte ativa do transformador, característico do modelo FTC. Isso ocorre porque o óleo resfriado que entra na parte ativa se mistura com o óleo aquecido nos enrolamentos. Conforme a temperatura do óleo aumenta, há uma redução de sua densidade, e com isso o óleo mais quente fica localizado no topo da parte ativa, enquanto o óleo mais frio na base. Ainda nesta figura é possível observar que o *hotspot* é localizado entre os discos, mas próximo ao lado interno do enrolamento, pois o último desvio de óleo está posicionado no lado externo do enrolamento. Ao posicionar o desvio de óleo no lado externo do enrolamento é criado um caminho de maior resistência hidráulica no lado interno, e conseqüentemente uma vazão menor circula entre os discos, sendo que esse fato se agrava no último disco, pois o óleo já possui uma temperatura elevada. Nesta simulação o valor de *hotspot* foi de $43,52^{\circ}\text{C}$, enquanto a temperatura de topo de óleo foi de $41,17^{\circ}\text{C}$ e $34,35^{\circ}\text{C}$ para a de base.

Figura 60 – Simulação do protótipo característica ONAN: Perfil de temperatura



Fonte: Autor.

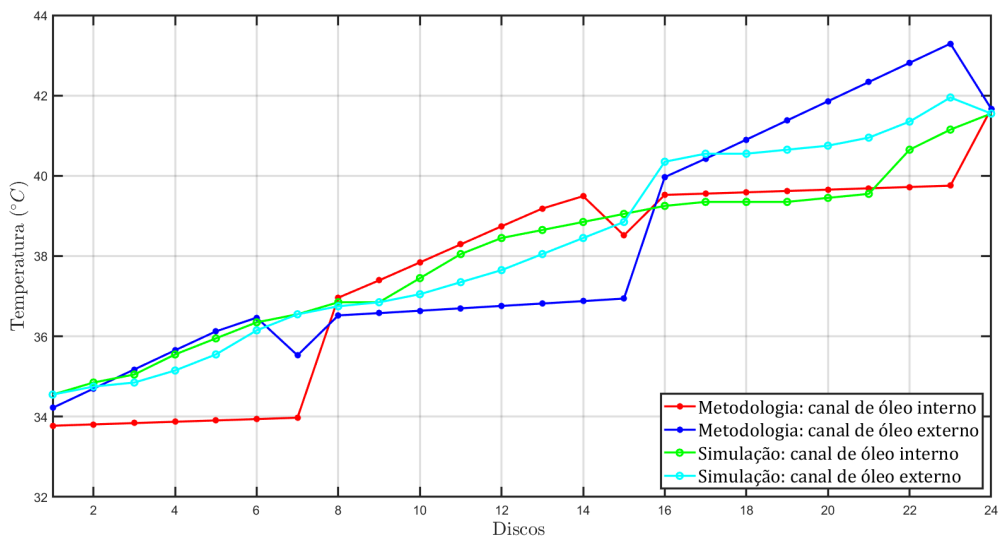
A figura 61 apresenta a distribuição de temperaturas nos dutos internos e externos do enrolamento, permitindo comparar os resultados obtidos entre a metodologia e a simulação. O *hotspot* foi identificado pelo algoritmo entre o penúltimo e o último disco, no lado interno do enrolamento com a temperatura de $43,351^{\circ}\text{C}$. Nesta figura é necessário observar que as temperaturas nos dutos de óleo interno e externo da simulação possuem valores inferiores ao *hotspot*, pois as aquisições foram efetuadas no centro destes canais e não entre discos.

O comportamento das temperaturas na figura 61 são similares tanto na simulação quanto na metodologia desenvolvida, mostrando a importância dos desvios de óleo, pois misturaram os óleos com diferentes temperaturas, reduzindo pontos com valores mais elevados.

A característica de temperatura na aleta é apresentado na figura 62, onde é possível visualizar que o óleo mais aquecido entra no topo e conforme flui pela aleta sua temperatura é reduzida de forma exponencial devido ao modelo de TSC adotado.

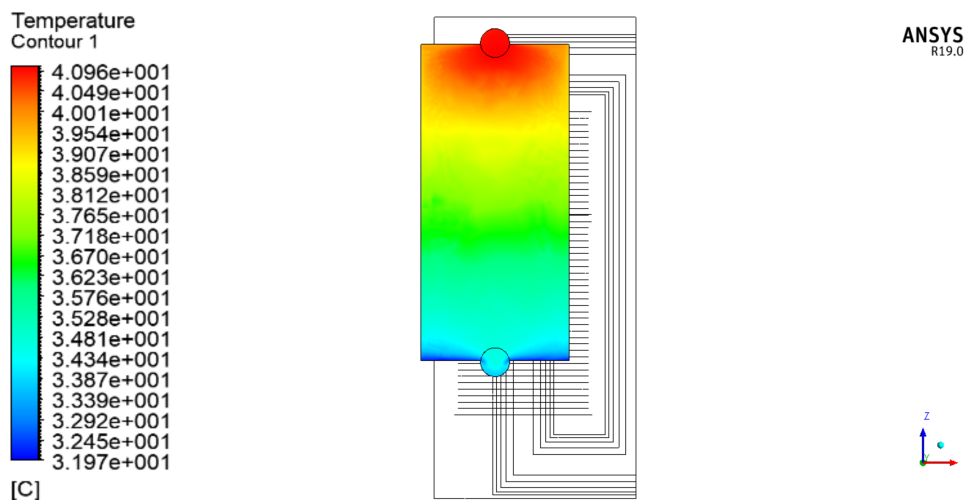
Como na configuração ONAN o óleo é movimentado no transformador apenas através

Figura 61 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração ONAN



Fonte: Autor.

Figura 62 – Simulação do protótipo característica ONAN: Temperatura na aleta

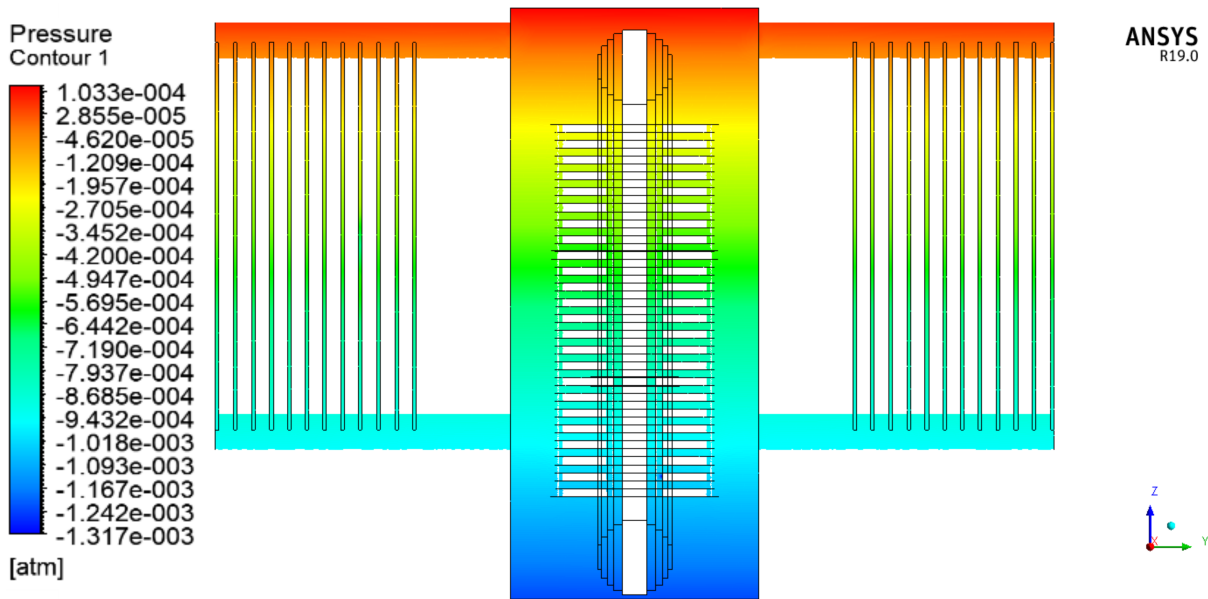


Fonte: Autor.

do movimento termossifão, existe um gradiente linear de pressões internas no transformador, conforme apresentado na figura 63. De acordo com a temperatura do óleo há uma pressão associada devido ao efeito termossifão, e como na parte ativa o aquecimento ocorre de forma linear e as pressões ocorrem de forma linear, pode-se associar o efeito termossifão e o aquecimento do modelo FTC no transformador de potência.

O comparativo para determinar o desempenho dos algoritmos desenvolvidos e das simulações em elementos finitos deverá ser feito através do comparativo de temperaturas obtidas, com isso obteve-se um erro de 2,08% na temperatura de base do radiador, 0,64% para temperatura de topo e -0,38% para o *hotspot* mostrando a precisão do método.

Figura 63 – Simulação do protótipo característica ONAN: Gradiente de pressões



Fonte: Autor.

4.3.2 Sistema ONAF

O sistema ONAF se diferencia do método ONAN pelo fato de possuir um ventilador adicionado ao radiador jogando ar a uma velocidade constante de 20m/s . Essa vazão constante irá melhorar a troca térmica por convecção do radiador, buscando a redução global da temperatura do transformador. A figura 64 apresenta os resultados obtidos pela metodologia apresentada neste trabalho.

Para o sistema ONAF, o algoritmo necessitou de apenas 8 iterações para encontrar um erro de potência dissipada menor que o admissível. A temperatura θ_o obtida foi de $39,753^\circ\text{C}$ e para θ_b foi de $32,085^\circ\text{C}$ com uma potência dissipada de $7,493\text{kW}$. Nos gráficos apresentados na figura 64 observa-se que a temperatura de base no processo iterativo sofre adaptações pequenas quando comparadas a temperatura de topo. Isso se deve ao fato de que a temperatura de topo é estimada para uma nova vazão a cada iteração, enquanto a temperatura de base obedece o decaimento exponencial do modelo TSC. Após o algoritmo solucionar o sistema, os valores de troca térmica foram usados como condições de contorno, como demonstrados na tabela 8.

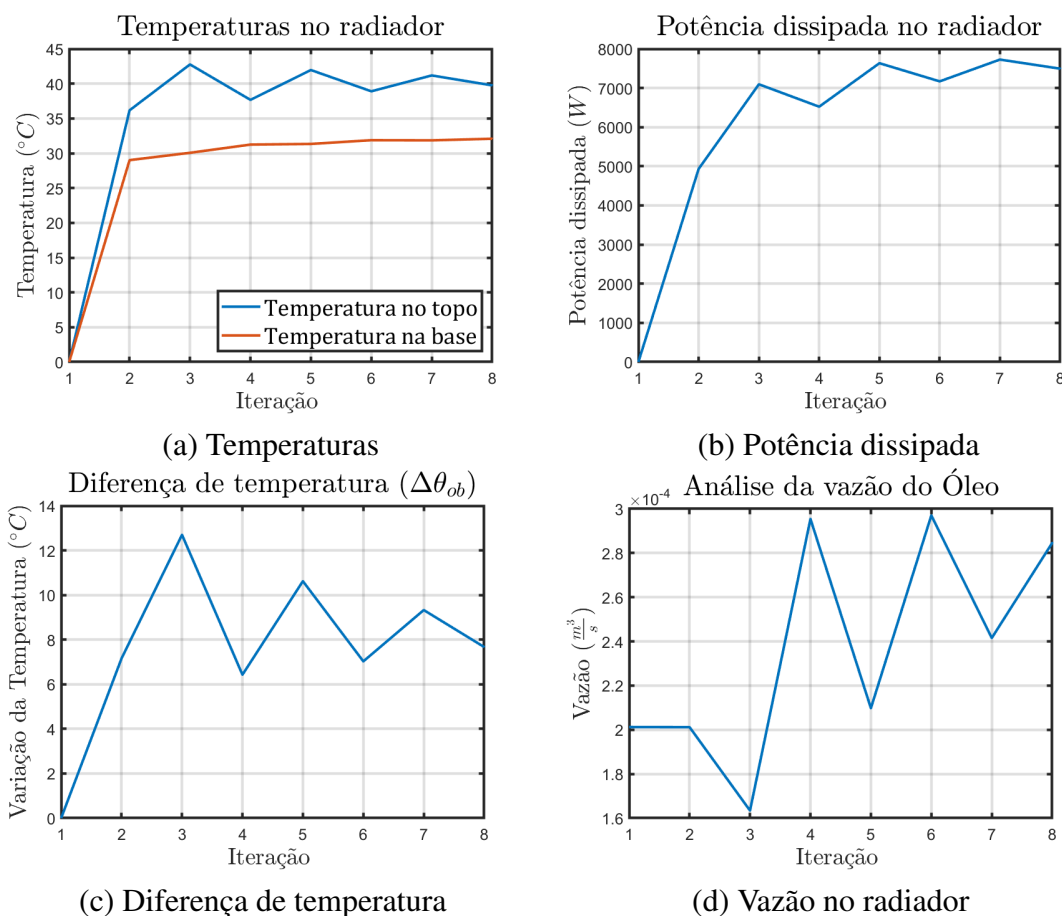
Tabela 8 – Condições de contorno ONAF

Parâmetro	Valor	Unidade
Fluxo térmico no duto superior	25,4902	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
Fluxo térmico na aleta	23,1712	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
Fluxo térmico no duto inferior	37,5516	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$

Fonte: Autor.

Pela tabela 8 observa-se que a troca térmica tem uma ligeira melhora nas aletas quando

Figura 64 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração ONAF



Fonte: Autor.

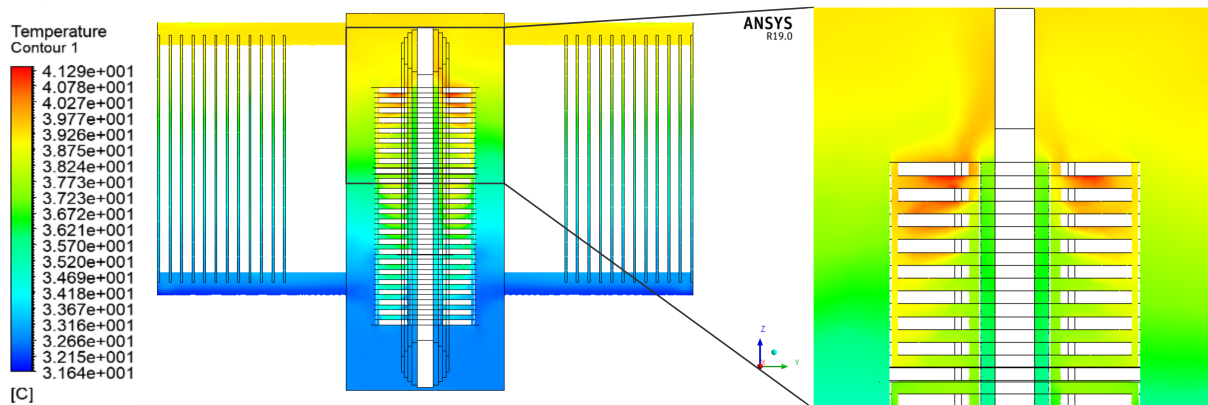
comparadas ao sistema ONAN, porém ao comparar as trocas nos dutos superior e inferior, o incremento no coeficiente de troca térmica considerável. Todavia esse aumento não é muito significativo pois as áreas são reduzidas.

A figura 65 apresenta o comportamento térmico do protótipo para a configuração ONAF. O efeito da adição dos ventiladores nos radiadores foi incrementado através dos coeficientes de troca térmica e não necessitam o ajuste da geometria do dispositivo. Novamente há um aumento linear da temperatura da parte ativa, pois o efeito termossifão permanece sendo o único causador da movimentação do óleo.

Para o destaque do *hotspot* da figura 65 observa-se que a localização permaneceu a mesma, porém como a temperatura de base é menor, o valor obtido para θ_h foi de $41,780^\circ C$, representando uma redução de $1,74^\circ C$ quando comparado com o ONAN. Nesta simulação a temperatura θ_o obtida foi de $39,379^\circ C$ e θ_b de $32,702^\circ C$.

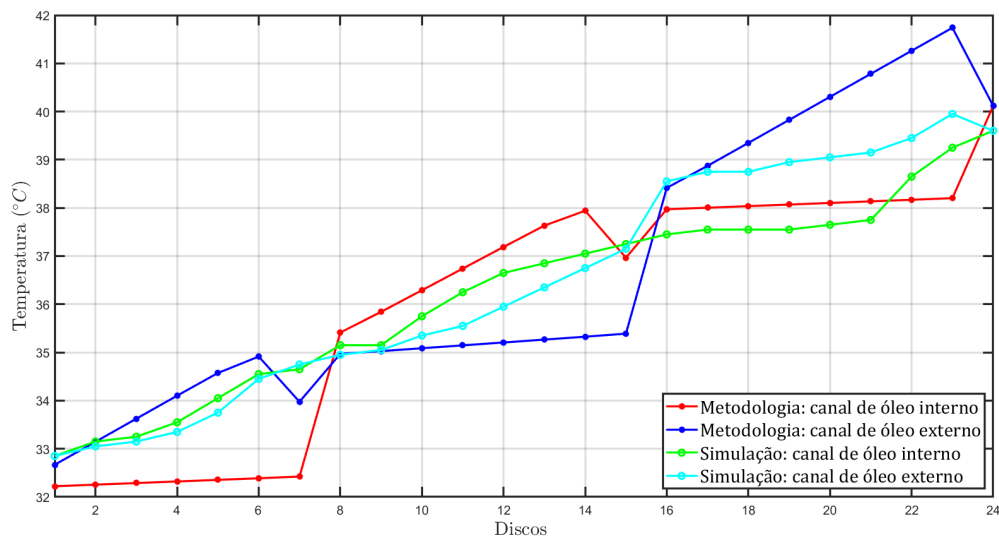
Como houve redução na temperatura de base quando comparado com a refrigeração ONAN, era esperado que o valor do *hotspot* apresentasse uma redução. A figura 66 apresenta o perfil das temperaturas no enrolamento no sistema ONAF obtidos na metodologia e na simulação. A temperatura obtida através da técnica apresentou para θ_h o valor de $41,799^\circ C$. De forma similar ao sistema ONAN, os valores das temperaturas dentro dos dutos de óleo apresentaram

Figura 65 – Simulação do protótipo característica ONAF: Perfil de temperatura



Fonte: Autor.

Figura 66 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração ONAF



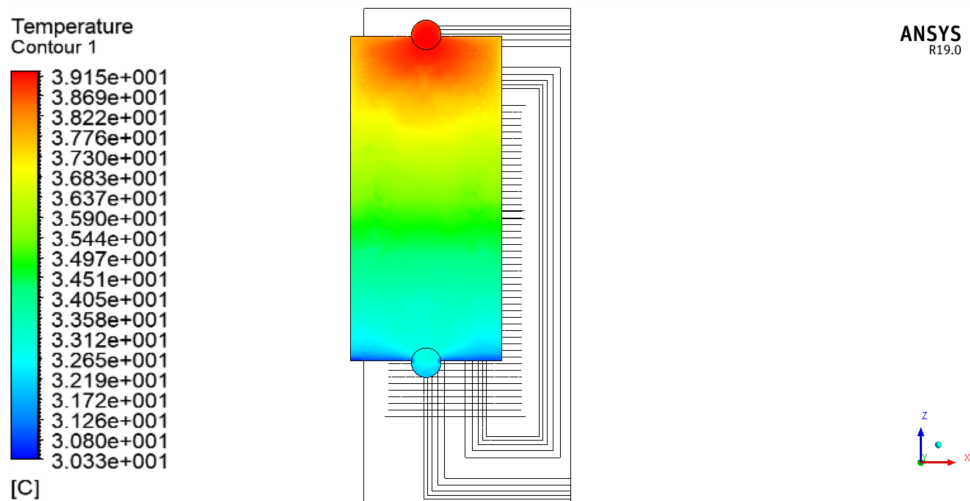
Fonte: Autor.

um comportamento similar entre a simulação e a metodologia desenvolvida.

O gradiente de temperatura na aleta representado na figura 67 exibe uma característica idêntica ao sistema ONAN, pois foi configurado um fluxo térmico dependente da temperatura na aleta, e com isso elimina a necessidade da adição de caixa de ar com uma vazão constante. Na prática pode ocorrer de a temperatura mais quente ficar localizada em um dos lados mais afastados do ventilador no caso dele estar gerando um fluxo de ar em direção as aletas.

A figura 67 apresenta o fluxo térmico na parede do protótipo sem a dependência da temperatura. Conforme o óleo possui uma diferença de temperatura com o ambiente, mais eficiente é o processo de troca térmica, e consequentemente mais energia é retirada do sistema, sendo bem perceptível na aleta o gradiente de fluxo térmico. Ao analisar o comportamento da aleta,

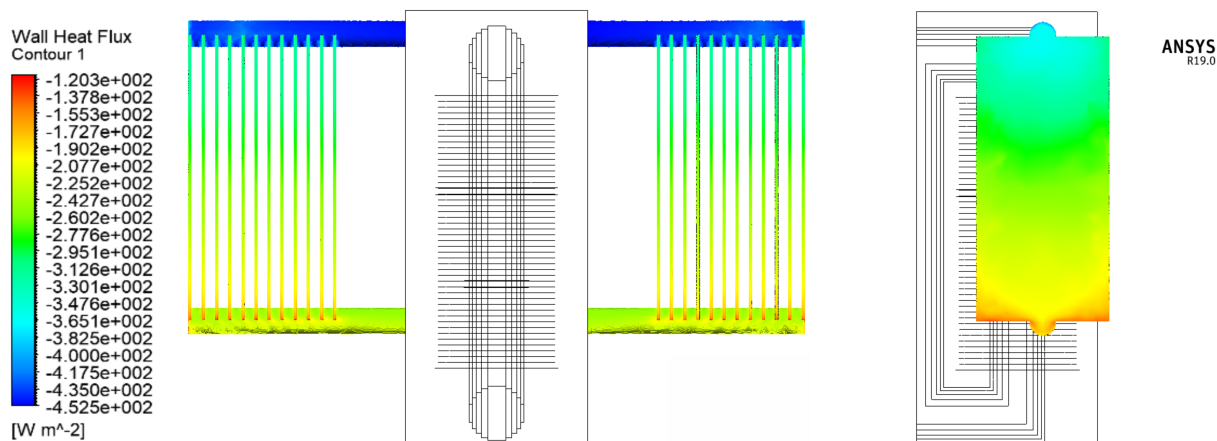
Figura 67 – Simulação do protótipo característica ONAF: Temperatura na aleta



Fonte: Autor.

pode-se chegar a conclusão de que aumentar indefinidamente o tamanho da aleta não resultará no aumento de eficiência na mesma proporção. Por fim, pode-se associar a mal distribuição do óleo na conexão entre o duto superior e a aleta à perda de eficiência na região de entrada da aleta, podendo ser melhorada através de melhorias no projeto do radiador.

Figura 68 – Simulação do protótipo característica ONAF: Fluxo térmico



Fonte: Autor.

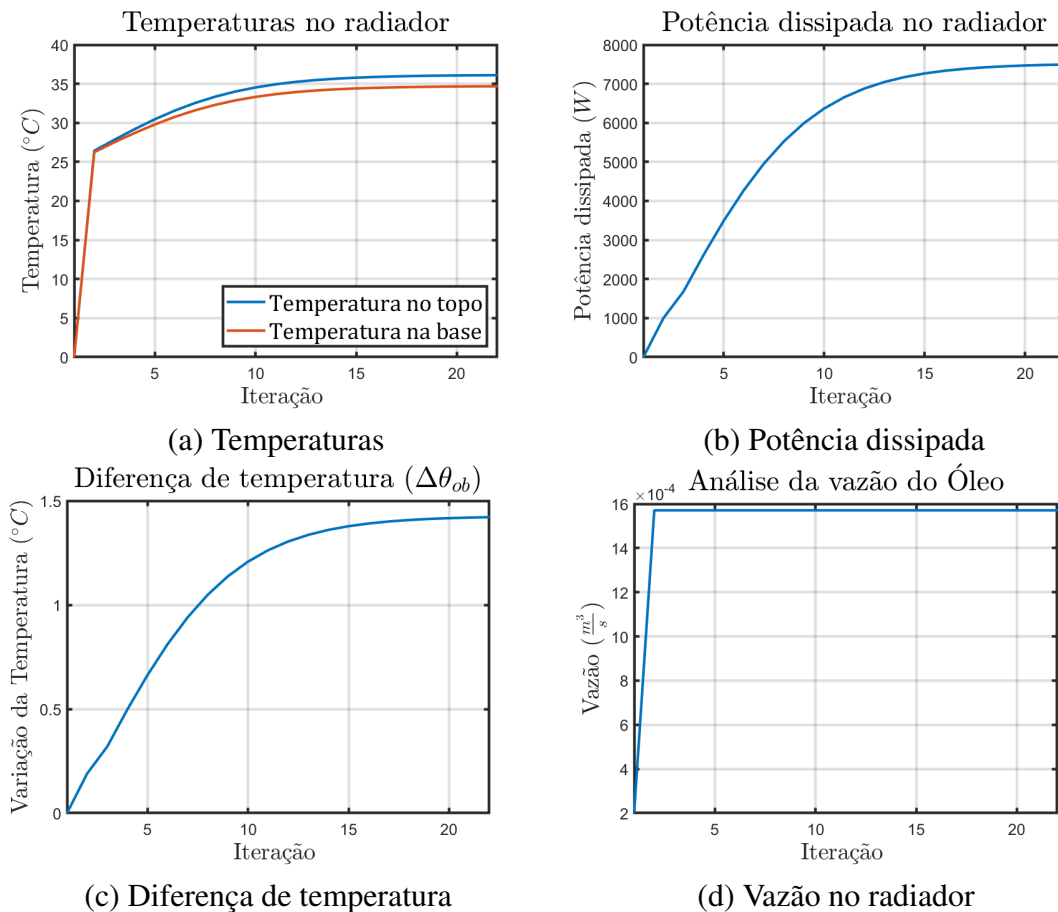
Nos comparativos dos valores de temperatura obtidos, o erro em relação ao valor de *hotspot* foi de 0,06%, para a temperatura de topo de óleo foi -0,95% e de base foi 1,89%, apresentando boa precisão na comparação entre a simulação e a metodologia apresentada.

4.3.3 Sistema OFAN

O sistema OFAN é caracterizado por possuir uma bomba hidráulica para manter constante a vazão no radiador. Nas simulações, foi adotado que o óleo flui através do radiador com a velocidade de $0,4\text{ m/s}$. Uma característica importante a ser observada, é que nesta configuração o óleo não é forçado a passar dentro do enrolamento, e com isso a movimentação do óleo é resultado do efeito termossifão, decorrente do aquecimento do óleo em seu interior.

A figura 69 apresenta os resultados obtidos pelo algoritmo, que para esta simulação requisiu 22 iterações para convergir. Como nessa configuração a vazão no radiador é constante, o valor de $\Delta\theta_{ob}$ é reduzido e é necessário mais iterações para que a temperatura de base chegue ao valor de convergência. O valor de θ_o obtido foi de $36,106^\circ\text{C}$, enquanto o valor de θ_b foi de $34,685^\circ\text{C}$.

Figura 69 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração OFAN



Fonte: Autor.

Uma vez que o algoritmo apresentou os valores de temperatura para o radiador, foi extraído dele as condições de contorno para serem utilizadas na simulação de elementos finitos. A tabela 9 apresenta os valores de contorno para o protótipo com refrigeração OFAN.

Para simular o transformador com vazão constante no radiador em elementos finitos, foi necessário fazer uma adaptação para emular uma bomba hidráulica. A solução encontrada

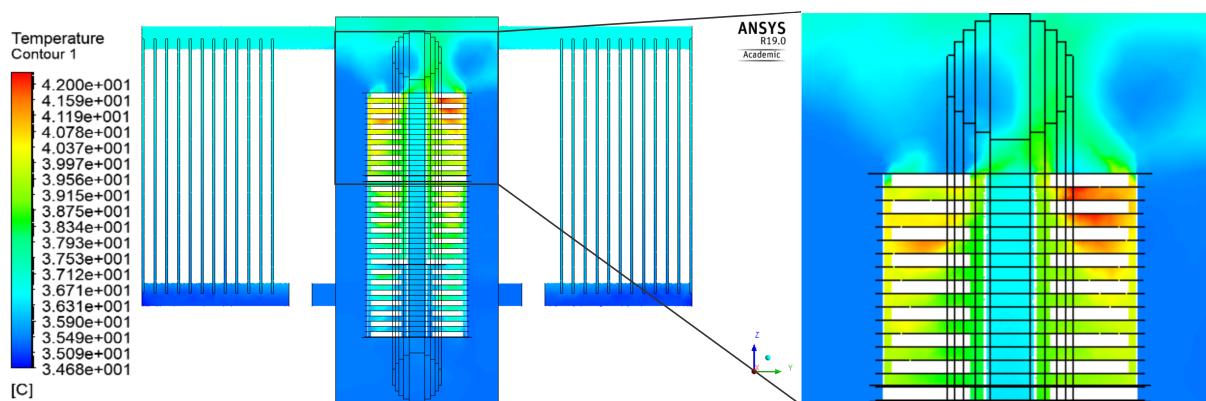
Tabela 9 – Condições de contorno OFAN

Parâmetro	Valor	Unidade
Fluxo térmico no duto superior	3,5928	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo térmico na aleta	26,4282	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo térmico no duto inferior	3,5312	$W/m^2 \cdot K$
Vazão mássica	1,3650	kg/m^3

Fonte: Autor.

foi efetuar um corte no duto inferior do radiador e adicionar duas condições de contorno. A primeira foi temperatura média em ambas as faces de corte idênticas e a segunda que o radiador estivesse injetando um fluido com vazão mássica constante na parte ativa. A partir destas novas condições de contorno para o radiador, foram obtidos os valores da simulação térmica como demonstrado na figura 65.

Figura 70 – Simulação do protótipo característica OFAN: Perfil de temperatura

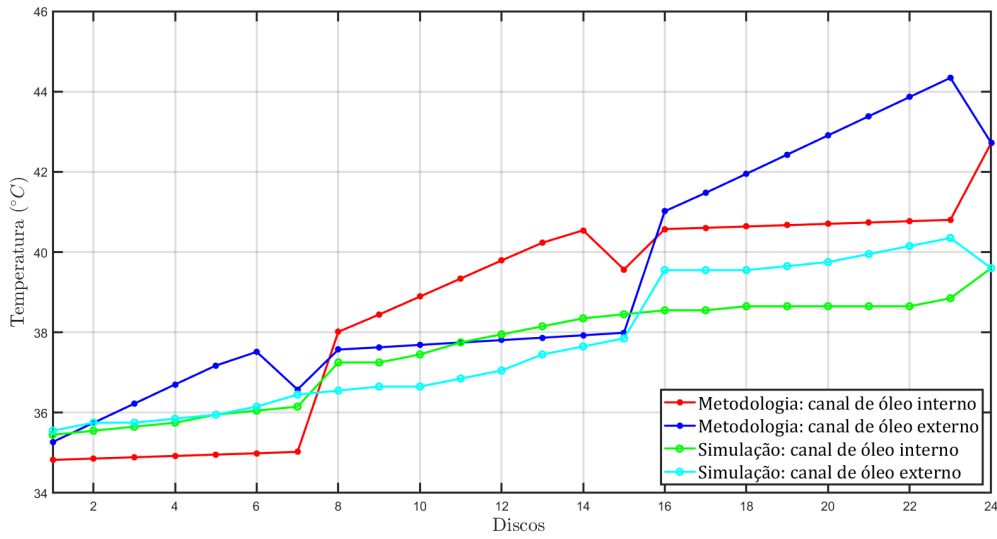


Fonte: Autor.

Por haver uma vazão criada artificialmente no radiador, seu gradiente de temperatura ficou reduzido com valor de θ_o igual a $37,389^\circ C$ e $35,3582^\circ C$ para θ_b . O valor obtido para a temperatura de *hotspot* nesta configuração de refrigeração foi de $42,68^\circ C$. Ao comparar a diferença de temperatura entre o *hotspot* e a temperatura de base do radiador é possível notar que essa variação é próxima a encontrada no ONAN, validando a teoria de que o óleo nas configurações ONAN, ONAF, OFAN e OFAF possui como fonte de pressão no enrolamento apenas o efeito termossifão. A figura 71 apresenta a característica das temperaturas nos enrolamentos.

Na figura 71 é possível observar valores próximos aos encontrados nos sistemas ONAN e ONAF. Isso acontece porque a movimentação do óleo ocorre majoritariamente pelo efeito termossifão, porém a simulação revela que uma pequena parcela do fluxo de óleo forçado gera um gradiente de pressões e eleva a vazão em seu interior. O valor de *hotspot* obtido através do algoritmo foi de $44,399^\circ C$. Ao comparar os valores disco-a-disco das temperaturas nos dutos de óleo, é possível observar que embora os valores da simulação sejam inferiores a metodologia, o comportamento da temperatura são similares, havendo a inversão dos canais com maior

Figura 71 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração OFAN

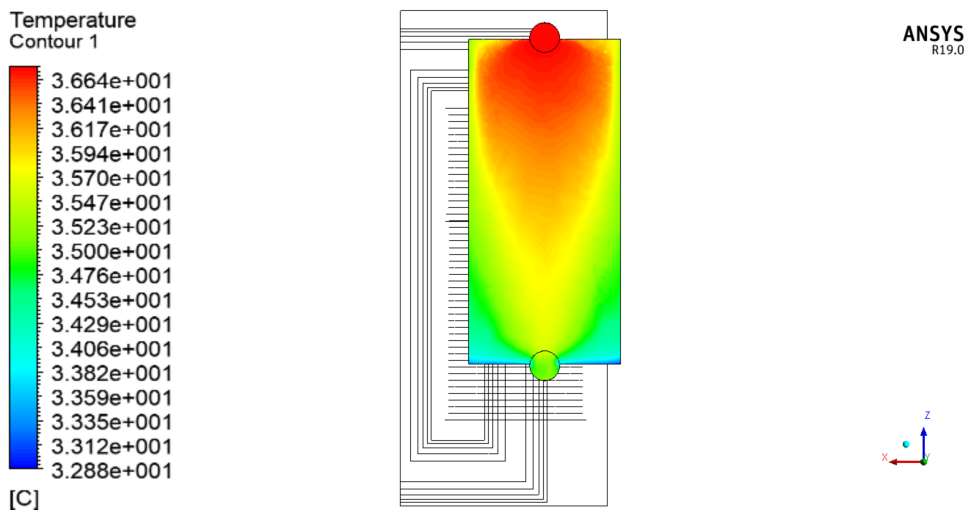


Fonte: Autor.

temperatura a cada desvio de óleo.

No radiador o efeito do óleo forçado provoca uma melhor distribuição de calor, pois o óleo aquecido com uma velocidade muito superior ao ONAN e ONAF, ao passar pela aleta, reduz o valor de $\Delta\theta_{ob}$. Porém, aumenta o valor de $\Delta\theta_b$ aumentando a eficiência do radiador. A figura 72 apresenta o perfil térmico da aleta.

Figura 72 – Simulação do protótipo característica OFAN: Temperatura na aleta



Fonte: Autor.

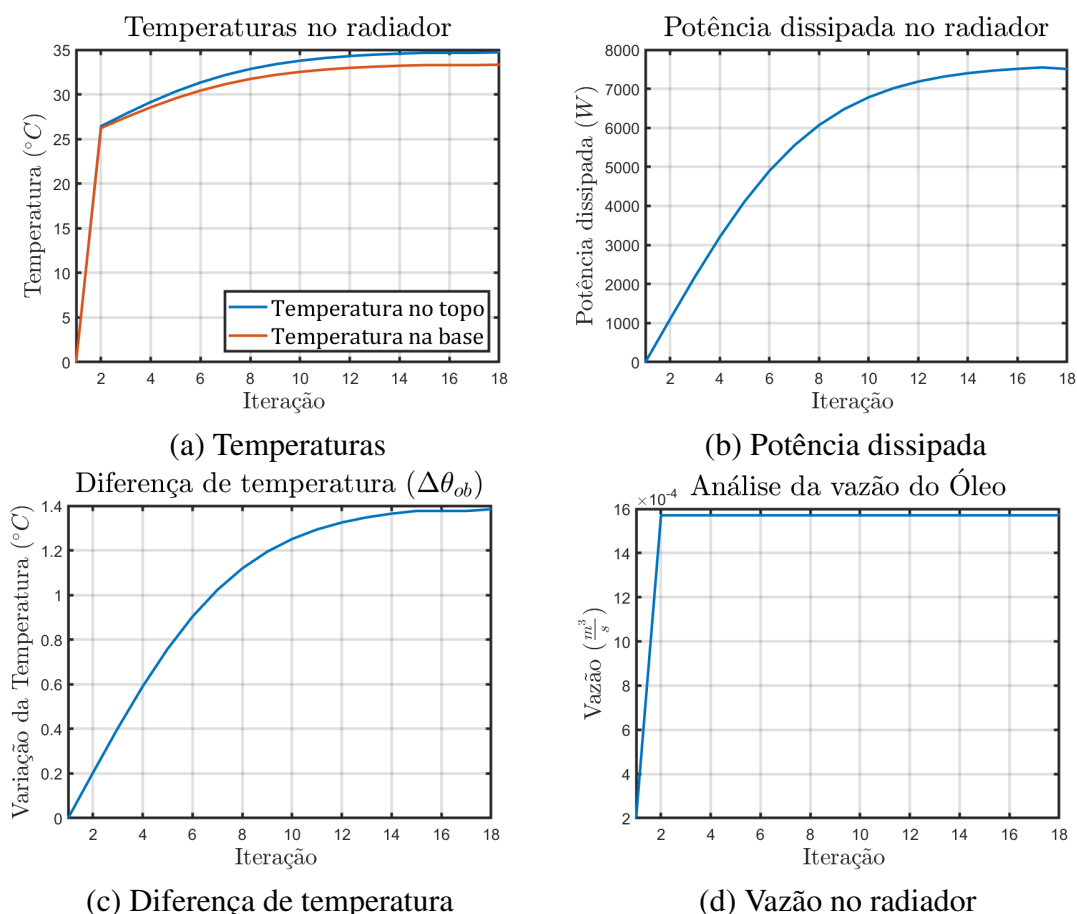
Na comparação das temperaturas obtidas através da simulação em elementos finitos e a metodologia apresentada, foi encontrado um erro de 3,43% para θ_o , 1,97% para θ_b e 4,03% para θ_h . Ao comparar com os erros encontrados nas simulações do ONAN e ONAF o valor do erro encontrado para o OFAN apresentou um erro um pouco maior, mas ainda inferior a 5%,

que é um valor aceitável para simulação em elementos finitos.

4.3.4 Sistema OFAF

O sistema de refrigeração OFAF é composto por uma bomba hidráulica que mantém a vazão constante no radiador e um ventilador, fornecendo um fluxo de ar contínuo na velocidade de 20m/s sobre o radiador. A combinação de óleo e ar forçado busca a redução do valor de $\Delta\theta_{ob}$ mas também o valor de $\Delta\theta_o$, reduzindo a temperatura global do dispositivo, e consequentemente a redução do *hotspot*. A figura 73 apresenta os resultados obtidos através dos métodos iterativos, onde foi encontrado um erro inferior ao admissível em 18 iterações.

Figura 73 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração OFAF



Fonte: Autor.

Por possuir uma vazão constante no radiador, o algoritmo requer mais iterações para buscar o ajuste ideal para a temperatura θ_b , uma vez que o controle é efetuado diretamente sobre esta variável, e os valores de $\Delta\theta_{ob}$ tendem a permanecer constantes, pois a vazão não é alterada. Os valores obtidos para θ_o foi de $34,711^\circ\text{C}$ e para θ_b de $33,327^\circ\text{C}$, apresentando o mesmo valor de $\Delta\theta_{ob}$ que na configuração OFAN.

A condições de transferência de calor para o sistema OFAF é apresentado na tabela 10, onde é possível observar que quando comparado com o sistema ONAF os coeficientes tiveram um aumento. Além do fato de haver ventilação forçada que reduz a resistência térmica entre parede do radiador e ar, o fato de haver óleo forçado resulta na melhoria de desempenho, importante porque é um fator limitante nos radiadores, pois representa uma resistência térmica elevada quando comparada a convecção interna forçada e a convecção externa (natural ou forçada).

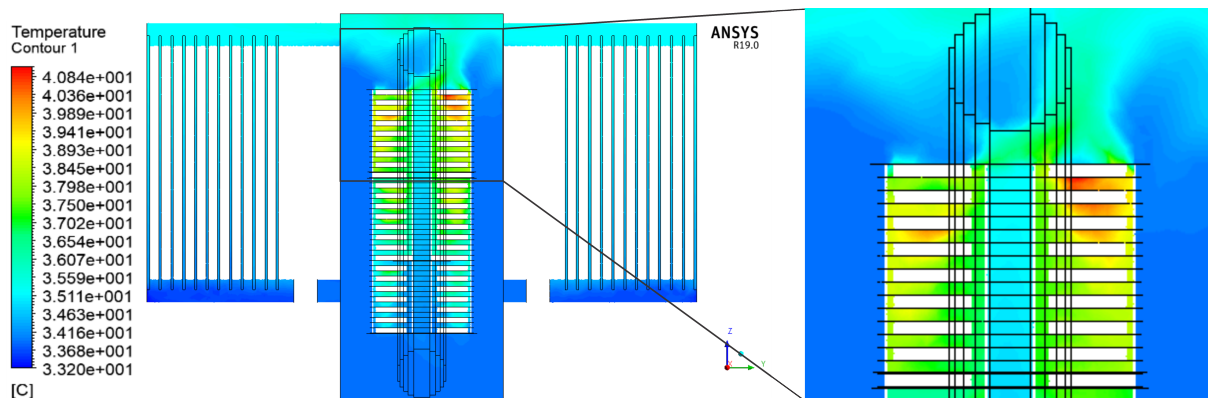
Tabela 10 – Condições de contorno OFAF

Parâmetro	Valor	Unidade
Fluxo térmico no duto superior	34,5195	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo térmico na aleta	24,5944	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo térmico no duto inferior	45,2982	$W/m^2 \cdot K$
Vazão mássica	1,3650	kg/m^3

Fonte: Autor.

Para emular a bomba hidráulica na simulação em elementos finitos foi utilizada a mesma metodologia que no OFAN, efetuando um corte nos radiadores e fixando uma vazão constante de entrada na parte ativa do transformador. A figura 74 apresenta o perfil de temperatura no protótipo, na qual é possível verificar que a localização do *hotspot* permanece entre os últimos discos superiores do enrolamento, se movimentando levemente devido a qualidade da malha empregada na simulação.

Figura 74 – Simulação do protótipo característica OFAF: Perfil de temperatura

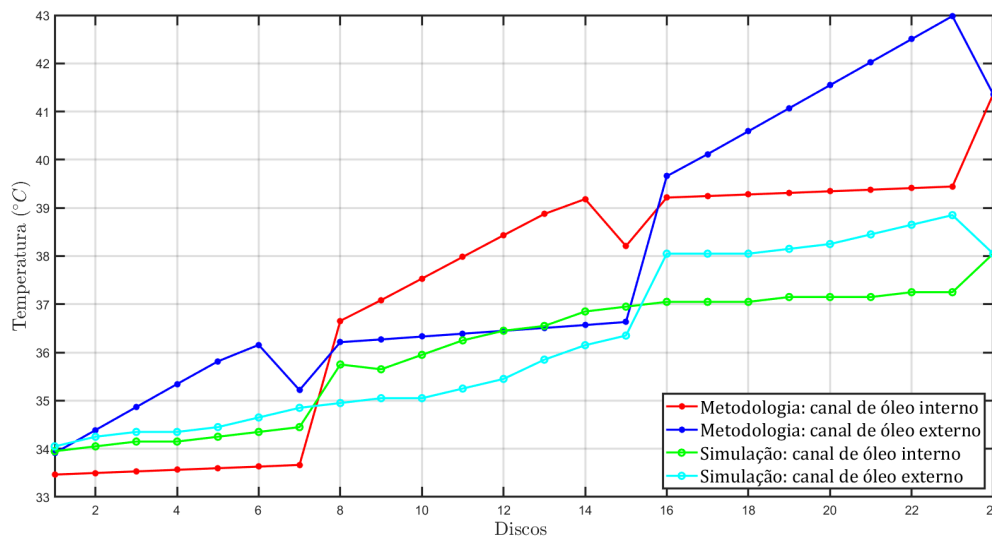


Fonte: Autor.

Por estar sendo utilizada a mesma geometria no protótipo, a localização do *hotspot* não é alterada, permanecendo no lado interno entre os dois últimos discos superiores do enrolamento. O valor do *hotspot* definido pelo algoritmo foi de $43,041^{\circ}C$, sendo inferior ao sistema OFAN devido a troca térmica ser facilitada com o ambiente pela adição de ventiladores. A figura 75 apresenta os valores de temperatura disco-a-disco na simulação e metodologia desenvolvida.

De forma similar a técnica OFAN, a amplitude da variação de temperatura na parte ativa da simulação foi inferior à obtida pelo algoritmo, possibilitando inferir que a o sistema de óleo

Figura 75 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração OFAF



Fonte: Autor.

forçado acaba auxiliando o efeito termossifão no enrolamento, elevando a vazão mássica, e consequentemente reduzindo o gradiente de temperatura.

4.3.5 Sistema ODAN

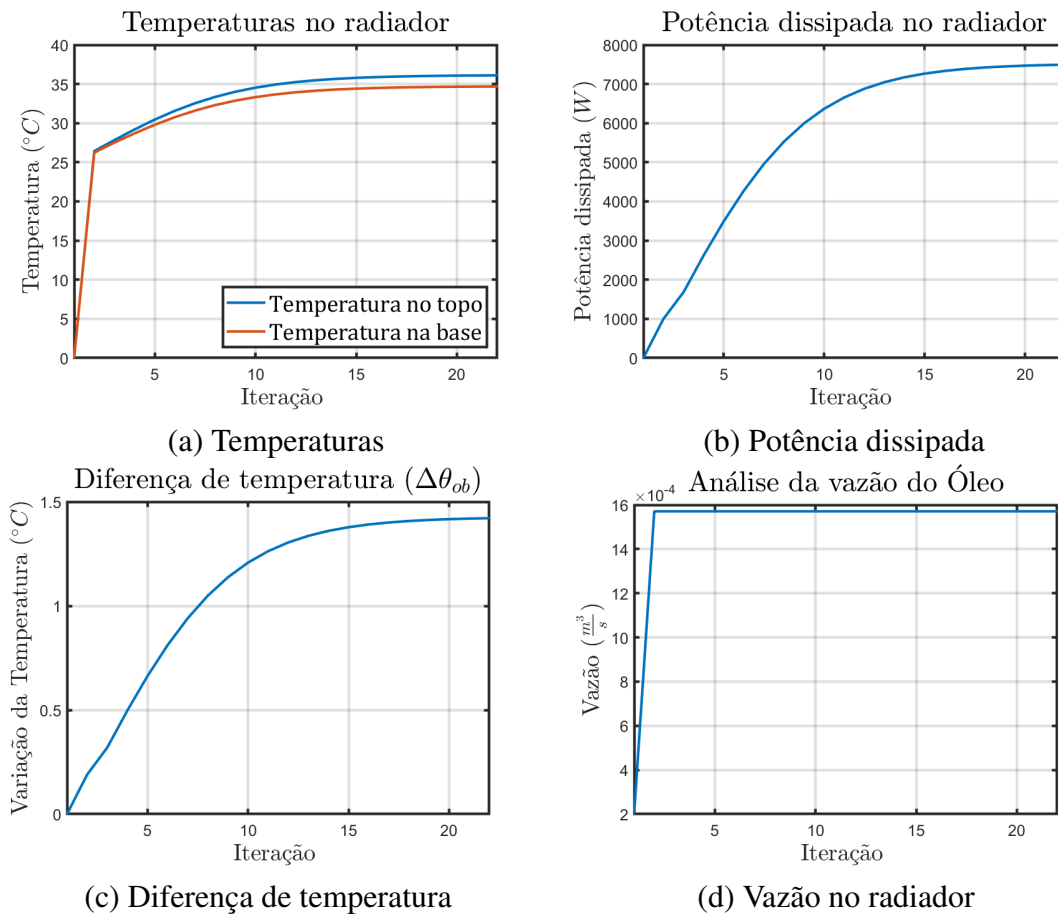
Na figura 74 os valores de temperatura obtidos na simulação foram de $35,857^{\circ}\text{C}$ para a θ_o , $33,885$ para θ_b e de $41,180$ para θ_h . Ao comparar estes valores com os obtidos através do algoritmo desenvolvido, observa-se um erro de $3,19\%$ na temperatura de topo, $1,65\%$ no valor da temperatura de base e $4,53\%$ no valor do *hotspot*. Como o valor do *hotspot* é diretamente dependente do valor de θ_b , o erro associado a θ_b eleva o erro de θ_h , sendo que em valores absolutos a diferença de temperatura entre θ_h e θ_b foi de $7,29^{\circ}\text{C}$ na simulação em elementos finitos contra $9,714^{\circ}\text{C}$ no algoritmo desenvolvido.

No sistema de refrigeração ODAN o fluxo de óleo é dirigido para dentro do enrolamento, buscando melhorar o desempenho da troca térmica entre os discos. Como a parte ativa tem como característica o modelo de FTC, o aumento da vazão no enrolamento obrigatoriamente resultará em uma diminuição da temperatura do *hotspot*. A figura 76 apresenta a resposta do método iterativo, que para uma comparação mais justa, foi utilizada a mesma velocidade de óleo de $0,4\text{m/s}$ que nos sistemas de óleo forçado.

O algoritmo desenvolvido necessitou de 11 iterações para encontrar o ponto de convergência de potências, e com isso determinar a temperatura θ_o de $36,106^{\circ}\text{C}$, θ_b de $34,685^{\circ}\text{C}$ e θ_h de $39,229^{\circ}\text{C}$.

Para a simulação do modelo com característica de óleo dirigido nos enrolamentos, foi

Figura 76 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração ODAN



Fonte: Autor.

necessário adaptar a geometria do protótipo adicionando um conjunto de dutos que obrigam o óleo refrigerado, que vem do radiador, circular por dentro do enrolamento. A figura 77 apresenta o comportamento térmico do protótipo. Como a vazão de óleo no enrolamento é independente do efeito termossifão, há uma característica diferente de vazão no último resultado, com uma mudança do *hotspot* para o lado externo do disco (onde está localizado o último bloqueio de óleo). Do ponto de vista hidráulico, o fato de que o último desvio de óleo está localizado no lado externo resulta em uma resistência hidráulica menor no lado interno do enrolamento, aumentando a vazão e reduzindo o *hotspot*.

Na figura 78 é apresentado a comparação das temperaturas nos canais de óleo da simulação em elementos finitos e da metodologia apresentada neste trabalho. Para o sistema de óleo direcionado a distribuição de temperaturas permaneceu semelhante, porém há um erro maior associado ao seu gradiente.

A característica de distribuição de temperaturas nas aletas para a configuração ODAN é idêntica a encontrada no sistema OFAN, pois o comportamento do óleo que circula no radiador é o mesmo. A figura 79 apresenta o gradiente de temperaturas na última aleta do transformador.

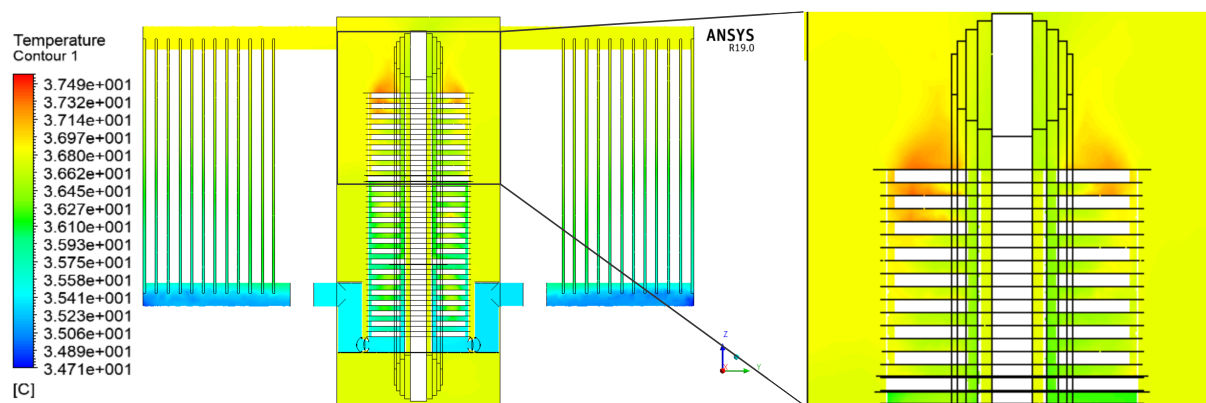
No sistema de refrigeração ODAN é interessante ressaltar a distribuição das pressões internamente, pois como o óleo é forçado a circular pela parte interna do enrolamento, há o

Tabela 11 – Condições de contorno ODAN

Parâmetro	Valor	Unidade
Fluxo no duto superior	3,6666	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo na aleta	24,5944	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo no duto inferior	3,5138	$W/m^2 \cdot K$
Vazão mássica	1,3650	kg/m^3

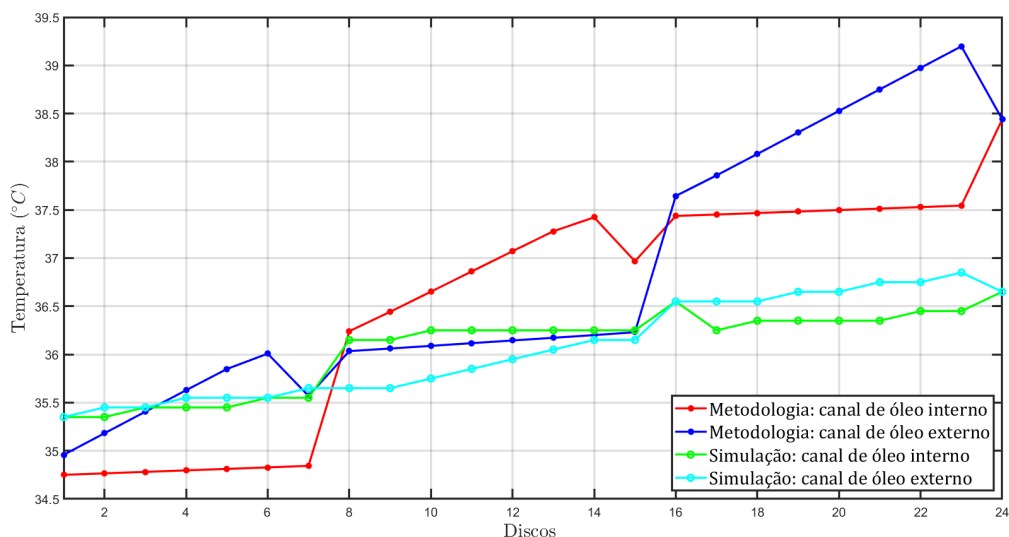
Fonte: Autor.

Figura 77 – Simulação do protótipo característica ODAN: Perfil de temperatura



Fonte: Autor.

Figura 78 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração ODAN

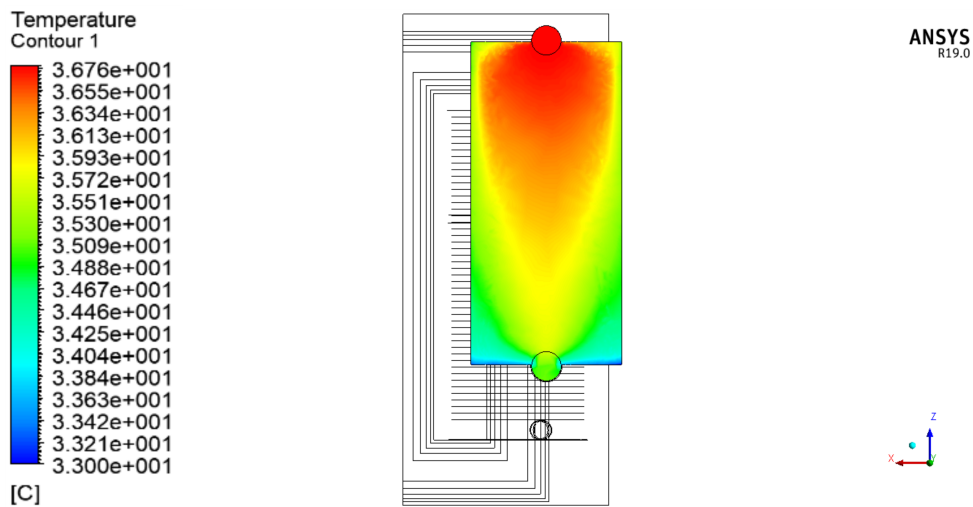


Fonte: Autor.

aumento das pressões nos dutos que conectam o radiador ao enrolamento. A figura 80 apresenta a distribuição das pressões internas no protótipo.

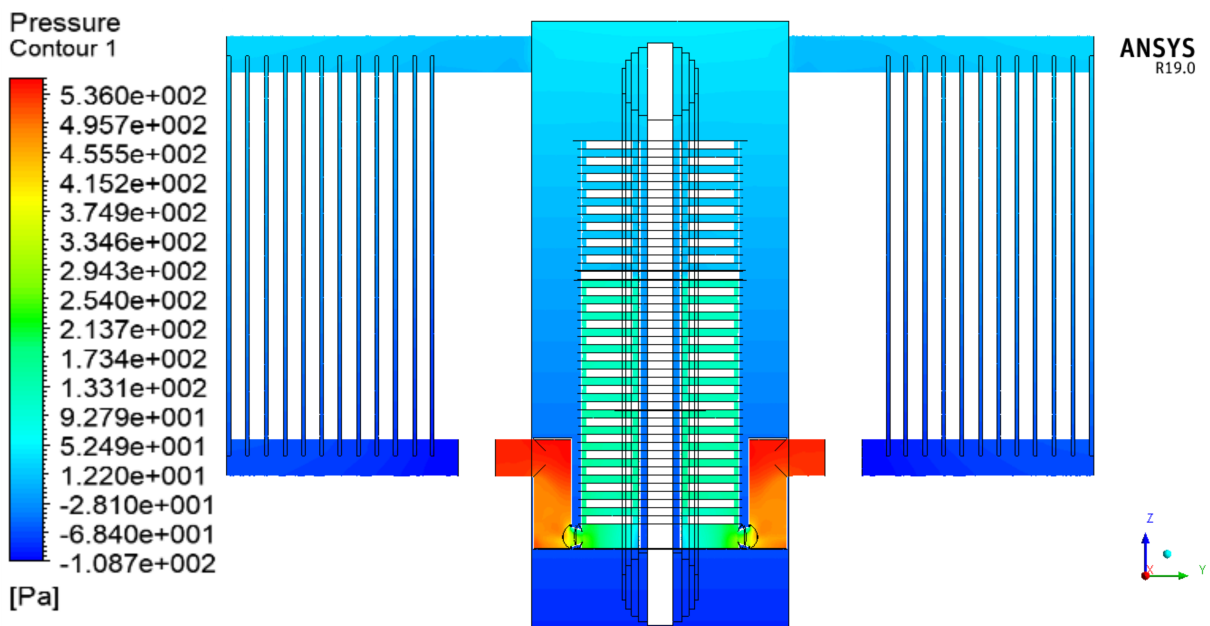
Na figura 80 fica evidente a independência do efeito termossifão no sistema ODAN, pois a distribuição está concentrada nos pontos em que há o direcionamento do fluxo de óleo,

Figura 79 – Simulação do protótipo característica ODAN: Temperatura na aleta



Fonte: Autor.

Figura 80 – Simulação do protótipo característica ODAN: Gradiente de pressões



Fonte: Autor.

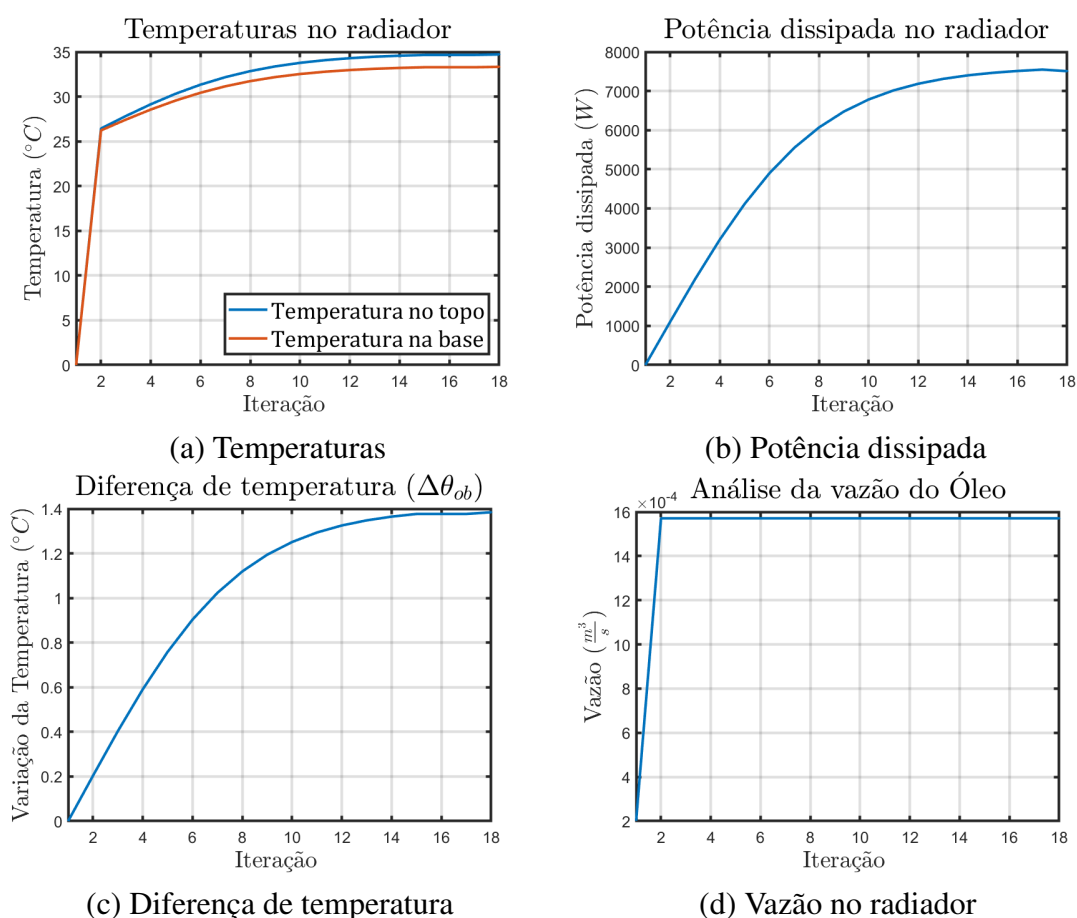
principalmente na parte ativa.

Ao comparar os resultados obtidos através das simulações e da metodologia aplicada, foi obtido erro na ordem de 1,79% para θ_o , 5,55% em θ_b e de -2,12% para θ_h . Nos resultados obtidos para ONAN, OFAN e ODAN, observa-se que houve uma redução do *hotspot* ao adicionar a bomba para aumentar a vazão no radiador (evolução de ONAN para OFAN) e ao direcionar o fluxo de óleo para o enrolamento, o valor do *hotspot* reduziu novamente (evolução OFAN para ODAN).

4.3.6 Sistema ODAF

O sistema ODAF combina as vantagens do óleo forçado no radiador, fluxo de óleo direcionado nos enrolamentos e um ventilador forçando o ar a uma velocidade constante no radiador para reduzir ao máximo a temperatura do transformador. Esta topologia de refrigeração é a mais eficiente das quais retiram para o ar a energia térmica resultante das perdas. A figura 81 apresenta o comportamento do algoritmo para a configuração ODAF.

Figura 81 – Resultados do método iterativo para o radiador para a configuração ODAF



Fonte: Autor.

O algoritmo desenvolvido necessitou de 18 iterações para encontrar uma solução para o sistema, como pode ser observado na figura 81. As temperaturas de topo de óleo obtidas foram de $34,711^{\circ}C$, enquanto a de base foi de $33,327^{\circ}C$ e o *hotspot* $37,866^{\circ}C$. Os dados das condições de contorno para a simulação em elementos finitos da configuração ODAF são apresentados na tabela 12.

Com os dados das condições de contorno foi efetuada a simulação em elementos finitos, que resultou no perfil de temperatura apresentado na figura 82. Devido ao fato de o óleo ser confinado na configuração ODAF, não existe um gradiente considerável de temperatura fora e dentro do enrolamento como apresentado nas configurações ONAF e OFAF, aparentando possuir uma temperatura homogênea no óleo. A localização do *hotspot* ocorre de forma similar

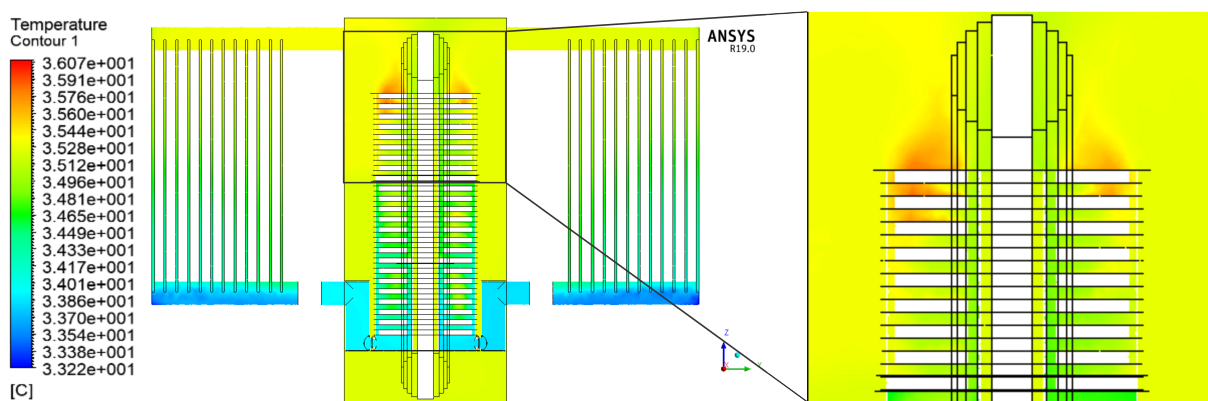
Tabela 12 – Condições de contorno ODAF

Parâmetro	Valor	Unidade
Fluxo térmico no duto superior	34,5195	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo térmico na aleta	29,521	$W/m^2 \cdot K$
Fluxo térmico no duto inferior	45,2982	$W/m^2 \cdot K$
Vazão mássica	1,3650	kg/m^3

Fonte: Autor.

ao ODAN.

Figura 82 – Simulação do protótipo característica ODAF: Perfil de temperatura



Fonte: Autor.

O resultado obtido para as temperaturas disco-a-disco são apresentados na figura 83. De forma similar ao apresentado no sistema ODAN, o gradiente de temperatura nos canais de óleo foi inferior ao da metodologia apresentada, porém não houve grandes diferenças quando aos valores de *hotspot* calculados.

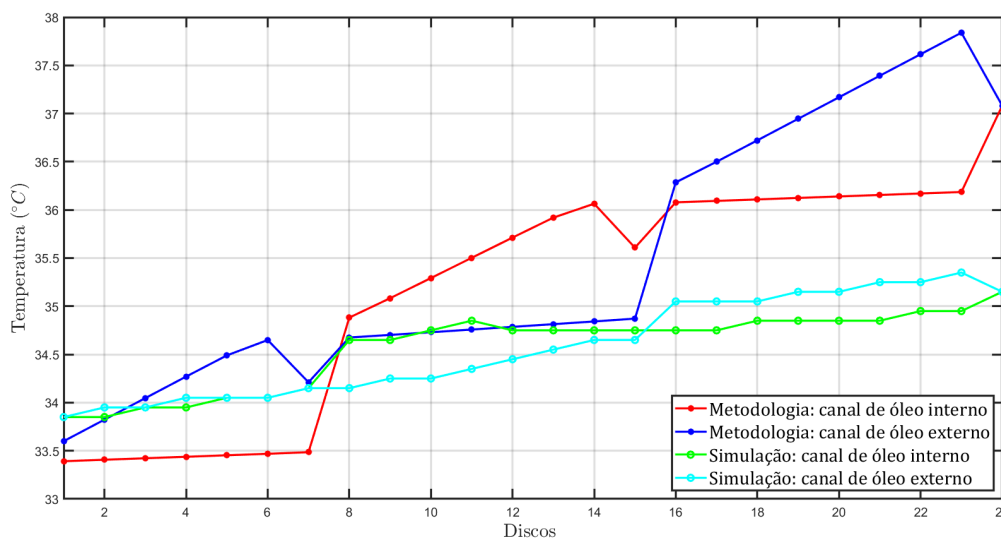
Os valores de temperatura encontrados no sistema ODAF foram de $35,254^{\circ}C$ para θ_o , $35,214^{\circ}C$ para θ_b e de $38,58$ para θ_h . Ao comparar com os dados obtidos através do algoritmo e das simulações, o erro obtido para temperatura θ_o foi de 1,54%, para θ_b foi de 5,36% com um erro associado ao *hotspot* de -1,85%.

4.3.7 Comparativo de simulações

Uma vez finalizadas as simulações em elementos finitos para as 6 técnicas de refrigeração dos transformadores de potência utilizados, foi possível criar uma tabela que comparasse estes sistemas para uma análise global das características térmicas. A tabela 13 apresenta os valores das validações acima executadas.

Na tabela 13 é possível observar que os maiores erros foram obtidos nas simulações OFAN e OFAF, pois mesmo que o fluxo não seja direcionado para o enrolamento, uma pequena

Figura 83 – Perfil de temperaturas nos enrolamentos na configuração ODAF



Fonte: Autor.

Tabela 13 – Comparativo entre resultados obtidos

	Metodologia			Simulação			Erros (%)		
	θ_o	θ_b	θ_h	θ_o	θ_b	θ_h	θ_o	θ_b	θ_h
ONAN	40,905	33,637	43,350	41,170	34,350	43,520	0,64	2,08	-0,38
ONAF	39,753	32,085	41,799	39,379	32,702	41,780	-0,95	1,89	0,06
OFAN	36,106	34,685	44,399	37,389	35,382	42,680	3,43	1,97	4,03
OFAF	34,711	33,327	43,041	35,857	33,885	41,180	3,19	1,65	4,53
ODAN	36,106	34,685	39,226	36,764	36,725	40,080	1,79	5,55	-2,12
ODAF	34,711	33,327	37,866	35,254	35,214	38,580	1,54	5,36	-1,85

Fonte: Autor.

parcela vinda do radiador irá fluir através dele (sem contar o efeito termossifão). Conforme as técnicas de refrigeração se tornam mais refinadas (partindo do ONAN para o ODAF), há uma redução na temperatura de θ_b de modo geral, sendo que para a mesma configuração de óleo, os ensaios com ar forçado sempre apresentaram melhor desempenho. Os erros obtidos nas temperaturas de base do radiador nas simulações ODAN e ODAF foram mais elevados (sendo superiores a 5%), estes erros podem estar associados ao gradiente de temperaturas no radiador.

Embora em alguns casos foram encontrados erros na ordem de até 5,55%, se comparar os valores absolutos de temperatura, o maior erro obtido foi de 2,04°C, na temperatura de base do sistema ODAN, que consequentemente agregou erro no cálculo dos valores de *hotspot* deste sistema.

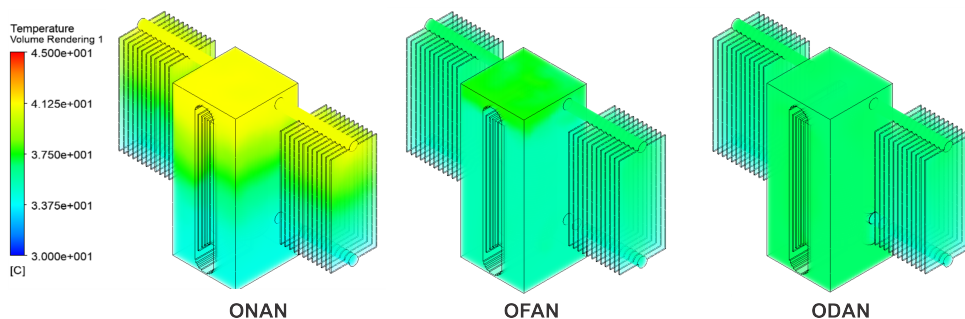
Os valores de *hotspot* encontrados nas simulações foram bem próximos aos obtidos através da metodologia apresentada, validando a técnica como solução na fase de projeto para o cálculo da temperatura do *hotspot*. Outra grande vantagem foi o ganho computacional, cada

simulação em elementos finitos requisitou pelo menos 3 horas para que uma solução fosse obtida, mesmo aplicando as condições de contorno, enquanto o algoritmo desenvolvido teve um tempo médio de apenas 10s para cada simulação. Esse ganho computacional possibilitou a otimização do projeto de transformadores de potência do ponto de vista térmico, reduzindo custos e aumentando sua vida útil.

Embora não esteja apresentado na tabela, foi verificado nos cálculos das condições de contorno, que a maior limitação no processo de troca térmica está associado ao efeito da convecção interna forçada. Os valores de resistência térmica associados à interface óleo-parede tem em média um valor de aproximadamente cinco vezes, o que faz com que a adição de ventiladores sobre o radiador tenha um efeito pequeno na melhoria da retirada de calor do óleo. Uma solução para este problema seria o estudo de novos fluidos que possuam propriedades interessantes para a melhoria deste sistema, bem como algum método que possibilitasse o aumento da velocidade do óleo sem a ocorrência de descargas parciais.

A figura 84 apresenta o gradiente de temperatura do protótipo para ONAN, OFAN e ODAN. Como a diferença de temperatura entre topo e base no sistema ONAN é maior que nas outras duas configurações, fica mais visível a concentração de óleo quente no topo do transformador. O gradiente de temperaturas é reduzido nos sistemas OFAN e ODAN pelo fato de haver um fluxo de óleo forçado no radiador, aumentando sua eficiência.

Figura 84 – Comparativo dos perfis de temperatura



Fonte: Autor.

Através destas simulações realizadas foi possível comprovar a validade da metodologia apresentada, com erros máximos obtidos de 5,55%. Apesar da complexidade dos cálculos envolvidos, pois há a necessidade do conhecimento dos detalhes que compõem a geometria, os valores de *hotspot* obtidos apresentaram erros inferiores a 4,53%, apresentando-se como uma solução alternativa para os métodos contidos nas normas IEC 60076-2, NBR 5416, NBR 5356 e IEEE 5791, aumentando a precisão.

5 CONCLUSÃO

Os transformadores de potência são dispositivos de grande importância para o SEP, pois permitem a transmissão de grandes quantidades de energia por longas distâncias com perdas reduzidas. Essa característica faz com que ele esteja localizado próximo a geração, em pontos onde há alteração dos níveis de tensão (conectando circuitos com tensões diferentes) e próximos aos centros de carga. Como em qualquer dispositivo elétrico, nos transformadores de potência parte da energia processada é perdida e transformada em calor.

O problema associado ao aquecimento do transformador é o fato de que ocorre o aumento da taxa de degradação da isolamento sólida no transformador, pois há um aumento do processo de quebra de moléculas das cadeias de carbono que compõem o papel Kraft, principalmente pelos processos de hidrólise e oxidação. Como a maior parcela das perdas são associadas ao efeito Joule nos enrolamentos, há a criação de um ponto quente em que a isolamento sofrerá mais com a deterioração do papel Kraft. Como a troca de isolamento sólida é impraticável em muitas situações, a degradação está diretamente associada ao fim da vida útil do dispositivo.

O estudo das normas IEC 60076-2, NBR 5356 e IEEE 5791 demonstra a importância do fator temperatura na vida útil do transformador, pois não é possível substituir a isolamento sólida que compõem o enrolamento. Nestas normas são apresentadas metodologias de cálculos para determinação do *hotspot* através de aproximações. A técnica apresentada neste trabalho é composta por combinações de equações das leis que regem a transferência de energia térmica, com objetivo de criar uma metodologia que seja passível de aplicação ainda na fase de projeto do transformador de potência, baseada apenas nas características construtivas e dos materiais empregados.

Para a criação da metodologia deste trabalho foram adotadas como condições de contorno no transformador, o modelo de fluxo térmico constante para a parte ativa e para os radiadores o modelo de temperatura de superfície constante. Devido ao fato de se utilizar dois modelos diferentes para condição de contorno foi necessário a utilização de um método iterativo para a solução das temperaturas no transformador.

A análise do radiador teve como objetivo determinar as temperaturas em todas as suas seções, para que fosse possível obter o resultado mais preciso de sua eficiência em retirar o calor do sistema. A construção do modelo térmico do radiador fez uso de uma simplificação da parte ativa, similar as utilizadas por outros autores na literatura, sendo que não resultou em uma perda de precisão, como pode ser visto ao comparar as condições de contornos nas simulações. O fator limitante na troca térmica do transformador é a convecção interna, pois a adição de um fluxo de ar externo constante ao radiador resultou em uma diminuição da temperatura, pouco significativa quando comparada com o aumento da vazão de óleo (comparativo entre sistemas ONAN, ONAF, OFAN e OFAF). O desenvolvimento de técnicas voltadas em aumentar a eficácia da troca de calor pela convecção térmica interna do radiador podem ter impacto elevado na

vida útil do dispositivo.

O estudo das características construtivas dos enrolamentos demonstrou a similaridade do ponto de vista térmico dos enrolamentos do tipo camada e helicoidal sem espaçamento entre condutores, sendo que para estes casos a análise pode ser feita de forma simplificada. No enrolamento do tipo disco e no helicoidal com espaçamento entre condutores foi necessário um estudo mais aprofundado, pois existe a criação de canais de óleo que aumentam a complexidade deste sistema. Através da integração do domínio hidráulico com o térmico, foi possível definir as temperaturas do óleo que flui através do enrolamento, criando um modelo completo com precisão maior que o encontrado nas normas.

A técnica apresentada foi utilizada para a criação de dois algoritmos, sendo o primeiro focado na solução do radiador através de um método iterativo, em que se busca o ponto de convergência através do equilíbrio de energias. A solução deste algoritmo resulta na temperatura de topo de óleo e de base, bem como nas resistências térmicas associadas aos processos de transferência térmica (convecção interna, condução e convecção externa). O segundo algoritmo utiliza os dados de temperatura de base já definidos para calcular as temperaturas disco-a-disco no enrolamento, e com isso determina o valor de *hotspot*.

Para comparar os resultados obtidos através das metodologias propostas, foi utilizado o caso de um protótipo de transformador de potência e simulado em um *software* de elementos finitos. O estudo de malhas no radiador permitiu verificar que mesmo com um grande refinamento de malha, os resultados obtidos foram similares ao algoritmo desenvolvido, validando a técnica para o radiador.

As simulações completas do transformador (radiador e parte ativa) permitiram observar os gradientes de temperatura no dispositivo. Para o sistema que utilizava óleo natural, nota-se que a velocidade do óleo é reduzida, aumentando o gradiente de temperatura no dispositivo e também nos enrolamentos. No sistema de óleo forçado observou-se que o gradiente de pressões externas ao enrolamento aumentaram a velocidade do fluido, reduzindo a variação de temperatura dentro do enrolamento e elevando sua temperatura de base. O sistema de óleo direcionado apresentou a melhor eficiência na redução do *hotspot*, conforme esperado, pois nele o óleo é forçado a fluir em uma velocidade mais elevada dentro dos enrolamentos.

Através da metodologia apresentada, foram encontrados os valores das temperaturas de topo e base de óleo e do *hotspot*, com erro máximo percentual de 5,55% na temperatura de base do sistema ODAN, representando em valores absolutos um erro de 2,04°C. Com estes resultados obtidos pode-se afirmar que a solução encontrada é válida para a análise de transformadores de potência.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. **NBR 5416 - Aplicação de cargas em transformadores de potência - Procedimento.** 1997.

_____. **NBR 5356 - Transformador de potência, Parte 1: Generalidades.** 2008.

BECHARA, S. R. **Estudos dos Efeitos da Sobretensão em Transformadores de Potência Aliada a Carregamentos Acima da Potência Nominal.** 2010. Dissertação de mestrado, 2010.

CENGEL, Y. A. **Transferência de calor e massa.** [S.l.]: McGraw Hill Brasil, 2007.

CHANTOLA, A.; SHARMA, M.; SAINI, A. Integrated fuzzy logic approach for calculation of health index of power transformer. In: IEEE. **2018 Second International Conference on Inventive Communication and Computational Technologies (ICICCT).** [S.l.], 2018. p. 1045–1050.

DIAS, R. A. et al. **Monitoramento de transformadores utilizando sensores à fibra óptica: técnicas e aplicação.** 2018.

EEP. **Transformer Winding Temperature Thermometer.** 2011. Disponível em: <<https://electrical-engineering-portal.com/transformer-winding-temperature-thermometer/>>.

FABRE, J.; PICHON, A. Deteriorating processes and products of paper in oil. application to transformers. **CIGRÉ paper**, v. 137, p. 18, 1960.

FEIL, D. L. P. **Desenvolvimento De Transformador De Distribuição De Elevada Eficiência E Reduzida Relação Peso/potência Empregando Núcleo Amorfo E Óleo Vegetal Isolante.** 2015. Dissertação (Mestrado), 2015.

FEIL, D. L. P. **Substituição De Transformadores De Potência Em Subestações De Energia: Uma Estratégia Global.** 2019. Tese de Doutorado, 2019.

GEORG, p. **Core stacking tables.** 2020. Disponível em: <<https://www.georg.com/china/en/products/transformer-lines/core-stacking-tables/>>.

GORGAN, B. et al. Calculation of the remaining lifetime of power transformers paper insulation. In: IEEE. **2012 13th International conference on optimization of electrical and electronic equipment (OPTIM).** [S.l.], 2012. p. 293–300.

GRUPPO, L. **Power Transformers.** 2020. Disponível em: <<http://www.leasgroup.com/our-solutions/power-transformers.html>>.

HARLOW, J. H. **Electric power transformer engineering.** [S.l.]: CRC press, 2003.

HERCH, O. E. T. C. L. **Solution of Optical Fiber Temperature Measurement for Transformer Winding.** 2019. Disponível em: <<http://www.optsensor.com/en/page-13058.html>>.

HU, H.; ZENG, C.; LI, G. Oil-flow electrification phenomenon in ehv power transformers and restrain measures. In: IEEE. **2011 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference.** [S.l.], 2011. p. 1–5.

IEC. **IEC Standart 60076-1 - Power Transformers.** 2001.

_____. **IEC Standart 60076-2 - Power Transformers**. [S.l.]: Part, 2001.

IEEE. **IEEE Guide for Loading Mineral-Oil-Immersed Transformers and Step-Voltage Regulators - 57.91-2011**. 2011.

INCOPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L. **Fundamentos de Transferência de Calor E de Massa**. [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2000.

JING, Y. et al. Calculation and analysis of the hot-spot temperature-rise for large power transformer based on 3d electromagnetic-fluid-thermal coupling method. In: IEEE. **2017 20th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)**. [S.l.], 2017. p. 1–4.

KUDELA, H. Hydraulic losses in pipes. **Wroclaw University of Science and**, 2012.

KULKARNI, S. V.; KHAPARDE, S. **Transformer engineering**. [S.l.]: Marcel Dekker, 2004. v. 1.

LAHOUBI, M.; PENNEL, C. Modelling of a thermosiphon effect in a radiator. **HEFAT 2008**, International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 2008.

MCNUTT, W. J. Insulation thermal life considerations for transformer loading guides. **IEEE Transactions on power delivery**, IEEE, v. 7, n. 1, p. 392–401, 1992.

ONS. **Mapas SIN**. 09/2019. Disponível em: <<http://www.ons.org.br/paginas/sobre-o-sin/mapas>>.

_____. **O Sistema em Números**. 2017. Disponível em: <<http://www.ons.org.br/paginas/sobre-o-sin/o-sistema-em-numeros>>.

PANDEY, S. B.; LIN, C. Estimation for a life model of transformer insulation under combined electrical and thermal stress. **IEEE Transactions on reliability**, IEEE, v. 41, n. 3, p. 466–468, 1992.

PREVOST, T. A.; OOMMEN, T. V. Cellulose insulation in oil-filled power transformers: Part i-history and development. **IEEE electrical insulation magazine**, IEEE, v. 22, n. 1, p. 28–35, 2006.

RADAKOVIC, Z. R.; SORGIC, M. S. Basics of detailed thermal-hydraulic model for thermal design of oil power transformers. **IEEE Transactions on Power Delivery**, IEEE, v. 25, n. 2, p. 790–802, 2010.

RIES, W. **Transformadores Fundamentos para o Projeto e Cálculo**. [S.l.: s.n.], 2007.

SALUSTIANO, R. Análise técnica de transformadores para redes de média tensão. 2012.

SANZ-BOBI, M. A. et al. Experiences learned from the on-line internal monitoring of the behaviour of a transformer. In: IEEE. **1997 IEEE International Electric Machines and Drives Conference Record**. [S.l.], 1997. p. TC3–11.

SENA, A. P. C.; ALENCAR, R. I. S.; JÚLIO, E. F. X. Analogia entre circuitos elétricos e hidráulicos em regime turbulento e laminar a partir de simulação virtual. **VI Congresso Nacional De Engenharia Mecânica**, 2010.

SHROFF, D. H.; STANNETT, A. W. A review of paper aging in power transformers. In: IET. **IEE Proceedings C (Generation, Transmission and Distribution)**. [S.l.], 1985. v. 132, n. 6, p. 312–319.

SILVA, C. A. d. **Experiências do desenvolvimento de transformador para alta temperatura baseado em isolamento semi-híbrida e óleo vegetal isolante.** 2013. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2013.

SILVA, R. J. **Modelagem Para Monitoramento Térmico De Transformadores Em Operação E Avaliação Do Envelhecimento Em Função Do Perfil De Carregamento.** 2005. mathe-sis, 2005.

SORGIC, M.; RADA KOVIC, Z. Oil-forced versus oil-directed cooling of power transformers. **IEEE Transactions on Power Delivery**, IEEE, v. 25, n. 4, p. 2590–2598, 2010.

TAGHIKHANI, M.; GHOLAMI, A. Heat transfer in power transformer windings with oil-forced cooling. **IET Electric Power Applications**, IET, v. 3, n. 1, p. 59–66, 2009.

TAISHAN. **Transformador De Potencia / Sumergido / Con Depósito De Aceite / Monofásico.** 2020. Disponível em: <https://img.directindustry.es/images_di/photo-g/162338-10216590.jpg>.

TAMURA, L. F. **Determinação de parâmetros do circuito equivalente térmico de transformadores de potência por meio de técnicas de otimização.** 2009. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2009.

TANG, W.; WU, Q.; RICHARDSON, Z. Equivalent heat circuit based power transformer thermal model. **IEE proceedings-electric power applications**, IET, v. 149, n. 2, p. 87–92, 2002.

TANG, W. H.; WU, Q. H.; RICHARDSON, Z. J. A simplified transformer thermal model based on thermal-electric analogy. **IEEE transactions on power delivery**, IEEE, v. 19, n. 3, p. 1112–1119, 2004.

TENBOHLEN, S. et al. Investigation of thermal behavior of an oil-directed cooled transformer winding. **IEEE Transactions on Power Delivery**, IEEE, v. 33, n. 3, p. 1091–1098, 2017.

TSILI, M. A. et al. Hybrid numerical-analytical technique for power transformer thermal modeling. **IEEE Transactions on Magnetics**, IEEE, v. 45, n. 3, p. 1408–1411, 2009.

WEG. **Tranformador de potência.** 2019. Disponível em: <https://www.weg.net/catalog/weg/JO/pt/Gera%C3%A7%C3%A3o%2C-Transmiss%C3%A3o-e-Distribui%C3%A7%C3%A3o/Transformadores-e-Reatores-a-%C3%93leo/Transformadores-de-Pot%C3%Aancia-a-%C3%93leo/3-001-a-50-000-kVA/Transformadores-de-Pot%C3%Aancia-Pequeno-%28at%C3%A9-50-000-kVA%29/p/MKT_WTD_SMALL_POWER_TRANSFORMER_UP_TO_50000KVA>.

YAMAGUCHI, M. et al. The flow rate in a self-cooled transformer. **IEEE transactions on power apparatus and systems**, IEEE, n. 3, p. 956–963, 1981.

APÊNDICE A – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS AR A 1 ATM DE PRESSÃO

Temperatura $^{\circ}C$	Densidade kg/m^3	Calor específico $J/kg \cdot K$	Condutividade térmica $W/m \cdot K$	Difusividade térmica m^2/s^2	Viscosidade dinâmica $kg/m \cdot s$	Viscosidade cinemática m^2/s	Número de Prandtl
0	1,292	1.006	0,02364	$1,818 \cdot 10^{-5}$	$1,729 \cdot 10^{-5}$	$1,338 \cdot 10^{-5}$	0,7362
5	1,269	1.006	0,02401	$1,880 \cdot 10^{-5}$	$1,754 \cdot 10^{-5}$	$1,382 \cdot 10^{-5}$	0,7350
10	1,246	1.006	0,02439	$1,944 \cdot 10^{-5}$	$1,778 \cdot 10^{-5}$	$1,426 \cdot 10^{-5}$	0,7336
15	1,225	1.007	0,02476	$2,009 \cdot 10^{-5}$	$1,802 \cdot 10^{-5}$	$1,470 \cdot 10^{-5}$	0,7323
20	1,204	1.007	0,02514	$2,074 \cdot 10^{-5}$	$1,825 \cdot 10^{-5}$	$1,516 \cdot 10^{-5}$	0,7309
25	1,184	1.007	0,02551	$2,141 \cdot 10^{-5}$	$1,849 \cdot 10^{-5}$	$1,562 \cdot 10^{-5}$	0,7296
30	1,164	1.007	0,02588	$2,208 \cdot 10^{-5}$	$1,872 \cdot 10^{-5}$	$1,608 \cdot 10^{-5}$	0,7282
35	1,145	1.007	0,02625	$2,277 \cdot 10^{-5}$	$1,895 \cdot 10^{-5}$	$1,655 \cdot 10^{-5}$	0,7268
40	1,127	1.007	0,02662	$2,346 \cdot 10^{-5}$	$1,918 \cdot 10^{-5}$	$1,702 \cdot 10^{-5}$	0,7255
45	1,109	1.007	0,02699	$2,416 \cdot 10^{-5}$	$1,941 \cdot 10^{-5}$	$1,750 \cdot 10^{-5}$	0,7241
50	1,092	1.007	0,02735	$2,487 \cdot 10^{-5}$	$1,963 \cdot 10^{-5}$	$1,798 \cdot 10^{-5}$	0,7228
60	1,059	1.007	0,02808	$2,632 \cdot 10^{-5}$	$2,008 \cdot 10^{-5}$	$1,896 \cdot 10^{-5}$	0,7202
70	1,028	1.007	0,02881	$2,780 \cdot 10^{-5}$	$2,052 \cdot 10^{-5}$	$1,995 \cdot 10^{-5}$	0,7177
80	0,9994	1.008	0,02953	$2,931 \cdot 10^{-5}$	$2,096 \cdot 10^{-5}$	$2,097 \cdot 10^{-5}$	0,7154
90	0,9718	1.008	0,03024	$3,086 \cdot 10^{-5}$	$2,139 \cdot 10^{-5}$	$2,201 \cdot 10^{-5}$	0,7132
100	0,9458	1.009	0,03095	$3,243 \cdot 10^{-5}$	$2,181 \cdot 10^{-5}$	$2,306 \cdot 10^{-5}$	0,7111
120	0,8977	1.011	0,03235	$3,565 \cdot 10^{-5}$	$2,264 \cdot 10^{-5}$	$2,522 \cdot 10^{-5}$	0,7073
140	0,8542	1.013	0,03374	$3,898 \cdot 10^{-5}$	$2,345 \cdot 10^{-5}$	$2,745 \cdot 10^{-5}$	0,7041

Fonte: (CENGEL, 2007)