

UNIVERSIDADE SANTA CECÍLIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCELO HENRIQUE SOAR

**INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE INCLINAÇÃO EM UM AQUECEDOR A ÓLEO
COM ALETAS E SIMULAÇÃO DE TRANSFORMADORES DE POTÊNCIA**

SANTOS/SP
2018

MARCELO HENRIQUE SOAR

**INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE INCLINAÇÃO EM UM AQUECEDOR A ÓLEO
COM ALETAS E SIMULAÇÃO DE TRANSFORMADORES DE POTÊNCIA**

Dissertação apresentada à
Universidade Santa Cecília como
parte dos requisitos para obtenção
de título de mestre no programa de
Pós Graduação em Engenharia
Mecânica, sob a orientação da
Prof.^a Dr.^a Marlene Silva de
Moraes, do Prof. Dr. Carlos Alberto
Amaral Moino e do Prof. Dr.
Deovaldo de Moraes Júnior.

SANTOS/SP

2018

Autorizo a reprodução parcial ou total deste trabalho, por qualquer que seja o processo, exclusivamente para fins acadêmicos e científicos.

660.24 Soar, Marcelo Henrique
S651i Influência do ângulo de inclinação em um aquecedor a óleo com aletas e simulação de transformadores de potência/ Marcelo Henrique Soar. -- 2018.
84 p.: il.

Orientador: Profª Drª Marlene Silva de Moraes
Coorientador: Prof. Dr. Carlos Alberto Amaral Moino
Prof. Dr. Deovaldo de Moraes Júnior

Dissertação (Mestrado) -- Universidade Santa Cecília, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Santos, SP, 2018.

1. Radiadores. 2. Transformadores de potência. 3. Trocadores de calor. 4. CFD. 5. Aquecedor a óleo. I. Moraes, Marlene Silva de, orient. II. Moino, Carlos Alberto Amaral, coorient. III. Influência do ângulo de aletas para aplicação em transformadores de potência.

*Dedico este trabalho aos meus pais,
Miguel e Mara, pelo carinho e apoio que
me deram por todos os anos.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus orientadores Professora Doutora Marlene Silva de Moraes e Professor Doutor Carlos Alberto Amaral Moino, pelo apoio fornecido em cada passo da elaboração deste trabalho.

Aos Professores Doutor Deovaldo de Moraes Júnior e Doutor Vitor da Silva Rosa, pela ajuda e sugestões na elaboração do texto e da parte experimental do trabalho.

Aos técnicos do Laboratório de Operações Unitárias Volnei de Lemos, Vítor Dias de Paula e Álvaro Luiz Moreira Conrado e Irineu Penha da Ressureição, pela colaboração no desenvolvimento da unidade experimental.

À Universidade Santa Cecília, pelo fornecimento da unidade experimental, assim como pelo excelente curso de mestrado disponibilizado.

RESUMO

Transformadores elétricos são equipamentos essenciais para a transmissão de energia elétrica de forma economicamente viável, utilizados em todo o mundo. Estes são compostos principalmente por: um núcleo de ferro, um enrolamento de fios de cobre que envolve o núcleo e que, junto com este, são chamados de parte ativa, onde ocorre geração de calor devido às perdas no transformador, um tanque de aço que protege as partes internas do ambiente externo, um radiador que serve para aumentar a área de troca térmica entre o transformador e o ambiente externo, geralmente construído com aletas, e um fluido isolante, geralmente óleo mineral, que possui entre outras funções auxiliar a troca térmica junto do radiador. A vida útil desses equipamentos está ligada diretamente à sua temperatura, que é fator crítico, e cai exponencialmente com o aumento da mesma, pois essa temperatura possui relação direta com a taxa de degradação da isolação do enrolamento. Este trabalho teve como objetivo estudar a possibilidade de aumentar a dissipação de calor, reduzindo a temperatura através da variação do ângulo das aletas dos radiadores com relação à vertical. Fizeram-se três séries de experimentos utilizando um aquecedor a óleo que possui geometria e funcionamento similares ao de um radiador de transformador, assim como 6 séries de simulações utilizando *Solidworks Flow Simulation* para vários casos possíveis para ângulos entre 0° e 20°, em relação à vertical, em incrementos de 5°. Nestas 6 séries de simulações estudou-se também a influência da presença do solo nas proximidades abaixo do radiador, devido a este gerar um bloqueio sobre o escoamento do ar externo. Um total de 5 dos 6 casos estudados apresentaram melhor desempenho que chegou em até 3% com relação ao ângulo de 0°, com o ângulo mais eficiente variando entre 5° e 15° dependendo do radiador e posicionamento em relação ao solo. A melhora foi mais notável em radiadores a até 0,5 m do solo, ambos em simulação e experimento. Ângulos acima de 15° aparentaram ser menos eficientes em termos de troca de calor do que os ângulos menores.

Palavras-Chave: Radiadores. Transformadores de Potência. Trocadores de Calor. CFD. Aquecedor a Óleo.

ABSTRACT

Electrical transformers are devices essential in the transmission of electrical energy across large distances in an economically viable manner worldwide. These are composed mainly by: an iron core, copper wire windings which coil around the core, which together with the core are called active part, where heat is generated due to the transformer losses, a steel tank which protects the internal parts from the external environment, a radiator which increases the surface area of heat exchange between the transformer and the ambient, generally built with fins, and an insulating fluid, generally mineral oil, which assists in the heat exchange along with the radiator, among other functions. The lifespan of these devices is tied directly to their temperature, which is a critical factor and the increase of which causes the lifespan to be reduced at exponential rates, due to the temperature being directly correlated to the degradation rate of the insulation in the windings. This study sought to research the possibility of increasing the heat dissipation, thus reducing this temperature through the variation of the angle of the radiator fins with respect to the vertical. Three series of experiments were run using an oil heater that possessed similar geometry and function to the radiators in transformers, and 6 series of simulations were run using *Solidworks Flow Simulation* for various possible cases for angles between 0° and 20° , with respect to the vertical, in 5° increments. In these 6 series of simulations the influence of the presence of ground in the proximities under the radiator was also studied, due to it causing a blockage to the flow of air in the external medium. A total of 5 out of the 6 cases studied showed an increase in heat exchange efficiency which reached up to 3% when compared to the 0° angle, with the most efficient angle varying between 5° and 15° depending on the radiator and its placement in regards to the ground. The most notable improvement occurred when the radiator was half a meter or closer to the ground. Angles higher than 15° showed results that were less efficient in terms of heat exchange than lower angles.

Keywords: Radiators. Power Transformers. Heat exchangers. CFD. Oil Heater.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Estrutura do transformador	3
Figura 1.2 – Tipos de radiadores de transformadores: a) Radiador de elementos; b) Radiador de tubos..	5
Figura 1.3 – Processo de resfriamento de um transformador a óleo em operação.	6
Figura 1.4 - Modos de resfriamento de um transformador. (a) ONAN, (b) OFAF, (c) ODAF.	9
Figura 1.5 – Transformadores de potência: a) monofásico; b) trifásico.....	10
Figura 2.1 – Esquemática dos métodos utilizados neste trabalho.	12
Figura 2.2 - Camada limite de: a) velocidade; b) temperatura.	14
Figura 2.3 - Aquecedor a óleo Mondial. a) Vista de ângulo. b) Vista lateral.....	16
Figura 2.4 - Aletas do aquecedor a óleo Mondial.....	16
Figura 2.5 – Numeração das aletas do aquecedor.....	17
Figura 2.6 - Aquecedor desmontado.....	18
Figura 2.7 - Sensor de termopar modelo Salvterm 704.....	19
Figura 2.8 - a) Conjunto de presilhas de metal; b) Presilha aberta.	19
Figura 2.9 - a) Conjunto de lâminas de PVC; b) Lâminas de PVC servindo função de isolamento térmico.....	20
Figura 2.10 - a) Base de acrílico do aquecedor rosqueável; b) Aquecedor inclinado a 20°.....	21
Figura 2.11 - Escala de 60 cm.....	21
Figura 2.12 – Diferentes tipos de malha de simulação: a) Malha não-estruturada ajustada ao corpo; b) Malha estruturada ajustada ao corpo; c) Combinação de malha estruturada cartesiana e não-estruturada ajustada ao corpo na parede; d) Malha estruturada cartesiana imersa ao corpo	24
Figura 2.13 – Esquema de refinamento de malha do <i>Solidworks Flow Simulation</i>	25
Figura 2.14 – Configuração de malha utilizada. a) Radiador na vertical; b) Radiador inclinado com referência no solo; c) Radiador e referência inclinados na vista do solo; d) Radiador e referência inclinados na vista do referencial. ...	26
Figura 2.15 - Modelo de aletas de radiador a seco em: a) vista lateral; b) vista isométrica (b).....	28

Figura 2.16 - Modelo de aletas de radiador com solo em: a) posição vertical; b) com inclinação de 15°	28
Figura 2.17 – Modelo do perfil de aleta	29
Figura 2.18 -. Dimensões do perfil de aleta em milímetros	29
Figura 2.19 - Modelo de aletas de radiador a óleo.....	30
Figura 2.20 – Modelo das tampas dos canais de aletas do radiador a óleo.....	30
Figura 2.21 - Modelo de radiador a seco.....	31
Figura 2.22 - Radiador inclinado em ângulo de 10°	32
Figura 2.23 - Volume de simulação.....	33
Figura 2.24 – <i>Print screen</i> dos critérios de convergência usados no <i>Solidworks Flow Simulation</i>	34
Figura 2.25 - Malha de simulação das aletas do radiador a seco, vista lateral.	35
Figura 2.26 - Malha de simulação das aletas do radiador a seco, vista de ângulo.	36
Figura 2.27 - Malha dos canais de óleo.	37
Figura 2.28 - Malha de simulação para o radiador a seco.	38
Figura 2.29 - Gelo fundente a 0°C.....	40
Figura 2.30 - a) Caldeira elétrica para produção de vapor saturado a 100°C; b) Termopar e termômetro realizando medições no vapor saturado.....	40
Figura 2.31 - Posicionamento dos termopares.....	42
Figura 2.32 – Experimento com convecção forçada.	43
Figura 2.33 - Temperaturas no aquecedor em função do tempo	44
Figura 3.1 - Temperaturas médias das aletas no experimento com ângulos entre 0° a 15° em incrementos de 5°	47
Figura 3.2 - Temperaturas médias nos três experimentos com ângulos variando de 0° a 20°.....	49
Figura 3.3 - Variação do coeficiente de convecção com o ângulo para os três experimentos	50
Figura 3.4 - Variação do coeficiente de convecção com o ângulo de aletas para as simulações	52
Figura 3.5 - Linhas de corrente na proximidade do solo.	53

Figura 3.6 - Campos de velocidade e temperatura na parte superior das aletas a seco.	54
Figura 3.7 - Campo de velocidades e temperaturas na parte superior das aletas com óleo.	55

LISTA DE TABELAS E QUADROS

Tabela 2.1 - Propriedades do óleo mineral.	39
Tabela 2.2 - Temperaturas de referência para aferição dos termopares.	41
Tabela 3.1 - Temperaturas experimentais das aletas com o ângulo variando de 0° até 20° com incrementos de 5°.....	46
Tabela 3.2 - Temperatura e coeficiente de convecção para os três experimentos com variação do ângulo.....	48
Tabela 3.3 – Resultados experimentais para o caso com convecção forçada de ar.	51
Tabela 3.4 - Fluxo de calor calculado nas simulações.	52
Tabela 3.5 – Resultados calculados pelos métodos empíricos.....	56
Tabela A.1 - Temperaturas medidas nas aletas com o ângulo variando de 0° até 20° com incrementos de 5° no experimento 2.....	67
Tabela A.2 - Temperaturas medidas nas aletas com o ângulo variando de 0° até 20° com incrementos de 5° no experimento 3.....	68
Tabela B.1 – Cálculos realizados para os métodos empíricos	69

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANSI - American National Standards Institute

CAD – Computer-Aided Design

CFD – Computational Fluid Dynamics

IEEE - Institute of Electrical and Electronic Engineers

ODAF – Óleo Dirigido Ar Forçado

ODAN – Óleo Dirigido Ar Natural

OFAF – Óleo Forçado Ar Forçado

OFAN – Óleo Forçado Ar Natural

ONAF – Óleo Natural Ar Forçado

ONAN – Óleo Natural Ar Natural

PVC – Policloreto de Polivinila

LISTA DE SÍMBOLOS

L_T	Vida do transformador (Horas)
T	Temperatura (K ou °C)
ρ	Densidade (kg/m ³)
u	Velocidades na coordenada x (m/s)
v	Velocidades na coordenada y (m/s)
p	Pressão (Pa)
g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
c_p	Capacidade térmica a pressão constante (J/kg.K)
k	Condutividade térmica (W/m.K)
μ	Viscosidade (Pa.s)
Φ	Dissipação viscosa (s ⁻²)
\dot{q}	Geração de calor (W/m ³)
Nu	Número de Nusselt (adimensional)
h	Coefficiente de troca de calor (W/m ² K)
k	Condutividade Térmica (W/m.K)
Re	Número de Reynolds (adimensional)
Pr	Número de Prandtl (adimensional)
ν	Viscosidade cinemática (m ² /s)
α	Difusividade térmica (m ² /s)
β	Coefficiente de expansão térmica
Gr	Número de Grashof (adimensional)
T_s	Temperatura de superfície (K ou °C)
T_{ar}	Temperatura do ar ambiente (K)
L	Comprimento da aleta (m)
Ra	Número de Rayleigh (adimensional)
S	Distância entre duas aletas ou placas (m)
W_{rad}	Potência dissipada por radiação (W)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann (W.m ⁻² .K ⁻⁴)
A	Área (m ²)
θ	Ângulo entra as aletas e o eixo vertical (graus)
q	Calor dissipado (W)

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 GENERALIDADES	1
1.2 CONCEITOS GERAIS	3
1.2.1 Princípios de funcionamento	3
1.2.1.1 Aspectos térmicos	5
1.2.1.2 Perdas na parte ativa	7
1.2.1.3 Regimes de troca de calor	8
1.2.2 Classes de transformadores.....	9
1.2.2.1 Transformadores de potência.....	9
1.2.2.2 Transformadores de distribuição	10
1.3 OBJETIVOS	11
1.3.1 Objetivo geral	11
1.3.2 Objetivos específicos	11
2. MATERIAL E MÉTODOS	12
2.1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	13
2.1.1 Conceito de camada limite	13
2.2 MATERIAL	15
2.2.1 Unidade experimental.....	15
2.2.2 Instrumentos de medição e outros equipamentos	18
2.2.3 Software de simulação	22
2.3 MÉTODOS	22
2.3.1 Métodos empíricos	22
2.3.1.1 Placa plana vertical	22
2.3.1.2 Placas paralelas	22
2.3.2 Métodos de modelamento e simulação	23
2.3.2.1 Aletas a seco.....	27
2.3.2.2 Aletas com óleo.....	29
2.3.2.3 Radiador a seco	31
2.3.2.4 Parâmetros de simulação.....	32
2.3.2.5 Propriedades do material	38
2.3.3 Métodos do experimento	39
2.3.3.1 Determinação do regime permanente	44
3 RESULTADOS E DISCUSSÕES	45

3.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS	45
3.2 RESULTADOS DE SIMULAÇÃO	51
3.3 RESULTADOS CALCULADOS	55
4 CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	57
5 VERSÃO COMPACTA	58
REFERÊNCIAS.....	63
APÊNDICE A – RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS	67
APÊNDICE B – TABELA DE CÁLCULOS PARA OS MÉTODOS EMPÍRICOS	69

1. INTRODUÇÃO

1.1 GENERALIDADES

Transformadores são definidos pela *American National Standards Institute* (ANSI) e o *Institute of Electrical and Electronic Engineers* (IEEE) como um dispositivo estático, sem partes em movimento contínuo, que é utilizado para transferir potência entre circuitos através do uso do princípio da indução eletromagnética (HARLOW, 2004).

Estes dispositivos são de suma importância na sociedade moderna pois permitem a transmissão de energia elétrica através de grandes distâncias, das usinas geradoras até os pontos de consumo, com baixas perdas e a um preço acessível. Também são necessários para transformar a energia vinda da rede elétrica até níveis de voltagem seguros para uso doméstico.

Os sistemas de energia da rede elétrica geralmente consistem de fontes de geração, pontos de distribuição e conexões dentro do sistema ou para fora deste. Os transformadores de potência são aqueles que operam em classes de tensão e potência mais altas, estando normalmente localizados em usinas e indústrias (BECHARA, 2010).

No mundo o consumo de energia elétrica aumentou a uma taxa média de aproximadamente 1,6% ao ano de 2005 a 2015, fazendo com que o carregamento sobre os transformadores já existentes aumentasse cada vez mais (ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION, 2018). Este aumento foi maior em certos países como no Brasil, onde chegou a 3,7 % e na China que teve um aumento médio de 6,8 % ao ano.

A potência de um transformador elétrico é limitada pela sua capacidade de troca de calor, sendo que uma temperatura mais elevada raramente é a causa direta da falha, no entanto é responsável pela diminuição na vida útil do enrolamento¹ do transformador devido a um fator conhecido como fator de Montsinger, que indica uma correlação entre temperatura e vida útil tal que para cada 10°C de aumento de temperatura, reduz-se à metade a vida útil do

¹ O enrolamento consiste de fios carregando corrente elétrica envoltos no núcleo de ferro do transformador, explicados em mais detalhes na seção 2.2.1.

enrolamento (DEBNATH; GOEL, 1995). O aumento das temperaturas globais serve para exacerbar o problema (FIROUZIFAR; MAHMOUDI, 2007).

Os transformadores em geral possuem uma vida útil de 30 a 50 anos em média (HARLOW, 2004; WANG; VANDERMAAR; SRIVASTAVA, 2002; ROSENLIND, 2013), com o custo de reposição podendo variar de centenas até milhões de dólares (WANG; VANDERMAAR; SRIVASTAVA, 2002). Um aumento na troca de calor proporciona uma diminuição na temperatura do enrolamento, o que gera um aumento na vida útil do transformador, e poderá reduzir a frequência de falhas e diminuir a frequência necessária de manutenção.

Estudos mostram que aproximadamente 70% das falhas entre todos os transformadores ocorrem de fato na bobina, que é o componente mais afetado pelas altas temperaturas, e que aproximadamente 11% das falhas totais ocorrem devido ao envelhecimento do transformador (BECHARA, 2010). Outras fontes apontam para números variando entre 25% e 50% das falhas ocorrendo no enrolamento (PENA, 2003).

O envelhecimento e contaminação são uma das três principais causas de falhas em transformadores, com envelhecimento podendo chegar a ser o motivo de acima de 25% das falhas (WANG; VANDERMAAR; SRIVASTAVA, 2002). Além disto, falhas no isolamento são a segunda maior causa em termos de custo de falha, sendo apenas ultrapassada por falhas devido a perturbações elétricas (BARTLEY, 2003).

Outros fatores que influenciam a vida útil da isolação do enrolamento são forças mecânicas, tensões de voltagem e contaminação. Estes fatores são mais difíceis de quantificar do que degradação por aquecimento, e requerem a realização de monitoramento do óleo e da bobina através de vários testes de forma a determinar quando é necessário realizar uma manutenção preventiva (WANG; VANDERMAAR; SRIVASTAVA, 2002).

Resultados obtidos através de simulação com base em volumes finitos utilizando as equações da conservação massa, quantidade de movimento e energia são capazes de reproduzir resultados experimentais com desvio de até 2°C (BENGANG et al., 2016), ou de até 7,8% (BENGANG et al., 2017).

Existem vários modelos destinados ao cálculo de determinação da potência dissipada na parte ativa² (RADAKOVIC, 2003; SKILLEN et al., 2012; JARDINI et al., 2005, CHERECHES et al., 2016), assim como métodos que calculam apenas a dissipação no radiador (ANISHEK et al., 2015), e até estudos que combinam o cálculo da perda na parte ativa com o cálculo da dissipação nos radiadores (RADAKOVIC; SORGIC, 2010). Este trabalho, no entanto foca apenas na troca de calor nos radiadores, que pode ser estudada de forma independente ao comportamento térmico da parte ativa.

1.2 CONCEITOS GERAIS

1.2.1 Princípios de funcionamento

O transformador elétrico é um equipamento capaz de aumentar ou diminuir a tensão em um circuito elétrico, através de uma diminuição ou aumento de corrente. O transformador convencional consiste em várias partes principais: Tanque, núcleo, enrolamentos, trocador de calor, e fluido isolante e refrigerante (Figura 1.1).

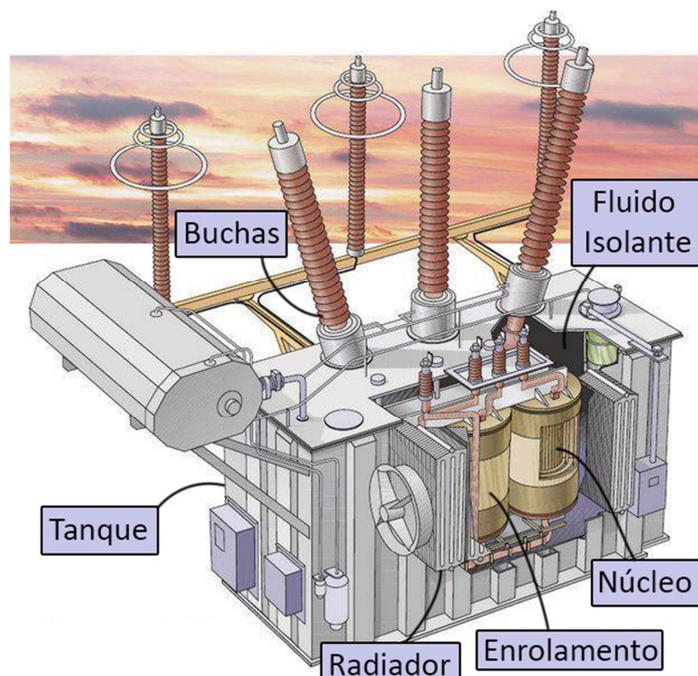


Figura 1.1 – Estrutura do transformador.
Adaptado de: ABB (2007).

² A parte ativa é o nome dado para o conjunto núcleo e enrolamento.

O núcleo deve ser constituído de um grande número de chapas de um material ferromagnético, sendo o mais comum o aço-silício devido às baixas perdas de energia. Estas chapas costumam ter entre 0,23 mm e 0,36 mm e são separadas por uma fina camada de material isolante. Esta configuração é preferível a um núcleo sólido, pois reduz o surgimento de correntes parasitas³ no núcleo.

O enrolamento é o circuito elétrico que se encontra envolvendo o núcleo, sendo geralmente feito de fio de cobre, ou em alguns casos de fita de alumínio. Alumínio é mais barato e mais leve, enquanto que cobre possui a vantagem de maior condutividade elétrica e resistência mecânica, por isso os transformadores de maior porte costumam favorecer o uso de fios de cobre. O circuito em si é coberto por um material isolante, geralmente tinta de esmalte ou papel kraft, para que este esteja protegido contra a corrosão devido ao líquido isolante e refrigerante (HARLOW, 2004).

Chama-se de parte ativa o conjunto que inclui o enrolamento e núcleo, sendo este o responsável pelo processo principal do transformador, isto é, a conversão de voltagem e corrente entre dois circuitos através do efeito de indução eletromagnética.

O tanque é um casco fechado contendo a parte ativa e o fluido isolante e refrigerante, sendo feito de aço laminado a quente e tendo como função proteger o transformador do ambiente externo, tanto mecanicamente como quimicamente, assim como para conter o fluido isolante e refrigerante e permitir o seu movimento.

O fluido isolante e refrigerante é geralmente utilizado para transformadores acima de 1,2 kV, e é responsável por isolar eletromagneticamente as várias partes do transformador, devido ao fluido possuir melhores propriedades dielétricas do que o ar, assim como servir no transporte de calor ao redor do transformador, de forma a aumentar a troca de calor do mesmo com o ambiente. Este fluido também tem função de proteção

³ Correntes parasitas são correntes que surgem em um dispositivo elétrico que formam um circuito, geralmente pequeno, que não exerce função nenhuma para o funcionamento do dispositivo, desta forma consumindo energia sem gerar benefício.

contra reações químicas nas superfícies metálicas do transformador, evitando a formação de ferrugem.

O meio isolante mais utilizado é o óleo mineral, devido as suas propriedades dielétricas e térmicas. Recentemente começou-se a utilizar óleo vegetal, desde o final da década de 90 (MARTIN et al., 2011), como uma alternativa biodegradável. O uso de óleo possui a desvantagem de potencial dano ao ambiente próximo no caso de uma falha que possa causar vazamento (WANG VANDERMAAR; SRIVASTAVA, 2012).

1.2.1.1 Aspectos Térmicos

O calor gerado pelas perdas na parte ativa do transformador e dissipado para o fluido isolante e refrigerante é perdido para o ambiente externo através das paredes do tanque. Para muitos casos, a potência dissipada é grande o suficiente de tal modo que é necessário aumentar a área de superfície com o ambiente de modo a evitar o superaquecimento do transformador. Para isto utiliza-se radiadores, que podem tomar diferentes formas, conforme a Figura 1.2.

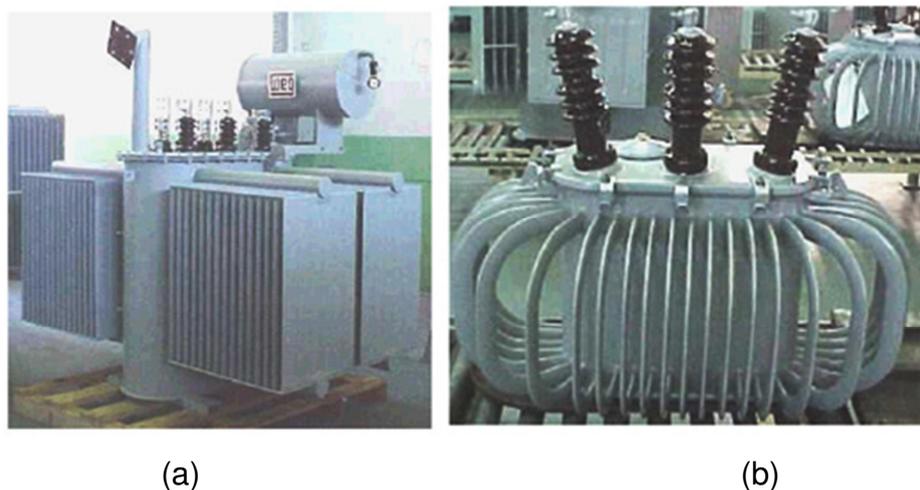


Figura 1.2 – Tipos de radiadores de transformadores: a) Radiador de elementos; b) Radiador de tubos.

Fonte: WEG.

O processo de resfriamento em um transformador de potência consiste em duas principais etapas detalhadas na Figura 1.3. Na primeira etapa, entre os pontos A e B, o calor gerado por perdas na parte ativa é transferido para o

fluido isolante e refrigerante, aquecendo-o. Na segunda etapa, entre os pontos C e D, o fluido aquecido passa através do trocador de calor, que possui uma grande área de contato com ar externo, perdendo o calor absorvido para o mesmo.

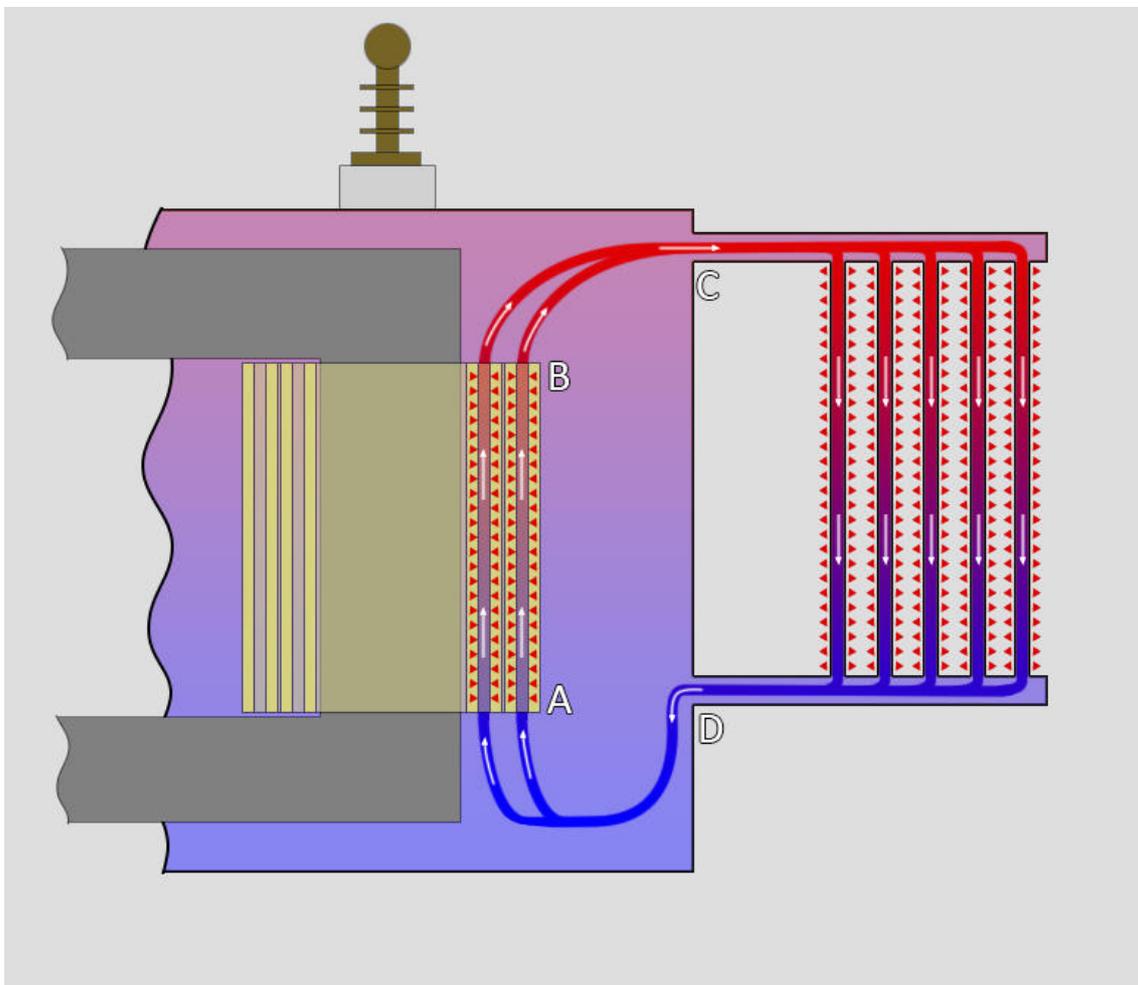


Figura 1.3 – Processo de resfriamento de um transformador a óleo em operação.

O local de ponto mais quente, ou '*hot-spot*', geralmente se encontra próximo ao topo do enrolamento na bobina de alta ou baixa tensão. O ponto mais quente se encontra neste lugar devido as maiores perdas localizadas por correntes parasitas nas extremidades, e o fato que o óleo entra mais frio embaixo do enrolamento e percorre o percurso para cima.

Estes transformadores são geralmente projetados para condições de operação entre -20°C e 40°C de temperatura ambiente, com temperatura diária média máxima de 30°C e altitudes de até 1000 metros acima do nível do mar, pois são estas as condições mais comuns de operação.

A vida média de um transformador na prática é em torno de 30 a 50 anos, com o meio isolante sendo projetado para este padrão. Este meio isolante, geralmente celulose, deve possuir alta resistência mecânica e dielétrica.

O cálculo da decomposição do isolamento com o tempo pode ser modelada matematicamente através da equação de Arrhenius, conforme a Equação 1.1, sendo L é a vida da isolação em horas e C_1 e C_2 são constantes que dependem do material e ambiente e T é a temperatura absoluta em Kelvin.

$$L_T = C_1 e^{\frac{C_2}{T}} \quad (1.1)$$

Existem vários modos de classificar a temperatura permissível de aquecimento de um transformador. Um destes é o aumento de temperatura média comparada ao ambiente no enrolamento, com padrões que costumam limitar esta a em torno de 65°C. Para transformadores no subsolo ou enterrado, no entanto os padrões costumam ser mais restritivos, em torno de 55°C de aumento. Outro método é limitar o aumento de temperatura no ponto mais quente, que costuma ser em torno de 80°C de aumento sobre o ambiente.

A decomposição da celulose é uma reação química, que forma dióxido de carbono e às vezes monóxido de carbono (MADORSKY; HART; STRAUS, 1958; MAJOR, 1958), portanto as constantes A e B na equação de Arrhenius são influenciadas pelos níveis de água, oxigênio e outros compostos no sistema. A vida da celulose cai pela metade quanto se dobra a quantidade de água no ambiente, e pode aumentar por um fator de até 2,5 quando a quantidade de oxigênio é alta.

1.2.1.2 Perdas na parte ativa

Existem dois principais tipos de perdas que são responsáveis pela geração de calor no transformador, sendo classificadas com base em onde ocorrem: perdas em vazio, que ocorrem no núcleo e perdas em carga, que ocorrem no resto do transformador. As causas dessas perdas são principalmente correntes parasitas no núcleo e na estrutura, perdas ôhmicas por efeito Joule e perdas por histerese, que consistem no trabalho necessário para alterar a direção dos domínios magnéticos no ferro do núcleo em cada

ciclo do transformador. Existem também as chamadas perdas auxiliares, que são a potência requerida para executar o funcionamento de equipamentos auxiliares ao sistema, como ventiladores no trocador de calor ou bombas para movimentação do fluido isolante e refrigerante.

A energia perdida por estes processos dissipa-se principalmente na forma de energia térmica, o que aumenta a temperatura no interior do transformador. Estas temperaturas são elevadas o suficiente ao ponto de causar a degradação do material isolante do enrolamento. A velocidade desta degradação tende a ser o principal determinante da vida útil do transformador, portanto é essencial a existência de um processo de resfriamento capaz de manter a temperatura interna do transformador sob controle. (CHERECHES et al., 2016)

Todas estas perdas não só resultam em calor gerado que deve ser dissipado para o ambiente para evitar sobreaquecimento, como também representam energia perdida que não pode ser fornecida para a rede elétrica, portanto é importante minimizar estas perdas por motivos econômicos, além de térmicos.

1.2.1.3 Regimes de troca de calor

Existem seis possíveis regimes de troca de calor que são comumente utilizados no projeto do ciclo térmico dos radiadores de transformadores, conforme é ilustrado na Figura 1.4, são estes: Convecção de óleo-natural ar-natural (ONAN), convecção de óleo-forçada e ar-natural (OFAN), convecção de óleo-dirigida e ar-natural (ODAN), convecção de óleo-natural ar-forçada (ONAF), convecção de óleo-forçada ar-forçada (OFAF) e convecção de óleo-dirigida ar-forçada (ODAF).

As configurações de convecção de ar natural e forçada diferem basicamente no uso de um ventilador para gerar o movimento da corrente de ar próximo as aletas, com o mesmo podendo estar ao lado do radiador soprando horizontalmente ou abaixo do radiador, soprando verticalmente. Este uso de ventilador causa um aumento substancial na taxa de resfriamento.

Os regimes de convecção de óleo por outro lado são três. A convecção natural de óleo, mostrada na figura 1.4a é a única que não faz uso de uma bomba para gerar o fluxo de óleo nas aletas, dependendo apenas da convecção gerada pelas diferenças de temperatura. Os regimes de convecção forçada e dirigida ambas dependem do bombeamento de óleo no transformador, mas com uma sutil diferença: na convecção dirigida o óleo é direcionado por dutos até os canais internos do enrolamento, enquanto que na convecção forçada o óleo pode escoar externamente ao enrolamento, conforme as Figuras 1.4c e 1.4b respectivamente.

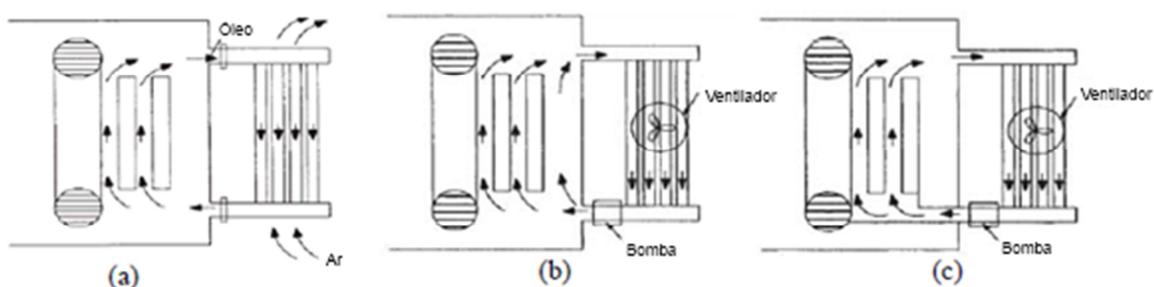


Figura 1.4 - Modos de resfriamento de um transformador. (a) ONAN, (b) OFAF, (c) ODAF.
Adaptado de: Perez (2010).

O regime de óleo direcionado, comparado ao de óleo forçado, apresenta resultados superiores, permitindo o uso de um carregamento maior sobre o transformador e reduzindo as temperaturas na parte ativa (SORGIC; RADA KOVIC, 2010).

1.2.2 Classes de transformadores

1.2.2.1 Transformadores de potência

Transformadores de potência são transformadores que se encontram entre os geradores e os circuitos de distribuição, geralmente com potências de 500 kVA ou maior. (Figura 1.5)



(a) (b)
Figura 1.5 – Transformadores de potência: a) monofásico; b) trifásico.

Fonte: Bechara (2010).

Transformadores de potência possuem tipicamente alta eficiência, que é próxima de 99,5%, sendo esta definida pela razão entre potência dividida pela potência mais perdas; ou seja, as perdas em um transformador de potência costumam ser abaixo de 0,5% (HARLOW, 2010) a 1% (SKILLEN et al., 2012) da potência transformada.

1.2.2.2 Transformadores de distribuição

Os transformadores de distribuição são os transformadores utilizados para diminuir a voltagem da energia transmitida a da rede elétrica a um nível apropriado para consumo. Estes transformadores costuma a operar na faixa de 5 kVA a 500 kVA, mas podem chegar a 5000 kVA dependendo da aplicação.

A grande maioria dos transformadores utilizados é com uso de líquido, pois os mesmos possuem vantagens em menor custo de fabricação, tamanho e capacidade de sobrecarga comparado com transformadores a seco de mesma capacidade.

Os transformadores podem ser instalados em quatro posições: Suspensos, no subsolo, enterrados e no interior. Os suspensos encontram-se

geralmente nos mesmos postes utilizados para suspender fios da rede elétrica. Subsolo refere-se a transformadores instalados em salas ventiladas abaixo do nível do chão, conectadas por fios ao nível superior. Os enterrados encontram-se diretamente abaixo do solo em salas pouco ventiladas e possuem a vantagem de estar bem escondidos e não serem tão suscetíveis a tempestades. Em transformadores instalados no interior de instalações, não se permite o uso de transformadores de óleo mineral, portanto geralmente usa-se um a seco ou que utilize outro fluido isolante e refrigerante menos inflamável (HARLOW, 2004).

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo geral

Este trabalho teve por objetivo avaliar a possibilidade de aumento de eficiência de trocadores de calor de transformadores elétricos e aquecedores a óleo através da inclinação do ângulo das aletas, utilizando métodos de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para transformadores e resultados experimentais para aquecedores.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos foram:

1. Adquirir uma unidade experimental de um aquecedor a óleo, mensurar temperaturas nas aletas para vários ângulos e determinar a troca de calor correspondente;
2. Modelar a geometria do trocador de calor de transformadores elétricos e obter o fluxo de calor para vários ângulos.

2 MATERIAL E MÉTODOS

Uma vez que não se obteve uma unidade experimental com a geometria de um radiador de transformador em tamanho real, foi necessário o estudo do problema através de duas formas que aproximam a situação real, uma de simulação e uma de experimento, que buscaram obter resultados quanto ao objetivo deste trabalho de maneira independente uma da outra, conforme ilustrado pela Figura 2.1.

A simulação foi feita com uma geometria e condições de operação típica de um radiador de transformador real, enquanto que a unidade experimental obtida possuía geometria menor do que a de um radiador de transformador, mas operava segundo os mesmos princípios de operação.

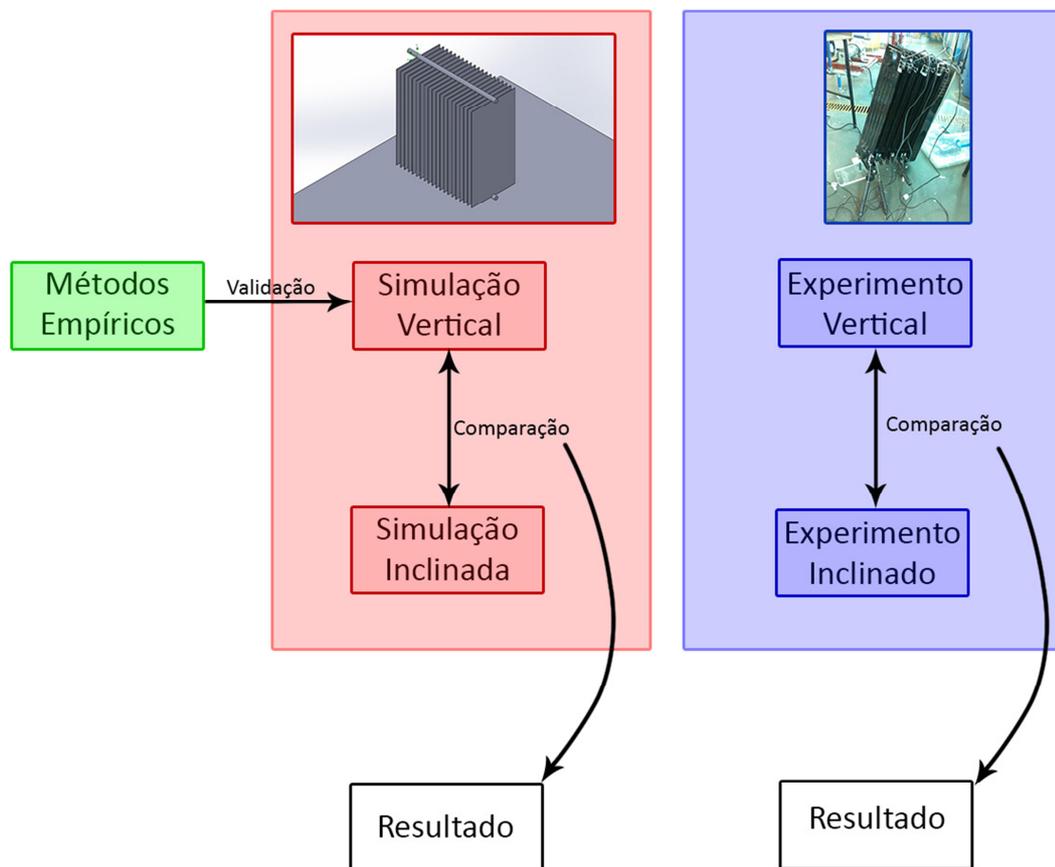


Figura 2.1 – Esquemática dos métodos utilizados neste trabalho.

Em ambos a simulação e experimento, obteve-se resultados de troca de calor para o radiador na vertical e na posição inclinada e, através da comparação entre as duas situações, foi determinado se a inclinação é vantajosa ou desvantajosa do ponto de vista térmico. Se ambos a simulação do caso real e o experimento de um caso análogo mostrarem aumento na troca de calor com a inclinação, isso irá sugerir fortemente que um experimento do caso real, ou seja do radiador de um transformador, mostraria similar aumento.

A validação dos resultados de simulação foi realizada utilizando métodos empíricos baseados em experimentos de placas planas verticais, que foram comparados com a simulação do radiador na vertical.

2.1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1.1 Conceito de camada limite

O escoamento nas proximidades de uma placa plana pode ser bem aproximado pela teoria da camada limite, que diz que para um fluido em escoamento nas proximidades de uma parede plana, as propriedades do fluido, isto é velocidade e temperatura, variam apenas em uma pequena camada próxima a parede, sendo iguais a velocidade e temperatura da placa na superfície da própria placa e iguais a velocidade e temperatura de entrada do fluido além desta camada, como demonstrado na Figura 2.2. A espessura dessa camada para a velocidade e para a temperatura não são necessariamente iguais, e dependem das propriedades do fluido em questão. (INCROPERA et al., 2010)

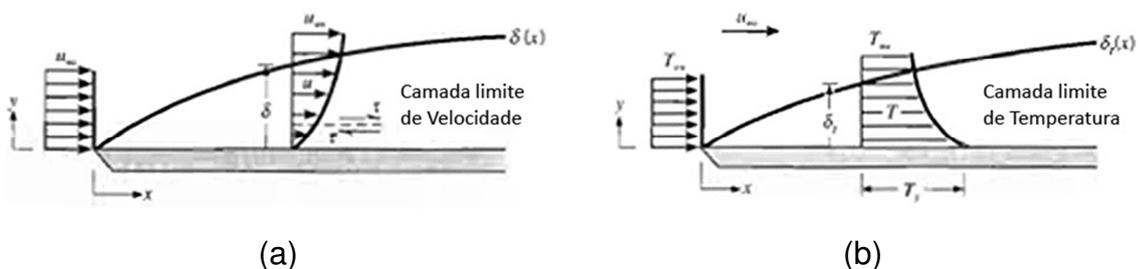


Figura 2.2 - Camada limite de: a) velocidade; b) temperatura.

Adaptado de: Incropera et al. (2010).

Pode-se obter uma boa aproximação do comportamento deste fluido utilizando as equações de movimento e transferência de calor para um fluido para o caso bidimensional, conforme as Equações 2.1 a 2.4. (INCROPERA et al., 2010)

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \rho g_x \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \rho g_y \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u c_p T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v c_p T)}{\partial y} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \Phi + \dot{q} \quad (2.4)$$

Estas equações podem ser simplificadas de forma a obter uma relação entre as características de um problema e os valores de interesse para projeto, por exemplo, o número de Nusselt, que se relaciona ao coeficiente de troca de calor e a este problema de acordo com a Equação 2.5, onde o número de Prandtl é dado pela Equação 2.6. (INCROPERA et al., 2010)

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = f(x^*, Re_L, Pr) \quad (2.5)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.6)$$

Problemas de convecção natural são novamente desenvolvidos com base nas Equações 2.1 a 2.4 e fazendo uso da propriedade conhecida como coeficiente de expansão térmica, dado pela Equação 2.7, que assume uma forma simplificada para os casos em que o fluido ambiente pode ser considerado um gás ideal. (INCROPERA et al., 2010)

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad \text{gás ideal} \quad \rightarrow \quad \beta = \frac{1}{T} \quad (2.7)$$

Novamente, pode-se analisar estas equações para determinar as variáveis adimensionais que caracterizam os problemas de convecção natural. Nestes casos, como não há velocidade de entrada, o termo da gravidade toma

um papel central na simplificação, levando a conclusão de que o número de Nusselt é dependente de uma nova variável adimensional, chamada número de Grashof, conforme as Equações 2.8 e 2.9. (INCROPERA et al., 2010)

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_{ar})L^3}{\nu^2} \quad (2.8)$$

$$\overline{Nu} = f(Gr_L, Pr) \quad (2.9)$$

A separação entre regimes laminar e turbulento é dependente do produto entre os números de Grashof e Prandtl, que é denominado número de Rayleigh, conforme a Equação 2.10 (GEBHART et al., 1988 apud INCROPERA et al., 2010). Muitas vezes o número de Nusselt é escrito como função deste número, conforme a Equação 2.11.

$$Ra_{x,c} = Gr_{x,c}Pr = \frac{g\beta(T_s - T_{ar})x^3}{\nu\alpha} \cong 10^9 \quad (2.10)$$

$$\overline{Nu} = f(Ra_L, Pr) \quad (2.11)$$

2.2 MATERIAL

2.2.1 Unidade experimental

Para propósitos de experimento, adquiriu-se um aquecedor a óleo Mondial prata 1500 W, que se determinou possuir uma geometria e funcionamento que é baseado nos mesmos princípios que o de um radiador de transformador. Este possuía 6 aletas com dimensões de 580 mm de altura de aleta, 150 mm de largura da mesma e 38,3 mm de espaçamento entre aletas. A parte inferior das aletas encontrava-se a 45 mm do solo. O aquecedor pode ser visto na Figura 2.3. As aletas podem ser vistas na Figura 2.4.



(a)



(b)

Figura 2.3 - Aquecedor a óleo Mondial. a) Vista de ângulo. b) Vista lateral.



Figura 2.4 - Aletas do aquecedor a óleo Mondial.

Adicionalmente, as aletas foram numeradas de 1 a 6, com a aleta 1 sendo a mais distante do centro do aquecedor e a aleta 6 a mais próxima, como ilustrado na Figura 2.5.



Figura 2.5 – Numeração das aletas do aquecedor.

A desmontagem do aquecedor pode ser vista na figura 2.6, onde nota-se que a geração de calor ocorre através de uma corrente elétrica no tubo conectando as aletas na parte inferior do equipamento.



Figura 2.6 – Aquecedor desmontado.

2.2.2 Instrumentos de medição e outros equipamentos

Na realização das medições de temperaturas, utilizou-se um sensor de termopar Salcas, modelo Salvterm 704, tipo J (Fe-Co), mostrado na Figura 2.7, em conjunto com oito termopares com haste confeccionada em aço inoxidável 304 e Ferro-Constantan. Verificou-se os termopares utilizando um termômetro de mercúrio da marca Promo Lab. Para aferição dos termopares utilizou-se um béquer com gelo fundente a 0°C e uma caldeira elétrica produzindo vapor saturado a 100°C.

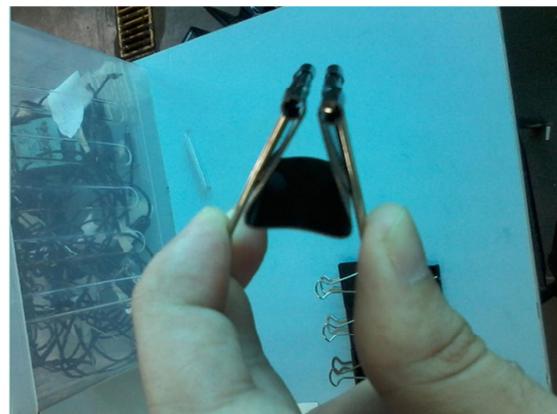


Figura 2.7 - Sensor de termopar modelo Salvterm 704.

Os termopares foram fixados ao aquecedor com o auxílio de presilhas de metal, conforme mostrado na Figura 2.8. Para evitar que estas presilhas servissem como maior área de troca de calor com o ambiente, elas foram separadas das aletas do aquecedor por lâminas de policloreto de polivinila (PVC) de 1 mm de espessura, que podem ser visualizadas na Figura 2.9.



(a)



(b)

Figura 2.8 – a) Conjunto de presilhas de metal; b) Presilha aberta.

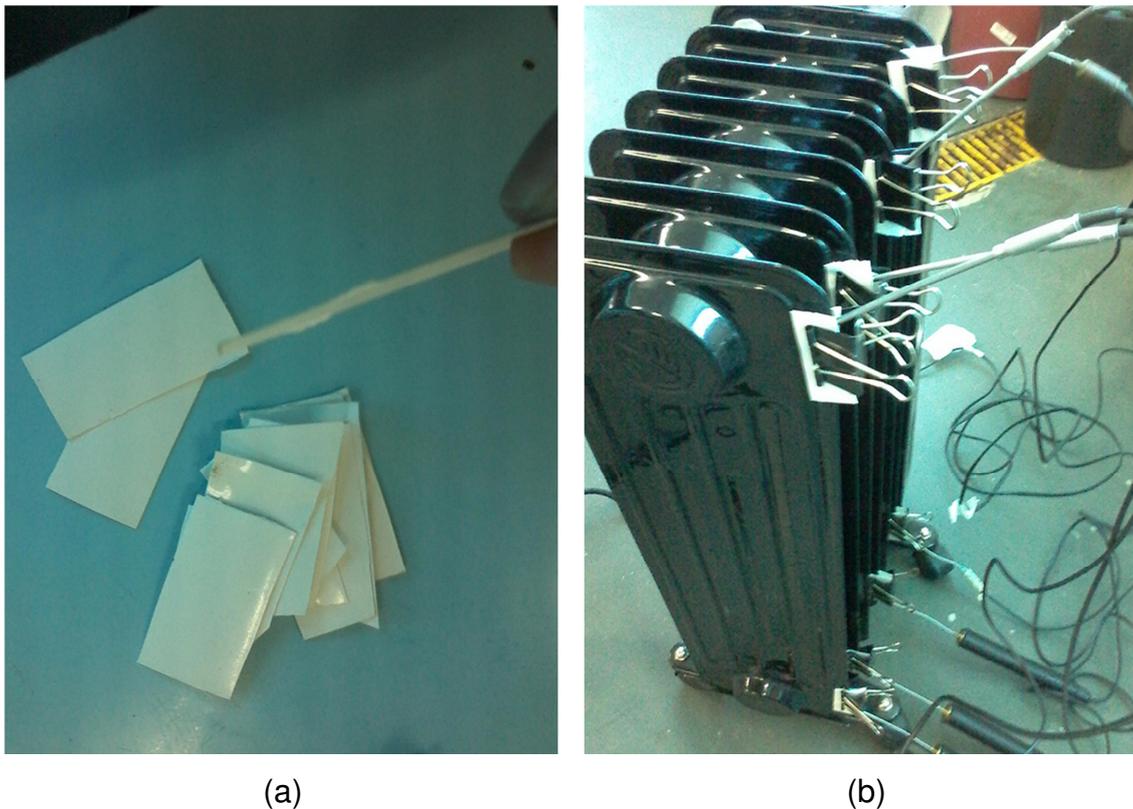


Figura 2.9 – a) Conjunto de lâminas de PVC; b) Lâminas de PVC servindo função de isolamento térmico.

De forma a inclinar o aquecedor ao ângulo desejado, utilizou-se uma peça de madeira rosqueável, montada em uma base construída de acrílico, podendo ser ajustada até uma altura desejada e usada como base, erguendo apenas um lado do aquecedor para variar o ângulo de 0° até 20° (Figura 2.10). As alturas foram medidas com o uso de uma escala de 60 centímetros da marca Brasfort, mostrada na Figura 2.11.

Por último, obteve-se um microventilador da marca Ventisilva, tipo E15CD, 60 Hz, 29/26 W, para propósitos de experimento com convecção forçada de ar.

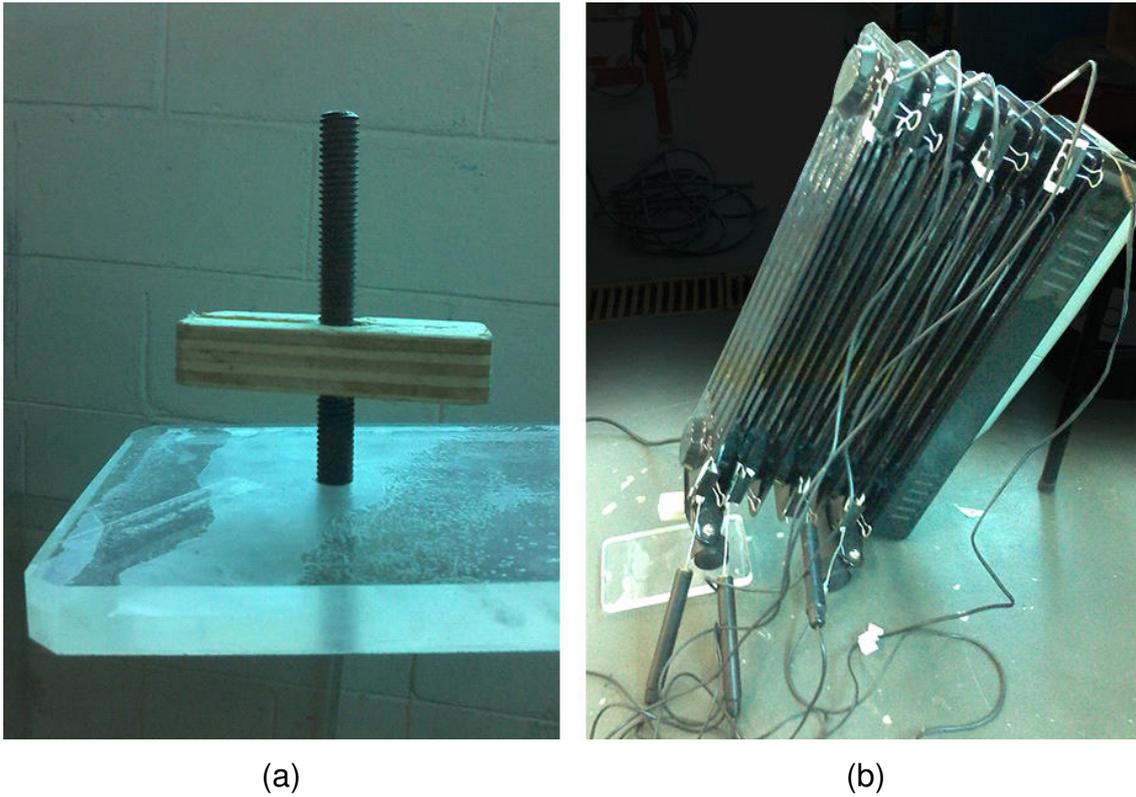


Figura 2.10 – a) Base de acrílico do aquecedor rosqueável; b) Aquecedor inclinado a 20°.

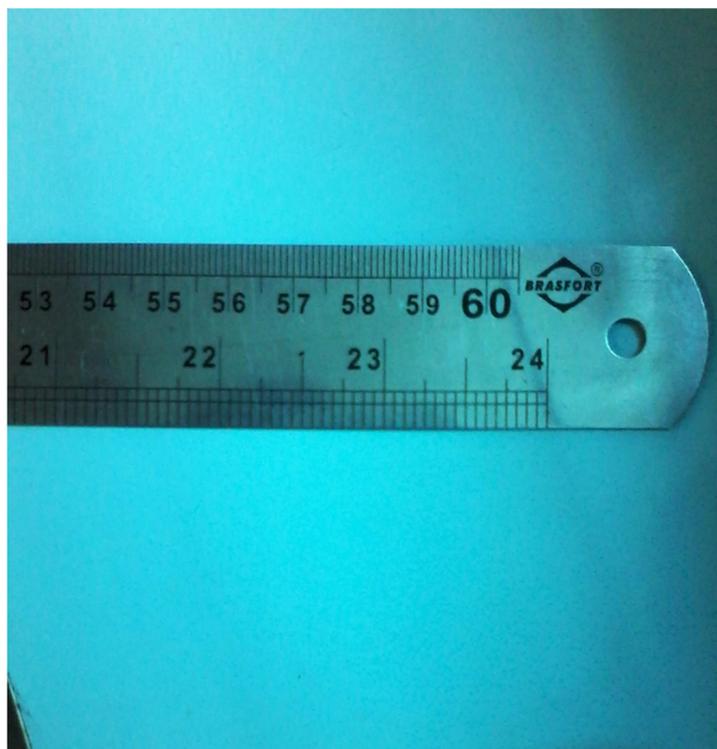


Figura 2.11 – Escala de 60 cm.

2.2.3 Software de simulação

O modelamento em *Computer-Aided Design* (CAD) foi realizado utilizando o *SOLIDWORKS* 2016 x64, em conjunto com o seu suplemento de simulação, o *SOLIDWORKS Flow Simulation*. A principal vantagem desta escolha é o acoplamento direto entre os *softwares* de modelamento e de simulação numérica, com a principal desvantagem sendo a limitação nos formatos de malha que podem ser utilizados.

2.3 MÉTODOS

2.3.1 Métodos empíricos

2.3.1.1 Placa plana vertical

Tratando do caso de uma placa plana vertical e isotérmica sob convecção natural, o comportamento pode ser estimado pela correlação 2.12. (CHURCHILL; CHU, 1975 apud INCROPERA et al., 2010).

$$\overline{Nu}_L = \left(0,825 + \frac{0,387Ra_L^{1/6}}{(1 + (0,492/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right)^2 \quad (2.12)$$

2.3.1.2 Placas paralelas

Quando se possui duas placas paralelas, o escoamento toma uma forma ligeiramente diferente, como este depende do espaçamento entre as placas. Para placas isotérmicas, o número de Nusselt pode ser calculado pela equação desenvolvida por Elenbaas (1942 apud INCROPERA et al., 2010), a Equação 2.13, também utilizada por Kim, Cho e Kim (2012).

$$\overline{Nu}_s = \frac{1}{24} Ra_s \left(\frac{S}{L} \right) \left(1 - e^{-\frac{35}{Ra_s \left(\frac{S}{L} \right)}} \right)^{\frac{3}{4}} ; \quad 10^{-1} < \frac{S}{L} Ra_s < 10^5 \quad (2.13)$$

Em casos em que o fluxo de calor nas placas é constante, utiliza-se uma forma modificada do número de Rayleigh para simplificar os cálculos, de acordo com a Equação 2.14. Assim, para placas simétricas pode-se utilizar a correlação 2.15, de Bar-Cohen e Rohsenow (1984 apud INCROPERA et al., 2010).

$$Ra_S^* = \frac{g\beta q'' S^4}{k\alpha\nu} = Ra_S \left(\frac{L}{S}\right) \quad (2.14)$$

$$\overline{Nu}_S = 0,144 \left(Ra_S^* \left(\frac{S}{L}\right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.15)$$

Bar-Cohen e Rohsenow (1984 apud INCROPERA et al., 2010) combinaram as equações desenvolvidas até este ponto, desenvolvendo uma equação para o Nusselt de placas paralelas isotérmicas, a Equação 2.16. Nesta equação, as camadas limites de ambas as placas se encontram e formam um único escoamento plenamente desenvolvido quando $Ra_S < 10$.

$$\overline{Nu}_S = \left[\frac{576}{\left(Ra_S \frac{S}{L}\right)^2} + \frac{2,87}{\left(Ra_S \frac{S}{L}\right)^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.16)$$

2.3.2 Métodos de modelamento e simulação

Códigos de CFD tradicionais geralmente utilizam malhas de simulação ajustadas ao corpo, estas podendo ser não-estruturadas, estruturadas ou mistas, conforme a Figura 2.12a, 2.12b e 2.12c respectivamente. O *Solidworks flow simulation* por outro lado utiliza uma malha imersa ao corpo, conforme a Figura 2.12d. Este método de malha imersa permite utilizar uma malha cartesiana mesmo em corpos complexos que normalmente não permitiriam uma. Isto é de interesse, pois malhas cartesianas possuem as vantagens de velocidade e simplicidade (SOBACHKIN; DUMNOV, 2014).

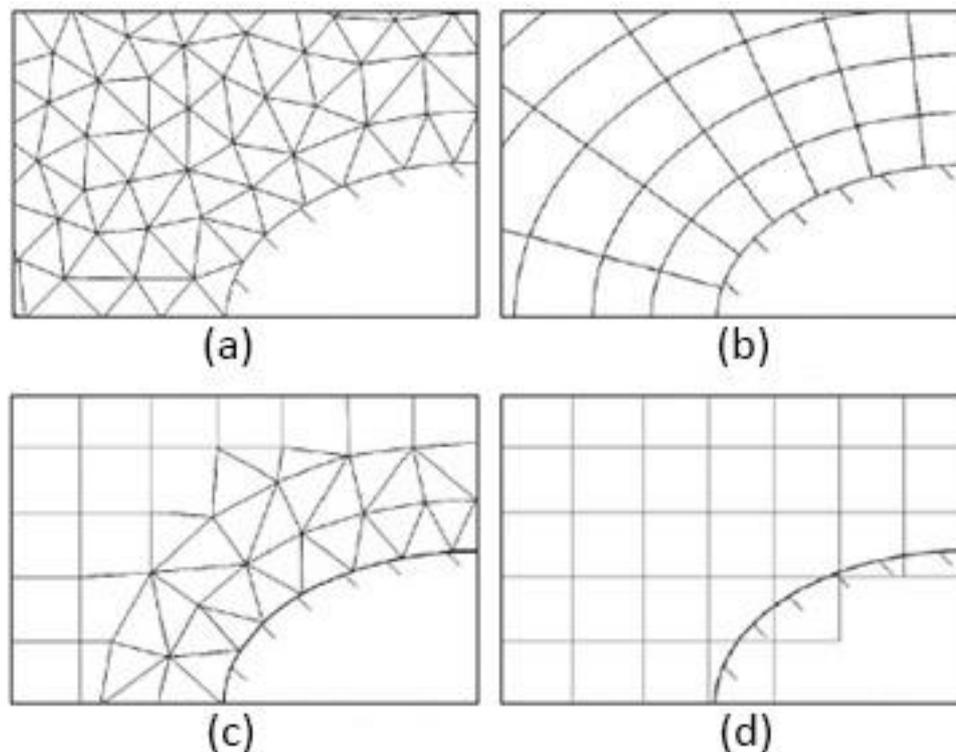


Figura 2.12 – Diferentes tipos de malha de simulação: a) Malha não-estruturada ajustada ao corpo; b) Malha estruturada ajustada ao corpo; c) Combinação de malha estruturada cartesiana e não-estruturada ajustada ao corpo na parede; d) Malha estruturada cartesiana imersa ao corpo.

Adaptado de: Sobachkin; Dumnov. (2014).

Como consequência do uso de malha imersa, existem volumes de controle que fazem parte puramente do sólido, puramente do líquido e volumes que possuem ambos líquido e sólido. (SOBACHKIN; DUMNOV, 2014)

A malha é refinada próxima a superfícies, dividindo cada volume em 8 cubos de lado com metade do comprimento do cubo original. Cada nível de refinamento subsequente repete este processo de refinamento para os novos volumes, com um exemplo de um refinamento de vários níveis sendo mostrado na Figura 2.13 na forma bidimensional. (SOBACHKIN; DUMNOV, 2014)

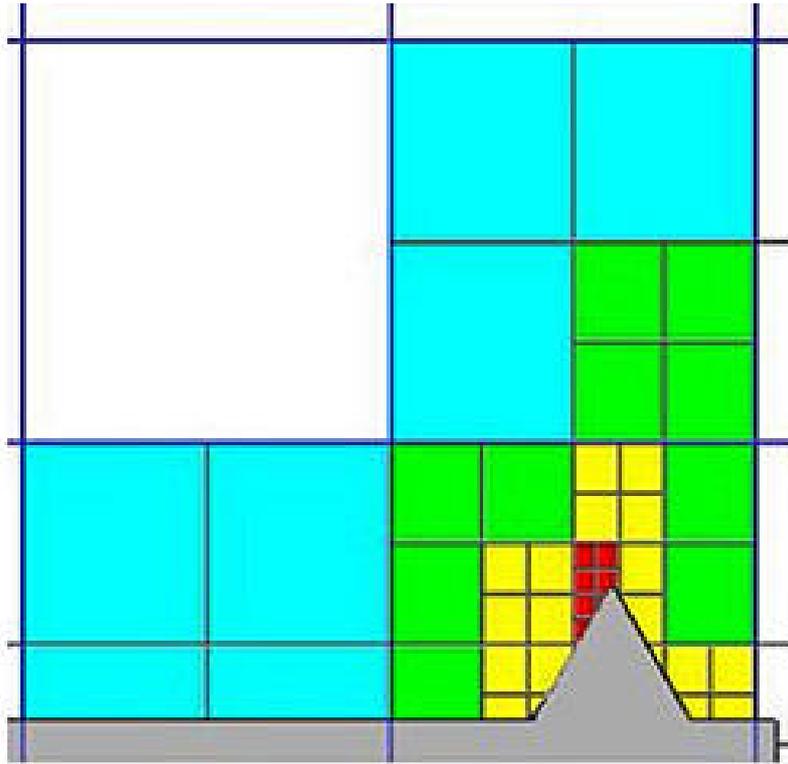


Figura 2.13 – Esquema de refinamento de malha do *Solidworks Flow Simulation*.

Fonte: Sobachkin; Dumnov. (2014).

Nas regiões de fluido, o *Solidworks Flow Simulation* resolve as equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia, que é a forma tridimensional das Equações 2.1 a 2.4, utilizando o método de volumes finitos. Para escoamentos turbulentos o *Solidworks Flow Simulation* utiliza o modelo $k-\epsilon$ com as funções de amortecimento propostas por Lam e Bremhorst (1981 apud SOBACHKIN; DUMNOV, 2014).

Nos volumes sólidos o *Solidworks Flow Simulation* resolve apenas a troca de calor, ou seja, a forma tridimensional da Equação 2.4, sem os termos advectivos e de dissipação viscosa, que forma a Equação 2.17. (SOBACHKIN; DUMNOV, 2014)

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} \quad (2.17)$$

Devido ao fato do *SOLIDWORKS Flow Simulation* utilizar uma malha cartesiana, julgou-se mais eficiente criar todas as aletas em posição vertical e alterar a direção do ângulo da gravidade nos parâmetros de simulação, um processo ilustrado na figura 2.14. Nota-se que apenas inclinar o equipamento na simulação geraria uma malha não alinhada com as aletas do radiador, o que reduziria a qualidade dos resultados. Por outro lado, girar o referencial junto com o equipamento garante que a malha cartesiana gerada será alinhada com as aletas. As mudanças a serem realizadas por este processo são a inclinação do ângulo do vetor gravidade e a rotação de outras partes da simulação que não sejam as aletas, por exemplo, o solo.

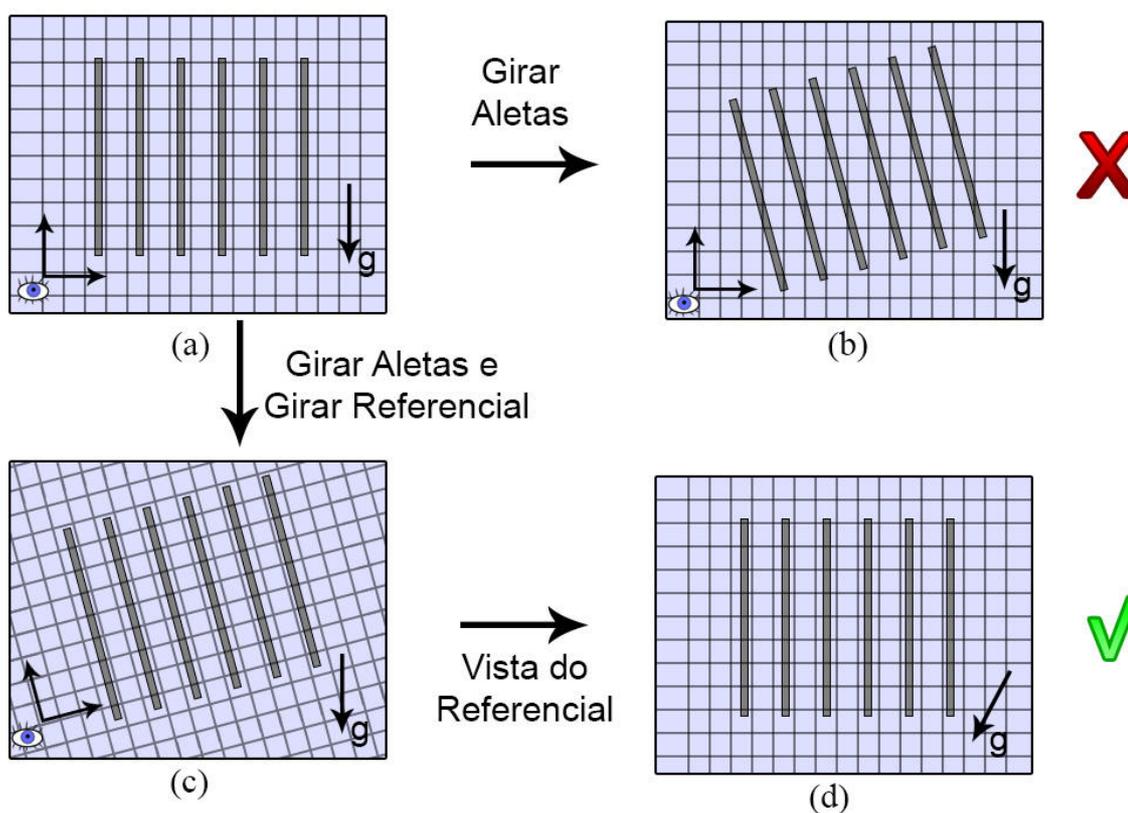


Figura 2.14 – Configuração de malha utilizada. a) Radiador na vertical; b) Radiador inclinado com referência no solo; c) Radiador e referencial inclinados na vista do solo; d) Radiador e referencial inclinados na vista do referencial.

O *SOLIDWORKS Flow Simulation* também é capaz de simular radiação, mas esta foi desconsiderada neste trabalho, pois se pode ver que a radiação, podendo ser calculada pela lei de Stefan-Boltzmann, conforme a Equação 2.18, não possui nenhum termo que depende da orientação do objeto quando o ambiente está todo na mesma temperatura (INCROPERA, 2010).

$$W_{rad} = A\sigma(T_s^4 - T_{ar}^4) \quad (2.18)$$

Foram feitas três simulações principais: Aletas de radiador a seco, Aletas de radiador com óleo e um radiador sem óleo, este último incluindo a tubulação conectada às aletas.

2.3.2.1 Aletas a seco

Nas aletas de radiador a seco, utilizou-se 10 placas de 1 mm de espessura, 1 m de altura e 0,5 m de largura, com um espaçamento de 50 mm entre elas. O modelo pode ser visto na Figura 2.15.

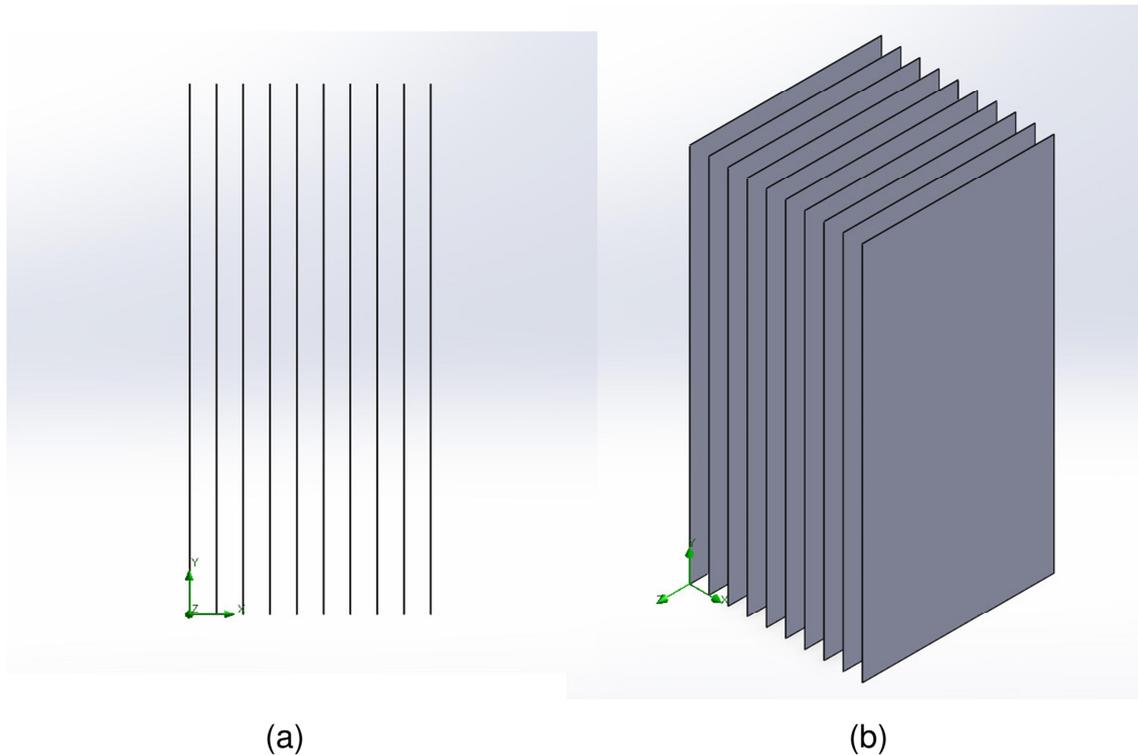


Figura 2.15 - Modelo de aletas de radiador a seco em: a) vista lateral; b) vista isométrica.

Foi desenvolvido um modelo com uma superfície abaixo do radiador, para simular o efeito da proximidade da aleta ao solo (Figura 2.16). Esta superfície foi criada a 0,5 m abaixo das aletas e girada em incrementos de 5° (graus) em torno de um eixo a 0,5 m a partir da primeira aleta.

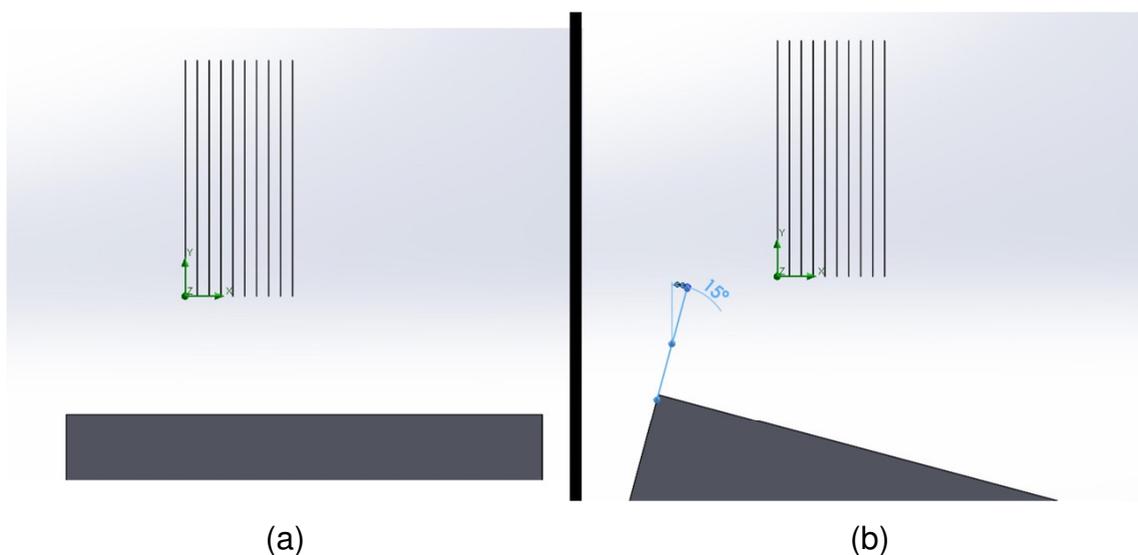


Figura 2.16 - Modelo de aletas de radiador com solo em: a) posição vertical; b) com inclinação de 15° .

2.3.2.2 Aletas com óleo

As aletas com óleo foram desenhadas conforme o perfil mostrado na Figura 2.17, com a vista superior de um corte de uma aleta, que é formada por duas placas prensadas uma à outra, com seis canais de óleo. As dimensões utilizadas no modelamento da placa constam na Figura 2.18.

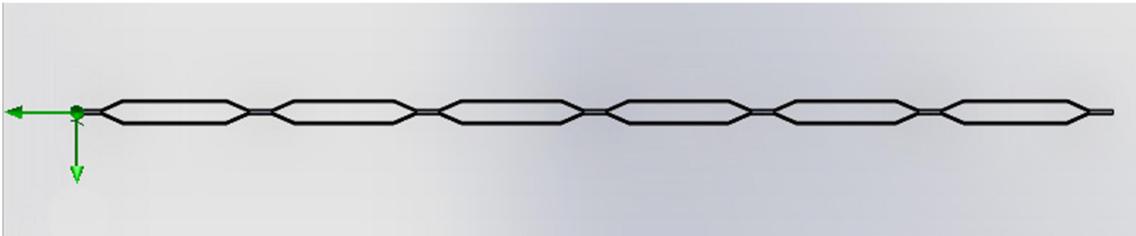


Figura 2.17 – Modelo do perfil de aleta.

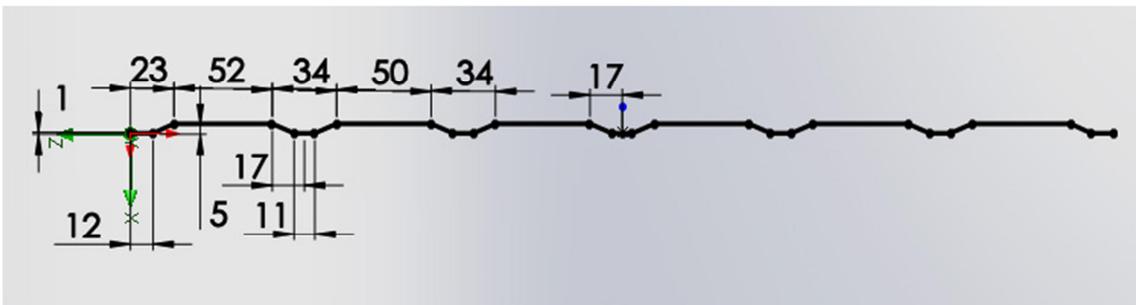


Figura 2.18 - Dimensões do perfil de aleta em milímetros.

Estas aletas criadas possuíam altura de 1 m de largura de 520 mm. Novamente utilizou-se 10 aletas com um espaçamento entre elas de 50 mm. Criou-se também um modelo com solo abaixo das aletas, a uma distância de 0,5 m da parte inferior das mesmas. Este solo foi girado em incrementos de 5° a partir de um eixo a 0,5 m a partir da primeira aleta. (Figura 2.19)

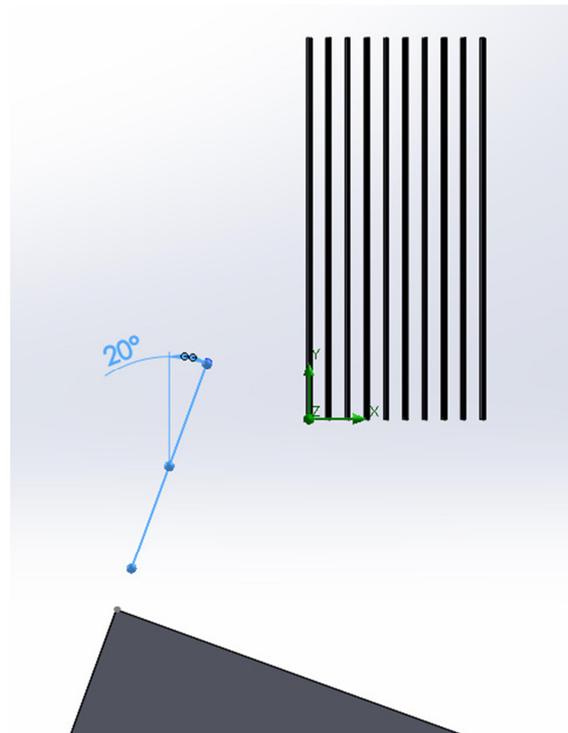


Figura 2.19 – Modelo de aletas de radiador a óleo.

Os canais de óleo das aletas na simulação foram fechados para evitar mistura com o ar ambiente (Figura 2.20). Utilizou-se tampas de 1 mm com o mesmo formato do perfil de aleta, para minimizar o efeito sobre o escoamento.

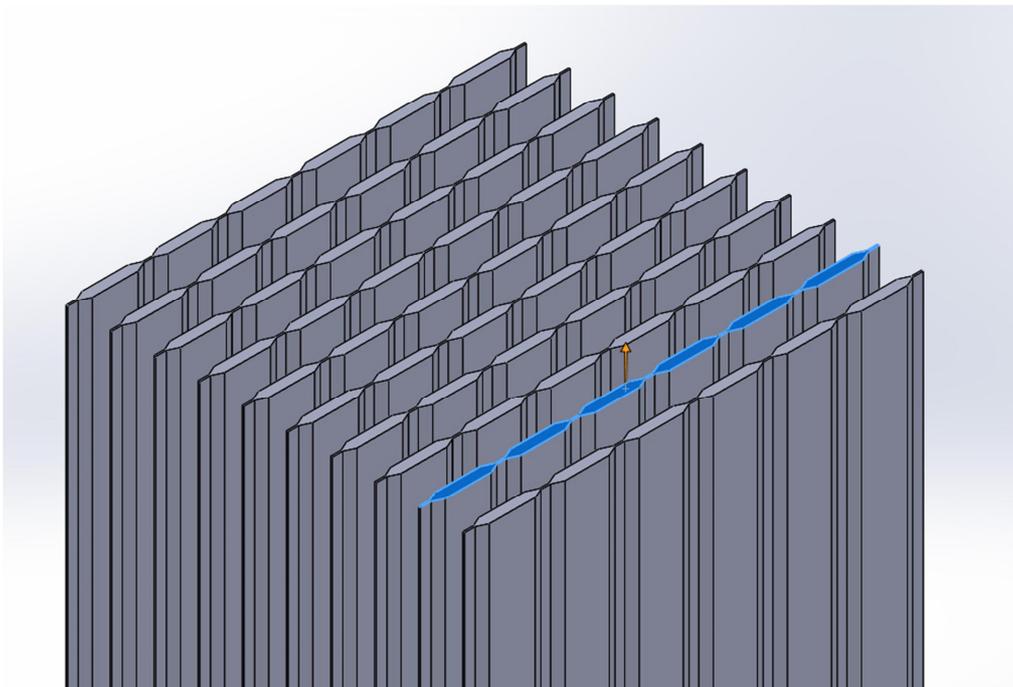


Figura 2.20 - Modelo das tampas dos canais de aletas do radiador a óleo.

2.3.2.3 Radiador a seco

No radiador a seco, utilizou-se 20 aletas de 2,4 mm de espessura, 520 mm de largura e 1 m de comprimento, com espaçamento de 47,4 mm entre elas, pois estas são dimensões típicas (CHANDAK et al., 2015). As aletas estavam conectadas a um tubo superior e um tubo inferior, de 40 mm de diâmetro cada que partem de 108 mm antes da primeira aleta até 20 mm após a última. O centro do tubo foi posicionado a uma altura de 36,2 mm de distância das aletas. Também se utilizou solo, que foi criado a uma distância de 0,2 m abaixo das aletas. Este modelo pode ser visto na Figura 2.21.

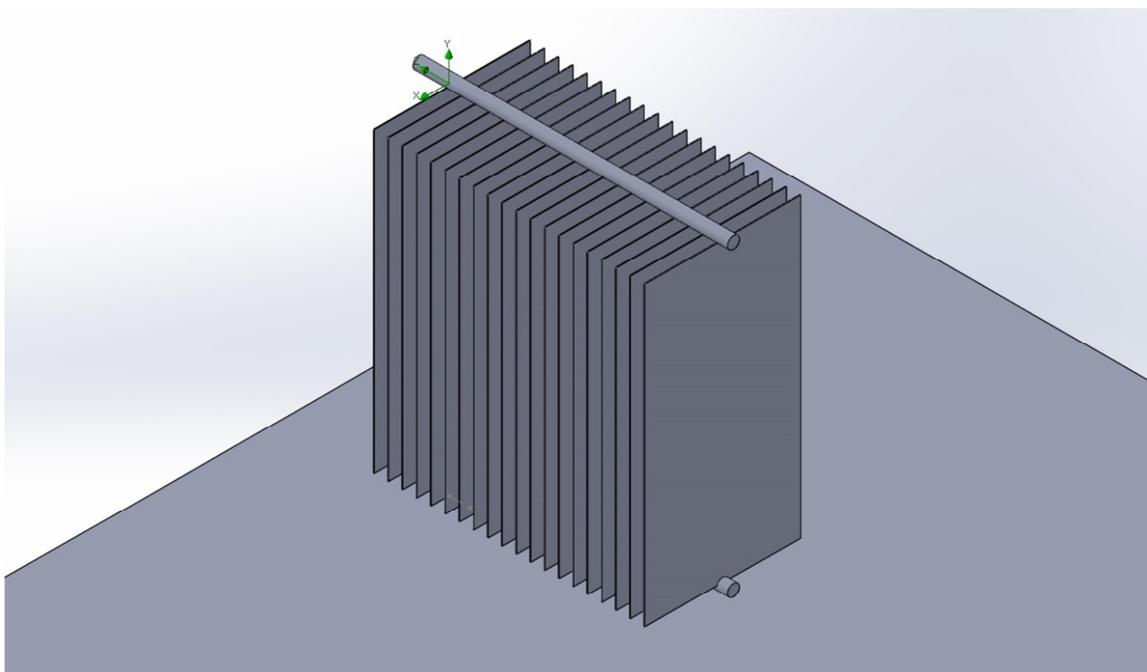


Figura 2.21 - Modelo de radiador a seco.

Ambos o solo e os tubos foram inclinados em ângulos com incrementos de 5°, com as aletas mantendo-se na posição vertical, conforme a Figura 2.22. Esta inclinação de todos os objetos exceto as aletas é na verdade a inclinação das próprias aletas, mas com o referencial tomado como sendo fixo nestas mesmas.

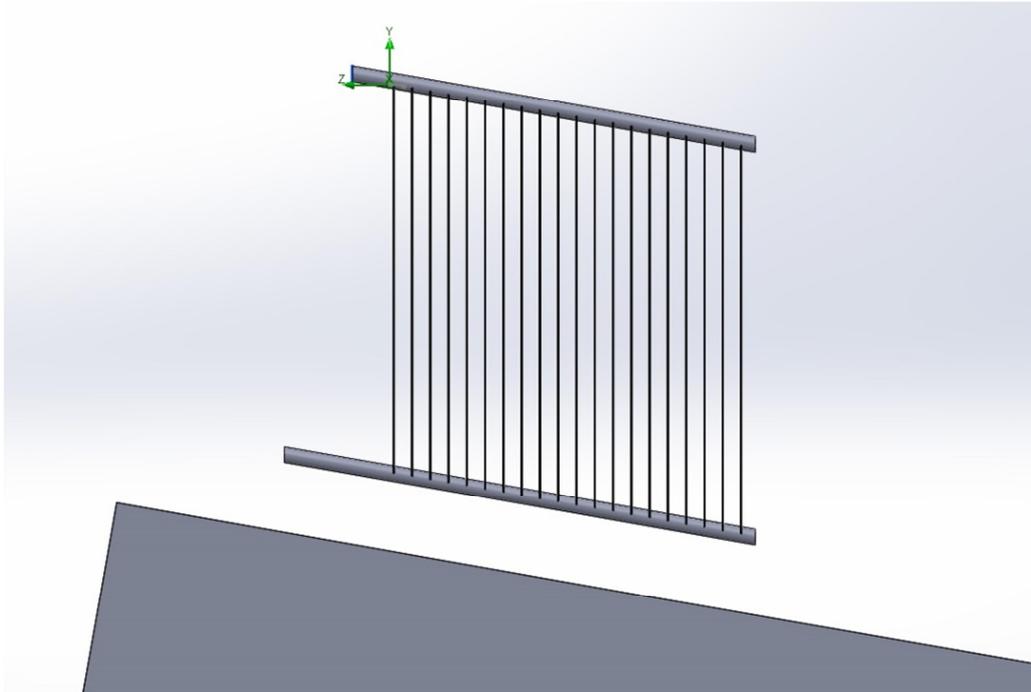


Figura 2.22 - Radiador inclinado em ângulo de 10°.

2.3.2.4 Parâmetros de simulação

Na simulação com *SOLIDWORKS Flow Simulation*, utilizou-se nos casos apenas com aletas um volume de simulação que se estendeu 0,5 m em todas as direções ao redor da aleta, por ser uma distância suficiente de quaisquer gradientes de pressão e temperatura que ocorrem na região das aletas. Quando a simulação incluiu solo, a fronteira inferior do volume de simulação estendeu-se até o mesmo, independente da distância. (Figura 2.23)

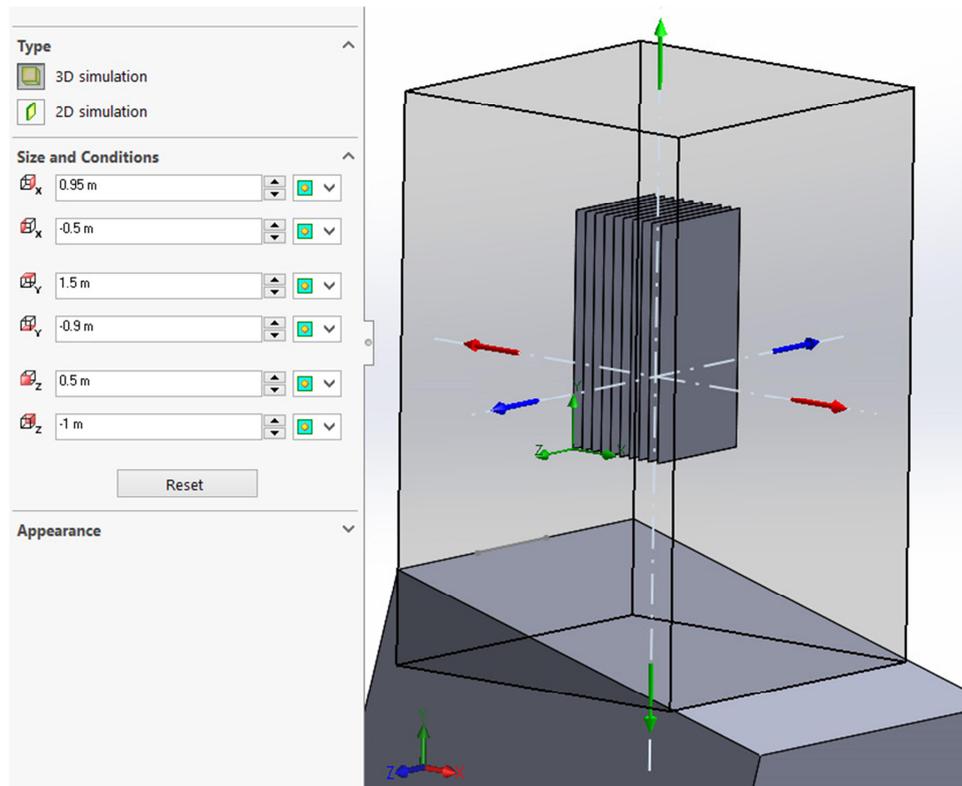


Figura 2.23 - Volume de simulação.

No cálculo do vetor gravidade, este deve sempre apontar em direção ao solo, sendo então calculado através das Equações 2.19 e 2.20, onde θ é o ângulo de inclinação das aletas.

$$g_x = -9,81 \cdot \text{sen}(\theta) \quad (2.19)$$

$$g_y = -9,81 \cdot \text{cos}(\theta) \quad (2.20)$$

O solo foi considerado como parede ideal, o que significa que não ocorre troca de calor e que é desconsiderada a rugosidade. Estas são hipóteses razoáveis devido ao ar e o solo estarem abaixo do radiador, portanto estão os dois a temperatura ambiente, e a velocidade do escoamento ser relativamente baixa nas proximidades do solo comparado com próximo às aletas.

A malha de simulação foi refinada em vários níveis nas placas e no solo. Utilizou-se como critérios de convergência fluxo de calor médio de $0,1 \text{ W/m}^2$ e troca de calor média de 1 W , conforme mostrado na Figura 2.24, pois foram valores abaixo de $0,1 \%$ dos valores de troca de calor e fluxo de calor totais, sendo considerado preciso.

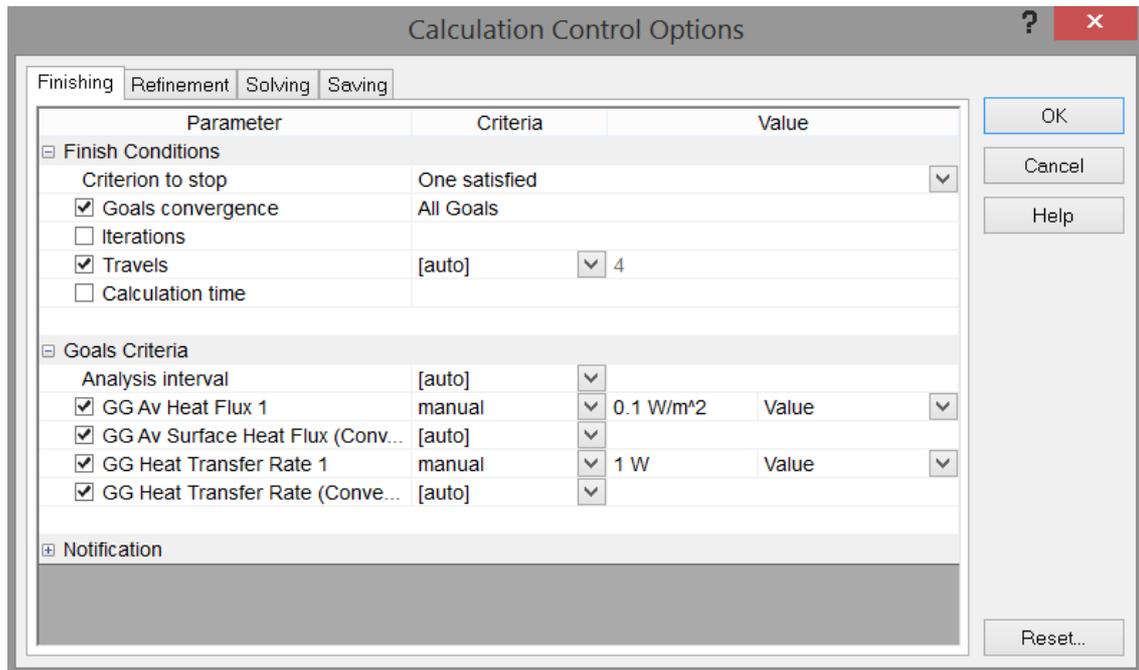


Figura 2.24 – Print screen dos critérios de convergência usados no *Solidworks Flow Simulation*.

No caso de aletas de radiador a seco gerou-se uma malha com 805.000 volumes para o caso sem solo e 377.000 volumes para o caso com solo, que podem ser vistas nas Figuras 2.25 e 2.26.

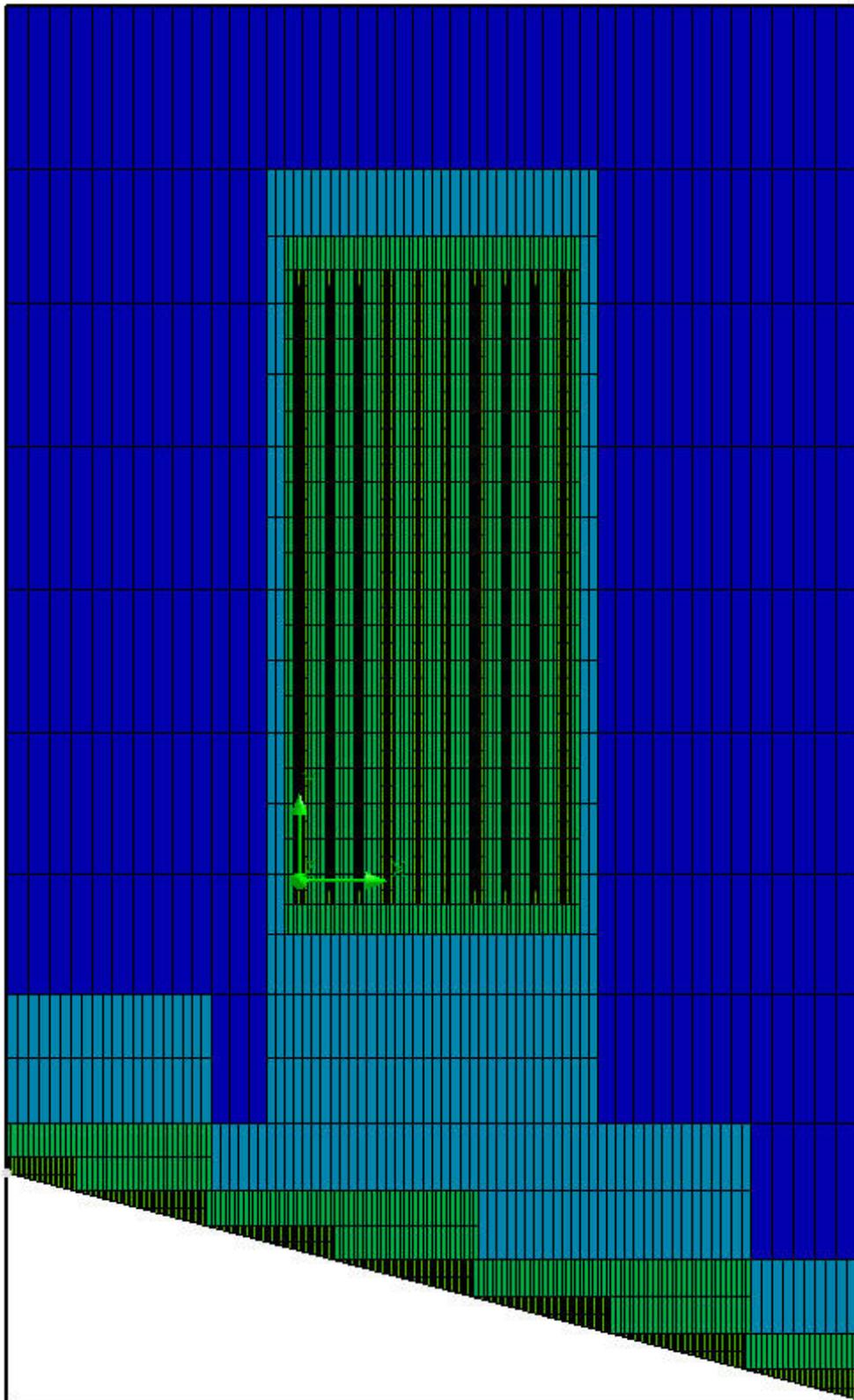


Figura 2.25 - Malha de simulação das aletas do radiador a seco, vista lateral.

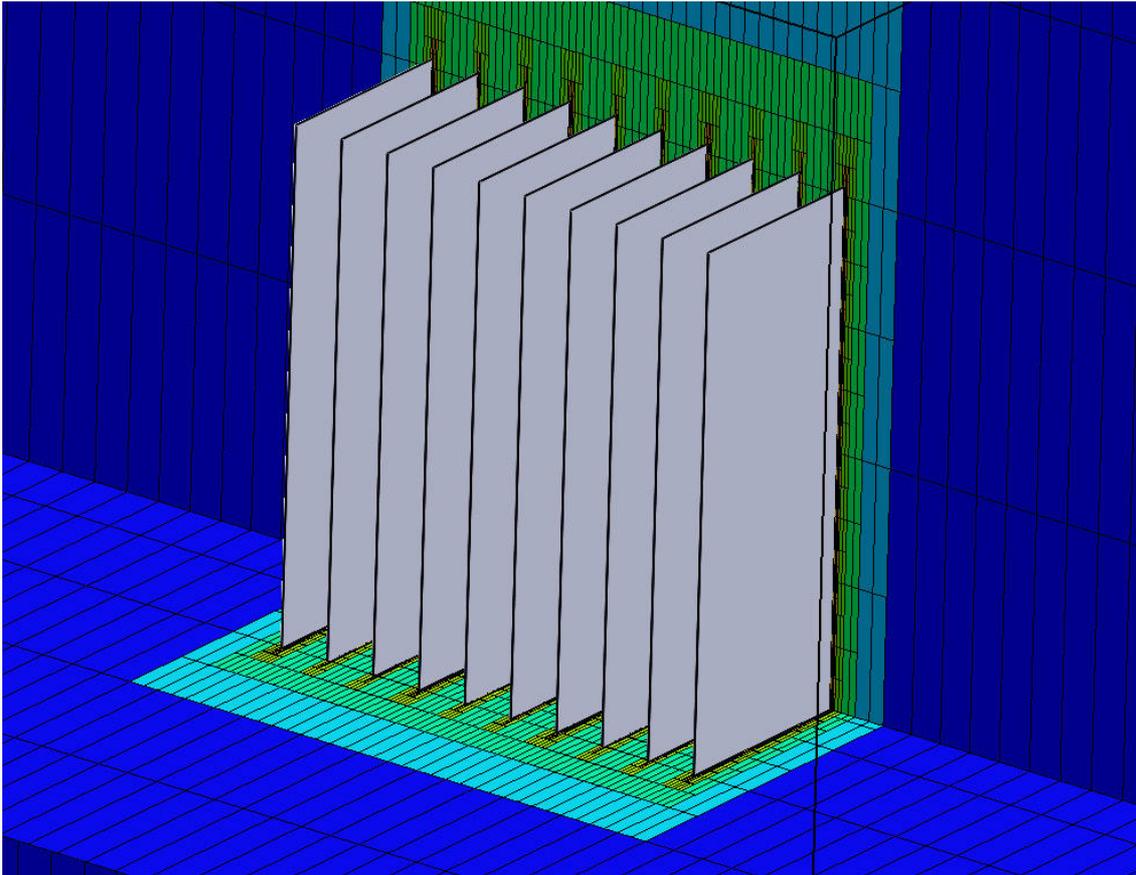


Figura 2.26 - Malha de simulação das aletas do radiador a seco, vista de ângulo.

No caso das aletas do radiador a óleo fez-se um procedimento similar, desta vez incluindo um refinamento para os canais de óleo (Figura 2.27). A malha gerada possuiu 676.000 volumes para o caso com solo e 659.000 volumes para o caso sem solo. Como condições de contorno definiu-se as pressões de entrada e saída de óleo no topo e no fundo das aletas, estando estas com uma diferença de 5.500 Pa entre o fundo e o topo.

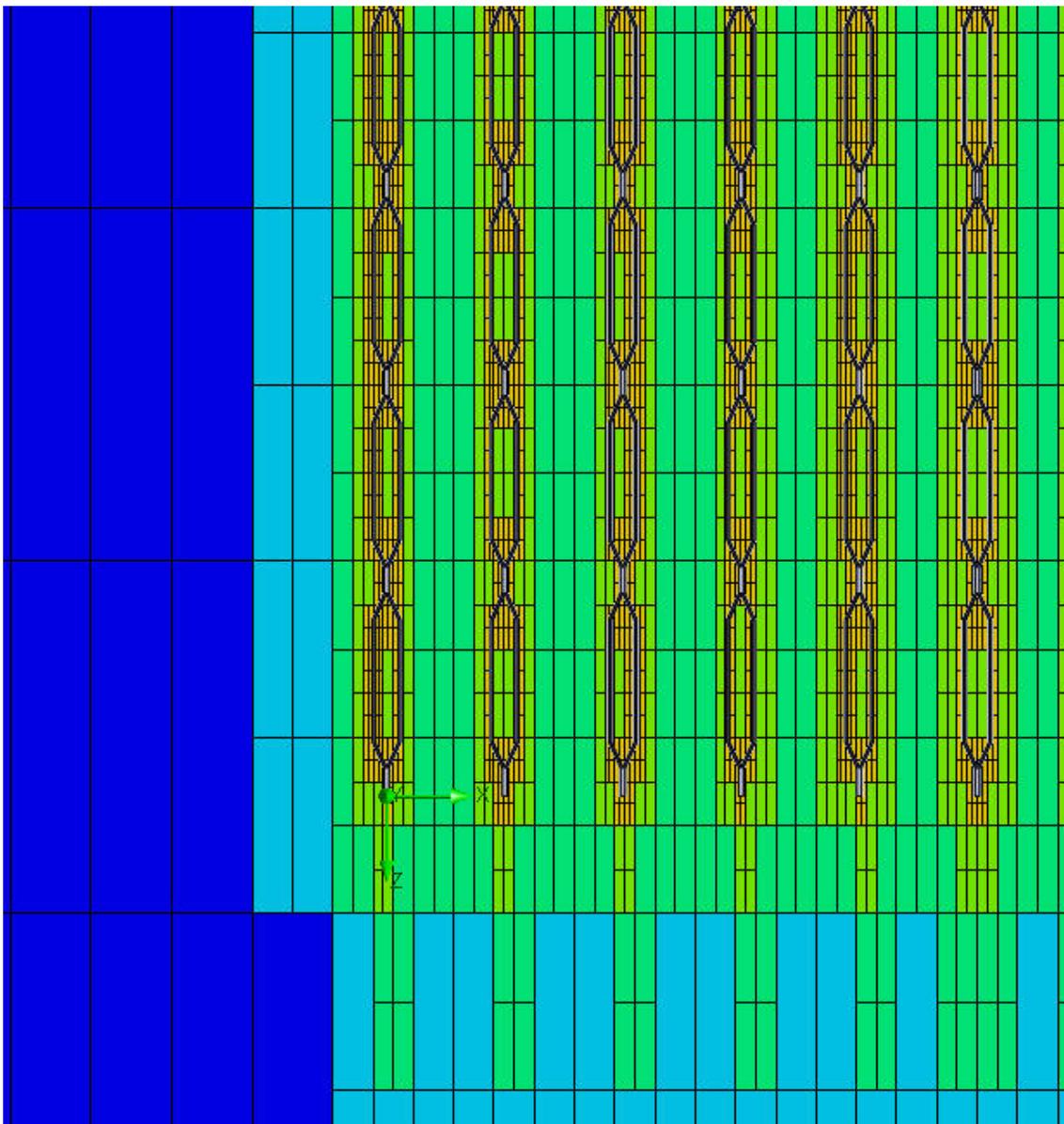


Figura 2.27 - Malha dos canais de óleo.

A malha do radiador possuía um volume de simulação maior, com o mesmo estendendo-se a 1 m em todas as direções ao redor do radiador, com exceção da direção do solo. Para este caso a malha de simulação era de 1.116.000 volumes. Esta malha pode ser vista na Figura 2.28, onde também se pode ver o ângulo do vetor gravidade.

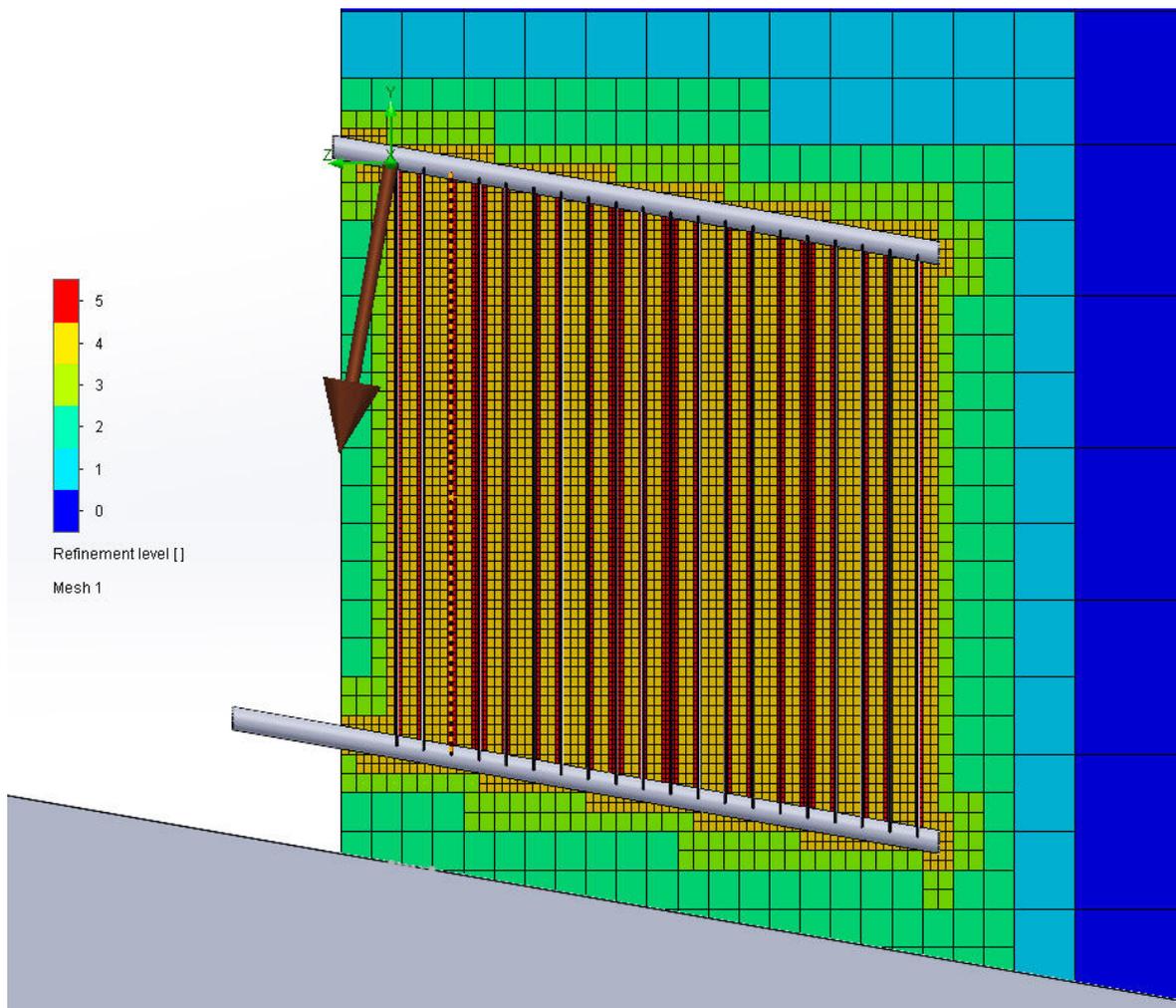


Figura 2.28 - Malha de simulação para o radiador a seco.

2.3.2.5 Propriedades do material

O ar e o aço que fazem parte do radiador foram modelados utilizando os materiais pré-definidos do *Solidworks Flow Simulation*, ar e “*steel (Mild)*”. Para as simulações com óleo, utilizou-se óleo mineral, com as propriedades fornecidas por Susa (2005), na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Propriedades do óleo mineral.

Temperatura (°C)	Densidade (kg/m ³)	Calor específico (J/kg°C)	Condutividade térmica (W/m.°C)	Viscosidade (Pa.s)
-15	896,885	1900	0,1262	0,0694
-5	890,295	1940	0,1247	0,0463
5	883,705	1980	0,1232	0,0318
15	877,115	2020	0,1217	0,0224
25	870,525	2060	0,1201	0,0162
35	863,935	2100	0,1186	0,0119
45	857,345	2140	0,1171	0,0089
55	850,755	2180	0,1156	0,0068
65	844,165	2220	0,1140	0,0053
75	837,575	2260	0,1125	0,0042
85	830,985	2300	0,1110	0,0033
100	821,100	2360	0,1087	0,0024

Fonte: Susa (2005).

2.3.3 Métodos do experimento

A norma ABNT NBR 14610 especifica que a calibração de termopares pode ser feita utilizando meios térmicos com temperaturas de referência, com o erro sendo calculado para cada termopar nestas temperaturas e os erros para temperaturas intermediárias podendo ser interpolados. Quando possível, deve-se escolher estas temperaturas de forma a evitar a extrapolação.

Escolheu-se como meios térmicos o gelo fundente a 0°C, mostrado na Figura 2.29, e uma caldeira elétrica para produzir o vapor saturado a 100°C (Figura 2.30). As medições obtidas de cada termopar e do termômetro de referência podem ser vistas na Tabela 2.2.



Figura 2.29 – Gelo fundente a 0°C.



(a)



(b)

Figura 2.30 – a) Caldeira elétrica para produção de vapor saturado a 100°C; b) Termopar e termômetro realizando medições no vapor saturado.

Tabela 2.2 - Temperaturas de referência para aferição dos termopares.

Leitura	Temperatura de gelo fundente (°C)	Temperatura de vapor saturado da caldeira (°C)
Termômetro	0,0	97,0
Termopar A	1,1	99,0
Termopar B	1,9	98,9
Termopar C	0,0	99,4
Termopar D	0,6	100,6
Termopar E	2,1	100,0
Termopar F	1,0	100,6
Termopar G	0,8	100,8
Termopar H	-1,9	100,6

Estes valores foram ajustados utilizando a Equação 2.21 de forma a estar de acordo com as medições do termômetro. Os termopares nomeados de A a H foram fixados ao aquecedor na disposição mostrada na Figura 2.31, nas partes superior e inferior das aletas 1, 2, 4 e 6. Para aletas não medidas, tomou-se a média das temperaturas das aletas adjacentes.

$$T_{\text{corrigida}} = (97,0 - 0,0) \cdot (T - T_{0^\circ}) / (T_{100^\circ} - T_{0^\circ}) \quad (2.21)$$

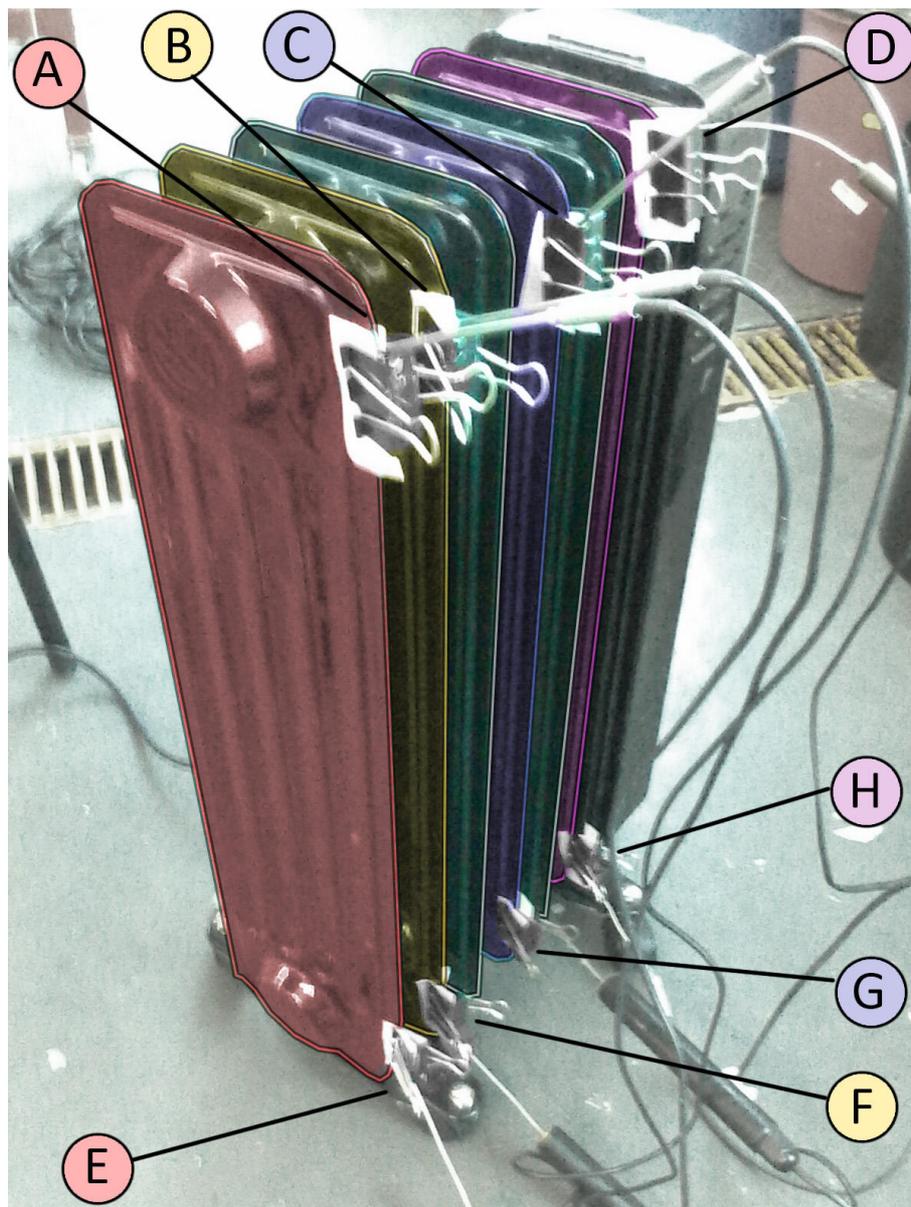


Figura 2.31 - Posicionamento dos termopares.

As temperaturas medidas foram relacionadas com a troca de calor por convecção (Equação 2.22). Neste experimento, o calor trocado foi constante, independente do ângulo utilizado, pois a geração no aquecedor independe do mesmo, enquanto que a área de superfície também não se altera, portanto a relação existente é uma inversa entre o coeficiente de troca de calor convectivo e a diferença de temperatura entre o trocador de calor e o ambiente. Portanto,

quanto menores as temperaturas no aquecedor, mais eficiente é a troca de calor.

$$q = h \cdot A \cdot (T - T_{\text{amb}}) \quad (2.22)$$

Foi feito um experimento com convecção forçada de ar (Figura 2.32), para verificar a magnitude da diferença gerada, utilizando o microventilador. Este experimento com ventilador teve como objetivo confirmar que as temperaturas na superfície do aquecedor estavam comportando-se da conforme a Equação 2.46, e portanto não foram feitas medições quanto a velocidade e posicionamento do ventilador.



Figura 2.32 – Experimento com convecção forçada.

2.3.3.1 Determinação do regime permanente

Buscando-se determinar o tempo necessário para chegar ao regime permanente, fez-se um experimento medindo as temperaturas a cada minuto na parte superior das aletas, junto à temperatura ambiente medida por termômetro. Plotou-se um gráfico mostrando a diferença de temperatura entre as aletas e o ambiente em função do tempo, que pode ser visto na Figura 2.33. Pode-se notar que as temperaturas pararam de variar significativamente após aproximadamente 12 minutos, caracterizando o regime permanente. Portanto, realizou-se os experimentos com este aquecedor utilizando um tempo de 20 minutos como o padrão para atingir o regime permanente.

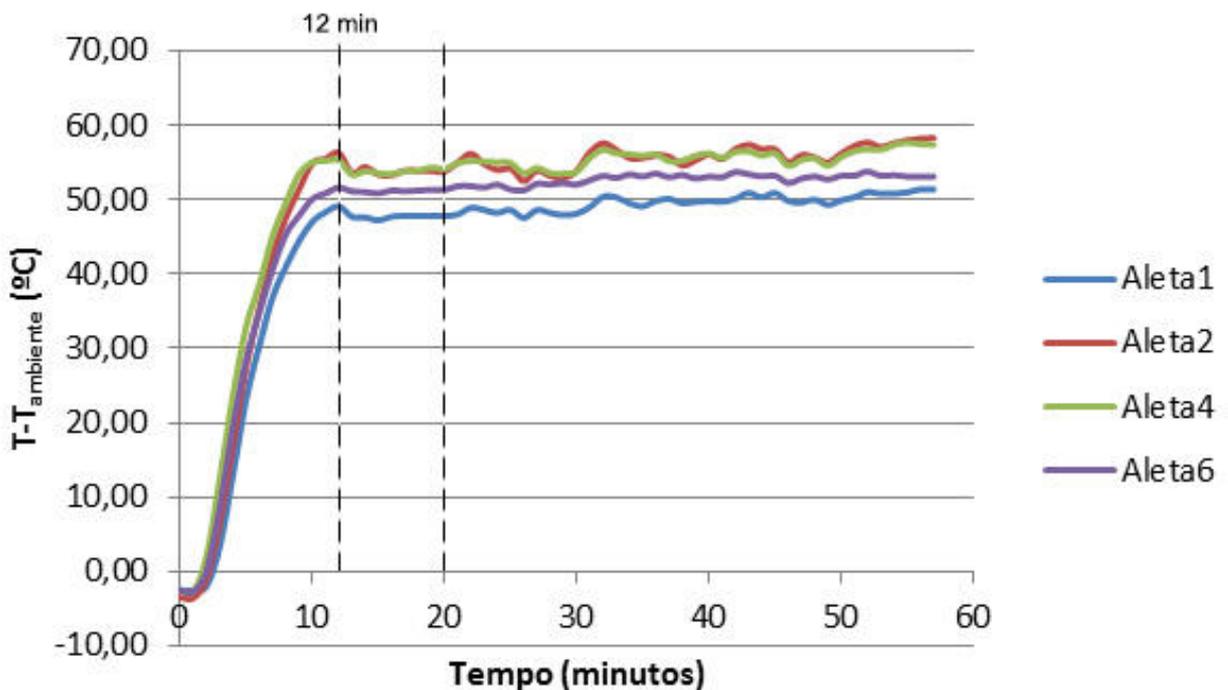


Figura 2.33 - Temperaturas no aquecedor em função do tempo.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

O experimento com variação do ângulo foi realizado em incrementos de 5° iniciando da posição vertical até chegar a 20°, com os resultados podendo ser vistos na Tabela 3.1.

Em cada ângulo, calculou-se as temperaturas da aletas 3 e 5 utilizando a média das temperaturas das aletas adjacentes, e calculou-se a média de todas as temperaturas utilizando o ajuste obtido através da Tabela 2.2.

De forma a estimar o coeficiente de convecção em cada ângulo e compará-lo com o coeficiente de convecção na vertical, utilizou-se a equação 3.1 de troca de calor por convecção. Notando que a área de superfície é independente do ângulo de inclinação e que a geração no aquecedor é constante, pode-se simplificar esta para a forma Equação 3.2.

$$q = h(\theta)A(T(\theta) - T_{amb}(\theta)) \quad (3.1)$$

$$\frac{h(\theta)}{h(0^\circ)} = \frac{(T(0^\circ) - T_{amb}(0^\circ))}{(T(\theta) - T_{amb}(\theta))} \quad (3.2)$$

Na medição para o ângulo de vinte graus, no entanto, os resultados foram desconsiderados devido a estes dados representarem um *outlier* devido a uma mudança no comportamento do aquecedor para este ângulo. A provável causa da mudança de comportamento é devido ao fato do aquecedor não ser capaz de gerar calor corretamente quando inclinado acima de 15°, ou de gerar calor, mas ser incapaz de transferi-lo para as aletas como deveria.

Tabela 3.1 – Temperaturas experimentais das aletas com o ângulo variando de 0° até 20° com incrementos de 5°.

Ângulo		T (°C)				T _{amb} (°C)	T _{méd} - T _{amb} (°C)	$\frac{h(\theta)}{h(0^\circ)} - 1$
0°	Aleta	1	2	4	6	21,5	58,13	0 %
	Topo	71,1	80,3	80,4	78,1			
	Fundo	83,1	86,5	87,4	86,7			
5°	Aleta	1	2	4	6	21,5	56,43	3,01 %
	Topo	67,5	76,6	79,0	78,9			
	Fundo	80,1	86,9	87,5	81,4			
10°	Aleta	1	2	4	6	21,0	56,56	2,78%
	Topo	65,6	76,1	76,8	80,1			
	Fundo	85,0	90,3	86,4	76,5			
15°	Aleta	1	2	4	6	22,0	56,77	2,40%
	Topo	65,3	77,0	76,9	80,9			
	Fundo	88,8	95,3	87,5	75,7			
20°	Aleta	1	2	4	6	21,0	20,86	178%
	Topo	33,0	35,1	41,6	53,0			
	Fundo	44,3	49,2	44,6	44,8			

Pode-se notar na tabela 3.1 que as temperaturas são mais altas na parte inferior do trocador de calor, de forma contrária à convecção natural, o que ocorre pois o óleo está recebendo calor na parte inferior.

Percebe-se também na Tabela 3.1 que o gradiente de temperaturas do topo ao fundo inverteu-se para a aleta 6 para ângulos maiores, com a maior temperatura ocorrendo no topo da aleta 6, o que indica que a dissipação de calor é menor nesse ponto.

Os valores de temperatura média em relação ao ambiente para cada aleta em função do ângulo pode ser vista na Figura 3.1, onde se omitiu o ângulo de 20° por este ser um *outlier* extremo.

Nota-se na figura 3.1 que as aletas 1 e 2, mais próximas da extremidade, mostram uma temperatura média mínima ocorrendo no ângulo de 5°, ou seja, este é o ângulo com maior eficiência de troca de calor para as aletas supracitadas. Por outro lado, as aletas 4 e 6 demonstraram temperatura média sempre decrescente até o ângulo de 15°, sugerindo que para aletas mais afastadas das extremidades, o ângulo com maior eficiência é mais próximo de 15°. Esta diferença sugere que para um radiador com maior número de aletas, o comportamento do radiador como inteiro se assemelha mais ao comportamento das aletas 4 e 6, demonstrando maior aumento com o ângulo de inclinação até 15°, enquanto que para um radiador com menor número de aletas, o comportamento se assemelha mais ao comportamento das aletas 1 e 2, com a troca de calor máximo ocorrendo perto do ângulo de 5°.

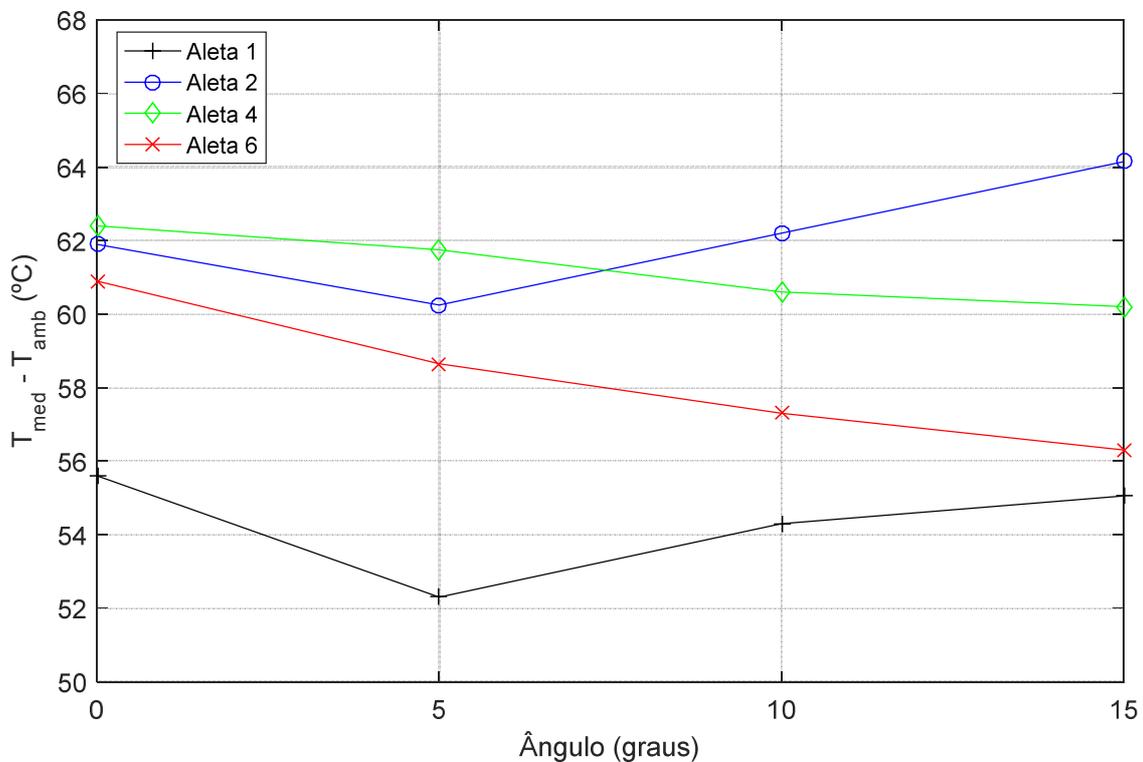


Figura 3.1 - Temperaturas médias das aletas no experimento com ângulos entre 0° a 15° em incrementos de 5°.

O experimento até aqui descrito, chamado deste ponto em diante de experimento 1, foi realizado três vezes, com as duas primeiras em ambiente fechado com ar condicionado. A terceira foi realizada em uma sala fechada, não ventilada. Os resultados podem ser vistos na Tabela 3.2. Os resultados completos, de forma semelhante à Tabela 3.1 podem ser encontrados no apêndice A.

Tabela 3.2 – Temperatura e coeficiente de convecção para os três experimentos com variação do ângulo.

Ângulo	$T_{\text{méd}} - T_{\text{amb}} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$			$(h(\theta) / h(0^{\circ})) - 1 \text{ (\%)}$		
	Exp. 1	Exp. 2	Exp. 3	Exp. 1	Exp. 2	Exp. 3
0°	58,13	59,09	59,82	0	0	0
5°	56,43	56,99	59,47	3,01	3,68	0,59
10°	56,56	55,46	58,54	2,78	6,54	2,20
15°	56,77	57,55	58,49	2,40	2,67	2,28
20°	20,86	55,82	55,23	178	5,85	8,32

Nota-se que na Tabela 3.1 e 3.2 para o ângulo de vinte graus as temperaturas no experimento 1 são muito menores do que as outras, o que gera resultados absurdos, pois uma pequena variação de ângulo não pode gerar um aumento de troca de calor acima de 100%. Isto indica que a resistência interna não está fornecendo o calor gerado ao óleo corretamente. O coeficiente convectivo correspondente aparenta ser maior pois o cálculo do mesmo baseia-se na hipótese que o calor gerado no aquecedor que chega nas aletas é independente do ângulo, que não é o caso para este ângulo. Este mesmo problema não ocorreu no ângulo de 20° para os experimentos 2 e 3 devido a pequenas diferenças no ângulo.

Os resultados da tabela 3.2 são mostrados em forma de gráfico nas Figuras 3.2 e 3.3, contendo as temperaturas em relação ao ambiente e o aumento percentual do coeficiente de troca de calor em função do ângulo, respectivamente. Os valores para o ângulo de 20° do experimento 1 foram desconsiderados por serem *outliers*.

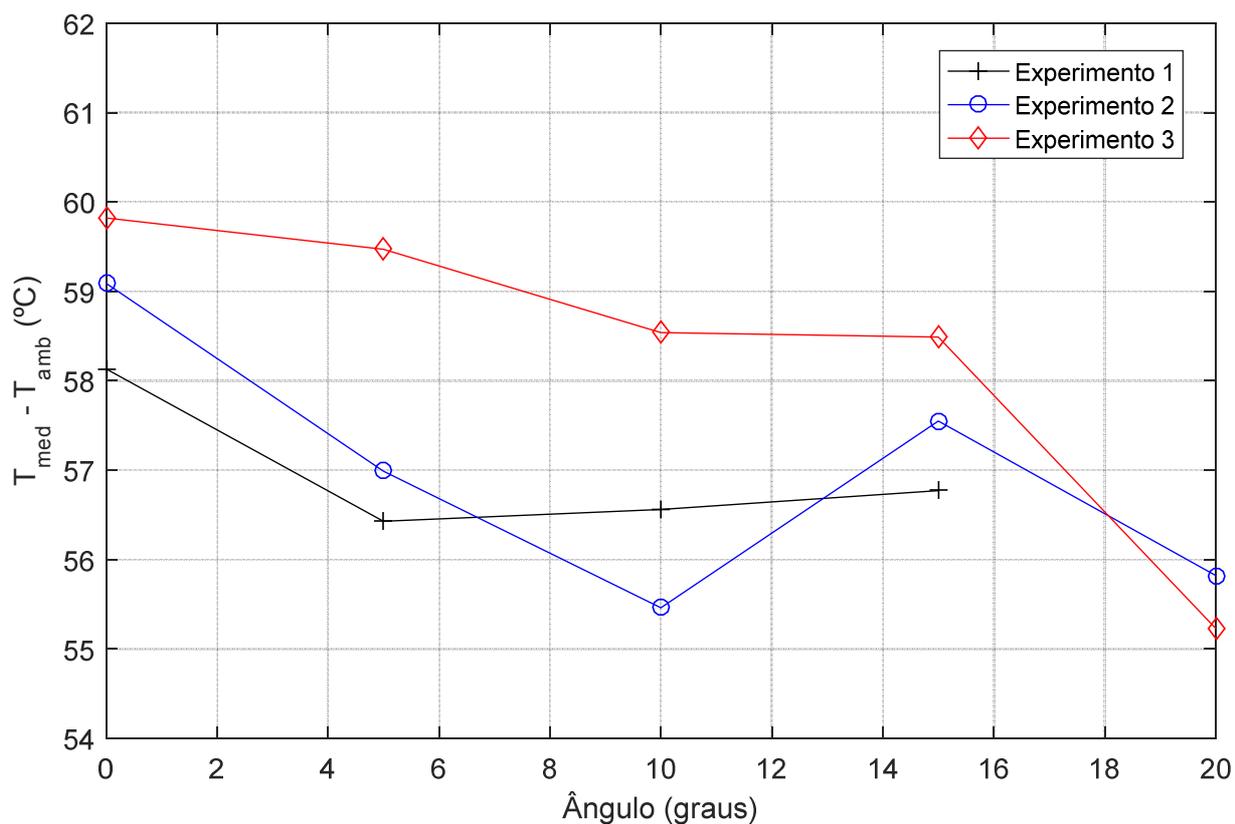


Figura 3.2 - Temperaturas médias nos três experimentos com ângulos variando de 0° a 20°.

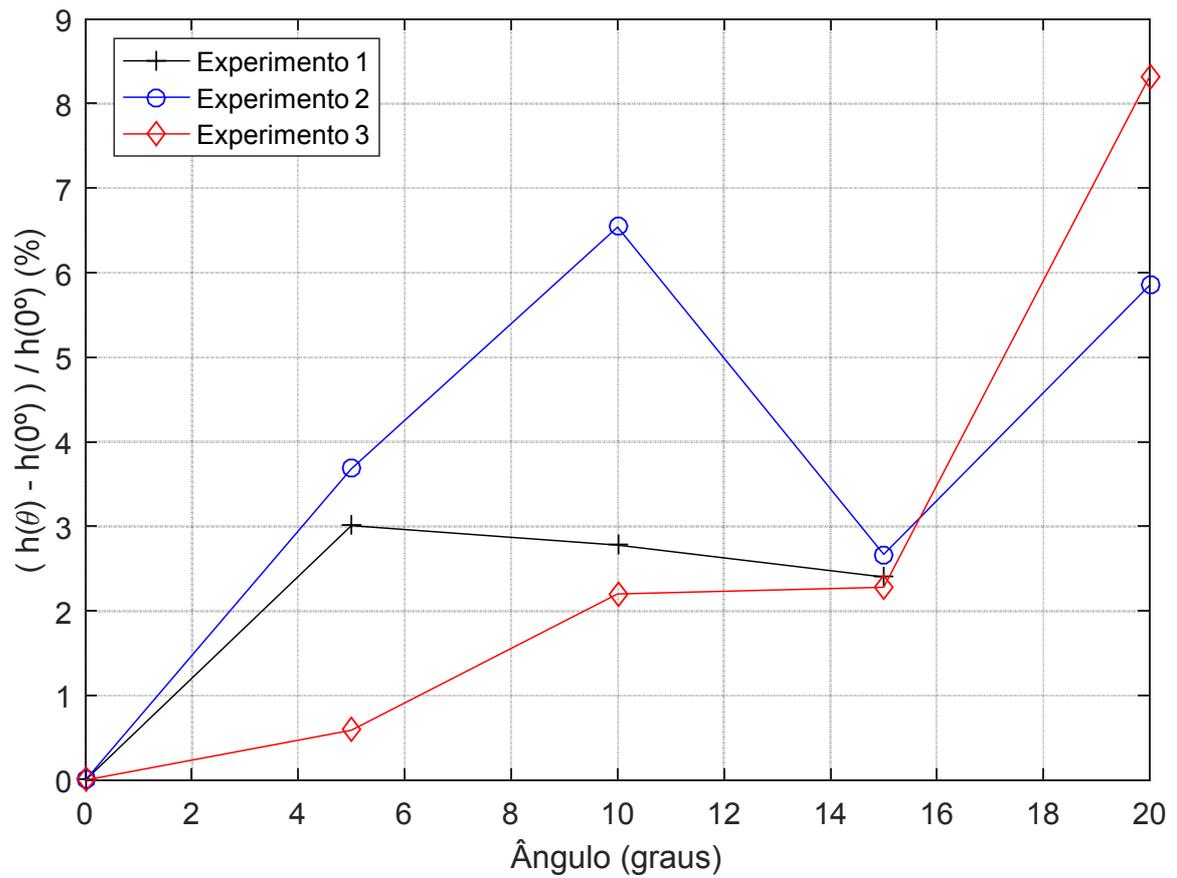


Figura 3.3 - Variação do coeficiente de convecção com o ângulo para os três experimentos.

O experimento com ventilador gerou os resultados vistos na Tabela 3.3. Pode-se notar que o uso de convecção forçada de ar gerou um aumento de 43% na troca de calor.

Tabela 3.3 – Resultados experimentais para o caso com convecção forçada de ar com uso de ventilador.

Regime de Convecção		T (°C)				T _{amb} (°C)	T _{méd} - T _{amb} (°C)	$\frac{h(\theta)}{h(0^\circ)} - 1$
		1	2	4	6			
Sem Vent.	Aleta	1	2	4	6	24,8	63,02	0 %
	Topo	77,7	85,2	84,2	80,6			
	Fundo	88,0	93,8	94,8	90,1			
Com Vent.	Aleta	1	2	4	6	27,0	43,93	43,45 %
	Topo	65,4	75,2	70,4	64,5			
	Fundo	62,7	66,6	67,1	66,2			

3.2 RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

Realizou-se as simulações para os casos de aletas a seco, aletas com óleo e radiador a seco, cujos resultados podem ser vistos na Tabela 3.4. Nota-se que ao variar o ângulo das aletas, não se altera a diferença de temperatura com o ambiente nem a área de superfície, portanto qualquer variação na troca de calor reflete uma variação no coeficiente de troca de calor “h”, de acordo com a Equação 2.22.

Pode-se notar na tabela 3.4 que quase todos os casos apresentaram algum nível de melhora de eficiência de troca de calor ao inclinar o radiador, com o ângulo de máxima troca de calor ocorrendo entre 5° e 15°, variando dependendo do caso estudado. Também se percebe que o aumento da troca de calor foi em geral maior nos casos em que o radiador encontrou-se próximo ao solo, com o radiador a seco que estava sendo o mais próximo do solo, a apenas 0,2 metros, obtendo o maior aumento percentual (Figura 3.4).

Tabela 3.4 - Fluxo de calor calculado nas simulações.

Ângulo	q'' (W/m ²)	q'' (W/m ²)	q'' (W/m ²)	q'' (W/m ²)	q'' (W/m ²) Radiador a seco
	Aletas a seco sem solo	Aletas a seco com solo	Aletas com óleo sem solo	Aletas com óleo com solo	
0°	227,718	231,710	224,526	225,978	151,595
5°	227,572	231,881	224,831	224,968	152,597
10°	227,121	232,219	225,022	225,328	156,057
15°	226,582	230,950	224,980	227,788	155,339
20°			224,740	224,182	154,868

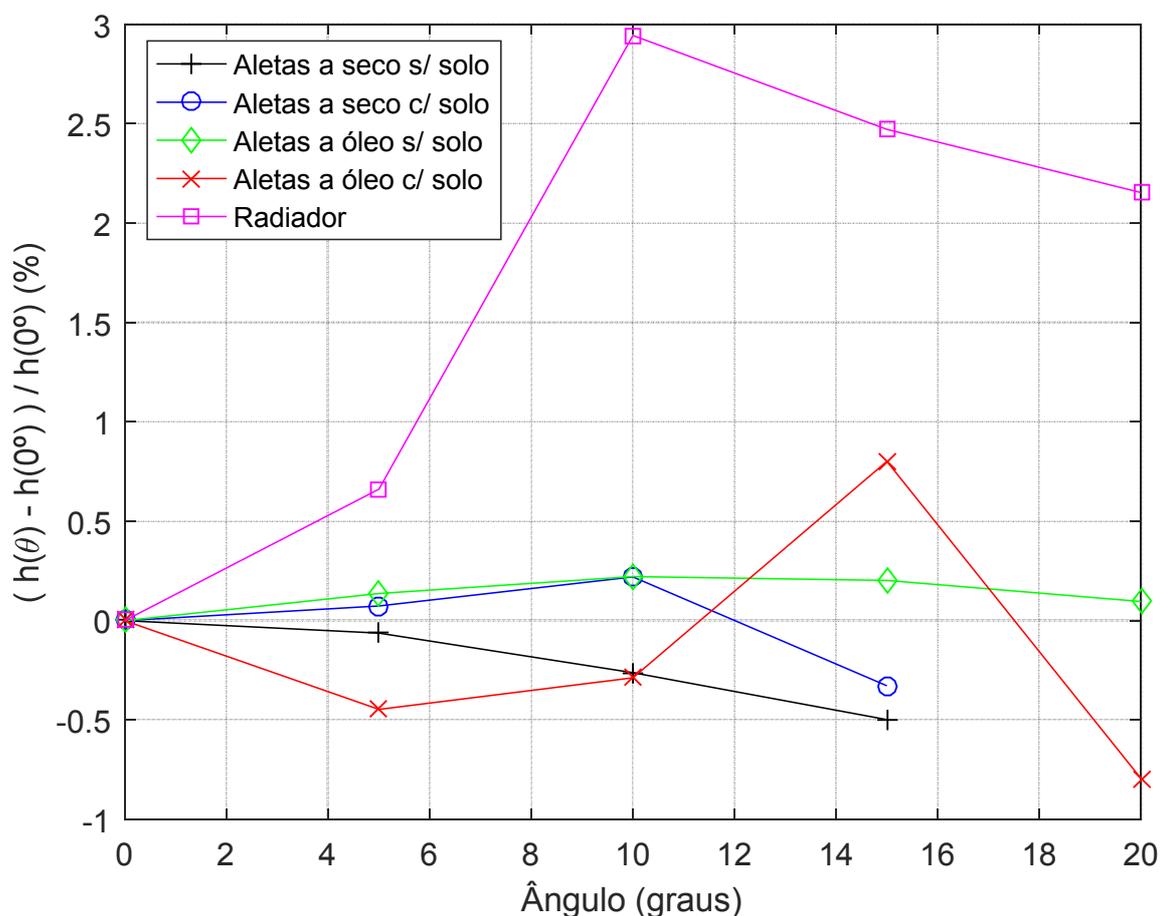


Figura 3.4 - Variação do coeficiente de convecção com o ângulo de aleta para as simulações.

Nos resultados experimentais, ocorreu também um aumento de aproximadamente 3%, similar ao caso do radiador, o que corrobora a influência que a proximidade ao solo possui sobre o coeficiente de convecção quando se altera o ângulo de inclinação das aletas. Também nota-se que parte da maior melhora na eficiência obtida pelo radiador na figura 3.5 é devido ao fato de este possuir maior número de aletas, conforme sugerido na discussão da Figura 3.1.

O motivo da correlação do aumento de troca de calor com a distância ao solo pode ser observada na Figura 3.5, que mostra as linhas de corrente próximo ao solo para uma inclinação de aleta de 15° . As linhas de corrente provenientes da direita para o vão entre as aletas possuem um maior espaço de entrada entre as aletas e o solo, permitindo um fluxo mais suave nos espaços entre as aletas, com menor perda de carga.

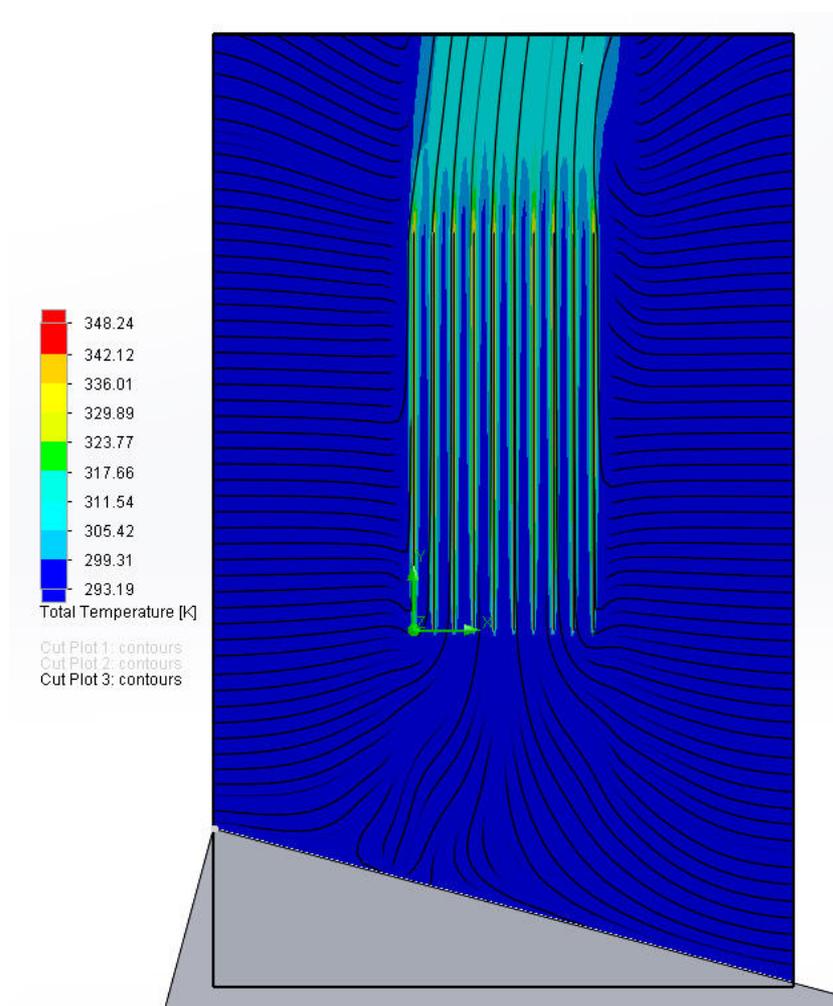


Figura 3.5 - Linhas de corrente nas aletas a seco com solo na inclinação de 15° .

Pode-se observar que mesmo no ângulo de 15° não ocorreu separação das camadas limite térmica e hidrodinâmica, na Figura 3.6, nota-se que as velocidades e temperaturas fluem paralelas ao ângulo de 15° das aletas, antes de retomar seu ângulo natural da direção vertical.

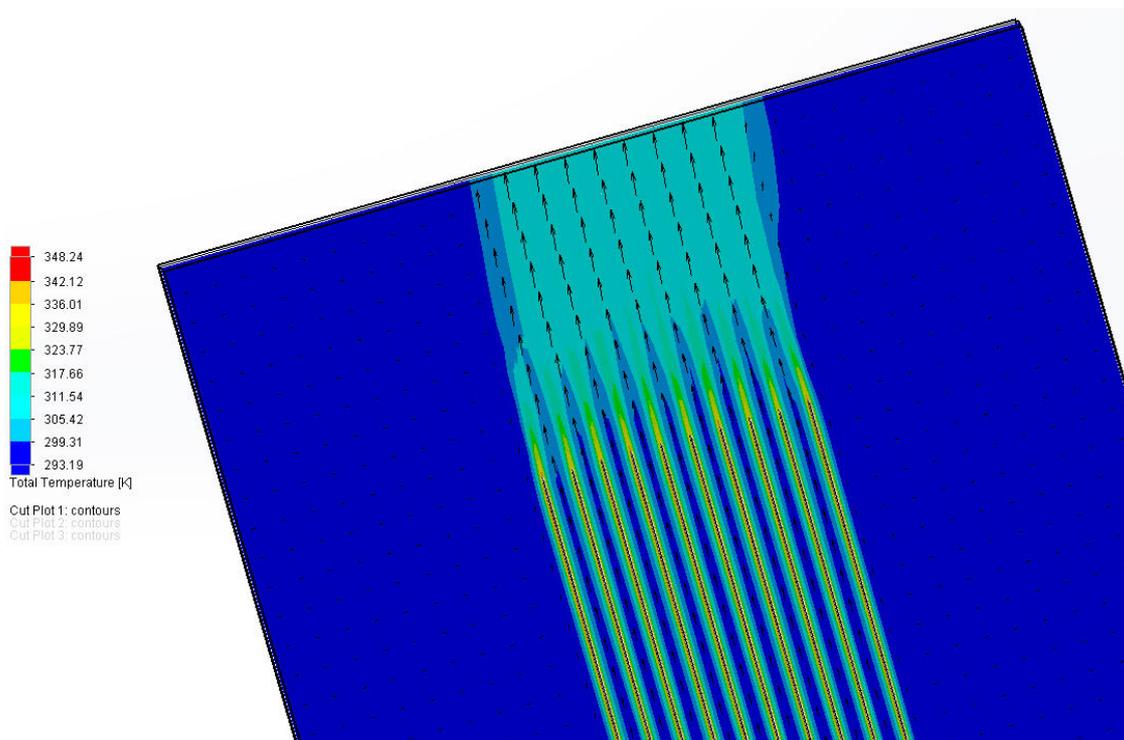


Figura 3.6 - Campos de velocidade e temperatura na parte superior das aletas a seco na inclinação de 15° .

Nas aletas com óleo a um ângulo de até 20° , pode-se observar na Figura 3.7 que, novamente, não ocorreu separação da camada limite e que as velocidades seguem o ângulo das aletas até retornar a vertical quando o ar move-se para acima delas.

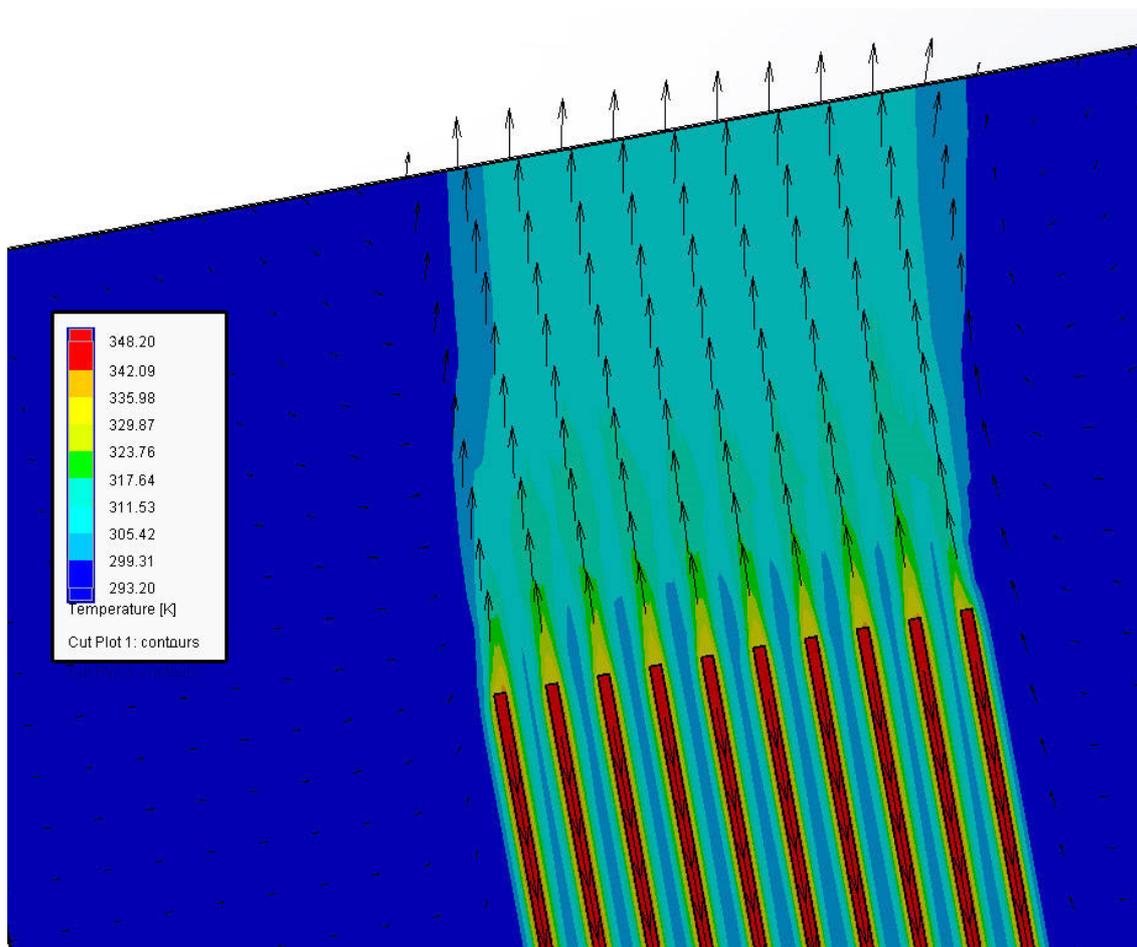


Figura 3.7 - Campo de velocidades e temperaturas na parte superior das aletas com óleo na inclinação de 20°.

3.3 RESULTADOS CALCULADOS

Utilizando os métodos desenvolvidos no capítulo 2, calculou-se a troca de calor para os casos das aletas simuladas utilizando métodos empíricos (Tabela 3.5). Para a placa plana vertical, calculou-se como se todas as aletas fossem uma placa plana vertical, enquanto que para os métodos de placas paralelas, considerou-se a primeira e última aleta como tendo um lado que é uma placa plana vertical e fez-se uso do coeficiente de convecção calculado para a placa plana. O desenvolvimento para o cálculo destes valores pode ser visto no Apêndice B.

Tabela 3.5 – Resultados calculados pelos métodos empíricos.

	Placa plana vertical	Placas paralelas (Elenbaas)	Placas paralelas (Bar-Cohen e Rohsenow)
Nusselt	204,28	8,020	7,898
h (W/m²°C)	5,373	4,218	4,154
q (W)	2954,9	2383,5	2352,0
q'' (W/m²)	295,4	238,3	235,2

Pode-se notar que os resultados da Tabela 3.5 são muito próximos aos resultados das aletas simuladas na Tabela 3.4. O método de Bar-Cohen e Rohsenow e a simulação de placas planas sem solo foi de 3,3%. O método de Elenbaas mostra uma diferença de 4,7% para a mesma simulação, indicando que a simulação e os métodos empíricos estão de acordo.

4 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

4.1 CONCLUSÕES

O trabalho realizado na unidade experimental e no simulador *Solidworks Flow Simulation* permitiu concluir, para as condições estudadas, que:

- a) A variação do ângulo de inclinação das aletas de radiadores de transformadores de potência indicou uma leve influência sobre o seu potencial de troca de calor. Para 5 dos 6 casos estudados, ocorreu um aumento no coeficiente de troca de calor, que atingiu seu máximo em um ângulo de 5° a 15° em relação a vertical, que foi na ordem de 1%.
- b) Nos casos em que os radiadores estavam em proximidade ao solo de 0,2 m a 0,5 m, a melhora foi mais acentuada, chegando a 3% e o uso de um ângulo de inclinação desta ordem pode ser recomendável.
- c) A análise de temperaturas em cada aleta sugere que o aumento de troca de calor com o ângulo é mais acentuado em radiadores com maior número de aletas, tendo um pico em 15°, enquanto que para radiadores com menor número de aletas este pico ocorre mais próximo de 5°.
- d) Não se deve aumentar o ângulo de inclinação acima de 15° para aquecedores a óleo, pois pode ocorrer de o calor gerado não ser transferido para o óleo corretamente.

4.2 SUGESTÕES

Visando a continuidade da linha de pesquisa, sugere-se:

- a) Realizar experimento com um radiador de transformador de potência a óleo.
- b) Estudar aletas com comprimento acima de 1 m.
- c) Verificar outros regimes de troca de calor, como óleo em convecção natural e ar em convecção forçada.

5 VERSÃO COMPACTA

Influência do Ângulo de Inclinação em um Aquecedor a Óleo com Aletas e Simulação de Transformadores de Potência

Soar, M.H.; Moraes, M.S.; Moino, C.A.A

Universidade Santa Cecília (UNISANTA), Santos-SP, Brasil

Email: marcelosoar@gmail.com

Resumo: A vida útil de transformadores elétricos está ligada diretamente à sua temperatura, que é fator crítico, e cai exponencialmente com o aumento da mesma. Este trabalho teve como objetivo estudar a possibilidade de aumentar a dissipação de calor, reduzindo a temperatura através da variação do ângulo das aletas dos radiadores com relação à vertical. Fizeram-se três séries de experimentos utilizando um aquecedor a óleo que possui geometria similar à de um radiador de transformador, assim como 6 séries de simulações usando *Solidworks Flow Simulation* para vários casos possíveis para ângulos entre 0° e 20°, em relação à vertical, em incrementos de 5°. Um total de 5 dos 6 casos estudados apresentaram melhor desempenho que chegou em até 3% com relação ao ângulo de 0°, com o ângulo mais eficiente variando entre 5° e 15° dependendo do radiador e posicionamento em relação ao solo. A melhora foi mais notável em radiadores a até 0,5 metro do solo, ambos em simulação e experimento. Ângulos acima de 15° aparentaram ser menos eficientes em termos de troca de calor do que ângulos menores.

Palavras-chave: Radiadores; Transformadores de Potência; Trocadores de Calor; CFD; Aquecedor a Óleo.

Influence of the Inclination Angle in an Oil Heater with Fins and Simulation of a Power Transformer

Abstract: The lifespan of electrical transformers is tied directly to their temperature, which is a critical factor and the increase of which causes the lifespan to be reduced at exponential rates. This study sought to research the possibility of increasing the heat dissipation, thus reducing this temperature through the variation of the angle of the radiator fins with respect to the vertical. Three series of experiments were run using an oil heater that possessed similar geometry to the radiators in transformers, and 6 series of simulations were run with *Solidworks Flow Simulation* for various possible cases for angles between 0° and 20°, with respect to the vertical, in 5° increments. A total of 5 out of the 6 cases studied showed an increase in heat exchange efficiency which reached up to 3% when compared to the 0° angle, with the most efficient angle varying between 5° and 15° depending on the radiator and its placement in regards to the ground. The most notable improvement occurred when the radiator was half a meter or closer to the ground. Angles higher than 15° showed results that were less efficient in terms of heat exchange than lower angles.

Keywords: Radiators; Power Transformers; Heat exchangers; CFD; Oil Heater.

Introdução

Transformadores elétricos dispositivos são de suma importância na sociedade moderna pois permitem a transmissão de energia elétrica através de grandes distâncias, das usinas geradoras até os pontos de consumo, com baixas perdas e a um preço acessível. Também são necessários para transformar a energia vinda da rede elétrica até níveis de voltagem seguros para uso doméstico.

No mundo o consumo de energia elétrica aumenta a uma taxa de aproximadamente 1,6% ao ano, fazendo com que o carregamento sobre os transformadores já existentes aumente cada vez mais [1].

A potência de um transformador elétrico é limitada pela sua capacidade de troca de calor, sendo que uma temperatura mais elevada raramente é a causa direta da falha, no entanto é responsável uma diminuição na vida útil do enrolamento do transformador devido a um fator conhecido como fator de Montsinger, que indica uma correlação entre temperatura e vida útil tal que para cada 10°C de aumento de temperatura, reduz-se à metade a vida útil do enrolamento [2]. O aumento das temperaturas globais serve para exacerbar o problema [3]. Os transformadores em geral possuem uma vida útil de 30 a 50 anos em média [4-6], com o custo de reposição podendo variar de centenas até milhões de dólares [5]. Um aumento na troca de calor proporciona uma diminuição na temperatura do enrolamento, o que gera um aumento na vida útil do transformador, e poderá reduzir a frequência de falhas e diminuir a frequência necessária de manutenção.

Estudos mostram que aproximadamente 70% das falhas entre todos os transformadores ocorrem de fato na bobina, que é o componente mais afetado pelas altas temperaturas, e que aproximadamente 11% das falhas totais ocorrem devido ao envelhecimento do transformador [7]. Outras fontes apontam para números variando entre 25% e 50% das falhas ocorrendo no enrolamento [8]. O envelhecimento e contaminação são uma das três principais causas de falhas em transformadores, com envelhecimento podendo chegar a ser o motivo de acima de 25% das falhas [5]. Além disto, falhas no isolamento são a segunda maior causa em termos de custo de falha, sendo apenas ultrapassada por falhas devido a perturbações elétricas [9].

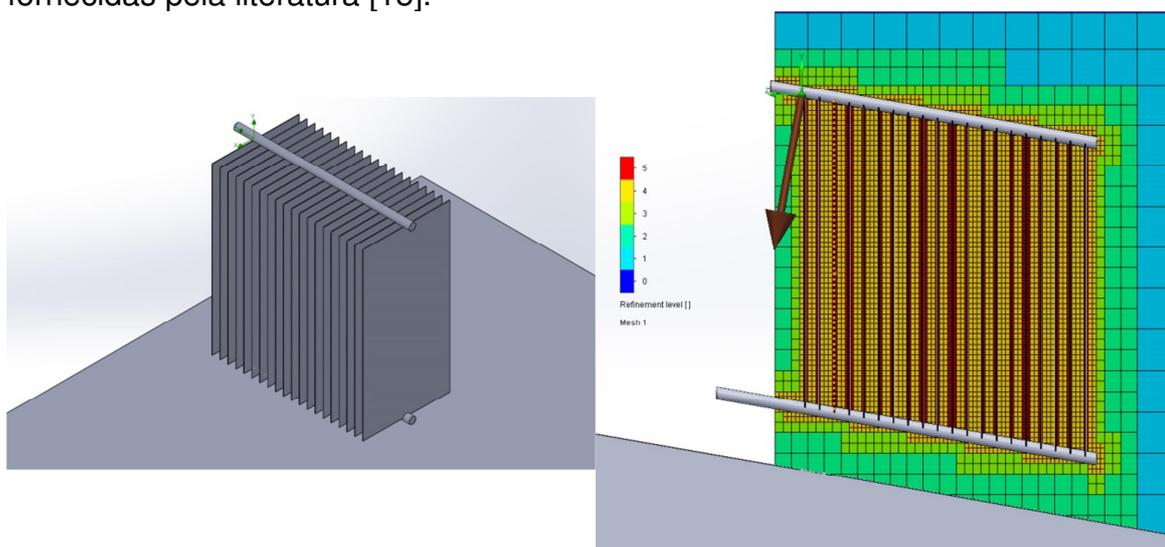
Existem vários modelos destinados ao cálculo de determinação da potência dissipada na parte ativa [10-12], assim como modelos que combinam o cálculo da perda na parte ativa com o cálculo da dissipação nos radiadores [13].

Este trabalho tem como objetivo o estudo da troca de calor nos radiadores apenas, que pode ser estudada de forma independente ao comportamento térmico da parte ativa, utilizando métodos numéricos e resultados experimentais.

Materiais e Métodos

Foram feitas três simulações principais utilizando o *Solidworks Flow Simulation*: Aletas de radiador a seco, Aletas de radiador com óleo e um radiador sem óleo, este último incluindo a tubulação conectada às aletas, utilizando dimensões típicas [14] alguns dos quais podem ser vistos na figura 1.

Para simulações com fluido utilizou-se óleo mineral, com as propriedades fornecidas pela literatura [15].



(a) (b)
Figura 1 – a) Modelo de radiador a seco. b) Malha de simulação do radiador a seco.

Para propósitos de experimento, adquiriu-se um aquecedor a óleo Mondial prata 1500 W, que se determinou possuir uma geometria e funcionamento que é baseado nos mesmos princípios que o de um radiador de transformador. Este possuía 6 aletas com dimensões de 580 mm de altura de aleta, 150 mm de largura da mesma e 38,3 mm de espaçamento entre aletas. A parte inferior das aletas encontrava-se a 45 mm do solo. O aquecedor pode ser visto na Figura 2.



(a) (b)
Figura 2 - Aquecedor a óleo Mondial. a) Vista de ângulo. b) Vista lateral.

Verificou-se os termopares utilizando um termômetro de mercúrio da marca Promo Lab. Os termopares foram calibrados de acordo com a norma ABNT [16], utilizando como referência gelo fundente a 0°C e uma caldeira elétrica para produzir o vapor saturado a 100°C.

Resultados e Discussões

O experimento com variação do ângulo foi realizado em incrementos de 5° iniciando da posição vertical até chegar a 20°, com os resultados podendo ser vistos na Tabela 1. De forma a estimar o coeficiente de convecção em cada ângulo e compará-lo com o coeficiente de convecção na vertical, utilizou-se a equação 4, que é um desenvolvimento da equação de troca de calor por convecção. Pode-se notar na tabela 1 que todos os experimentos observaram um aumento no coeficiente de troca de calor, podendo chegar até 8%. No experimento 1 para o ângulo de 20°, nota-se que as temperaturas foram muito abaixo do que faria sentido, devido a um erro do equipamento que ocorre quando o ângulo é alto.

$$\frac{h(\theta)}{h(0^\circ)} = \frac{(T(0^\circ) - T_{amb}(0^\circ))}{(T(\theta) - T_{amb}(\theta))} \quad (4)$$

Tabela 1 – Temperatura e coeficiente de convecção para os três experimentos com variação do ângulo.

Ângulo	T _{méd} - T _{amb} (°C)			(h(θ) / h(0°)) - 1 (%)		
	Exp. 1	Exp. 2	Exp. 3	Exp. 1	Exp. 2	Exp. 3
0°	58,13	59,09	59,82	0	0	0
5°	56,43	56,99	59,47	3,01	3,68	0,59
10°	56,56	55,46	58,54	2,78	6,54	2,20
15°	56,77	57,55	58,49	2,40	2,67	2,28
20°	20,86	55,82	55,23	178	5,85	8,32

Pode-se notar na tabela 2 que quase todos os casos apresentaram algum nível de melhora de eficiência de troca de calor ao inclinar o radiador, com o ângulo de máxima troca de calor ocorrendo entre 5° e 15°, variando dependendo do caso estudado, chegando até quase 3%. Também se percebe que o aumento da troca de calor foi em geral maior nos casos em que o radiador encontrou-se próximo ao solo, com o radiador a seco que estava sendo o mais próximo do solo.

Tabela 2 - Fluxo de calor calculado nas simulações.

Ângulo	q'' (W/m ²) Aletas a seco sem solo	q'' (W/m ²) Aletas a seco com solo	q'' (W/m ²) Aletas com óleo sem solo	q'' (W/m ²) Aletas com óleo com solo	q'' (W/m ²) Radiador a seco
0°	227,718	231,710	224,526	225,978	151,595
5°	227,572	231,881	224,831	224,968	152,597
10°	227,121	232,219	225,022	225,328	156,057
15°	226,582	230,950	224,980	227,788	155,339
20°			224,740	224,182	154,868

Conclusões

A variação do ângulo de inclinação das aletas de radiadores de transformadores de potência indicou uma leve influência sobre o seu potencial de troca de calor. Para 5 dos 6 casos estudados, ocorreu um aumento no

coeficiente de troca de calor, que atingiu seu máximo em um ângulo de 5° a 15° em relação a vertical, que foi na ordem de 1%. Nos casos em que os radiadores estavam em proximidade ao solo de 0,2 m a 0,5 m, a melhora foi mais acentuada, chegando a 3% e o uso de um ângulo de inclinação desta ordem pode ser recomendável.

Não é recomendável aumentar o ângulo de inclinação acima de 15° para aquecedores a óleo, pois pode ocorrer de o calor gerado não ser dissipado corretamente.

Referências

1. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION, **Informational Energy Statistics**, acessado 6 de Junho de 2018. <http://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm>.
2. DEBNATH, K.; GOEL, L., **Power system planning — a reliability perspective. Electric Power Systems Research.** 34. 179-185. (1995). 10.1016/0378-7796(95)00976-X.
3. FIROUZIFAR, S.; MAHMOUDI, J., **Assessment of Power Transformer cooler with FEMLAB, M.D.H. University of Vasteras, Sweden,** 2007.
4. HARLOW, J. H., **Electric power transformer engineering,** 2004.
5. WANG. M.; VANDERMAAR, A. J.; SRIVASTAVA. K. D., "**Review of condition assessment of power transformers in service,**" in IEEE Electrical Insulation Magazine, vol. 18, no. 6, pp. 12-25, Nov.-Dec. 2002.
6. ROSENLIND, J., **Lifetime Modeling and Management of Transformers,** KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden 2013.
7. BECHARA, R., **Análise de falhas em transformadores de potência,** ed. rev., São Paulo, 2010.
8. PENA, M. C. M., **Falhas em transformadores de potência: uma contribuição para análise, definições, causas e soluções.** UNIFEI, Itajubá 2003.
9. BARTLEY, W. H., **Failure analysis of transformers,** 2003.
10. RADAKOVIC, Z., **Numerical determination of characteristic temperatures in directly loaded power oil transformer.** Euro. Trans. Electr. Power (2003), 13: 47–54.
11. SKILLEN, A.; REVELL, A.; IACOVIDES, I.; WU, W., **Numerical prediction of local hot-spot phenomena in transformer windings,** In **Applied Thermal Engineering**, Volume 36, 2012, Pages 96-105, ISSN 1359-4311.
12. JARDINI, J. A.; BRITTES, J. L. P.; MAGRINI, L. C.; BINI, M. A.; YASUOKA, J.; "**Power transformer temperature evaluation for overloading conditions,**" in IEEE Transactions on Power Delivery, vol. 20, no. 1, pp. 179-184, Jan. 2005.
13. RADAKOVIC, Z. R.; SORGIC, M. S.; "**Basics of Detailed Thermal-Hydraulic Model for Thermal Design of Oil Power Transformers,**" in IEEE Transactions on Power Delivery, vol. 25, no. 2, pp. 790-802, April 2010.
14. CHANDAK, V., PARAMANE, S. B., VEKEN, W. V. d., CODDE, J.; **Numerical investigation to study effect of radiation on thermal performance of radiator for onan cooling configuration of transformer,** IOP conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 88 012033, 2015.
15. SUSA, D., **Dynamic Thermal Modelling of Power Transformers.** Helsinki University of Technology, 2005.
16. ABNT., Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 14610, Indicador de Temperatura com Sensor – Calibração por Comparação com instrumento-padrão,** 2000.

REFERÊNCIAS

ABNT., Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 14610, Indicador de Temperatura com Sensor – Calibração por Comparação com instrumento-padrão**, 2000.

ANISHEK, S., SONY, J., KUMAR, J.J., KAMATH, P.M., **Performance Analysis and Optimisation of an Oil Natural Air Natural Power Transformer Radiator**, Energy Procedia, Volume 24, pg 428-435, 2016.

BAR-COHEN, A.; ROHSENOW, W.M., **J. Heat Transfer**. 106, 116, 1984.

BARTLEY, W. H., **Failure analysis of transformers**, 2003.

BECHARA, R., **Análise de falhas em transformadores de potência**, ed. rev., São Paulo, 2010.

BENGANG, W., HUA, H., HONGLEI, L., NANNAN, W., MINGQIU, D., **Study on simulation test device of transformer split type cooling system**, Energy Procedia, Volume 100, pg 556-560, 2016.

BENGANG, W., HUA, H., JUNSHANG, L., NANNAN, W., MINGQIU, D., TIANYI, J., **Three Dimensional Simulation Technology Research of Split Type Cooling Transformer Based on Finite Volume Method**, Energy Procedia, Volume 141, pg 405-410, 2017.

CHANDAK, V., PARAMANE, S. B., VEKEN, W. V. d., CODDE, J.; **Numerical investigation to study effect of radiation on thermal performance of radiator for onan cooling configuration of transformer**, IOP conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 88 012033. 2015.

CHERECHES, N., CHERECHES, M., MIRON, L., HUDISTEANU, S., **Numerical study of cooling solutions inside a power transformer**, Energy Procedia, Volume 112, pg 314-321, 2017.

CHURCHILL, S. W., CHU, H. H. S., **Int. J. Heat Mass Transfer**, 18, 1323, 1975.

DEBNATH, K.; GOEL, L., **Power system planning — a reliability perspective. Electric Power Systems Research.** 34. 179-185. 10.1016/0378-7796(95)00976-X, 1995.

ELENBAAS, W., **Physica**, 9, 1, 1942.

ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION, **Informational Energy Statistics**, Acessado 6 de Junho de 2018.

<http://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm>.

FIROUZIFAR, S.; MAHMOUDI, J., **Assessment of Power Transformer cooler with FEMLAB, M.D.H. University of Vasteras, Sweden, 2007.**

GEBHART, B.; JALURIA, Y.; MAHAJAN, R.L.; SAMMAKIA, B., **Buoyancy-Induced Flows and Transport**, Hemisphere Publishing, Washington, DC, 1988.

HARLOW, J. H., **Electric power transformer engineering**, 2004.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S., **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, 6th edition, Wiley, 2010.

JARDINI, J. A.; BRITTES, J. L. P.; MAGRINI, L. C.; BINI, M. A.; YASUOKA, J.; **"Power transformer temperature evaluation for overloading conditions,"** in IEEE Transactions on Power Delivery, vol. 20, no. 1, pg. 179-184, Jan. 2005.

KIM, M.; CHO, S. M.; KIM, J.. **Prediction and evaluation of the cooling performance of radiators used in oil-filled power transformer applications with non-direct and direct-oil-forced flow.** Experimental Thermal and Fluid Science, 2012.

LAM, C.K.G., BREMHORST, K.A. **Modified Form of Model for Predicting Wall Turbulence**, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.103, pg. 456-460, 1981.

MADORSKY, S. L., HART, V. E., STRAUS, S.; **Thermal Degradation of Cellulosic Materials**. Journal of Research of the National Bureau of Standards, Vol. 60, No. 4, April 1958.

MAJOR, W. D., **The Degradation of Cellulose in Oxygen and Nitrogen at High Temperatures**. Tese de doutorado, The Institute of Paper Chemistry, Appleton, Wisconsin, 1958.

MARTIN, D.; GUO, W.; LELEKAKIS, N.; HEYWARD, N., **"Using a remote system to study the thermal properties of a vegetable oil filled power transformer: How does operation differ from mineral oil,"** 2011 IEEE PES Innovative Smart Grid Technologies, Perth, WA, pg. 1-5, 2011.

NUSSENZVEIG, H. M., **Curso de física básica 3: Eletromagnetismo**. 1 ed., Editora Edgard Blücher, 1997.

PENA, M. C. M., **Falhas em transformadores de potência: uma contribuição para análise, definições, causas e soluções**. UNIFEI, Itajubá 2003.

PEREZ, J.. **Fundamental principles of transformer thermal loading and protection**. In: Protective Relay Engineers, 2010 63rd Annual Conference for IEEE, pg. 1-14, 2010.

RADAKOVIC, Z., **Numerical determination of characteristic temperatures in directly loaded power oil transformer**. Euro. Trans. Electr. Power, 13: pg. 47–54, 2003.

RADAKOVIC, Z. R.; SORGIC, M. S.; **"Basics of Detailed Thermal-Hydraulic Model for Thermal Design of Oil Power Transformers,"** in IEEE Transactions on Power Delivery, vol. 25, no. 2, pp. 790-802, April 2010.

ROSENLIND, J., **Lifetime Modeling and Management of Transformers**, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2013.

SKILLEN, A.; REVELL, A.; IACOVIDES, I.; WU, W., **Numerical prediction of local hot-spot phenomena in transformer windings**, In **Applied Thermal Engineering**, Volume 36, Pg 96-105, ISSN 1359-4311, 2012.

SOBACHKIN, A.; DUMNOV, G., **Numerical Basis of CAD-Embedded CFD**, NAFEMS World Congress 2013, 2014.

SORGIC, M., RADA KOVIC, Z., **Oil-Forced Versus Oil-Directed Cooling of Power Transformers**. Power Delivery, IEEE Transactions on. 25. 2590 - 2598. 10.1109/TPWRD.2010.2053391, 2010

SUSA, D., **Dynamic Thermal Modelling of Power Transformers**. Helsinki University of Technology, 2005.

WANG. M.; VANDERMAAR, A. J.; SRIVASTAVA. K. D., "**Review of condition assessment of power transformers in service**," in IEEE Electrical Insulation Magazine, vol. 18, no. 6, pp. 12-25, Nov.-Dec. 2002.

WEG, Informações Técnicas DT-11: **Características e especificações de transformadores de Distribuição e Força**.

APÊNDICE A – RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS

Tabela A.1 - Temperaturas medidas nas aletas com o ângulo variando de 0° até 20° com incrementos de 5° no experimento 2.

Ângulo		T (°C)				T _{amb} (°C)	T _{méd} - T _{amb} (°C)	$\frac{h(\theta)}{h(0^\circ)} - 1$
0°	Aleta	1	2	4	6	22,5	59,09	0 %
	Topo	76,8	82,7	82,1	80,0			
	Fundo	79,9	87,6	88,3	92,3			
5°	Aleta	1	2	4	6	21,5	56,99	3,67 %
	Topo	68,2	77,8	78,8	79,3			
	Fundo	77,5	85,2	84,8	91,5			
10°	Aleta	1	2	4	6	22,0	55,46	6,54%
	Topo	67,3	77,8	77,3	79,9			
	Fundo	81,9	89,7	84,4	77,7			
15°	Aleta	1	2	4	6	21,0	57,55	2,67%
	Topo	66,2	76,5	77,9	79			
	Fundo	86,6	93,2	86,8	79			
20°	Aleta	1	2	4	6	22,0	55,82	5,85%
	Topo	63,1	75,3	76,9	80,4			
	Fundo	86,7	97,8	86,2	72,2			

Tabela A.2 - Temperaturas medidas nas aletas com o ângulo variando de 0° até 20° com incrementos de 5° no experimento 3.

Ângulo		T (°C)				T _{amb} (°C)	T _{méd} - T _{amb} (°C)	$\frac{h(\theta)}{h(0^\circ)} - 1$
0°	Aleta	1	2	4	6	24,0	59,82	0 %
	Topo	73,8	83,8	82,9	79,9			
	Fundo	88,0	96,3	92,0	91,5			
5°	Aleta	1	2	4	6	24,0	59,47	0,59 %
	Topo	69,2	78,2	81,6	82,2			
	Fundo	92,2	101,0	93,4	87,4			
10°	Aleta	1	2	4	6	25,8	58,54	2,20%
	Topo	68,9	80,7	82,7	82,9			
	Fundo	95,1	103,3	93,6	85,4			
15°	Aleta	1	2	4	6	26,5	58,49	2,28%
	Topo	67,8	79,8	81,3	83,7			
	Fundo	100,4	107,3	95,5	83,3			
20°	Aleta	1	2	4	6	27,8	55,23	8,32%
	Topo	64,8	77,8	79,7	84,1			
	Fundo	100,0	104,4	93,0	79,3			

APÊNDICE B – TABELA DE CÁLCULOS PARA OS MÉTODOS EMPÍRICOS

Este apêndice contém as equações de cálculo utilizadas para calcular os resultados da Tabela 3.5 Todas as propriedades listadas na tabela B.1 referem-se ao ar, obtidas de Incropera et al. (2010).

Tabela B.1 – Cálculos realizados para os métodos empíricos.

g	9,81	
β	0,0034	$\beta = \frac{1}{T}$ para gás ideal. Utilizado 293 K
T_w	75	
T_{inf}	20	
L	1	
S	0,05	
A	10	$A = L \cdot 0,5 \cdot 20$; (20 aletas com 0,5 m de largura)
μ	1,85E-05	N.s/m ²
ρ	1,1614	kg/m ³
ν	1,59E-05	$\nu = \mu/\rho$
Grashof	7,26E+09	$Gr = g \cdot \beta \cdot (T_w - T_{inf}) \cdot L^3 / \nu^2$
α	2,25E-05	m ² /s
Prandtl	0,706427	$Pr = \nu/\alpha$
Ra_L	5,13E+09	$Ra_L = Gr \cdot Pr$
Ra_S	641192,2	$Ra_S = Ra_L \cdot (L/S)^3$
k	0,0263	W/m.K
c_p	1007	J/kg.K

