

Metodologia de análise da temperatura de radiadores em transformadores de potência

Nórton Daniel Barth
Universidade Federal de Santa Maria
Santa Maria - RS, Brasil
Email: nortonbarth@gmail.com

Afonso Oliveira
e Guilherme Maschio
Universidade Federal de Santa Maria
Santa Maria - RS, Brasil

Tiago Bandeira Marchesan
e Carlos Eduardo Guex Falcão
Universidade Federal de Santa Maria
Santa Maria - RS, Brasil

Resumo—Este trabalho apresenta uma metodologia para análise dos perfis de temperatura em um radiador de transformador de potência operando com potência constante. Para a determinação das temperaturas foi desenvolvido um modelo hidráulico e térmico em conjunto com um algoritmo de cálculo iterativo para determinar os valores de temperatura, vazão e potência dissipada pelo radiador. Para validação do trabalho será utilizado a comparação com o sistema através de simulação de elementos finitos.

Keywords – Modelo hidráulico, Modelo térmico, Radiador, Simulação em elementos finitos, Transformador de potência

I. INTRODUÇÃO

Os transformadores de potência são dispositivos essenciais no sistema elétrico de potência, pois permitem a alteração dos níveis de tensão e corrente, possibilitando a transmissão de energia elétrica por grandes distâncias com perdas reduzidas.

Instalados em subestações próximas à geração e aos centros de carga, os transformadores de potência são monitorados por sensores e relés a fim de protegê-los, pois são dispositivos de preço elevado e que em condições normais de operação tem vida útil de pelo menos 25 anos [1].

Os transformadores de potência são equipamentos que possuem um elevado rendimento, entretanto uma pequena parte da energia elétrica processada é convertida em energia térmica, principalmente devido as perdas Joule nos enrolamentos de cobre ou alumínio e o fluxo disperso no núcleo, resultando em um aumento da temperatura interna do dispositivo [2]. O maior problema relacionado a este aumento de temperatura é a intensificação do processo de pirólise, resultando em uma degradação do material isolante e como consequência uma redução da vida útil do transformador [3].

Para reduzir a temperatura são adicionados radiadores aos transformadores, que são compostos por conjuntos de aletas, que permitem que o fluido isolante atue como um facilitador na troca da energia térmica do dispositivo para o ambiente [4]. Ao fluir através dos enrolamentos do transformador, o óleo é aquecido conforme vai subindo na parte ativa (enrolamentos e núcleo), de modo que no último enrolamento do topo possui a maior temperatura, denominado *hotspot* [5]–[7]. O *hotspot* é o ponto do transformador em que haverá o desgaste mais acentuado do material isolante, por isso é importante projetar o radiador para manter este valor de temperatura minimizado.

Após fluir através do núcleo, o óleo aquecido entra no radiador e transfere sua energia térmica para o ambiente através dos mecanismos de convecção e condução térmica, retornando a parte ativa com uma temperatura inferior a que entrou no radiador.

Neste trabalho será demonstrado os princípios físicos dos radiadores de transformadores de potência ONAN. Para a determinação das temperaturas e vazões volumétricas, foi desenvolvido um algoritmo no *software* MATLAB que através de um método iterativo relaciona os domínios térmico e hidráulico. Para a comparação e validação do algoritmo desenvolvido, foi utilizado o *software* ANSYS que permite a reprodução das características térmicas e hidráulicas através de um método de elementos finitos.

II. METODOLOGIA

Nos transformadores de potência são instalados conjuntos de radiadores para facilitar a transferência da energia térmica para o ambiente. Estes conjuntos de radiadores possuem geometria idêntica, com isso, ao manter a relação entre a energia térmica gerada na parte ativa do transformador e o número de conjuntos de radiadores é possível reduzir o sistema para apenas um radiador.

Como neste trabalho o foco será no funcionamento do radiador, a parte ativa do transformador será representada por um retângulo onde haverá a geração do calor, desprezando todas as dinâmicas decorrentes da geometria do núcleo e enrolamentos.

Ao iniciar a análise dos radiadores é necessário o conhecimento da geometria do dispositivo, uma vez que ela influencia diretamente na performance do radiador. Para a determinação das temperaturas no radiador é necessário a decomposição do problema nos domínios hidráulico e térmico. Esta divisão é necessária pois a força de empuxo que faz com que o óleo flua através do radiador é decorrente do efeito sifão que está diretamente associado a temperatura e geometria. A energia térmica que o radiador consegue retirar do óleo é dependente da vazão volumétrica que flui através do radiador.

A. Domínio Hidráulico

O óleo é o meio responsável por transportar o calor gerado na parte ativa do transformador para o radiador, sendo que a variação da sua vazão volumétrica está diretamente associada

à energia térmica dissipada. O escoamento do óleo refrigerante pode ser definido como regime laminar completamente desenvolvido, uma vez que o óleo tem uma alta viscosidade e o transformador não utiliza bombas para aumentar a vazão volumétrica.

Para análise do comportamento deste fluido, pode ser utilizado a equivalência entre circuitos elétricos e hidráulicos definidos pelas equações de Poiseuille [8], onde uma vazão volumétrica ∇ ao passar em um duto com resistência R_h resulta em uma queda de pressão Δp . A resistência hidráulica, representada em (1), é um valor que é dependente apenas da viscosidade dinâmica do fluido (μ_{oleo}), do comprimento do duto (l) e diâmetro (D) do duto. No caso de dutos não circulares, utiliza-se o diâmetro hidráulico, expresso em (2), que é dependente da área (A) e do perímetro (per).

$$R_h = \frac{128 \cdot \mu_{oleo} \cdot l}{\pi \cdot D^4} \quad (1)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{per} \quad (2)$$

A movimentação do óleo é decorrente do efeito termosifão, no caso do transformador, a diferença de temperatura do fluido no topo da parte ativa (T_{top}) e da base (T_{bot}), ocasiona uma expansão volumétrica (β_{oleo}), o que reduz a densidade do fluido (ρ_{oleo}) fazendo o óleo se movimentar. A força de empuxo (Δp) representada em (3) é dependente do alinhamento do centro do radiador com o centro da parte ativa do transformador (ΔH_{at-r}) representados na Fig. 1 e da gravidade (g).

$$\Delta p = \rho_{oleo} \cdot g \cdot \beta_{oleo} \cdot (T_{top} - T_{bot}) \cdot \Delta H_{at-r} \quad (3)$$

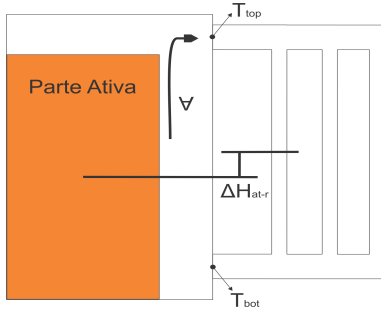


Figura 1. Modelo simplificado de transformador de potência

A diferença entre T_{top} e T_{bot} é obtida através de um processo iterativo, entretanto em cada iteração é adquirido um novo valor de T_{bot} baseado no resultado do modelo térmico. A partir deste valor, pode-se estimar o novo valor de T_{top} baseado na primeira lei da termodinâmica (4), onde P_{el} representa as perdas elétricas e cp_{oleo} o calor específico do óleo.

$$T_{top} = \frac{P_{el}}{\rho_{oleo} \cdot cp_{oleo} \cdot \nabla} + T_{bot} \quad (4)$$

Uma vez determinado as resistências hidráulicas e a força de empuxo que faz movimentar o óleo, é possível determinar

a vazão através de cada duto a partir da análise do circuito representado na Fig. 2.

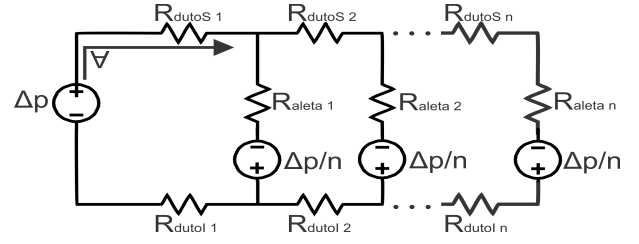


Figura 2. Circuito hidráulico equivalente

Neste ponto, após estimar T_{top} e com isso encontrar os valores de Δp e ∇ em todos os dutos do radiador, pode-se iniciar a análise do comportamento térmico do radiador, com intuito de adquirir o novo valor de T_{bot} até encontrar um ponto de convergência.

B. Domínio Térmico

A análise do domínio térmico utiliza os mecanismos de transferência térmica para determinar as temperaturas do radiador e a potência dissipada, sendo baseada nas leis clássicas da termodinâmica [7], [9]. Nesta etapa, o radiador pode ser decomposto em trechos limitados pelas conexões físicas entre dutos e aletas. Cada trecho será responsável por retirar certa quantidade de potência térmica do sistema, resultando em uma redução na temperatura. A metodologia adotada para resolução será a obtenção da resistência térmica em cada trecho, sendo a soma das resistências térmicas da convecção entre óleo e parede (R_{t-op}), condução na parede (R_{t-p}) e a convecção entre a parede e o ar (R_{t-pa}) conforme Fig. 3.

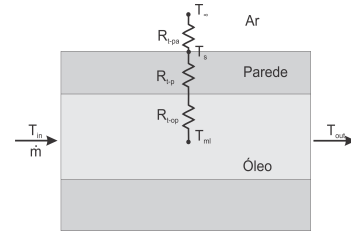


Figura 3. Modelo térmico para um trecho do radiador

No domínio hidráulico foi determinada a vazão volumétrica em cada trecho, baseado nisso, inicia-se o processo de determinação da resistência térmica do óleo. O número de Reynolds (5) define o tipo de escoamento do fluido, que para o caso de transformadores ONAN sempre será laminar, com valores inferiores a 2300. O valor de Re_{oleo} é dependente da velocidade média do fluido (u_{med}), e D_{int} o diâmetro interno para dutos circulares e D_h para não-circulares.

$$Re_{oleo} = \frac{\rho_{oleo} \cdot u_{med} \cdot D_{int}}{\mu_{oleo}} \quad (5)$$

Para isso calcula-se o número de Nusselt (Nu_{oleo}) do óleo com escoamento interno forçado representado por (6), coeficiente que relaciona a taxa de convecção e condução no

óleo, sendo l o comprimento do duto e Pr_{oleo} o número de Prandtl do óleo. Uma vez definido Nu_{oleo} , pode-se calcular a taxa de convecção entre o óleo e a parede (7), relacionando a condutividade do óleo k_{oleo} com o diâmetro D_{int} e Nu_{oleo} . Os valores de Nusselt e Prandtl levam o subíndice óleo, uma vez que serão utilizados também para análise da convecção com o ar (subíndice ar).

$$Nu_{oleo} = 3,66 + \frac{0,065 \cdot \frac{D_{int}}{l} \cdot Re_{oleo} \cdot Pr_{oleo}}{1 + 0,04 \cdot \left(\frac{D_{int}}{l} \cdot Re_{oleo} \cdot Pr_{oleo}\right)^{\frac{1}{4}}} \quad (6)$$

$$h_{oleo} = \frac{k_{oleo}}{D_{int}} \cdot Nu_{oleo} \quad (7)$$

Determinada a taxa de convecção do óleo, pode-se determinar a resistência térmica equivalente R_{t-op} , através de (8) ao adicionar os efeitos da geometria ao efeito da convecção.

$$R_{t-op} = \frac{1}{\pi \cdot D_{int} \cdot l \cdot h_{oleo}} \quad (8)$$

A determinação da resistência térmica de condução da parede de alumínio R_{al} é dependente apenas da geometria e da condutividade térmica do material (k_{al}). No cálculo de R_{t-p} utiliza-se a relação dos diâmetros interno D_{int} e externo D_{ext} do segmento analisado, bem como seu comprimento l .

$$R_{t-p} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot k_{al} \cdot l} \quad (9)$$

O processo de convecção natural da parede para o ambiente, é dependente da temperatura da superfície da parede (T_s) e da temperatura ambiente (T_∞), pois cria-se um filme na região próxima a parede com temperatura superior a T_∞ como demonstrado em (10) e portanto, as propriedades do ar devem ser atualizadas a cada interação para esta temperatura. Para facilitar o cálculo, foram utilizados os valores das propriedades do ar descritas em [7] e para valores intermediários foi utilizada uma aproximação por regressão linear para encontrar os parâmetros mais próximos dos reais.

$$T_{s,\infty} = T_s - T_\infty \quad (10)$$

Uma vez determinada as propriedades do ar, pode-se determinar o número de Rayleigh (Ra) que descreve a relação entre a flutuação e a viscosidade cinemática (ν) de um fluido em convecção (11). O comprimento crítico L_c é dependente da orientação do objeto, para os dutos de conexão entre a parte ativa do transformador e as aletas do radiador (orientação horizontal) utiliza-se D_{ext} , enquanto que para as aletas verticalmente conectadas aos dutos, é adotado o comprimento l . Na (11) a expansividade térmica utilizada é referentes as propriedades do ar (β_{ar}).

$$Ra = \frac{g \cdot \beta_{ar} \cdot \Delta T_{s,\infty} L_c^3}{\nu^2} \quad (11)$$

Do mesmo modo que para a determinação do número de Rayleigh, a orientação do objeto é fator importante, de modo

que para os dutos superior e inferior o valor de Nu_{ar} pode ser descrito por (12) enquanto para as aletas em (13).

$$Nu_{ar} = \left(0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{ar}}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (12)$$

$$Nu_{ar} = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{ar}}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (13)$$

A determinação das taxas de transferência térmica por convecção entre a parede e o ar pode ser feita através de (14), o que permite determinar a resistência térmica entre a parede e o ar através de (15). Em ambas equações é utilizado o diâmetro externo, entretanto para as aletas que possuem formato retangular é necessário a utilização do diâmetro hidráulico.

$$h_{ar} = \frac{k_{ar}}{D_{ext}} \cdot Nu_{ar} \quad (14)$$

$$R_{t-pa} = \frac{1}{\pi \cdot D_{ext} \cdot l \cdot h_{ar}} \quad (15)$$

Após conhecer as resistências térmicas do modelo, é possível utilizar o modelo de temperatura de superfície constante, uma vez que o óleo ao passar no duto sofre resfriamento. Este resfriamento do óleo é dependente da diferença de temperatura entre o óleo e o ambiente mas também da vazão mássica \dot{m} que atravessa o trecho analisado, sendo representado por (16).

$$\dot{m} = \forall \cdot \rho_{oleo} \quad (16)$$

A temperatura de saída T_{out} de um seção analisada é dependente não apenas da temperatura de entrada T_{in} , mas também da temperatura ambiente T_∞ e das resistências térmicas R_{t-op} , R_{t-p} e R_{t-pa} e de parâmetros hidráulicos como \dot{m} e cp_{oleo} como representado em (17).

$$T_{out} = T_\infty - (T_\infty - T_{in}) \cdot e^{\frac{-1}{\dot{m} \cdot cp \cdot (R_{ar} + R_{al} + R_{oleo})}} \quad (17)$$

Através de (17), observa-se que a temperatura do óleo decai de forma exponencial, com isso o cálculo da temperatura média ao longo do duto necessita ser baseado em uma média logarítmica (18), para melhor representar a temperatura média do trecho. Uma vez determinada a temperatura média da seção analisada, pode-se determinar quanto calor foi possível retirar do sistema através de (19).

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_{in} - T_{out}}{\ln\left(\frac{T_{in}}{T_{out}}\right)} \quad (18)$$

$$q = \frac{\Delta T_{ml}}{R_{ar} + R_{al} + R_{oleo}} \quad (19)$$

Embora no modelo térmico buscou-se o cálculo para utilizar ferramentas de circuitos elétricos para a resolução, no momento de integrar todos os trechos de dutos e aletas do radiador, o modelo se resume em uma associação de fontes de tensão em que cada fonte retira certa potência térmica do sistema (Fig. 4). Com isso, podemos somar as potências dissipadas por todas as fontes (20) para n_{aleta} , de modo que quando o valor do somatório for próximo ao valor do calor gerado na parte ativa, foi encontrado uma solução para o método iterativo, caso contrário se reinicia o processo fazendo $T_{bot} = T_{13}$.

$$q_{total} = \sum_{n=1}^3 \sum_{m=1}^{n_{aleta}} \frac{\Delta T_{mlm,n}}{R_{ar,m,n} + R_{al,m,n} + R_{oleo,m,n}} \quad (20)$$

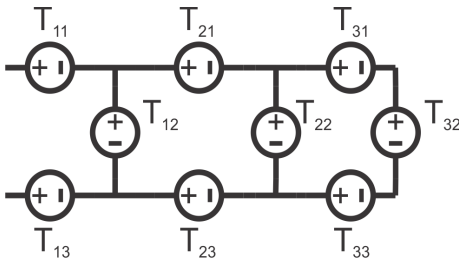


Figura 4. Modelo térmico para um trecho do radiador

C. Algoritmo desenvolvido

O algoritmo desenvolvido baseia-se nas equações descritas neste artigo e se utiliza de um método iterativo para encontrar os valores das temperaturas e vazões em todos os pontos do radiador. O código foi implementado no *software* MATLAB seguindo as etapas descritas na Fig. 5, onde os blocos de cor azul representam etapas onde as características hidráulicas são predominantes, verdes as construtivas e vermelhas as térmicas. O processo iterativo é parado no instante em que o balanço das potências térmicas é encontrado.

O processo é iniciado com a inserção dos parâmetros construtivos do modelo, dos materiais, temperatura ambiente e potência total a ser dissipada. A próxima etapa é a determinação das áreas do radiador, pois são essenciais para os domínios térmico e hidráulico. Como o modelo hidráulico proposto neste trabalho possibilita a determinação de um valor de vazão próximo ao de regime, reduz o número de iterações do processo. Determinada a vazão, a próxima etapa é a determinação da força de empuxo associada ao efeito termossifão.

Neste ponto, inicia-se o processo iterativo que é finalizado apenas no instante em que a potência injetada no sistema seja igual a dissipada. Inicialmente se estima a temperatura no topo do óleo baseada na temperatura da base e em sequência a divisão das vazões para o novo balanço das pressões internas. Uma vez calculada a vazão em cada trecho do radiador, é possível determinar as resistências térmicas e a temperatura em cada trecho, bem como a potência total dissipada, reiniciando o processo iterativo até encontrar a convergência.

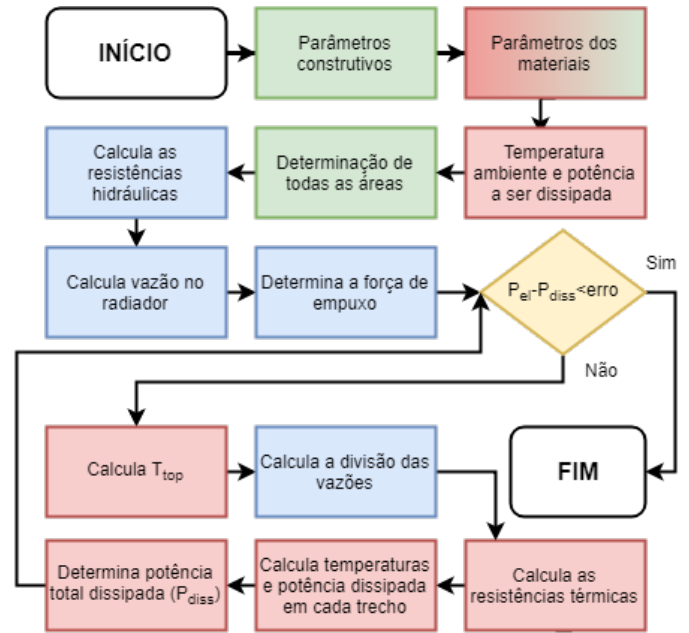


Figura 5. Fluxograma do algoritmo desenvolvido

III. RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

Para comprovar a validade da metodologia apresentada, foi utilizado o *software* de simulação em elementos finitos ANSYS, em que é possível a simulação dos domínios térmicos e hidráulicos com grande precisão. Para a simulação do transformador de potência, foi utilizado o modelo simplificado descrito na Fig. 1, com isso foi desenhado a geometria no *software* ANSYS como representado na Fig. 6.

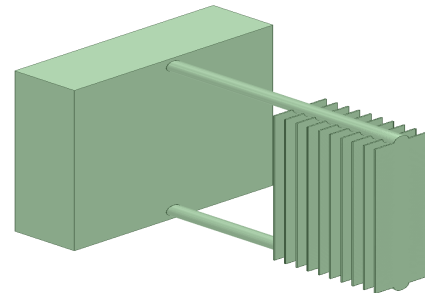


Figura 6. Modelo adicionado ao Ansys

Os parâmetros da geometria do dispositivo bem como todas as características dos materiais utilizados são descritos na Tabela I. Estes valores foram inseridos no algoritmo desenvolvido para a comparação dos resultados com a simulação em elementos finitos. Foi definida as condições do contorno no radiador para acelerar o processo de simulação, reduzindo de 24 horas (modelo completo) para 3 horas (modelo com condições de contorno).

Inicialmente foi definida a vazão em regime, pois pode ser estimada algebricamente, resultando em uma vazão mássica de $\dot{m} = 0,832289 \text{ kg/s}$, para uma temperatura de 115°C no óleo

Tabela I
PARÂMETROS DE SIMULAÇÃO

Dimensões do radiador		Propriedade dos materiais	
Dutos de conexão		Óleo mineral	
Tanque até parte ativa	1,27 m	ρ_{oleo}	869 kg/m ³
Entre aletas	0,1 m	$c_{p_{oleo}}$	1920 J/(kg · K)
Diâmetro	0,148 m	μ_{oleo}	5,57481e-3 kg/(m · s)
Aletas		β_{oleo}	795e-6 1/K
Número de aletas	10 m	k_{oleo}	0,14 W/(m · K)
Altura	2,2 m	Paredes	
Comprimento	0,011 m	Espessura	0,001 m
Largura	0,52 m	k_{parede}	60,5 W/(m · K)
ΔH_{at-r}	0,223 m	T_{infty}	25 °C

entrando no radiador. Foi inserido no modelo as resistências térmicas entre duto e ar $R_{t-pa} = 6,9W/(m^2 \cdot K)$ e entre as aletas $R_{t-pa} = 490,2W/(m^2 \cdot K)$

Os resultados obtidos através da simulação do radiador demonstram a diferença de temperatura entre o óleo que entra no radiador e o óleo que sai (Fig. 7) resultando em uma variação de 38,99°C e uma potência dissipada de 66,3kW. Ao analisar o perfil de temperaturas na aleta (8) verifica-se que a queda da temperatura possui característica exponencial, comprovando que o radiador segue o modelo de temperatura constante na superfície.

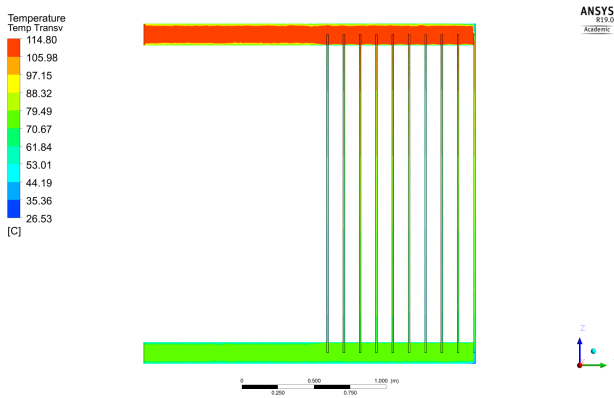


Figura 7. Perfil de temperatura no radiador

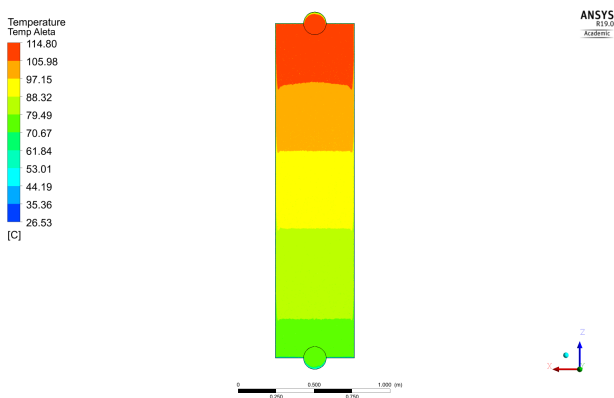


Figura 8. Perfil de temperatura nas aletas

A característica das velocidades no radiador apresentou uma distribuição conforme demonstrado na Fig. 9, de modo que quanto mais afastado do tanque, inferior a velocidade devido a divisão das vazões entre aletas. Outro ponto importante a ser analisado é que próximo as conexões entre dutos e aletas é gerado uma região de entrada influenciando diretamente na taxa de transferência térmica.

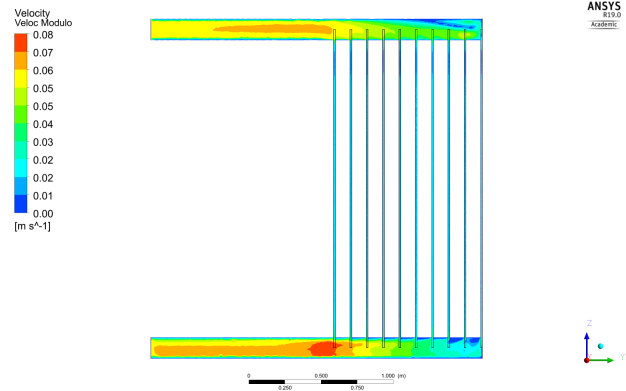


Figura 9. Distribuição das velocidades no radiador

Na Fig. 10 é demonstrada a taxa de troca térmica do radiador, observa-se que a escala é negativa ou seja, o calor está sendo dissipado. Ainda nesta figura é importante notar que quanto menor a temperatura no radiador, menor é a taxa de transferência, exceto nos pontos de conexão entre dutos e aletas onde é a região de entrada e há turbulência.

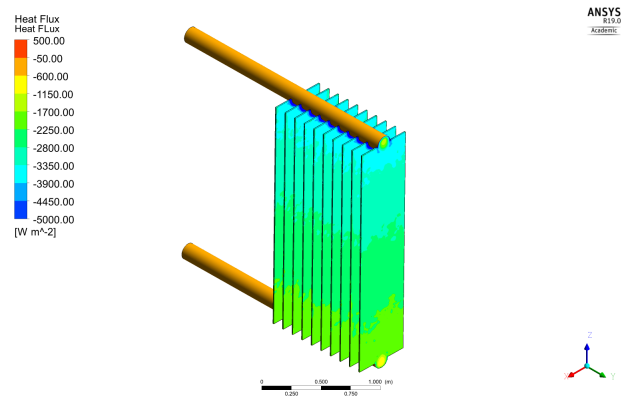


Figura 10. Fluxo de calor no dissipador

Para a comparação do algoritmo desenvolvido foi utilizado os mesmo parâmetros da simulação, requisitando menos de 30 iterações para o modelo convergir. A Fig. 11 apresenta a diferença de temperatura entre entrada e saída do transformador, convergindo para 38,95°C ou seja, um erro inferior a 0,1%.

O balanço das potências baseia-se na entalpia do óleo na entrada e saída do radiador, de modo que sua diferença resulta na potência dissipada pelo radiador. A Fig. 12 apresentando a oscilação das potências até a convergência, resultando em uma potência dissipada como a determinada inicialmente de 66,3kW.

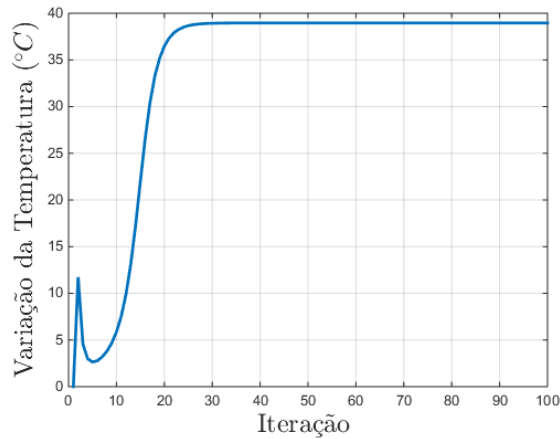


Figura 11. Diferença de temperatura no radiador método iterativo

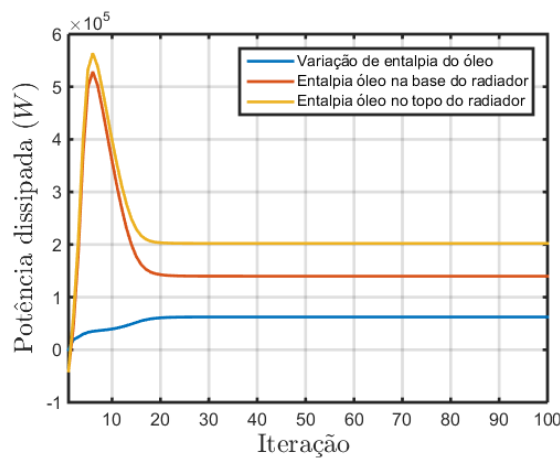


Figura 12. Diferença de entalpia no óleo de radiador método iterativo

IV. CONCLUSÃO

Os transformadores de potência são dispositivos essenciais para o sistema elétrico, pois permitem que a energia elétrica possa ser transportada por grandes distâncias com perdas reduzidas. Entretanto nesta operação existem perdas, as quais parte são convertidas em energia térmica, resultando no aquecimento do dispositivo. Este trabalho demonstrou uma metodologia de cálculo iterativo para determinação das temperaturas, vazões e potência dissipada no radiador.

A metodologia proposta possibilita o estudo da otimização do projeto dos radiadores ONAN, em que o posicionamento do radiador em relação a parte ativa é de extrema importância, pois interfere diretamente na força de empuxo que faz o óleo se movimentar.

As simulações em elementos finitos permitem um melhor entendimento dos processos físicos que acontecem no transformador, entretanto demandam de grande capacidade computacional e requisitam um tempo significativo. O algoritmo desenvolvido conseguiu determinar as condições de convergência rapidamente, necessitando apenas 20 segundos

para efetuar 100 iterações enquanto a simulação teve como tempo total 3 horas. Este ganho de velocidade computacional permite que seja possível testar diferentes cenários e projetos com o propósito de otimizar o conjunto parte ativa e radiadores dos transformadores de potência.

Uma vez otimizado o modelo hidráulico e térmico, é possível reduzir a temperatura de operação do dispositivo e consequentemente aumentar sua vida útil, pois os efeitos da pirólise sobre os materiais isolantes serão atenuados.

REFERÊNCIAS

- [1] I. Board, "Ieee guide for loading mineral-oilimmersed transformers," *IEEE Std C57.91-2011*, vol. 57, pp. 1–112, 1995.
- [2] M. Taghikhani and A. Gholami, "Heat transfer in power transformer windings with oil-forced cooling," *IET Electric Power Applications*, vol. 3, no. 1, pp. 59–66, 2009.
- [3] W. J. McNutt, "Insulation thermal life considerations for transformer loading guides," *IEEE Transactions on Power Delivery*, vol. 7, no. 1, pp. 392–401, 1992.
- [4] O. Dmitrieva, G. Patrakova, and A. Dmitriev, "Evaluation of the cooling system calculation technique for oil-immersed transformers," in *Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), 2017 International Conference on*. IEEE, 2017, pp. 1–4.
- [5] Z. R. Radakovic and M. S. Sorgic, "Basics of detailed thermal-hydraulic model for thermal design of oil power transformers," *IEEE Transactions on Power Delivery*, vol. 25, no. 2, pp. 790–802, 2010.
- [6] Y. Jing, Y. Li, X. Yuan, H. Wang, and B. Lu, "Calculation and analysis of the hot-spot temperature-rise for large power transformer based on 3d electromagnetic-fluid-thermal coupling method," in *Electrical Machines and Systems (ICEMS), 2017 20th International Conference on*. IEEE, 2017, pp. 1–4.
- [7] D. P. Incoper, Frank P; Dewitt, *Fundamentos de transferência de calor e de massa*. LTC, 2014.
- [8] A. P. C. d. S. SENA, "Analogia entre circuitos elétricos e hidráulicos em regime turbulento e laminar a partir de simulação virtual," *VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*, 2010.
- [9] Y. A. Cengel, *Transferência de calor e massa*. McGraw Hill Brasil, 2007.