

FAACZ – FACULDADES INTEGRADAS DE ARACRUZ

DJAVAN DE ARAÚJO PEREIRA

JEAN TORNERI NASCIMENTO

LEONIE FRAGA COSTA

MARCO AURÉLIO DOS SANTOS

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM TROCADOR DE CALOR
TIPO SERPENTINA PARA RESFRIAMENTO DE ÓLEO
LUBRIFICANTE**

ARACRUZ - ES

2017

DJAVAN DE ARAÚJO PEREIRA
JEAN TORNERI NASCIMENTO
LEONIE FRAGA COSTA
MARCO AURÉLIO DOS SANTOS

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM TROCADOR DE CALOR
TIPO SERPENTINA PARA RESFRIAMENTO DE ÓLEO
LUBRIFICANTE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Coordenação do curso de Engenharia Mecânica
da FAACZ - Faculdades Integradas de Aracruz
como requisito parcial para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Mestre Artur Guimarães Maioli

ARACRUZ - ES
2017

DJAVAN DE ARAÚJO PEREIRA
JEAN TORNERI NASCIMENTO
LEONIE FRAGA COSTA
MARCO AURÉLIO DOS SANTOS

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM TROCADOR DE CALOR
TIPO SERPENTINA PARA RESFRIAMENTO DE ÓLEO
LUBRIFICANTE

Projeto de graduação apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Aracruz, como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em ____/____/____

COMISSÃO EXAMINADORA

Orientador: Prof. Mestre Artur Guimarães Maioli

Prof. Examinador:

Prof. Examinador:

Faculdade de Aracruz

DEDICO

Dedicamos esse trabalho a todos nossos familiares, pela compreensão, apoio, incentivo e alicerce para superarmos com sucesso essa difícil jornada.

AGRADECIMENTOS

A princípio queremos agradecer a Deus, pois ELE é o centro de nossas vidas, por nos amar incondicionalmente e por sempre se fazer presente.

Aos nossos familiares que com todo carinho e atenção nos ajudaram quando noites de sono eram perdidas, e no íntimo estavam torcendo por nós e sempre acreditando no nosso potencial.

Aos professores do curso de engenharia, pelos ensinamentos ministrados, pela orientação e incentivo durante o período de realização deste curso.

Aos professores Artur Maioli e Harerton Dourado, pela orientação e Dôglas Pereira Araújo pelo apoio fornecido neste trabalho.

Aos amigos desta turma de graduação, onde novas amizades e parcerias foram moldadas e formadas.

RESUMO

Trocadores de calor são utilizados em diversos ramos como, metalúrgico, farmacêutico, alimentício entre outros. Vários modelos de trocadores são abordados nas literaturas existentes, no entanto poucos são os estudos referentes ao tipo serpentina, devido à dificuldade de se obter uma metodologia de cálculo para esse. Diante desse problema esse estudo busca utilizar a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), para analisar o comportamento termodinâmico de um trocador tipo serpentina em uma bomba centrífuga, através de simulações computacionais. Para tanto foi utilizado o software Ansys CFX versão estudantil. O fluido refrigerante é a água à 25 °C, e o refrigerado é o óleo lubrificante à 110 °C, visando mostrar a aplicabilidade desse trocador dentro da indústria. A velocidade de entrada da água no trocador foi variada em 0,1, 0,3, 0,5, 0,7 e 1 m/s. Os resultados apontam que a menor velocidade de entrada da água, apresenta uma variação de 14,46 °C na temperatura da água ao longo do tubo, cerca de 14 vezes maior se comparada a água à 1 m/s, porém é para a maior velocidade que o fluxo de calor foi maior. Não houve variação significativa na temperatura do óleo.

Palavras chave: Trocador de Calor Tipo Serpentina. Ansys CFX. CFD.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelo de serpentina de titânio.	26
Figura 2 - Malha universal mostrando típico volume de controle.	34
Figura 3 - Layout do workbench no Ansys.	38
Figura 4 - Domínio (tanque e trocador).	39
Figura 5 - Domínio (tanque e trocador).	40
Figura 6 - Detalhe da malha na parte externa do tanque de óleo.	41
Figura 7 - Detalhe da malha na superfície do tubo do trocador de calor.	42
Figura 8 - Distribuição de temperaturas nos planos centrais do domínio e no interior do tubo	45
Figura 9 - Distribuição de temperaturas nos planos centrais do domínio e no interior do tubo	46
Figura 10 - Distribuição de temperaturas nos planos centrais do domínio e no interior do tubo	46
Figura 11 - Distribuição de temperaturas nos planos centrais do domínio e no interior do tubo	47
Figura 12 - Distribuição de temperaturas nos planos centrais do domínio e no interior do tubo	47
Figura 13 - Detalhe da parede lateral simulada como fonte de calor.	48
Figura 14 - Plano na região de variação térmica entre serpentina e óleo.	49
Figura 15 - Zoom do plano na região de variação térmica entre serpentina e óleo...	49
Figura 16 - Distribuição de temperaturas no interior do tubo (Vágua = 0,1 m/s).	50
Figura 17 - Distribuição de temperaturas no interior do tubo (Vágua = 0,3 m/s).	51

Figura 18 - Distribuição de temperaturas no interior do tubo (Vágua = 0,5 m/s).....	51
Figura 19 - Distribuição de temperaturas no interior do tubo (Vágua = 0,7 m/s).....	52
Figura 20 - Distribuição de temperaturas no interior do tubo (Vágua = 1,0 m/s).....	52
Figura 21 - Fluxo de calor no tubo (Vágua = 0,1 m/s).....	53
Figura 22 - Fluxo de calor no tubo (Vágua = 1 m/s).....	54
Figura 23 - Vista lateral do tubo do trocador de calor, identificando os pontos utilizados para a medição da temperatura e fluxo de calor.	54
Figura 24 - Vista superior do tubo do trocador de calor, identificando os pontos utilizados para a medição da temperatura e fluxo de calor.	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores do coeficiente de transmissão de calor	21
Tabela 2 - Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor..	24
Tabela 3 - Valores representativos dos parâmetros geométricos	40
Tabela 4 - Parâmetros da malha	42
Tabela 5 - Características termofísicas dos elementos.....	43
Tabela 6 - Condições de contorno e iniciais.....	44

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Variação da temperatura ao longo do tubo para as diferentes velocidades da água	55
Gráfico 2 - Variação do fluxo de calor na parede ao longo do tubo para as diferentes velocidades da água	56

LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

A - Área [m^2]

CFD - Dinâmica dos fluidos computacional [Adm]

D - Coeficiente de difusão [$m^2 \cdot s^{-1}$]

c_p - Calor específico a pressão constante [$J \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

$Diam$ – Diâmetro do tubo [m]

E_e - Energia de entrada do sistema [kJ]

E_s - Energia de saída do sistema [kJ]

gz_e - Energia potencial de entrada [kJ]

gz_s - Energia potencial de saída [kJ]

h - Coeficiente de convecção [$\frac{W}{m^2} \cdot ^\circ C$]

h_e - Entalpia de entrada [$\frac{KJ}{Kg}$]

h_s - Entalpia de saída [$\frac{KJ}{Kg}$]

CFD - Computational Fluid Dynamics [Adm]

h_1 - Coeficiente de convecção do fluido [$\frac{W}{m^2} \cdot ^\circ C$]

h_2 - Coeficiente de transferência de calor por convecção [$\frac{W}{m^2} \cdot ^\circ C$]

k - Condutividade térmica [$\frac{W}{m \cdot K}$]

MDF - Método de Diferenças Finitas

MEF - Método dos Elementos Finitos

m_e - Vazão mássica de entrada [$\frac{Kg}{s}$]

m_s - Vazão mássica de saída [$\frac{Kg}{s}$]

MVF - Método dos volumes finitos [Adm]

P - Pressão [Pa]

Re - Número de Reynolds [Adm]

q - Transferência de calor por unidade de massa $\left[\frac{KJ}{Kg} \right]$

Q - Calor [kJ]

$Q_{cond.}$ - Taxa de calor por condução [kW]

$Q_{conv.}$ - Taxa de calor por convecção [kW]

S - Sumidouro da substância ou termo fonte [Adm]

T_A - Temperatura de superfície [$^{\circ}C$]

T_f - Temperatura do fluido longe da superfície [$^{\circ}C$]

μ - Viscosidade do fluido [$N \cdot m^{-2}$]

VC - Volume de controle [Adm]

V - Velocidade [$\frac{m}{s}$]

W - Trabalho no eixo [kJ]

ΔEC - Variação da energia cinética [kJ]

ΔEP - Variação da energia potencial [kJ]

ΔU - Variação da energia interna [kJ]

ΔT - Diferença de temperatura [$^{\circ}C$]

Δ_x - Camada de espessura constante [m]

∇ - Divergente [Adm]

ΔE - Variação de energia no sistema [kJ]

ρ - Massa específica do fluido [$Kg \cdot m^{-3}$]

Φ - Dissipação viscosa da energia [$Kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-3}$]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
2 OBJETIVOS.....	16
2.1 OBJETIVO GERAL	16
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
3.1 A PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA.....	17
3.2 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	19
3.2.1 Condução.....	19
3.2.2 Convecção	20
3.2.2.1 Convecção forçada.....	20
3.2.2.2 Convecção livre	21
3.2.3 Radiação	22
3.3 ESCOAMENTO.....	22
3.4 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	23
3.5 TROCADORES DE CALOR.....	24
3.5.1 Trocador de calor tipo serpentina	25
3.6 BOMBA CENTRÍFUGA	26
3.7 TRABALHOS QUE INFLUENCIARAM.....	27
3.7.1 Quanto ao modelo	27
3.7.2 Quanto á posição do trocador	29
3.7.3 Quanto ao método.....	30
3.7.4 Quanto as propriedades	30
3.8 DINÂMICA DOS FLUÍDOS COMPUTACIONAL (CFD).....	31
3.8.1 Equações de transporte.....	31
3.8.1.1 Equação da continuidade (conservação da massa).....	31

3.8.1.2 Equação da conservação de quantidade de movimento linear	32
3.8.1.3 Equação da conservação da energia	32
3.8.1.4 Equação geral de transporte para uma propriedade Φ	33
3.8.2 Método Numérico Utilizado	33
3.8.3 Etapas Da Dinâmica Dos Fluidos Computacional	35
3.8.3.1 Pré-processamento	35
3.8.3.2 Processamento (solver).....	36
3.8.3.3 Pós processamento e visualização dos resultados	36
4 METODOLOGIA	38
4.1 GERAÇÃO DO DOMÍNIO	38
4.2 GERAÇÃO DA MALHA	40
4.3 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS	42
4.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO E INICIAIS.....	43
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	45
6 CONCLUSÕES	57
6.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS	57
6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	57
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	58

1 INTRODUÇÃO

Vários processos utilizados nas indústrias sejam elas do ramo metalúrgico, farmacêutico, alimentício entre outras, necessitam do controle de temperatura em seus processos. Para tanto utiliza-se trocador de calor, que é o equipamento que é implementado para realizar o processo de troca de calor entre dois fluidos, que estão em diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida.

Literaturas escritas por grandes autores como Stoecker e Jabardo (2002), Kreith (2003), Incropera (2007), vêm analisando e otimizando cada vez mais o uso dos trocadores. No entanto poucos avanços existem no estudo do trocador tipo serpentina, que segundo Kern (1999), é o dispositivo mais barato para se obter áreas de troca de calor. Bobinas helicoidais são amplamente utilizadas como trocadores de calor devido a sua estrutura compacta e aos altos coeficientes de troca de calor e massa, desta forma, pode-se trabalhar com bom desempenho e menores custos (CASTRO et al., 2012).

Apesar das vantagens, a metodologia de cálculo para serpentinas é complexa pois os parâmetros são de difícil dedução. As equações que descrevem o escoamento de fluidos podem ser bastante complicadas. É possível obter soluções aproximadas através de cálculos com computador [...] esse é o objetivo principal sobre a matéria de CFD (FOX et al., 2014).

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), tem se mostrado como ótima alternativa para engenheiros, pois descarta a necessidade de se projetar um modelo real para testes experimentais, que por muitas vezes geram muitos custos. Quanto a precisão dos resultados, as análises CFD têm sido cada vez mais precisos graças ao grande aumento do poder computacional. Segundo Jayakumar (2007, apud CASTRO et al., 2012), “foi utilizada a CFD na análise de desempenho de bobinas helicoidais para diversas condições iniciais e utilizou-se um modelo real para comprovação com a análise virtual”.

Diante disso, esse trabalho tem por objetivo utilizar o software de CFD Ansys CFX versão estudantil, para realizar simulações computacionais em um trocador de calor de serpentinas helicoidais no interior de uma bomba centrífuga, essa sendo o volume de controle, que por vezes apresenta problemas em seu interior devido ao aumento

de temperatura. Com a intenção de abranger uma aplicabilidade voltada a indústria, foi escolhido um fluido pouco estudado, o óleo lubrificante, onde foi inserido a serpentina imersa no óleo lubrificante no interior desse equipamento.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Realizar simulações computacionais em um trocador de calor de serpentinas helicoidais para resfriamento em óleo lubrificante.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Utilizar o software Ansys CFX para realizar as simulações computacionais.
- Comparar os resultados obtidos nas simulações.
- Analisar a variação de temperatura dos fluidos.
- Avaliar o efeito da velocidade na troca térmica.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Fox et al. (2014), para se analisar qualquer problema de mecânica dos fluidos, é necessário estabelecer as leis básicas que governam o movimento do fluido, que são: A conservação da massa, a segunda lei do movimento de Newton, o princípio da quantidade de movimento, a primeira e a segunda lei da termodinâmica. Não necessariamente cada problema necessite de todas essas leis para a compreensão. Logo esse capítulo explana as principais leis e características necessárias ao entendimento dos fenômenos aplicados a um trocador de calor.

3.1 A PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A primeira Lei da termodinâmica é apresentada de diferentes formas em várias literaturas, segundo Moran e Shapiro (2009), a variação de energia durante um determinado intervalo de tempo, é igual à quantidade líquida de energia que entra pela fronteira do sistema na forma de calor, menos a energia líquida que sai na forma de trabalho. A 1ª lei da termodinâmica, também chamada de conservação de energia, determina que nenhuma energia possa ser criada ou destruída, mas sim transformada em outra forma de energia. Segundo Çengel (2013), para efeitos de cálculos pode ser considerada a equações (1), (2) e (3) em regime permanente.

$$E_e - E_s = \Delta E \quad (1)$$

Sendo:

E_e - Energia de entrada do sistema [kJ]

E_s - Energia de saída do sistema [kJ]

ΔE - Variação de energia no sistema [kJ]

$$\Delta EC + \Delta EP + \Delta U = Q - W \quad (2)$$

Sendo:

ΔEC = variação da energia cinética [kJ]

ΔEP = variação da energia potencial [kJ]

ΔU = variação da energia interna [kJ]

Q = calor [kJ]

W = trabalho [kJ]

$$\sum \dot{m}_e \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_e - \sum \dot{m}_s \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_s = q - W \quad (3)$$

Sendo:

$\dot{m}_e$ - Vazão mássica de entrada $\left[\frac{Kg}{s} \right]$

h_e - Entalpia de entrada $\left[\frac{KJ}{Kg} \right]$

$\left(\frac{v^2}{2} \right)_e$ - Energia cinética de entrada do sistema [kJ]

gz_e - Energia potencial de entrada [kJ]

$\dot{m}_s$ - Vazão mássica de saída $\left[\frac{Kg}{s} \right]$

h_s - Entalpia de saída $\left[\frac{KJ}{Kg} \right]$

$\left(\frac{v^2}{2} \right)_s$ - Energia cinética de saída do sistema [kJ]

gz_s - Energia potencial de saída [kJ]

q - Transferência de calor por unidade de massa $\left[\frac{KJ}{Kg} \right]$

W - Trabalho no eixo $\left[\frac{KJ}{s} \right]$

Segundo Pereira (2010), as energias cinéticas e potenciais são desprezíveis em sistemas de refrigeração, pois seu valor não tem relevância para os cálculos. Aplicando esta consideração na equação (3), se obtém a equação (4).

$$\sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = q - W \quad (4)$$

3.2 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de energia por calor é induzida apenas como resultado de uma diferença de temperatura entre o sistema e sua vizinhança, e ocorre somente no sentido decrescente de temperatura (MORAN e SHAPIRO, 2009). Incropera (2007) define transferência de calor ou calor como a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço. Existem três formas com que o calor é transportado, condução, convecção e radiação (ÇENGEL, 2013).

3.2.1 Condução

Segundo Moran e Shapiro (2009), dizem que a transferência de calor por condução ocorre em sólidos, líquidos e gases. A condução de calor em uma substância ocorre das partículas mais energéticas para as menos energéticas. A taxa com a qual calor é transferido por condução $Q_{cond.}$ através de uma camada de espessura constante Δx , é diretamente proporcional a diferença de temperatura ΔT através da camada, e área normal na direção da troca de calor, e é inversamente proporcional à espessura da camada (ÇENGEL, 2013). Pode se calcular o calor transferido por condução de acordo com a equação 5.

$$Q_{cond.} = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (5)$$

Escrevendo a equação 5 na forma diferencial, temos a equação 6, que representa a Lei de Fourier (ÇENGEL, 2013).

$$Q_{cond.} = k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (6)$$

3.2.2 Convecção

Çengel (2013) e Moran e Shapiro (2004), afirmam que a convecção é o modo de transferência de energia entre uma superfície sólida e o líquido ou gás em movimento adjacente a superfície. A convecção envolve os movimentos combinados de condução e movimento do fluido. Quanto mais intenso o movimento do fluido, maior a transferência de calor por convecção, porém, torna mais complexa a determinação das taxas de transferência de calor.

Autores como Çengel (2013) atestam que a transferência de calor por convecção depende fortemente das propriedades do fluido como a viscosidade dinâmica, a condutividade térmica, a densidade, o calor específico e, além disso, depende da velocidade do fluido, da geometria da superfície e do tipo de escoamento, que pode ser laminar ou turbulento.

3.2.2.1 Convecção forçada

A convecção forçada ocorre quando o escoamento é causado por meios externos, tais como um ventilador, uma bomba, ou ventos atmosféricos (INCROPERA 2007). Para Kern (1999) quando ocorre a convecção forçada em líquidos e gases, a influência da radiação pode ser desprezada. Em especial serpentinas submersas em tanque que possuem agitador mecânico, aumentam consideravelmente sua capacidade de troca térmica. A taxa de transferência de calor por convecção $Q_{conv.}$ é determinada pela Lei do Resfriamento de Newton expressa na equação 7:

$$Q_{conv} = h.A.(T_A - T_f) \quad (7)$$

Onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A é a área de superfície através da qual a transferência de calor ocorre, T_A é a temperatura de superfície e T_f é a temperatura do fluido longe da superfície. Na superfície, a temperatura do fluido é igual à temperatura da superfície do sólido ÇENGEL (2013).

Os valores que estão na tabela 1 referem-se aos tipos de convecção e os valores típicos de coeficiente de transmissão de calor por convecção (h). Çengel (2013) descreve que o coeficiente de calor h não é uma propriedade do fluido, porém é diretamente ligado as propriedades desse, como, geometria da superfície, natureza do movimento do fluido, propriedade do fluido e velocidade da massa de fluido.

Tabela 1 - Valores do coeficiente de transmissão de calor

Tipo de Convecção	$h_s [W/m^2.K]$
Convecção livre de gases	2-25
Convecção livre de líquidos	10-1.000
Convecção forçada de gases	25-250
Convecção forçada de líquidos	50-20.000
Ebulição e condensação	2.500-100.000

FONTE: Çengel (2013).

3.2.2.2 Convecção livre

(INCROPERA, 2007) na convecção livre (ou natural) o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo, que são originadas a partir de diferença de massas específicas causadas por variações de temperatura do fluido. (ÇENGEL, 2013) a convecção natural se estabelece quando o fluido se movimenta sem a ação de uma agente mecânico.

3.2.3 Radiação

Radiação é a forma de energia emitida pela matéria, sob a forma de ondas eletromagnéticas, fruto de mudanças nas configurações eletrônicas de átomos ou moléculas. Quaisquer corpos que estejam a uma temperatura acima do zero absoluto emitem radiação térmica (KERN, 1999).

Ao contrário da condução e da convecção, a transferência de calor por radiação não exige a presença de um meio intermitente, onde a mesma é mais rápida e não sofre atenuação no vácuo. A radiação é um fenômeno volumétrico que todos os sólidos, líquidos e gases emitem, absorvendo ou transmitindo radiação em diferentes graus. No entanto, a radiação é geralmente considerada um fenômeno superficial para os sólidos opacos à radiação térmica, como metais, madeira e rochas, uma vez que a radiação emitida pelas regiões do interior desses materiais não pode nunca chegar à superfície, e a radiação incidente sobre esses corpos normalmente é absorvida por alguns microns a partir da superfície (ÇENGEL, 2013).

3.3 ESCOAMENTO

Segundo Incropera (2007), um ponto importante a ser analisado quando se trata de análises em fluidos, é verificar o tipo de escoamento que pode ser laminar ou turbulento. O regime de escoamento em um tubo (laminar ou turbulento) é determinado pelo número de Reynolds (FOX et al., 2014). Através da equação 8 é possível calcular o número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot Diam}{\mu} \quad (8)$$

Sendo:

Re – Número de Reynolds [Adm];

ρ – Massa específica do fluido $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$;

V – Velocidade de escoamento $\left[\frac{m}{s}\right]$;

$Diam$ – Diâmetro do tubo $[m]$;

μ – Viscosidade $[Pa.s]$;

Então para definição do escoamento temos, segundo Fox et al. (2014) que para escoamentos internos:

$Re < 2300$ - Escoamento laminar;

$Re > 2300$ - Escoamento turbulento;

3.4 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Segundo Incropera (2007), uma etapa essencial e mais imprecisa de qualquer análise de trocadores de calor é, a determinação do coeficiente global de troca de calor. Esse coeficiente é definido em função da resistência térmica total a transferência de calor entre dois fluidos.

Quando se fala de superfícies cilíndricas não aletadas, as resistências encontradas serão a própria parede do tubo, e, o surgimento de um filme nas paredes internas e externas deste tubo, devido a interação entre o próprio fluido e o material do tubo.

Incropera (2007) diz que, “ao longo da operação normal de trocadores de calor, com frequência as superfícies estão sujeitas a deposição de impurezas do fluido, à formação de ferrugem ou outras reações entre o fluido e o material. A consequente formação de um filme ou de incrustações sobre a superfície, pode aumentar significativamente a resistência à transferência de calor entre os fluidos. Esse efeito pode ser levado em conta através da introdução de uma resistência térmica adicional, conhecida como fator de deposição R_d . O seu valor depende da temperatura de operação, da velocidade do fluido e do tempo de operação do trocador”.

A tabela 2 possui valores mais utilizados de coeficiente global de troca de calor (U), calculados através de experiências.

Tabela 2 - Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor

Fluidos Envolvidos	$U \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$
Água para água	850-1700
Água para óleo	110-350
Condensador de amônia (água nos tubos)	800-1400
Condensador de álcool (água nos tubos)	250-700
Trocador de calor com tubos aletados (água nos tubos)	25-50

FONTE: Incropera (2007).

Conforme definido por Incropera (2007), a equação 9 representa o coeficiente global de troca de calor para trocadores tubulares não aletados.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{d,i}}{A_i} + \frac{1}{U_e A_e} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R''_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (9)$$

Onde os subscritos i e e referem as superfícies interna e externa do tubo, sendo $A_i = \pi D_i L$ as superfícies internas, e $A_e = \pi D_e L$ as externas, que podem estar expostas tanto ao fluido quente quanto ao frio.

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado a partir do estudo e conhecimento mais específicos dos coeficientes de transferência de calor dos fluidos, tanto quentes como frio dos fatores de deposição e de parâmetros geométricos apropriados.

3.5 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são amplamente usados em diversas indústrias e apresentam diversas configurações (ÇENGEL, 2013). Incropera (2007) define trocador de calor como o equipamento que é implementado para realizar o processo de troca de calor

entre dois fluidos que estão em diferentes temperaturas, e, se encontram separados por uma parede sólida. Essa conceito é de forma geral, pois já existem trocadores que não necessitam parede sólida entre os fluidos.

Toda vez que dois fluidos que estejam em diferentes temperaturas entrarem em contato direto ou indireto, essas temperaturas tenderão a igualar-se. Normalmente usa-se água em vários processos industriais, devido a sua disponibilidade e não agressividade ambiental.

Os trocadores de calor são tipicamente classificados em função da configuração do escoamento e do tipo de construção. Onde os tipos de escoamentos são: em paralelo, onde o fluido quente e frio entra pela mesma extremidade, contracorrente, onde os fluidos entram no sistema por extremidades opostas, e, escoam em sentidos opostos e deixam o sistema por extremidades opostas, ou, também podem se mover em um escoamento cruzado onde um fluido escoar perpendicularmente ao outro (INCROPERA, 2007).

Dentre o tipo de construção e aplicação do trocador pode-se destacar alguns como: casco e tubo, placas, aletados, torre de resfriamento e serpentina. O trocador tipo serpentina será referência de destaque nesse trabalho.

3.5.1 Trocador de calor tipo serpentina

Kern (1999) descreve que tubos em forma de serpentina constituem o dispositivo mais barato para se obter áreas para a transmissão de calor. A serpentina são tubos de aço, titânio, cobre, ou ligas em forma de hélices ou de hélices duplas nas quais a entrada e saída são convenientemente localizadas lado a lado. Segundo Emir e Al-Hassan (1992) as serpentinas helicoidais fornecem maior taxa de transferência de calor do que as jaquetas, o que vem de acordo com o que verificaram Petera, Dostal e Reger (2008) em seus trabalhos.

As serpentinas helicoidais são frequentemente instaladas em recipientes cilíndricos, com ou sem agitador, embora exista um espaço entre a serpentina e a parede para possibilitar a circulação (KERN, 1999).

Forças centrífugas atuam no fluido durante sua passagem na serpentina, e devido à curvatura das espiras é gerado um fluxo de fluido secundário, que possui um movimento circular que faz com que as partículas do fluido se desloquem para o núcleo do tubo. Devido a este fato ocorre uma redução no gradiente de temperatura na seção do tubo e conseqüentemente aumenta-se a troca de calor. Este mecanismo de troca de calor adicional, perpendicular ao movimento do fluido, é verificado apenas em trocadores de calor tubos curvos (PIMENTA, 2010).

Na Figura 1 é apresentado o formato da serpentina helicoidal. Observa-se que o canal por onde passará algum líquido ou gás nas condições desejadas pelo projetista, aumentará ou diminuirá a temperatura do fluido. Inicia-se a transferência de calor por convecção e condução, até que se atinja o nível desejado.



Figura 1 - Modelo de serpentina de titânio.
FONTE: (FDE, 2017).

3.6 BOMBA CENTRÍFUGA

A bomba centrífuga é definida como uma máquina operatriz hidráulica, que transfere energia ao fluido com a finalidade de transportá-lo de um ponto a outro. Recebe energia de uma fonte motora qualquer, e cede parte dessa energia ao fluido sob forma

de energia de pressão, energia cinética ou ambas. Isso significa que ela aumenta a pressão e a velocidade do líquido (PROCEL, 2009). Estas bombas caracterizam-se por operarem com altas vazões, pressões moderadas e fluxo contínuo.

Segundo Macintyre (1997) o funcionamento da bomba consiste em líquido entrando no bocal de sucção e, logo em seguida, no centro de um dispositivo rotativo conhecido como impulsor. Quando o impulsor gira, ele imprime uma rotação ao líquido situado nas cavidades entre as palhetas externas, proporcionando-lhe uma aceleração centrífuga. Cria-se uma área de baixa-pressão no olho do impulsor causando mais fluxo de líquido através da entrada, como folhas líquidas. Como as lâminas do impulsor são curvas, o fluido é impulsionado nas direções radial e tangencial pela força centrífuga.

A bomba centrífuga é constituída de componentes importantes para um bom funcionamento, porém alguns fatores podem favorecer para a falha do equipamento como: sobrecarga, impurezas, falha no processo e outros; ocasionando o aumento de temperatura no mancal.

Com o objetivo de diminuir a temperatura na bomba, será simulado a utilização de um resfriador tipo serpentina no interior do equipamento. Alguns fatores serão levados em consideração na simulação como: a bomba será considerada um sistema fechado com as paredes adiabáticas, o fluido a ser resfriado é o óleo mineral e a água será o fluido refrigerante.

3.7 TRABALHOS QUE INFLUENCIARAM

Neste tópico serão explanados os trabalhos que contribuíram na construção do entendimento do presente estudo.

3.7.1 Quanto ao modelo

Nunhez e Jaimes (2014) afirmam que os tipos mais comuns de equipamentos de transferência de calor utilizados são as jaquetas e bobinas (serpentinhas). Dhotre,

Muethy e Jayakumar (2006), dão ênfase a existência de jaquetas de paredes simples ou duplas, jaquetas acopladas com serpentina, meia serpentina e serpentina espiral.

Costa, Mendonça e Forne (2013) fizeram um estudo comparando a eficiência energética entre trocadores de chicanas tubulares verticais e serpentina espiral para aquecer uma solução concentrada de sacarose, onde concluíram que a serpentina espiral teve uma eficiência 28% maior, devido à convecção natural do fluido faz com que a parte quente seja direcionada diretamente para o trocador.

Lopes (2013) discute uma relação entre uma serpentina helicoidal e um trecho reto, onde foi comparada os perfis de temperatura na seção transversal dos trocadores em questão, e a comparação resultou em um coeficiente de calor maior da serpentina que os trechos retos, resultado que Kern (1999) em seu livro explica que esse processo se dá pelo fato da serpentina ter a turbulência do fluido maior.

Já Ludwig (2007) compara os coeficientes externos de transferência de calor das serpentinas helicoidais com chicanas, sendo que a chicanas apresentaram coeficientes maiores cerca de 13%. Entretanto, o próprio Ludwig (2007) em experimento dos coeficientes agora internos, mostram resultados que indicam que a serpentina helicoidal apresentou maiores coeficientes que os da chicana, fazendo com que o coeficiente global, ou seja, que incluem interno e externo, em alguns casos seja praticamente o mesmo. Essa igualdade no coeficiente global citada por Ludwig (2007), não foi encontrada no trabalho de LOPES, onde os resultados do seu experimento indicam que as chicanas possuem um coeficiente global de troca térmica maior se comparada a serpentina.

Esses estudos indicam as chicanas como um trocador compacto mais eficiente, seguida pela serpentina helicoidal. Como o espaço físico disponível para a instalação do trocador é um limitante para este estudo, se torna inviável a implantação de chicanas, uma vez que os autores acima analisavam um trocador para dentro de um tanque, diferente do projeto em questão que estuda a aplicação para dentro de um mancal de bomba com dimensões muito menores.

Kern (1999) afirma que tubos em forma de serpentinas constituem o dispositivo mais barato para se obter área para transferência de calor, e que este é limitado a áreas menores. Castro et al. (2012) defende em seu trabalho, que serpentinas helicoidais são amplamente utilizadas pois estas possuem estruturas compactas e altos

coeficientes de troca térmica, e que podem ser usadas tanto para aquecimento como para resfriamento.

3.7.2 Quanto á posição do trocador

Da Costa, Mendonça e Forne (2013), na comparação entre os trocadores de chicanas tubulares e serpentina espiral, explicaram que um dos fatores que cooperaram para a maior eficiência da serpentina, foi a localização da mesma, que estava disposta no fundo do tanque, facilitando a convecção livre do fluído.

Çengel (2013), define que convecção livre ou natural, se dá quando o movimento do fluído for causado por forças de empuxo, induzidas pela diferença de densidade em virtude da variação da temperatura. Com o aumento da temperatura a densidade diminui.

Como no trabalho de Da Costa, Mendonça e Forne a serpentina aquecia o fluído, esse se deslocava sempre em direção a superfície melhorando a eficiência da troca térmica.

Peixoto (1998) fez um estudo sobre um arranjo geométrico proposto por Oldshue e Gretton (1954), esse arranjo foi criticado por outros trabalhos, devido à localização geométrica da serpentina na altura do agitador dificultar o movimento do fluído impedindo que o calor se dissipe mais rápido. Logo Peixoto (1998) teve objetivo de melhorar esse arranjo realocando a posição do trocador e estudando a melhor forma geométrica do tanque, para isso utilizou o programa de fluído dinâmica computacional CFX-F3D. Com o resultado das simulações foi concluído que a serpentina afastada do agitador melhora a dissipação de calor no interno aumentando a eficiência do trocador.

Esse problema da localização da serpentina também foi estudado por Nunhez (2014), que fez uma simulação CFD usando o software Ansys, e comprovou que a serpentina na altura do agitador oferece resistência ao fluxo.

3.7.3 Quanto ao método

Existe falta de dados na literatura a respeito da transferência de calor para serpentinas helicoidais por convecção livre Kern (1999). Diante dessa dificuldade apontada por Kern, muitos estudos sobre esse tipo de trocador são feitos de forma empírica. Peixoto (1998) em seu estudo, diz que o uso de correlações empíricas baseadas em análises adimensionais apresenta limitações significativas, isso por que variáveis importantes para os cálculos muitas vezes são desconsideradas.

Peixoto (1998) ainda diz que essa defasagem dos cálculos empíricos pode ser contornada quando se usa um software CFD para ajudar no entendimento de algum processo.

Nunhez (2014) diz que os modelos experimentais têm uma vantagem de se tratar de dados reais, porém o processo se torna caro e demorado. Como alternativa indica o CFD que muitas vezes é mais rápido além de apresentar resultados precisos .

3.7.4 Quanto às propriedades

Da Costa, Mendonça e Forne (2013) em seu estudo, afirma que os três modos de transferência de calor, condução, convecção e radiação estão presentes, porém somente a convecção foi considerada. Isso por que Nassar et. al. (2011) diz que a condução e a radiação são praticamente desprezíveis.

Lopes (2013) não considera o fator de incrustação em seu estudo, que vem de acordo Hagedorn (1965) que afirma que o fator de incrustação pode ser desconsiderado em ensaios com chicanas e serpentinas helicoidais. Lopes afirma que desconsiderou o fator de incrustação pois a água utilizada nos ensaios é destilada.

Camargo e Iamas (2012), em seu estudo afirmam que a diferença de temperatura entre o fluido frio e quente afetam a quantidade de espiras necessárias para uma boa eficiência. Concluem que há uma diferença mínima de temperatura que a eficiência do trocador independentemente do número de espiras é a praticamente a mesma.

Muitos fatores influenciam no cálculo para um trocador, tais fatores tornam muito mais trabalhoso o cálculo do coeficiente, e que métodos experimentais não são práticos para dedução (KERN, 1999).

3.8 DINÂMICA DOS FLUÍDOS COMPUTACIONAL (CFD)

A dinâmica dos fluídos computacional (CFD) consiste em utilizar métodos computacionais para a análise de sistemas com características de escoamentos, transferência de calor e massa e fenômenos associados, como reações químicas, incluindo modelagem (matemática e física) e métodos numéricos (solver, diferenças finitas, geração de malhas, métodos de partículas, etc.) (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

A solução para alguns problemas de dinâmica de fluídos que envolvem transferência de calor utiliza-se de métodos numéricos e algoritmos para resolução dos mesmos. Segundo Maliska (2005) os métodos tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais, são os métodos de diferenças finitas (MDF), de elementos finitos (MEF) e de volumes finitos (MVF).

3.8.1 Equações de Transporte

Segundo Maliska (1995) as equações que governam o escoamento de fluidos são as equações da conservação da massa, quantidade de movimento e de energia, escritas no sistema cartesiano de coordenadas. Nesse tópico são descritas cada uma dessas equações.

3.8.1.1 Equação da continuidade (conservação da massa)

A partir do princípio de conservação da massa, a equação da continuidade para um escoamento transiente e fluido compressível pode ser escrita de acordo com a equação 10.

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (10)$$

Onde ρ é a massa específica $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$, e u, v, w , são as componentes da velocidade nas direções x, y e z respectivamente, em $[m/s]$.

Ou alternativamente em notação vetorial, segundo a equação 11, que se tem a vantagem da expressão acima ficar independente do sistema de coordenadas:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (11)$$

3.8.1.2 Equação da conservação de quantidade de movimento linear

Aplicando-se o princípio da conservação da quantidade de movimento para um volume de controle, obtemos as equações diferenciais do movimento para as coordenadas x, y e z equações 12, 13 e 14 respectivamente:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla(\rho u \mathbf{u}) = \nabla(\boldsymbol{\mu} \nabla u) - \frac{\partial P}{\partial x} + S_{Mx} \quad (12)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla(\rho v \mathbf{u}) = \nabla(\boldsymbol{\mu} \nabla v) - \frac{\partial P}{\partial y} + S_{My} \quad (13)$$

$$\frac{\partial \rho w}{\partial t} + \nabla(\rho w \mathbf{u}) = \nabla(\boldsymbol{\mu} \nabla w) - \frac{\partial P}{\partial z} + S_{Mz} \quad (14)$$

3.8.1.3 Equação da conservação da energia

Na equação 15 é disposta a equação da conservação de energia, onde para um gás perfeito, $P = \rho RT$.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \nabla(\rho \mathbf{u} T) = \nabla \left(\frac{k}{c_p} \right) + \frac{1}{c_p} \frac{Dp}{Dt} + \frac{\mu}{c_p} \Phi \quad (15)$$

3.8.1.4 Equação geral de transporte para uma propriedade Φ

A equação geral de transporte para uma propriedade Φ é apresentada na equação 16.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \Phi) + \nabla(\rho \Phi \vec{V}) = \nabla(D \nabla \Phi) + S_\Phi \quad (16)$$

Onde ∇ = divergente, $(\nabla u, \nabla v, \nabla w)$ = termo gradiente para as velocidades, (x, y, z) = coordenadas cartesianas, t = tempo, ρ = massa específica do fluido, (S_{Mx}, S_{My}, S_{Mz}) = termos fonte, $\mathbf{u}$ = vetor velocidade, (u, v, w) = componentes do vetor velocidade, k = condutividade térmica do ar, μ = viscosidade do fluido, c_p = calor específico à pressão constante, Φ = dissipação viscosa da energia, C = concentração da substância, R = constante do gás, T = temperatura, P = pressão, S = sumidouro da substância ou termo fonte e D = coeficiente de difusão ou difusividade mássica da substância no fluido.

3.8.2 Método Numérico Utilizado

As equações descritas no tópico 3.8.1 podem ser resolvidas através de métodos numéricos, através da discretização das equações de transporte, de forma a obter-se um sistema de equações algébricas cuja solução é obtida computacionalmente (BOÇON, 1998), dando significado ao termo Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD).

Inicialmente o domínio espacial e temporal na forma contínua é dividido (discretizado), gerando pontos de uma grade ou malha e níveis temporais. Estes pontos da malha e os níveis temporais serão o domínio das equações discretizadas, que regem o escoamento. Para solução deste problema utilizamos as equações algébricas aos volumes finitos, onde na aplicação das mesmas para cada ponto da grade é encontrada uma solução particular (GONÇALVES, 2007).

Segundo Patankar (1980), o método dos volumes finitos (MVF) é definido como a integração no espaço e no tempo, da equação diferencial na forma conservativa em um dos volumes de controle.

O MVF tem por objetivo dividir as áreas de troca térmica em um número finito de pequenos volumes de controle (VC), como pode ser observado na Figura 2, onde é apresentado um esquema detalhado de um volume de controle infinitesimal. Para calcular as propriedades de cada volume de controle, este método utiliza como ponto de partida a integral da equação 17 (Conservação de energia), que é aplicada a cada VC.

$$\int_{vc} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_{vc} \nabla(\rho\phi \vec{V}) dV = \int_{vc} \nabla(D \nabla \phi) dV + \int_{vc} S_\phi dV \quad (17)$$

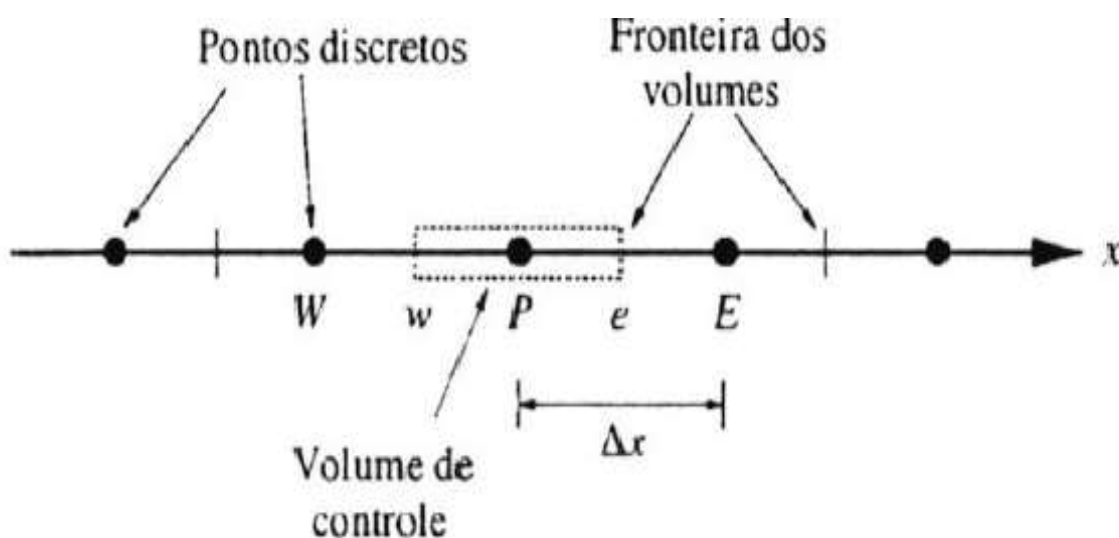


Figura 2 - Malha universal mostrando típico volume de controle.
FONTE: Fortuna (2000).

Em cada VC localiza-se em seu centro um nó computacional (FIGURA 2), no qual são calculados os valores das variáveis. Para as variáveis nas superfícies, os resultados são obtidos por interpolação em função dos valores. Como resultado, obtém-se a equação de conservação para cada VC, na qual aparecem os valores das variáveis no nó em causa e nos nós vizinhos (GONÇALVES, 2007).

O método de volumes finitos utiliza de malhas computacionais, o que é uma grande vantagem pois permite adaptações a geometrias complexas. A partir das condições de contorno iniciais, geometria e as propriedades dos meios sólidos e fluídos do problema serem definidos, a malha é gerada. Conforme Marchi (2001), depois da geração da malha o domínio contínuo é dividido em volume de controles finitos, a qual determinará as fronteiras do volume de controle. De acordo com Gonçalves (2007), tal metodologia realiza simulações de equações diferenciais sob a forma de equações algébricas para solucionar problemas analiticamente impossíveis.

3.8.3 Etapas Da Dinâmica Dos Fluídos Computacional

Nesse tópico são apresentadas de forma individual e em sequência, os passos que compõem o processo de simulação CFD.

3.8.3.1 Pré-processamento

O pré-processamento é dividido em quatro etapas, a primeira é a definição da geometria, que é construída na etapa de design modeler do Ansys 18.2 para fins de definição das hipóteses, seguida pelas definições da malha a ser utilizada na descrição do problema, a criação dos domínios e a determinação das condições de contorno. A definição do domínio e a geração da malha em conformidade, são de fundamental importância para o sucesso da solução.

Segundo Versteeg e Malalasekera (1995), nas indústrias mais de 50% do tempo gasto em um projeto com o uso de CFD, está relacionado com as etapas de geração da malha e definição do domínio.

O domínio computacional é a geometria que é construída para a simulação e solução do problema de escoamento de fluido, é a porção de um espaço determinado por onde o fluxo escoa e se faz relevante para a simulação (LEITE, 2008 e STRAW, 2000).

Após ser criada a geometria e gerada a malha que alimentará esta etapa de processamento, define-se às condições de contorno, onde serão inseridos os parâmetros das propriedades do fluido e as condições de contorno específicas do domínio escolhido, como:

- Tipo
- Materiais
- Modelos
- Parâmetros

Entende-se como condições de contorno as restrições que são aplicadas ao escoamento em cada uma das fronteiras do domínio, sendo estas fundamentais para a solução das equações diferenciais parciais (CÓSTOLA, 2006).

3.8.3.2 Processamento (solver)

Todas as informações mencionadas na etapa anterior são processadas e geradas afim de se obter os resultados, estes dependem de uma série de fatores para exatidão da solução, como tamanho e a forma do volume de controle, quantidade de elementos e nós, que está ligada a precisão da malha a ser utilizada.

Por fim o Solver produz um arquivo de resultados o qual será necessário para a etapa de pós-processamento.

3.8.3.3 Pós processamento e visualização dos resultados

O pós-processamento é a etapa onde se realiza a visualização e análise dos resultados geradas a partir do Solver. Para se certificar de que a solução numérica obtida está próxima da realidade e com um mínimo de erros, será realizada a

validação crítica e análise do modelo e dos resultados com dados experimentais e confiáveis sobre o presente caso de estudo.

Segundo Versteeg e Malalasekera (1995), os pacotes de CFD são fornecidos com ferramentas versáteis para a visualização dessas informações, sendo possível a visualização dos domínios geométricos, desenho de vetores, perspectivas em duas e três dimensões, bem como as trajetórias de cada partícula e a escala de cores dos resultados.

4 METODOLOGIA

Para a realização das simulações computacionais foi utilizado o software Ansys CFX versão estudantil, a fim de se obter uma visão termodinâmica que mostre a interação entre os fluidos. Neste trabalho é utilizado o método dos volumes finitos por ser o mais usual e aplicável a qualquer tipo de malha, e se adaptar a geometrias complexas (GONÇALVES, 2007). Existem diversos parâmetros e formas de realizar a simulação. Portanto, a seguir é discriminado e justificado cada passo que será dado nesse processo.

Em cada parte deste processo são gerados diretórios, estes possuem as informações desejadas (arquivos) como: geometria, características da malha e condições de contorno. Esses diretórios armazenam dados importantes da simulação, e são disponibilizados de forma prática para acesso ou alteração destes. Na Figura 3 é exemplificado o layout desse diretório dentro do Ansys.

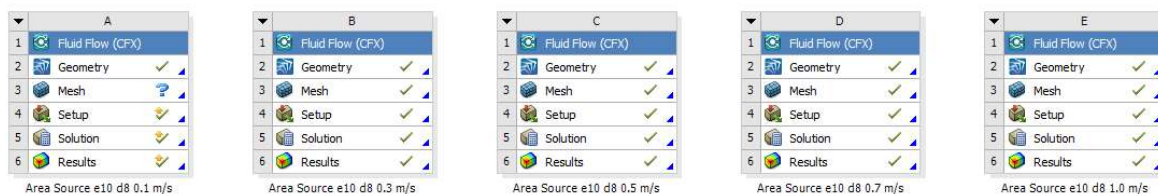


Figura 3 - Layout do workbench no Ansys.
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

4.1 GERAÇÃO DO DOMÍNIO

A criação do domínio é de extrema importância para o Ansys CFX, pois nesta etapa se descreve as características físicas do estudo, considerando a realização desta por meio do próprio pacote do Ansys, ou em alguns casos por softwares sejam estes em 2D ou 3D.

Para o presente estudo foi utilizado o pacote Solidworks 2013, em que foi criado o domínio tridimensional, em seguida foi importado para o Ansys na etapa de *design modeler*.

A Figura 4 detalha a geometria do domínio adotado, o qual foi utilizado para esta simulação.

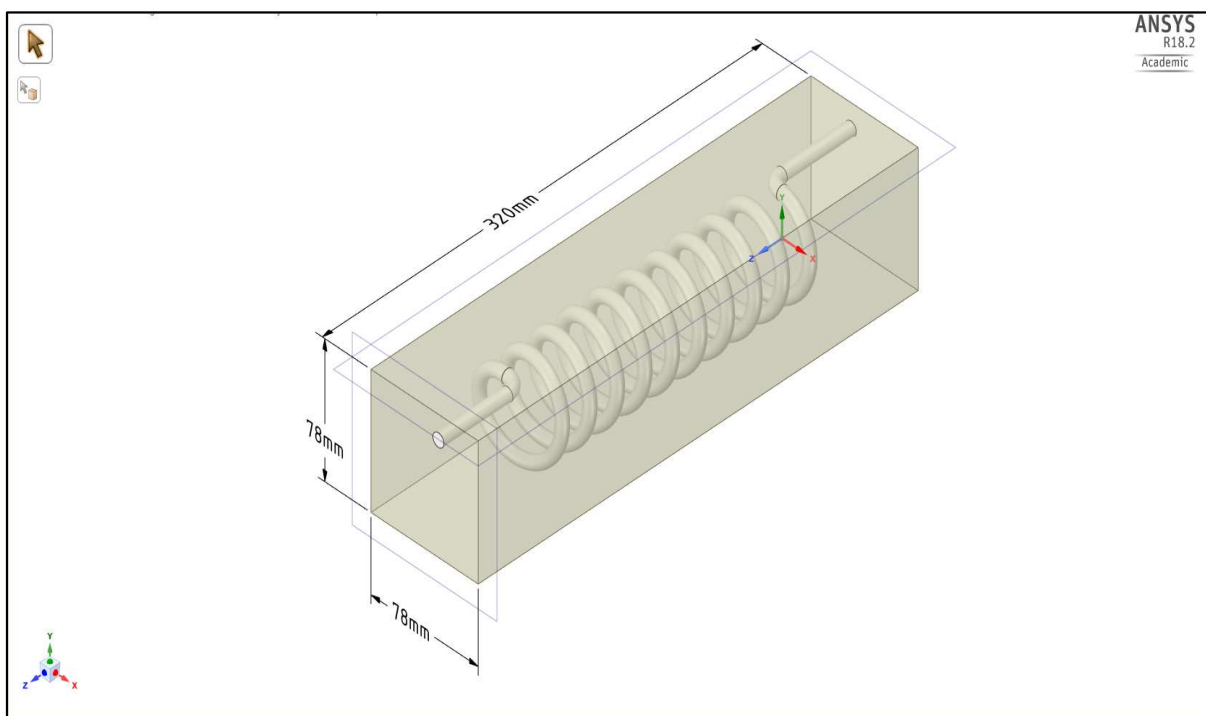


Figura 4 - Domínio (tanque e trocador).
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

Na Figura 5 são representadas as entradas e saídas dos fluídos simulados, os quais estão dispostos em contracorrente.

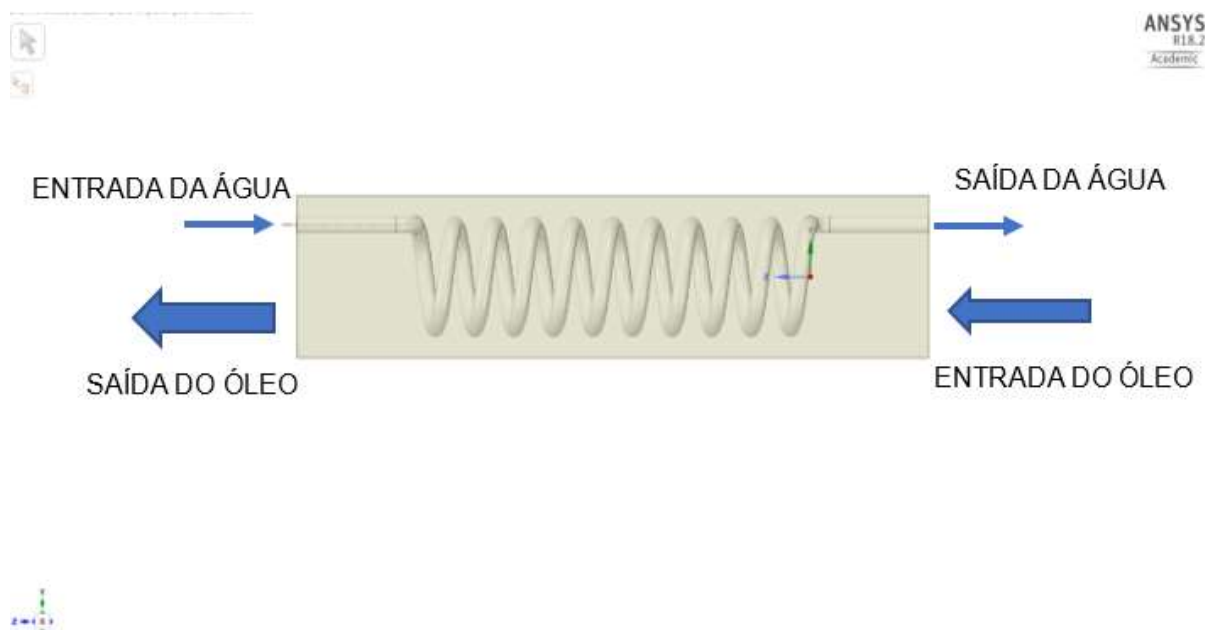


Figura 5 - Domínio (tanque e trocador).
 FONTE: Arquivo pessoal (2017).

A tabela 3 possui os parâmetros geométricos empregados para os domínios citados nas Figuras 4 e 5.

Tabela 3 - Valores representativos dos parâmetros geométricos

Item	Condição
Largura do Tanque	78 mm
Comprimento do Tanque	320 mm
Altura do Tanque	78 mm
Comprimento Da Serpentina	320 mm
Diâmetro Interno Da Serpentina	8 mm
Espessura Da Parede Da Serpentina	0,8 mm
Nº De Espiras	10

FONTE: Arquivo pessoal (2017).

4.2 GERAÇÃO DA MALHA

Após a criação da geometria e definição do domínio é realizada a geração da malha, onde os pontos a serem calculados serão definidos.

A malha utilizada para simulação é uma malha não estruturada e não uniforme, com elementos tetraédricos, a criação destas foram efetuadas no Ansys CFX-Mesh. As Figuras 6 e 7 exemplificarão as malhas não estruturadas tridimensionais.

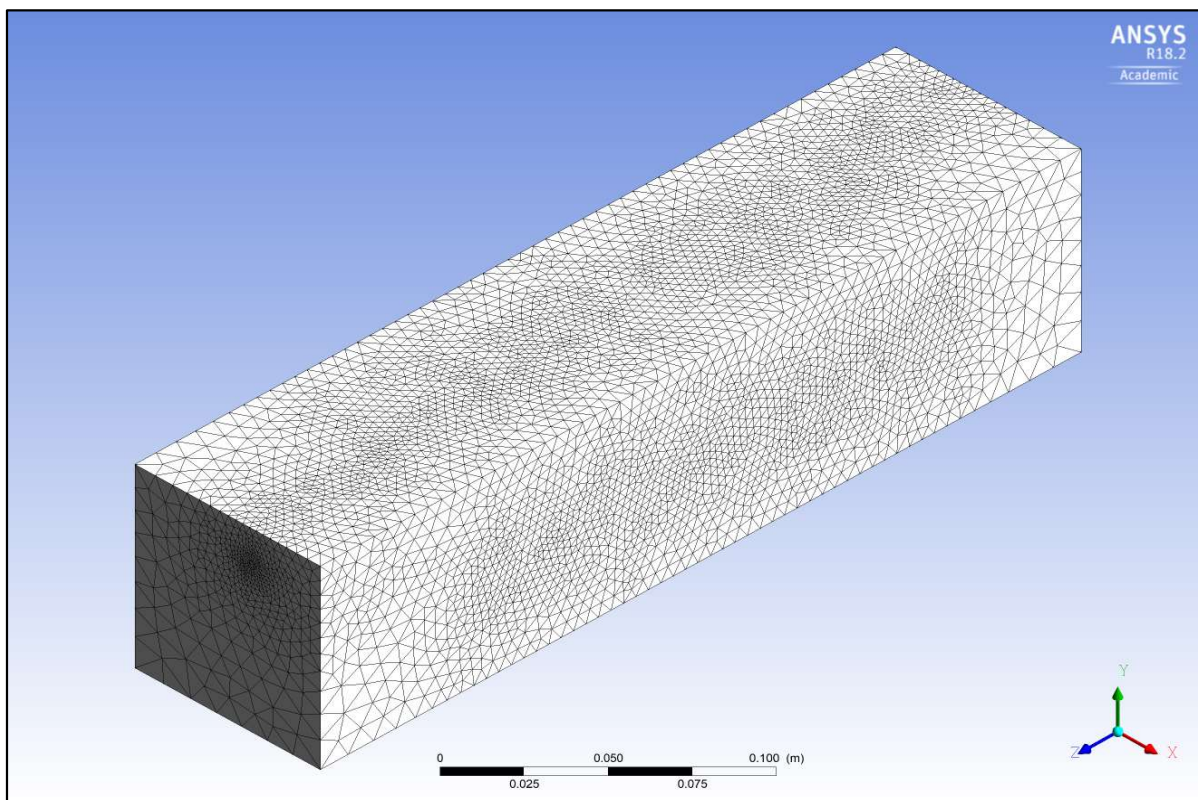


Figura 6 - Detalhe da malha na parte externa do tanque de óleo.
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

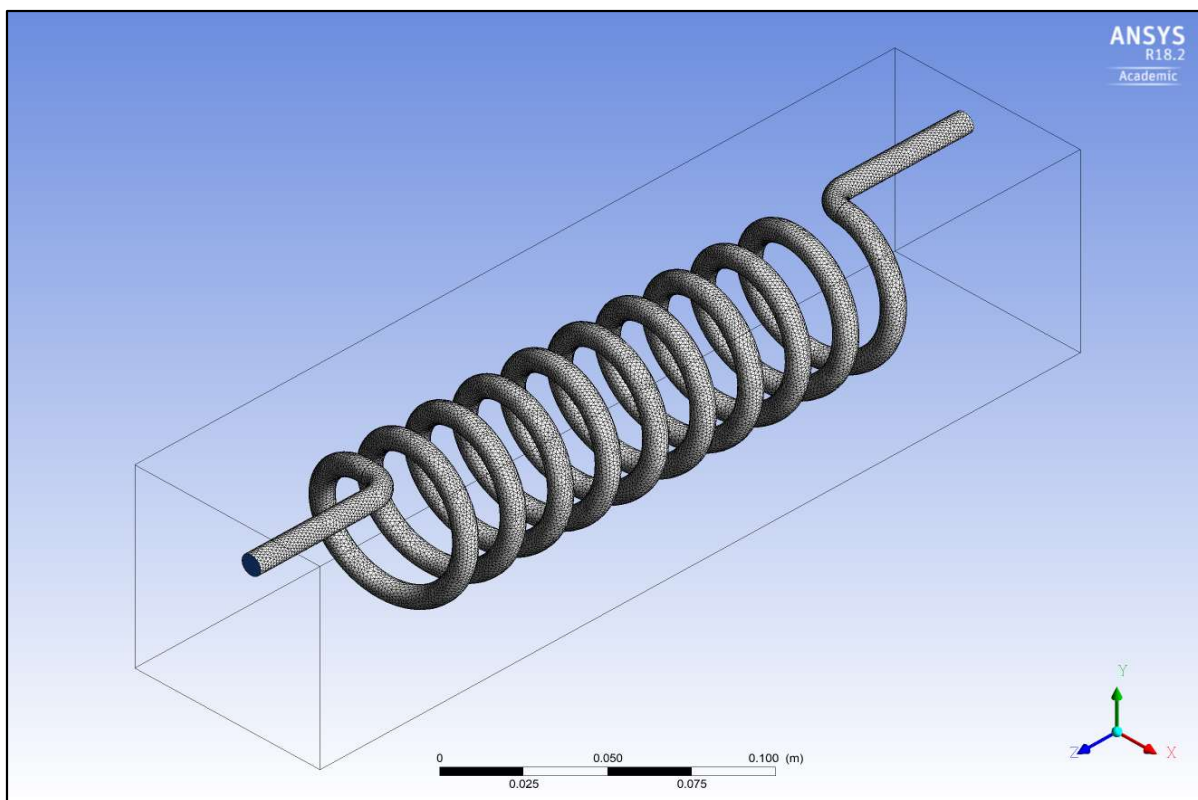


Figura 7 - Detalhe da malha na superfície do tubo do trocador de calor.

FONTE: Arquivo pessoal (2017).

Dada à geração da malha, foram obtidos o seguinte quantitativo de elementos e nós conforme tabela 4.

Tabela 4 - Parâmetros da malha

Item	Condição
Tipo de malha	Não estruturada
Tipo de elemento	Tetraédrico
Número de elementos	1.841.921
Número de nós	411.535

FONTE: Arquivo pessoal (2017).

4.3 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS

Na tabela 5 estão dispostas as propriedades termofísicas dos elementos envolvidos na simulação.

Tabela 5 - Características termofísicas dos elementos

Item	Condição
Condutividade térmica da água	0,61 W/m.K
Condutividade térmica do óleo	0,135 W/m.K
Condutividade térmica do aço	50,2 W/m.K
Densidade da água	1000 Kg/m ³
Densidade do óleo	870 Kg/m ³
Viscosidade da água	1000 Pa.s
Viscosidade do óleo	0,02 Pa.s
Material (tubo e tanque)	Aço

FONTE: Arquivo pessoal (2017).

4.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO E INICIAIS

É indispensável para o CFX que os parâmetros das condições estejam bem definidos e estruturados afim de que se obtenha uma solução correta. O presente trabalho buscou adaptar-se aos critérios de aplicações operacionais, adotando como condições de contorno valores mais próximos aos reais. Em alguns casos os parâmetros reais superam as recomendações do fabricante. Portanto foi adotado para a entrada do fluido a ser refrigerado (óleo) 110 °C, e para a entrada do fluido refrigerante 25 °C (temperatura ambiente) e pressão igual a 1 atm. Na tabela 6 são apresentados os parâmetros utilizados na simulação, onde pode se observar as variações na velocidade da água considerada para cada uma das simulações.

Tabela 6 - Condições de contorno e iniciais

Item	Condição
Entrada de água de refrigeração	Velocidade normal à face, $V = 0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 1,0$ m/s, $T = 25^{\circ}\text{C}$
Saída de água de refrigeração	Pressão atmosférica
Entrada do óleo	Velocidade normal à face, $V = 0,1$ m/s
Saída do óleo	Velocidade normal à face, $V = 0,1$ m/s
Faces externas do tanque de óleo	Parede lisa, sem deslizamento, adiabática
Tubo do trocador de calor	Tubo de aço, espessura da parede $e = 0,8$ mm
Trocador de calor	Temperatura inicial, 110°C
Tanque de óleo	Temperatura inicial, 110°C
Parede lateral do trocador	Temperatura constante, 150°C

FONTE: Arquivo pessoal (2017).

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados das 5 simulações são comparados considerando as diferentes velocidades de entrada da água, que são de 0,1, 0,3, 0,5, 0,7 e 1 m.s^{-1} . Todos os resultados são apresentados através de Figuras e gráficos, geradas no programa de simulação Ansys CFX (*Post results*), através de um computador composto por um processador Intel Core i7-7700HQ de 4 núcleos de 2,80 GHz, 32 GB de memória RAM e 2 HD SSD de 1 TB cada.

Nas Figuras 8, 9, 10, 11 e 12, pode-se observar a distribuição de calor em todo o sistema (água e óleo), onde a temperatura de saída da água decresce ao passo que sua velocidade de escoamento aumenta. É possível notar a evolução da temperatura de saída da água, porém é importante ressaltar que essa variação não causou um efeito significativo na temperatura do óleo, mas foi suficiente apenas para manter o equilíbrio térmico nele, não permitindo que o calor da fonte quente aumentasse a temperatura ao longo do tanque.

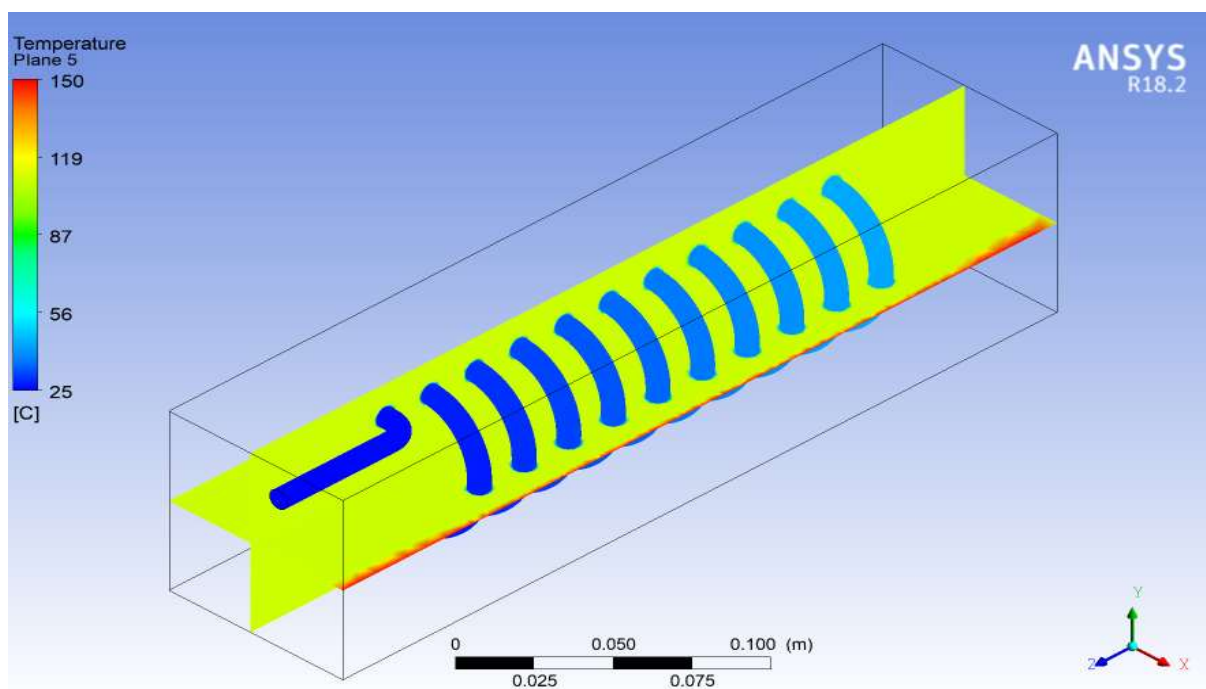


Figura 8 - Distribuição de temperaturas nos planos centrais do domínio e no interior do tubo (V_{água} = 0,1 m/s).

FONTE: Arquivo pessoal (2017).

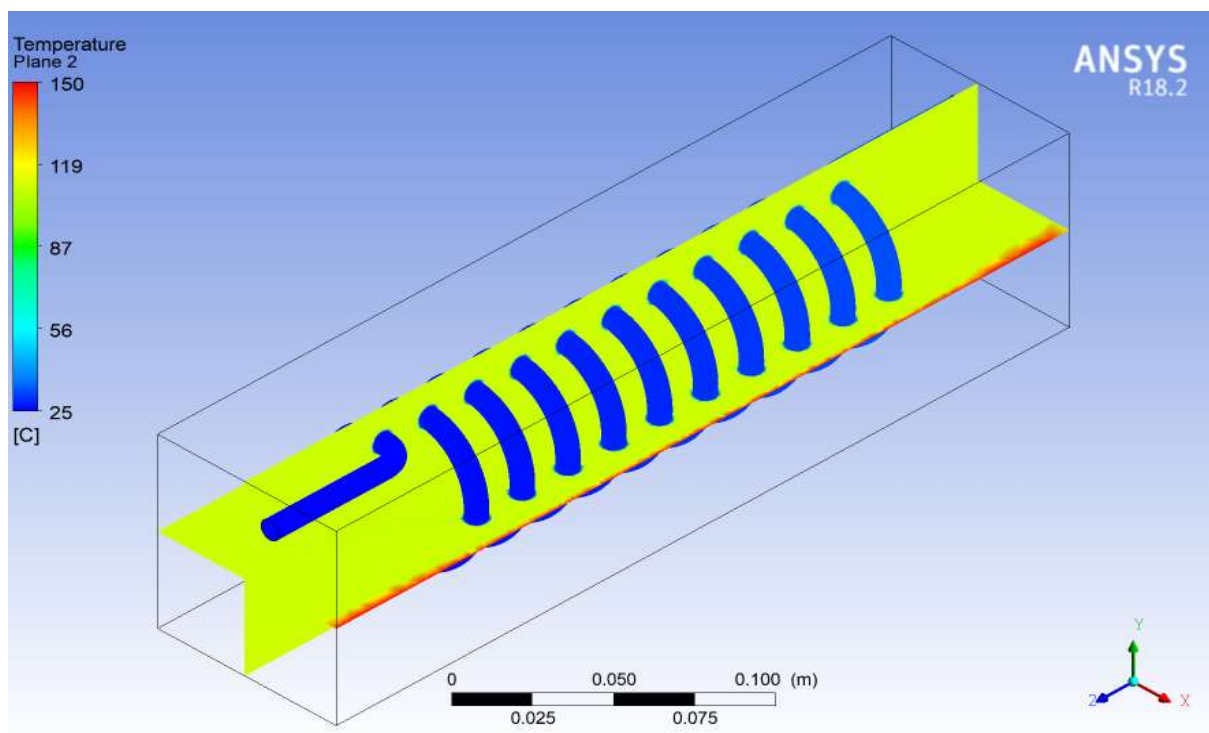


Figura 9 - Distribuição de temperaturas nos planos centrais do domínio e no interior do tubo (Vágua = 0,3 m/s).

FONTE: Arquivo pessoal (2017).

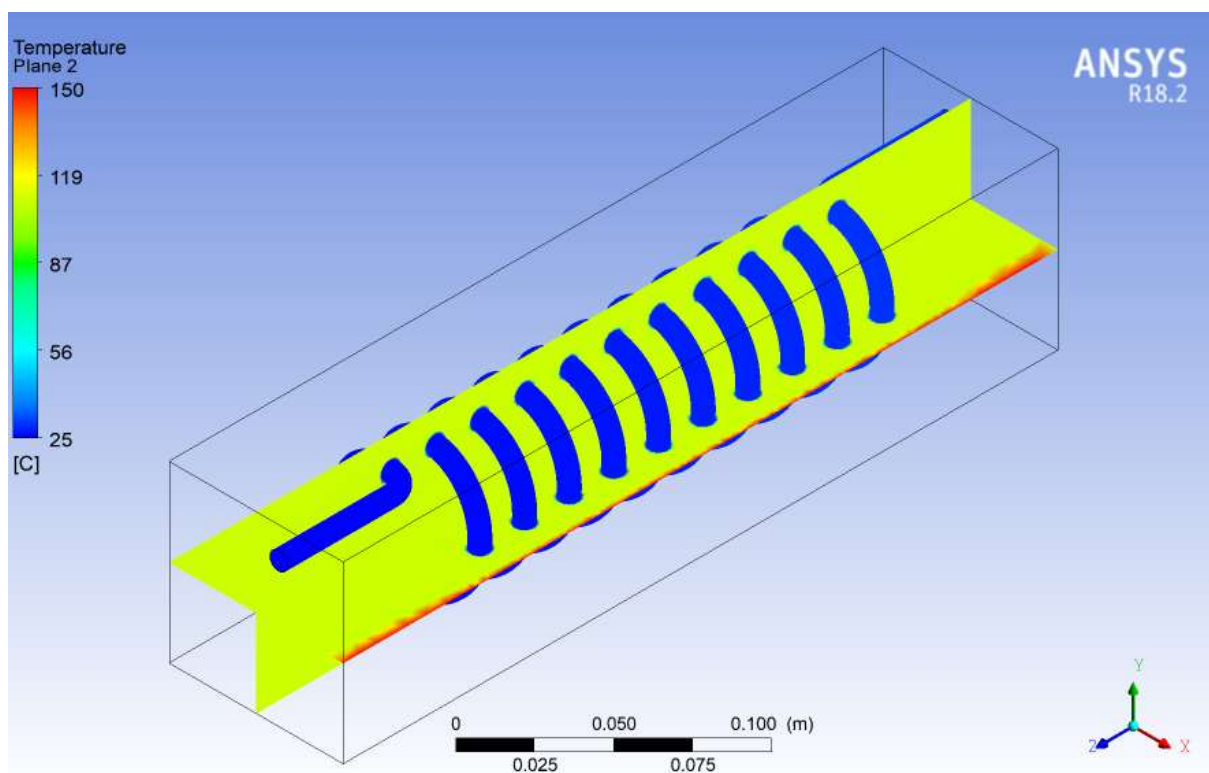


Figura 10 - Distribuição de temperaturas nos planos centrais do domínio e no interior do tubo (Vágua = 0,5 m/s).

FONTE: Arquivo pessoal (2017).

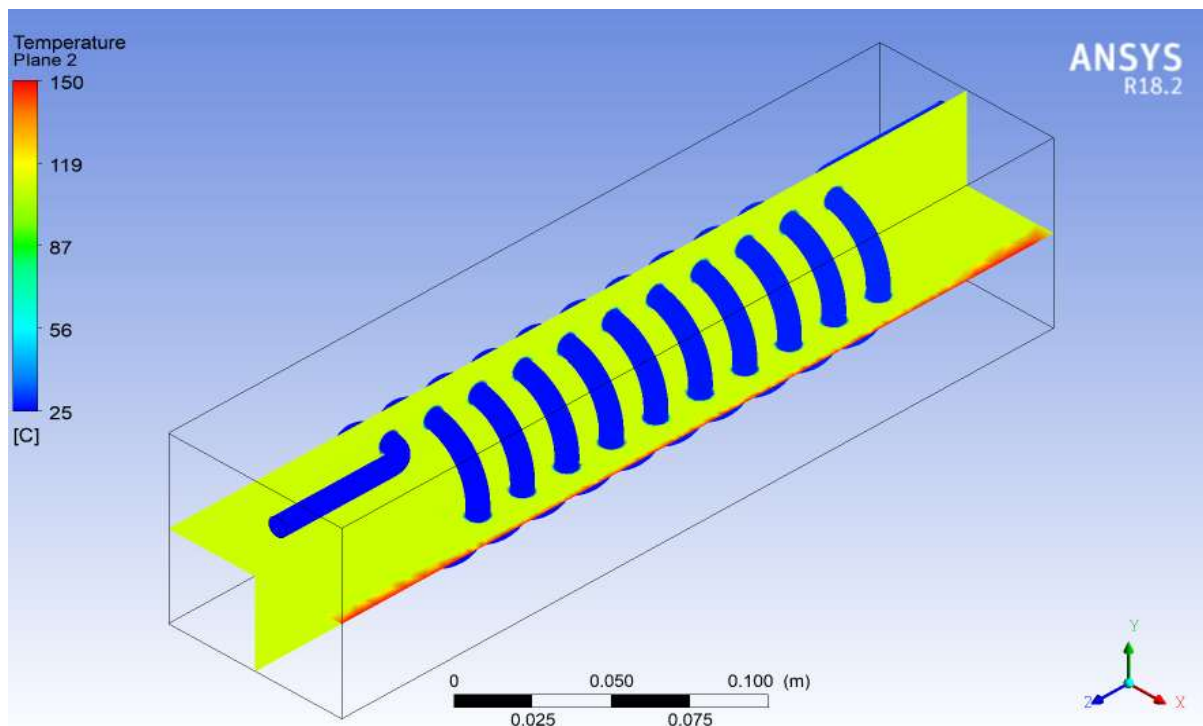


Figura 11 - Distribuição de temperaturas nos planos centrais do domínio e no interior do tubo (Vágua = 0,7 m/s).

FONTE: Arquivo pessoal (2017).

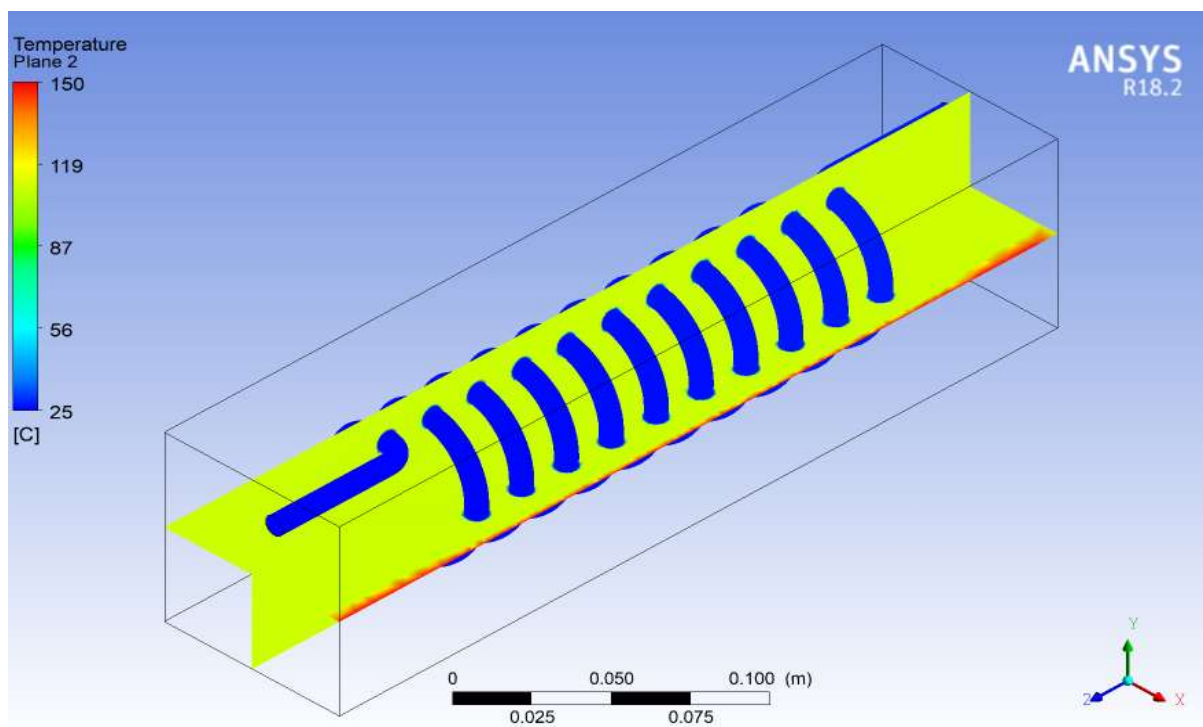


Figura 12 - Distribuição de temperaturas nos planos centrais do domínio e no interior do tubo (Vágua = 1 m/s).

FONTE: Arquivo pessoal (2017).

Na Figura 13 é representado de forma mais detalhada a parede que foi simulada como fonte de calor a 150 °C.

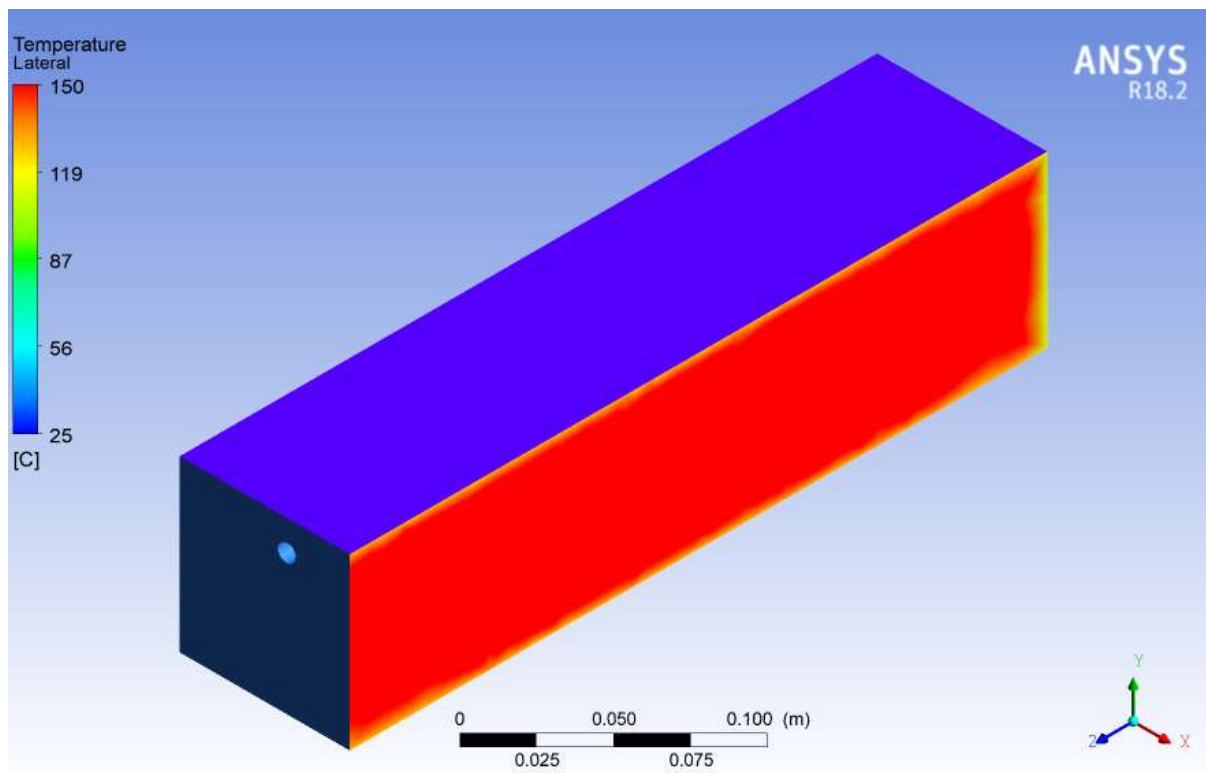


Figura 13 - Detalhe da parede lateral simulada como fonte de calor.
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

Em todas essas figuras mencionadas acima (FIGURAS 8, 9, 10, 11, 12 e 13), é possível notar nas proximidades da parede lateral a temperatura mais elevada, onde ocorre o fluxo de calor mais visível para o óleo. No entanto essa troca de calor não se deu de forma notória ao longo do reservatório, pois a temperatura do óleo se estabiliza e se mantém constante.

Com relação à pequena variação de temperatura, um dos fatores que deve ser considerado é o número de nós que o programa suporta na confecção da malha, que no caso do presente estudo é limitada à 512 mil, por se tratar de uma versão estudantil.

Nas Figuras 14 e 15 é possível observar em detalhe a variação da temperatura na camada limite do óleo próximo a serpentina.

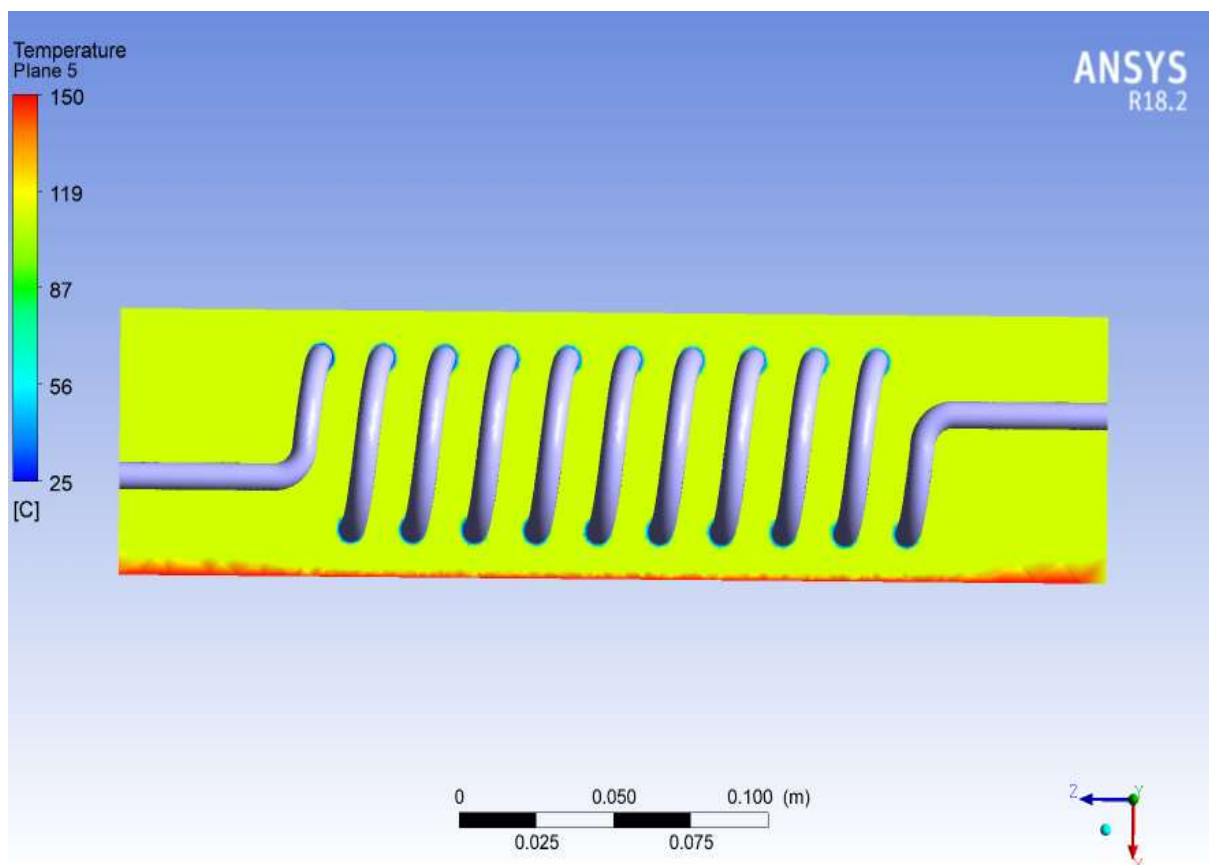


Figura 14 - Plano na região de variação térmica entre serpentina e óleo.
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

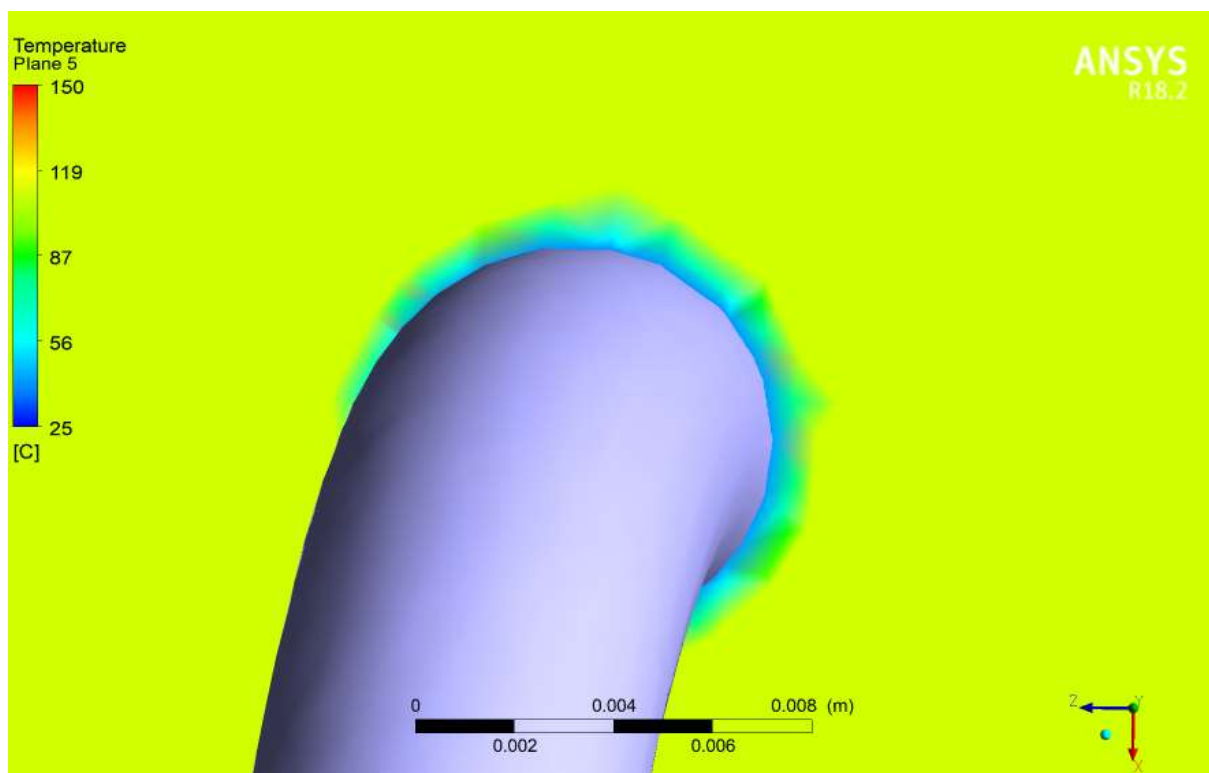


Figura 15 - Zoom do plano na região de variação térmica entre serpentina e óleo.
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

Apesar da troca ficar mais visível no detalhe do zoom (FIGURA 15), é possível notar que em relação ao volume total o fluxo de calor é mínimo, não sendo suficiente para baixar visivelmente a temperatura do óleo.

As viscosidades dos líquidos são fortemente afetadas pela temperatura (FOX et al., 2014), como está representado na Figura 16, onde é possível visualizar que houve fluxo de calor no óleo capaz de estabilizar a viscosidade desse no decorrer do tanque.

Posteriormente foi analisado individualmente a distribuição da temperatura da água ao longo do tubo do trocador de calor, para as diferentes velocidades. Importante ressaltar que nas Figuras a seguir a escala de temperatura está considerando a propriedade local da água, ou seja, a temperatura do óleo não foi considerada nessa escala. Esse recurso do programa, nos permite analisar mais detalhadamente um comportamento individual do fluido.

Nas Figuras 16, 17, 18, 19 e 20, observa-se mais claramente o aumento da temperatura da água, onde a maior variação ocorre quando se tem a água escoando com menor velocidade (0,1 m/s).

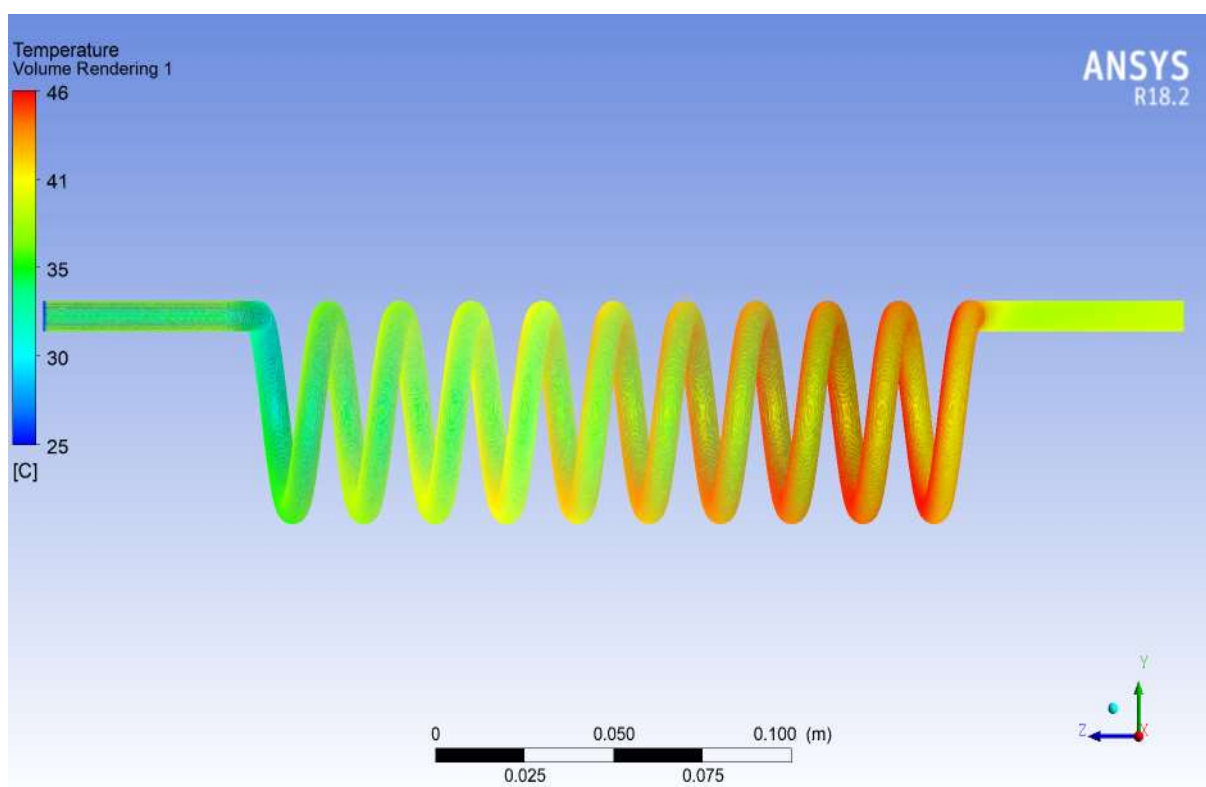


Figura 16 - Distribuição de temperaturas no interior do tubo (Vágua = 0,1 m/s).
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

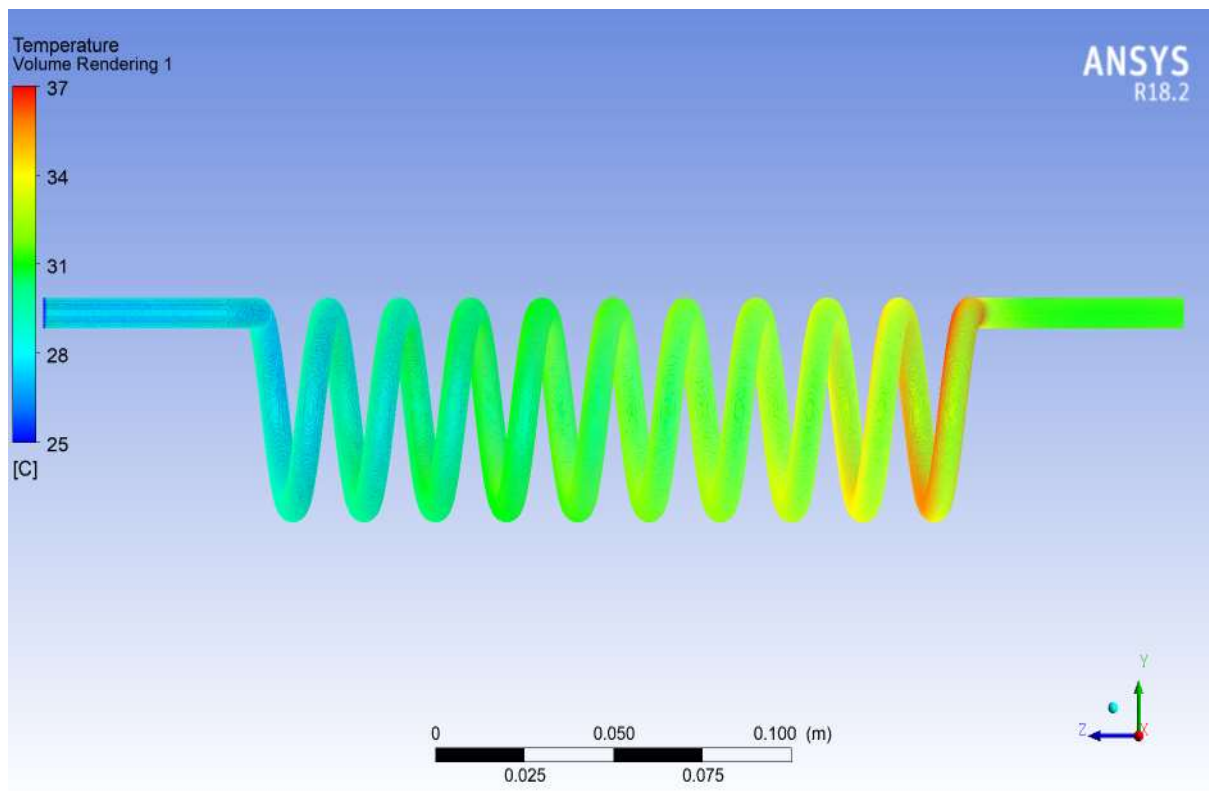


Figura 17 - Distribuição de temperaturas no interior do tubo (Vágua = 0,3 m/s).
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

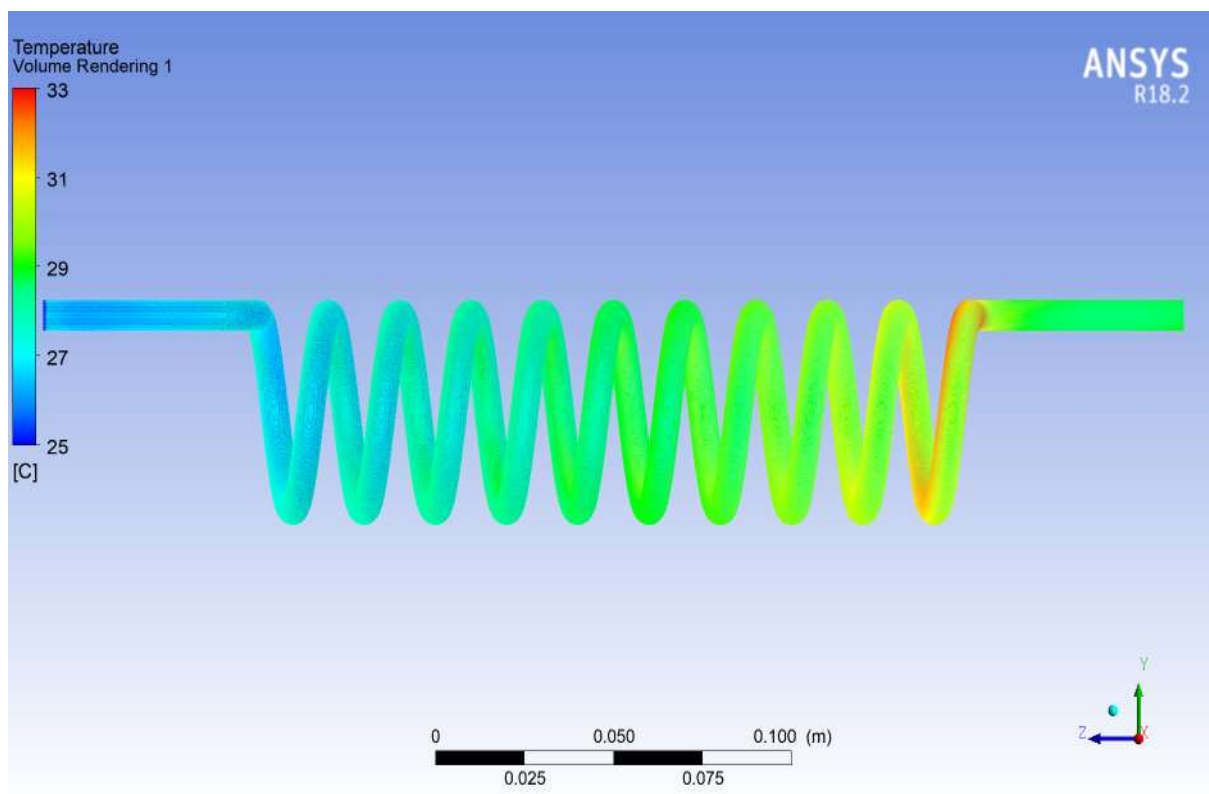


Figura 18 - Distribuição de temperaturas no interior do tubo (Vágua = 0,5 m/s).
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

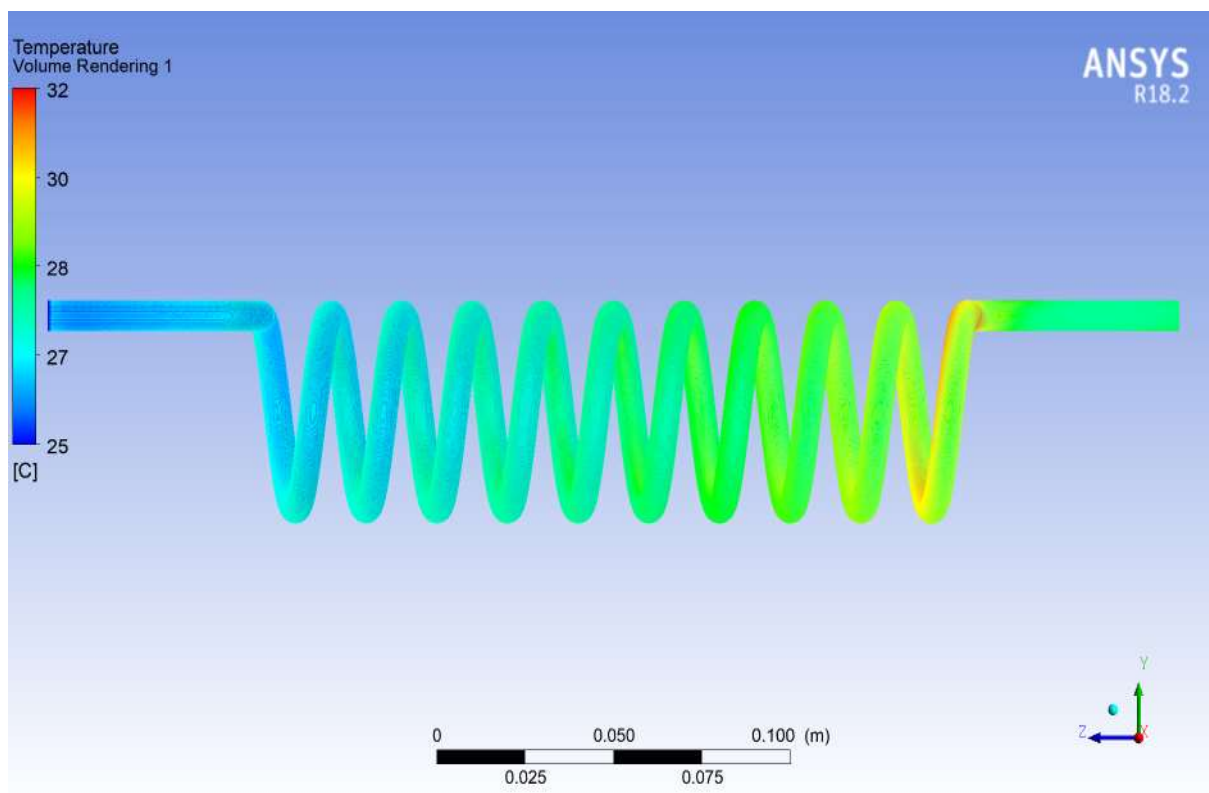


Figura 19 - Distribuição de temperaturas no interior do tubo (Vágua = 0,7 m/s).
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

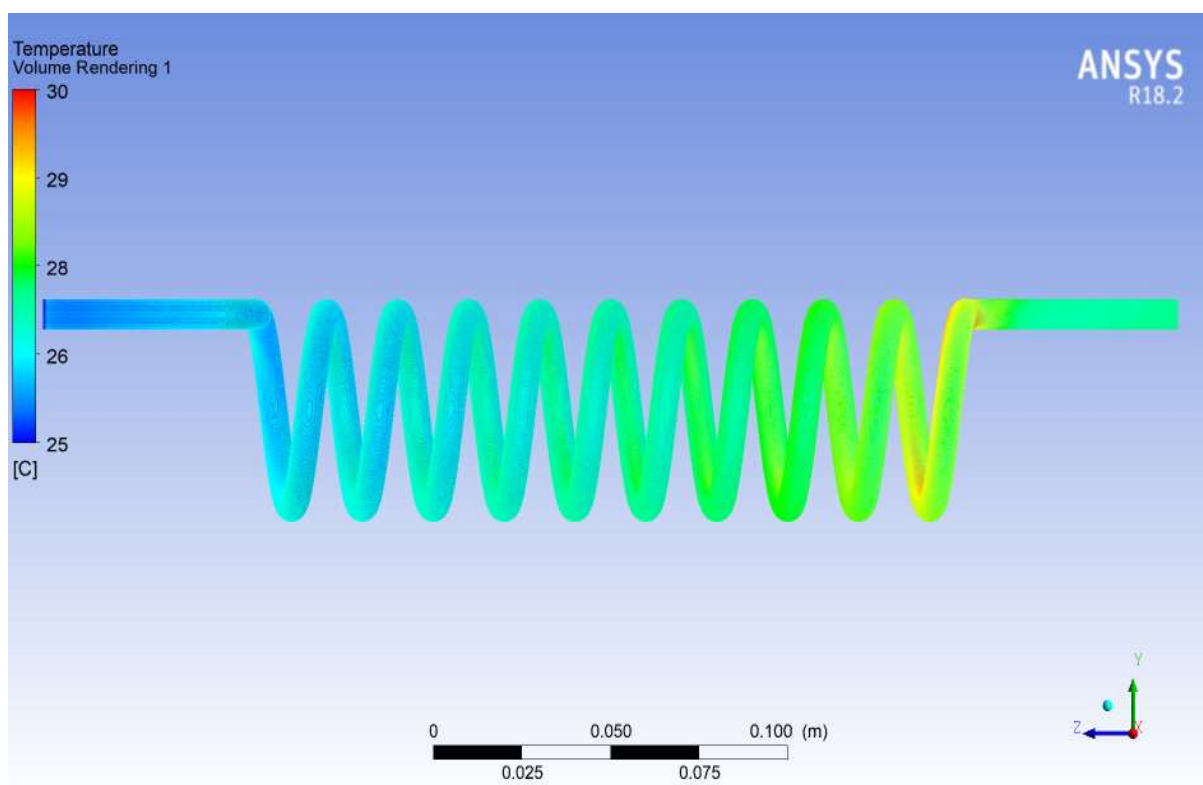


Figura 20 - Distribuição de temperaturas no interior do tubo (Vágua = 1,0 m/s).
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

É possível observar que o ponto máximo da temperatura da água não é no trecho reto de saída, por se tratar desse ter o primeiro contato com o óleo, e sim na última espira anterior a este trecho, devido essa última espira causar maior resistência no escoamento do óleo.

Para a velocidade de 1 m/s (FIGURA 20), nota-se que a água teve menor variação de temperatura no decorrer do tubo. Por se tratar de uma velocidade maior, a água tem menos tempo para receber calor do óleo.

Apesar da velocidade de escoamento maior (1 m/s) da água apresentar uma menor temperatura na saída, é nessa velocidade que se tem a maior taxa de fluxo de calor. Esse resultado pode ser observado nas Figuras 21 e 22, que mostra o fluxo de calor para a menor e maior velocidade respectivamente.

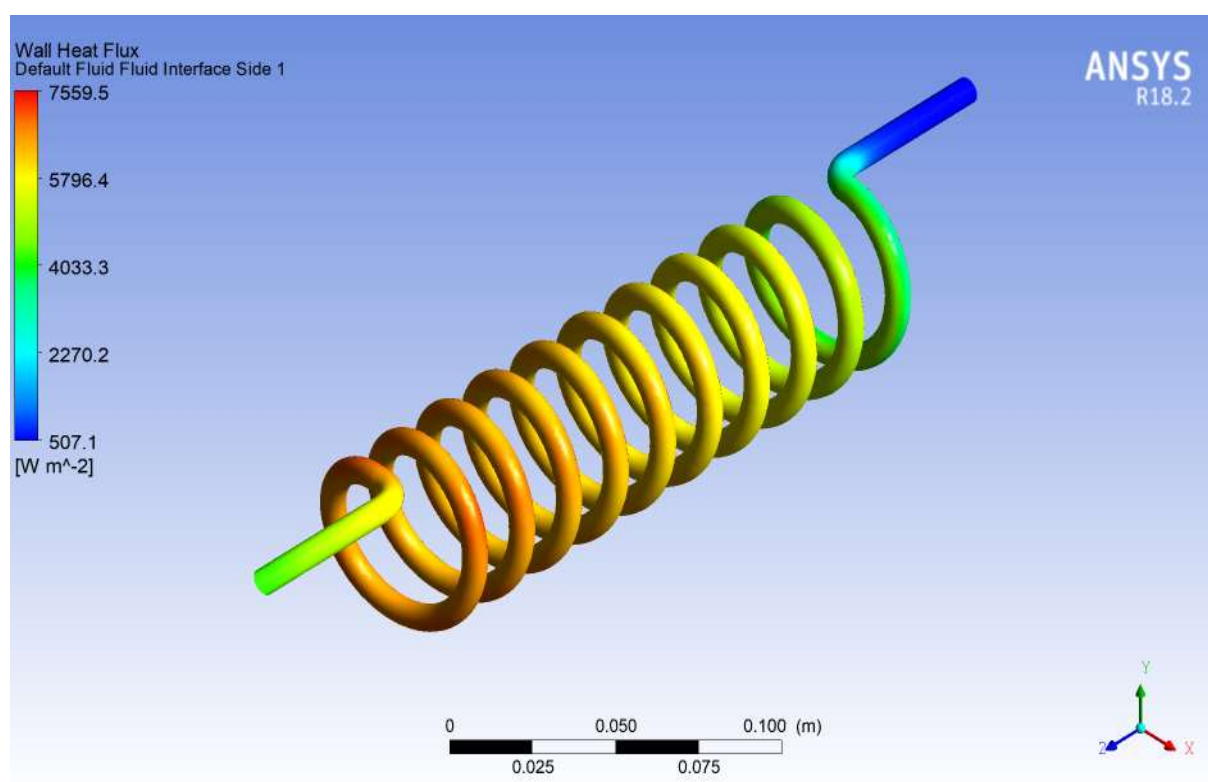


Figura 21 - Fluxo de calor no tubo (Vágua = 0,1 m/s).
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

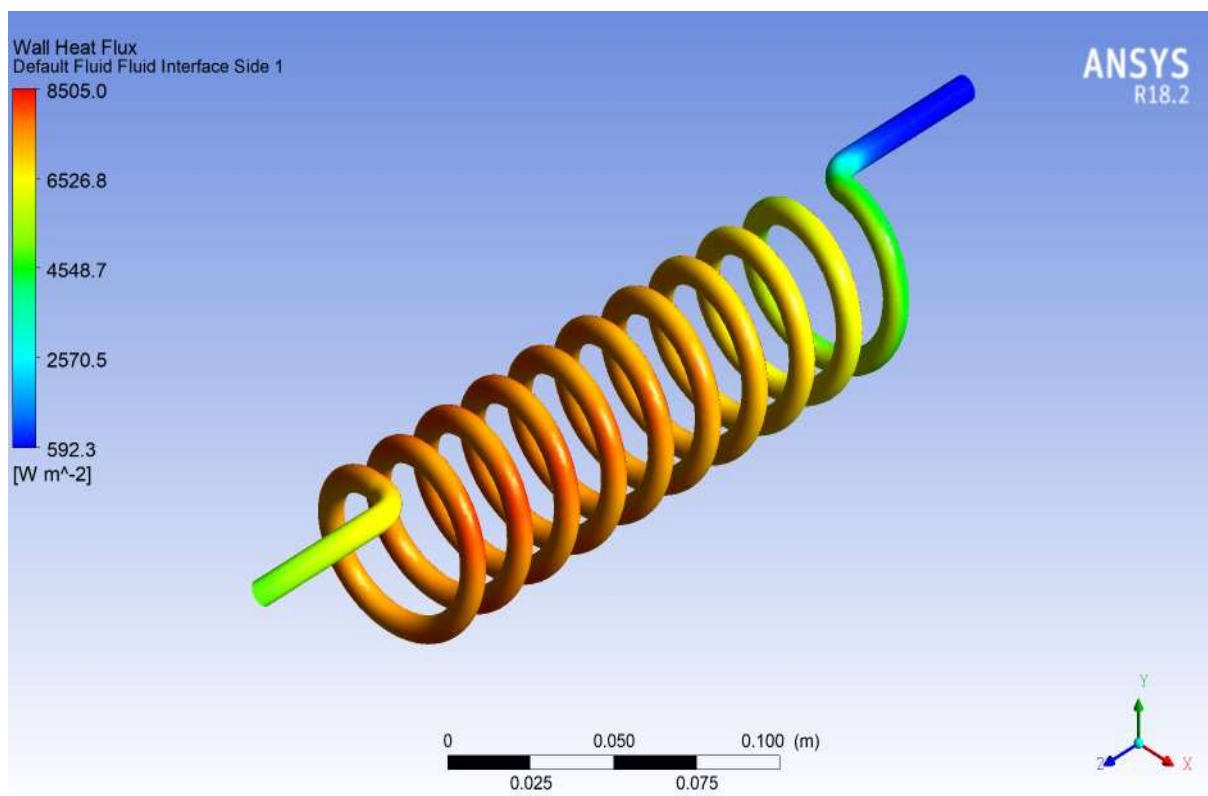


Figura 22 - Fluxo de calor no tubo (Vágua = 1 m/s).
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

Essa maior taxa de fluxo de energia, é decorrente do maior coeficiente de transferência por convecção na maior velocidade.

As Figuras 23 e 24 ilustram os pontos de coleta de dados utilizados para plotagem dos Gráficos 1 e 2, que apresentam a variação da temperatura e fluxo de calor respectivamente para todas as velocidades.

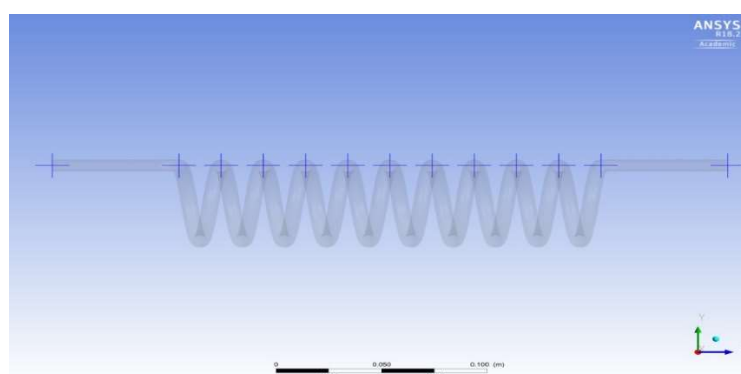


Figura 23 - Vista lateral do tubo do trocador de calor, identificando os pontos utilizados para a medição da temperatura e fluxo de calor.
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

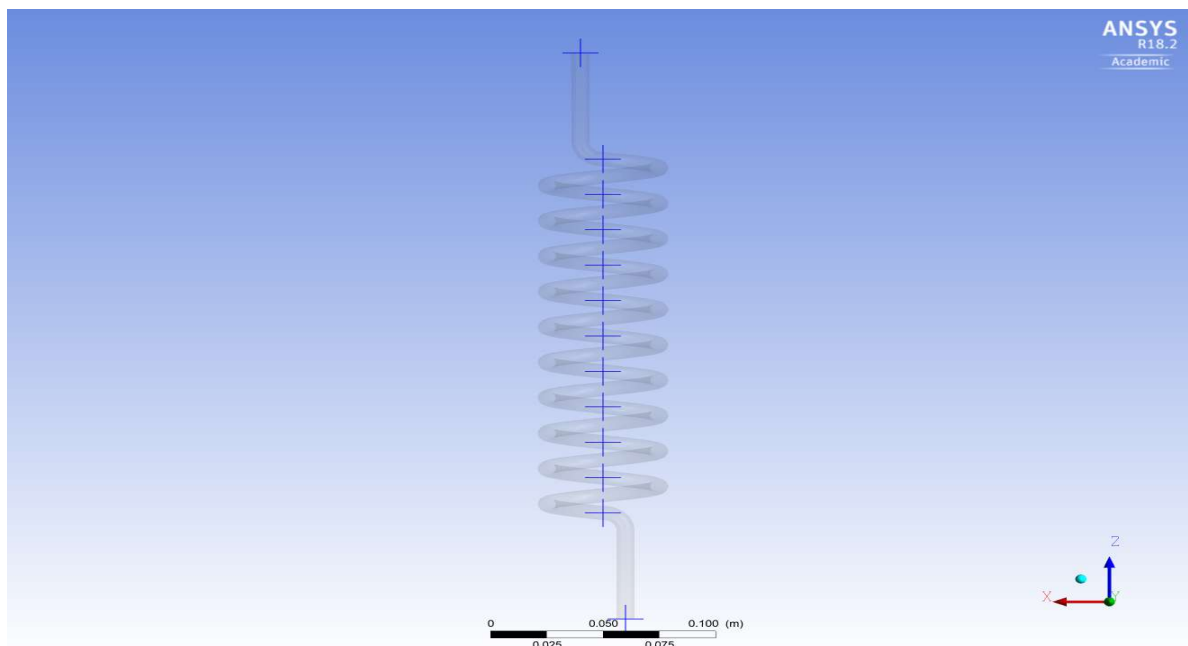
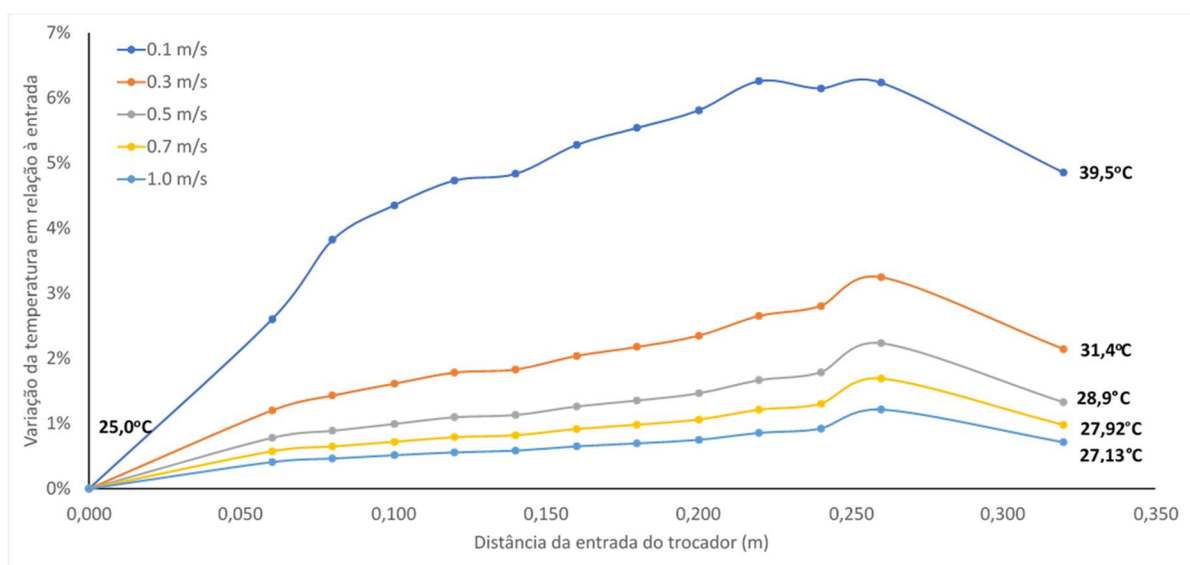


Figura 24 - Vista superior do tubo do trocador de calor, identificando os pontos utilizados para a medição da temperatura e fluxo de calor.
FONTE: Arquivo pessoal (2017).

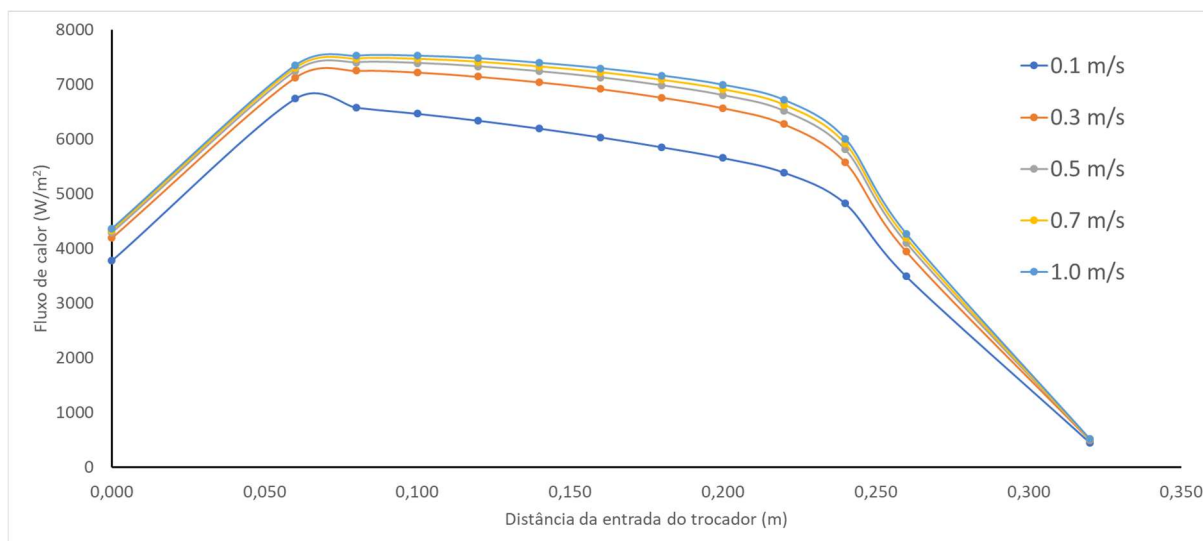
Esses pontos (FIGURAS 24 e 25) serviram como base para elaboração e plotagem dos gráficos 1 e 2.

Gráfico 1 - Variação da temperatura ao longo do tubo para as diferentes velocidades da água



FONTE: Arquivo pessoal (2017).

Gráfico 2 - Variação do fluxo de calor na parede ao longo do tubo para as diferentes velocidades da água



FONTE: Arquivo pessoal (2017).

Analisando o gráfico 1 observa-se que para a menor velocidade simulada (0,1 m/s) o ΔT da água se deu em torno de 14,46 °C, já para a maior velocidade esse ΔT foi apenas de 1,7 °C. Estes resultados indicam que apesar de não haver variação significativa na temperatura do óleo, ocorreu transferência de calor do óleo para a água.

O gráfico 2 mostra o fluxo de calor para as 5 velocidades ao longo de todo o comprimento da serpentina, onde é possível observar que quanto maior a velocidade de escoamento, maior é o fluxo de calor. Isso se dá pelo fato de haver um aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção.

6 CONCLUSÕES

Neste Capítulo são apresentadas as principais conclusões sobre o presente estudo, bem como, as recomendações para trabalhos futuros, mostrando pontos onde pode ser melhorado ou estudado mais profundamente.

6.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

- Conclui-se que houve variação de temperatura da água ao longo da serpentina, o que comprova que ocorreu troca térmica.
- Apesar de comprovada, a troca térmica não causou um efeito significativo na temperatura do óleo, mas foi suficiente para mantê-lo à 110 °C, não permitindo que o calor da fonte quente o aquecesse ao longo do tanque.
- Observou-se que quanto maior a velocidade de escoamento da água, menor é a variação de temperatura entre sua entrada e saída.
- A taxa de fluxo de calor foi maior para a água à 1 m/s, pois há um aumento do coeficiente de transferência por convecção, além de um aumento da diferença de temperatura entre fluido quente e fluido frio.

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Simular com um pacote completo do software.
- Realizar simulações com geometrias de resfriadores diferentes.
- Considerar um agitador mecânico no óleo.
- Considerar outros materiais para o resfriador.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CASTRO Denis. R Figueira de, CHAVES Carlos A., CAMARGO José Rui, LAMAS Wendell de Queiroz. **Simulação Cfd Para Análise De Desempenho De Trocador De Calor Com Tubos Helicoidais**. Artigo publicado no congresso internacional de cooperação universidade-indústria, Universidade de Taubaté UNITAU, 2012.

CÓSTOLA, Daniel. Ventilação por ação do vento no edifício: procedimentos para quantificação. Dissertação de Mestrado, catálogo USP. São Paulo, 2006.

ÇENGEL, Y.A, BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7º Ed. São Paulo: Editora McGraw Hill, 2013.

CFD ANSYS User Guide. Versão 18.2 estudante.

DA COSTA, Isabella Eiroz, MENDONÇA, Aline De Campos, FORNE, Grazielle Tupina Arbiol. **Análise Da Eficiência Energética Entre Chicanas Tubulares Verticais E Serpentina Em Espiral No Aquecimento De Uma Solução Concentrada De Sacarose Em Um Tanque Equipado Com Impulsor Axial**. Artigo publicado no congresso nacional de iniciação científica. Universidade Santa Cecília. SP, 2012.

FDE, **trocadores tipo serpentina**, acervo digital, 2017. Disponível em: < <http://www.serpentine.it/produzione-acciaio.htm>>. Acesso em: 02 mai. 2017.

FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2014. **Introdução à Mecânica dos Fluidos Computacional**. 8º Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

GONÇALVES, N. D. F. **Método dos Volumes Finitos em Malhas Não-Estruturadas**. Departamento de Matemática Aplicada / Departamento de Matemática Pura Faculdade de Ciências da Universidade do Porto. Tese de mestrado, 2007.

HAGEDORN, D. W. Prediction of Batch Heat Transfer Coefficients for Pseudoplastics Fluids in Agitated Vessels, Newark College of Engineering, (tese), New Jersey, USA, 1965

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6º. ed. Rio de Janeiro: LTC (Livros Técnicos e Científicos). Editora S.A., 2008.

JAYAKUMAR, J. MAHAJANE, S. MANDAL, J. VIJAYANM P. BHOIA, R, **Experimental and CFD Estimation of Heat Transfer in Helically Coiled Heat Exchangers**. Chemical Engineering Research and design 86, 2008.

JAIMES, R., NUNHEZ, J.R. **Implementação de um Modelo com o Uso de Cfd para a Obtenção de uma Correlação do Número de Nusselt em Tanques de Mistura com Serpentinhas Helicoidais**. Universidade Estadual de Campinas. UNICAMP, 2014.

KERN, D. Q. **Processos de Transmissão de Calor**, Trad. Adir M. Luiz, Rio de Janeiro, RJ, Editora Guanabara, 1999.

LOPES, Marcilio Dias. **Comparação Experimental Da Troca Térmica Entre Tanque Com Serpentina Helicoidal E Com Chicana Tubular, Para Impedidor Radial E Axial**. Tese de mestrado. Universidade Santa Cecília. SP, 2013.

LUDWIG, E. E. **Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants**, Volume 1, 4th Edition, Houston, TX, USA, Gulf Professional Publishing Company, 2007.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. LTC, Rio de Janeiro, 1995.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional** 2nd ed. LTC, Rio de Janeiro, 2005.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

MOHAN, P.; EMERY, A. N.; AL-HASSAN, T. **Heat Transfer to Newtonian Fluids in Mechanically Agitated Vessels**, Experimental Thermal and Fluid Science, NY, USA, Elsevier Science Publishing Co., 1992.

PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. Ed. Hemisphere Pub. Co., New York, 1980.

PEIXOTO, Simone Maria Coimbra. **Escolha De Arranjos Preferenciais De Serpentinhas Internas Em Tanques De Mistura Utilizando A Dinâmica Computacional**. Universidade Estadual De Campinas. SP, 1998.

PIMENTA, T.A. **Estudos de Transferência e Escoamento em Fluidos Newtonianos e não Newtonianos em um Tubo Helicoidal**. Portugal. 340p Tese (Mestrado em engenharia). Universidade do Porto, 2010.

PROCEL Industrial, **Bombas Guia Básico**. Ed. Link Design, Brasília, 2009.

PETERA, K.; DOSTÁL, M.; RIEGER, F. **Transient Measurement of Heat Transfer Coefficient in Agitated Vessel**, Department of Process Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Czech Republic, 2008

SKF Motion e Control, **Rolamentos**, Catálogo, 2017. Disponível em: <<http://www.skf.com/br/>>. Acesso em: 02 mai. 2017.

SOLIDWORKS User Guide. Versão 2013.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. Harlow: Longman Scientific & Technical, (1995)