



Pedro Alex dos Santos

**DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR PARA
UMA DOBRADEIRA HIDRÁULICA**

**Horizontina
2015**

Pedro Alex dos Santos

**DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR PARA UMA
DOBRADEIRA HIDRÁULICA**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Adriano Roberto Carotenuto, Dr.

Horizontina

2015

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

“Dimensionamento de um trocador de calor para uma dobradeira hidráulica”

Elaborada por:

Pedro Alex dos Santos

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 13/11/2015
Pela Comissão Examinadora**

**Dr. Adriano Roberto Carotenuto
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Dr. Ademar Michels
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Me. Anderson Dal Molin
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina
2015**

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho aos meus pais, minha esposa, meus amigos, professores e colegas, que de uma forma ou de outra, me auxiliaram, tornando esse sonho possível.

AGRADECIMENTOS

A esta Faculdade, seu corpo docente, direção e administração, que oportunizaram, através de dedicação, seriedade e fé em cada aluno, a visão privilegiada de um horizonte sem fim e de infinitas possibilidades.

Agradeço aos meus pais, Valderi José dos Santos e Rita de Lurdes Cavalheiro dos Santos, pela dedicação e luta para que eu tivesse o estudo que eles não puderam ter.

Agradeço à minha esposa, Silvana Zauza, por compreender a minha ausência, ser a companheira de todas as horas e acreditar no meu sonho.

Agradeço a todos os professores, que nos serviram com louvor, e nos ensinaram que, além de todas as teorias e regras existentes, o bom senso continua sendo um fator decisivo no meio acadêmico e fora dele.

“Talvez não tenha conseguido fazer o melhor,
mas lutei para que o melhor fosse feito. Não sou
o que deveria ser, mas Graças a Deus, não sou
o que era antes”.

(Marthin Luther King)

RESUMO

Com a globalização surge a necessidade de produzir produtos e serviços com qualidade, custos reduzidos, maior eficiência e melhor aproveitamento de recursos. No ambiente industrial, o trocador de calor é usado tanto para aproveitamento de energias, como para dissipação de calor e resfriamento de fluidos. O objeto da pesquisa em questão, é a baixa performance de uma máquina dobradeira em dias quentes, temperatura elevada do óleo com vazamentos no circuito, causando transtornos e perdas produtivas. Com base nisto buscou-se, além de apresentar o conceito e tipos de trocadores de calor, definir os parâmetros de trabalho e dimensionar um equipamento para a dobradeira hidráulica em questão. Dentre os métodos citados pela bibliografia, o método DTML (Diferença da Temperatura Média Logarítmica) foi o adotado, visto que as temperaturas de entrada e saída dos fluidos são conhecidas e/ou poder ser adotadas. Buscaram-se na literatura pertinente, as informações necessárias para o dimensionamento levando em consideração as temperaturas dos fluidos quente e frio, bem como as dimensões que servem de base para o cálculo e definição do trocador. Durante o desenvolvimento do projeto foi possível conhecer a abrangência do assunto e as variáveis necessárias para resolução do problema de pesquisa, sendo que o resultado final da área encontrada servirá de base para aquisição de um equipamento comercial. Também foi usado o demo do software *Engineering Equation Solver – EES* na resolução dos cálculos, visando o cruzamento das informações obtidas.

Palavras-chave: dimensionamento – trocador de calor – dobradeira hidráulica.

ABSTRACT

With the globalization, the need rises to produce the goods and services with quality, lower costs, greater efficiency and better use of resources. Within the industry, the heat exchanger is used both for utilization of energy, heat dissipation processes, such as cooling fluid. The object of research in question refers to the low performance from a bending machine during the hot days, high temperature of the hydraulic oil, which in addition to the leaks in the hydraulic system, causing disorder and production losses. Based on this, we tried to introduce the concept and types of heat exchangers, set the working parameters and sizing equipment for hydraulic bending machine in question, adopting the DTML method (Mean Temperature Difference logarithmic). They were sought in the literature, the necessary information for the design taking into account the temperatures of hot and cold fluids as well as the dimensions that are the basis for calculating and defining the exchanger. During the development of this project was possible to know the scope of the subject and the variables necessary for resolution of the research problem, and the final result found the area as a basis for acquiring a commercial equipment. It was also used the demo software Engineering Equation Solver - EES to solve the equations, targeting the intersection of information obtained.

Keywords: sizing - heat exchanger - hydraulic bending machine.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de um trocador de calor casco e tubo.....	16
Figura 2 Trocador de calor de placa e quadro para líquidos.....	17
Figura 3 Trocador de calor de placa aletada.....	17
Figura 4 – Correntes paralelas e contra correntes.....	18
Figura 5 – a) sem mistura. b) com mistura.....	19
Figura 6 – Fator de correção para um trocador de correntes cruzadas e fluidos não misturados.....	23
Figura 7 – Diagrama de Moody.....	24
Figura 8 –Gráfico da Eficiência da aleta.....	26
Figura 9 – Montagem do trocador de calor.....	31

ÍNDICE DE QUADROS

Q	- Taxa de transferência de calor (W);
U	- Coeficiente global de transferência de calor (W/m ² .K);
A	- Área de troca térmica (m ²);
ΔT_{ml}	- Diferença média de temperatura logarítmica dos fluidos (K);
\dot{m}_f e \dot{m}_q ,	- Taxas de escoamento de massa dos fluidos (kg/s);
Cp_f e Cp_q ,	- Calor específico dos fluidos (J/kg.K);
$T_{q,e}$	- Temperatura de entrada do fluido quente (K);
$T_{f,s}$	- Temperatura de saída do fluido frio (K);
$T_{q,s}$	- Temperatura de saída do fluido quente (K);
$T_{f,e}$	- Temperatura de entrada do fluido frio (K);
h_i	- Coeficiente de convecção interna (W/m ² .K);
A_i	- Área interna da parede que separa os dois fluidos (m ²);
h_e	- Coeficiente de convecção externa (W/m ² .K);
A_e	- Área externa da parede que separa os dois fluidos (m ²);
k	- Condutividade térmica do material (W/m.K);
D_e	- Diâmetro externo do tubo (m);
D_i	- Diâmetro interno do tubo (m);
L	- Comprimento (m);
ΔT_1	- Diferença de temperatura entre a entrada do fluido quente e a saída do fluido frio (K);
ΔT_2	- Diferença de temperatura entre a saída do fluido quente e a entrada do fluido frio (K);
F	- Fator de correção;
V_m	- Velocidade média do fluido (m/s);
h	- Coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m ² .K);
T_b	- Temperatura da superfície da base (K);
η_o	- Eficiência global da superfície aletada (adimensional);

ν	- Viscosidade cinemática do fluido (m ² /s);
Re	- Reynolds (número adimensional);
Pr	- Prandt (número adimensional);
Nu	- Nusselt (número adimensional);
ST	- Passo dos tubos na horizontal (m);
V	- Velocidade de escoamento dos fluidos (m/s);
D	- Diâmetro (m);
μ	- Viscosidade dinâmica do fluido (m ² /s);
A_f/A	- Área total da superfície aletada pela área total (m ²);
η_f	- Eficiência de uma única aleta (adimensional);
t	- Espessura da aleta (m);
R_2	- Raio da aleta (m);
r_1	- Raio externo do tubo (m).
$L_{tubulação}$	- Comprimento da tubulação (m).
n	- número de tubos (quantidade).

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	JUSTIFICATIVA.....	13
1.2	OBJETIVOS.....	14
1.2.1	OBJETIVO GERAL	14
1.2.2	OBJETIVOS ESPECIFICOS	14
2	REVISÃO DA LITERATURA: CONCEITO E CLASSIFICAÇÃO	15
3	EQUACIONAMENTO UTILIZADO PARA O DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR	20
3.1	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	20
3.2	BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA.....	20
3.3	MÉTODO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA	21
3.4	FATOR DE CORREÇÃO EM TROCADORES MULTIPASSE E ESCOAMENTO CRUZADO	22
3.5	ESCOAMENTO LAMINAR E TURBULENTO EM TUBOS.....	23
3.6	EFICIÊNCIA DA ALETA.....	26
4	MÉTODOLOGIA	29
4.1	INSTALAÇÃO DO SISTEMA E TROCADOR DE CALOR.....	30
5	APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	32
5.1	DADOS ESPECIFICADOS	32
5.2	BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA.....	34
5.3	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO INTERNA	34
5.4	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM ALETAS.....	35
5.5	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO EXTERNA	35
5.6	DETERMINAÇÃO DA ÁREA DE TRANSFERÊNCIA ATRAVÉS DA DTML	36
6	CONCLUSÕES	38
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	39

1 INTRODUÇÃO

Com o crescente aumento do número de empresas e da competitividade acirrada, os processos exigem maior eficiência despendendo menores custos e maior aproveitamento dos recursos. Das diversas possibilidades abrangidas pelas empresas, a instalação de trocadores de calor para aproveitar a energia térmica de processos é uma opção bastante utilizada. Além do aproveitamento de energia, há casos em que o trocador é utilizado para diminuir a temperatura, mantendo os equipamentos operando dentro dos padrões nominais e da vida útil dos componentes.

Dentre as diversas máquinas que existem em uma empresa metalúrgica, as dobradeiras hidráulicas são dotadas de um sistema hidráulico robusto, que trabalham com variações frequentes de pressões, num longo período de tempo, causando aquecimento dos componentes e do fluido hidráulico das mesmas. Visando efetuar o arrefecimento do fluido hidráulico e objetivando as melhorias na eficiência energética dos processos, surge a necessidade da implantação de um trocador de calor.

Para realizar uma escolha correta do tipo de trocador a ser instalado, faz-se necessária uma análise das necessidades específicas do processo, dos equipamentos, projeto, custos envolvidos na implantação e manutenção, bem como comparativos de eficiência energética.

Visando conhecer mais sobre os trocadores de calor e entender sobre os fenômenos de transferência de calor envolvendo o estudo proposto, bem como abordar de uma forma correta a análise e o dimensionamento desses equipamentos, foram consultadas algumas bibliografias da área, como livros, dissertações, manuais de máquinas e dados técnicos de fornecedores, facilitando o comparativo dos trabalhos e teorias já conhecidas e trabalhadas em estudos anteriores.

Através dos dados levantados e da pesquisa bibliográfica foi possível definir uma das metodologias padrões citados por autores como Çengel e Ghajar (2012), para cálculo dimensional de trocadores de calor. Também serviram para facilitar o entendimento, trabalho semelhante desenvolvido por Mattjie e Ristof (2013), que apresentou o projeto de um trocador de calor para resfriamento do fluido de um circuito hidráulico utilizado na agricultura de precisão e efetuou o cálculo do projeto no método DTML e análise através de simulação numérica no suplemento *Flow Simulation* do *Solidworks* 2013.

Esse TFC apresenta o dimensionamento de um trocador de corrente cruzada com convecção forçada, e o equacionamento resolvido no trabalho foi inserido no Software *Engineering Equation Solver, EES (versão demo)*, que auxiliou no cruzamento das informações.

1.1 JUSTIFICATIVA

A dobradeira em questão apresenta elevada temperatura do óleo, principalmente no verão, causando baixo desempenho, vazamentos, redução da vida útil e danos aos componentes, como gaxetas, retentores, juntas, bomba, bem como perdas das propriedades do óleo e produtividade do equipamento.

Para o estudo de caso em questão, o correto dimensionamento do trocador de calor irá garantir uma melhora na troca térmica entre o óleo e o meio ambiente, diminuição da temperatura do sistema hidráulico da dobradeira, e conseqüente preservação das propriedades técnicas do óleo, aumento da vida útil dos componentes, melhora na eficiência e aumento da disponibilidade da máquina.

1.2 OBJETIVOS

Através da definição dos objetivos gerais e específicos, torna-se possível focar nas alternativas ideais para resolução do problema.

1.2.1 OBJETIVO GERAL

Este trabalho tem por objetivo geral especificar um tipo de trocador de calor para uma dobradeira hidráulica de uma empresa metalúrgica, no intuito de melhorar o desempenho do equipamento e aumentar a vida útil dos componentes, bem como manter as propriedades técnicas do óleo utilizado no equipamento.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

Como objetivos específicos:

- a) Definir os parâmetros de trabalho do trocador de calor;
- b) Dimensionar um trocador de calor que atenda os parâmetros estabelecidos;

Para que isso se tornasse possível, foram coletados dados em campo, visto as propriedades dos componentes e auxílio de bibliografia específica da área.

2 REVISÃO DA LITERATURA: CONCEITO E CLASSIFICAÇÃO

Trocador de calor é o equipamento usado sempre que houver a necessidade de efetuar a transferência de calor entre dois ou mais fluidos em temperaturas diferentes, tendendo ao equilíbrio térmico. A escolha do trocador de calor requer uma análise de vários pontos: necessidade térmica, espaço disponível, geometria, custo envolvido, vida útil, facilidade de limpeza, pressão, vazão, tipos de fluidos, etc.

Incropera e DeWitt (2003) definem os trocadores de calor como equipamentos usados para efetuar as trocas térmicas entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas, separados por uma parede sólida.

Há diversos processos/aplicações que se utilizam os trocadores de calor: aquecer, resfriar, condensar, evaporar, ferver, congelar, destilar, secar, etc, sendo necessário classificá-los, visando facilitar a escolha do equipamento ideal de acordo com a atividade exigida.

Os trocadores de calor são classificados basicamente, segundo o processo de transferência de calor, grau de compactação de superfície, tipo de construção e disposição das correntes dos fluidos. Os trocadores de calor podem ser classificados como de contato direto e de contato indireto, sendo que neste último, não há mistura dos fluidos, por estarem separados por uma superfície impermeável. O radiador do carro é um exemplo de trocador indireto, onde os dois fluidos, água e ar, estão separados por uma superfície. O de contato direto é quando os fluidos entram em contato um com o outro, como as torres de resfriamento, em que a água quente entra em contato direto com o ar frio ascendente, resfriando-a.

Çengel e Ghajar (2012) explicam que os trocadores de calor compactos são projetados para permitir uma grande superfície de transferência por unidade de volume, sendo capazes de alcançar altas taxas de transferência de calor entre os fluidos, em um pequeno volume. Os autores ainda comentam que a razão entre a área de superfície de transferência e o volume é chamada densidade de área β , e valores acima de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ classifica o trocador como compacto. Alguns trocadores de calor:

- Radiadores de automóveis $\approx 1.100 \text{ m}^2/\text{m}^3$;
- Trocadores de calor de cerâmica vitre $\approx 6.600 \text{ m}^2/\text{m}^3$;
- Os pulmões humanos $\approx 20.000 \text{ m}^2/\text{m}^3$;

O trocador de calor casco e tubos é o mais usado em aplicações industriais e é constituído de um grande número de tubos acondicionados e paralelos ao eixo do casco, sendo que um dos fluidos escoam no interior dos tubos e outro pelo lado externo dos tubos e interno do casco, como pode ser observado na figura 1.

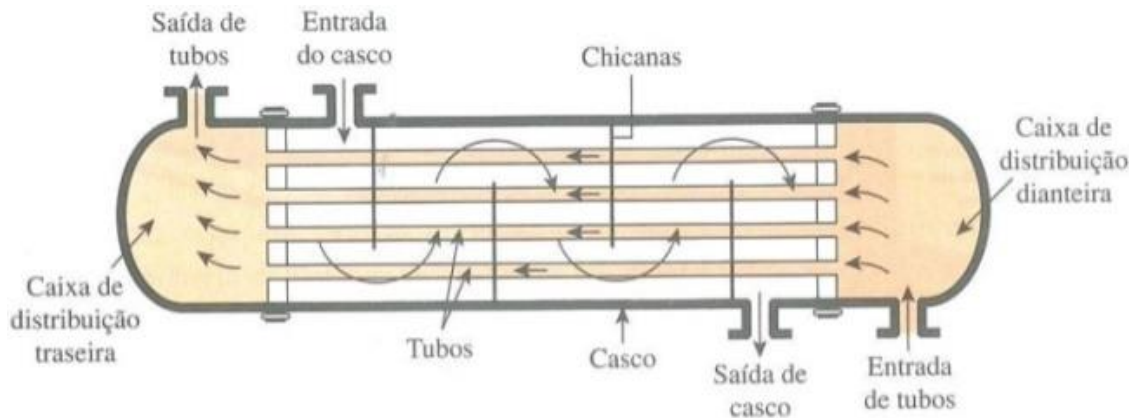


Figura 1. Esquema de um trocador de calor casco e tubo. Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p.631.

Os trocadores de calor de placas são compostos de uma série de placas planas corrugadas, com passagens para o escoamento dos fluidos. Esses equipamentos são eficientes e tem flexibilidade de aumentar com a inserção de mais placas ao conjunto, lembra que esses trocadores não suportam pressões ou temperaturas elevadas, bem como grande diferença de pressão e temperatura entre as placas. (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

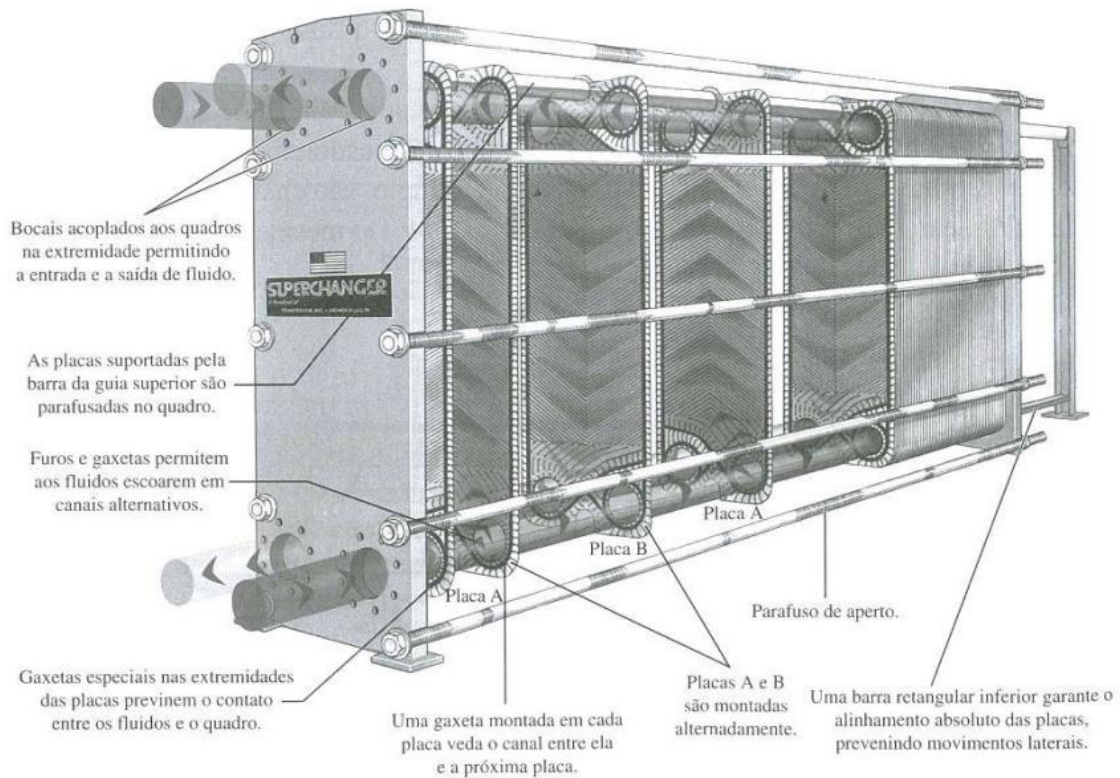


Figura 2 Trocador de calor de placa e quadro para líquidos. Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 632.

Çengel e Ghajar (2012) explicam que o fator de compacticidade pode ser aumentado com os trocadores de calor de placa aletada, sendo que os arranjos das correntes podem ser facilmente obtidos mediante orientação das aletas em cada lado da placa. As correntes podem ser: cruzadas, contracorrente, ou correntes paralelas, como pode ser visto na figura 3.

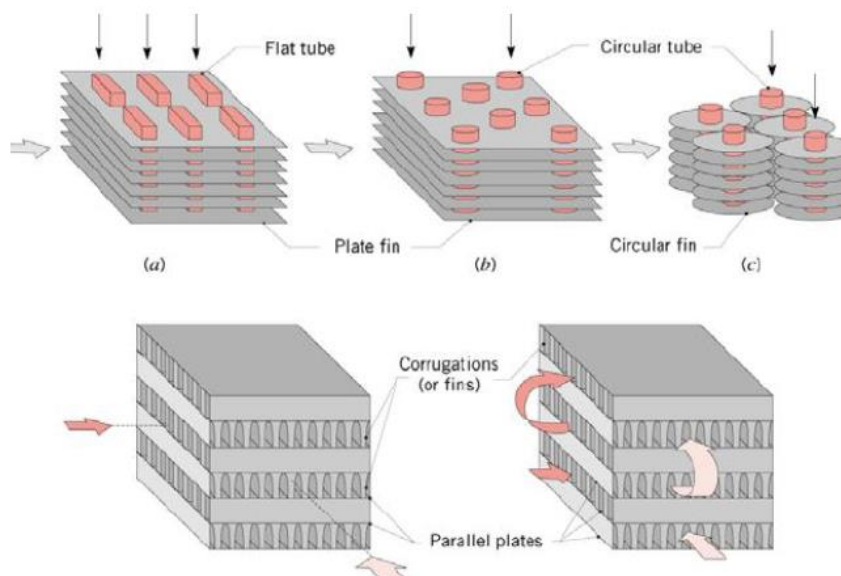


Figura 3 Trocador de calor de placa aletada. Fonte: Adaptado de Incropera e Dewitt, 2003, p. 454.

Os mesmos autores acima citados salientam que os trocadores de tubos aletados são utilizados quando há necessidade de grandes pressões, ou de superfícies extensas de um lado. Devido à grande faixa de pressão, podem ser usadas em diversas aplicações, de turbinas à gás e reatores nucleares à radiadores de carros e criogenia.

Çengel e Ghajar (2012) informam que os trocadores de calor regenerativos envolvem passagem alternada dos escoamentos dos fluidos quente e frio através da mesma área, existindo dois tipos: dinâmico e estático, onde o tipo estático é meio poroso e tem grande capacidade de armazenamento de calor, funcionando com a alternância dos fluidos de escoamento. Já o tipo dinâmico envolve um tambor rotativo e um escoamento contínuo dos fluidos durante determinado tempo, armazenando calor durante o escoamento quente e, em determinado momento, rejeitando-o através do escoamento frio.

Incropera e DeWitt (2003) lembram que os trocadores também podem ser classificados pelas disposições de correntes, sendo que as três disposições principais são: correntes paralelas, contra-correntes e correntes cruzadas.

Nos trocadores de calor de correntes paralelas, os fluidos quentes e frios entram na mesma extremidade e avançam na mesma direção. Já nos trocadores chamados de contra correntes, os fluidos quentes e frios entram em extremidades opostas do trocador de calor, fluindo também em direções opostas. Os dois casos citados podem ser vistos na figura 4.

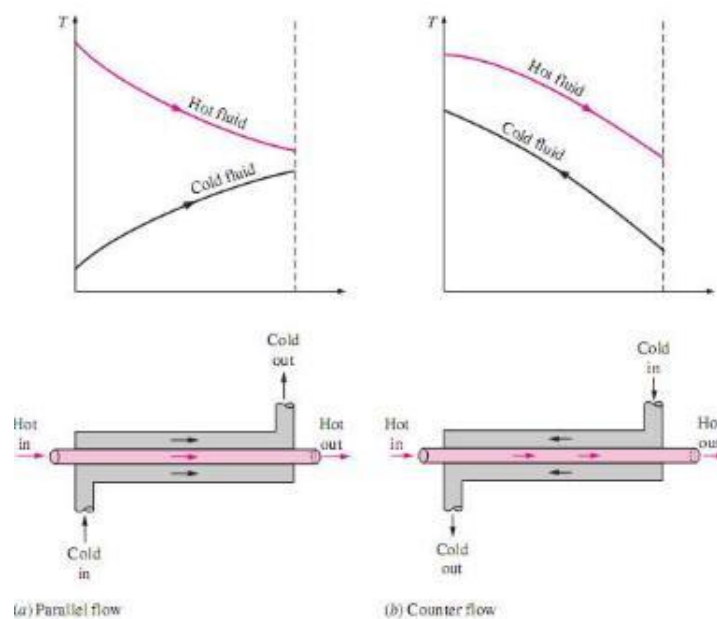


Figura 4 – Correntes paralelas e contra correntes. Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 630.

Kreith (2003) salienta que para sistemas de arrefecimento ou aquecimento de gás, é conveniente usar os trocadores de calor de correntes cruzadas, e explica que os fluidos fluem perpendicularmente um ao outro, sendo que podem ser classificados ainda em: sem mistura e com mistura. No trocador sem mistura, as placas forçam o fluido a escoar entre um determinado espaço, evitando que se movam transversalmente. Já no trocador com mistura, não há placas e o fluido fica livre para escoar na direção transversal. Os dois casos citados podem ser observados na figura 5.

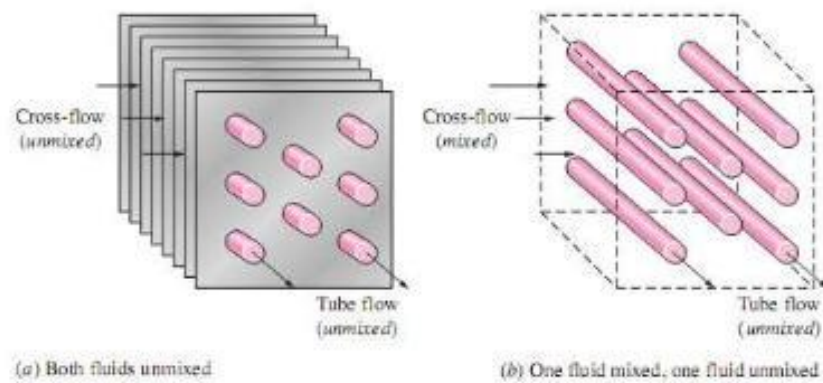


Figura 5 – a) sem mistura. b) com mistura. Fonte Çengel e Ghajar, 2012, p.631.

3 EQUACIONAMENTO UTILIZADO PARA O DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR

No capítulo em questão, será apresentado o equacionamento utilizado para o dimensionamento de trocador de calor.

3.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Um trocador de calor envolve escoamento de dois tipos de fluidos que ficam separados por uma parede sólida. Como o calor é transmitido do quente para o frio, ocorre a transferência por convecção do fluido quente para a parede, através da parede ocorre a transferência por condução, finalizando com a transferência de calor da parede para o outro fluido, por convecção novamente (CENGEL; GHAJAR, 2012).

Uma das primeiras tarefas em análise térmica referente a um trocador de calor é avaliar o coeficiente global de transferência de calor entre duas correntes de fluido (KREITH, 2003, p 442).

Braga (2004) lembra que o coeficiente global de transferência de calor é uma sistematização das diferentes resistências térmicas equivalentes que existem num processo de troca de calor entre duas correntes de fluidos, sendo que a equação fundamental para o dimensionamento é dado pela equação 1.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (1)$$

Onde:

- Q é a taxa de transferência de calor (W);
- U é o coeficiente global de transferência de calor (W/m².K);
- A é a área de troca térmica (m²);
- ΔT_{ml} é a diferença média de temperatura logarítmica entre os fluidos (°C);

3.2 BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), algumas suposições são tomadas no que se refere à análise de trocadores de calor, sendo que, a *primeira lei da*

termodinâmica exige que haja igualdades entre a taxa de transferência de calor do fluido quente, e a taxa de transferência de calor do fluido frio. Isto é:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) = \dot{Q}_q = \dot{m}_q \cdot Cp_q \cdot (T_{qe} - T_{qs}) \quad (2)$$

Onde:

- \dot{m}_f e \dot{m}_q , taxas de escoamento de massa;
- Cp_c e Cp_h , calores específicos;
- T_{qs} e T_{fs} , temperaturas de saída;
- T_{fe} e T_{qe} , temperaturas de entrada;

Ainda segundo o mesmo autor, o coeficiente global de transferência de calor pode ser dado pela equação 3:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad (3)$$

Onde:

- h_i é o coeficiente de convecção interna (W/m².K);
- A_i é a área interna do parede que separa os dois fluidos (m²);
- h_e é o coeficiente de convecção externa (W/m².K);
- A_e é a área externa da parede que separa os dois fluidos (m²);
- k é o condutividade térmica do material (W/m.K);
- D_e é o diâmetro externo do tubo (m);
- D_i é o diâmetro interno do tubo (m);
- L é o comprimento do tubo (m);

3.3 MÉTODO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

A diferença de temperatura média logarítmica, geralmente conhecida por LMTD, é a forma adequada para utilização na análise de trocadores de calor, onde se conhece as temperaturas de entrada e saída, ou pode-se estipular as temperaturas

de saída desejadas. Não faz nenhuma diferença em quais extremidades é designada a entradas ou saída. Seu valor é obtido através da equação 4:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4)$$

Onde:

- $\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s}$
- $\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$

3.4 FATOR DE CORREÇÃO EM TROCADORES MULTIPASSE E ESCOAMENTO CRUZADO

Çengel e Ghajar (2012) relatam que as expressões resultantes desenvolvidas para cálculos de trocadores multipasse e de escoamento cruzado são complicadas devido à complexidade das condições de escoamento, sendo necessário utilizar um Fator de Correção F , conforme equação 5. Esse fator de correção depende da geometria do trocador de calor e das temperaturas de entrada e saída dos escoamentos dos fluidos quente e frio, conforme gráfico e fórmulas da figura 6.

$$\Delta T_{média} = (LMTD)(F) \quad (5)$$

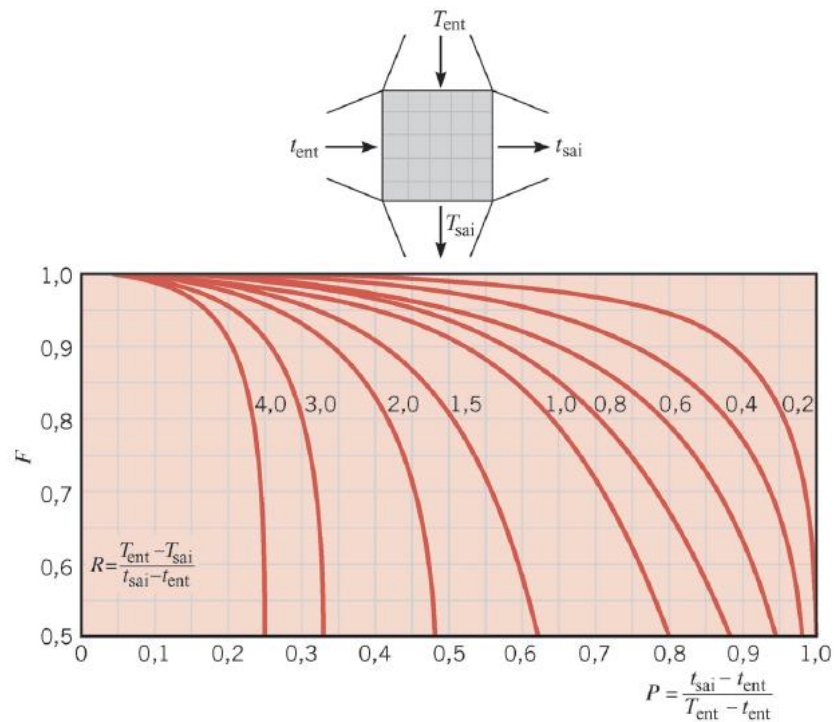


Figura 6 – Fator de correção para um trocador de correntes cruzadas e fluidos não misturados. Fonte: Incropera e DeWitt, 2003 p. 460

3.5 ESCOAMENTO LAMINAR E TURBULENTO EM TUBOS

Para Incropera e DeWitt (2003), é essencial para tratar qualquer problema de condução, determinar se a camada de condução é laminar ou turbulenta, sendo que, o movimento de fluido na camada limite turbulento é irregular e caracterizada por flutuações de velocidade, que aumentam a transferência de momento, energia, aumentando o atrito superficial, e conseqüente: a taxa de transferência de calor por convecção.

Para determinar se o escoamento é laminar ou turbulento em tubos cilíndricos, utiliza-se o número de Reynolds, equação 6.

$$Re = \frac{V_m \cdot D}{\nu}$$

(6)

Onde:

- V_m é a velocidade média do fluido (m/s);
- D é o diâmetro do tubo (m);
- ν é a viscosidade cinemática do fluido (m²/s);
- Re é adimensional.

Para fazer uma análise melhor referente ao número de Reynolds, que é adimensional, pode-se usar o diagrama de Moody (figura 7), ficando fácil visualizar em qual zona de escoamento o resultado alcançado através da equação anterior.

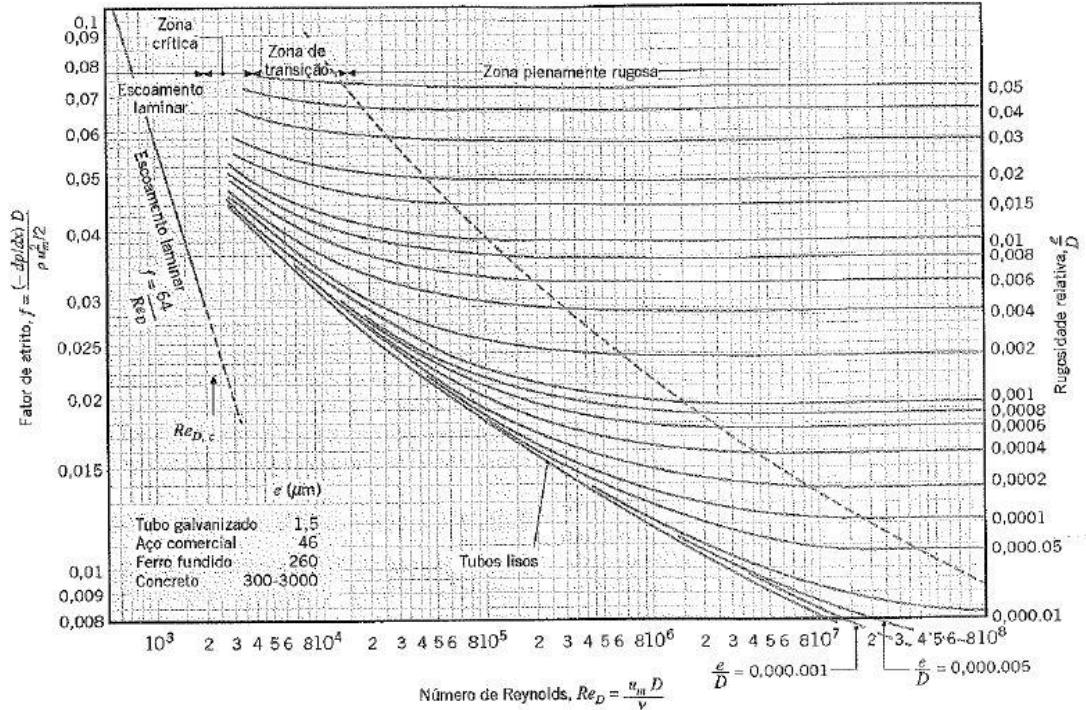


Figura 7 – Diagrama de Moody. Fonte: Incropera e DeWitt, 2003 p. 328.

Çengel e Ghajar (2012) lembram que para cálculo em escoamento cruzado é usada a velocidade máxima para cálculo do número de Reynolds, sendo que quando o fluido entra em um banco de tubos, a área de escoamento diminui, aumentando a velocidade de escoamento. A equação para cálculo da velocidade é dada pela equação 7.

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot V \quad (7)$$

Onde:

- ST é o passo dos tubos na horizontal (m);
- V é a velocidade de escoamento dos fluidos (m/s);
- D é o diâmetro (m)

Segundo Incropera e DeWitt, (2003), o número de Prandtl é um número adimensional que relaciona a taxa de difusão viscosa e, da difusão térmica do próprio fluido, e dado pela equação 8.

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k}$$

(8)

Onde:

- C_p é o calor específico do fluido (J/kg.K);
- μ = viscosidade dinâmica do fluido (m²/s);
- k é a condutividade térmica do material (W/m.K)

O autor ainda lembra que, de posse do número de Reynolds, é possível estabelecer a equação que será usada para encontrar a gradiente de temperatura adimensional da superfície, conhecido como Número de Nusselt, que em escoamento interno é dado pela equação 9 e no escoamento cruzado sobre banco de tubos é dado pela equação 10.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} = 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,3}$$

(9)

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25}$$

(10)

Çengel e Ghajar relatam que, onde os valores das constantes C, m e n, dependem de Reynolds e são apresentadas na tabela 1 para bancos de tubos de mais de 16 fileiras ($NL > 16$), $0,7 < Pr < 500$ e $0 < Re_D < 2 \times 10^{-6}$. A incerteza nos valores do número de Nusselts obtidos à partir dessas correlações são da ordem de $\pm 15\%$.

Tabela 1 – Correlações para número de Nusselt em escoamento cruzado sobre banco de tubos para $N > 16$ e $0,7 < Pr < 500$

Arranjo	Faixa de Re_D	Correlação
Em linha	0–100	$Nu_D = 0,9 Re_D^{0,4} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	100–1.000	$Nu_D = 0,52 Re_D^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1.000– 2×10^5	$Nu_D = 0,27 Re_D^{0,63} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0,033 Re_D^{0,8} Pr^{0,4} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
Escalonado	0–500	$Nu_D = 1,04 Re_D^{0,4} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	500–1.000	$Nu_D = 0,71 Re_D^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1.000– 2×10^5	$Nu_D = 0,35 (S_T/S_L)^{0,2} Re_D^{0,6} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0,031 (S_T/S_L)^{0,2} Re_D^{0,8} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$

* Todas as propriedades, exceto Pr_s , devem ser avaliadas na média aritmética das temperaturas de entrada e de saída do fluido (Pr_s deve ser avaliada em T_s).

Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 441

Todas as propriedades, exceto Pr_s , são avaliadas utilizando a temperatura média aritmética do fluido.

3.6 EFICIÊNCIA DA ALETA

Para Incropera e DeWitt (2003) a eficiência da aleta η_a é definida pelos resultados dos parâmetros resultantes do gráfico da figura 8, dada pela equação 11.

$$\eta = \frac{Q_{\text{aleta}}}{Q_{\text{ideal}}}$$

(11)

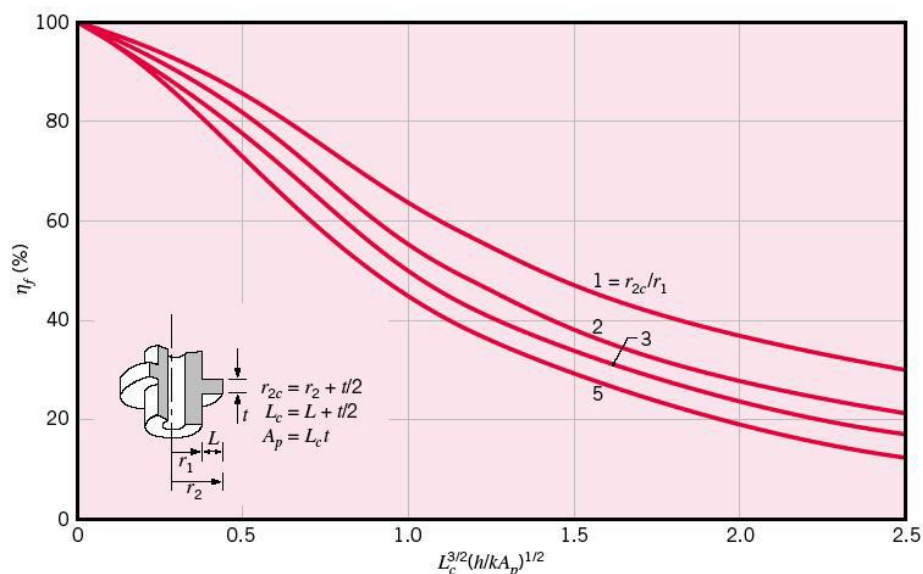


Figura 8 –Gráfico da Eficiência da aleta. Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 172.

A taxa de transferência de calor de uma aleta é dada pela equação 12.

$$q = \eta_o \cdot h \cdot A(T_b - T_\infty) \quad (12)$$

Onde:

- h é a coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m².K);
- T_b é a temperatura da superfície da base;
- A é a área total da superfície (aleta + a base exposta);
- η_o é a eficiência global da superfície aletada;

Sendo que para encontrar a eficiência global da superfície, ou superfície de temperatura de uma superfície aletada, usa-se a equação 13.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} \cdot (1 - \eta_f) \quad (13)$$

Onde:

- A_f/A é a área total da superfície aletada pela área total;
- η_f é a eficiência de uma única aleta, encontrada no gráfico da figura 8, através dos resultados da resoluções das equações 14 e 15.

$$L = r_2 - r_1 \qquad L_c = L + \frac{t}{2} \qquad A_p = L_c \cdot t \quad (14)$$

Com as resoluções das equações acima citadas, dados pela figura 8, calcula-se um dos parâmetros necessários para se encontrar a eficiência da aleta no mesmo gráfico da figura, com as geometrias típicas,

$$\xi = L_c^{\frac{3}{2}} \sqrt{h/(kA_p)} \quad (15)$$

Onde:

- L é o comprimento da aleta (m);
- h é o coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m².K);
- k é a condutividade térmica do material (W/m.K);
- t é a espessura da aleta (m).

O outro parâmetro necessário para especificar a eficiência da aleta, é a razão entre: a soma do raio externo da aleta e da metade da espessura da aleta, pelo raio do tubo, encontrada através das equações 16:

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2} \qquad \frac{r_{2c}}{r_1}$$

(16)

Onde:

- R_2 é o raio da aleta (m);
- t é a espessura da aleta (m);
- r_1 é o raio externo do tubo (m);

Através dos dois parâmetros encontrados pelas equações 15 e 16, é possível encontrar com a ajuda do gráfico da figura 8, a eficiência da aleta (n_f).

4 METODOLOGIA

O objetivo desse capítulo é apresentar os métodos e técnicas adotadas para efetuar o dimensionamento do trocador de calor para uma dobradeira hidráulica, esclarecendo os procedimentos adotados, bem como a descrição dos materiais e equipamentos utilizados no desenvolvimento do trabalho.

Para o dimensionamento do trocador de calor foi necessário conhecer o funcionamento básico do equipamento, bem como pesquisar bibliografias e trabalhos científicos similares, visando obter um melhor conhecimento do assunto e identificar os componentes necessários para criação do sistema desejado, bem como os cálculos envolvidos no dimensionamento.

Durante o estudo de caso e pesquisa bibliográfica, foi constatado que devido à construção do equipamento, não era possível efetuar a ideia inicial de instalar somente o trocador de calor no retorno do óleo do circuito a tanque, pois o bloco hidráulico instalado na tampa do tanque da máquina não permite tal instalação. Partindo dessa premissa, surgiu a necessidade de instalar uma bomba específica para atender somente à demanda do trocador de calor, que ligará através do acionamento de um termostato, que estará regulado para ligar-se quando o óleo atingir a temperatura especificada para iniciar o processo de resfriamento.

Visando efetuar o modelo matemático, foram adotadas as seguintes simplificações:

- As propriedades físicas de calor dos fluidos quentes e frio não variam com a temperatura;
- Sem mudança de fase dos fluidos considerados;
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
- Perdas de pressão e carga são desprezíveis;
- Os fluidos têm comportamento Newtoniano;

Para efetuar o equacionamento do trocador de calor foi utilizado como fontes de referência, os trabalhos de Incropera e DeWitt (2003) e Çengel e Ghajar (2012), sendo que ambos explanam os dois procedimentos utilizados para dimensionamentos e análises de trocadores de calor:

- Método da DTML (Diferença da temperatura média logarítmica) e;
- Método ϵ -NUT (número de unidades de transferência - NUT e da efetividade – ϵ).

O procedimento utilizado nesse trabalho é o método DTML por ser mais indicado. Quando se conhecem as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio, a diferença da temperatura média logarítmica pode ser facilmente encontrada.

Para coleta de dados foram utilizados termômetros, sendo um conectado ao bloco hidráulico de retorno do óleo e outro medindo a temperatura do ar ambiente. Os dados para o cálculo DTML, informados no quadro 1, disponível no capítulo de apresentação e análise dos resultados:

- Vazão média do fluido quente (m^3/s);
- Temperatura de entrada do fluido quente T_{qe} ($^{\circ}C$);
- Temperatura de saída desejada do fluido quente T_{qs} ($^{\circ}C$);
- Temperatura de entrada do fluido frio T_{fe} ($^{\circ}C$);
- Temperatura de saída do fluido frio T_{fs} ($^{\circ}C$);
- Fluido quente é óleo;
- Fluido frio é ar;

4.1 INSTALAÇÃO DO SISTEMA E TROCADOR DE CALOR

O retorno do óleo do sistema ao tanque dá-se por um bloco hidráulico fixo sobre a tampa do tanque, dificultando o direcionamento deste para um trocador. Uma das alternativas encontradas seria instalar uma bomba hidráulica separada do circuito atual, para circular o óleo através do trocador, retornando à tanque, conforme Figura 9.

O sistema deverá ser instalado da seguinte forma:

- 1- Bomba hidráulica instalada na parte lateral inferior do tanque, através de conexão roscada ao tanque e parafusada à bomba (flange);
- 2- O trocador de calor deverá ser instalado sobre o equipamento, em local que não ofereça barreiras para o ar (convecção forçada);
- 3- A mangueira de saída do óleo resfriado do trocador será direcionada para dentro do reservatório de óleo.

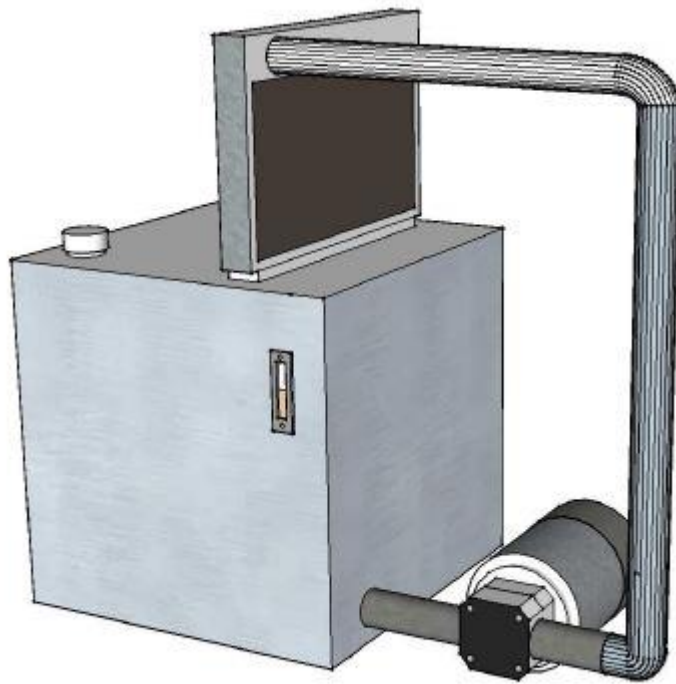


Figura 9 – Montagem do trocador de calor.

5 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

No capítulo em questão, é apresentado o roteiro de cálculos e demais informações pesquisadas em bibliografias específicas, como Incropera e DeWitt (2003), Kreith (2003) e Çengel e Ghajal (2012), manuais de fabricantes de equipamentos, como também do estudo de caso de outros trabalhos científicos.

5.1 DADOS ESPECIFICADOS

Após efetuar a coleta de informações, como temperaturas do fluido quente (óleo hidráulico), foram estabelecidas as temperaturas do fluido frio (ar), sendo que a vazão do fluido quente (óleo hidráulico), foi baseado nas propriedades da bomba (quadro 2) escolhida para o circuito do trocador.

Descrição	Valor
Temperatura de entrada do fluido hidráulico (quente)	94 °C
Temperatura desejada de saída do fluido hidráulico (quente)	50 °C
Temperatura de entrada do fluido frio (ar)	40 °C
Temperatura desejada de saída do fluido frio (ar)	70 °C.
Fluido quente do sistema	ISO 46

Quadro 1 – Dados utilizados para os cálculos.

Além das informações básicas como temperaturas, foram relacionadas nos quadros 2, 3 e 4 as informações referentes, respectivamente, à bomba, as propriedades do fluido hidráulico e propriedades do ar ambiente.

Descrição e dado da bomba adotada	
Modelo	Tipo PGM 330 Parker
Vazão efetiva do fluido (adotado na escolha da bomba)	101 l/min, 1,417 kg/s ou $1,683 \times 10^{-3}$ m ³ /s

Quadro 2 – Dados da Bomba Hidráulica. Fonte: Adaptado de Parker Hydraulics, p. 13.

Óleo ISO 46 Shell Tellus S2 M				
Temp. °C	Massa específica ρ (kg/m ³)	Calor específico Cp (kJ/kg.K)	Viscosidade cinemática $\nu \cdot 10^{-6}$ (m ² /s).	Condutividade térmica k (W/m.k)
70	843,3	2,219453925	14,7	0,1281
72	841,98	2,228031	13,954	0,12794
75	840,0	2,24089875		0,1277
80	---	---	10,97	---
95	827,0	2,32667804	7,756	0,1263

Quadro 3 – Propriedades do Fluido quente (óleo hidráulico). Fonte: Adaptado de Shell Company (2015).

Propriedades termo físicas do fluido frio (ar)					
Temp. °C	Massa específica ρ (kg/m ³)	Calor específico Cp (kJ/kg.K)	Viscosidade cinemática $\nu \cdot 10^{-6}$ (m ² /s)	Condutividade térmica $k \cdot 10^{-3}$ (W/m.k)	Prandtl Pr
26,85	1,1614	1,007	15,89	26,3	0,707
55	1,0677168	1,008126	18,72189	28,3831	0,703059
76,85	0,9950	1,009	20,92	30,0	0,700

Quadro 4 – Propriedades termo físicas do fluido frio (ar). Fonte: Adaptado de Incropera e DeWitt, 2003, p. 654.

Medidas do trocador de calor adotado	
	<p>Medidas do trocador de calor com tubos escalonados, adotado:</p> <p>Diâmetro da aleta: 0,0285 m; Diâmetro externo do tubo: 0,0164 m; Diâmetro interno do tubo: 0,0138 m; Quantidade de aletas por metro: 275; Espessura da aleta: 0,000254 m; Distância entre centros de tubos na horizontal ST: 0,0313 m; Distância entre centro de tubos na vertical SD: 0,0343 m; L da aleta (distância entre o tubo e a circunferência): 0,00605 m; Área da aleta / área total: 0,830.</p>

Quadro 5 – Medidas do trocador de calor de tubos aletados escalonados. Fonte: adaptado de Incropera e DeWitt, 2003, p.473.

Dados do trocador de calor adotado
Área frontal: $0,8 \times 0,8 = 0,64 \text{ m}^2$.
Área frontal do trocador com tubos aletados: $0,2721855 \text{ m}^2$.
Área de transferência de calor da aleta: $0,18775 \text{ m}^2$.
Área lisa do tubo = $4,12 \times 10^{-2} \text{ m}^2$.
Área total de transferência do tubo = $0,2289 \text{ m}^2$.
Condutividade térmica do alumínio: 237 W/m.K .
Quantidade de tubos por fileira: 25 (na altura de 0,8 m).

Quadro 6 – Dados do trocador de calor adotado

5.2 BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA

Tomando as simplificações mencionadas no capítulo de métodos e técnicas, as equações de balanço de energia foram usadas para obter o modelo matemático do trocador de calor com aletas.

O primeiro passo tomado foi realizar o balanço de energia: $Q_f = Q_q$, visando encontrar a vazão mássica do fluido frio necessária para manter a temperatura do fluido quente dentro dos parâmetros estabelecidos.

Considerando a temperaturas dos fluidos, citados no quadro 1, e utilizando os coeficientes de calor dos fluidos quente e frio dos quadros 3 e 4, e a vazão do fluido quente do quadro 2, foi possível obter a vazão mássica do fluido frio: $m_f = 4,593 \text{ kg/s}$.

Empregando a equação 2, foi possível determinar a taxa de transferência de calor a ser retirada do fluido quente em: $Q_q = 138.913 \text{ W}$.

5.3 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO INTERNA

Para se chegar ao coeficiente de transferência de calor por convecção interno (h_i), foram utilizadas as equações 6, 8 e 9, visando encontrar os adimensionais: Re (Reynolds), Nu (Nusselt) e Pr (Prandtl).

$$Re = 11.128$$

$$Pr = 204,6$$

$$Nu = 216,6$$

Através do Reynolds encontrado, que é um escoamento plenamente turbulento ($3000 < Re < 5 \times 10^6$), foi escolhida e aplicada a equação de Nusselt. De posse desse número foi possível calcular o coeficiente de calor interno: $h_i = 2.008 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

5.4 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM ALETAS

Para cálculo do coeficiente global de transferência de calor com aletas, da equação 12, foi necessário encontrar os valores das equações 14, 15 e 16, informados no quadro 6:

$L_{aleta} = 0,02254 \text{ m}$
$L_c = 0,022577 \text{ m}$
$A_p = 5,73 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
$\xi = 1,45$
$r_{2c} = 0,014377 \text{ m}$
$r_{2c}/r_1 = 1,75$
$r_1 = 0,0082 \text{ m}$

Quadro 7 – Equacionamento para cálculo da eficiência de uma aleta.

Dos parâmetros ξ e r_{2c}/r_1 encontrados, através do uso do gráfico da figura 8 (página 25), foi possível traçar e encontrar a eficiência de uma única aleta: $n_f = 0,41$.

Encontrado o valor da eficiência de uma única aleta, foi possível encontrar a eficiência global da superfície, equação 13: $\eta_o = 0,5162$. O valor da razão entre a área total da superfície da aleta e a área total da superfície (aleta mais a base exposta), foi informado no quadro 5 (valor de 0,830), conforme referência bibliográfica.

De posse da eficiência global da superfície, foi possível, através da equação 12, encontrar a taxa de transferência de calor: $q = 1.586 \text{ W}$.

5.5 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO EXTERNA

Para calcular o coeficiente da transferência de calor por convecção externa, foi necessário determinar primeiramente, a velocidade do fluido frio através razão entre

a vazão mássica do ar (encontrada no balanço de energia) pela área frontal do trocador de calor (informada no quadro 5). Encontrado o valor de $V = 15,8 \text{ m/s}$.

De posse dessas informações, é possível calcular a velocidade máxima no interior dos tubos, que na configuração escalonada, ocorre no plano transversal da área de escoamento, dada pela equação 7. O valor encontrado da velocidade máxima é $V_{m\acute{a}x} = 33,2 \text{ m/s}$.

Com a velocidade máxima encontrada, utiliza-se a equação 6 para cálculo do número de Reynolds: $Re_D = 29.083$.

Para cálculo do número de Nusselt para escoamento cruzado sobre banco de tubos, foi utilizada a equação 10, alterando apenas os valores das constantes C, m e n, respectivamente, 0,35, 0,2 e 0,6 (tabela 1), devido ao fato do trocador escolhido ser com disposição de tubos escalonados e o número de Reynolds ser na faixa de 1.000 à 200.000. Valor encontrado de $Nu_D = 143,5$.

As propriedades usadas, exceto Pr_s , seguiram a recomendação de Çengel e Ghajar (2012), em serem avaliadas na média aritmética das temperaturas de entrada e saída, nesse caso, ar a 55°C .

Com o valor do número de Nusselt encontrado, foi usada a equação 10 para encontrar o coeficiente de convecção externo $h_e = 248,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$.

5.6 DETERMINAÇÃO DA ÁREA DE TRANSFERÊNCIA ATRAVÉS DA DTML

Considerando que o material escolhido para o trocador é alumínio, conforme citado no quadro 6, devido a elevada condutividade térmica, preço e peso reduzido, de uso comercial e portanto, de fácil aplicação no mercado, utiliza-se os valores encontrados dos coeficiente de calor por convecção interno e externo, das medidas das áreas lisas e aletadas, para efetuar o cálculo do coeficiente Global de transferência de calor dado pela equação 3. O valor encontrado foi de: $U = 497,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$.

Para cálculo da DTML, foi utilizada a equação 4, com os dados de temperatura citados no quadro 1, chegando ao valor de $\Delta T_{ml} = 15,99^\circ\text{C}$ ou $289,14 \text{ K}$.

Com os valores do coeficiente global de transferência de calor e da DTML, é possível, através da equação fundamental para dimensionamento de um trocador de calor, dado pela equação 1, obter a área necessária para resfriar o fluido quente visando atender os parâmetros do projeto. $A = 0,9651 \text{ m}^2$.

Com o valor da área necessária para o trocador de calor, calcula-se as demais dimensões, a quantidade de tubos necessários e o seu diâmetro. Mesmo não havendo grandes limitações nas dimensões do trocador, estipulou-se seu comprimento e altura descritos no quadro 5. Os diâmetros utilizados foram baseados na configuração de um trocador aletado, superfície CF-7.0-5/8J de Kays e London, conforme quadro 5.

Portanto, o comprimento total dos tubos é 18,73 metros, dado pela equação 17:

$$L_{tubulação} = \frac{A}{\pi \cdot D} \quad (17)$$

Onde:

- $L_{tubulação}$ é o comprimento total da tubulação (m);
- A é a área do trocador de calor (m²);
- D é o diâmetro do tubo (m);

Conhecido o comprimento total da tubulação, é possível determinar a quantidade de tubos no comprimento estipulado no projeto, através da equação 18:

$$n = \frac{A}{\pi \cdot D \cdot L} \quad (18)$$

$$n = 23,41 \text{ tubos.}$$

6 CONCLUSÕES

A pesquisa bibliográfica realizada permitiu alcançar o objetivo desse trabalho, que era especificar e dimensionar um trocador de calor que atendesse os parâmetros estabelecidos para o problema de pesquisa.

As dimensões encontradas no equacionamento servem de base para especificar um trocador de calor comercial que atenda às mesmas características, visto que fabricar um trocador de calor com as dimensões encontradas aumentaria o custo desse equipamento.

A solução encontrada de instalar uma bomba para circulação do óleo do reservatório pelo trocador pode tornar o projeto inviável financeiramente, portanto deve ser revista a possibilidade de aproveitamento do retorno do óleo pelo bloco hidráulico do equipamento, aproveitando o próprio circuito existente.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRAGA FILHO, WASHINGTON. **Transmissão de Calor**. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.

ÇENGEL, Yanus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. Tradução de: Fátima A. M Lino; revisão técnica: Kamal A. R. Ismail. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012. 904 p.

INCROPERA, Frank P; DEWITT, David. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 5° Ed. Rio de Janeiro: LTC. 2003.

KREITH, FRANK. **Princípios de transmissão de calor**. 6° ed. São Paulo: PIONEIRA THOMSON LEARNING, 2003.

PARKER HYDRAULICS. **Bombas e Motores**. Catálogo HY-2012 BR, Junho 2004. Disponível em <http://www.hmchdraulics.com.br/pdf/parker_PGP_PGM365.pdf>. Acesso em: 24 out. 2015.

MATTJIE, C.A.; RISTOF, R. **Dimensionamento de um trocador de calor para resfriamento de fluido em um circuito hidráulico utilizado em uma plantadeira**. FAHOR - Faculdade Horizontina, Horizontina, 2013. Disponível em: <http://www.fahor.com.br/publicacoes/TFC/EngMec/2013/Mec_Clovis_Renato.pdf>. Acesso em 18 ago. 2015.

APÊNDICE A – ROTINA DE CÁLCULO FEITA NO ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES)

Observação: devido ao fato do software assumir algumas sequencias de letras como simbolos, houve uma pequena alteração nos nomes de algumas variáveis, mas há descrição de cada equação.

Dados do fluido quente oleo ISO46

$T_{he} = 94$ [C] Temperatura quente entrada

$T_{hs} = 50$ [C] Temperatura quente saída

$T_{mh} = \frac{T_{he} + T_{hs}}{2}$ Temperatura média do fluido quente

$m_h = 1,417$ [kg/s] vazão massica do fluido quente. Dada pela bomba adotada

$\rho_h = 841,98$ [kg/m³] densidade do óleo_{fluido} quente da temperatura media

$Cp_h = 2228,031$ [J/Kg.k] Calor especifico do fluido quente da temperatura media

$\nu_{ch} = 0,000013954$ [m²/s] Viscosidade cinematica do fluido quente da temperatura media

$k_h = 0,12794$ [W/m.k] Condutividade termica do fluido quente da temperatura media

Dados do fluido frio ar

$T_{ce} = 40$ [C] Temperatura frio entrada água

$T_{cs} = 70$ [C] Temperatura frio saída água

$T_{mc} = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2}$ Temperatura média do fluido frio

$\rho_c = 1,0677168$ [kg/m³] densidade do fluido frio ar, usando temperatura media

$\nu_{cc} = 0,00001872189$ [m²/s] Viscosidade cinematica do fluido frio temperatura media

$k_c = 0,0283831$ [W/m.k] Condutividade termica do fluido da temperatura media

$Cp_c = 1008,126$ [J/Kg.k] Calor especifico do fluido frio da temperatura media

$Pr_c = 0,703059$ Adimensional, baseado na temperatura media

$Pr_s = 0,7177$ Adimensional, baseado na temperatura superficial do ar à 70 graus Celsius

informações referente ao Nusselt correto

$uu = 0,01175$ viscosidade dinamica fluido na temperatura média 72

$uus = 0,06414$ viscosidade dinamica do fluido na temperatura superficial 95

Calculos para convecção interna

$m_c = \left[\frac{m_h \cdot Cp_h \cdot (T_{he} - T_{hs})}{Cp_c \cdot (T_{ce} - T_{cs})} \right] \cdot -1$ vazão massica do fluido frio. Balanço de energia $m_c = m_h$

$Q_h = m_h \cdot Cp_h \cdot [T_{he} - T_{hs}]$ Taxa de transferência de calor a ser retirada do fluido quente

$DT_{ml} = \frac{T_{he} - T_{cs} - [T_{hs} - T_{ce}]}{\ln \left[\frac{T_{he} - T_{cs}}{T_{hs} - T_{ce}} \right]}$ Diferença média logaritmica de temperatura

$$V_h = \frac{m_h}{\rho_h \cdot 3,1416 \cdot \left[\frac{D_{it}}{2} \right]^2} \quad \text{Velocidade do fluido quente. Foi dividido pela densidade para transf. em m}^3/\text{s}$$

$$Re = \frac{V_h \cdot D_{it}}{v_{c_h}} \quad \text{Reynolds}$$

$$Pr = \frac{C_{p_h} \cdot v_{c_h} \cdot \rho_h}{k_h} \quad \text{Prandt}$$

$$Nul = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{[1/3]} \cdot \left[\frac{u}{u_s} \right]^{0,14} \quad \text{Nulsset}$$

$$h_i = \frac{Nul \cdot k_h}{D_{it}} \quad \text{hi é o Coeficiente de convecção interno}$$

informações referente ao trocador de calor adotado, com configurações baseadas no livro do Incropera página 473

$$D_{et} = 0,0164 \quad [\text{m}] \quad \text{Diâmetro externo do tubo}$$

$$D_{it} = 0,0138 \quad [\text{m}] \quad \text{Diâmetro interno do tubo}$$

$$ST = 0,0313 \quad [\text{m}] \quad \text{Passo entre os tubos da superfície do trocador escolhido}$$

$$SL = 0,0343 \quad [\text{m}] \quad \text{Distância entre fileiras}$$

$$t = 0,000254 \quad [\text{m}] \quad \text{espessura da aleta}$$

$$A_{ta} = 0,64 \quad [\text{m}^2] \quad \text{Área frontal do trocador } 0,8 \times 0,8\text{m. Adotado}$$

$$N_{ta} = 25 \quad [\text{Qde}] \quad \text{Número de tubos por fila em } 0,8 \text{ metros}$$

$$L_{tr} = 0,8 \quad [\text{m}] \quad \text{Largura do trocador ou comprimento do tubo}$$

$$D_{ea} = 0,0285 \quad [\text{m}] \quad \text{Diâmetro externo da aleta}$$

$$n_{at} = 220 \quad [\text{Qde}] \quad \text{Numero de aletas no comprimento de } 0,8 \text{ metros}$$

$$k_{alum} = 237 \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad \text{coeficiente de condutividade térmica do aluminio}$$

Calculos para convecção externa

$$A_{va} = A_{ta} - D_{et} \cdot N_{ta} \cdot L_{tr} - n_{at} \cdot t \cdot D_{ea} \cdot N_{ta} \quad \text{Área da vazão do ar nos tubos } (0,8 \cdot 0,8) - (0,0164 \cdot 25 \cdot 0,8\text{m}) \\ (220 \cdot 0,000254 \cdot 0,0285 \cdot 25)$$

$$V_c = \frac{m_c}{\rho_c \cdot A_{va}} \quad \text{Velocidade do fluido frio passando pelo externo do feixe de tubos do trocador}$$

$$V_{max} = \left[\frac{ST}{ST - D_{et}} \right] \cdot V_c \quad \text{Velocidade máxima do fluido passando na transversal do banco de tubos}$$

$$Re_d = \frac{V_{max} \cdot D_{et}}{v_{c_c}} \quad \text{Reynolds no escoamento máximo do banco de tubos}$$

$$Nud = 0,35 \cdot \left[\frac{ST}{SL} \right]^{0,2} \cdot Re_d^{0,6} \cdot Pr_c^{0,36} \cdot \left[\frac{Pr_c}{Pr_s} \right]^{0,25} \quad \text{Nud adotado da tabela da página 441 de Ghajar, baseado no Reynolds e numero de tubos}$$

$$h_e = \frac{Nud \cdot K_c}{D_{et}} \text{ Coeficiente de convecção externo}$$

Cálculos referentes às áreas de tubo com e sem aleta, etc

$$R_{ea} = \frac{D_{ea}}{2} \text{ Raio externo da aleta}$$

$$R_{ia} = \frac{D_{et}}{2} \text{ Raio interno da aleta}$$

$$a_f = 2 \cdot 3,1416 \cdot [R_{ea}^2 - R_{ia}^2] \cdot n_{at} \text{ Area de transferência de calor da aleta } 2 \cdot \pi \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot n$$

$$a_i = 2 \cdot 3,1416 \cdot \frac{D_{et}}{2} \cdot L_{tr} \text{ Area de transferência de calor lisa do tubo } 2 \cdot \pi \cdot R \cdot L$$

$$a_{tt} = a_f + a_i \text{ Area de transferência de calor TOTAL do tubo (lisa + aleta)}$$

Cálculos do coeficiente global de calor com aletas. Foi colocado a letra (a) pós algumas equações

$$T_b = T_{he} \text{ Temperatura da superfície da base do tubo ou aleta}$$

$$T_{inf} = T_{ce} \text{ Temperatura ambiente -- entrada do fluido frio no trocador}$$

$$n_f = 0,41 \text{ Eficiência de uma unica aleta - retirada do grafico da pagina 172 do Ghajal ou 90 da Incropera.}$$

$$n_o = 1 - \frac{a_f}{a_{tt}} \cdot [1 - n_f] \text{ no é a eficiência global da superfície, ou efetividade de temperatura de uma superfície aletada}$$

$$q = n_o \cdot h_e \cdot a_{tt} \cdot [T_b - T_{inf}] \text{ Cálculo de taxa de transferência de calor da superfície do tubo aletado usado o h externo ou total (U)}$$

$$U = 497,8 \text{ [W/m}^2\text{.K]} \text{ Coeficiente Global de transferência de calor para trocador aletado. Calculado na HP50g por dificuldades em acertar a equação no software}$$

$$A_{tta} = \frac{Q_h}{U \cdot [DT_{ml} + 273,15]} \text{ Aa Area total do trocador de calor com aletas}$$

$$L_{TUBO} = \frac{A_{tta}}{3,1416 \cdot D_{et}} \text{ Comprimento total do tubo do trocador}$$

$$N_{TUBOS} = \frac{A_{tta}}{3,1416 \cdot D_{et} \cdot L_{tr}} \text{ Número de tubos do trocador}$$

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$$a_f = 0,1877 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$a_i = 0,04122 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{ta} = 0,64 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$a_{tt} = 0,229 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{tta} = 0,9651 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{va} = 0,2722 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$Cp_c = 1008 \text{ [J/Kg.k]}$$

$$Cp_h = 2228 \text{ [J/Kg.k]}$$

$$DT_{ml} = 15,99 \text{ [C]}$$

$$D_{ea} = 0,0285 \text{ [m]}$$

$$D_{et} = 0,0164 \text{ [m]}$$

$$D_{it} = 0,0138 \text{ [m]}$$

$h_e = 248,4$ [W/m².K]
 $h_i = 2008$ [W/m².K]
 $k_{alum} = 237$ [W/m².K]
 $k_c = 0,02838$ [W/m.k]
 $k_h = 0,1279$ [W/m.k]
 $L_{tr} = 0,8$ [m]
 $L_{TUBO} = 18,73$ [m]
 $m_c = 4,593$ [kg/s]
 $m_h = 1,417$ [kg/s]
 $Nud = 143,5$
 $Nul = 216,6$
 $n_{at} = 220$ [Qde]
 $n_f = 0,41$
 $n_o = 0,5162$
 $N_{ia} = 25$ [Qde]
 $N_{TUBOS} = 23,41$
 $Pr = 204,6$
 $Pr_c = 0,7031$
 $Pr_s = 0,7177$
 $q = 1586$ [W]
 $Q_h = 138913$
 $Re = 11128$
 $Re_d = 29083$
 $\rho_c = 1,068$ [kg/m³]
 $\rho_h = 842$ [kg/m³]
 $R_{ea} = 0,01425$
 $R_{ia} = 0,0082$
 $SL = 0,0343$ [m]
 $ST = 0,0313$ [m]
 $t = 0,000254$ [m]
 $T_b = 94$ [C]
 $T_{ce} = 40$ [C]
 $T_{cs} = 70$ [C]
 $T_{he} = 94$ [C]
 $T_{hs} = 50$ [C]
 $T_{inf} = 40$ [C]
 $T_{mc} = 55$ [C]
 $T_{mh} = 72$ [C]
 $U = 497,8$ [W/m².K]
 $uu = 0,01175$
 $uus = 0,06414$
 $vc_c = 0,00001872$ [m²/s]
 $vc_h = 0,00001395$ [m²/s]
 $V_c = 15,8$ [m/s]
 $V_h = 11,25$ [m/s]
 $V_{max} = 33,2$ [m/s]

ANEXO A – DATA SHEET DO ÓLEO TELLUS 46

Especificações, Aprovações & Recomendações

- Denison Hydraulics (HF-0, HF-1, HF-2)
- Cincinnati Machine P-70
- Eaton Vickers M-2950 S
- Eaton Vickers I-286 S
- Listado por Bosch Rexroth Ref 17421-001 and RD 220-1/04.03
- ISO 11158 (fluidos HM)
- AFNOR NF-E 48-603
- ASTM 6158-05 (fluidos HM)
- DIN 51524 Parte 2 tipo HLP
- Swedish Standard SS 15 54 34 AM
- GB 111181-1-94 (fluidos HM)

Para uma listagem completa de recomendações de equipamentos, consulte o Shell Technical Help Desk local ou o fabricante do equipamento.

Compatibilidade e Miscibilidade

- Compatibilidade
Shell Tellus S2 M é adequado para uso com a maioria das bombas hidráulicas. No entanto, consulte o seu Representante Shell antes de utilizar em bombas contendo componentes ou ligas de prata.
- Compatibilidade do fluido
Shell Tellus S2 M fluidos é compatível com a maioria dos outros óleos hidráulicos. No entanto, óleos hidráulicos minerais não devem ser misturados com outros tipos de fluidos (biodegradáveis ou resistentes ao fogo)
- Compatibilidade com Selos e Tintas
Shell Tellus S2 M é compatível com materiais de vedação e tintas normalmente especificados para utilização com óleos minerais.

Características Típicas

Properties	Method	Shell Tellus S2 M
Viscosidade ISO	ISO 3448	46
Tipo ISO do fluido		HM
Viscosidade Cinemática @0°C	cSt ASTM D 445	580
Viscosidade Cinemática @40°C	cSt ASTM D 445	46
Viscosidade Cinemática @100°C	cSt ASTM D 445	6.7
Índice de Viscosidade	ISO 2909	98
Densidade @15°C	kg/l ISO 12185	0.879
Ponto de Fulgor (COC)	°C ISO 2592	230
Ponto de Fluidez	°C ISO 3016	-30

Todas as informações contidas neste folheto baseiam-se em dados disponíveis na época de sua publicação. Reservamo-nos o direito de fazer modificações a qualquer momento, tanto no produto quanto na sua formulação, sem aviso prévio.

Saúde, Segurança & Ambiente

- Orientação sobre Saúde e Segurança está disponível na Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico, que pode ser obtida em <http://www.epc.Shell.com/>
- Proteja o Meio Ambiente
Leve o óleo usado a um ponto de coleta autorizado. Não descarte em esgoto, solo ou água

Informação adicional

- Nota