



**Clovis Adelar Mattjie
Renato Ristof**

**DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR PARA
RESFRIAMENTO DE FLUIDO EM UM CIRCUITO
HIDRÁULICO UTILIZADO EM UMA PLANTADEIRA**

Horizontina

2013

**Clovis Adelar Mattjie
Renato Ristof**

**DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR PARA
RESFRIAMENTO DE FLUIDO EM UM CIRCUITO HIDRÁULICO
UTILIZADO EM UMA PLANTADEIRA**

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: Ademar Michels, Doutor.

Horizontina

2013

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

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“Dimensionamento de um trocador de calor para resfriamento de fluido em um
circuito hidráulico utilizado em uma plantadeira”**

Elaborada por:

**Clovis Adelar Mattjie
Renato Ristof**

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

**Aprovado em: 04/12/2013
Pela Comissão Examinadora**

**Doutor. Ademar Michels
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Doutor. Fabiano Cassol
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Eng. Mecânico. Maikel Rodrigo Bender
John Deere**

**Horizontina
2013**

DEDICATÓRIA

Dedicamos este trabalho de final de curso aos nossos familiares, em especial a nossos pais, grandes mestres na escola da vida, ao corpo docente da FAHOR, especialmente ao professor Ademar Michels pelo apoio, auxílio e inspiração para a realização desta etapa.

AGRADECIMENTO

Gostaríamos de neste breve espaço poder agradecer primeiramente a Deus, pela bela trajetória percorrida durante a realização do curso, por nos acompanhar sempre em todos os momentos de nossas vidas, permitindo-nos a realização deste trabalho. Aos nossos familiares, amigos, colegas e tantas outras pessoas que de um meio ou de outro participaram desta caminhada, por nos apoiar e compreender, por tantas vezes em que não podemos estar presentes. Em especial gostaríamos de expressar nossa gratidão ao nosso professor, amigo e orientador Ademar Michels, pela dedicação e compreensão na realização deste trabalho de conclusão de curso. Também neste espaço queremos agradecer à Faculdade Horizontina juntamente com seu corpo docente, coordenação, direção e funcionários, pelo apoio e aprendizado.

“Nós somos aquilo que fazemos repetidamente.
Excelência, então, não é um modo de agir, mas
um hábito”.

Aristóteles

RESUMO

O projeto de trocadores de calor está dividido em três partes: análise térmica, projeto mecânico preliminar e projeto de fabricação. O foco deste trabalho é a análise térmica, que consiste na determinação da área de troca de calor requerida, dadas as condições de escoamento e temperaturas dos fluidos. Com base no exposto, buscou-se realizar uma análise de trocadores de calor de correntes cruzadas utilizados para refrigeração e controle da temperatura de fluido hidráulico, considerando superfícies aletadas e não aletadas, determinando o coeficiente global de transferência térmica das superfícies para cada caso. O dimensionamento está estruturado em um conjunto de equações utilizando o método DTML (Diferença da Temperatura Média Logarítmica). Os dados utilizados como parâmetros de entrada e saída dos fluidos quente e frio foram fornecidos por uma empresa fabricante de máquinas agrícolas, através de registros e acompanhamento de campo. Também foi utilizada uma simulação computacional através do pacote *Flow Simulation* do software *Solidworks 2013*, sendo que com tal recurso foi possível comprovar as características de transferência de calor e escoamento dos fluidos no trocador de calor, possibilitando complementar e validar as análises efetuadas por meio dos cálculos numéricos. Os resultados obtidos comparando os trocadores de calor a partir da superfície de troca térmica mostram que apesar dos níveis de incertezas envolvidos, trocadores de calor com tubos aletados apresentam o coeficiente global de transferência de calor, $408 \text{ W/m}^2\text{K}$, comparado a tubos não aletados, $125,56 \text{ W/m}^2\text{K}$, resultando em taxas mais elevadas de transferência de calor e tamanhos mais compactos.

Palavras-chave: Trocador de calor. Análise térmica. Resfriamento do fluido.

ABSTRACT

The heat exchanger project is divided in three parts: thermic analyze, preliminary mechanical project and manufacture project. The focus of this work is the thermic analyze, that consists in determining the area of heat exchanger required, given the conditions to flow the temperature from fluids. Based on the exposed up side were researched and analyzed the heat exchanger of crossed flow used to refrigerate and temperature control from hydraulic fluid, considering surfaces with and without wings, determining, the global coefficient of thermic transference of the surfaces to each case. The dimensioning is structured in a set of equations using the method DTML (Difference of the average temperature logarithmic). The data used as input and output parameter of hot and cold fluids were supplied from a company that builds agriculture machines throw field tests and registers. Also it was used a computer simulation using the package software Solidworks Flow Simulation 2013, and with such a feature could prove the characteristics of heat transfer and fluid flow in the heat exchanger, allowing complement and validate the analyzes performed by numerical calculations. The obtained results comparing the heat exchanger from thermic exchange surface show that although uncertainty level involved the heat exchanger the tubes with wings show a better global heat transference $408 \text{ W/m}^2\text{k}$, comparing the tubes without wings, $125,56 \text{ W/m}^2\text{k}$ resulting in higher rates of heat transference and smaller sizes.

Keywords: Heat exchanger. Thermic analyze. Fluid cooling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Trocadores casco e tubo com um passe no casco.....	19
Figura 2 – Trocador de calor de placas	20
Figura 3 – Trocador de calor de aletas	21
Figura 4 – Eficácia da aleta	24
Figura 5 – Variação dos coeficientes locais de atrito e da transferência de calor para escoamento ao longo de uma placa plana.....	24
Figura 6 – Representação gráfica do coeficiente de transferência térmica média para uma placa plana combinado com escoamento laminar e turbulento.	25
Figura 7 – Padrões de escoamento de bancos de tubos escalonados e em linha.	27
Figura 8 – Diferentes regimes de escoamento e perfis de temperatura associados em trocador de calor de tubo duplo.....	31
Figura 9 – Desenho do trocador de calor sem aletas.....	46
Figura 10 – Eficiência de aletas circulares de espessura constante t	51
Figura 11 – Desenho do trocador de calor com aletas.....	53
Figura 12 – Gráfico de velocidade do fluido frio (ar) em trocador de calor não aletado.	56
Figura 13 – Formação de vórtices no fluxo do fluido frio (ar) sobre o banco de tubos	57
Figura 14 – Gráfico de variação de temperatura do trocador de calor não aletado	57

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Dados utilizados para os cálculos	38
Quadro 2 – Propriedades termofísicas do fluido frio (ar)	40
Quadro 3 – Propriedades termofísicas do fluido quente (óleo ISO 68)	41

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Correlações para número de Nusselt em escoamento cruzado sobre banco de tubos para $N > 16$ e $0,7 < Pr < 500$	46
Tabela 2 – Fator de correção F a ser usado em $Nu_D, NL < 16 = F Nu_D$ para $NL > Re_D > 1.000$	47

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVO GERAL	13
1.2	OBJETIVOS ESPECIFICOS	14
2	REVISÃO DA LITERATURA	15
2.1	TRANSFÊRENCIA DE CALOR	15
2.2	TROCADOR DE CALOR	15
2.3	CLASSIFICAÇÕES DOS TROCADORES DE CALOR	17
2.3.1	CLASSIFICAÇÃO DE ACORDO COM OS PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	17
2.3.2	CLASSIFICAÇÃO DE ACORDO COM O GRAU DE COMPACTAÇÃO	17
2.3.3	CLASSIFICAÇÃO DE ACORDO COM O TIPO DE CONSTRUÇÃO	18
2.3.4	ALETAS	21
2.3.5	COMPRIMENTO ADEQUADO DE ÁLETAS	22
2.3.6	EFICÁCIA DA ALETA	23
2.3.7	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM PLACAS PLANAS	24
2.3.8	CLASSIFICAÇÃO DE ACORDO COM A DISPOSIÇÃO DAS CORRENTES DO FLUIDO	26
2.4	FLUXO CRUZADO EM TROCADORES DE CALOR	26
2.4.1	ESCOAMENTO CRUZADO EM FEIXES DE TUBOS	28
2.5	EQUACIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR	29
2.5.1	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	29
2.5.2	MÉTODO DE DTML PARA ANÁLISE DOS TROCADORES DE CALOR	30
2.5.3	MÉTODO ϵ -NUT PARA ANÁLISE DOS TROCADORES DE CALOR	33
2.6	FATOR DE INCRUSTAÇÃO	34
2.7	DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAIS (CFD)	35
3	METODOLOGIA	37
3.1	MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS	37
4	APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	40
4.1	ROTEIRO DE CÁLCULO DE UM TROCADOR DE CALOR	40
4.1.1	BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA	41
4.1.2	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR SEM ALETAS	43
4.1.3	DETERMINAÇÃO DA ÁREA DE TRANSFERÊNCIA ATRAVÉS DA DTML	48
4.1.4	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM ALETAS	51

4.1.5 DETERMINAÇÃO DA ÁREA DE TRANSFERÊNCIA EM TROCADORES DE CALOR ALETADOS ATRAVÉS DA DTML.....	54
4.2 ANÁLISES DE TROCADORES DE CALOR A PARTIR DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	55
5 CONCLUSÕES	59
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	61
ANEXO A	62

1 INTRODUÇÃO

O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão em diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida ocorre em muitas aplicações em engenharia. Os trocadores de calor utilizados para implementar essa troca de calor, podem ser encontrados na aplicação para aquecimento ou resfriamento de fluidos, na produção de energia, na recuperação de calor em processos e no processamento químico (INCROPERA; DEWITT, 1998).

Um sistema de agricultura de precisão consiste de vários componentes eletrônicos e hidráulicos. Para os componentes hidráulicos o acionamento dos mecanismos se dá pelo fluxo do fluido por bomba, válvulas, atuadores rotativos e lineares, filtros, linhas e conexões. Estes elementos por possuírem atrito, restrições de passagem e variações de pressão, com certo período em funcionamento, acabam gerando o aquecimento do fluido a temperaturas superiores às especificadas pelo fabricante, reduzindo assim a sua viscosidade e ocasionando com isso a redução da vida útil dos componentes hidráulicos.

Em testes de campo já realizados em um determinado sistema de agricultura de precisão de uma plantadeira de grãos, demonstraram a necessidade de reduzir a temperatura do fluido mostrando que o sistema de refrigeração atual atende parcialmente à necessidade, não efetuando a troca de calor necessária para manter o fluido em temperaturas ideais de trabalho.

Atualmente a temperatura do fluido quente encontra-se acima da recomendada, 85 a 90 °C. A temperatura de entrada do fluido no sistema hidráulico é de 65 a 70 °C e de saída entre 95 a 100°C.

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo principal deste trabalho é projetar e simular computacionalmente um trocador de calor com aplicação em circuitos hidráulicos referente a um sistema de agricultura de precisão, para resfriar o fluido utilizado nos mecanismos hidráulicos.

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

Quanto aos objetivos específicos, estão definidos como:

- Elaborar o memorial de cálculo para dimensionamento de trocadores de calor;
- Projetar e dimensionar o trocador de calor que atenda às necessidades do problema e,
- Simular a transferência térmica no interior do trocador de calor utilizando um software específico.

Este trabalho aborda como ponto principal o resfriamento do fluido hidráulico e troca térmica através do dimensionamento de um trocador de calor multipasse em escoamento cruzado em um sistema de agricultura de precisão. O projeto se justifica pela necessidade de manter o fluido hidráulico ISO 68 dentro das condições normais de trabalho especificadas pelo fabricante, garantindo assim o bom funcionamento do equipamento.

A base de dados utilizada para a realização do dimensionamento e simulação do projeto é fornecida por uma empresa fabricante de máquinas agrícolas, através do acompanhamento de campo. O dimensionamento do trocador de calor foi realizado com base nestes dados, tendo a necessidade de se levar em consideração alguns parâmetros para escolha do material, sendo que este estará exposto à incidência de produtos corrosivos.

Além dos cálculos dimensionais, a simulação computacional é essencial para prever possíveis erros de projeto e melhorar a eficiência do trocador de calor, através de uma abordagem do CFD (*Computational Fluid Dynamics*) que é realizada utilizando o pacote *FlowSimulation* do *Solidworks*, buscando resultados satisfatórios para reduzir a necessidade de protótipos físicos, reduzindo gastos e economizando tempo.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 TRANSFÊRENCIA DE CALOR

Em situações em que existir uma diferença de temperatura no interior de um sistema, ou que dois sistemas a diferentes temperaturas forem colocados em contato, ocorrem alterações das temperaturas entre os mesmos, tendendo ao equilíbrio, este processo é chamado de transferência de calor.

Quando existe um gradiente de temperatura em um meio, que pode ser um sólido ou um fluido, utiliza-se o termo condução para se referir à transferência de calor que irá ocorrer através do meio. Em contraste, o termo convecção se refere à transferência de calor que irá ocorrer entre uma superfície e um fluido em movimento, quando estes se encontram em temperaturas diferentes. O terceiro modo de transferência de calor é conhecido por radiação térmica. Toda a superfície a uma temperatura absoluta não nula emite energia na forma de ondas eletromagnéticas. Assim, mesmo na ausência de um meio que as interponha, existe transferência de calor por radiação entre duas superfícies que se encontram a diferentes temperaturas (INCROPERA; DEWITT, 1998).

2.2 TROCADOR DE CALOR

Quanto ao conceito de trocador de calor, pode ser definido como sendo um dispositivo utilizado para a realização da troca térmica entre dois ou mais fluidos de temperaturas diferentes. Em processos industriais são encontradas várias formas para a transferência de calor. O trocador de calor aquece ou esfria um determinado fluido e isso é de suma importância para a eficiência do processo como um todo.

A utilização de trocadores de calor faz-se necessário, sempre que houver um gradiente de temperatura entre dois fluidos, por exemplo, sendo que a transferência de calor faz com que a temperatura destes fluidos seja alterada e, de forma geral, um dos fluidos é resfriado enquanto o outro é aquecido.

A transferência térmica em trocadores de calor pode ocorrer principalmente das seguintes formas: através da mistura dos fluidos, através do contato entre os fluidos, com armazenagem intermediária e também através de uma parede que

separa o fluido quente e o frio.

Seguindo este mesmo raciocínio, Kreith (1977) cita que existem muitas formas de trocadores de calor, desde o mais simples até os complexos condensadores e evaporadores de superfície, com milhares de metros quadrados de superfície de troca de calor. Entre estes extremos há uma vasta gama de trocadores comuns do tipo carcaça-e-tubos. Essas unidades são largamente empregadas podendo ser construídas com grandes superfícies de troca de calor num volume relativamente pequeno, sendo fabricados de ligas para reduzir a corrosão, e são adequados para aquecimento, resfriamento, evaporação ou condensação de todas as espécies de fluidos.

Com relação ao projeto de um trocador de calor, este mesmo autor expõe que pode ser subdividido em três fases principais:

- **A análise térmica** – essa fase do projeto visa primordialmente a determinação da área de troca de calor requerida para transmitir o calor, numa determinada quantidade por unidade de tempo, dadas as velocidades de escoamento e as temperaturas dos fluidos;
- **O projeto mecânico preliminar** – esta fase envolve considerações sobre as pressões e temperaturas de operação, as características corrosivas de um ou ambos os fluidos, as expansões térmicas relativas e as consequentes tensões térmicas, além da relação do trocador de calor com os demais equipamentos;
- **O projeto de fabricação** – requer a tradução das características e dimensões físicas em uma unidade que possa ser construída a um baixo custo. A seleção dos materiais, vedações, invólucros e arranjos mecânicos devem ser feitos, e os processos de fabricação devem ser especificados.

Para cada aplicação em específico existem regras a serem seguidas para a otimização do projeto. As análises de projeto mecânico e de fabricação estão além dos objetivos deste projeto.

Para Çengel e Ghajar (2012), a transferência de calor em um trocador geralmente envolve convecção em cada fluido e condução através da parede que separa os dois fluidos. Na análise de trocadores de calor, é conveniente trabalhar com o coeficiente global de transferência de calor U , que representa a contribuição de todos estes efeitos sobre a transferência de calor. A taxa de transferência de calor entre os dois fluidos em um local de um trocador de calor depende da

magnitude da diferença de temperatura no local, que varia ao longo do trocador de calor.

2.3 CLASSIFICAÇÕES DOS TROCADORES DE CALOR

A seleção por um determinado trocador de calor requer uma análise térmica para determinar o tamanho e a geometria necessária para satisfazer os requisitos de aquecimento ou resfriamento de um dado fluido, enfatizando a necessidade de ter um conhecimento de alguns tipos de trocadores de calor existentes para definir o equipamento correto.

Diferentes aplicações em transferência de calor requerem diversos tipos de dispositivos e configurações de equipamentos, podendo ser citada uma ampla diversidade diferenciando os mesmos nas configurações, características e aplicações (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Basicamente os trocadores de calor são classificados segundo o processo de transferência de calor, grau de compactação da superfície, tipo de construção e da disposição das correntes dos fluidos (INCROPERA; DEWITT, 1998).

2.3.1 Classificação de acordo com os processos de transferência de calor

De acordo com o processo de transferência de calor, os trocadores de calor são classificados em:

- Contato indireto: Nesse tipo de trocador os fluidos permanecem separados e o calor é transferido continuamente através de uma parede, pela qual se realiza a transferência de calor, além disso, ambos os fluidos devem estar fluindo simultaneamente;
- Contato direto: nestes trocadores os fluidos imiscíveis quentes e frios se misturam. Aplicações comuns de um trocador de contato direto envolvem transferência de massa além de transferência de calor, geralmente um dos fluidos é gás e o outro é vapor ou líquido sob baixa pressão.

2.3.2 Classificação de acordo com o grau de compactação

Trocadores de calor com área superficial de transferência de calor por

unidade de volume muito grande (maior ou igual a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$), são classificados como trocadores compactos, empregados para obter um dado desempenho de transferência de calor obedecendo às limitações de massa e volume, como na aplicação em sistemas de transporte, refrigeração e ar condicionado.

A especialidade deste tipo de trocador de calor está em permitir uma grande superfície de calor por unidade de volume. Esta grande superfície de calor é adquirida através da utilização de chapas finas ou aletas onduladas estreitamente espaçadas nas paredes que separam os dois fluidos.

Conforme Incropera e DeWitt (1998), este tipo de trocadores de calor são equipamentos que possuem densas matrizes de tubos ou placas aletadas e são tipicamente usados quando pelo menos um dos fluidos é um gás, sendo, portanto, caracterizado por um pequeno coeficiente de transferência de calor. Os trocadores de calor com placas paralelas podem possuir aletas ou ser corrugados, e podem ser utilizadas modalidades de operação com único passe ou com múltiplos passes. As seções de escoamento associadas aos trocadores de calor compactos são tipicamente pequenas ($D_h \leq 5\text{mm}$), e o escoamento é geralmente laminar.

2.3.3 Classificação de acordo com o tipo de construção

Os trocadores de calor com maior utilização podem ser classificados em: trocadores tubulares, de placas, de superfície estendida e regenerativo.

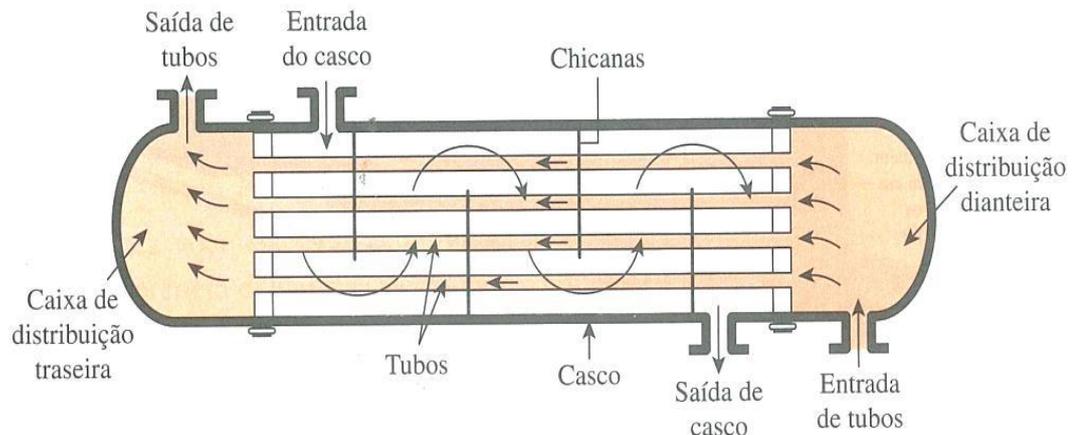
2.3.3.1 Trocadores Tubulares

São geralmente construídos com tubos circulares, existindo uma variação de acordo com o fabricante. São usados para aplicações de transferência de calor líquido/líquido (uma ou duas fases). Eles trabalham de maneira ótima em aplicações de transferência de calor gás/gás, principalmente quando pressões e/ou temperaturas operacionais são muito altas e onde nenhum outro tipo de trocador pode operar. Estes trocadores podem ser classificados como carcaça e tubo, tubo duplo e de espiral.

Os trocadores de casco e tubos são os mais comuns em aplicações industriais, constituídos de pequenos tubos dispostos “lado a lado” no interior de

uma carcaça. Um fluido percorre por estes tubos enquanto o outro fluido é forçado a escoar através da carcaça, conforme figura 1.

Figura 1 – Trocadores casco e tubo com um passe no casco



Fonte: Çengel e Ghajar (2012)

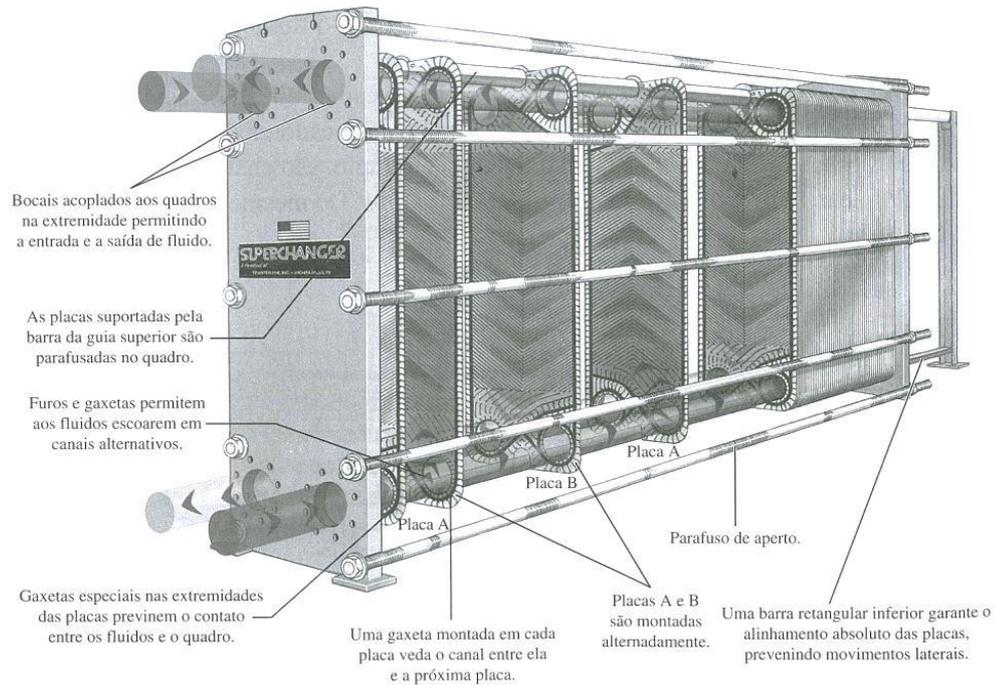
Os principais componentes deste tipo de trocador de calor são os feixes de tubos, o casco, os cabeçotes e as chicanas. As chicanas sustentam os tubos, direcionam o fluxo do fluido na direção normal aos tubos, aumentando a turbulência do fluido no casco, elevando a transferência térmica (INCROPERA; DEWITT, 1998).

2.3.3.2 Trocadores de calor tipo placa

Trocadores de calor do tipo placa (figura 2) são geralmente construídos de placas delgadas, lisas ou onduladas. Este trocador, pela geometria da placa, não suporta pressões e diferenças de temperatura tão elevadas quanto um tubo cilíndrico, sendo ordinariamente projetados para temperaturas ou pressões moderadas.

Para Çengel e Ghajar (2012), neste modelo de trocador de calor, os fluidos quentes e frios escoam em passagens alternadas e, assim, cada escoamento de fluido frio é cercado por dois escoamentos de fluido quente, intensificando a transferência de calor, além de poderem crescer com o aumento da demanda de transferência de calor mediante a simples montagem de mais placas.

Figura 2 – Trocador de calor de placas



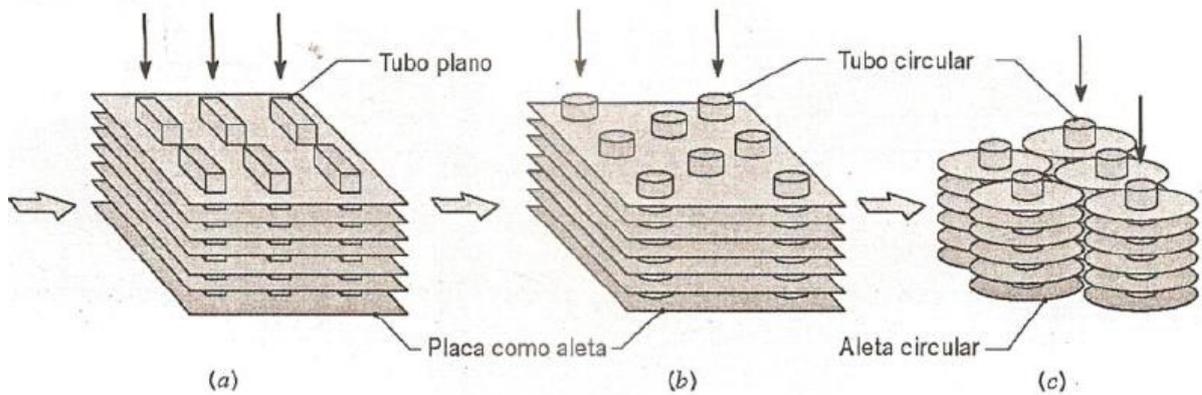
Fonte: Çengel e Ghajar (2012)

2.3.3.3 Trocadores de calor de superfície estendida - aletas

Subdividem-se em dois grupos: os de placas aletadas e os de tubos aletados (figura 3). Estes apresentam-se como uma alternativa quando um dos fluidos envolvidos no processo de transferência de calor é um gás, ou apresenta baixo valor de troca de calor por convecção.

Em geral são trocadores mais leves e compactos, podendo ser utilizados em um largo domínio de pressão do fluido nos tubos, não ultrapassando cerca de 30 atm e temperaturas de aproximadamente 850 °C, porém o emprego atual não permite a ocorrência de altos valores de pressão e temperatura, simultaneamente. (GODOY, 2008)

Figura 3 – Trocador de calor de aletas



Fonte: Incropera e Dewitt (1998)

2.3.3.4 Trocadores de calor regenerativo

Trocadores de calor regenerativo servem como meio de armazenamento temporário de calor, onde ambos os fluidos, quente e frio, escoam alternativamente nas mesmas passagens de troca de calor. A superfície de transferência de calor geralmente é de uma estrutura chamada **matriz**. Em caso de aquecimento, o fluido quente atravessa a superfície de transferência de calor e a energia térmica é armazenada na matriz. Posteriormente, quando o fluido frio passa pelas mesmas passagens, a matriz “libera” a energia térmica (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

2.3.4 Aletas

Uma aleta pode ser definida como uma superfície que se estende a partir de um determinado objeto, aumentando a área de transferência de calor e, conseqüentemente, a taxa de transmissão através do aumento da convecção. É um método de aumento da eficiência da troca de calor tanto na coleta como na dissipação de energia.

A aplicação de aletas muitas vezes pode ser uma solução econômica para casos com dificuldades na transmissão de calor. As mesmas apresentam aplicações na área de engenharia como: transformadores, motores de combustão interna, compressores, motores elétricos, trocadores de calor entre outros.

Araújo (1978) propõe que na transmissão de calor por convecção, a equação fundamental é:

$$Q = h A \Delta T \quad (1)$$

Onde:

Q = taxa de transferência de calor (w);

h = coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2\text{°C}$)

A = área de troca térmica (m^2);

ΔT = diferença de temperatura (°C).

Com isso os recursos para aumentar a taxa de transferência de calor ou fluxo de calor são:

- Aumentar h , através da convecção forçada utilizando, por exemplo, ventiladores, sopradores, bombas e outros;
- Aumentar a área A , anexando uma superfície estendida chamada de aleta que objetive um maior fluxo térmico.

2.3.5 Comprimento adequado de Aletas

A definição do tamanho da aleta é uma fase de extrema importância no projeto. Pois é fácil imaginar que quanto mais extensa for a aleta maior será a taxa de transferência de calor. Porém, isso não é verdadeiro, pois a temperatura vem gradativamente diminuindo ao longo do comprimento da aleta e em um determinado ponto atinge a temperatura ambiente. Com isso, a partir desse ponto a aleta não influencia em mais nada na transferência de calor.

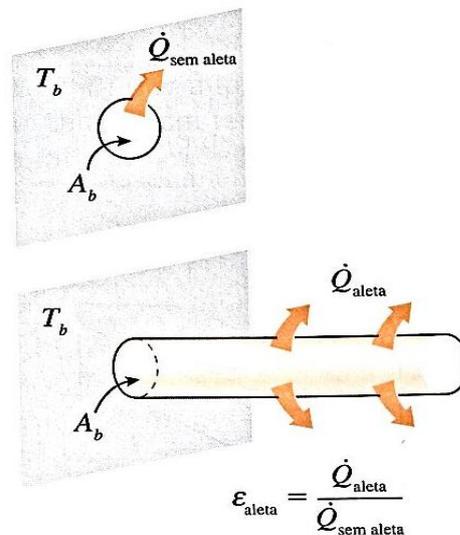
Para Çengel e Ghajar (2012), projetar uma aleta “extra comprida” está fora de questão, pois resulta em desperdício de material, excesso de peso, aumento de tamanho e, portanto, aumento dos custos sem nenhum benefício em troca. Aletas tão compridas a ponto de a temperatura aproximar se da temperatura ambiente não podem ser recomendadas, pois um pequeno aumento na transferência de calor na região da ponta não justifica o aumento desproporcional em relação ao peso e ao custo.

2.3.6 Eficácia da Aleta

Conforme já visto anteriormente, o uso da aleta proporciona o aumento da transferência de calor. A sua utilização é indicada se o aumento da transferência de calor justifica o investimento. Também não se tem uma certeza que colocando aletas na superfície se tem um aumento na transferência de calor.

Com base neste raciocínio, Çengel e Ghajar, (2012), expõem que o desempenho da aleta é avaliado com base no rendimento da transferência de calor em relação ao caso sem aleta. O desempenho da aleta é expresso por meio de ε_{aleta} como mostrado na figura 4. Aqui, A_b é a área transversal da aleta na base e $Q_{sem\ aleta}$ representa a taxa de transferência de calor dessa área se não houver aleta fixada na superfície. A efetividade da aleta $\varepsilon_{aleta} = 1$ indica que a adição de aletas na superfície não afeta a transferência de calor. Ou seja, o calor conduzido para a aleta através da área da base A_b é igual ao calor transferido a partir da mesma área A_b para o ambiente. A efetividade da aleta $\varepsilon_{aleta} < 1$ indica que a aleta, na verdade, funciona como um isolante, diminuindo a transferência de calor a partir da superfície. Essa situação pode ocorrer quando são utilizadas aletas feitas de materiais de baixa condutividade térmica. Uma eficácia da aleta $\varepsilon_{aleta} > 1$ indica que as aletas estão aumentando a transferência de calor a partir da superfície como deveriam. No entanto, a utilização de aletas não pode ser justificada a menos que ε_{aleta} seja suficientemente maior que 1. As superfícies aletadas são concebidas para maximizar a eficácia para determinado custo ou minimizar os custos para a eficácia desejada.

Figura 4 – Eficácia da aleta

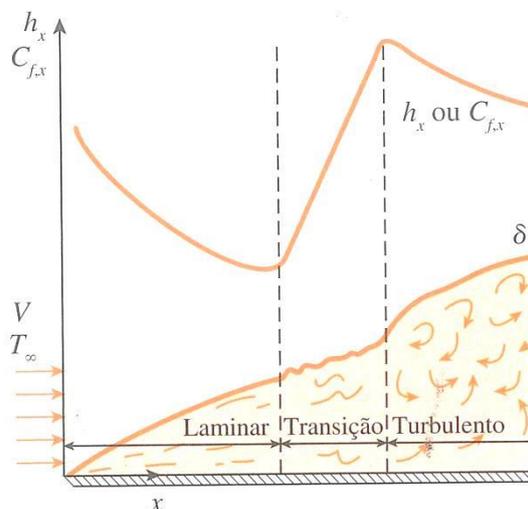


Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 173.

2.3.7 Coeficiente de transferência de calor em placas planas

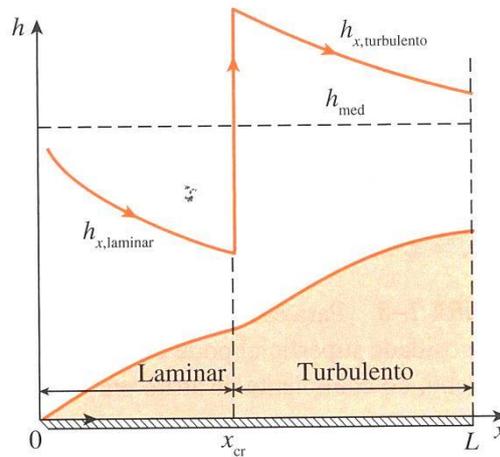
Para Çengel e Ghajar (2012), os coeficientes de atrito local e de transferência de calor são mais elevados nos escoamentos turbulentos do que laminares. Além disso, h_x atinge o seu valor mais alto quando o escoamento se torna completamente turbulento, em seguida, diminui por falta de $x^{-0.2}$ na direção do escoamento, como mostrado nas figuras 5 e 6.

Figura 5 – Variação dos coeficientes locais de atrito e da transferência de calor para escoamento ao longo de uma placa plana.



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p.424.

Figura 6 – Representação gráfica do coeficiente de transferência térmica média para uma placa plana combinado com escoamento laminar e turbulento.



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p.424.

O número médio de Nusselt ao longo da placa é determinado pelas equações, conforme segue:

$$\text{Laminar: } Nu = \frac{hL}{k} = 0,664Re_L^{0,5}Pr^{1/3} \quad Re_L < 5 \times 10^5, Pr > 0.6 \quad (2)$$

$$\text{Turbulento: } Nu = \frac{hL}{k} = 0,037Re_L^{0,8}Pr^{1/3} \quad 0,6 \leq Pr \leq 60 \quad 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7 \quad (3)$$

Onde:

Nu = número de Nusselt (*adimensional*);

L = comprimento da placa (*m*);

k = condutividade térmica ($W/m.k$).

Re = número de Reynolds.

Conforme Çengel e Ghajar (2012), a primeira relação fornece o coeficiente médio de transferência de calor para a placa inteira quando o escoamento é laminar ao longo da placa. Nota-se que o número de Nusselt médio sobre a placa inteira no caso de escoamento laminar é o dobro do valor do número de Nusselt local no final da placa, $Nu_L = Nu_x = L$ ou $h_L = h_x = L$. Isso somente é verdadeiro para escoamento laminar e não se estende para escoamento turbulento. A segunda relação fornece o coeficiente médio de transferência de calor para a placa inteira,

apenas quando o escoamento é turbulento ao longo da placa e quando a região é escoamento laminar na placa é muito pequena em relação à região de escoamento turbulento.

2.3.8 Classificação de acordo com a disposição das correntes do fluido

Existem numerosas possibilidades para a disposição do escoamento nos trocadores de calor.

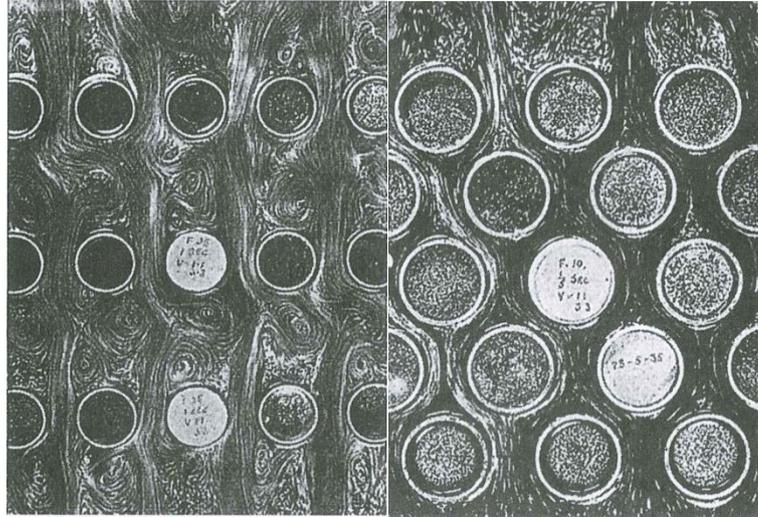
Çengel e Ghajar (2012) citam como principais os modelos com escoamento paralelo, contracorrente e escoamento cruzado. No escoamento paralelo os fluidos quente e frio entram no trocador de calor na mesma extremidade e avançam na mesma direção, enquanto que no escoamento em contracorrente os fluidos entram em extremos opostos e fluem em direções opostas.

Os autores ainda citam o escoamento cruzado, usado em trocadores compactos, onde normalmente os dois fluidos circulam perpendiculares um ao outro. De acordo com a configuração do escoamento, o escoamento cruzado é classificado como sem mistura e com mistura.

2.4 FLUXO CRUZADO EM TROCADORES DE CALOR.

Nos trocadores de calor de fluxo cruzado, objeto de análise na presente experiência, as direções do escoamento dos fluidos de trabalho são perpendiculares entre si. Um fluido flui internamente em um conjunto (feixe) de tubos e outro fluido flui externamente, com temperatura diferente, através dos tubos. Ver esquema na Figura 7.

Figura 7 – Padrões de escoamento de bancos de tubos escalonados e em linha.



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p.439.

Os tubos do trocador de fluxo cruzado são arranjados de várias formas, todas elas procurando maximizar a eficiência do equipamento através do aumento da taxa de transferência de calor e da redução de seu tamanho. O objetivo dos vários arranjos possíveis dos tubos é estabelecer condições do escoamento externo sobre o feixe de tubos, tais que prevaleçam os efeitos de separação de camada limite e interação de vórtices, tudo visando influenciar (maximizar) o coeficiente de transferência de calor por convecção (ÖZISIK, 1985).

Ainda segundo Özisik (1985), o coeficiente convectivo externo é só um dos fatores que determina o coeficiente global de troca. Este é composto por três termos: primeiro, o coeficiente convectivo interno ao tubo, segundo, a condutância do tubo, que depende da condutividade térmica e da espessura da parede do tubo e, terceiro, do coeficiente convectivo externo. O aumento dos primeiros dois termos é obtido com aumento de velocidade do escoamento interno (maior vazão do fluido) e com o uso de tubos mais finos feitos com material de condutividade térmica elevada. O coeficiente convectivo externo aos tubos pode ser incrementado aumentando-se a velocidade do escoamento ou com o uso de arranjos apropriados dos tubos. Neste último caso, o objetivo é obter um aumento do coeficiente convectivo externo acima do que seria obtido simplesmente com o aumento do número de Reynolds associado ao aumento da velocidade do escoamento. Se o fluido escoando externamente aos tubos é um gás, um aumento adicional do coeficiente convectivo seria obtido com o uso de aletas nos tubos.

Assim, para Çengel e Ghajar (2012) as fileiras de tubos que formam um feixe podem ser alinhadas ou escalonadas em relação à direção principal do escoamento do fluido. A configuração de um banco de tubos é caracterizada pelo diâmetro do tubo e pelo passo transversal e longitudinal entre os centros do tubo. O coeficiente de transferência de calor associado a certo tubo depende de sua posição no feixe. O coeficiente convectivo para um tubo colocado na primeira fileira em relação ao fluxo externo assemelha-se a de um tubo simples colocado em uma corrente cruzada. Os tubos colocados internamente no feixe terão maiores coeficientes convectivos por causa das esteiras formadas e da turbulência causada pelos tubos à jusante.

2.4.1 Escoamento cruzado em feixes de tubos.

Para o escoamento de ar através de feixe de tubos de um trocador de fluxo cruzado, geralmente o que se deseja é o valor do coeficiente médio de transferência de calor para o feixe de tubos, e não necessariamente para um tubo isolado. Assim, há que se considerar, também, a posição relativa do tubo no feixe de tubos. O coeficiente de calor associado a um tubo depende de sua posição no feixe. Este coeficiente para um tubo da primeira linha não difere sobremaneira do coeficiente de um único tubo colocado no escoamento, mas taxas de transferência de calor mais intensas estão associadas aos tubos das fileiras internas. Assim, a correlação para cálculo da transferência de calor incorpora um fator que considera a posição do tubo no feixe, (INCROPERA; DEWITT, 1998).

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção externo aos tubos foi utilizada a correlação proposta pela equação (4).

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0,25} \quad (4)$$

Onde Nu_D é o número de Nusselt referenciado ao diâmetro do tubo, Re_D^m é o número de Reynolds do escoamento referenciado ao diâmetro d do tubo e calculado com a velocidade máxima do escoamento no feixe de tubos; Pr é o número de Prandtl do fluido externo, e C é o fator que corrige a posição relativa do tubo no feixe. Esta correlação acima é aplicada quando $300 < Re_{d,max} < 200000$ e é válida para feixe de tubos não alinhados.

O número de Reynolds deve ser calculado com velocidade local $V_{m\acute{a}x}$. Esta velocidade máxima depende, evidentemente, do arranjo dos tubos. No caso do trocador utilizado no presente trabalho, com arranjo de tubos não alinhados, a velocidade máxima ocorrerá no plano transversal ao escoamento.

2.5 EQUACIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR

2.5.1 Coeficiente global de transferência de calor

A equação básica para trocador de calor é:

$$Q = U A \Delta T_{ml} \quad (5)$$

Onde:

U = coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2\text{°C}$);

ΔT_{ml} = diferença média de temperatura entre os fluidos (°C).

Assumindo-se também que a transferência de calor dos fluidos do trocador e a vizinhança sejam desprezíveis e que ocorrem mudanças de fase dos fluidos é possível chegar às taxas de transferência de calor dos fluidos quente e frio, respectivamente:

$$Q_{hot} = m_h c_{p,h} (T_{h,e} - T_{h,s}) \quad (6)$$

$$Q_{cold} = m_c c_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,s}) \quad (7)$$

Onde:

- Q_{hot} = taxa de transferência de calor do fluido quente (W);
- Q_{cold} = taxa de transferência de calor do fluido frio (W);
- m_h = vazão mássica do fluido quente (kg/s);
- $c_{p,h}$ = calor específico à pressão constante do fluido quente ($W/\text{°C}$);
- $T_{h,e}$ e $T_{h,s}$ = respectivamente, as temperaturas de entrada e saída, relativas ao fluido quente (°C);

- m_c = vazão mássica do fluido frio (kg/s);
- $c_{p,c}$ = calor específico à pressão constante do fluido frio ($W/^\circ C$);
- $T_{c,e}$ e $T_{c,s}$ = respectivamente, as temperaturas de entrada e de saída, relativas ao fluido frio ($^\circ C$).

O coeficiente global de transferência de calor depende do coeficiente de transferência de calor por convecção dos fluidos, da resistência da parede dos tubos e também do fator de incrustação. Baseando-se U em uma área determinada A obtém-se:

$$U = \frac{1}{R_{ho} + R_{do} + R_w + R_{hi} + R_{di}} \quad (8)$$

Sendo:

R_{ho} = resistência convectiva do fluido interno ($m^2 \cdot k/W$);

R_{do} = fator de incrustação interno ($m^2 \cdot k/W$);

R_w = resistência condutiva do tubo ($m^2 \cdot k/W$);

R_{hi} = resistência convectiva do fluido externo ($m^2 \cdot k/W$);

R_{di} = fator de incrustação externo ($m^2 \cdot k/W$).

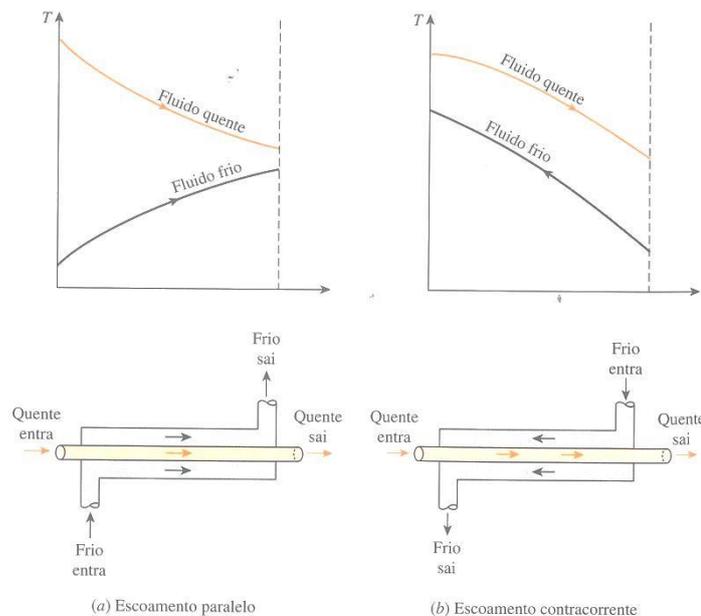
2.5.2 Método de DTML para análise dos trocadores de calor

A busca da solução de um problema em um trocador de calor é facilitada através da utilização de um método adequado ao problema, onde o mesmo pode ser classificado como problema de projeto e problema de desempenho.

Uma diferença de temperatura cria a força motriz que determina a transmissão de calor de uma fonte a um receptor. Sua influência sobre um sistema de transmissão de calor, incluindo tanto como receptor, é o objeto para o presente estudo.

Os tubos concêntricos mostrados na figura 8 conduzem duas correntes e, em cada uma destas duas, existe um coeficiente de película particular, sendo que suas respectivas temperaturas, de entrada e saída, variam.

Figura 8 – Diferentes regimes de escoamento e perfis de temperatura associados em trocador de calor de tubo duplo.



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p 630.

A fim de estabelecer a diferença de temperatura entre uma dada temperatura geral T de um fluido quente e uma temperatura t de um fluido frio, é necessário levar em consideração também todas as resistências entre as temperaturas. No caso de dois tubos concêntricos, sendo o tubo interno muito fino, as resistências encontradas são a resistência peculiar do fluido do tubo, a resistência da parede do tubo Lm/Km , e a resistência peculiar do fluido na parede anular. Uma vez que Q é igual a $\Delta t/\Sigma R$.

$$\Sigma R = \frac{1}{h_1} + \frac{L_m}{K_m} + \frac{1}{h_0} = \frac{1}{U} \quad (9)$$

Sendo possível a substituição de $1/U$ por ΣR , onde o U denomina-se coeficiente total de transmissão de calor. Levando-se em conta que um tubo real possui áreas diferentes em suas superfícies interna e externa, h_i e h_o , deve-se referir à mesma área de transmissão de calor, pois se a área externa A do tubo

interno for usada, então h_i deveria possuir se ele fosse originalmente calculado com base na área maior A em vez de A_i , então:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i A_i / A} + \frac{1}{h_o} \quad (10)$$

Considerando um sistema contracorrente, geralmente ambos os fluidos sofrem variações de temperaturas que não são lineares quando as temperaturas são plotadas contra o comprimento. Entretanto, existe uma vantagem para dedução baseada numa curva de $T-t$ contra L , uma vez que ela permita identificação da diferença de temperatura em qualquer parte ao longo do comprimento do tubo. Para dedução da diferença de temperatura entre dois fluxos, as seguintes hipóteses devem ser feitas:

- O coeficiente total de transmissão de calor é constante em todo o comprimento da trajetória;
- O calor específico é constante em todos os pontos da trajetória;
- Não existem mudanças de fase parciais no sistema;
- As perdas de calor são desprezíveis.

Então,

$$\Delta T_{ml} = DTML = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right]} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \right)} \quad (11)$$

Onde:

$DTML$ = diferença da Temperatura Media Logarítmica ($^{\circ}C$);

T_1 = temperatura de entrada do fluido frio ($^{\circ}C$);

T_2 = temperatura de saída do fluido frio ($^{\circ}C$);

t_1 = temperatura de entrada do fluido quente ($^{\circ}C$);

t_2 = temperatura de saída do fluido quente ($^{\circ}C$).

Assim tem-se que a taxa de calor transferido.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml}$$

2.5.3 Método ε -NUT para análise dos trocadores de calor

Kays e London (1984) sugerem o método chamado de método de efetividade-NUT, baseado em um parâmetro adimensional chamado efetividade de transferência de calor ε .

A efetividade (ε) é definida como a razão entre a taxa real de transferência de calor (q) e a taxa máxima de transferência de calor (q_{max}).

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{max}} \quad (12)$$

ou seja:

$$\varepsilon \equiv \frac{C_q(T_{q,e} - T_{q,s})}{C_{min}(T_{q,e} - T_{q,s})} \quad (13)$$

ou

$$\varepsilon \equiv \frac{C_f(T_{q,e} - T_{q,s})}{C_{min}(T_{q,e} - T_{q,s})} \quad (14)$$

Onde:

- ε = efetividade de transferência de calor;
- C_{min} = taxa que apresentar o menor valor entre C_f e C_q ($W/^\circ C$);
- C_f = calor específico do fluido frio ($W/^\circ C$);
- C_q = calor específico do fluido quente ($W/^\circ C$);
- $(T_{q,e} - T_{q,s})$ = diferença de temperatura de entrada do fluido quente e do fluido frio. ($^\circ C$).

O conhecimento da efetividade é útil, sendo que a taxa real de transferência de calor em um trocador de calor pode ser determinada de imediato pela equação (15).

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (15)$$

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional utilizado para a análise de trocadores de calor, definida como:

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (16)$$

Onde:

- UA = área de transferência de calor do trocador de calor (m^2);
- C_{min} = capacidade calorífica mínima ($kJ/kg \cdot ^\circ C$).

Para Çengel e Ghajar (2012), o tamanho do trocador de calor pode ser facilmente determinado utilizando o método DTML. Alternativamente, ele também pode ser determinado a partir do método da efetividade - NUT, primeiro pela avaliação da efetividade ε a partir da sua definição (12), após pela avaliação do NUT.

2.6 FATOR DE INCRUSTAÇÃO

Pode-se definir incrustação como fuligens ou depósitos de materiais que se acumulam nas paredes dos trocadores de calor, aumentando a resistência e com isso diminuindo a taxa de transferência.

O efeito líquido dessas acumulações na transferência de calor é representado pelo fator Rf , que é a medida da resistência térmica introduzida pelas incrustações. O tipo mais comum de incrustação é a precipitação de depósitos sólidos no fluido nas superfícies de transferência de calor. O fator de incrustação é obviamente zero para um trocador de calor novo e aumenta com o tempo à medida que os depósitos sólidos se formam sobre a superfície do trocador de calor. O fator de incrustação depende da temperatura de funcionamento e da velocidade dos fluidos, bem como do tempo de serviço. A incrustação aumenta com o aumento da temperatura e com a diminuição da velocidade (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

2.7 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAIS (CFD)

A sigla CFD, do inglês *Computational Fluid Dynamics*, refere-se à mecânica de fluidos computacional. A tecnologia CFD, em sua essência, consiste na solução computacional por métodos numéricos, das equações diferenciais que regem a mecânica de fluidos. Em função dos processos investigados, o equacionamento e modelagem dos fenômenos de transferência de calor são incorporados às simulações tornando o CFD aplicável aos equipamentos industriais.

Embora as equações diferenciais da mecânica dos fluidos sejam conhecidas há mais de 100 anos, a utilização de métodos numéricos para sua solução computacional apenas tornou-se representativa com o advento dos computadores digitais de terceira geração em 1970, devido à sua capacidade de processamento e armazenamento de dados. As primeiras aplicações se deram na indústria aeroespacial, onde os benefícios foram progressivamente demonstrados e recebendo devido destaque. Conseqüentemente, sua utilização vem se estendendo continuamente no setor de indústrias de base. Observou-se que as mesmas equações que são aplicadas a estas situações se aplicam aos escoamentos em gerais, sendo que após tal fato estes estudos rapidamente foram aplicados a vários campos da engenharia (SOUZA, 2011).

Computational Fluid Dynamics (CFD) é um conjunto de modelos matemáticos e métodos numéricos utilizados para simular o comportamento de sistemas que envolvem escoamento de fluídos, trocas térmicas e reações químicas, entre outros processos. O emprego desta técnica permite a solução de diversos problemas operacionais, sem a necessidade da realização de parada de máquina ou perda de produção (SOUZA, 2011).

Grande parte das soluções que eram obtidas somente com o emprego de exaustivos testes de laboratório, gerando elevado custo, agora tem seu tempo de execução e precisão melhoradas com o emprego da modelagem computacional, que propõe um conjunto de métodos e técnicas para a abordagem dos mais variados problemas de engenharia (SOUZA, 2011).

Ainda segundo Souza (2011), antes do advento do CFD, além de anos de experiência prática, o projetista não tinha muitas ferramentas ao seu dispor. As descrições matemáticas disponíveis para mecânica dos fluidos e transferência de calor apresentavam simplificações ainda maiores da realidade. A busca por uma

melhor metodologia de projeto tornou frequente a utilização de miniaturas, em escala laboratorial, necessitando tempo maior para conclusão de um projeto, gerando elevado custo.

A utilização do CFD proporciona a elaboração de modelos virtuais do sistema ou dispositivo em análise, com a possibilidade de aplicar o maior número de condições possíveis. A importância da aplicação do CFD em máquinas de fluido está na possibilidade de prever quantitativamente as características de um escoamento, possibilitando a visualização de todas e quaisquer alterações, aprimorando ao máximo o desempenho do modelo em análise.

3 METODOLOGIA

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

O modelo matemático do trocador de calor com e sem aletas foi obtido a partir das equações de balanço global de energia. Para obtenção deste modelo foram adotadas algumas simplificações, apresentadas na sequência:

- As propriedades de transporte de calor dos fluidos, quente e frio, não variam com a temperatura;
- Não há mudança de fase nos fluidos considerados;
- As variações de energia cinética e de energia potencial são desprezíveis.

Os processos de transferência de calor considerados na representação matemática do sistema estudado são os seguintes: transferência de calor por convecção entre o fluido quente e os tubos do lado interno; transferência de calor por condução nas paredes dos tubos e aletas; e transferência de calor entre o fluido frio e os tubos do lado externo.

O dimensionamento do trocador de calor é efetuado levando em consideração dados de projeto fornecido por uma empresa do ramo agrícola, fabricante de equipamentos agrícolas, equipados com sistema de agricultura de precisão. Os dados fornecidos são específicos de uma plantadeira equipada com sistema de taxa variável de fertilizante, sistema pneumático de distribuição de semente e sistema de transmissão hidráulica, coletados em testes de campo.

O equacionamento do trocador de calor tem como fonte de referência os trabalhos de Incropera e DeWitt (2003) e Çengel e Ghajar (2012), onde destacam-se dois procedimentos para efetuar o dimensionamento e análise do trocador de calor, sendo eles:

- O método da DTML (diferença da temperatura média logarítmica) e;
- O método ϵ -NUT (número de unidade de transferência – NUT e da efetividade- ϵ).

O procedimento aplicado a este TFC (Trabalho de Final de Curso) é o método DTML por ser mais indicado quando se conhecem as temperaturas de alimentação e saída dos fluidos quentes e frios, uma vez que o valor de ΔT_{ml} pode ser facilmente calculado.

Através deste método estabeleceu-se o projeto térmico, capacidades e

dimensões do trocador de calor, com e sem tubos aletados, determinando a taxa de transferência global de calor. Para tanto, considerou-se o tipo de trocador de calor, geometria das superfícies, disposição das correntes, vazões, temperaturas de entrada e dimensões totais do núcleo.

O memorial de cálculo foi elaborado levando em consideração estes dados conforme quadro 1.

Quadro 1 – Dados utilizados para os cálculos

Descrição	Valor
Vazão de fluido do sistema	0.003 m ³ /s
Temperatura de entrada do fluido hidráulico (quente)	90 °C
Temperatura de saída do fluido hidráulico (quente)	60 °C
Temperatura desejada de entrada do fluido frio (ar)	35 °C
Temperatura desejada de saída do fluido frio (ar)	75 °C
Pressão do fluido quente	10 bar
Pressão do fluido frio	1 atm
Fluido quente do sistema	ISO 68

Fonte: Autores.

Em qualquer problema ambos os métodos podem ser utilizados e fornecem valores equivalentes. Contudo, dependendo da natureza do problema, o método ϵ -NUT pode ser mais fácil de ser aplicado.

O método DTML é mais fácil quando são conhecidas as temperaturas de alimentação e saída dos fluidos quente e frio, uma vez que o valor de ΔT_{ml} pode ser facilmente calculado. Problemas nos quais estas temperaturas são conhecidas podem ser chamados de problemas de trocadores de calor (INCROPERA; DEWITT, 1998).

Quando as temperaturas de saída e entrada dos fluidos não são conhecidas, o cálculo através da DTML se torna tedioso, sendo neste caso o método ϵ -NUT mais aplicável. Considerando que as temperaturas de projeto são conhecidas o método aplicado a este trabalho é o método DTML.

Após o dimensionamento completo, passa a ser desenvolvido o desenho computacional do trocador de calor, empregando o auxílio do software de desenho *Solidworks* 2013.

Para verificação da capacidade do trocador de calor, além dos cálculos realizados pelos métodos acima expostos, é utilizada a simulação computacional através de uma abordagem do CFD (*Computational Fluid Dynamics*), pela aplicação do pacote *FlowSimulation* do *Solidworks*, demonstrando a transferência térmica através do trocador de calor.

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 ROTEIRO DE CÁLCULO DE UM TROCADOR DE CALOR

Neste tópico é apresentado o roteiro de cálculos para o dimensionamento do trocador de calor, considerando tubos aletados e não aletados. Primeiramente, através do balanço de energia foi determinada a taxa de transferência de calor necessária para manter o fluido quente dentro das temperaturas especificadas pelo projeto. Em seguida, foram realizados os cálculos considerando somente o trocador de calor sem aletas e posteriormente dimensionamento com tubos aletados.

Os processos de transferência de calor considerados na representação matemática do sistema estudado foram os seguintes: transferência de calor por convecção entre o fluido quente e os tubos do lado interno, transferência de calor por condução nas paredes dos tubos e aletas e transferência de calor entre o fluido frio e os tubos do lado externo.

Os dados iniciais para o desenvolvimento deste projeto foram fornecidos por uma empresa fabricante de máquinas agrícolas, conforme quadro 1, sendo que as propriedades termofísicas foram obtidas por meio de revisões bibliográficas, tais como Incropera e DeWitt (1998) e Çengel e Ghajar (2012). As propriedades termofísicas e a temperatura média dos fluidos quente e frio são apresentados nos quadros 2 e 3.

Quadro 2 – Propriedades termofísicas do fluido frio (ar)

Temperatura °C	Calor específico cp kJ/(kg K)	Coefficiente de expansão 10^{-3} 1/K	Condutividade térmica W/(m K)	Massa específica kg/m ³	Número de Prandtl	Viscosidade absoluta 10^{-6} Pa s	Viscosidade cinemática 10^{-6} m ² /s
-150	-	8,21	0,0116	2,793	0,76	8,6	3,08
-100	-	5,82	0,016	1,98	0,74	11,78	5,95
-50	1,006	4,51	0,0204	1,534	0,72	14,64	9,55
0	1,006	3,67	0,0243	1,293	0,71	17,23	13,32
10	1,006	3,53	0,0248	1,247	0,71	17,72	14,21
20	1,006	3,43	0,0257	1,205	0,71	18,2	15,11
30	1,006	3,3	0,0263	1,165	0,71	18,68	16,04
40	1,007	3,2	0,0271	1,127	0,71	19,15	16,97
50	1,007	3,09	0,0278	1,093	0,71	19,61	17,95
60	1,008	3	0,0285	1,059	0,71	20,06	18,93
70	1,009	2,91	0,0292	1,029	0,71	20,51	19,94
80	1,01	2,83	0,0299	1	0,71	20,95	20,94
90	1,01	2,75	0,0306	0,972	0,71	21,38	22
100	1,011	2,68	0,0314	0,946	0,7	21,81	23,06
110	1,012	2,61	0,032	0,921	0,7	22,23	24,14
120	1,013	2,55	0,0328	0,898	0,7	22,65	25,23

Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Quadro 3 – Propriedades termofísicas do fluido quente (óleo ISO 68)

GRAU ISO	68
Código do produto	7431611
Código da FISPQ	31874
Densidade a 20°C	0,8817
Viscosidade Cinemática CST a 40°C CST a 100°C	69,44 10,48
Índice de Viscosidade	80 a 85 °C
Ponto de Fulgor, COC, °C	232
Ponto de Fluidez, °C	-42
Espuma, Tend./Estab.,ml Seq I Seq II	10/0 20/0
Neutralização, MG KOH/g	0,4
Corrosão Lâmina de cobre	1A
Emulsão, Tempo de separação, Minutos	10
Classe de Limpeza	-

Fonte: Catálogo de produtos Texaco.

Para identificar a condutividade térmica dos materiais, utilizou-se a tabela de propriedades termofísicas de sólidos a 300K (Çengel e Ghajar, 2012). Conforme Anexo A.

4.1.1 Balanço global de Energia

As equações de balanço global de energia foram utilizadas para a obtenção do modelo matemático do trocador de calor nas suas duas possibilidades, ou seja, com e sem aletas. Foram adotadas algumas simplificações para a obtenção do modelo, as quais são listadas a seguir:

- As propriedades de transporte de calor dos fluidos, quente e frio, não variam com a temperatura;
- As perdas de calor para o ambiente são desprezíveis;
- Não há mudança de fase nos fluidos considerados;
- Os fluidos tem comportamento Newtoniano;
- As variações de energia cinética e de energia potencial são desprezíveis.

Considerando as simplificações adotadas, a taxa de calor trocada Q é igual às taxas de calor recebido pela corrente fria, Q_{cold} , e liberado pela corrente quente, Q_{hot} , conforme as equações (6) e (7):

$$Q_{hot} = m_h c_{p,h}(T_{h,e} - T_{h,s})$$

$$Q_{cold} = m_c c_{p,c}(T_{c,e} - T_{c,s})$$

Realizando o balanço de energia, $Q_{cold} = Q_{hot}$, equação (17), levando em consideração os dados de projeto, quadro 1, obtém-se a vazão mássica do fluido frio para manter a temperatura do fluido quente dentro dos padrões estabelecidos.

$$Q_{cold} = Q_{hot}$$

$$m_c c_{p,c}(T_{c,e} - T_{c,s}) = m_h c_{p,h}(T_{h,e} - T_{h,s}) \quad (17)$$

$$m_c = 4,11 \text{ kg/s}$$

Utilizando a equação (17), considerando a temperatura de entrada fria ($T_{c,e}$) igual a 35 °C, a temperatura fria de saída ($T_{c,s}$) de 75 °C, a temperatura de entrada do fluido quente ($T_{h,e}$) igual a 90 °C e a temperatura de saída quente ($T_{h,s}$) de 60 °C, obtém-se a vazão mássica do fluido frio. (m_c) igual a 4,11 kg/s .

A taxa de transferência de calor a ser retirada do fluido quente foi determinada empregando a equação (6).

$$Q_{hot} = m_h c_{p,h}(T_{h,e} - T_{h,s})$$

$$Q_{hot} = 165530 \text{ W}$$

4.1.2 Coeficiente global de transferência de calor sem aletas

A área superficial do trocador de calor sem aletas foi calculada a partir do coeficiente global de transferência de calor (U), desprezando a resistência da parede do tubo. Quando a espessura da parede do tubo é pequena e a condutividade térmica do material é elevada a relação é simplificada, conforme equação (18) (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (18)$$

Onde:

h_i = coeficiente de calor por convecção interno ($W/m^2 k$);

h_e = coeficiente de calor por convecção externo ($W/m^2 k$);

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor interno utilizou-se equação (19).

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^n \quad (19)$$

Onde:

Nu = Número de Nusselt;

Re = Número de Reynolds;

Pr = Número de Prandtl;

n = constante em função da aplicação.

Onde $n = 0,4$ para aquecimento e $0,3$ para resfriamento.

Os adimensionais Nu (Nusselt), Re (Reynolds) e Pr (Prandtl) são definidos nas equações (20), como:

$$Nu = \frac{h.D}{k} \quad Re = \frac{V.D}{\mu} \quad Pr = \frac{Cp.\mu}{k} \quad (20)$$

Onde:

V = velocidade do fluido (m/s);

D = diâmetro do tubo (m);

k = condutividade térmica do fluido quente ($W/m.k$);

Cp = calor específico do fluido quente ($J/kg.k$);

μ = viscosidade dinâmica ($kg/m.s$).

Para determinar o coeficiente de convecção interna (hi) foram resolvidas as equações (19) e (20).

$$Re = \frac{V \cdot D}{\mu}$$

$$Re = 14635,37$$

e

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

$$Pr = 122,33$$

portanto,

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^n$$

$$Nu = 338,12$$

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k}$$

$$hi = 1474,19 \text{ } W/m^2k$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção externo aos tubos foi utilizada a equação (4).

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0,25}$$

Em que:

$$Re_D = \frac{V_{max} \cdot D}{\nu} \quad (21)$$

Onde:

V_{max} = velocidade máxima do fluido dentro do banco de tubos (m/s);

ν = viscosidade cinemática (m^2/s).

A velocidade máxima no interior dos tubos para a configuração escalonada ocorreu no plano transversal à área de escoamento, portanto, a velocidade máxima é determinada pela equação (22).

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (22)$$

Onde:

S_T = distancia entre centros dos tubos (m);

V = velocidade de escoamento do ar (m/s).

Em que a velocidade foi determinada através da equação (23), considerando a vazão mássica do ar, equação (17), e a área frontal do trocador de calor, figura 9.

$$Q = A \cdot V \quad (23)$$

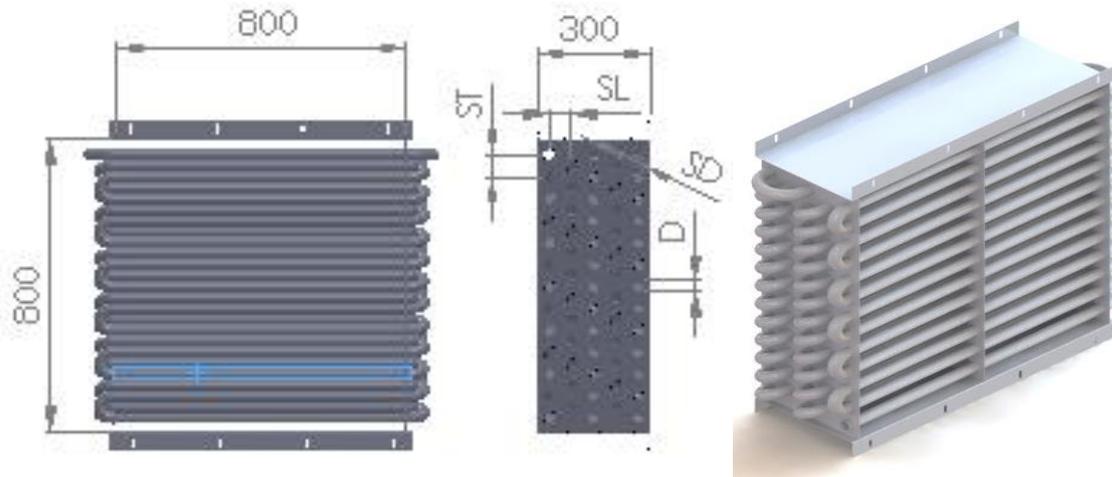
$$V = 11,7 \text{ m/s}$$

Em que:

Q = vazão volumétrica (m^3/s);

A = área frontal do trocador de calor (m).

Figura 9 – Desenho do trocador de calor sem aletas



Fonte: Autores

Os valores de constantes C , m e n da equação (4) dependem do número de Reynolds, sendo apresentadas na tabela 1 as correlações para bancos para $N > 16$ e $0,7 < Pr < 500$ e $0 < Re_D < 2 \times 10^6$. Sendo que a incerteza nos valores do número de Nusselt obtidos a partir destas correlações é de $\pm 15\%$, (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

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 os do Pr_s , são avaliadas na temperatura média aritmética do fluido, equação (24).

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2} \quad (24)$$

$$T_m = 55^\circ\text{C}$$

Onde:

T_m = temperatura média aritmética ($^\circ\text{C}$);

T_i = temperatura do fluido na entrada ($^\circ\text{C}$);

T_e = temperatura do fluido na saída ($^\circ\text{C}$).

Para a utilização das correlações do Nusselt médio no dimensionamento deste trocador de calor, com banco de tubos com $N < 16$ foi necessária a utilização da equação (25).

$$Nu_{D, N_L < 16} = \frac{hD}{k} = F Nu_D \quad (25)$$

Onde:

F = o fator de correção cujos valores são apresentados na tabela 2. Para $Re > 1000$, o fator de correção é independente do número de Reynolds.

Tabela 2 - Fator de correção F a ser usado em $Nu_{D, N_L < 16} = F Nu_D$ para $N_L > Re_D > 1.000$

NL	1	2	3	4	5	7	10	13
Em Linha	0,70	0,80	0,86	0,90	0,93	0,96	0,98	0,99
Escalonado	0,64	0,76	0,84	0,89	0,93	0,96	0,98	0,99

Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 441

Para determinar o coeficiente de convecção externo (h) foram resolvidas as equações (21), (22) e (25).

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

$$V_{max} = 23,4 \text{ m/s}$$

$$Re_D = \frac{V_{max} \cdot D}{\nu}$$

$$Re_D = 39023,83$$

$$Nu_{D, N_{L < 16}} = \frac{hD}{k} = F Nu_D$$

$$h = 137,3 \text{ W/m}^2\text{k}$$

Como o objetivo do equipamento é facilitar a troca de calor, os tubos usados no trocador de calor são de parede fina ($r_i \cong r_e$). Portanto, as áreas das superfícies, interna e externa dos tubos são aproximadamente iguais, ou seja, $A_i \cong A_e$. Assim, tem-se que:

$$\dot{q} = \frac{A_e \cdot (\Delta T)_{total}}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (26)$$

O coeficiente global de transferência de calor em um trocador (U) é definido através da equação (18), assim:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}}$$

$$U = 125,56 \text{ W/m}^2\text{k}$$

4.1.3 Determinação da área de transferência através da DTML

A partir da equação geral para projeto de trocador de calor, equação (5), obteve-se a área necessária para resfriar o fluido hidráulico para os parâmetros de projeto.

$$A = qU\Delta T_{ml}$$

Onde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_O - \Delta T_L)}{\ln\left(\frac{\Delta T_O}{\Delta T_L}\right)} \quad (27)$$

Sendo:

$$\Delta T_O = T_{h,e} - T_{c,s} \quad (28)$$

$$\Delta T_O = 15^\circ k$$

Onde:

$T_{h,e}$ = temperatura de entrada do fluido quente (k);

$T_{c,s}$ = temperatura de saída do fluido frio (k).

$$\Delta T_L = T_{h,s} - T_{c,e} \quad (29)$$

$$\Delta T_L = 25^\circ k$$

Onde:

$T_{h,s}$ = temperatura de saída do fluido quente (k);

$T_{c,e}$ = temperatura de entrada do fluido frio (k).

A solução para a diferença média logarítmica da temperatura é dado pela equação (27).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_O - \Delta T_L)}{\ln\left(\frac{\Delta T_O}{\Delta T_L}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 19,6^\circ$$

Resolvendo a equação (5), tem-se que:

$$A = qU\Delta T_{ml}$$

$$A = 4,5m^2$$

Conhecida a área necessária para a troca de calor, pode-se dimensionar o diâmetro dos tubos e quantidade necessária para o trocador. O comprimento do tubo é conhecido já que é limitado pelo tamanho do trocador (figura 9), assim seu comprimento é de 0,8 m.

Para dimensionamento do diâmetro dos tubos, consideram-se padrões comerciais DIN 2440, com:

* Diâmetro interno do tubo de 0,029 m;

* Diâmetro externo do tubo de 0,03 m;

A área de transferência de cada tubo é dada pela equação (30):

$$A_{tubo} = d\pi L \quad (30)$$

$$A_{tubo} = 0,0753m^2$$

Onde:

A_{tubo} = área do tubo (m^2);

L = comprimento do tubo (m)

Conhecida a área total de transferência de calor determina-se a quantidade de tubos pela equação (31):

$$n = \frac{A}{A_{tubo}} \quad (31)$$

$$n = 60 \text{ tubos}$$

Onde:

n = número de tubos

4.1.4 Coeficiente global de transferência de calor com aletas

A taxa de transferência de calor da superfície do tubo aletado foi determinada a partir da equação (32).

$$Q_{total} = [\eta\beta + (1-\beta)]ah\theta_o = \eta'ah\theta_o \quad (32)$$

Onde:

Q_{total} = Taxa de transferência total da superfície aletada;

η = eficiência da aleta;

β = Relação entre a área aletada / área total;

θ_o = Variação da temperatura;

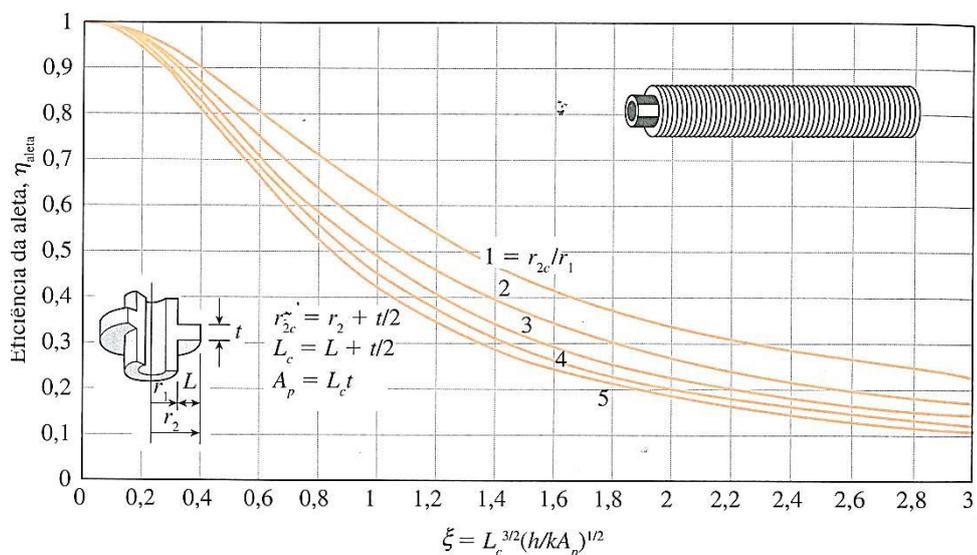
h = Coeficiente de convecção do lado do ar;

a = Área total de transferência por tubo = área aletada + área lisa;

$\eta' \equiv \beta\eta + 1 - \beta$ = Rendimento da aleta ponderada pela área.

Sendo η a eficiência da aleta determinada através da figura 10

Figura 10 – Eficiência de aletas circulares de espessura constante t



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 172.

$$Q_{total} = [\eta\beta + (1-\beta)]ah\theta_o = \eta'ah\theta_o$$

$$Q_{total} = 30071,23 \text{ w}$$

Coeficiente global de transferência de calor é dado pela equação (33)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{\eta h_e A_e} \quad (33)$$

Onde:

A_i = Área interna;

A_e = Área externa;

r_e = Raio externo do tubo;

r_i = Raio interno do tubo;

L = Comprimento do tubo;

k = Condutividade térmica do material;

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção externo aos tubos foi utilizada a equação (3).

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,037 Re_L^{0,8} Pr^{1/3}$$

Onde o adimensional Reynolds foi calculado através da equação (21).

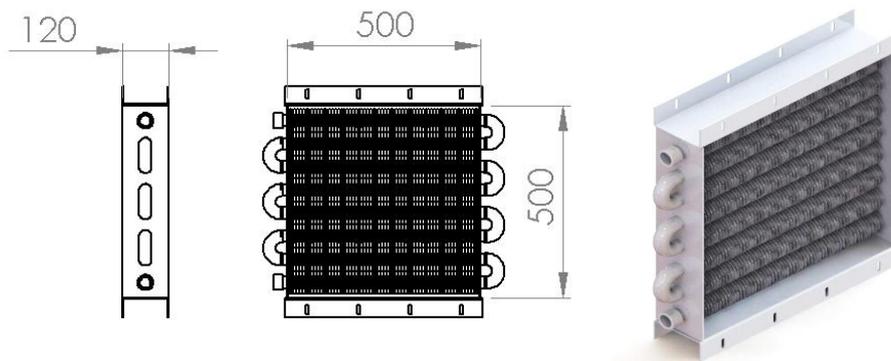
$$Re = \frac{V_{max} \cdot D}{\nu}$$

A velocidade foi determinada através da equação (22), considerando a vazão mássica do ar, equação (17), e a área frontal do trocador de calor, figura 11.

$$Q = A \cdot V$$

$$V = 47,88 \text{ m/s}$$

Figura 11 – Desenho do trocador de calor com aletas



Fonte: Autores

A velocidade máxima no interior dos tubos para a configuração adotada ocorreu no plano transversal à área de escoamento, portanto a velocidade máxima é determinada pela equação (22).

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

$$V_{max} = 95,76 \text{ m/s}$$

A partir do resultado da equação (22), determinou-se o número de Reynolds.

$$Re = \frac{V_{max} \cdot D}{\nu}$$

$$Re = 159688,31$$

A partir das equações (20) e (21), obteve-se o número de Nusseldt.

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,037 Re_L^{0,8} Pr^{1/3}$$

$$Nu = 325,34$$

A convecção externa do trocador com tubos aletados foi determinada a partir da equação (34).

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (34)$$

$$h = 285,20 \text{ W/m}^2\text{k}$$

Conhecido o coeficiente de convecção externa sobre as aletas e seu rendimento, foi determinado o coeficiente global de transferência de calor através da equação (33).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{\eta h_e A_e}$$

$$U = 408 \text{ W/m}^2\text{k}$$

4.1.5 Determinação da área de transferência em trocadores de calor aletados através da DTML

A transferência de calor entre a parte externa e o ar de um trocador de calor deste tipo leva em conta vários fatores. As aletas, principalmente, têm grande importância na troca de calor, pois aumentam a superfície de troca e fica em contato direto com o fluido externo, no caso o ar. Sua geometria combinada com o fluxo de ar provido por ventiladores possibilitam ao trocador um bom desempenho.

A partir da equação geral para projeto de trocador de calor, equação (5), obteve-se a área necessária para resfriar o fluido hidráulico, chegando-se a atingir os parâmetros de projeto.

$$A = qU\Delta T_{ml}$$

$$A = 2,4\text{m}^2$$

Conhecida a área necessária para a troca de calor, pode-se dimensionar o diâmetro dos tubos e quantidade necessária para o trocador. O comprimento do tubo é conhecido, já que é limitado pelo tamanho do trocador, figura 11, assim seu comprimento é de 0,5 m.

Para dimensionamento do diâmetro dos tubos, consideraram-se os tubos comerciais de alumínio, com:

* Diâmetro interno do tubo de 0,029 m;

* Diâmetro externo do tubo de 0,03 m;

A área de transferência de cada tubo é dada pela equação (35):

$$A_{tubo\ aletado} = A_{lisa} + A_{aletada} \quad (35)$$

$$A_{tubo} = 0,33\ m^2$$

Onde:

$A_{tubo\ aletada}$ = área do tubo com aletas (m^2);

Conhecida a área total de transferência de calor determina-se a quantidade de tubos pela equação (31):

$$n = \frac{A}{A_{tubo}}$$

$$n = 8\ tubos$$

Onde:

n = número de tubos

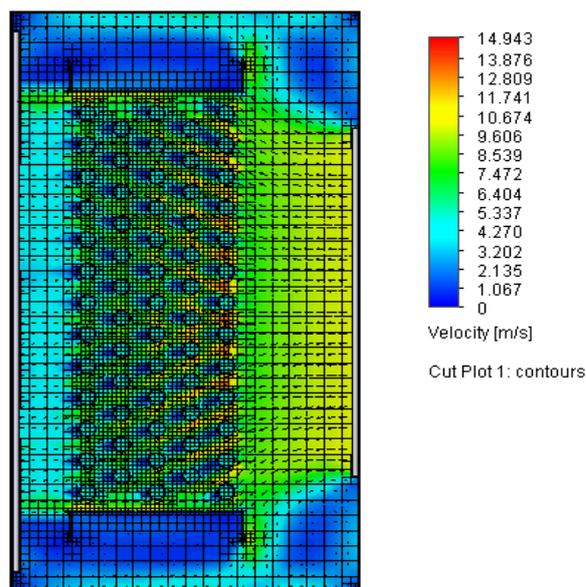
4.2 ANÁLISES DE TROCADORES DE CALOR A PARTIR DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA.

Para estudar o comportamento da transferência de calor dos fluidos para o sólido, foram realizadas simulações numéricas em um dos trocadores de calor dimensionados, neste caso o trocador de calor não aletado. Com aplicação do

suplemento *Flow Simulation* do *SolidWorks* 2013, possibilitou-se gerar informações para as grandezas de interesse, como distribuição de velocidades no fluxo do fluido frio, figura (12) e a transferência de calor no sólido, figura (14), no modelo analisado.

Na figura (12) verifica-se a simulação do escoamento do ar sobre o feixe de tubos, considerando a velocidade de entrada do fluido frio, a mesma dos cálculos. A velocidade máxima do ar é atingida na primeira fileira de tubos, como constatados através da elaboração dos cálculos analíticos. Considerando a velocidade de deslocamento do fluido frio sobre o banco de tubo verifica-se que a transferência de calor é intensificada nas fileiras iniciais, tornando se praticamente estável nas fileiras intermediárias.

Figura 12 – Gráfico de velocidade do fluido frio (ar) em trocador de calor não aletado.

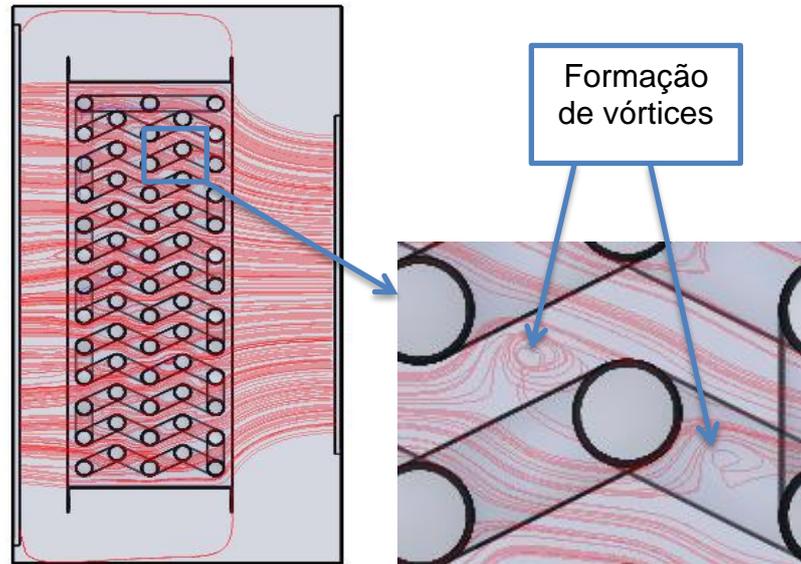


Fonte: Autores

A formação de pequenos vórtices, detalhe da figura (13), nas fileiras intermediárias aumentam a turbulência do escoamento, intensificando a transferência de calor do sólido para o ar aumentando a eficiência da transferência de calor por convecção do lado externo do trocador de calor.

A formação de vórtices é influenciada pelo tipo de escoamento do fluido, neste caso, escoamento turbulento e também pela forma do arranjo do feixe de tubos procurando maximizar a eficiência do trocador de calor.

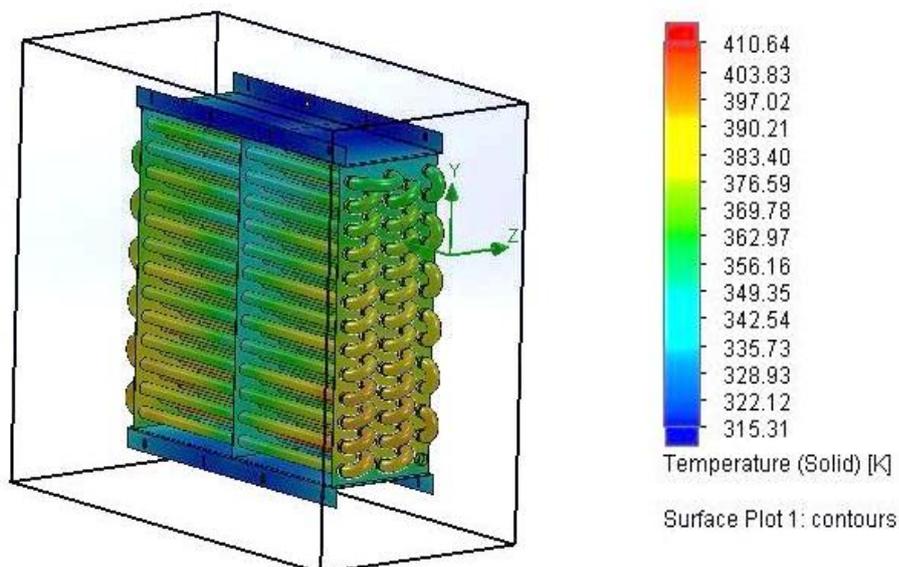
Figura 13 – Formação de vórtices no fluxo do fluido frio (ar) sobre o banco de tubos



Fonte: Autores

A simulação de variação de temperatura no sólido, figura (13), demonstra o gradiente de variação da temperatura do trocador de calor, onde na entrada, parte inferior do trocador, o fluido entra a uma temperatura de 90° reduzindo gradativamente até a temperatura de 60°C , influenciado pela alta condutividade térmica do sólido e pelo escoamento de ar forçado sobre o feixe de tubos.

Figura 14 – Gráfico de variação de temperatura do trocador de calor não aletado



Fonte: Autores

Nesta análise verifica-se que o gradiente de temperatura do sólido é influenciado pela circulação do fluido quente (interno) o qual é resfriado pelo fluxo de ar cruzado no banco de tubos (externo), nota-se que a variação de temperatura do sólido varia de 390 a 362 K, representando quanto calor está sendo retirado do fluido quente para mantê-lo nas temperaturas de projeto.

As propriedades e grandezas que definem o estado para o ar e o fluido hidráulico, tais como pressão, temperaturas de entrada e saída, massas específicas, viscosidades dinâmicas, calor específico e condutividade térmica, foram mantidas as mesmas utilizadas para os cálculos analíticos. As avaliações foram realizadas sob a condição de regime permanente, com ambos os fluidos incompressíveis e escoamento em ambos os lados considerados turbulentos.

5 CONCLUSÕES

O equacionamento de trocadores de calor, enfatizado neste TFC, demonstra que a taxa de transferência de calor é o dado mais importante na seleção de trocadores de calor. Ele deve conseguir transferir calor entre dois fluidos em uma taxa especificada, a fim de atingir a temperatura desejada do fluido para uma vazão mássica também especificada.

Com o desenvolvimento da simulação computacional usando o *Flow Simulation* do software *SolidWorks*, obteve-se as características de transferência de calor e escoamento dos fluidos no interior e exterior do trocador de calor, possibilitando além de complementar as análises anteriores, validar os resultados obtidos através dos cálculos numéricos.

A aplicação ao projeto e a análise de desempenho do trocador de calor analisado mostrou-se adequada na determinação da transferência de calor, possibilitando a visualização do fenômeno de transferência térmica no interior de um trocador de calor.

Um fator considerado no decorrer da simulação foi a necessidade de obtenção de conhecimento técnico referente ao software utilizado para simulação e análise dos resultados, além de ser preciso um hardware de grande capacidade, para que se consiga gerar a malha e realizar todas as interações de cálculos necessárias para a simulação, motivos estes que levaram a limitar a simulação de apenas um modelo de trocador abordado.

Com os resultados obtidos através de cálculos matemáticos e com as direções apresentadas com a análise da simulação computacional, foi possível verificar a facilidade de integração dos métodos computacionais com os demais meios para obtenção de resultados.

Conclui-se que a simulação computacional é uma ferramenta de apoio às análises e que não excluem totalmente a discussão técnica e a utilização de métodos tradicionais para a obtenção dos resultados.

Com a realização desta pesquisa foi possível perceber na prática a dificuldade de abordar o fenômeno da transmissão de calor, pois a utilização de fórmulas empíricas dificulta a modelagem deste fenômeno, resultando em erros que podem ser essenciais para a determinação do coeficiente global de transferência. Desta forma, várias medidas devem ser tomadas para garantir que tais

discrepâncias não comprometam o resultado final, como as medidas citadas no decorrer deste trabalho.

Os estudos apontam que os resultados obtidos através do equacionamento dos modelos de trocadores de calor, foram satisfatórios, onde ambos os modelos são capazes de resfriar o fluido hidráulico atendendo as necessidades de projeto.

Comparadas as áreas de troca térmica dos modelos analisados, $4,5 \text{ m}^2$ para trocador sem aletas e $2,4 \text{ m}^2$ para trocador com aletas, percebe-se o quanto mais compacto se torna um trocador com a adição de superfícies estendidas. Desta forma, ambos os modelos poderiam ser utilizados na aplicação para a qual foram dimensionados, sendo que o que limitará o uso do trocador sem aletas será seu tamanho relacionado ao trocador aletado. Equipamentos agrícolas, em se tratando de plantadeiras, são equipamentos móveis e, portanto, quanto mais compacto o trocador de calor, menor será o peso deste sobre a estrutura, facilitando também a montagem em pontos específicos do equipamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARAÚJO, Celso de. **Transmissão de Calor**. São Paulo: Livros técnicos e científicos, 1978.

CATÁLOGO DE PRODUTOS TEXACO. 2013. Disponível em:
<http://www.campolub.com.br/site/upload/catalogo_produtos_texaco.pdf>. Acesso em: julho de 2013.

ÇENGEL, A. Y.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa**. 4. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2012

GODOY, S. M. **Eficiência térmica de trocadores de calor compactos através de simulação numérica**. 2008. Dissertação de mestrado. Disponível em
<www.teses.usp.br/teses/Dissertacao>. Acesso em abril de 2013.

INCROPERA F. P.; DEWITT. D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 4. ed. Rio de Janeiro: Livros técnicas e Científicos Editora, 1998.

KAYS, W. M., LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**. 3° ed. Stanford: McGraw-Hill, 1984

KREITH. F. **Princípios da transmissão de calor**. São Paulo: Edgard Blücher, 1977.

ÖZISIK, M. N. **Transfor Heat Approach a Basic**. Editora McGraw-Hill *Book Company*, 1985

SOUZA, Z. **Projetos de Máquinas de Fluxo**: tomo I, base teórica e experimental. Rio de Janeiro: Editora Interciência: Minas Gerais: Editora Acta, 2011.

ANEXO A

TABELA A-3

Propriedades dos metais sólidos

Composição	Ponto de fusão, K	Propriedades a 300 K				Propriedades em diversas temperaturas (K), k(W/m · K)/c _p (J/kg · K)						
		ρ kg/m ³	c _p J/kg · K	k W/m · K	α × 10 ⁶ m ² /s	100	200	400	600	800	1.000	
Alumínio:												
Puro	933	2.702	903	237	97,1	302	237	240	231	218		
						482	798	949	1.033	1.146		
Liga 2024-T6 (4,5% Cu, 1,5% Mg, 0,6% Mn)		775	2.770	875	177	73,0	65	163	186	186		
							473	787	925	1.042		
Liga 195, fundido (4,5% Cu)		2.790	883	168	68,2				174	185		
Berílio	1.550	1.850	1.825	200	59,2	990	301	161	126	106	90,8	
						203	1.114	2.191	2.604	2.823	3.018	
Bismuto	545	9.780	122	7,86	6,59	16,5	9,69	7,04				
						112	120	127				
Boro	2.573	2.500	1.107	27,0	9,76	190	55,5	16,8	10,6	9,60	9,85	
						128	600	1.463	1.892	2.160	2.338	
Cádmio	594	8.650	231	96,8	48,4	203	99,3	94,7				
						198	222	242				
Cromo	2.118	7.160	449	93,7	29,1	159	111	90,9	80,7	71,3	65,4	
						192	384	484	542	581	616	
Cobalto	1.769	8.862	421	99,2	26,6	167	122	85,4	67,4	58,2	52,1	
						236	379	450	503	550	628	
Cobre:												
Puro	1.358	8.933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	
						252	356	397	417	433	451	
Bronze comercial (90% Cu, 10% Al)	1.293	8.800	420	52	14		42	52	59			
							785	160	545			
Bronze de engrenagem (89% Cu, 11% Sn)	1.104	8.780	355	54	17		41	65	74			
							—	—	—			
Cartucho de bronze (70% Cu, 30% Zn)	1.188	8.530	380	110	33,9	75	95	137	149			
							360	395	425			
Constantã (55% Cu, 45% Ni)	1.493	8.920	384	23	6,71	17	19					
						237	362					
Germânio	1.211	5.360	322	59,9	34,7	232	96,8	43,2	27,3	19,8	17,4	
						190	290	337	348	357	375	
Ouro	1.336	19.300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	
						109	124	131	135	140	145	
Írídio	2.720	22.500	130	147	50,3	172	153	144	138	132	126	
						90	122	133	138	144	153	
Ferro:												
Puro	1.810	7.870	447	80,2	23,1	134	94,0	69,5	54,7	43,3	32,8	
						216	384	490	574	680	975	
Armco (99,75% puro)		7.870	447	72,7	20,7	95,6	80,6	65,7	53,1	42,2	32,3	
						215	384	490	574	680	975	
Aços carbono:												
Carbono plano (Mn ≤ 1% Si ≤ 0,1%)		7.854	434	60,5	17,7			56,7	48,0	39,2	30,0	
								487	559	685	1.169	
AISI 1010		7.832	434	63,9	18,8			58,7	48,8	39,2	31,3	
								487	559	685	1.168	

(continua)