

CENTRO UNIVERSITÁRIO – FAG

LEONARDO PRETTI CAMILO

**DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR PARA PRÉ-
AQUECIMENTO DE AR VISANDO REDUÇÃO NO CONSUMO DE VAPOR EM
UNIDADE FABRIL DE BENEFICIAMENTO DE SUÍNOS**

CASCADEL – PR

2017

CENTRO UNIVERSITÁRIO – FAG

LEONARDO PRETTI CAMILO

**DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR PARA PRÉ-
AQUECIMENTO DE AR VISANDO REDUÇÃO NO CONSUMO DE VAPOR EM
UNIDADE FABRIL DE BENEFICIAMENTO DE SUÍNOS**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário – FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Professor Orientador: Me. Eliseu Avelino Zanella Junior.

CASCADEL – PR

2017

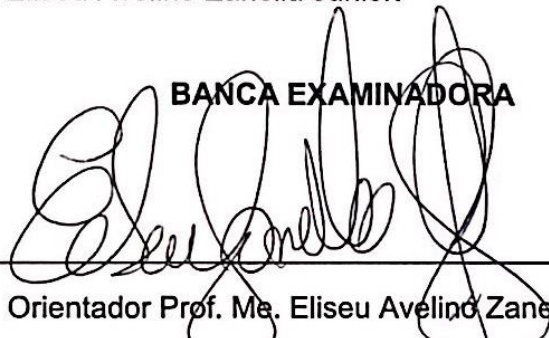
CENTRO UNIVERSITÁRIO FAG

LEONARDO PRETTI CAMILO

**DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR PARA PRÉ-
AQUECIMENTO DE AR VISANDO REDUÇÃO NO CONSUMO DE VAPOR EM
UNIDADE FABRIL DE BENEFICIAMENTO DE SUÍNOS**

Trabalho apresentado no curso de Engenharia Mecânica, da FAG, como requisito parcial para obtenção de título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do professor Me. Eliseu Avelino Zanella Junior.

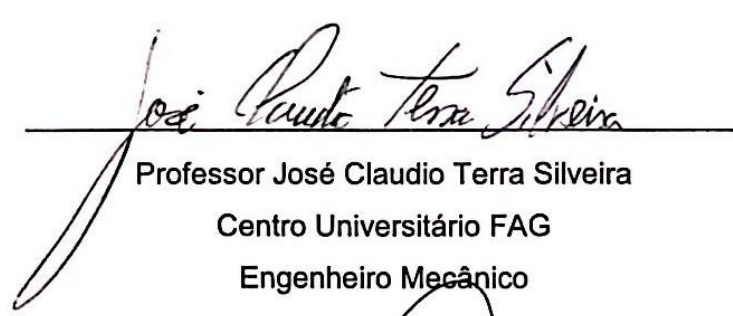
BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof. Me. Eliseu Avelino Zanella Junior

Centro Universitário FAG

Engenheiro Mecânico



Professor José Claudio Terra Silveira

Centro Universitário FAG

Engenheiro Mecânico



Professor Me. Sérgio Henrique Rodrigues Mota

Centro Universitário FAG

Engenheiro Mecânico

Cascavel, 26 de outubro de 2017

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus familiares, principalmente aos meus pais, meu irmão e minha namorada por me apoiarem incondicionalmente nesta árdua tarefa. Ao corpo docente da FAG, em especial ao professor Me. Eliseu Avelino Zanella Junior pelo apoio e auxílio neste trabalho.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus pela vida.

Agradeço aos meus pais e meu irmão, por me apoiarem e me concederem toda a estrutura, atenção e amor necessário para a realização de um sonho. À minha namorada, por estar sempre do meu lado.

Agradeço meus colegas e amigos do curso, que estiveram comigo nesta caminhada, e contribuíram para meu crescimento pessoal e profissional.

Ao professor Me. Eliseu Avelino Zanella Junior pela orientação deste trabalho. Agradeço imensamente a ajuda dos professores Me. Sérgio Henrique Mota e Me. Roberson Parizotto pelos conselhos e sugestões durante esta etapa.

RESUMO

A competitividade industrial vem crescendo a cada dia, não só no Brasil, mas no mundo inteiro. Mais necessário que o desenvolvimento de novas tecnologias que reduzem o custo de produção, é a implementação destas tecnologias na indústria, com custo acessível e viabilidade de instalação. Este trabalho tem como objetivo o dimensionamento e análise de um trocador de calor duplo tubo, que realiza o pré-aquecimento do ar de reposição das estufas de cozimento de embutidos na indústria de processamento de carne suína da Frimesa, instalada em Medianeira-PR. Para tal, foi realizada uma pesquisa bibliográfica para determinar o melhor método de análise de trocadores de calor. Posteriormente o Método da Efetividade foi utilizado para determinar as temperaturas de saída, assim como uma análise térmica do escoamento através de um software computacional. Como resultado, este equipamento é capaz de pré-aquecer o ar que entra na estufa, reduzindo assim, o consumo de vapor, consequentemente reduzindo o consumo de cavaco na planta industrial.

Palavras Chave: Trocador de Calor. Suíno. Economia. Vapor.

ABSTRACT

The industrial competitiveness is growing every day, not only in Brazil, but in the whole world. More necessary than the development of new technologies that reduce the production cost, is the implementation of these technologies on industries, with low production cost and installation viability. This work has as its goal, the scaling and analysis of a double tube heat exchanger, which performs the pre-heating of the spare air of the sausage cooking hothouse in the Frimesa pork processing industry, placed in Medianeira-PR. For such work, a bibliographical research was carried out to determine the best method of analysis of heat exchangers. Subsequently, the Effectiveness Method was used to determine the exit temperatures, as well as a thermal analysis of the flow through computational software. As a result, this equipment is able to pre-heat the air entering the hothouse, thus reducing the consumption of steam in the industrial plant.

Key words: Heat exchanger. Swine. Economy. Steam.

LISTA DE SÍMBOLOS

α	Alfa	Difusividade térmica
Δ	Delta	Diferencial
ΔT_{ml}	DTML	Temperatura média logarítmica
ε	Épsilon	Efetividade
η	Eta	Eficiência
η_{aletas}	Eta	Eficiência das aletas
e	Euler	2,7182...
$\emptyset$	Fi	Diâmetro
μ	Mi	Viscosidade Dinâmica
μ_b	Mi	Viscosidade Dinâmica do fluido
μ_s	Mi	Viscosidade Dinâmica da superfície
π	Pi	3,141592...
ρ	Rô	Densidade
ϑ	Teta	Viscosidade Cinemática
$\therefore$		Portanto
A		Área
A_{total}		Área total
$A_{aletado}$		Área aletada
$A_{não\ aletado}$		Área não aletada
A_s		Área superficial
A_0		Área Externa
A_i		Área Interna
C		Capacidade térmica
C_{min}		Menor capacidade térmica entre C_f e C_q
C_f		Capacidade térmica do fluido frio
C_p		Calor Específico
C_q		Capacidade térmica do fluido quente
D_H		Diâmetro Hidráulico
D_0		Diâmetro Externo
D_i		Diâmetro Interno
F		Fator de Correção para Trocadores de Calor

f	Fator de Atrito
h	Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção
h_i	Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção interno
h_0	Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção externo
k	Coeficiente de Transferência de Calor por Condução
L	Comprimento
L_c	Comprimento Característico
$\dot{m}$	Vazão mássica
$\dot{m}_q$	Vazão mássica do fluido quente
$\dot{m}_f$	Vazão mássica do fluido frio
Nu	Número de Nusselt
NTU	Número de Unidades de Transferência
Pr	Número de Prandtl
$\dot{Q}$	Fluxo de Calor em função de massa
Q	Fluxo de Calor
$Q_{máx}$	Fluxo de Calor Máximo
R	Resistência
Re	Número de Reynolds
R_{total}	Resistência Térmica total
R_i	Resistência Térmica interna
R_0	Resistência Térmica externa
R_{parede}	Resistência Térmica da parede
$R_{f,0}$	Fator de Incrustação externo
$R_{f,i}$	Fator de Incrustação interno
T	Temperatura
T_s	Temperatura superficial
T_∞	Temperatura do fluido
T_m	Temperatura média
T_f	Temperatura do fluido frio
T_q	Temperatura do fluido quente
T_1	Temperatura de entrada/saída (conforme Figura 10)
T_2	Temperatura de entrada/saída (conforme Figura 10)

t_1	Temperatura de entrada/saída (conforme Figura 10)
t_2	Temperatura de entrada/saída (conforme Figura 10)
U	Coeficiente Global de Transferência de Calor
U_i	Coeficiente Global de Transferência de Calor interno
U_o	Coeficiente Global de Transferência de Calor externo
V	Velocidade
$V_{méd}$	Velocidade média

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 – Diagrama das equações para Escoamento Interno	30
Figura 02 – Trocador de calor do tipo casco e tubo.	31
Figura 03 – Escoamentos paralelo e contracorrente.....	32
Figura 04 – Trocador de Calor do tipo Casco e Tubo com 2 passes.	33
Figura 05 – Trocador de Calor do tipo Placas.	34
Figura 06 – Rede de resistência térmica.....	36
Figura 07 – Trocador de Calor com e sem aletas.	38
Figura 08 – Distribuição de temperatura em um Trocador de Calor de passe único.	42
Figura 09 – Expressões para ΔT_1 e ΔT_2	43
Figura 10 – Gráficos do fator de correção f , para trocadores comuns de casco e tubo e escoamento cruzado.	44
Figura 11 – Relações de Efetividade para trocadores de calor.	49
Figura 12 – Gráficos da efetividade em trocadores de calor.	50
Figura 13 – Relações de NTU para trocadores de calor.	51
Figura 14 – Modo de construção da exaustão dos gases quentes	56
Figura 15 – Renderização do Trocador de Calor	57
Figura 16 – Vistas do Trocador de Calor.....	58
Figura 17 – Corte na vista direita do Trocador de Calor.....	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Fatores de Incrustação para uma aplicação específica.....	39
Tabela 02 – Dados do ar de entrada/saída das estufas	55
Tabela 03 – Propriedades do ar	55
Tabela 04 – Resultados do Flow Simulation	64

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 01 – Taxa de Transferência de Calor por Convecção	20
Equação 02 – Fluxo de Calor por Convecção	21
Equação 03 – Fluxo de Calor por Condução.....	21
Equação 04 – Relação para o Número de Nusselt	21
Equação 05 – Relação para o Número de Prandtl.....	22
Equação 06 – Relação para o Número de Reynolds	23
Equação 07 – Número de Reynolds.....	24
Equação 08 – Diâmetro Hidráulico.....	24
Equação 09 – Relação para o número de Nusselt para escoamento Laminar	26
Equação 10 – Relação para o número de Nusselt para escoamento Laminar	27
Equação 11 – Relação para o número de Nusselt para escoamento Laminar	27
Equação 12 – Relação de Chilton-Bolburn	28
Equação 13 – Equação Explícita de Petukhov sobre o Fator de Atrito	28
Equação 14 – Equação de Colburn.....	28
Equação 15 – Relação para o número de Nusselt para escoamento Turbulento	28
Equação 16 – Segunda Equação de Petukhov	29
Equação 17 – Resistência térmica.	35
Equação 18 – Resistência Térmica Total	35
Equação 19 – Taxa de transferência de calor entre dois fluidos.	36
Equação 20 – Relação da Resistência Térmica com U	37
Equação 21 – Coeficiente Global de Transferência de Calor (U).....	37
Equação 22 – Relação da Resistência térmica com U	37
Equação 23 – Área de troca térmica	38
Equação 24 – Área de troca térmica envolvendo a eficiência da aleta.	38
Equação 25 – Equação para U levando em conta efeitos de incrustação	39
Equação 26 – Taxa de Transferência de Calor do fluido frio	41
Equação 27 – Taxa de Transferência de Calor do fluido quente.....	41
Equação 28 – Taxa de Transferência de Calor com ΔT_m	41
Equação 29 – Taxa de Transferência de Calor utilizando LMTD.	42
Equação 30 – Diferença de Temperatura Média Logarítmica	43
Equação 31 – Taxa de Transferencia de calor envolvente LMTD e Inscrustação.....	44
Equação 32 – Razão entre temperaturas para leitura do gráfico	45

Equação 33 – Razão entre temperaturas para leitura do gráfico	46
Equação 34 – Efetividade de um trocador de calor	47
Equação 35 – Taxa de transferência real.....	47
Equação 36 – Diferença máxima de temperatura em um trocador de calor	47
Equação 37 – Taxa de transferência de calor Máxima	48
Equação 38 – Taxa real de transferência de calor	48
Equação 39 – Relação para NUT	49

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 OBJETIVO GERAL	17
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	17
2 REFERENCIAL TEÓRICO.....	19
2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	19
2.2 CONVECÇÃO	20
2.2.1 Número de Nusselt.....	21
2.2.2 Número de Prandtl	22
2.2.3 Número de Reynolds.....	23
2.3 CONVECÇÃO INTERNA.....	23
2.3.1 Escoamento Interno Laminar	26
2.3.2 Escoamento Interno Turbulento	27
2.4 TROCADORES DE CALOR.....	30
2.4.1 Tipos de Trocadores de Calor	31
2.4.2 Coeficiente Global de Transferência de calor.....	35
2.4.3 Fator de Incrustação.....	38
2.5 AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR.....	40
2.5.1 Método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica	42
2.5.2 Método da Efetividade e NTU	46
3 METODOLOGIA	53
3.1 MATERIAL	54
3.2 MÉTODOS	56
3.2.1 Caracterização do Escoamento de Ar Frio.....	58
3.2.2 Caracterização do Escoamento de Ar Quente	59
3.2.3 Método da Efetividade.....	60
3.2.4 Análise Térmica utilizando <i>SolidWorks</i> ®.....	62
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	65
5 CONCLUSÕES	67
REFERÊNCIAS.....	68

1 INTRODUÇÃO

O Brasil atualmente é o detentor de 3,3% da produção mundial de suínos, que representa o quarto lugar no ranking mundial, ficando atrás somente do EUA (10,4%), União Europeia (21,3%) e da China (48,7%). Já em relação ao consumo desta carne, o Brasil tem cerca de 2,7% no ranking mundial, que conta com países como China (50,1%), União Europeia (19%), EUA (8,7%) e Rússia (2,8%). Estes dados foram obtidos a partir da pesquisa realizada pelo DEPEC (Departamento de Pesquisas e Estudos Econômicos) publicada em janeiro de 2017, pelo Bradesco, com dados obtidos no ano de 2016. Ainda nesta pesquisa, foi constatado que o Brasil é responsável por 8,8% da exportação mundial. Desta produção, o Paraná (8,5%), Santa Catarina (21,3%) e Rio Grande do Sul (24,8%) somam a região que mais produz suínos no Brasil.

A produção de carne suína se encontra no 3º lugar do ranking nacional, ficando atrás da carne de frango (46,8%) e da carne bovina (36,86%). Isso representa cerca de 39,26 milhões de suínos abatidos no ano de 2015 (DEPEC, 2017). Ou seja, em um dia tem-se aproximadamente 110 mil suínos sendo abatidos no Brasil. Ainda segundo o IBGE, o Paraná é responsável por aproximadamente 8,5% da produção suína ficando na 5ª colocação dos estados brasileiros.

Dos 110 mil suínos abatidos no Brasil, por dia, 6.500 são abatidos na unidade de processamento de carnes da Frimesa, localizada em Medianeira – PR. Informações retiradas do site da própria empresa, retratam que esta vem apresentando crescimento anual de 13% nos últimos 10 anos. A Central, que representa a produção de carnes e também de lácteos, obteve um desempenho de 11,39% sobre 2014, mesmo com a crise que assolou e continua prejudicando o país em 2015.

Existem 3 esferas entrelaçadas nas quais o mundo industrial se baseia para o desenvolvimento da planta industrial, a esfera econômica, social e ambiental. Vincular as 3 esferas em um projeto só é uma tarefa árdua e muitas vezes se torna inviável ou até impossível de se realizar.

Olhando pela esfera econômica, o dimensionamento deste trocador de calor acarretaria em uma economia significativa no consumo de cavaco utilizado na produção de vapor na caldeira, acarretando assim em uma margem de lucro maior que poderá ser refletida no custo do produto. Uma vez que a quantidade de vapor

necessária para aquecer as estufas de cozimento será reduzida devido ao pré-aquecimento do ar de reposição. Nesta ocasião, busca-se alcançar uma melhor eficiência para a troca térmica entre o ar de saída e entrada das estufas e consequentemente uma redução na emissão de gases poluentes ao ambiente, já que a quantidade de combustível queimado será menor.

A unidade de Medianeira, conta com total de 15 estufas para o cozimento de produtos como linguiça calabresa, paio e bacon. O processo de cozimento consiste no confinamento do produto nas estufas, onde pelo vapor de água que passa por uma serpentina, aquece o ar de entrada até a temperatura necessária para o cozimento. Neste processo, todo o ar é renovado constantemente, ou seja, há uma grande ventilação (alta velocidade) do ar ao longo de todo o processo de secagem e cozimento.

Analisando o funcionamento deste processo, se torna convincente que o tempo de aquecimento da estufa, juntamente com a quantidade de vapor necessária para este processo, se tornaria menor, com a implantação de um trocador de calor, para ocorrer a troca térmica entre o ar de saída e de entrada destas estufas.

O desenvolvimento da produção de suínos vem aumentando a partir de 2004, juntamente com as crises econômicas que assolam todas as esferas da economia nacional. O maior custo para a criação de suínos está na alimentação dos animais. Hoje em dia, o custo de 1Kg de suíno é de aproximadamente R\$3,86. A alimentação de suínos confinados se baseia em milho e farelo de soja. O custo do milho para a produção de 1Kg de suíno é de R\$2,20 e do farelo de soja é de R\$0,84 (EMBRAPA, 2016). Estas bases da alimentação suína representam 78,75% do valor de venda do suíno.

Com isso, alternativas para o desenvolvimento de novas tecnologias que buscam pela redução dos custos de produção vem sendo estudadas pelas empresas, uma vez que a fase crítica da produção se encontra nas próprias indústrias de processamento da carne suína (EMBRAPA, 2015).

O desenvolvimento deste equipamento se justifica no argumento de economia de vapor propriamente dito, e também, não menos importante, na menor emissão de gases poluentes ao meio ambiente, devido à queima do combustível para sua produção.

A necessidade do desenvolvimento de métodos alternativos para o aumento da eficiência energética da planta industrial é função do Engenheiro Mecânico, Engenheiro de Produção, Engenheiro Elétrico, etc.

Neste contexto, procura-se obter uma melhor eficiência no processo de reposição de ar das estufas instaladas no centro de abate de suínos da Frimesa, que se encontra no município de Medianeira – PR.

Essa melhor eficiência será alcançada através do estudo e determinação do melhor equipamento que faça a troca térmica do ar de renovação das estufas.

Sem a instalação deste trocador de calor, o consumo de vapor nas estufas, considerando os processos de cozimento de bacon, calabresa e paio é de aproximadamente 53,192Kg/dia. O custo da tonelada de vapor para a indústria é de aproximadamente R\$63,00 gerando um montante de R\$3.351,09 por dia na produção de vapor para estes processos.

Por tanto, uma vez que o estudo é focado em uma melhoria na eficiência energética da planta industrial, o dimensionamento de um trocador de calor para o processo, onde se alcança uma eficiência significativa, satisfaria a necessidade desta área da indústria, por hora.

Limitando o projeto nas estufas de produtos embutidos, busca-se obter uma economia no consumo de vapor deste processo.

1.1 OBJETIVO GERAL

Dimensionar um trocador de calor para a redução do consumo de vapor da planta industrial, realizando o pré-aquecimento do ar de reposição das estufas de cozimento de embutidos.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Analisar o espaço físico para a instalação do equipamento nas estufas.
2. Obter dados necessários para o dimensionamento de um trocador de calor, como vazões, temperaturas, velocidades, etc.

3. Determinar o melhor tipo de trocador de calor para a necessidade industrial
4. Determinar a melhor metodologia para o dimensionamento
5. Avaliar a economia na produção de vapor da caldeira.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Calor é um conceito físico, e pode representar alguma coisa quente – no dia a dia – porém na ciência, ele representa a energia de movimento entre as partículas de um meio, seja gasoso, sólido ou líquido. Segundo Çengel (2009), foi apenas na metade do século XIX que alcançamos um verdadeiro entendimento físico da natureza do calor. Foi aí que a chamada Teoria Cinética, definiu o calor como a energia associada ao movimento aleatório dos átomos e moléculas.

Sempre que existir um gradiente de temperatura dentro de um sistema ou que dois sistemas a diferentes temperaturas forem colocados em contato, haverá transferência de energia (KREITH, 2003). Esta transferência é estudada por uma divisão da física chamada de Transferência de Calor. Como dito anteriormente, o calor pode ser definido como a energia, portanto, o fluxo de calor transferido é um processo pelo qual a energia interna de um sistema é alterada.

Incropera (1998) define a transferência de calor como a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura. Quando existe um gradiente de temperatura em um meio estacionário, esta transferência se dá por meio da condução. Já quando se tem este gradiente de temperatura entre uma superfície e um fluido em movimento, a transferência de energia se dá por convecção. Ainda existe um terceiro tipo de transferência, chamada radiação, que é definida pela transferência de calor entre duas superfícies a diferentes temperaturas onde há ausência de um meio que se interponha entre estas superfícies.

Sobre os 3 meios de transferência de calor, Kreith (2003) define a condução como o calor que flui da região de temperatura mais alta para a de temperatura mais baixa em um meio sólido contendo um gradiente de temperatura. A convecção consiste de dois mecanismos operando simultaneamente: o primeiro consiste na transferência de energia atribuída ao movimento molecular, e o segundo relaciona a transferência de energia entre parcelas macroscópicas do fluido. Já sobre a radiação, Kreith (2003) diz que é a quantidade de energia que deixa uma superfície como calor irradiado, dependendo da temperatura absoluta e a temperatura da superfície.

2.2 CONVECÇÃO

Convecção é o modo de transferência de energia entre uma superfície sólida e uma líquida ou um gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido (ÇENGEL, 2009). Na ausência de qualquer movimento, a transferência de calor se dá puramente por condução. Pode-se afirmar que quanto maior a intensidade do movimento do fluido, maior será a transferência de calor por convecção, porém, mais complicado fica a determinação das taxas de transferência de calor.

A transferência de calor por convecção depende fortemente das propriedades do fluido, como a viscosidade dinâmica, condutividade térmica, densidade, calor específico, velocidade, etc (ÇENGEL, 2009). Apesar da complexidade dita acima, podemos analisar que a transferência de calor por convecção é proporcional à diferença de temperatura expressa pela Lei do Resfriamento proposta por Newton:

$$\dot{Q}_{convecção} = h A_s (T_s - T_{\infty}) \quad (1)$$

Onde:

- h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
- A_s representa a área de transferência de calor, m^2
- T_s Temperatura da superfície, $^\circ C$
- T_{∞} Temperatura do fluido, $^\circ C$

Apesar da simplicidade da equação, a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção h , se torna complexa devido às muitas variáveis que compõem sua determinação. Por isso, autores como Kreith (2003), Çengel (2009) e Incropera (1998) explicam os números adimensionais utilizados para a determinação deste coeficiente. Estes números relacionam propriedades do fluido e seu escoamento, como as condições de não deslizamento, camada limite, viscosidade, tensão de cisalhamento, etc.

2.2.1 Número de Nusselt

O número de Nusselt é uma homenagem a Wilhelm Nusselt, que fez importantes contribuições para a transferência de calor por convecção na primeira metade do século XX (ÇENGEL, 2009).

Incropera (1998), define o Número de Nusselt como a representação da camada limite térmica e que o coeficiente de atrito representa para a camada limite de velocidade. Do conhecimento de Nu , o coeficiente de convecção h pode ser determinado e então, o fluxo de calor pode ser calculado.

Como dito anteriormente, a transferência de calor através da camada de fluido é por convecção quando o fluido está em movimento, e por condução quando o fluido está imóvel. A partir disto, podemos representar o fluxo de calor em ambos os casos como:

$$\dot{q}_{convecção} = h \Delta T \quad (2)$$

e

$$\dot{q}_{condução} = k \left(\frac{\Delta T}{L} \right) \quad (3)$$

Então, a razão entre as equações (2) e (3) resulta:

$$\frac{\dot{q}_{convecção}}{\dot{q}_{condução}} = \frac{h \Delta T}{k \Delta T / L} = \frac{h L}{k} = Nu \quad (4)$$

Onde ΔT é expresso em °C, k é expresso em W/m°C e Nu se torna um número adimensional.

Portanto, o Número de Nusselt Nu representa o aumento da transferência de calor através de uma camada de fluido como resultado da convecção em relação à condução do mesmo fluido em toda camada (ÇENGEL, 2009).

2.2.2 Número de Prandtl

O número de Prandtl é primeiramente, uma relação entre a difusidade molecular da quantidade de movimento e a difusidade molecular de calor. Para entender melhor, é necessário que se conheça sobre a Camada Limite Térmica e Hidrodinâmica.

A Camada Limite Hidrodinâmica é definida pela região do escoamento onde os efeitos das forças de cisalhamento viscoso causadas pela viscosidade do fluido são sentidos (ÇENGEL, 2009). Ainda sobre a Camada Limite Hidrodinâmica, Kreith (2003) relata que a espessura da camada limite aumenta com o aumento da distância a partir da borda frontal. À medida que a camada aumenta, a regularidade do fluxo viscosos é alterada e ocorre uma transição do escoamento laminar para o escoamento turbulento.

Çengel (2009) define a Camada Limite Térmica como a região do escoamento sobre a superfície em que a variação de temperatura na direção normal à superfície é significativa. A espessura da camada limite térmica aumenta na direção do escoamento, pois os efeitos da transferência de calor são sentidos a distâncias maiores no escoamento próximo à superfície.

A espessura destas camadas limite são melhor representadas através do número adimensional de Prandtl, que é definido como:

$$Pr = \frac{\text{Difusidade molecular de quantidade de movimento}}{\text{Difusidade molecular de calor}} = \frac{\vartheta}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (5)$$

Onde:

- ϑ é a viscosidade cinemática, m²/s
- μ representa a viscosidade dinâmica, Kg/m s
- C_p é o Calor Específico, KJ/Kg K
- α representa a difusividade térmica, m²/s
- k é o coeficiente de transferência de calor por condução, W/m°C

A Equação 05 recebe o nome de Número de Prandtl, em homenagem à Ludwig Prandtl, que introduziu o conceito da camada limite em 1904 e fez importantes contribuições para esta teoria (ÇENGEL, 2009).

Este número é encontrado em tabelas termodinâmicas, e varia conforme a densidade, temperatura, pressão do fluido.

2.2.3 Número de Reynolds

Osborn Reynolds descobriu que o regime de escoamento depende principalmente da razão das forças de inércia para as forças viscosas do fluido (ÇENGEL, 2009). Esta razão é descrita pelo número adimensional de Reynolds, e pode ser expressa como:

$$Re = \frac{\text{forças de inércia}}{\text{forças viscosas}} = \frac{V L_c}{\vartheta} = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (6)$$

Em que V é a velocidade de escoamento, em m/s. L_c é o comprimento característico da geometria, em m. $\vartheta = \frac{\mu}{\rho}$ é a viscosidade cinemática do fluido, em m²/s.

Ainda, segundo Çengel (2009), o escoamento é considerado laminar quando esta relação apresenta valores relativamente pequenos, pois as forças viscosas são grandes o suficiente para suprimir as flutuações aleatórias e rápidas do fluido, e o mantém “em linha”. Já para grandes números de Reynolds, estas flutuações não são suprimidas, gerando assim um escoamento turbulento.

2.3 CONVECÇÃO INTERNA

Entende-se por escoamento interno, quando o fluido é transportado através de dutos, tubos ou ainda, condutos. A definição de dutos se dá por trechos onde o escoamento acontece com uma seção transversal não circular. Já nos tubos, a seção transversal do escoamento é circular. Os condutos são relacionados à tubos, com seção transversal circular, porém com pequenos diâmetros (INCROPERA, 1998).

Sabemos que quando ocorre o escoamento do fluido através de uma superfície, os efeitos viscosos se tornam importantes, e uma camada limite se desenvolve ao longo do escoamento (KREITH, 2003). Neste desenvolvimento, há um

encolhimento da região não viscosa, terminando com a mistura da camada limite na linha de centro.

Após esta mistura, os efeitos viscosos se estendem sobre toda a seção transversal e o perfil de velocidade não mais varia com o comprimento do tubo. Diz-se então que o escoamento é plenamente desenvolvido, e a distância da entrada na qual essa condição é alcançada é denominada comprimento de entrada hidrodinâmico (KREITH, 2003).

Desta forma, podemos analisar o perfil de velocidade, quando o escoamento é laminar e plenamente desenvolvido como uma parábola. Já no escoamento turbulento, o perfil de escoamento pode ser considerado como um plano, por conta da mistura turbulenta na direção radial.

Como dito anteriormente, o escoamento do fluido é dito laminar quando Reynolds é pequeno, e turbulento, quando Reynolds é relativamente alto. Há também, o escoamento de transição, que acontece em uma faixa de Reynolds, onde o escoamento altera entre laminar e turbulento aleatoriamente.

Çengel (2009) diz que a maior parte dos escoamentos em tubos, encontrados na prática, é turbulento. Escoamento laminar é encontrado somente em fluidos altamente viscosos dentro de tubos com um pequeno diâmetro, como óleo.

Para escoamento em um tubo circular, o número de Reynolds é definido como

$$Re = \frac{V_{méd} D_H}{\vartheta} \quad (7)$$

onde $V_{méd}$ é a velocidade média do fluido dentro do tubo em m/s, D_H é o diâmetro hidráulico do tubo em m, e ϑ é a viscosidade cinemática do fluido em m²/s.

Sob a maior parte das condições práticas, o escoamento em um tubo é laminar para $Re < 2300$, completamente turbulento para $Re > 10000$ e de transição entre estes dois valores (ÇENGEL, 2009).

O coeficiente de transferência de calor h pode ser definido a partir do Número de Nusselt, como já foi comentado. Para o escoamento em tubulações internas, uma variável importante para a determinação do Nu , é Reynolds, que depende ainda, do diâmetro hidráulico, que Kreith (2003) define como

$$D_H = 4 \frac{\text{área de seção transversal do fluido}}{\text{perímetro molhado}} \quad (8)$$

Ainda, o autor relaciona o escoamento laminar sobre uma placa, com o escoamento ao longo de um duto, onde não existe a mistura de partículas dos fluidos, ocasionando assim uma transferência de calor por convecção muito baixa. Como a maioria dos fluidos possuem baixos valores de condutividade térmica, seus coeficientes de transferência de calor são relativamente pequenos no escoamento laminar, fazendo com que autores como Incropera (1998), considerem a transferência de calor, nestes casos, puramente por condução.

Kreith (2003), afirma que com a mudança do escoamento laminar para o de transição, a transferência de calor sofre um aumento significativo em sua taxa, ocasionando assim uma alteração na média do Número de Nusselt quando analisados em função do Número de Reynolds. Análises realizadas pelo autor, dizem que no regime laminar, o número de Nusselt permanece pequeno, aumentando de aproximadamente 3,5, para Reynolds em torno de 300, a 5,0 para Reynolds próximo de 2.100. Para valores de Reynolds superiores a 8.000, o Número de Nusselt também aumenta, porém, a uma taxa menor.

O autor ainda ressalta a importância da busca de métodos eficientes para aumentar o coeficiente de transferência de calor. Em um escoamento interno, com Reynolds em cerca de 10.000, o escoamento é totalmente turbulento, exceto por uma fina camada de fluido adjacente à parede. Nesta camada, os vórtices turbulentos têm uma intensidade menor, comparados aos vórtices no centro do escoamento, por tanto, o calor flui através dessa camada predominantemente por condução. Uma alternativa muito usada para melhorar a transferência de calor neste caso, é aumentar a turbulência no escoamento principal (centro), de modo a permitir que os vórtices turbulentos penetrem mais profundamente nesta camada onde não há tanta intensidade de turbulência. A turbulência pode ser aumentada, por exemplo, aumentando a velocidade do escoamento, ou ainda, adição de aletas que façam aumentar a quantidade de vórtices no escoamento.

2.3.1 Escoamento Interno Laminar

Embora os coeficientes de transferência de calor no escoamento laminar sejam menores que no escoamento turbulento, no projeto de equipamentos como trocadores de calor, é necessário às vezes, determinar um coeficiente de transferência de calor menor para reduzir os requisitos de potência de bombeamento, consequentemente, os custos do projeto (KREITH, 2003).

Os números de Reynolds e de Nusselt para o escoamento interno são baseados no Diâmetro Hidráulico (ÇENGEL, 2009), tratado na seção 2.2. O autor ainda apresenta relações para o Número de Nusselt em várias situações. Quando o fluxo de calor é constante na superfície, com um escoamento completamente desenvolvido em um tubo circular, temos $Nu = 4,36$.

Desta forma, o autor afirma que para um escoamento laminar completamente desenvolvido em um tubo circular submetido a um fluxo de calor constante na superfície, o número de Nusselt é uma constante, ou seja, não há nenhuma dependência em relação aos números de Reynolds ou de Prandtl.

Já no caso que a temperatura da superfície é constante, Nusselt também é considerado constante, porém, com um valor de $Nu = 3,66$.

Incropera (1998) atenta que ao utilizar estas constantes de Nusselt Nu , para determinar h , a condutividade térmica k deverá ser avaliada na temperatura média da massa de fluido, que é a média aritmética das temperaturas do fluido na entrada e na saída do tubo.

Çengel (2009) atribui mais 3 condições para a determinação do Número de Nusselt. Quando o escoamento é hidrodinamicamente desenvolvido no momento em que o fluido entra na seção de aquecimento, o número de Nusselt pode ser obtido a partir de

$$Nu = 3,66 + \frac{0,065 \left(\frac{\phi}{L}\right) Re Pr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{\phi}{L}\right) Re Pr\right]^{\frac{2}{3}}} \quad (9)$$

Esta relação também pode ser utilizada para escoamento hidrodinamicamente em desenvolvimento (ÇENGEL, 2009). A partir desta relação,

quando a diferença entre as temperaturas da superfície e do fluido é grande, pode ser necessário levar em conta a variação da viscosidade, que altera também algumas propriedades do fluido, com a temperatura. Por tanto, o número de Nusselt médio para o escoamento laminar em desenvolvimento em um tubo circular, neste caso, pode ser determinado a partir de

$$Nu = 1,86 \left(\frac{Re Pr \phi}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (10)$$

Todas as propriedades são avaliadas na temperatura média da massa de fluido, neste caso, exceto μ_s , que é avaliada na temperatura da superfície.

O último e não menos importante caso, é quando o escoamento se dá entre placas paralelas isotérmicas de comprimento L , assim temos o número de Nusselt expresso por

$$Nu = 7,54 + \frac{0,03 \left(\frac{D_H}{L} \right) Re Pr}{1 + 0,016 \left[\left(\frac{D_H}{L} \right) Re Pr \right]^{\frac{2}{3}}} \quad (11)$$

Esta relação pode ser usada para $Re \leq 2.800$.

2.3.2 Escoamento Interno Turbulento

Uma vez que a análise de condições de escoamento turbulento é bem mais complicada, grande ênfase é colocada na determinação de correlações empíricas (INCROPERA, 1998).

Estas relações empíricas são utilizadas na prática em projetos de engenharia, diz Kreith (2003). Uma vez que os escoamentos turbulentos são os escoamentos procurados, devido à alta taxa de transferência de calor que provocam, em comparação com escoamentos laminar.

Çengel (2009), diz que o número de Nusselt para escoamento turbulento está relacionado com o fator de atrito através da analogia de Chilton-Bolburn, expressa como

$$Nu = 0,125 f Re Pr^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

Onde f representa a primeira equação explícita de Petukhov, dada como

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (13)$$

Que é usada para Re com valores entre 3.000 e 5×10^6 .

Ainda, o autor diz que para escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos em tubos lisos, há uma relação simples para o número de Nusselt, que é muito utilizada nesses casos. Por tanto, o número de Nusselt pode ser determinado a partir da seguinte relação

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (14)$$

Esta relação é conhecida como a Equação de Colburn (ÇENGEL, 2009). Onde $n = 0,4$ para aquecimento ($T_s > T_m$) e $n = 0,3$ para resfriamento ($T_s < T_m$). Incropera (1998) diz que estas equações foram confirmadas experimentalmente para a faixa de condições a seguir

$$0,7 \leq Pr \leq 160$$

$$Re \gtrsim 10.000$$

$$\frac{L}{D} \gtrsim 10$$

Ainda, Incropera (1998) diz que as equações podem ser utilizadas para diferenças de temperaturas pequenas a moderadas ($T_s - T_m$), com todas as propriedades avaliadas em T_m . O autor recomenda a seguinte relação para escoamentos caracterizados por grandes variações das propriedades:

$$Nu = 0,027 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (15)$$

Respeitando as seguintes condições:

$$0,7 \leq Pr \leq 16.700$$

$$Re \geq 10.000$$

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

Çengel (2009), relata que estas relações do número de Nusselt apresentam um erro de até 25%. Porém, este erro pode ser consideravelmente reduzido à cerca de 10%, utilizando relações mais complexas, mas mais precisas, como a segunda equação de Petukhov, expressa como

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (16)$$

onde as condições são:

$$0,5 \leq Pr \leq 2.000$$

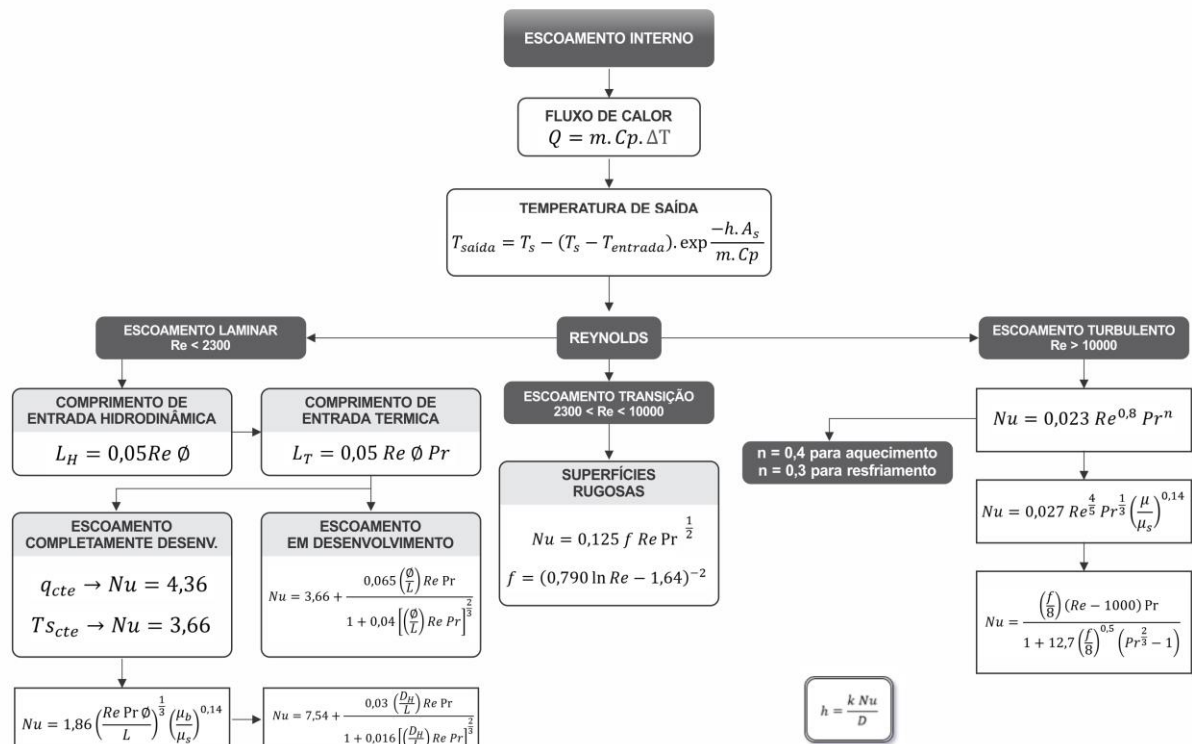
$$3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$$

onde o fator de atrito f pode ser determinado a partir de uma relação adequada, como a primeira equação de Petukhov (Equação [13]). Novamente, as propriedades devem ser avaliadas na temperatura média da massa de fluido.

Apesar da sua simplicidade, as correlações apresentadas fornecem resultados suficientemente precisos para a maior parte dos propósitos de engenharia. Elas também podem ser utilizadas para obter estimativas grosseiras do fator de atrito e do coeficiente de transferência de calor na região de transição (ÇENGEL, 2009). Desta forma, temos relacionadas para o Escoamento Turbulento, todas as equações onde também se utiliza em Escoamentos de Transição.

Em síntese, a Figura 01 representa um roteiro para as equações, na determinação do número de Nusselt e também, o Coeficiente de Transferência de Calor h .

Figura 01 – Diagrama das equações para Escoamento Interno



Fonte: O Autor.

2.4 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são equipamentos utilizados para a transferência de energia (calor) de um fluido para outro, sem necessariamente o contato entre eles. Estes equipamentos são largamente utilizados, podendo ser encontrados desde aparelhos de ar condicionado, aparelhos eletrodomésticos, indústrias farmacêuticas, alimentícias, automobilísticas, até em grandes centros de geração de energia.

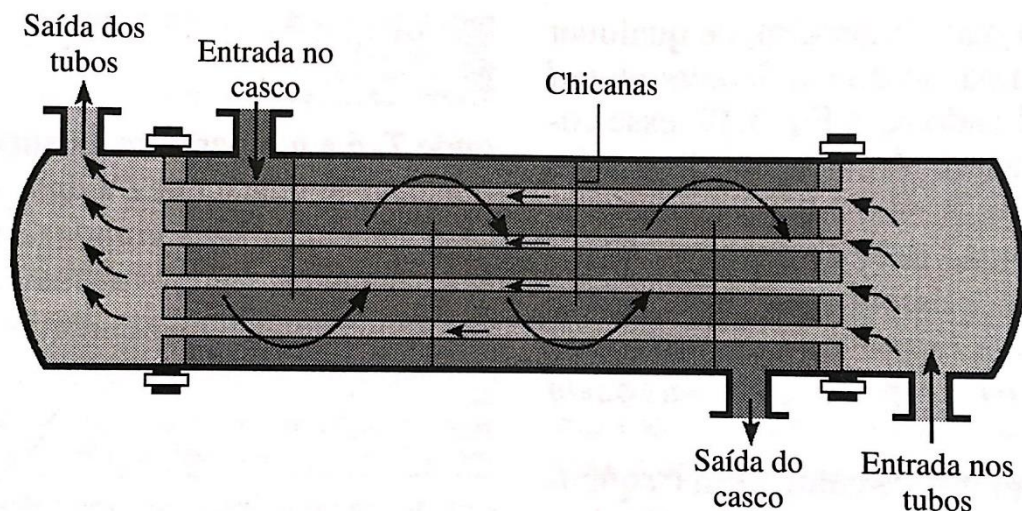
Segundo Kreith (2003), o trocador de calor é um dispositivo no qual calor é transferido entre uma substância quente e uma substância mais fria, geralmente fluidos.

Incropera (1998) diz que o processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida ocorre através de equipamentos chamados Trocadores de Calor.

Para Ghizze (1989), O trocador de calor é um equipamento onde dois fluidos com temperaturas diferentes, trocam calor através de uma interface metálica.

Devido a gama de processos em que se faz necessário a utilização do trocador de calor, muitas tecnologias e variações foram criadas ao decorrer do tempo, visando uma melhor eficiência para cada tipo de processo. Em consequência disso, existem hoje muitos modelos de Trocadores de Calor, que se diferem no tipo de escoamento, quantidade de fluidos e no seu layout.

Figura 02 – Trocador de calor do tipo casco e tubo.



Fonte: INCROPERA (1998, p.319).

2.4.1 Tipos de Trocadores de Calor

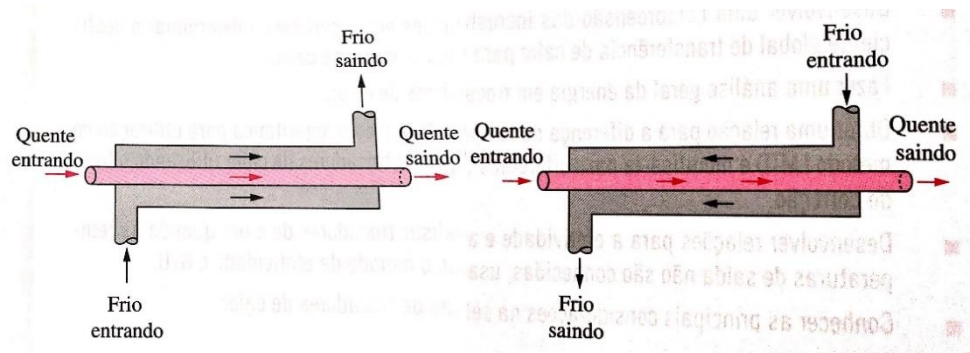
Os trocadores de calor se diferem em relação ao tipo de escoamento e também devido ao seu layout. Considera-se 3 tipos principais em relação ao escoamento dos fluidos de trabalho: Escoamento Paralelo, Escoamento Contracorrente e Escoamento Cruzado. No primeiro, ambos os fluidos percorrem as tubulações, independente do layout do equipamento, em um único sentido. No segundo caso, tem-se um escoamento contrário entre os dois fluidos, ou seja, eles percorrem direções opostas. Já no terceiro caso, os fluidos têm direções perpendiculares entre si. Esta última configuração é mais encontrada em trocadores de calor compactos e também em Trocadores de Calor Casco e Tubo. Ainda, estas configurações podem se mesclar entre si, ou seja, podemos ter escoamentos cruzados em contracorrente, como segue a Figura 03.

As chicanas representadas na Figura 02 são colocadas para deixar o escoamento do fluido do casco o mais turbulento possível, melhorando assim a troca

térmica entre os fluidos. Elas são responsáveis por aumentar os vórtices do escoamento tratados na seção 2.2.

O modelo mais simples que se tem, é o Tubo Duplo, que consiste em 2 tubos de diâmetros diferentes que se encontram um dentro do outro, como mostra a figura a seguir:

Figura 03 – Escoamentos paralelo e contracorrente.



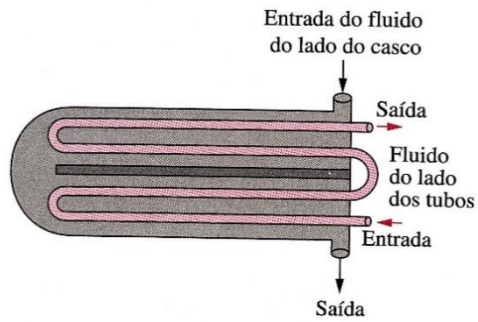
Fonte: ÇENGEL (2009, p.610).

Neste, um fluido escoar dentro do tubo menor, e outro fluido escoar no tubo de diâmetro maior, havendo entre eles uma troca de energia por convecção devido ao escoamento, e também por condução que se faz através das paredes dos tubos. Neste modelo, pode ocorrer dois tipos de escoamento, paralelo e contracorrente. No primeiro, o fluido interno escoar para uma direção e o fluido externo escoar na mesma direção. Já no segundo, o fluido externo escoar em uma direção e o fluido interno escoar na direção contrária.

A análise da eficiência do escoamento e também dos tipos de transferência de energia será feita mais adiante.

Pode não ser o mais simples, mas o tipo mais utilizado em indústrias é o Trocador de Calor de Casco e Tubo. Com algumas características parecidas com o de Tubo Duplo, este se faz pelo escoamento de um fluido externo contido no casco e o escoamento de um outro fluido através de tubos internos a este casco, promovendo assim a troca de calor. Um exemplo deste trocador segue na Figura 04.

Figura 04 – Trocador de Calor do tipo Casco e Tubo com 2 passes.

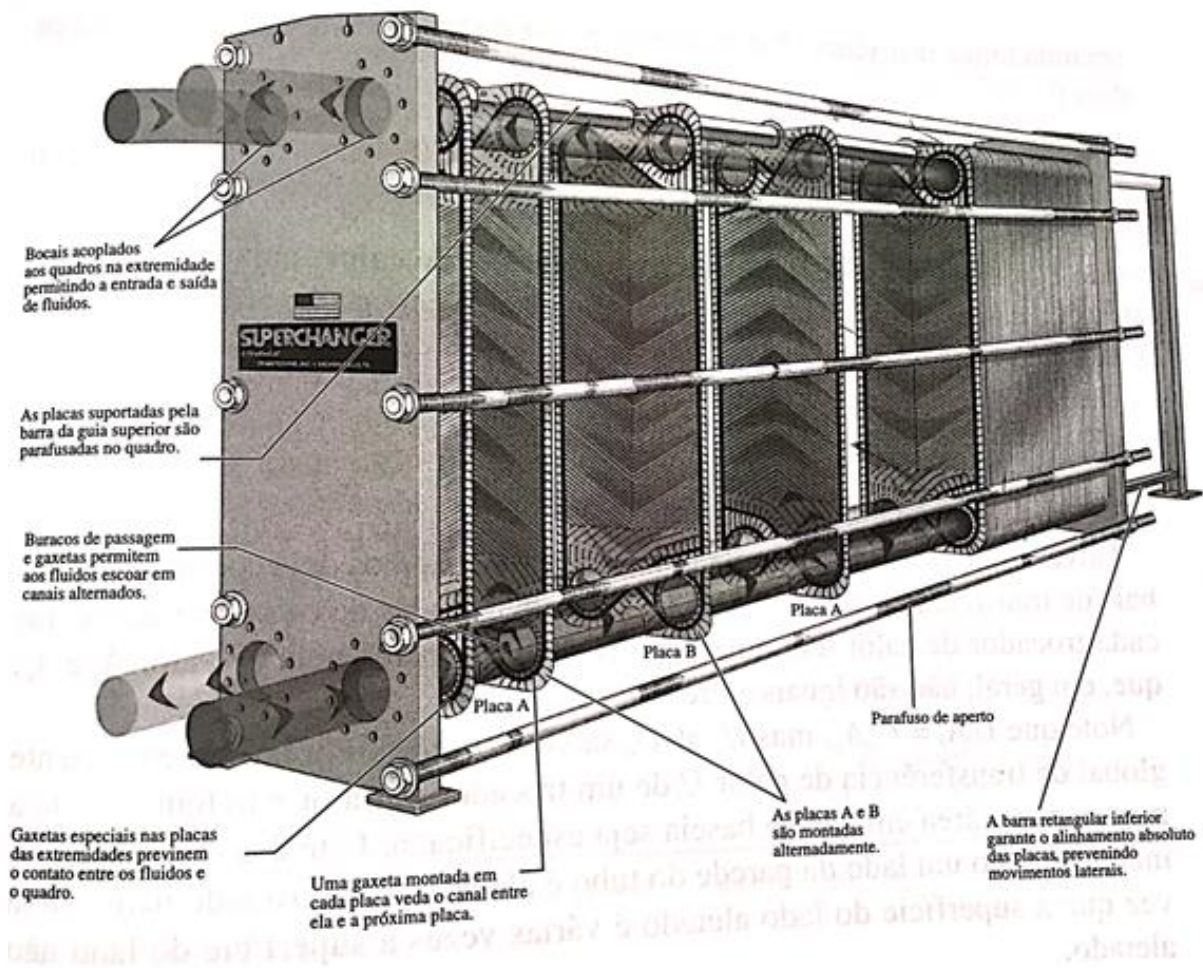


Fonte: ÇENGEL (2009, p.612).

Estes são conhecidos devido ao seu tamanho e peso serem relativamente grandes, sendo que na maioria das vezes, a quantidade de tubos internos é acima de centenas.

Um outro tipo de Trocador de Calor já citado é o de Placas, representado na Figura 05. Neste, a eficiência é relativamente alta na maioria dos casos. Sendo recomendado para a troca de calor entre fluidos líquidos, funciona com o escoamento dos fluidos quente e frio de forma alternada, que resulta numa troca de calor bastante eficaz.

Figura 05 – Trocador de Calor do tipo Placas.



Fonte: ÇENGEL (2009, p.613).

É bastante utilizado em indústrias alimentícias, principalmente em indústrias lácteas pelo material que pode ser fabricado, e também pela questão do isolamento entre um fluido e outro.

Segundo Incropera (1998), uma classe especial e importante de trocadores de calor é utilizada para atingir altas áreas de transferência de calor por unidade de volume ($\geq 700\text{m}^2/\text{m}^3$). Estes equipamentos são conhecidos como trocadores de calor compactos. O termo *trocadores de calor compactos* refere-se a projetos de trocador de calor nos quais grandes áreas de superfície de transferência são obtidas no menor espaço possível (KREITH, 2003).

Tem-se ainda, uma outra classe de trocadores de calor muito utilizada em sistemas onde há o contato entre os dois fluidos citados nos outros casos: quente e frio. Um exemplo destes equipamentos são as Torres de Resfriamento, onde a água é expelida no topo da torre, e uma corrente de ar sopra no sentido contrário da queda

d'água ocorrendo assim, o resfriamento da água. Na queda d'água existem ainda algumas barreiras para fazer com que as partículas de H₂O se choquem, e assim, liberem energia, reduzindo sua temperatura.

Como dito, a transferência de calor se dá pela convecção de cada fluido e a condução devido às paredes do trocador que separam os fluidos. A principal característica que define a capacidade de um trocador de calor é o Coeficiente Global de Transferência de Calor, indicado pela letra U, e a partir deste coeficiente podemos determinar a Área de Troca Térmica. Também a partir deste coeficiente é possível determinar a Taxa de Transferência de Calor entre os fluidos devido à diferença de temperatura que varia ao longo do trocador de calor.

2.4.2 Coeficiente Global de Transferência de calor

Na transferência de calor por condução, existe a resistência térmica que o material utilizado apresenta. Esta resistência pode ser obtida a partir da relação

$$R_{parede} = \frac{\ln\left(\frac{D_0}{D_i}\right)}{2\pi kL} \quad (17)$$

Onde:

- k é a condutividade térmica do material, W/m °C.
- L é o comprimento do tubo, m.
- D_0 é o Diâmetro externo, m.
- D_i é o Diâmetro interno, m.

Por tanto, podemos expressar a resistência térmica total da seguinte forma:

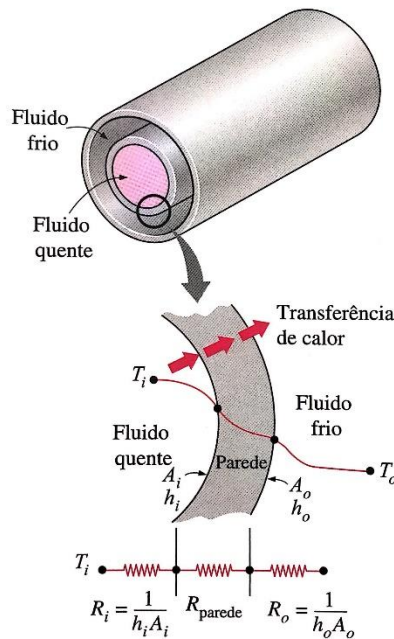
$$R_{total} = R_i + R_{parede} + R_o = \left(\frac{1}{h_i A_i}\right) + \frac{\ln\left(\frac{D_0}{D_i}\right)}{2\pi kL} + \left(\frac{1}{h_o A_o}\right) \quad (18)$$

Onde:

- A é a área da superfície de troca térmica, m²
- h é o coeficiente de convecção, W/m² °C

Note que a determinação das superfícies internas e externas são representados pelos subscritos i e o . É importante saber que as áreas em questão são as ditas “áreas molhadas” pelos fluidos que escoam no tubo.

Figura 06 – Rede de resistência térmica



Fonte: ÇENGEL (2009, p.613).

Segundo Çengel (2009), a análise de trocadores de calor é facilitada quando se utiliza a combinação de todas as resistências térmicas no caminho do fluxo de calor a partir do fluido quente para o frio em uma única resistência R . As resistências são exemplificadas na Figura 06. A partir desta combinação, pode-se expressar a taxa de transferência de calor entre os dois fluidos como

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (19)$$

Onde U é o *Coeficiente Global de Transferência de Calor*, e representa o quociente entre uma potência (W) e a multiplicação da área de troca térmica (m^2) com a temperatura ($^{\circ}C$), que é a mesma unidade do coeficiente de convecção ($W/m^2^{\circ}C$). A área, tanto interna quanto externa (A_i ou A_o) são expressas em m^2 . A variável ΔT

deve ser expressa em °C. A equação 19 ainda pode ser expressa de forma mais simples, retirando ΔT :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{parede} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (20)$$

Temos U_i e U_o por que nos trocadores de calor, geralmente as áreas de troca térmica entre um fluido e outro são diferentes, ocasionando assim um coeficiente de transferência de calor diferente entre o escoamento interno e externo.

Na maioria dos casos, a resistência térmica da parede do tubo é considerada desprezível devido à espessura da parede ser pequena e a condutividade térmica do material ser alta. Desta forma, podemos obter o Coeficiente Global de Transferência de Calor da seguinte forma:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (21)$$

Assim, podemos admitir que $U_i \approx U_o$. Em cálculos na análise de trocadores de calor, é comumente utilizado a seguinte relação, que também será utilizada para a determinação do coeficiente no decorrer deste trabalho:

$$R_{total} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} \quad (22)$$

Para melhorar a eficiência de troca térmica de um trocador de calor, utiliza-se tubos aletados, que simplesmente são chapas finas estreitamente espaçadas nas paredes que separam os fluidos (ÇENGEL, 2009). A seguir, tem-se a representação de um trocador de calor casco e tubo, com escoamento cruzado. Note que na esquerda tem-se várias aletas que ajudam a conduzir o calor para o fluido, e na direita tem a representação de um casco e tubo sem aletamento. Segundo Kreith (2003), a melhor configuração para o aquecimento ou arrefecimento de gases é o modelo da esquerda na figura apresentado. Neste layout, um dos fluidos se desloca ao longo dos tubos e o fluido gasoso é forçado em direção transversal ao feixe de tubos.

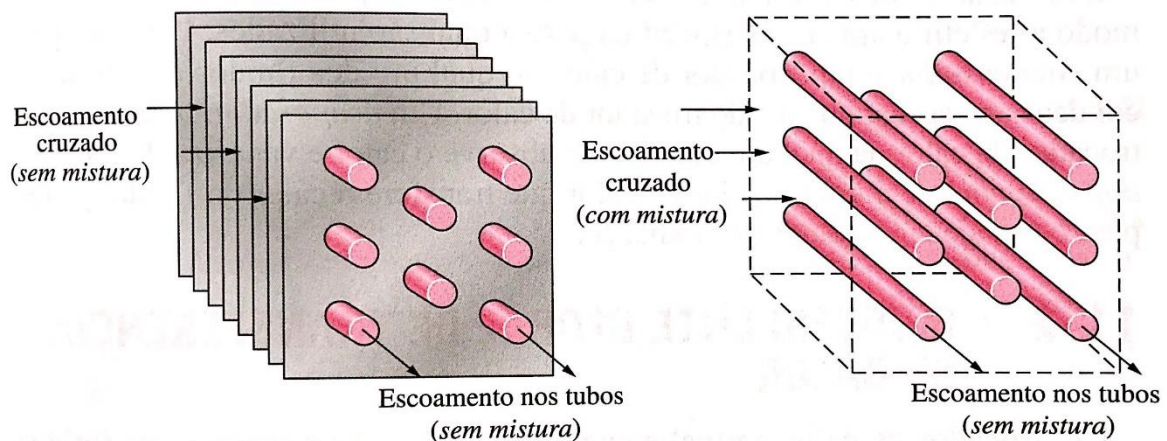
No caso de o trocador de calor possuir aletas, como mostra a Figura 07, a superfície total de transferência de calor se torna:

$$A_{total} = A_{aletado} + A_{n\tilde{a}o\ aletado} \quad (23)$$

Podendo ainda acrescentar à esta equação, a eficiência da aleta (η):

$$A_{total} = A_{n\tilde{a}o\ aletado} + \eta_{aletas} A_{aletado} \quad (24)$$

Figura 07 – Trocador de Calor com e sem aletas.



Fonte: ÇENGEL (2009, p.611).

2.4.3 Fator de Incrustação

Como todos os equipamentos já criados pelo homem, em trocadores de calor tem-se uma deterioração devido ao tempo de uso, mas também há influência das condições de operação destes equipamentos. Pegamos como exemplo, trocadores de calor que utilizam água como fluido, seja interno, externo ou em ambos. Como a maioria das indústrias captam a água de utilização a partir de poços artesianos, se faz necessário um tratamento específico para a retirada de certos nutrientes que nela contém. Mesmo com o tratamento em perfeitas condições, há propriedades na água que não se conseguem tirar, e estas propriedades resultam num acúmulo de depósito nas superfícies de transferência de calor. A camada de depósitos representa uma resistência adicional à transferência de calor em um trocador de calor (ÇENGEL,

2009). Em consequência destes acúmulos, estudos feitos chegaram a um *fator de incrustação* (R_f), que é a medida desta resistência térmica criada.

Outra forma destas incrustações é no exemplo de uma caldeira. Onde os gases expelidos pela queima do cavaco/lenha/carvão contêm cinzas. Estas partículas se depositam na superfície externa do tubo, gerando assim, uma resistência térmica. Estas incrustações quando não observadas podem ocasionar superaquecimento do equipamento e gerar grandes riscos aos trabalhadores.

Para evitar estes possíveis danos, é necessário que se faça uma previsão destas incrustações no dimensionamento destes equipamentos. Para a determinação deste fator, precisamos da temperatura de funcionamento, da velocidade de escoamento e também do regime de trabalho do equipamento.

Segundo Çengel (2009), a relação para o coeficiente global de transferência de calor dada é válida para superfícies limpas e precisa ser modificado para levar em conta os efeitos das incrustações em ambas as superfícies, interna e externa do tubo. Para um trocador de calor casco e tubo não aletado, temos:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (25)$$

Onde $R_{f,i}$ e $R_{f,o}$ são os fatores de incrustação das superfícies internas e externas, respectivamente, expressas em $\text{m}^2\text{°C/W}$.

Tabela 01 – Fatores de Incrustação para uma aplicação específica.

Fluido	R_f , $\text{m}^2 \text{°C} / \text{W}$
Água abaixo de 50 °C	0,0001
Água acima de 50 °C	0,0002
Óleo combustível	0,0009
Vapor (livre de óleo)	0,0001
Refrigerantes (líquido)	0,0002
Refrigerantes (vapor)	0,0004
Vapores de álcool	0,0001
Ar	0,0004

Adaptado de: ÇENGEL (2009, p.617).

A Tabela 01 representa a média dos fatores de incrustação R_f para vários casos.

2.5 AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR

Uma boa análise das necessidades do processo industrial para a determinação do tipo, potência e layout do trocador de calor é fundamental para o perfeito funcionamento do equipamento, ou seja, para que o trocador de calor consiga alcançar a temperatura necessária no processo, para que haja a mudança de fase no ponto especificado. O responsável pelo dimensionamento destes equipamentos deve ter alguns conhecimentos sobre os métodos de análise dos trocadores de calor.

Com o passar dos tempos, muitos métodos foram criados, entre eles se destacam dois, que são os mais simples e precisos utilizados hoje em dia. O Método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica é mais utilizado quando o objetivo é alcançar uma temperatura especificada conhecendo as características do escoamento como a vazão mássica. Já o Método da Efetividade e NTU se enquadra quando há a necessidade de saber as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio em um trocador de calor. Basicamente, estes métodos exploram a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa máxima possível (PERUSSI, 2010).

Çengel (2009) destaca alguns pontos a serem considerados antes do início da análise dos trocadores de calor, entre eles tem-se que os trocadores de calor podem ser considerados dispositivos de escoamento permanente, pois se trata de equipamentos que funcionam durante longos períodos. Sobre o escoamento, a energia neste instalada (energia cinética e potencial) não sofrem variação alguma, pois as velocidades e elevações não sofrem alteração. O calor específico de um fluido sofre alterações com a mudança de temperatura, mas quando se tem uma faixa de temperatura especificada, pode ser tratado como constante. A última e não menos importante das considerações segundo Çengel (2009), diz que se considera a superfície externa do trocador de calor perfeitamente isolada, assim, não há de maneira alguma troca de calor com o meio, apenas entre os fluidos de trabalho.

Para projetar ou prever o desempenho de um trocador de calor é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas tais como: as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência

de calor, e a área superficial total disponível para a transferência de calor (INCROPERA, 1998). A primeira lei da Termodinâmica nos diz que a quantidade de calor que é retirada da fonte quente é exatamente a quantidade que a fonte fria recebe, ou seja:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f C_{pf} (T_{f,saída} - T_{f,entrada}) \quad (26)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_q C_{pq} (T_{q,saída} - T_{q,entrada}) \quad (27)$$

Onde:

- $\dot{m}_f$ e $\dot{m}_q$ são as vazões mássicas, kg/s.
- C_{pf} e C_{pq} são os Calores Específicos, KJ/Kg °C.
- $T_{f,saída}$ e $T_{q,saída}$ são as temperaturas de saída, °C.
- $T_{f,entrada}$ e $T_{q,entrada}$ são as temperaturas de entrada, °C.

Segundo Incropera (1998), a Lei de Resfriamento de Newton também pode ser usada para determinar a taxa de transferência de calor, quando relacionamos esta taxa com a diferença de temperatura ΔT . Uma vez que “*A quantidade de calor que flui de um corpo com temperatura mais alta para outro com temperatura mais baixa varia conforme a diferença de temperatura*”, temos:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_m \quad (28)$$

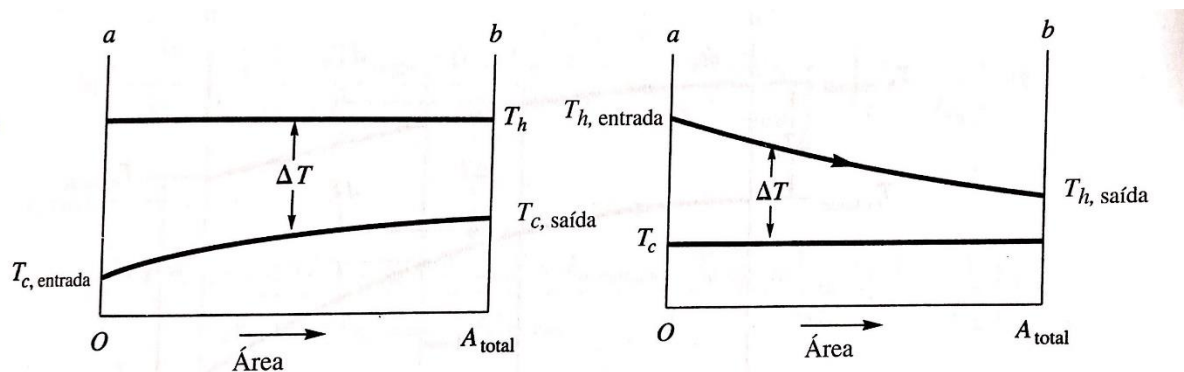
Onde U é o coeficiente global de transferência de calor expresso em W/m²°C, A_s é a área de transferência de calor, expressa em m², e ΔT_m é uma diferença de temperatura média adequada entre os dois fluidos, que deve ser expressa em °C. Esta equação mostra que para o escoamento em um trocador de calor, o coeficiente global de transferência de calor e a diferença de temperatura podem sofrer alterações durante a passagem no equipamento.

Para determinar esta temperatura média entre os fluidos no escoamento, é necessário entender o Método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica.

2.5.1 Método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica

Sabe-se pela Lei do Resfriamento de Newton que a temperatura dos fluidos durante o percurso no trocador de calor não é constante. As Figura 08 ilustra este diferencial na temperatura durante o escoamento.

Figura 08 – Distribuição de temperatura em um Trocador de Calor de passe único.



Fonte: KREITH (2003, p.445).

A figura do lado esquerdo ilustra o caso onde um vapor se condensa a uma temperatura constante enquanto outro fluido está sendo aquecido. Na figura da direita, um líquido evapora a uma temperatura constante enquanto o calor sai de um fluido mais quente cuja temperatura diminui à medida que se desloca ao longo do trocador de calor (KREITH, 2003).

A temperatura média medida nesse caso é determinada com uma relação de natureza logarítmica.

Çengel (2009), Incropera (1998) e Kreith (2003) fazem a análise em uma seção diferencial no trocador de calor, considerando que a superfície dos equipamentos esteja bem isolada para que não haja transferência de calor com o meio, também desprezam as eventuais mudanças na energia cinética e potencial. Com esta análise, todos os autores chegaram a uma relação que envolve a taxa de transferência de calor, o coeficiente global de transferência de calor, a área superficial de troca térmica e por fim, a diferencial da temperatura dos fluidos ao longo do trocador de calor indicada como ΔT_{lm} .

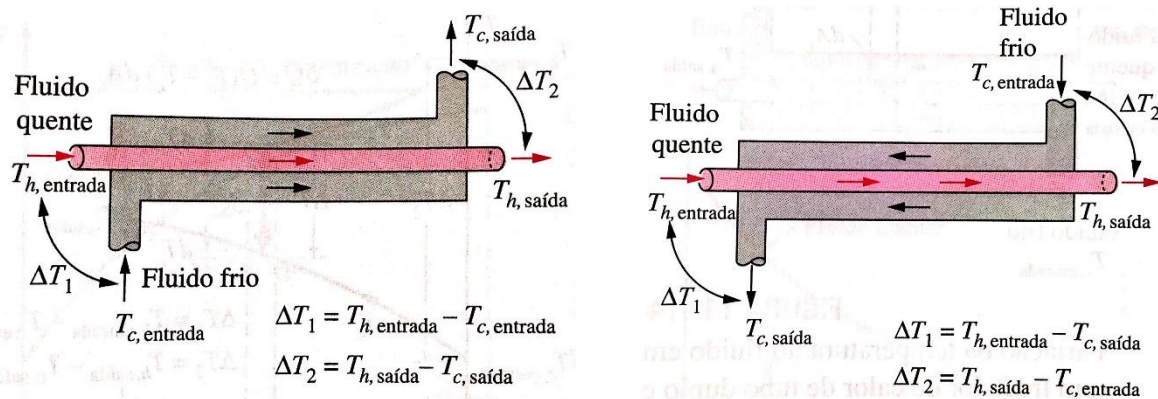
$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (29)$$

Onde

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (30)$$

A equação (30) é denominada Temperatura Média Logarítmica, também conhecida como LMTD. Na equação, ΔT_1 e ΔT_2 representam a Temperatura de dois fluidos, um na entrada e outro na saída, não importando a determinação de qual extremidade se trata, como se apresenta na Figura 09.

Figura 09 – Expressões para ΔT_1 e ΔT_2



Fonte: ÇENGEL (2009, p.624).

Kreith (2003) diz que na prática, a utilização da LMTD é somente uma aproximação, uma vez que U não é constante. Porém no projeto, este coeficiente é avaliado em uma seção média na metade da distância entre as extremidades e tratado como constante.

Na figura 09, tem-se um Trocador de Calor Casco e Tubo. No esquema da esquerda, tem-se um escoamento paralelo e no da direita, existe um escoamento contracorrente.

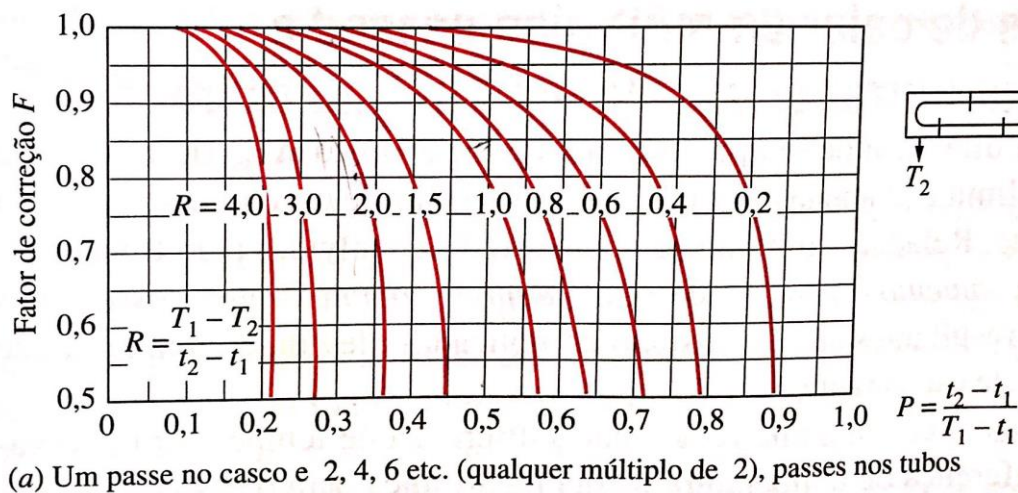
A determinação da LMTD é feita a partir de um trocador de calor com o escoamento paralelo, mas pode também ser utilizada para trocadores de calor com o escoamento contracorrente, com a diferença na determinação de ΔT_1 e ΔT_2 . Já quando tem-se trocadores de calor com o escoamento cruzado a relação logarítmica já não é tão eficaz. Desta forma, se faz necessário o uso de um fator de correção para a

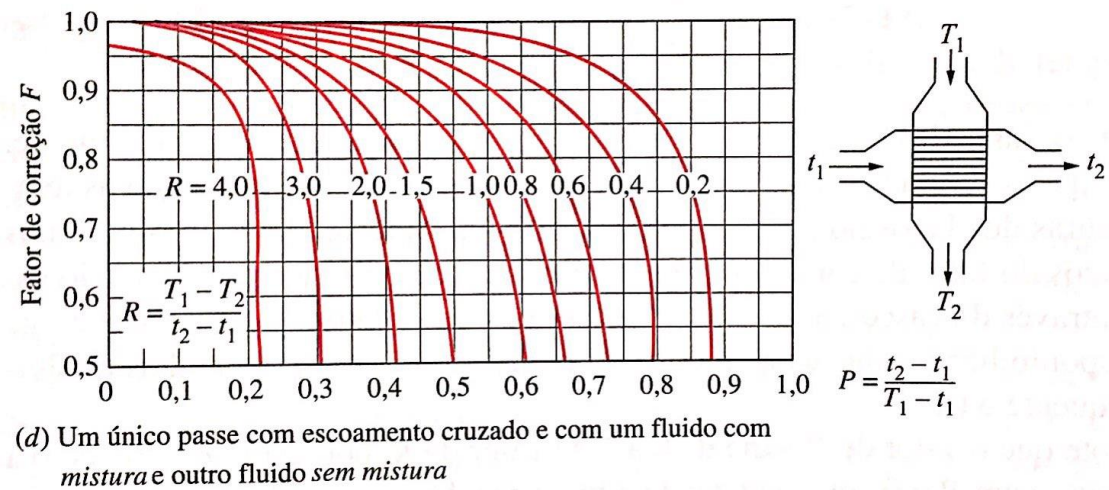
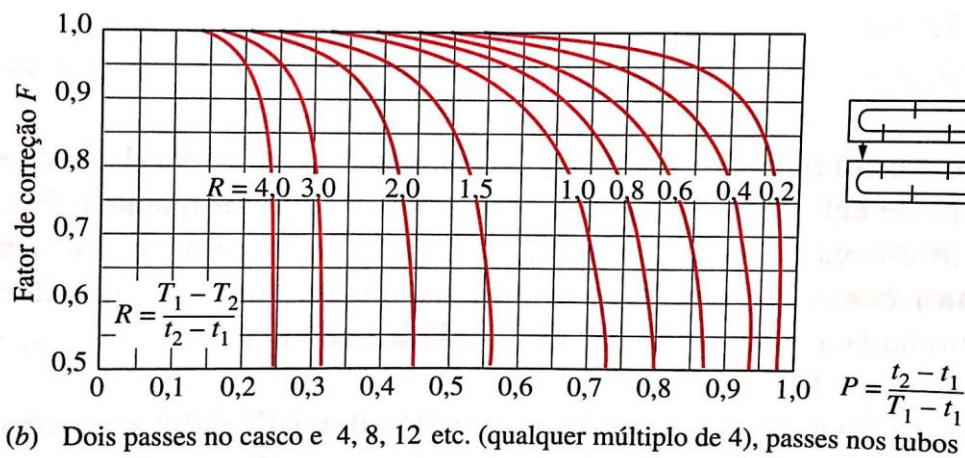
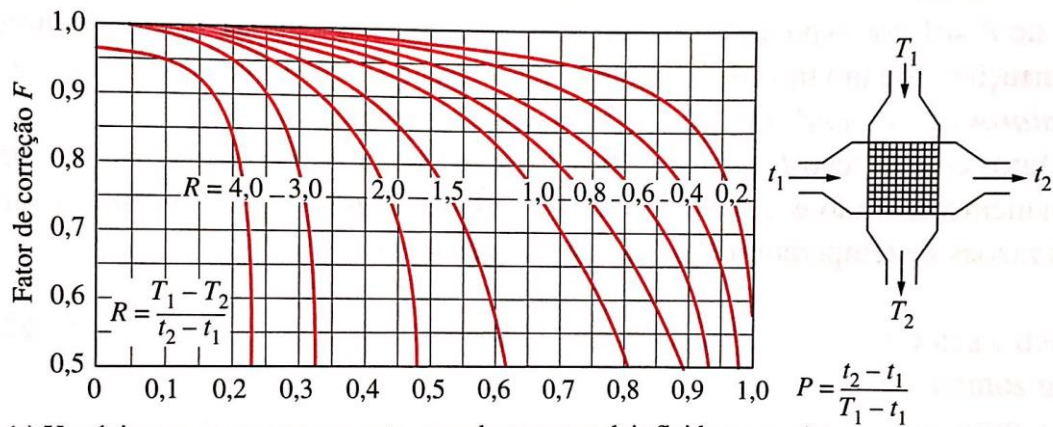
determinação da LMTD para este caso. Relações similares também são desenvolvidas para trocadores de calor de escoamento cruzado e de casco e tubo com múltiplos passes, mas as expressões resultantes são demasiado complicadas (ÇENGEL, 2009). A utilização do fator de correção também se faz necessário quando se tem um layout complexo, mesmo em um trocador de calor do tipo casco e tubo, onde tem-se muitos passes. Neste caso, a equação da taxa de transferência de calor ficaria

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm} \quad (31)$$

Onde F é o fator de correção para o caso de trocadores de calor com escoamento contracorrente ou de múltiplos passes. Existem expressões para a determinação deste fator para diversas configurações de trocadores de calor, que podem ser analisadas de forma gráfica. A seguir, a Figura 10 representa as configurações mais usuais de trocadores de calor, para o fator de correção F .

Figura 10 – Gráficos do fator de correção f , para trocadores comuns de casco e tubo e escoamento cruzado.





Fonte: ÇENGEL (2009, p.626)

Para a determinação do fator de correção F é necessário que se tenha em mãos outras duas relações de temperatura, P e R .

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (32)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (33)$$

Os subscritos 1 e 2 significam entrada e saída, respectivamente. As letras T e t representam as temperaturas dos fluidos que estão no casco e no tubo, respectivamente.

Como já foi comentado, este método é utilizado na análise de trocadores de calor quando as temperaturas, tanto de saída quanto de entrada dos fluidos quente e frio são conhecidas ou especificadas. Este método é útil por que a partir de que são conhecidas as vazões mássicas, o coeficiente global de transferência de calor e também ΔT_{ml} , a área de transferência de calor é facilmente obtida, podendo assim termos a dimensão necessária do trocador de calor.

Çengel (2009) determina um procedimento para a seleção do trocador de calor:

1. Selecionar o tipo de trocador de calor adequado para a aplicação.
2. Determinar qualquer temperatura de entrada ou saída desconhecida e a taxa de transferência de calor usando um balanço de energia.
3. Calcular a diferença de temperatura média logarítmica (ΔT_{ml}) e o fator de correção F , se necessário.
4. Obter (selecionar ou calcular) o valor do coeficiente global de transferência de calor U .
5. Calcular a área de transferência de calor A_s .

2.5.2 Método da Efetividade e NTU

O método da Diferença da Temperatura média logarítmica torna-se simples quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio são conhecidas, especificadas ou ainda, podem ser determinadas a partir do balanço de energia. Entretanto, existem vários casos onde o desempenho de um trocador de calor, isto é, o U é conhecido ou pode ao menos ser calculado, mas as temperaturas dos fluidos que saem do trocador não são conhecidas (KREITH, 2003). Pode haver casos em que somente as temperaturas de entrada são conhecidas, desta forma, existe um processo interativo e tedioso para a determinação das temperaturas de saída, que

podem ser obtidas analisando os gráficos da seção anterior. Como o processo envolve basicamente tentativa e erro, é preferível nesses casos, a utilização de um outro método conhecido como o Método da Efetividade, e posteriormente, utiliza-se o número adimensional NUT (Número de Unidades de Transferência).

Segundo Perussi (2010), o método da efetividade é amplamente utilizado em situações onde o tamanho do trocador de calor e as temperaturas de entrada são conhecidas, e a taxa de transferência de calor e as temperaturas de saída são pretendidas. Problemas de dimensionamento também podem ser resolvidos seguindo este método.

O método da efetividade baseia-se no estudo da máxima capacidade que o trocador de calor tem, e a capacidade de troca térmica real já testada no equipamento. Segundo Kreith (2003), a efetividade compara a taxa de transferência de calor real com a taxa máxima da qual o único limite é a segunda lei da termodinâmica. A efetividade de um trocador de calor pode ser definida como

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{m\acute{a}x}} = \frac{\text{Taxa de transferência de calor real}}{\text{Taxa de transferencia de calor máxima possível}} \quad (34)$$

A taxa de transferência de calor real pode ser determinada pela equação do balanço de energia para qualquer um dos fluidos (quente ou frio)

$$\dot{Q} = C_f(T_{f,saída} - T_{f,entrada}) = C_q(T_{q,entrada} - T_{q,saída}) \quad (35)$$

Onde C_f e C_q representam a capacidade térmica dos fluidos frio e quente, respectivamente, ou seja, $C_f = \dot{m}_f C_{pf}$ e $C_q = \dot{m}_q C_{pq}$.

A determinação da transferência de calor máxima depende da maior diferença de temperatura possível entre os fluidos que escoam no trocador de calor. Predominantemente, esta máxima diferença é encontrada na temperatura de entrada dos fluidos, tanto quente como frio.

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = T_{q,entrada} - T_{f,entrada} \quad (36)$$

Novamente, os sobrescritos q e f representam os fluidos quente e frio, respectivamente.

Segundo Çengel (2009), existem dois casos em que o trocador de calor atingirá o seu valor máximo. Quando o fluido frio é aquecido até a temperatura de entrada do fluido quente, e o segundo caso é no processo inverso, ou seja, quando o fluido quente é resfriado até a temperatura de entrada do fluido frio. O que determina quem irá sofrer uma mudança de temperatura maior é a taxa de capacidade térmica dos fluidos (C_f e C_q). A partir disso, podemos definir a relação do balanço de energia como

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{q,\text{entrada}} - T_{f,\text{entrada}}) \quad (37)$$

Onde $C_{\min}$ é o menor valor entre C_q e C_f , expressos em KJ/°C.

Por definição, a efetividade, que é um parâmetro adimensional, deve estar no intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Ela é útil, uma vez que, se os valores de ε , $T_{q,\text{entrada}}$ e $T_{f,\text{entrada}}$ forem conhecidos, a taxa real de transferência de calor pode ser determinada (Frank P. Incropera, 1998). Desta maneira, temos

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} = \varepsilon C_{\min}(T_{q,\text{entrada}} - T_{f,\text{saída}}) \quad (38)$$

A efetividade de um trocador de calor depende da geometria do trocador de calor, assim como do arranjo do escoamento (ÇENGEL, 2009). Como existem muitos tipos de escoamento, de layout, etc. existem também várias relações para a determinação da efetividade do trocador de calor. Vários autores apresentam em suas obras, tabelas que mostra as várias relações de efetividade para vários tipos de trocadores de calor. Também são apresentados alguns gráficos que variam com o tipo de trocador de calor.

Figura 11 – Relações de Efetividade para trocadores de calor.

Relações de efetividade para trocadores de calor: $NTU = UA_s/C_{\min}$ e $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\max}$

Tipo de trocador de calor	Relação de efetividade
1 <i>Tubo duplo:</i>	
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Casco e tubo:</i>	
Um passe no casco 2, 4, . . . passes nos tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Escoamento cruzado</i> (Um único passe)	
Ambos os fluidos sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0,22}}{c} [\exp(-c NTU^{0,78}) - 1] \right\}$
$C_{\max}$ com mistura, $C_{\min}$ sem mistura	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
$C_{\min}$ com mistura, $C_{\max}$ sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos os trocadores</i> <i>de calor</i> <i>com $c = 0$</i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Fonte: ÇENGEL (2009, p.636).

As relações acima, envolvem o Número de Unidades de Transferência (NTU), que pode ser obtido a partir da seguinte relação

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} \quad (39)$$

Lembrando que $C_{\min}$ é o menor valor entre C_q e C_f .

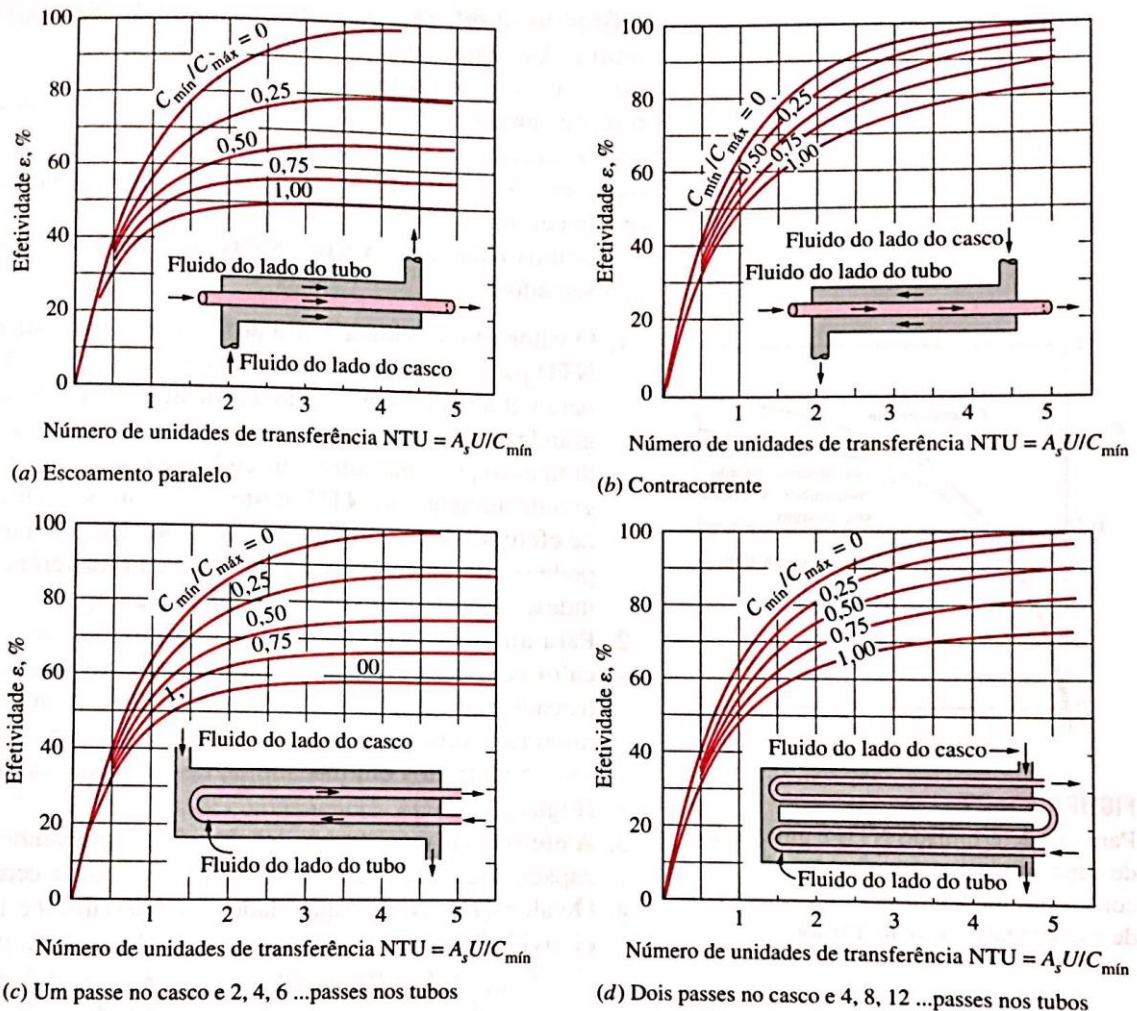
Observe que temos $C_{\max}$ e $C_{\min}$ variando *com mistura* e *sem mistura*. Nos escoamentos com mistura, em um trocador de calor de casco e tubo por exemplo, que tem o layout de escoamento cruzado, o fluido do casco tem liberdade suficiente para escoar na direção transversal aos tubos, pela ausência de aletas. Já no escoamento sem mistura, este processo não é permitido, pois os tubos estão aletados, estas aletas

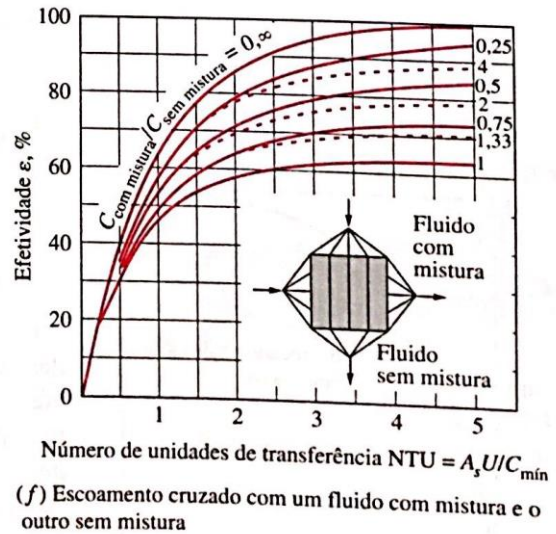
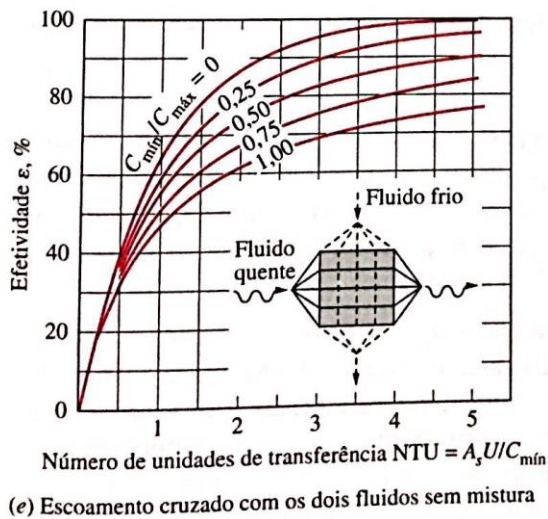
são responsáveis por impedir que o fluido escoe na direção transversal, escoando somente na direção das próprias aletas.

Na figura 12, o gráfico (f) é representado por linhas tracejadas e linhas contínuas. As linhas tracejadas representam o caso de $C_{\min}$ sem mistura e $C_{\max}$ com mistura, as linhas contínuas representam o caso oposto (ÇENGEL, 2009).

Assim, determinando a efetividade a partir das relações ou dos gráficos para vários tipos de trocadores de calor, posteriormente, podemos determinar a taxa de transferência de calor $\dot{Q}$ juntamente com as temperaturas de saída do equipamento ($T_{q,saida}$ e $T_{f,saida}$) utilizando as equações (37) e (38).

Figura 12 – Gráficos da efetividade em trocadores de calor.





Fonte: ÇENGEL (2009, p.637).

Este método também pode ser utilizado então, no lugar do método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica, pela determinação primeiramente da efetividade, e depois do NTU, uma vez que Çengel (2009) apresenta a seguinte tabela que relaciona agora, NTU em função da efetividade ε .

Figura 13 – Relações de NTU para trocadores de calor.

Relações do NTU para trocadores de calor: $NTU = UA_s/C_{\min}$ and $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\max}$

Tipo de trocador de calor	Relação do NTU
1 <i>Tubo duplo:</i> Escoamento paralelo	$NTU = -\frac{\ln [1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contracorrente	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1} \right)$
2 <i>Casco e tubo:</i> Um passe no casco 2, 4, . . . passes nos tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 <i>Escoamento</i> (um único passe): $C_{\max}$ com mistura $C_{\min}$ sem mistura	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln (1 - \varepsilon c)}{c} \right]$
$C_{\min}$ com mistura, $C_{\max}$ sem mistura	$NTU = -\frac{\ln [c \ln (1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
4 <i>Todos os trocadores</i> de calor com $c = 0$	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

Fonte: ÇENGEL (2009, p.639).

As figuras 11 e 13 são basicamente a mesma. Porém a Figura 13 mostra as relações para NTU uma vez que se conhece ε , e a Figura 11 mostra os relações de ε conhecendo NTU.

3 METODOLOGIA

Segundo Marconi & Lakatos (2011), a metodologia é um instrumento dirigido a valorizar e tornar mais eficiente a pesquisa científica, que faz parte da ciência. Uma pesquisa científica pode se caracterizar pela sua metodologia de abordagem do problema em questão. Esta metodologia tem como função planejar, investigar, desenvolver e comprovar teorias e métodos já utilizados anteriormente.

Neste projeto, dois tipos de pesquisas científicas foram abordados para gerar uma melhor compreensão sobre os eventos envolvidos na área de atuação deste trabalho.

A pesquisa de campo proporcionou uma obtenção dos dados reais de trabalho dos equipamentos envolvidos. Neste estudo foram coletados os dados de operação das estufas de cozimento instaladas na unidade fabril, visando obter com maior precisão as informações dimensionais e geométricas das estufas, bem como as temperaturas e vazões de operação.

Já na pesquisa de laboratório, as variáveis citadas acima foram utilizadas para estudos como a eficiência do equipamento dimensionado.

Ruiz (2002) estabelece algumas etapas a serem seguidas para o desenvolvimento de pesquisas científicas, tanto pesquisas de campo quanto laboratoriais. Entre elas, está a realização de uma pesquisa bibliográfica sobre o assunto em questão. Posteriormente, na pesquisa de campo é necessário determinar métodos para a coleta de dados. Já na pesquisa laboratorial, após a fundamentação teórica, Ruiz (2002) diz ainda, que se faz necessário a caracterização de cada um dos passos, fases ou etapas a serem cumpridas: a observação, a hipótese, os experimentos que nos permitem previsões e domínio da natureza.

Diante disto, alguns pontos principais conduziram a organização e desenvolvimento da metodologia em questão:

- Coleta de dados, como temperaturas, diâmetros, vazões e velocidades;
- Determinação do melhor tipo de Trocador de Calor;
- Dimensionamento do Trocador de Calor para atender as condições determinadas;
- Análise da eficiência do Trocador de Calor;
- Análise dos resultados.

3.1 MATERIAL

Para o caso em estudo, deve-se partir do conhecimento sobre os tipos e métodos de dimensionamento de um trocador de calor, através da leitura de obras como Çengel (2009), Incropera (1998) e Kreith (2003), sendo os principais autores sobre Transferência de Calor. Além destas obras principais, artigos sobre trocadores de calor, sobre dimensionamento de equipamentos do mesmo gênero foram analisados.

Após a criação do referencial teórico, foi realizada uma análise da necessidade industrial, para a escolha do melhor tipo de equipamento que se enquadrasse nos requisitos de dimensões, uma vez que o tamanho do trocador de calor é limitado devido às dimensões das estufas. Portanto, as dimensões máximas para o equipamento foram estipuladas pela equipe de manutenção da Frimesa.

Deve-se conhecer as temperaturas de entrada no trocador, tanto do ar de reposição como do ar aquecido na estufa. A determinação destas temperaturas foi feita através de um Termopar. É de extrema importância a determinação da velocidade de entrada e saída do ar, pois a partir destas velocidades pode-se calcular a massa de ar que escoar através do trocador de calor. Estas medições foram realizadas através de um Anemômetro. Todas as medições foram realizadas pela equipe de manutenção da Frimesa, e disponibilizadas através de e-mail.

O software *SolidWorks*® oferece uma ferramenta de simulação, que foi utilizada para analisar mais a fundo o escoamento e os pontos de transferência de calor. A versão do software é a de 2016, por tanto, utiliza o método de elementos finitos para geração de malhas, que apresenta os resultados mais precisos. O equipamento foi desenhado no software e assim, executado uma análise térmica do escoamento do ar quente e ar frio.

O tipo de trocador de calor escolhido, é o Duplo Tubo, pela forma de construção simples, e pela limitação nas dimensões da estufa, pois as saídas do ar quente ficam próximas às tubulações de vapor. A fim de aumentar a área de troca térmica e conseqüentemente sua eficiência, foram instalados 3 tubos de 100mm de diâmetro passando dentro do duto de exaustão que é de 270mm de diâmetro. Por tanto, o ar frio escoar através dos 3 tubos de 100mm e o ar quente escoar através do tubo maior, de 270mm. Além disso, para melhorar o escoamento, foram adaptadas

algumas barreiras com a intenção de fazer com que o ar escoe de forma mais turbulenta, e passe entre os 3 tubos de ar frio aumentando a troca térmica.

O material utilizado para a construção deste equipamento, foi o Aço Inox AISI304, com chapas de 1,5mm de espessura.

Neste caso, foram instalados 2 trocadores de calor, de tamanho diferentes. O primeiro tem um comprimento de 2,7m, e um segundo, com o comprimento de 1,5m. Isto se deu pela tubulação de vapor que passa por cima das estufas, limitando o tamanho do trocador de calor. Os estudos e cálculos foram baseados no funcionamento do primeiro trocador de calor, de 2,7m, uma vez que os cálculos se repetem no segundo trocador, alterando somente, seu comprimento.

Através dos dados fornecidos pela Frimesa, iniciou-se a fase dos cálculos para a determinação da temperatura de saída do trocador de calor. Os dados fornecidos seguem na Tabela 02:

Tabela 02 – Dados do ar de entrada/saída das estufas

Entrada		Saída	
Velocidade (m/s)	Temperatura (°C)	Velocidade (m/s)	Temperatura (°C)
13	33	11,8	Varia com o Processo

A temperatura do ar na saída da estufa varia conforme necessita o processo de cozimento dos produtos. Os processos variam de 60°C até 75°C. As medidas foram realizadas durante a etapa de secagem, que fica numa temperatura de aproximadamente 65°C.

A partir destas informações, podemos determinar as propriedades do ar tanto na entrada como na saída, indicadas na Tabela 03:

Tabela 03 – Propriedades do ar

Propriedades	Entrada (T=33°C)	Saída (T=65°C)
ρ	1,152 kg/m ³	1,043 kg/m ³
C_p	1007 J/Kg K	1007 J/Kg K
k	0,02610 W/m K	0,02844 W/m K
Pr	0,7273	0,7189
ν	1,636x10 ⁻⁵ m ² /s	1,945x10 ⁻⁵ m ² /s

3.2 MÉTODOS

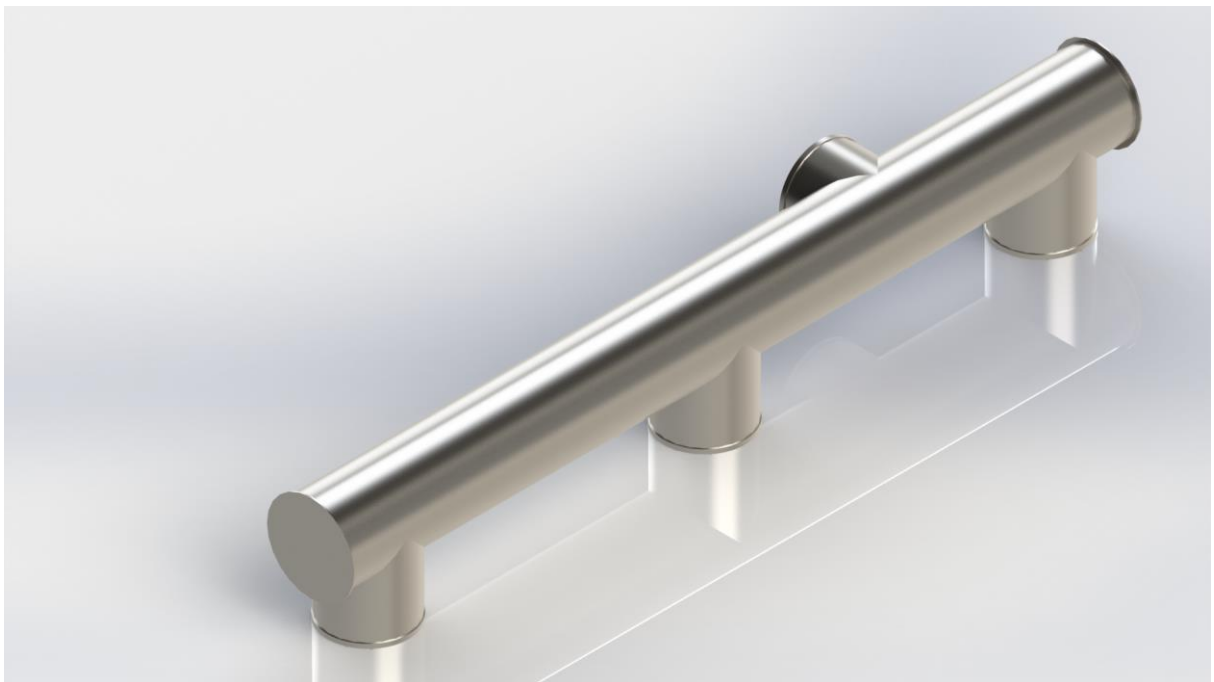
Todo o equacionamento para a realização dos cálculos foi baseado na literatura, abrangendo as 3 principais artes já citadas. O método melhor avaliado para a análise deste Trocador de Calor é o método da Efetividade, pois é necessário a determinação das temperaturas de saída, e não as dimensões do trocador, uma vez que a dimensão já foi estipulada pela Frimesa.

A partir das dimensões já estipuladas, foram realizados os cálculos para a determinação da temperatura de entrada na estufa, pois é através dela que se calcula a economia na quantidade de vapor utilizada no processo.

Os itens 1 e 2 da Figura 15 representam a entrada e saída do ar frio, respectivamente. Já os itens 3 e 4, representam as entradas e a saída do ar quente, respectivamente.

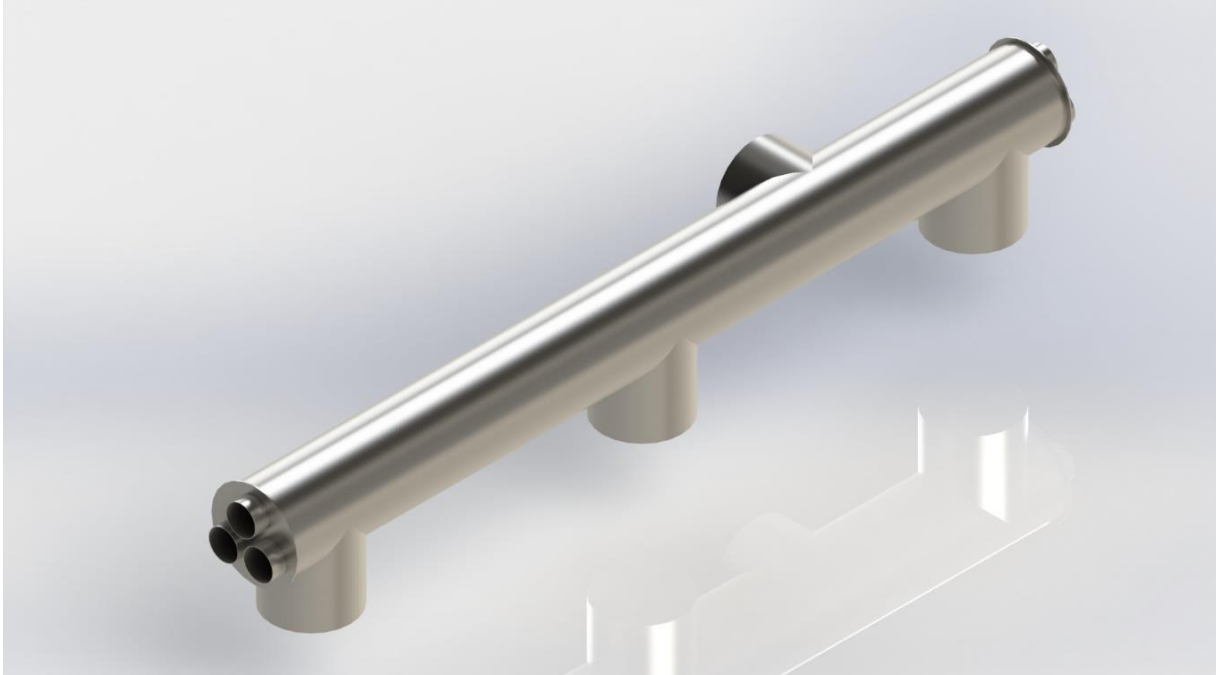
A forma de construção deste trocador se deu devido à construção original das estufas. Ou seja, originalmente, tem-se a mesma estrutura das saídas de ar quente, porém, a entrada de ar frio se dá pelo ambiente. Como segue na figura 14:

Figura 14 – Modo de construção da exaustão dos gases quentes



Basicamente, colocou-se os 3 tubos dentro da saída de ar quente, para que se faça a troca de calor, consequentemente pré-aquecendo o ar de entrada da estufa. O que resultou no equipamento representado pela Figura 15.

Figura 15 – Renderização do Trocador de Calor



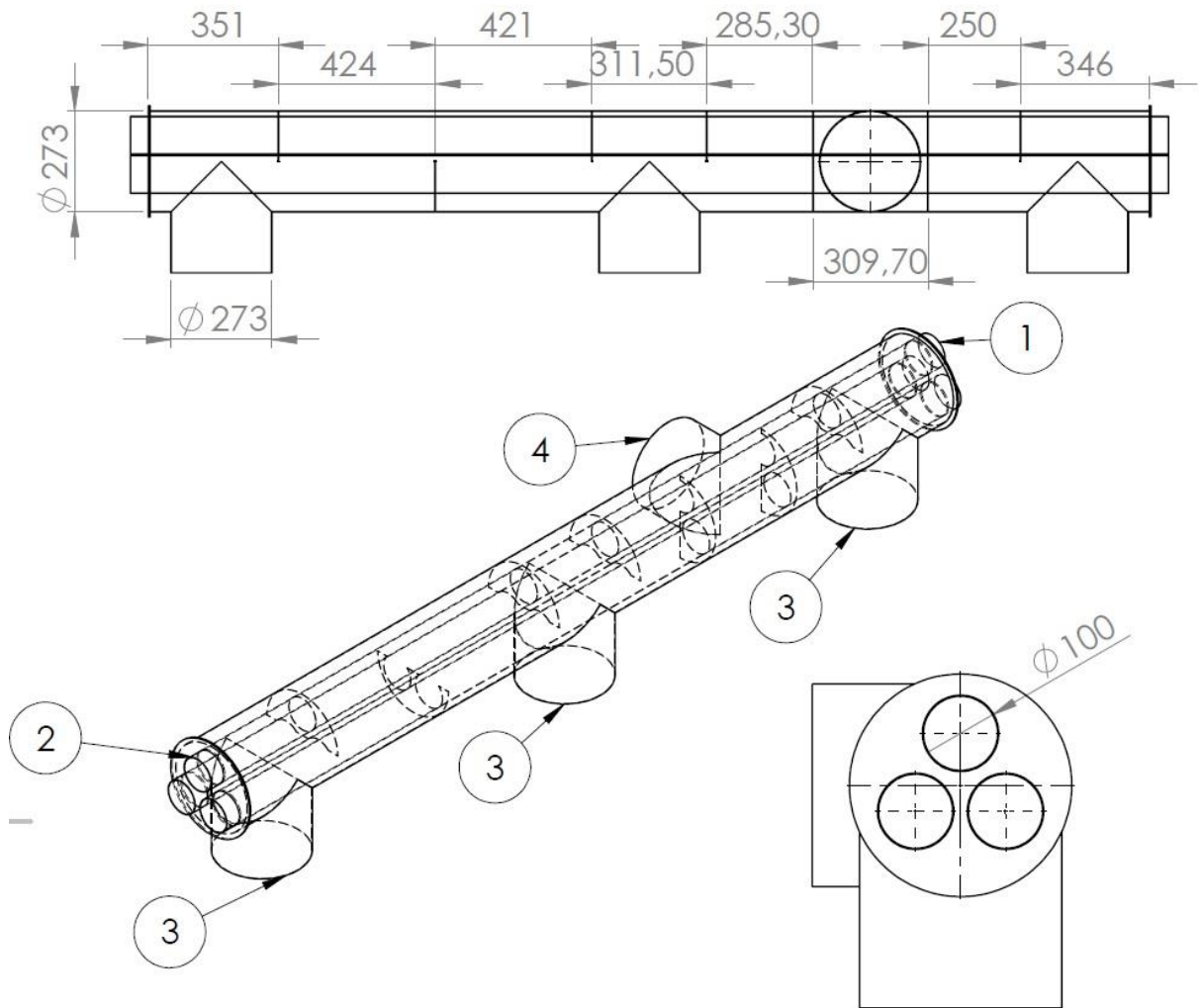
Fonte: O Autor.

A figura 16 representa as vistas de projeto do equipamento. Nesta figura, podem ser visualizados os espaçamentos entre as barreiras, que foram postas para melhorar o escoamento, consequentemente a troca térmica entre o ar quente e ar frio.

As indicações representam:

- 1 representa a entrada do ar frio (ambiente);
- 2 representa a saída do ar frio, ou seja, o ar pré-aquecido que vai entrar na estufa;
- 3 são as entradas do ar quente, que saem da estufa e passam pelo trocador de Calor;
- 4 indica a saída do ar quente, que já passou pelo trocador de Calor e vai ser liberado no ambiente através de um exaustor.

Figura 16 – Vistas do Trocador de Calor



Fonte: O Autor.

3.2.1 Caracterização do Escoamento de Ar Frio

Para o escoamento de ar frio, temos:

$$A = \frac{\pi \phi_f^2}{4} \therefore A = 3 * \frac{\pi (0,1^2)}{4} \therefore A = 3 * 0,00785 \therefore A = 0,0235 m^2$$

$$\dot{V} = V * A \therefore \dot{V} = 13 * 0,0235 \therefore \dot{V} = 0,306 m^3/s$$

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho \therefore \dot{m} = 0,306 * 1,152 \therefore \dot{m} = \mathbf{0,3528 Kg/s}$$

Segundo Çengel (2009), é necessário determinar o coeficiente de transferência de calor h para assim, calcular a eficiência do trocador, juntamente com

a temperatura de saída. Para tanto, é necessário definir primeiramente o Número de Reynolds através da equação 07:

$$Re = \frac{V D_H}{\nu}$$

O Diâmetro Hidráulico para os 3 tubos de 100mm pode ser determinado através da equação 08:

$$D_H = 4 * \frac{A_{seção}}{Perímetro Molhado} \therefore D_H = 4 * \frac{0,0235}{3 * \pi * (0,1 - (2 * 0,0015))} \therefore D_H = 0,102m$$

Assim

$$Re = \frac{13 * 0,102}{1,636 \times 10^{-5}} \therefore Re = 81.051,34$$

Este número de Reynolds caracteriza um escoamento turbulento. Sendo assim, a equação 14 para o Número de Nusselt satisfaz estes parâmetros:

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

Como neste caso, teremos o aquecimento do ar frio, temos $n = 0,4$. Por tanto:

$$Nu = 0,023 * (81.051,34^{0,8}) * (0,7273^{0,4}) \therefore Nu = 171,16$$

Agora, através da equação 04, podemos determinar o coeficiente de transferência de calor h .

$$h = \frac{k Nu}{D_H} \therefore h = \frac{0,02610 * 171,16}{0,102} \therefore h = 43,79 W/m^2K$$

3.2.2 Caracterização do Escoamento de Ar Quente

Já para o escoamento de ar quente, temos as seguintes variáveis:

$$A = \frac{\pi \phi_q^2}{4} - 3 * \frac{\pi \phi_f^2}{4} \therefore A = \frac{\pi(0,27^2)}{4} - 3 * \frac{\pi(0,1^2)}{4} \therefore A = 0,0336m^2$$

$$\dot{V} = V * A \therefore \dot{V} = 11,8 * 0,0337 \therefore \dot{V} = 0,3964m^3/s$$

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho \therefore \dot{m} = 0,3964 * 1,043 \therefore \dot{m} = 0,4135Kg/s$$

A determinação do Diâmetro Hidráulico neste caso se dá através da seguinte relação

$$D_H = 4 * \frac{A_{seção}}{Perímetro Molhado} \therefore D_H = 4 * \frac{0,0336}{\pi * (0,27 - (2 * 0,0015))} \therefore D_H = 0,16m$$

Por tanto, podemos determinar o Número de Reynolds através da equação 07:

$$Re = \frac{11,8 * 0,16}{1,945 \times 10^{-5}} \therefore Re = 97.207,67$$

Este valor de Reynolds, caracteriza um escoamento turbulento, fazendo com que a equação 14 para o Número de Nusselt se enquadre nos requisitos. Temos $n = 0,3$ devido ao resfriamento do ar quente, causado pela transferência de calor para o ar frio.

$$Nu = 0,023 * (97.207,67^{0,8}) * (0,7189^{0,3}) \therefore Nu = 203,65$$

Através da equação 04, podemos determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção no escoamento de ar quente:

$$h = \frac{k Nu}{D_H} \therefore h = \frac{0,02844 * 203,65}{0,16} \therefore h = 36,19 W/m^2K$$

3.2.3 Método da Efetividade

Segundo Çengel (2009), o Método da Efetividade é o meio mais recomendado, para quando se tem a dimensão do trocador, e se desconhece as temperaturas de saída. Por tanto, os cálculos para a determinação das temperaturas de saída foram baseados neste método.

Primeiramente, se faz necessário o cálculo do Coeficiente Global de Transferência de calor. Como a espessura das paredes do equipamento é pequena, podemos calcular o Coeficiente Global de Transferência de Calor U , a partir da equação 21

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \therefore \frac{1}{U} = \frac{1}{43,79} + \frac{1}{36,19} \therefore U = 19,81 \frac{W}{m^2K}$$

Para a determinação do fluxo de calor máximo possível, devemos considerar a máxima diferença de temperatura, por tanto, a partir da equação 36 temos:

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = (T_{q,entrada} - T_{f,entrada}) \therefore \Delta T_{m\acute{a}x} = 65 - 33 \therefore \Delta T_{m\acute{a}x} = 32^{\circ}C$$

Kreith (2003) define o método da efetividade como a comparação entre a taxa de transferência de calor real com a taxa máxima da qual o único limite é a segunda lei da termodinâmica. Porém, a taxa máxima de calor depende do fator de capacidade térmica. Desta forma, se faz necessário calcular $C_{m\acute{i}n}$, que representa o menor valor entre as relações da capacidade térmica do escoamento:

$$c_q = m_q C_p \therefore c_q = 0,4135 * 1007 \therefore c_q = 416,39 \frac{J}{s K}$$

$$c_f = m_f C_p \therefore c_f = 0,3528 * 1007 \therefore c_f = 355,26 \frac{J}{s K}$$

A partir destas relações, obtém-se o valor de $C_{m\acute{i}n} = 355,26 J/K$ e também o calor de $C = \frac{C_{m\acute{i}n}}{C_{m\acute{a}x}} \therefore C = 0,85$.

Para a determinação do fluxo máximo de calor, utiliza-se a equação 37:

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n}(T_{q,entrada} - T_{f,entrada}) \therefore \dot{Q}_{m\acute{a}x} = 355,26 * (65 - 33)$$

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = 11368,32 W$$

Çengel (2009) aponta que para obter a efetividade do trocador de calor, é necessário que se conheça o número de transferências térmicas (NUT), através da equação 39:

$$NTU = \frac{U A_s}{C_{m\acute{i}n}}$$

A área superficial A_s é representada pela área da superfície total dos 3 tubos de 100mm de diâmetro, pois é a partir deles, que ocorre a troca térmica. Por tanto:

$$A_s = \pi \varnothing L \therefore A_s = \pi * 0,1 * 2,7 * 3 \therefore A_s = 2,54 m^2$$

$$NTU = \frac{19,81 * 2,54}{355,26} \therefore NUT = 0,14$$

Com as variáveis como NUT e C definidas, podemos calcular a efetividade do trocador de calor, através da relação 1 da Figura 11. Utilizou-se esta equação, pois o escoamento desenvolve-se de maneira paralela em parte do equipamento, e de maneira contracorrente no restante do escoamento. Sabe-se que a efetividade de um trocador de calor é maior quando o escoamento é contracorrente, por tanto, optou-se pelo pior caso, que é o escoamento paralelo.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C)]}{1 + C} \therefore \varepsilon = \frac{1 - \exp[-0,14(1 + 0,85)]}{1 + 0,85} \therefore \varepsilon = \mathbf{0,12 \text{ (12\%)}}$$

Sabendo da efetividade do trocador de calor, podemos determinar a taxa de transferência de calor real através da equação 34:

$$\varepsilon = \frac{Q_R}{Q_{m\acute{a}x}} \therefore 0,12 = \frac{Q_R}{11368,32} \therefore \mathbf{Q_R = 1418,74 \text{ W}}$$

Através da equação 35, podemos determinar as temperaturas de saída:

$$\dot{Q} = C_f(T_{f,saída} - T_{f,entrada}) = C_q(T_{q,entrada} - T_{q,saída})$$

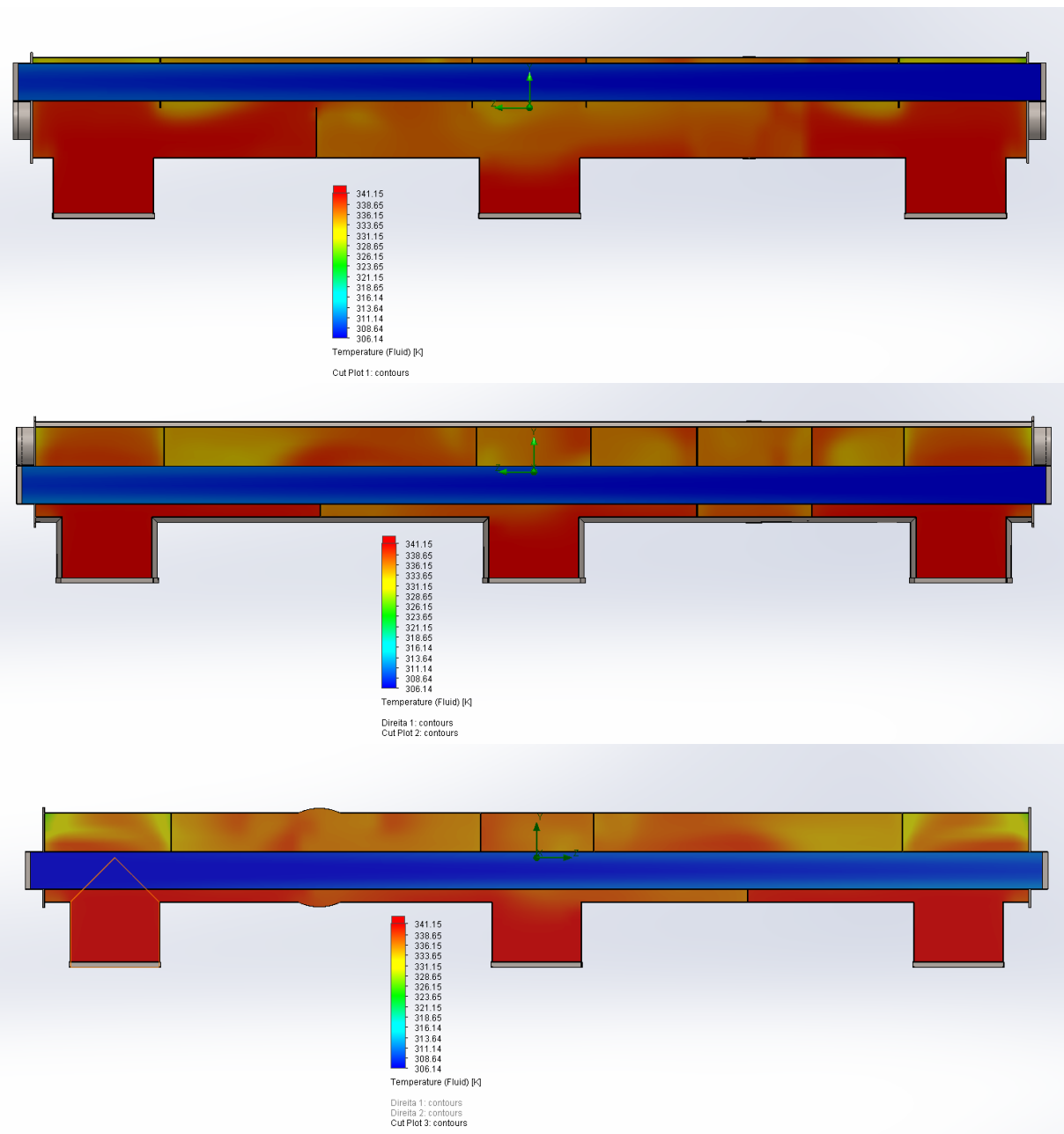
$$1418,74 = 355,26(T_{f,saída} - 33) \therefore \mathbf{T_{f,saída} = 37,02^{\circ}C}$$

$$1418,74 = 416,39(65 - T_{q,saída}) \therefore \mathbf{T_{q,saída} = 61,59^{\circ}C}$$

3.2.4 Análise Térmica utilizando *SolidWorks*®

O *SolidWorks*® Flow Simulation oferece acesso a recursos de análise de dinâmica de fluidos computacional (CFD, computational fluid dynamics) (SOLIDWORKS, 2017). Foi realizado então uma simulação para a obtenção dos valores das temperaturas de saída, e também para verificar como se comporta o escoamento do ar quente com as barreiras instaladas. A figura 17 mostra o escoamento no corte direito de cada tubo que escoar o ar frio:

Figura 17 – Corte na vista direita do Trocador de Calor



Fonte: O Autor.

Com a análise do escoamento, foi possível determinar a temperatura de saída de ambos os escoamentos, como segue na Tabela 04:

Tabela 04 – Resultados do Flow Simulation

Name	Unit	Value	Progress	Criteria	Delta	Use in convergence
Temperatura saída ar frio	K	309.95	100	0.120333573	0.0239766374	On
Temperatura saída ar quente	K	339.20	100	0.0541553313	0.0523208379	On

Fonte: SolidWorks® Flow Simulation Project Report (2017, p.6).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos através da análise feita pelo *SolidWorks®* são resultados importantes, pois demonstram pontos que podem ser melhor avaliados em relação ao posicionamento das barreiras. A Figura 17 indica que o escoamento através das barreiras e consequentemente entre os tubos de ar frio, aumentam a eficiência da troca térmica. Porém, os resultados apresentados em relação as temperaturas de saída não puderam ser utilizados como base, pois desconhece-se o método de avaliação dos parâmetros para a determinação destas temperaturas.

Já os resultados apresentados pelo Método da Efetividade devem ser considerados relevantes, pois é um método conhecido, e proposto pelas 3 principais obras sobre transferência de calor, que foram apresentadas neste trabalho.

A equipe de manutenção da Frimesa, forneceu algumas medições feitas após a instalação do equipamento em uma das estufas. A partir das medições, constatou-se que a temperatura de saída do ar frio, que entra na câmara, é de 42°C. Porém, foi realizada uma medição pontual, onde existem interferências como a temperatura do próprio equipamento e temperatura externa. Uma outra suposição é de que a medição tenha sido realizada em algum ponto onde a temperatura é realmente mais alta como pode ser visto na Figura 17, entretanto, a temperatura média considerada como resultado deste trabalho, é a de 37,02°C.

O Método da Efetividade, foi o método utilizado pois caracteriza não somente as questões de escoamento, mas também, as questões de transferência de calor propriamente ditas, por tanto, foi o resultado escolhido para a análise, em relação ao resultado obtido pelo *SolidWorks®*.

Tem-se uma temperatura do ar pré-aquecido, de 37,02°C, que representa um diferencial de temperatura (ΔT), entre a entrada e saída de 4,02°C.

Com o acesso a relatórios da Frimesa, conclui-se que existe uma vazão de ar aquecido durante o dia, de aproximadamente 566.783,48m³. O calor necessário para aquecer a massa de ar que resulta deste volume (591.155,16Kg), com o diferencial de temperatura de 4,02°C, adaptando a equação 26, temos:

$$Q = m C_p \Delta T \therefore Q = (V * \rho) C_p \Delta T$$

$$Q = 591.155,16 * 1,007 * 4,02$$

$$Q = 2.393.078,88 \text{ KJ}$$

O objetivo é determinar a massa de vapor que seria utilizado para gerar esta quantidade de calor. Por tanto, adaptando a equação 2 e obtendo a entalpia de vaporização da água a 100°C através de tabelas termodinâmicas, temos

$$Q = m \Delta h$$

$$2.393.078,88 \text{ KJ} = m_{\text{vapor}} * 2.257 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$m_{\text{vapor}} = 1060,29 \text{ Kg}$$

Por tanto, temos uma economia de pouco mais de uma tonelada de vapor por dia, com a instalação deste equipamento nas estufas de cozimento de embutidos. Segundo as informações passadas pela Frimesa, o custo da tonelada de vapor é de aproximadamente R\$63,00. Por tanto, descontando cerca de 30 dias no ano, devido às paradas para manutenção, paradas de linha, etc. consegue-se uma economia de aproximadamente R\$22.043,46 por ano com a instalação deste trocador de calor em somente uma estufa. A planta fabril conta com 15 estufas do mesmo tipo de construção, onde se faz possível a instalação de mais equipamentos como este.

5 CONCLUSÕES

Através das pesquisas relatadas na sessão 1, 110mil suínos são abatidos no Brasil por dia. Tem-se uma economia de aproximadamente 1 tonelada de vapor, para aproximadamente 6.500 suínos. Através desta perspectiva, pode-se obter uma economia de aproximadamente 16 toneladas de vapor por dia. Isso representa um volume em torno de 101m^3 de água que seria economizada por dia com este sistema. Em um ano, a economia seria de aproximadamente 36.324m^3 de água num aspecto nacional. Ampliando esta economia, para aquecer este volume total de água, de 23°C à 100°C , seria necessárias aproximadamente 850 Toneladas de lenha de eucalipto, que representa, em média, 472 árvores desta espécie. Ainda, o espaço que representa a plantação destas árvores, é de 1.800m^2 .

Estes resultados cumprem o objetivo de trabalhar com as 3 principais esferas de uma indústria: econômica, social e ambiental. Uma vez que a economia em valor monetário foi alcançada, juntamente com a economia em emissão de gases poluentes através da queima de combustível para a produção de vapor na caldeira, e também, a economia de água gerada para o processo.

A análise do escoamento do ar quente é um ponto importante a ser estudado neste equipamento, uma vez que quanto melhor se faz este escoamento, maior é a eficiência do trocador de calor, consequentemente, maior é sua economia.

Uma análise mais criteriosa sobre o regime de velocidade dentro dos tubos, ou seja, uma análise aerodinâmica, buscando sempre melhorar a eficiência da troca térmica, é a sugestão para a continuação deste trabalho.

REFERÊNCIAS

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7.ed. São Paulo: Blucher, 2009.

CARDOSO, L. S. **EMBRAPA: Custos de produção de suínos e de frangos de corte sobem em maio e chegam a pontuação recorde**. 2016. Disponível em: <<https://www.embrapa.br/busca-de-noticias/-/noticia/13594416/embrapa-custos-de-producao-de-suinos-e-de-frangos-de-corte-sobem-em-maio-e-chegam-a-pontuacao-recorde>>. Acesso em: 7 mar. 2017.

Cenários e oportunidades para a produção familiar de suínos: o que há de novo e o que já é possível. Concórdia: Embrapa, 2015.

ÇENGEL, Y. A. **Transferência de Calor e Massa**. 3.ed. São Paulo: Mc Graw Hill, 2009.

DEPEC. **Carne suína**. [S.l]. Bradesco, 2017.

FRIMESA. **Sobre a empresa**. Disponível em <<http://www.frimesa.com.br/>> Acesso em: 24 mar.2017

GHIZZE, A. **Manual de Trocadores de Calor, Vazos e Tanques**. 6.ed. São Paulo: Ibrasa, 1989.

INCROPERA, F. K. **Fundamentos de Transferência de Calor**. 4.ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1998.

KREITH, F. M. S. **Princípios de Transferência de Calor**.: São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003.

MARCONI, M. A. **Metodologia Científica**. 6.ed. São Paulo: Atlas, 2011.

OLIVEIRA, N. **IBGE diz que suínos e frangos têm abate recorde em 2015**. 2016. Disponível em: <<http://agenciabrasil.ebc.com.br/economia/noticia/2016-03/ibge-diz-que-suinos-e-frangos-tem-abate-recorde-em-2015>>. Acesso em: 7 mar. 2017.

PERUSSI, R. **Análise do Desempenho de Trocadores de Calor de fluxo cruzado por simulação numérica**. 2010. 138 f. (Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica). São Carlos: Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, 2010.

RUIZ, J. A. **Metodologia Científica: Guia para eficiência nos estudos**. 5.ed. São Paulo: Atlas, 2002.

SOLIDWORKS. **Flow-Simulation**. Disponível em: <<http://www.solidworks.com/sw/products/simulation/flow-simulation.htm>>.Acesso em: 28 set. 2017

VAN VYLEN. **Fundamentos da Termodinâmica**. 6. ed. São Paulo: Blucher, 2003.

