



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA

JOSÉ EDUARDO DA SILVA CASTRO

ANÁLISE TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO
MULTIPASSE UTILIZADO NA RECUPERAÇÃO DE CALOR DA VINHAÇA

JOÃO PESSOA
NOVEMBRO, 2021

JOSÉ EDUARDO DA SILVA CASTRO

ANÁLISE TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO
MULTIPASSE UTILIZADO NA RECUPERAÇÃO DE CALOR DA VINHAÇA

Trabalho Final de Curso
apresentado à Universidade
Federal da Paraíba como parte
dos requisitos necessários
para obtenção do Grau de
Bacharel em Engenharia
Química.

ORIENTADOR: PROF. DR. FLÁVIO LUIZ HONORATO DA SILVA

JOÃO PESSOA

NOVEMBRO, 2021

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

C354a CASTRO, JOSÉ EDUARDO DA SILVA CASTRO.

ANÁLISE TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO
MULTIPASSE UTILIZADO NA RECUPERAÇÃO DE CALOR DA VINHAÇA
/ JOSÉ EDUARDO DA SILVA CASTRO CASTRO. - JOÃO PESSOA,
2021.

98 f. : il.

Orientação: FLÁVIO LUIZ HONORATO SILVA.

Coorientação: ANDRÉA LOPES DE OLIVEIRA FERREIRA,

PALOMA

BENEDITA SILVA.

TCC (Graduação) - UFPB/CT.

1. TROCADOR DE CALOR, VINHAÇA, ANÁLISE TÉRMICA. I.
SILVA, FLÁVIO LUIZ HONORATO. II. FERREIRA, ANDRÉA LOPES
DE OLIVEIRA. III. SILVA, PALOMA BENEDITA. IV. Título.

UFPB/BSCT

CDU 66.01(043.2)

ATA DE DEFESA PÚBLICA DE TRABALHO FINAL DE CURSO

Aos 29 dias do mês de novembro do ano de 2021 foi realizada a defesa do TRABALHO FINAL DE CURSO por parecer escrito do discente **José Eduardo da Silva Castro**, intitulado: **Análise Térmica de um Trocador de Calor Casco e Tubo Multipasse Utilizado na Recuperação de Calor da Vinhaça**.

A Banca Examinadora, constituída pelo orientador Prof. Dr. Flávio Luiz Honorato da Silva, pela Prof.^a Dr.^a Andréa Lopes de Oliveira Ferreira (1º Examinador) e a M^a Sc. Paloma Benedita da Silva (2º Examinador).

Nota do Orientador(a): 10,0

Nota do 1º Avaliador(a): 10,0

Nota do 2º Avaliador(a): 10,0

Foi aprovado(a) com média GERAL: 10,0 (dez)

Eu, Prof. Dr. Flávio Luiz Honorato da Silva, orientador e presidente da banca de defesa de Estágio Supervisionado, lavrei a presente ata que segue por mim assinada com os pareceres de todos os membros da banca em anexo.

Prof. Dr. Flávio Luiz Honorato da Silva - DEQ/CT/UFPB

Dr.^a Andréa Lopes de Oliveira Ferreira - DEQ/CT/UFPB

M^a Sc. Paloma Benedita da Silva

A TODOS AQUELES QUE SONHAM SOZINHOS 

“A vitória está reservada para aqueles que estão
dispostos a pagar o preço “.

Sun Tzu

AGRADECIMENTOS

Finalmente cheguei ao final deste desafio. A primeira de muitas montanhas que ainda escalarei. Hoje, não sou grato apenas pelo término deste trabalho, mas sim, pelo encerramento de um ciclo. Portanto, quero deixar registrado na eternidade meus votos de orgulho, gratidão, respeito e admiração.

Primeiramente gostaria de agradecer à Deus, por ter dado a minha personalidade, força de vontade, caráter, iniciativa e coragem, dádivas imprescindíveis, principalmente no contexto onde vivo e na realidade em que nasci. A ele também agradeço por minha mãe, minha única família, pois mesmo que tenhamos personalidades tão distintas e que nunca tenha apoiado eu ter escolhido o estudo, ela é um dos motivos pelo qual acordo e vou à luta.

Aos Professores do DQ/UFPB: Cláudio Gabriel, Sávio Motta, Newton Viana, Fernando Volpi. Muito obrigado por terem contribuído comigo. Vocês fizeram a diferença, muito obrigado.

Aos (À) professores(a) do DEQ/UFPB: Andréa Ferreira, Flávio Honorato, Genaro Clericuzzi, Nagel Costa e Vivian Madeira. Muito obrigado. Ao Prof. Flávio foi uma honra contar com o senhor na orientação deste trabalho, muito obrigado por sempre estar disponível para me guiar e ter direcionamentos certos ao longo da caminhada, principalmente nas disciplinas de Operações Unitárias II e Projeto de Processos Químicos. À prof.^a Andréa, a senhora é uma das pessoas pelo qual valeu a pena eu ter entrado no curso, pois só assim eu iria conhecer, grato por sempre motivar e impulsionar a minha melhor versão...Sou grato a Deus pela sua vida. Ao Prof. Genaro, obrigado por acreditar em mim e ajudar os alunos a encontrarem a melhor versão de si.

Aos Eternos: Thiago Marinho e Wanessa de Oliveira. Foi uma honra conhecer e aprender com vocês. Inesquecíveis sempre serão. Gratidão.

Não poderia deixar de citar Jeferson Veríssimo, Rodolfo Lins, Caio Okamoto e Beliza Patrícia (agradecimento especial a você aturar os meus surtos kkkk). Muito agradecido por me ajudarem a sanar minhas dúvidas e aflições (que não foram poucas). Pedro de Oliveira, muito obrigado por morar na sua casa por quase 2 meses.

Foi fundamental durante a pandemia. Sem sua casa, computador e internet eu não teria conseguido terminar muitas disciplinas e projetos. Deus lhe guie sempre.

Não tenho palavras para expressar minha gratidão à Prof.^a Maria de Fátima Corrêa. Meu alicerce na área de química foi assinado por ela. Do IFPB/BA para o mundo. Muito obrigado.

Nesta jornada, muitas vezes apenas sobrevivi e não vivi. Não tinha comida, dinheiro pra xerox, computador em casa, celular, passagem de ônibus. Muitas vezes tudo o que eu tinha eram pessoas criticando e julgando. A Verdade é que eu não tinha quase nada, mas ao mesmo tempo eu tinha tudo: Amigos. Poucos, mas verdadeiros. Aqueles que estiveram presentes nos dias bons e ruins. Estiveram nos dias de luta e estarão nos dias de glória. São eles: Amanara Freitas, Maria Helena Juvito, Rayanne Barros, Joicy Silva, Camila Mesquita, Daniel Arnóbio, Paloma Silva, Manoel Teodoro e Mariana Carvalho. Obrigado por sempre terem acreditado em mim mesmo quando todos e até mesmo eu deixava de acreditar. Obrigado pelas palavras, conversas, risos, choros, cafezinhos e dinheiro kkkkkk. Obrigado mais uma vez, sem vocês, eu não teria conseguido nem 24%. Possuem um espaço especial nas minhas melhores memórias, recordações e na minha alma. E nunca esqueçam: O ROCK É PESADO!

Aleff Rayff.... Uma das pessoas que mais aprendi, mesmo que ele não seja de falar muito. De grande caráter e humildade. Abriu meus olhos para o leque de possibilidades que os concursos públicos oferecem. Admiro-te demais. Gratidão em ter compartilhado a graduação com você.

Ana Freitas... Quando a pandemia passar, temos que nos encontrar para comer alguma coisa sem ser fitness. Muito obrigado pelas conversas e reflexões.

Rafaelle de Araújo... Você é essencial e faz a diferença na coordenação do curso. Muito Obrigado pelas conversas e conselhos também. Deus te ilumine.

Por último, gostaria de agradecer a Lucas Ramelli. Você foi um sopro de vida na reta final do percurso. Uma baita surpresa.

Este não é o fim. Não é mesmo o começo do fim. Porém, é talvez o fim do começo.

RESUMO

O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas ocorre em muitas aplicações de engenharia. O equipamento usado para implementar essa troca é conhecido por trocador de calor, e suas aplicações específicas podem ser encontradas no aquecimento de ambientes e no condicionamento de ar, na produção de potência, na recuperação de calor em processos e no processamento químico. Esses equipamentos são frequentemente utilizados no resfriamento de óleo, como pré-aquecedores em usinas de produção de etanol e em processos das indústrias químicas. O presente trabalho teve como objetivo realizar a etapa de Análise Térmica, uma das 3 fases que integram o projeto de trocador de calor, a fim de dimensionar um trocador de calor casco e tubo multipasse (1 passe no casco e 2 passes no tubo) a ser aplicado na recuperação de calor da vinhaça, utilizando-o no pré-aquecimento de vinho no processo de destilação alcoólica contínua. Definiu-se com base na literatura as temperaturas terminais de projeto das correntes dos fluidos quente e frio, respectivamente vinhaça e vinho. A carga de fluido quente entra no trocador de calor com temperatura de 100,02° C e deixa-o com 62,20 °C. A corrente de fluido frio chega ao dispositivo com temperatura de 34°C, absorve calor e deixa-o com temperatura de 62°C. Para estas especificações os resultados obtidos na análise térmica foram: Taxa de Calor Trocada (Q) = 7.537.171W; Área de Troca Térmica Total (A) de 513,70 m², Coeficiente Global de Troca Térmica (U) de 520,00 $\frac{W}{m^2K}$, Diâmetro de Casco (D_C) de 1,524 m, Diâmetro de Tubo (D_t) de 0,0254m, Comprimento de Tubo de L = 2,44 m (2 passes no tubo), Número de Tubos(n) de 1.324 tubos. Os resultados obtidos são coerentes com as previsões e faixas disponíveis na literatura.

Palavras-Chave: Trocador de Calor, Vinhaça, Análise Térmica, Dimensionamento de equipamentos.

ABSTRACT

The heat exchange process between two fluids that are at different temperatures occurs in many engineering applications. The equipment used to implement this exchange is known as a heat exchanger, and its specific applications can be found in room heating and air conditioning, power production, process heat recovery and chemical processing. These equipments are often used in oil cooling, such as preheaters in plants and in chemical industry processes. The present work aimed to perform the thermal analysis stage, one of the 3 phases that integrate the heat exchanger project, in order to size a shell heat exchanger and multipass tube (1 pass in the shell and 2 passes in the tube) to be applied in the heat recovery of vinasse, using it in the preheating of wine in the process of continuous alcoholic distillation. The final design temperatures of the hot and cold fluid currents, respectively vinasse and wine, were defined based on the literature. The hot fluid load enters the heat exchanger at a temperature of 100.02°C and leaves it at 62.20°C. The cold fluid current reaches the device at a temperature of 34°C, absorbs heat and leaves it at a temperature of 62°C. For these specifications, the results obtained in the thermal analysis were: Exchanged Heat Rate (Q) = 7,537,171W; Total Thermal Exchange Area (A) of 513.70 m², Global Coefficient of Thermal Exchange (U) of 520.00 $\frac{W}{m^2K}$; Shell Diameter (D_C) of 1,524 m; Tube Diameter (D_t) 0.0254m, Tube Length $L = 2.44$ m (Double Tube Path), Number of Tubes (D_t) of 1,324 tubes. The study obtained reasonable results consistent with those available in the literature.

Keywords: Heat Exchanger, Vinasse, Thermal Analysis, Equipment Sizing.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Condutividade térmica de áluns materiais típicos a 0 °C.

Figura 2 – Representação do fluxo das correntes dentro de um trocador de calor.

Figura 3 – Representação de trocador de calor tipo placas.

Figura 4 – Representação de trocador de calor de placas aletadas.

Figura 5 - Ilustração trocador de calor do tipo tubo duplo.

Figura 6 - Representação do trocador de calor do tipo casco e tubo.

Figura 7 - Representação dos escoamentos em trocador de calor do tipo tubo concêntrico.

Figura 8 – Gráfico da distribuição de temperaturas para operação de escoamento em paralelo.

Figura 9 – Gráfico da distribuição de temperaturas para operação de escoamento em contracorrente.

Figura 10 – Gráfico da distribuição de temperaturas para operação de escoamento em paralelo e em contracorrente.

Figura 11 – Representação do trocador de calor do tipo casco e tubo, utilizado como condensador da categoria E-type segundo à resolução TEMA.

Figura 12– Banco de dados para dimensionamento de tubos comerciais usados no projeto de trocador de calor do tipo casco e tubo.

Figura 13 – Arranjos tubulares mais comuns encontrados em trocadores de calor.

Figura 14 – Trocador de Calor casco e Tubo de passe único.

Figura 15 – Padrão das designações TEMA aplicadas aos trocadores de calor do Tipo Casco e Tubo.

Figura 16 – Trocadores de Calor Multipasse.

Figura 17 – Distribuição de temperatura no trocador de calor de correntes paralelas de passagem única.

Figura 18 – Distribuição de temperatura no trocador de calor de correntes contracorrente passagem única.

Figura 19 – Representação gráfica do fator de correção F aplicado em trocadores do tipo casco e tubo com 1 passe no casco e 2 passes ou múltiplos de 2 no tubo.

Figura 20 – Principais valores de fatores de deposição em superfícies dos trocadores de calor.

Figura 21 – Valores aproximados de coeficiente de transferência global para estimativas preliminares.

Figura 22 – Principais correlações empíricas para escoamento interno tubular circular utilizadas na determinação dos coeficientes convectivos de transferência de calor.

Figura 23 – Dimensões de trocador de calor casco e tubo.

Figura 24 - Reação principal do processo fermentativo.

Figura 26 – Equilíbrio de fases na mistura etanol e água em função da temperatura e em função da concentração molar do vapor.

Figura 27 – Configuração Industrial mais comum na Destilação Alcoólica.

Figura 28 – Metodologia da Análise Térmica.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tabela de padrões de qualidade álcoois.

Tabela 2 – Principais componentes do vinho industrial.

Tabela 3 – Composição da vinhaça.

Tabela 4 – Composição da flegma.

Tabela 5 – Composição da flegmaça.

Tabela 6 – Composição do álcool hidratado.

Tabela 7 – Volume de vinhaça produzido por L de etanol gerada nos métodos de aquecimento direto e indireto do vinho.

Tabela 8 – Capacidade calorífica da vinhaça e do vinho delevaturado.

Tabela 9 – Valores de viscosidade e condutividade térmica do vinho delevaturado e da vinhaça.

Tabela 10 – Especificações geométricas do equipamento.

Tabela 11 – Especificações das correntes envolvidas no trocador de calor E utilizado no aquecimento do vinho.

Tabela 12 – Valores das temperaturas terminais do processo.

Tabela 13 – Valores de MLDT para os escoamentos em Paralelo e Contracorrente.

Tabela 14 – Valores de Números de Reynolds e Prandtl.

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

BMW - Birmingham Wire Gauge.

IPS – Iron Pipe Size.

TEMA – Exchanger Manufacturers Association.

LISTA DE VARIÁVEIS

A – Área total de troca térmica.

C_p – Capacidade calorífica.

C_{p_f} – Capacidade calorífica do fluido frio.

C_{p_q} – Capacidade calorífica do fluido quente.

h – Coeficiente convectivo de transferência de calor.

h_e - Coeficiente convectivo externo de transferência de calor.

h_i – Coeficiente convectivo interno de transferência de calor.

U – Coeficiente global de transferência de calor.

K – Condutividade térmica.

K_f – Condutividade térmica do fluido frio.

K_q – Condutividade térmica do fluido quente.

ρ – Densidade.

D_c – Diâmetro do casco.

D_e – Diâmetro externo.

D_i – Diâmetro interno.

D_t – Diâmetro da tubulação.

ΔT – Diferença das temperaturas terminais das correntes.

i – Entalpia específica.

F – Fator de correção da MLDT.

R_D – Fator de incrustação.

q''_w – Fluxo de calor trocada.

Q – Taxa de calor trocada

MLDT - Temperatura média logarítmica.

$MLDT_{\text{corrigida}}$ - Temperatura média logarítmica corrigida pelo fator F.

R – Número Adimensional de determinação do fator F.

P – Número Adimensional de determinação do fator F.

Nu_D – Número Adimensional de Nusselt.

Pr - Número Adimensional de Prandtl.

Re_D – Número Adimensional de Reynolds.

n – Número de tubos.

q_w – Taxa de calor trocado.

m – Vazão mássica.

m_f – Vazão mássica do fluido frio.

m_q – Vazão mássica do fluido quente.

μ - Viscosidade.

$T_{f\text{-entrada}}$ – Temperatura de entrada do fluido frio.

$T_{f\text{-saída}}$ – Temperatura de saída do fluido frio.

$T_{q\text{-entrada}}$ – Temperatura de entrada do fluido quente.

$T_{q\text{-saída}}$ – Temperatura de saída do fluido quente.

T_1 – Temperatura de entrada do fluido do lado do casco.

T_2 – Temperatura de saída do fluido do lado do casco.

t_1 – Temperatura de entrada do fluido do lado do tubo.

t_2 – Temperatura de saída do fluido do lado do tubo.

$T_{(x)}$ - Temperatura local em um ponto x do comprimento do tubo.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
2. OBJETIVO	16
2.1 Objetivo Específico	16
2.2 Objetivo Geral	16
3. REFERENCIAL TEÓRICO	17
3.1 Mecanismos de Transferência de Calor	17
3.1.1 Condução	18
3.1.1.1 Condutividade Térmica	19
3.1.2 Convecção	20
3.1.3 Radiação	21
3.2 Trocadores de Calor	21
3.2.1 Classificação dos Trocadores de Calor	22
3.2.1.1 Classificação em relação ao Tipo de Mecanismo de Transferência de Calor	23
3.2.1.2 Classificação em Relação ao Tipo de Construção	24
3.2.1.3 Classificação em Relação a Configuração de Escoamento	26
3.3 Distribuição das Temperaturas em Escoamento Paralelo e Contracorrente.	27
3.4 Trocador de Calor do Tipo Casco e Tubo	30
3.4.1 Dimensões dos Tubos: Seleção do Comprimento, Diâmetro e Espessura	31
3.4.2 Disposição dos Tubos (Tube Pitch)	34
3.4.3 O Casco	34
3.4.4 Normas Aplicáveis ao Layout e Dimensionamento	35
3.4.4.1 Norma BMW aplicada aos Tubos de Feixes.	35
3.4.4.2.Recomendações da Norma TEMA	35
3.4.5 Valores Limites para Algumas Características Geométricas de Trocadores de Calor Casco e Tubo.	39
3.5. Trocador de Calor Do Tipo Multipasse	39
3.6. Análise Térmica do Trocador de Calor	40
3.6.1.Equação Básica de um Trocador de Calor.	41
3.6.2. A Temperatura Média Logarítmica (MLDT)	44
3.6.2.1 Fator de Correção da MLDT para Trocadores de Calor Multipasses	47
3.6.3. Determinação do Coeficiente Global de Transferência Térmica	49
3.6.4. Determinação dos Coeficientes de Troca Térmica Convectivos	51

3.6.5. Números Adimensionais	52
3.7. A Definição das Dimensões do Trocador.	54
3.8. Aspectos Gerais da Produção de Álcool Hidratado no Brasil	55
3.8.1. A Fermentação	55
3.8.2 Fluxograma Simplificado de Produção de Usina com Destilaria Anexa	57
3.8.3 Destilação Alcoólica	58
3.8.3.1. Caracterizaçãodas Principais Correntes do Processo	61
3.8.3.1.1. Vinho	61
3.8.3.1.2. Vinhaça	62
3.8.3.1.3.Flegma	64
3.8.3.1.4. Flegmaça	65
3.8.3.1.5. Álcool Hidratado (Carburante)	66
3.8.3.4. Configuração Industrial	67
3.8.3.5. Integração Energética na Redução dos Custos e Massa de Vinhaça Produzida.	69
3.8.3.6. Propriedades termodinâmicas e fenomenológicas das correntes de vinho e vinhaça.	71
4. METODOLOGIA	73
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	75
5.1. Definição das Características geométricas do trocador	75
5.2. Especificações das Correntes do Processo, Cálculo da Taxa de Calor Trocado e Determinação das Temperaturas Terminais	76
5.2.1. Especificações das Correntes do Processo.	76
5.2.2. Determinação da Taxa Total de Calor Trocado	77
5.2.3. Determinação das Temperaturas Terminais do Processo	78
5.3. Determinação da MLDT, Cálculo do Fator de Correção (F), Obtenção da MLDT Corrigida	79
5.3.1. Determinação da MLDT	79
5.3.1 Cálculo do Fator de Correção (F)	80
5.3.2 Obtenção MLDT Corrigida	81
5.4. Cálculos dos Números Adimensionais de Reynolds e Prandtl e Seleção de Correlação Empírica Adequada.	81
5.4.1. Cálculos dos Números Adimensionais de Reynolds e Prandtl.	82
5.4.2. Seleção de Correlação Empírica Adequada.	83
5.5. Cálculo dos Coeficientes Convectivos do lado do Tubo (hi) e do Casco (he). Através de Correlação Empírica.	83
5.5.1. Cálculo do Coeficiente Convectivo do Lado do Tubo (Vinho Delevedurado/ Fluido Frio)	84
5.5.2. Cálculo Coeficiente Convectivo do Lado do Casco (Vinhaça/ Fluido Quente)	84

5.6. Determinação do Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica (U)	84
5.7. Cálculo da Área de Troca Térmica Total (A)	85
5.8. Adoção de Margem de Segurança	86
5.8. Término da Etapa de Análise Térmica	87
6. CONSIDERAÇÕES FINAIS	88

1. INTRODUÇÃO

O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas ocorre em muitas aplicações de engenharia. O equipamento usado para implementar essa troca é conhecido por trocador de calor, e suas aplicações específicas podem ser encontradas no aquecimento de ambientes e no condicionamento de ar, na produção de potência, na recuperação de calor em processos e no processamento químico (Incropera et al., 2008).

Esses equipamentos são frequentemente utilizados no resfriamento de óleo, como pré-aquecedores em usinas e em processos das indústrias químicas. Costumam fornecer taxas relativamente grandes de transferência de calor. São trocadores de calor robustos e utilizados em condições operacionais de pressões e temperaturas altas, atmosfera altamente corrosiva, fluidos muito viscosos, dentre outras (Silva Júnior, 2016).

A principal função dos trocadores é prover o fluxo de energia térmica entre dois ou mais fluidos em diferentes temperaturas, aplicados em uma vasta diversificação de processos, entre elas, produção de energia; eletrônica, processos químicos e na indústria alimentícia em geral; engenharia ambiental, refrigeradores/ar-condicionado (Kakaç e Liu, 2002).

Os trocadores de calor de casco e tubos representam algo em torno de 60% de todos os trocadores de calor empregados nos processos industriais, pois podem ser projetados para operar em diferentes escalas de pressão e temperatura em inúmeras aplicações (Hewitt et al., 1993).

Kreith e Bohn (2003) defendem que o projeto de um trocador de calor pode ser dividido nas seguintes etapas e objetivos: análise térmica (determinação da área de troca de calor necessária para prover a troca térmica necessária ao processo de interesse); projeto mecânico preliminar (análise dos parâmetros e das propriedades referentes às pressões e temperaturas de trabalho, das características corrosivas de um ou ambos os fluidos, das dilatações térmicas relativas e da interdependência do trocador de calor com os demais equipamentos) e o projeto preliminar de fabricação (interpretação das características e dimensões físicas do equipamento e de sua

instalação na unidade produtiva, considerando inclusive aspectos econômicos e espaciais).

O vinho entra na unidade de destilação, apresentando concentrações entre 7 a 10% em massa de etanol, sendo então conduzido a um pré-aquecedor de vinho onde é aquecido em contracorrente com vapores do topo da coluna de retificação (Condensador E) até a temperatura 70°C. Em seguida, é encaminhado aos trocadores de recuperação do calor da vinhaça (Trocador K), onde sua finalidade é de completar o aquecimento do vinho, para faixas de 92-93°C (Barreto e Coelho, 2012).

O presente trabalho aborda pontos e fundamentos importantes relativos à etapa de análise térmica de trocador de calor casco e tubo multipasse (1 passe no casco e 2 passes nos tubos) que fará função análoga ao condensador E, recuperando calor da vinhaça, que entra no trocador de calor à 100,02°C e deixa-o com valor de temperatura de 62,20°, a fim de prover o pré-aquecimento do vinho delevedurado de 34°C para 62°C, sendo uma alternativa de economia energética de vapor, além de reduzir a produção de vinhaça. Realizou-se revisão bibliográfica a partir de artigos acadêmicos, monografias, dissertações, teses e livros disponíveis na literatura que possibilitaram a seleção de aspectos geométricos do trocador de calor e a determinação dos cálculos dos coeficientes convectivos de troca térmica, do coeficiente global de troca, da área total de troca térmica requerida e também de determinação de aspectos de design do casco e arranjo tubular.

2. OBJETIVO

2.1 Objetivo Geral

Realizar a etapa de Análise Térmica do projeto de um trocador de calor casco e tubo multipasse utilizado na recuperação de calor da vinhaça para pré-aquecimento de vinho do processo de destilação alcoólica, determinando os valores do coeficiente global de troca térmica e da área de troca térmica total requerida, a partir de condições operacionais obtidas na literatura.

2.2 Objetivo Específico

- Realizar uma revisão na literatura dos principais fundamentos de Transferência de Calor e do Processo de Destilação Alcoólica;
- Caracterizar a estrutura e componentes do Trocadores de Calor do Tipo Casco e Tubo;
- Apresentar as principais equações envolvidas no dimensionamento dos Trocadores de Calor Multipasse;
- Resumir etapas do processo de destilação alcoólica;
- Justificar a necessidade do dimensionamento de um trocador de calor para recuperação de calor da vinhaça para pré-aquecimento de vinho;
- Evidenciar a importância da pesquisa dos parâmetros das correntes envolvidas em processos químicos;
- Avaliar a relação entre escoamento contracorrente e escoamento paralelo com a transferência de calor e seu reflexo na área total de troca térmica requerida;
- Determinar o coeficiente global de troca térmica e da área total requerida para aquecimento indireto de vinho delevedurado;
- Quantificar as dimensões do trocador de calor.

3. REFERENCIAL TEÓRICO

3.1 Mecanismos de Transferência de Calor

Existem três formas distintas no qual o calor pode ser transferido de uma fonte para o receptor, contudo a maioria das transferências de calor nas aplicações de engenharia são combinações de dois ou três mecanismos de transferências, cada um com suas peculiaridades (Kern, 2008).

Segundo Kreith e Bohn (2003), todos os processos de transferência de calor envolvem também conversão de energia, desta forma, devem obedecer tanto à primeira quanto à segunda lei da termodinâmica. De início, pode-se ficar tentado a pressupor que os princípios deste fenômeno possam ser deduzidos das leis básicas termodinâmicas, no entanto, há um equívoco, pois fundamentalmente, tais leis clássicas aplicam-se apenas aos estudos estacionários, incluindo equilíbrios mecânico, químicos e térmico. Assim, considera-se que o uso isolado da termodinâmica é pouco efetivo nas aplicações da engenharia, visto que nas quantificações mais rotineiras, há falta de condições de equilíbrio e conduções de processos em estado não estacionário, sendo o fluxo de calor o resultado de tais condições, logo, a sua determinação deve contemplar outros ramos da ciência para ser mais representativa e aplicável à engenharia.

A transferência de calor tem sido descrita como o estudo das taxas de calor trocadas entre fontes e receptores, tratadas de formas independentes. Os processos de transferência lidam com taxas de calor que ocorrem nos trocadores de calor inseridos nos processos.

Um típico exemplo envolvendo processos de transferência de calor é a quantificação de calor que será transferido, a taxa no qual o fenômeno ocorrerá considerando a natureza das superfícies e materiais envolvidos, o gradiente de temperatura operacional, o arranjo estrutural dos componentes do trocador de calor e quantidade de energia mecânica gasta para viabilizar a troca térmica (Kern, 1965).

Neste tópico serão descritos os três principais mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação.

3.1.1 Condução

A condução pode ser vista como modelo de transferência de energia entre as partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre partículas (Incropera et al., 2008).

Segundo Borgnakke e Sonntag (2009), condução é o método de transferência térmica onde a energia é transferida de uma molécula para outra vizinha por meio de colisões. As moléculas dotadas de uma média energética mais elevada (mais quentes) transferem para as moléculas menos energéticas certas quantidades de energia.

Em líquidos e gases a condução é a colisão ou difusão das moléculas durante seu movimento aleatório. Nos sólidos é a combinação das vibrações das moléculas no arranjo periódico da substância e no transporte de energia através dos elétrons livres (Çengel e Ghajar, 2012).

O equacionamento da taxa de transferência de calor por condução é definido pela Equação 1 sempre que existir um gradiente de temperatura em um meio sólido, o calor fluirá da região de temperatura mais alta para a de temperatura mais baixa.

Kreith e Bohn (2003) introduzem a condução como a taxa na qual o calor é transferido por condução, q_w , é proporcional ao gradiente de temperatura $\frac{dT}{dX}$ multiplicado pela área A através do qual o calor é transferido:

$$q_w \propto A \frac{dT}{dX} \quad (1)$$

Nessa relação $T_{(x)}$ é a temperatura local e x é a distância da direção do fluxo de calor, sendo a taxa real dependente da condutividade térmica k , que é uma propriedade física do meio. Logo, a equação para determinação da taxa de calor por condução em meio homogêneo é dada por:

$$q_w = -kA \frac{dT}{dX} \quad (2)$$

O sinal negativo da Equação 2 indica o sentido que ocorre o fluxo do calor, do meio de maior temperatura para o de menor temperatura.

3.1.1.1 Condutividade Térmica

A determinação da condutividade térmica pode ser feita através de medidas experimentais com diferentes materiais. A respeito dos gases, em temperaturas muito baixa pode-se utilizar de recursos da teoria cinética dos gases para o tratamento analítico, que indicará com precisão os valores experimentais observados. A magnitude da condutividade térmica indicará o quão rápido será o fluxo de calor em determinado material/meio (Holman, 1998).

Abaixo, segue-se valores de condutividade térmica para os principais materiais nos estados sólido, líquido e gasoso:

Material	Conductividad térmica k	
	W/m · °C	Btu/h · ft · °F
Metales:		
Plata (puro)	410	237
Cobre (puro)	385	223
Aluminio (puro)	202	117
Níquel (puro)	93	54
Hierro (puro)	73	42
Acero al carbono, 1 % C	43	25
Piomo (puro)	35	20,3
Acero cromo-níquel (18 % Cr, 8 % Ni)	16,3	9,4
Sólidos no metálicos:		
Diamante	2.300	1.329
Cuarzo, paralelo al eje	41,6	24
Magnesita	4,15	2,4
Mármol	2,08-2,94	1,2-1,7
Piedra arenisca	1,83	1,06
Vidrio, ventana	0,78	0,45
Arce o roble	0,17	0,096
Serrín	0,059	0,034
Luna de vidrio	0,038	0,022
Hielo	2,22	1,28
Líquidos:		
Mercurio	8,21	4,74
Agua	0,556	0,327
Amoníaco	0,540	0,312
Acete lubricante, SAE 50	0,147	0,085
Freda 12, CCl ₂ F ₂	0,073	0,042
Gases:		
Hidrógeno	0,175	0,101
Helio	0,141	0,081
Aire	0,024	0,0139
Vapor de agua (saturado)	0,0206	0,0119
Dióxido de carbono	0,0146	0,00844

Figura 1 – Condutividade térmica de álbuns materiais típicos a 0°C. Fonte: (Holman, 1998).

3.1.2 Convecção

De acordo com Borgnakke e Sonntag (2009) esse mecanismo atua quando o meio está escoando, deslocando-se sobre uma superfície com temperatura diferente.

Incropera et al. (2008) pontua que a transferência de calor por convecção abrange dois mecanismos. Além de transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório (difusão), a energia também é transmitida através do movimento global, ou macroscópico, do fluido. Como as moléculas nos agregados mantêm seus movimentos aleatórios, a transferência total de calor é, então, devido à superposição do transporte de energia pelo movimento global do fluido.

Segundo Kreith e Bohn (2003), o coeficiente de transferência de calor por convecção (h), depende da densidade (ρ), viscosidade (μ) e velocidade do fluido (u) bem como de suas propriedades térmicas. Na convecção forçada, a velocidade é normalmente imposta sobre o sistema através de uma bomba ou ventoinha e pode ser especificada diretamente. Na convecção natural, a velocidade depende da diferença de temperatura entre a superfície e o fluido, do coeficiente de expansão térmica do fluido, que determina a variação da densidade por diferença de temperatura unitária e do campo de forças, que em sistemas localizados na Terra é simplesmente a força gravitacional.

Independente da natureza do processo de transferência de calor por convecção, a equação apropriada para a determinação do fluxo de calor por convecção possui a seguinte forma (Incropera et al., 2008):

$$q''_w = h(T_s - T_\infty) \quad (3)$$

Na Equação 3, o fluxo de calor por convecção é dado em unidades de W/m^2 representado por q''_w , proporcional à diferença entre as temperaturas da superfície e do fluido, T_s e T_∞ e ao termo h chamado de coeficiente de transferência de calor por convecção em unidade de $W/K.m^2$. A referida Equação é comumente chamada de Lei de Resfriamento de Newton.

3.1.3 Radiação

Ao contrário dos mecanismos de condução e convecção, onde a transferência de energia necessita de um meio material, a transferência por radiação ocorre na presença do vácuo perfeito, caracterizando-se pelo mecanismo de radiação eletromagnética (Holman, 1998).

Considerações termodinâmicas demonstram que um radiador termodinâmico ideal, chamado de corpo negro, emitirá energia de forma proporcional a quarta potência da temperatura do corpo e diretamente proporcional a área da superfície, logo, a Equação da taxa de calor transferida por radiação é:

$$q_w = \sigma AT^4 \quad (4)$$

3.2 Trocadores de Calor

O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida ocorrem em muitas aplicações de engenharia. O equipamento usado para implementar essa troca é conhecido por trocador de calor, e suas aplicações específicas podem ser encontradas no aquecimento de ambientes e condicionamento de ar, na produção de potência, na recuperação de calor em processos e em processamentos químicos (Incropera et. al, 2008).

Trocadores de calor são dispositivos que ocasionam o fluxo de energia térmica entre dois ou mais fluidos em diferentes temperaturas, aplicados em uma vasta diversificação de processos, entre elas, produção de energia; eletrônica, processos químicos e na indústria alimentícia em geral; engenharia ambiental, refrigeradores/ar-condicionado (Kakaç e Liu, 2002).

Portanto, tais equipamentos permitem o aquecimento e resfriamento de fluidos, aplicando-se o contato entre as correntes do processo que são postas em contato indireto, por exemplo, separadas por uma parede metálica, excluindo-se os equipamentos que realizam o aquecimento através do contato direto com o fogo ou que realizam mudança de temperatura pela mistura de duas correntes.

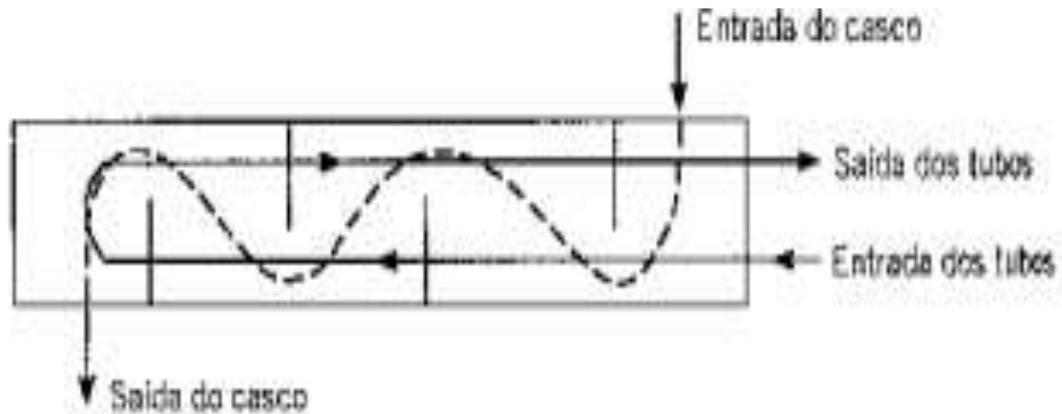


Figura 2 – Representação do Fluxo das correntes dentro de um trocador de calor.

Fonte: Incropera et al. (2008).

3.2.1 Classificação dos Trocadores de Calor

Segundo Kern (1983), há inúmeras classificações aplicáveis aos trocadores de calor, dependendo do objetivo de utilização destes nos processos. As principais funções baseadas na natureza de operação desempenhada pelos trocadores de calor são:

- Trocadores/Recuperadores: Recuperam calor entre duas correntes do processo. Imagine que uma corrente A deve ser aquecida, tendo-se disponível uma corrente B, intermediária do processo, a uma temperatura elevada. A corrente B pode fornecer calor para a corrente A em um trocador de calor, parte da energia da corrente B é recuperada ao ser transferida para a corrente A;
- Resfriadores: Resfriam uma corrente de processo, utilizando água, na maioria dos casos, como fluido refrigerante;
- Condensadores: Removem calor latente de um vapor, utilizando-se, normalmente a água como fluido frio;
- Refervedores: Fornecem energia na forma de vapor (calor latente) para coluna de destilação;
- Aquecedores: Aquecem uma corrente do processo, utilizando vapor de água saturado, na maioria dos casos, como fluido aquecedor. Óleo térmico também costuma ser empregado;
- Evaporadores: Utilizados para evaporação de água ou de outro solvente para concentrar uma solução;

- Vaporizadores: Utilizados para vaporização de fluidos, exceto água. Convertem o calor latente ou sensível de um fluido em calor de vaporização de outro.

3.2.1.1 Classificação em relação ao Tipo de Mecanismo de Transferência de Calor.

Kakaç e Liu (2002) relatam que os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com o processo de transferência de calor que eles executam, compreendidos nas categorias a seguir:

- Trocadores de contato direto: O calor é transferido entre os fluidos quente e frio, proveniente do contato direto entre eles, sem a existência de qualquer parede/barreira, promovendo a troca de calor na região interfacial. Geralmente, nesta configuração, os dois fluidos são líquidos imiscíveis ou combinação de par gás/líquido ou fluido/sistema particulado. Exemplos: Torres de Resfriamento.
- Trocadores de contato indireto: O calor é transferido entre fluidos quente e frio através de uma superfície de transferência de calor que separam os fluidos, a exemplo de paredes de tubulações. Os fluidos escoam simultaneamente à transferência de calor, sempre separados, sem ocorrer mistura entre as correntes.

Trocadores do tipo indireto são predominantemente recuperadores, operando de uma forma com que o fluido quente e o fluido frio estejam separados por uma rede, e a transferência de calor ocorra por meio de uma rede de combinação de convecção a partir da parede e de condução através da parede (Kreith e Bohn, 2003).

A respeito dos trocadores de contato direto, o autor complementa, que líquidos imiscíveis ou troca de sólido para gás comprometem a transferência de calor entre duas correntes, as frias e as quentes, onde todo esse processo ocorre na ausência de uma parede de separação.

Dentre os vários tipos de trocadores de calor de contato direto ou indireto empregados em processos industriais, o mais usado é o tipo casco e tubos, em que

um fluido se encontra separado do outro por meio de uma parede, através da qual o calor se escoa (Araújo, 2015).

3.2.1.2 Classificação em Relação ao Tipo de Construção

Os trocadores de calor são usualmente classificados de acordo com seus elementos construtivos: tubulares (tubo duplo), de casco e tubo, de placas, de aletas e os regenerativos. A seguir são apresentados um resumo conceitual das principais características apresentadas dos tipos de construções mais comuns para os referidos equipamentos:

- Trocadores de calor de placas: Dispositivos construídos de placas delgadas, lisas ou onduladas. A natureza da anatomia das peças impossibilita que este tipo de construção possa suportar grandes diferenças de pressões ou temperaturas, principalmente se comparado aos trocadores do tipo casco e tubo;

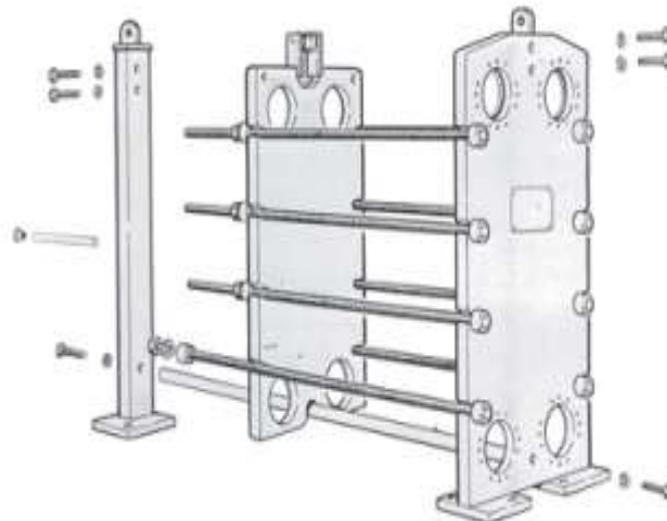


Figura 3 – Representação de Trocador de Calor Tipo Placas. Fonte: Araújo (2015).

- Trocadores de calor de placas com aletas: As placas foram superfícies onde serão acopladas as aletas, sendo compreendidas como estruturas planas ou onduladas que aumentam a capacidade de transferência de calor, decorrente do aumento da área de troca térmica total disponível. Em linhas gerais, este tipo de construção ainda opera em valores restritos de diferenças de temperatura e pressão, respectivamente nos intervalos de 800 °C e 10 atm.

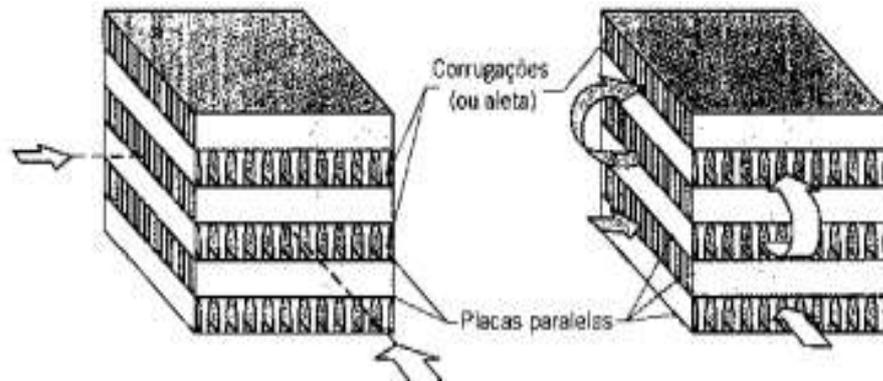


Figura 4 – Representação de Trocador de Calor de placas aletadas. Fonte: Incropera et al. (2008).

- Trocadores de calor do tipo tubo duplo: Construção constituída por dois tubos, dispostos de forma concêntrica, criando-se dois espaços por onde ocorrerá o fluxo das correntes envolvidas no processo, dar-se-ão internamente e pelo espaço anular entre o tubo interno e a área externa;

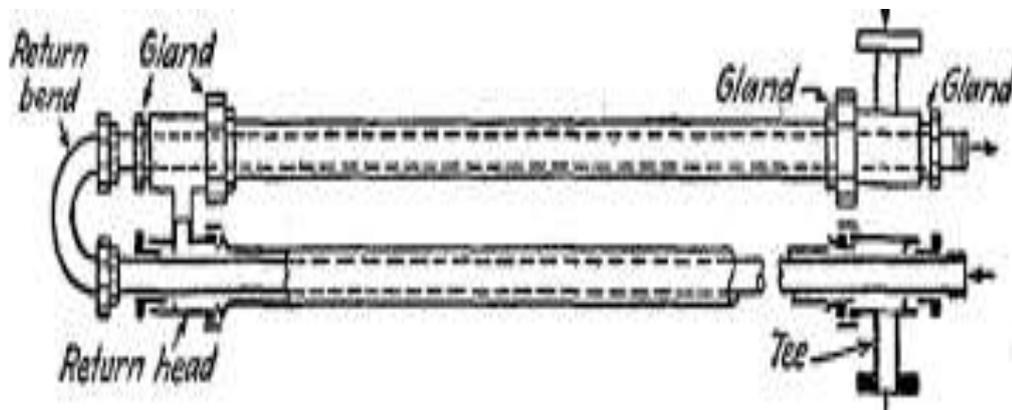


Figura 5 - Ilustração trocador de calor do tipo tubo duplo. Fonte: Kern (1983).

- Trocadores de calor do tipo casco e tubos: Amplamente utilizados e fabricados em muitos tamanhos, com diferentes arranjos de escoamento e em diversos tipos. Podem operar em extremo domínio de temperaturas e pressões. A facilidade de fabricação e o custo relativamente baixo constituem a principal razão para seu emprego disseminado nas aplicações de engenharia. O modelo

mais usual consiste em tubos cilíndricos montados em um casco cilíndrico, com os eixos paralelos ao eixo do casco.

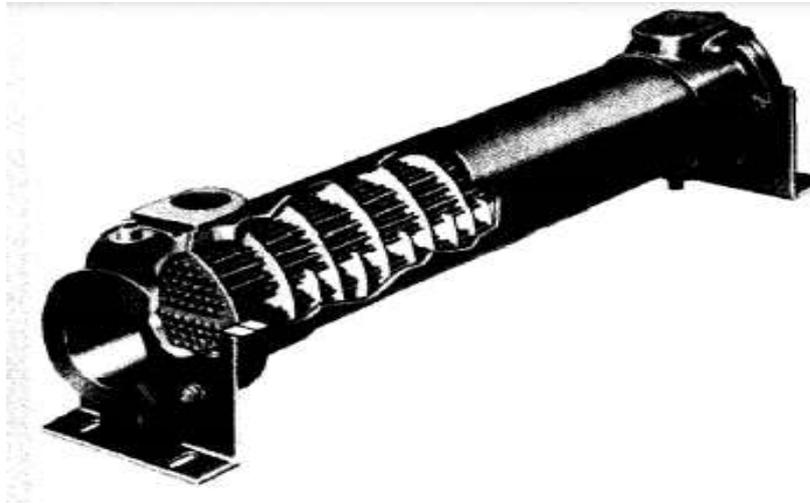


Figura 6 - Representação do Trocador de Calor do tipo casco e tubo. Fonte: Holman (1998).

3.2.1.3 Classificação em Relação a Configuração de Escoamento

Incropera et al. (2008) menciona que há diferentes formas de classificações para os trocadores de calor, destacando-se a classificação de acordo com o padrão de escoamento dos fluidos no interior destes equipamentos, sendo compreendido por dois mecanismos: escoamento paralelo, escoamento contracorrente e alternativamente em escoamento cruzado. Os principais são conceituados a seguir:

- Configuração de Escoamento Paralelo: Os fluidos quente e frio entram na mesma extremidade do equipamento, escoam, trocam calor e deixam o equipamento também na mesma extremidade;
- Configuração de Escoamento Contracorrente: Os fluidos quente e frio entram em extremidades opostas do equipamento, escoam, trocam calor e deixam o dispositivo também por extremidades opostas;
- Configuração de Escoamento Cruzado: Alternativamente, os fluidos podem escoar nos trocadores de calor desenvolvendo o mecanismo de escoamento

cruzado, no qual, um fluido escoava perpendicularmente ao outro, geralmente em trocador de calor tubulares com ou sem aletas.

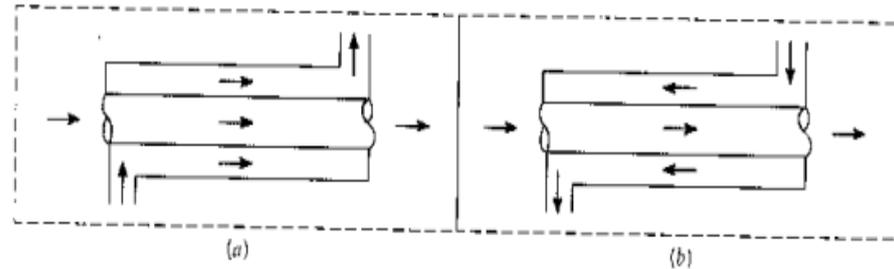


Figura 7 - Representação dos escoamentos em trocador de calor do tipo tubo concêntrico. À esquerda (figura a) escoamento paralelo; à direita (figura b) escoamento contracorrente. Fonte: Incropera et al. (2008).

3.3 Distribuição das Temperaturas em Escoamento Paralelo e Contracorrente.

Segundo Araújo (2015), diferentes tipos de distribuição de temperaturas são obtidos de acordo com o regime de escoamento adotado:

- Operação em Escoamento Paralelo: Na entrada do equipamento há a maior diferença de temperatura registrada entre as correntes e conforme o escoamento é desenvolvido, tal diferença vai decrescendo, no entanto, neste escoamento não é possível a obtenção de uma corrente de saída do fluido frio com temperatura superior ao da corrente de saída do fluido quente.
- Operação em Escoamento Contracorrente: A diferença de temperatura entre os fluidos é mais homogênea ao longo do trocador, se comparada com a diferença da operação em paralelo.

Gráficos e exemplos que mostram o reflexo das configurações de escoamentos nas temperaturas terminais de processo e áreas de troca requeridas são mostrados a seguir:

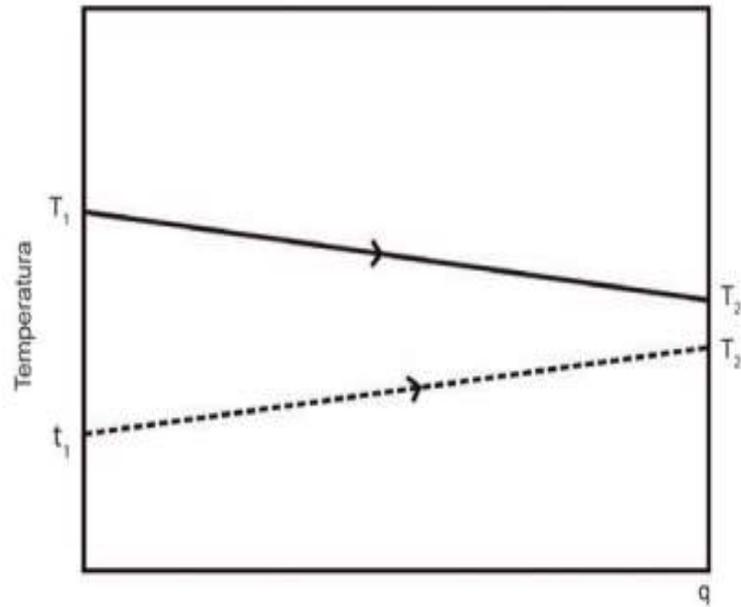


Figura 8 – Gráfico da Distribuição de Temperaturas para operação de escoamento em paralelo. Fonte: Araújo (2015).

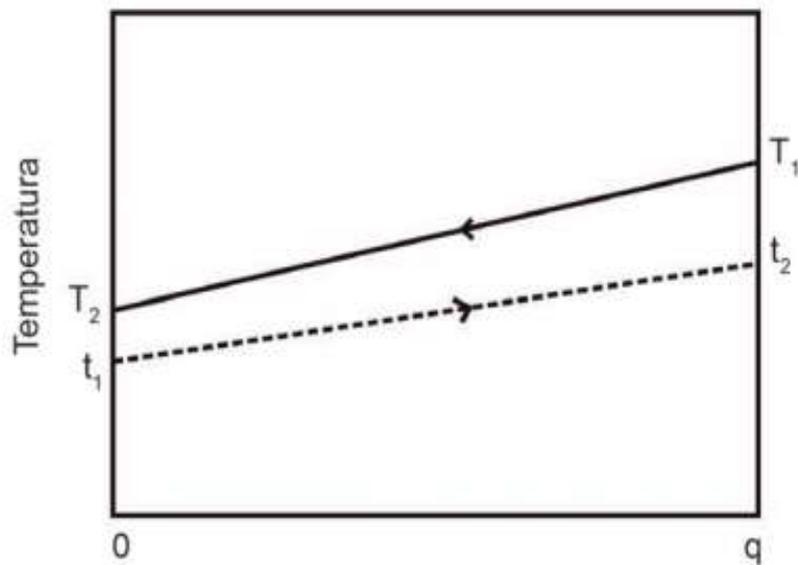


Figura 9– Gráfico da Distribuição de Temperaturas para operação de escoamento em contracorrente. Fonte: Araújo (2015).

A partir da análise dos gráficos é possível constatar que o escoamento contracorrente é mais efetivo do que o paralelo, visto principalmente que no

escoamento em contracorrente é possível obter uma corrente de saída do fluido frio com temperatura superior à corrente de saída do fluido quente.

Os regimes de escoamento refletem diretamente nos valores de temperaturas terminais do processo que acarretam em diferentes valores obtidos de MLDT.

Uma vez fixadas as quatro temperaturas terminais do trocador de calor, a operação em contracorrente apresentará MLDT maior do que a em paralelo. De acordo com Araújo (2015), em termos da dimensão do trocador de calor, verifica-se que para um determinado serviço, temperaturas terminais fixas, o trocador em contracorrente necessitará de menor área de troca se os coeficientes globais de troca de calor forem iguais para as duas situações.

Há uma exceção a esta regra, quando uma das correntes apresenta temperatura constante – por exemplo, vapor saturado condensando –, a MLDT em contracorrente apresentará o mesmo valor que a MLDT em paralelo, pois $T_1 = T_2$ (temperatura do fluido quente de saída e entrada iguais). A mesma situação poderá ocorrer se tivermos um líquido em ebulição com temperatura constante, $t_1 = t_2$ (temperatura do fluido frio de entrada e saída iguais).

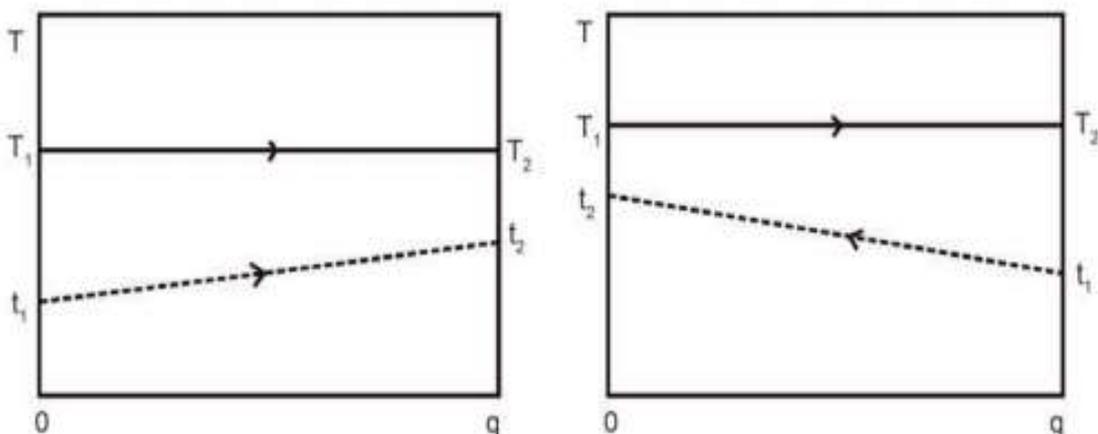


Figura 10 – Gráfico da Distribuição de Temperaturas para operação de escoamento em paralelo (gráfico da esquerda) e em contracorrente (gráfico da direita) em exceção à regra geral. Fonte: Araújo (2015).

Fixadas as quatro temperaturas terminais, este é o único caso, um fluido isotérmico, no qual a MLDT em paralelo não é inferior à em contracorrente (Araújo, 2015).

3.3 Trocador de Calor do Tipo Casco e Tubo

Esses equipamentos são frequentemente utilizados no resfriamento de óleo, como pré-aquecedores em usinas e em processos das indústrias químicas. Costumam fornecer taxas relativamente grandes de transferência de calor. São trocadores de calor robustos e utilizados em condições operacionais de pressões e temperaturas altas, atmosfera altamente corrosiva, fluidos muito viscosos, dentre outras (Silva Júnior, 2016).

São trocadores vastamente utilizados em todos os processos industriais como aquecimento, resfriamento, evaporação ou vaporização e condensação de todos as variedades de fluidos. Esses equipamentos são bastante utilizados porque possuem sua área de transmissão de calor bastante ampla. Eles consistem de tubos paralelos que é por onde circulam os fluidos, e são montados num casco cilíndrico no qual possuem a circulação de outro fluido. Também tem suas vantagens na fabricação, que são os custos deste equipamento e o seu desempenho térmico, fazendo com que possam ser construídos com superfícies de trocas de calor grandes em comparação com seu volume pequeno (Costa, 2012).

Trocadores de calor do tipo casco e tubo são construídos com uma infinidade de tubos cilíndricos que são dispostos em arranjos específicos, arrodoados por um casco também cilíndrico. Amplamente utilizados no resfriamento de fluidos, regeneradores, condensadores, geradores na indústria nuclear e em outras aplicações na indústria química (Kakaç e Liu, 2002).

O trocador de calor casco e tubo é o mais utilizado na indústria química devido a sua ampla faixa de utilização. Pode ser projetado praticamente para qualquer aplicação. Pode ser utilizado para amplas faixas de vazão, temperatura e pressão. Normalmente, é o único tipo que pode ser aplicado a processos que necessitam de grandes áreas de troca de calor – acima de 5000 m² –, pressões acima de 30 bar e temperaturas maiores que 2600 °C. Pode ser construído com diferentes materiais,

possibilitando a operação com fluidos corrosivos. Pode operar ainda com líquidos, gases ou vapores como condensador ou vaporizador, em posição horizontal ou vertical, dependendo da necessidade da operação. Na literatura, estão disponíveis métodos de projeto (Araújo, 2015).

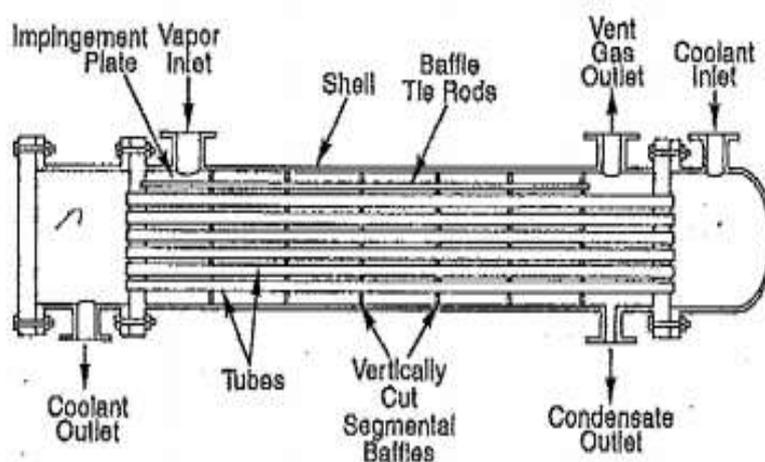


Figura 11 – Representação do Trocador de Calor do tipo Casco e tubo, utilizado como condensador da categoria E-type segundo à resolução TEMA. Fonte: Kakaç e Liu (2002).

3.3.1. Dimensões dos Tubos: Seleção do Comprimento, Diâmetro e Espessura

A princípio, a área de troca de um trocador de calor pode ser disposta de várias maneiras. Pode-se ter um equipamento com tubos longos e 25 um determinado diâmetro de casco ou, com a mesma área, construir um outro trocador com tubos curtos, porém com maior número de tubos e, portanto, um maior diâmetro de casco (Araújo, 2015).

De acordo com Kakaç e Liu (2002), o comprimento dos tubos afetam diretamente custos de construção e operação dos trocadores de calor. Basicamente, tubos com maiores comprimentos irão requerer maiores quantidades de tubos, com diâmetros menores, resultando em um decaimento no diâmetro do casco necessário para atingir a área de troca térmica necessário no respectivo processo. Há limites impostos para a aplicabilidade dessa relação diâmetro do casco/ comprimento dos tubos, sendo a regra geral de operação aplicada entre valores de razão máxima e

mínima desses valores entre 1/5 e 1/15. Uma das principais limitações da operação em comprimentos altos de tubos é a arquitetura, espaço e projeto estrutural, que define que o comprimento máximo dos tubos encontrados em trocadores de calor no dia a dia da indústria é de 30 metros.

Há no mercado uma variedade de materiais disponíveis aplicados aos tubos, que considera a sua aplicação, características do fluido, orçamento disponível, manutenção, vida útil e outros fatores. As matérias-primas que integram as matrizes de produção dos tubos e cascos vão desde cobre, latão, aço inox até ligas mais nobres, grafites e teflon.

Na Figura 12 são apresentados dados comerciais relativos aos dimensionamentos e seleção de tubos comerciais adotados nos projetos de trocadores de calor do tipo casco e tubo.

OD of Tubing (in.)	BWG Gauge	Thickness (in.)	Internal Flow Area (in. ²)	Sq. Ft. External Surface per Ft. Length	Sq. Ft. Internal Surface per Ft. Length	Weight per Ft. Length, Steel (lb.)	ID Tubing (in.)	OD/ID
1/4	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	1.289
1/4	24	0.022	0.0333	0.0655	0.0539	0.054	0.206	1.214
1/4	26	0.018	0.0360	0.0655	0.0560	0.045	0.214	1.168
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	1.354
3/8	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	1.233
3/8	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	1.176
3/8	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	1.133
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	1.351
1/2	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	1.244
1/2	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	1.163
1/2	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	1.126
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.602	0.407	1.536
5/8	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.537	0.435	1.437
5/8	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.479	0.459	1.362
5/8	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	1.299
5/8	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.496	1.263
5/8	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.509	1.228
5/8	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.303	0.527	1.186
5/8	19	0.042	0.2298	0.1636	0.1416	0.262	0.541	1.155
5/8	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	1.126
3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.884	0.492	1.556
3/4	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.809	0.510	1.471
3/4	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.748	0.532	1.410
3/4	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.666	0.560	1.339
3/4	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	1.284
3/4	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.520	0.606	1.238
3/4	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	1.210
3/4	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.428	0.634	1.183
3/4	18	0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.652	1.150
3/4	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.269	0.680	1.103
7/8	10	0.134	0.2892	0.2291	0.1589	1.061	0.607	1.441
7/8	11	0.120	0.3166	0.2291	0.1662	0.969	0.635	1.378
7/8	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.891	0.657	1.332
7/8	13	0.095	0.3685	0.2291	0.1793	0.792	0.685	1.277
7/8	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1856	0.704	0.709	1.234
7/8	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1950	0.561	0.745	1.174
7/8	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.432	0.777	1.126
7/8	20	0.035	0.5090	0.2291	0.2107	0.313	0.805	1.087
1	8	0.165	0.3326	0.2618	0.1754	1.462	0.670	1.493
1	10	0.134	0.4208	0.2618	0.1916	1.237	0.732	1.366
1	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	1.316
1	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.037	0.782	1.279
1	13	0.095	0.5153	0.2618	0.2121	0.918	0.810	1.235
1	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.813	0.834	1.199
1	15	0.072	0.5755	0.2618	0.2241	0.714	0.856	1.167
1	16	0.065	0.5945	0.2618	0.2278	0.649	0.870	1.139

Figura 12 – Banco de dados para dimensionamento de tubos comerciais usados no projeto de trocador de calor do tipo casco e tubo. Fonte: Kakaç e Liu (2002).

Os principais fatores considerados determinantes na definição da dimensão de comprimento dos tubos são: o espaço disponível para a instalação do equipamento, a frequência de remoção dos feixes do interior do casco para limpezas e reparos (acarretando a necessidade de um espaço de no mínimo mesmo comprimento do lado do tubo disponível e que permita a remoção), padronização a critério a empresa que trocadores que desempenhe mesmas funções no processo possuam as mesmas dimensões.

A seleção do diâmetro do tubo é um compromisso entre a natureza da incrustação do fluido, o espaço disponível e o custo. Utilizando-se de tubos com diâmetro reduzido e pequeno espaçamento entre eles, consegue-se trocadores mais compactos; entretanto, pode-se ter dificuldade na limpeza, principalmente na parte externa dos tubos, por onde escoar o fluido do lado casco.

Segundo Araújo (2015) a realização de manutenções de limpeza, a formação de incrustações no sistema e a análise da perda de carga são cruciais e determinantes na seleção dos diâmetros dos tubos adotados em projeto:

- A incrustação que se forma pela utilização do equipamento é um fator importante na escolha do diâmetro e espaçamento dos tubos, pois, ao realizar a limpeza do lado tubo exige que, muitas vezes, não se utilize diâmetro do tubo menor que cerca de 20 mm, embora possam existir trocadores, de pequeno porte e que operam com fluido limpos, que utilizam tubos com diâmetros da ordem de $\frac{1}{4}$ de polegada (6,35 mm). Os diâmetros de tubo mais utilizados são de $\frac{3}{4}$ (19,05 mm) e 1 polegada (25,4 mm) para situações nas quais o fluido do lado tubo não é muito viscoso e nem incrusta muito.
- A perda de carga de cada fluido é um fator importante no projeto de um trocador de calor e é afetada diretamente pelo diâmetro do tubo. Como indicação, recomenda-se que, se o fator de incrustação (R_D) do fluido do lado tubo for menor que 0,003 ($\text{ft}^2\text{h } ^\circ\text{F}/\text{BTU}$), dever-se-á utilizar tubos com diâmetro externo de $\frac{3}{4}$ de polegada.

A seleção da espessura das paredes dos tubos devem levar em consideração: a pressão interna e externa e o máximo diferencial de pressão aplicados na parede, consideração de margens de segurança decorrentes da corrosão, resistência à

vibração geradas pelo escoamento do fluido do lado do casco, tensões axiais e custos (Saunders, 1988).

3.3.2.1 Disposição dos Tubos (Tube Pitch)

Os arranjos tubulares são dispostos de forma com que haja uma distância entre os tubos, conhecida por ligação. São relatadas diferentes configurações de disposição dos tubos no interior dos trocadores de calor (tube pitch), destacam-se os arranjos triangulares e quadrados.

A principal vantagem relatada por Kern (1983) é dada ao pitch quadrado, inerente à facilidade de acesso aos tubos, facilitando limpezas e manutenções do sistema e do registro de menores valores de quedas de pressão nesta configuração.

O arranjo triangular, por ser mais compacto, pode inviabilizar a limpeza mecânica da superfície externa dos tubos, portanto, não é recomendado para situações nas quais o fluido do lado casco seja incrustante e exija limpeza mecânica da superfície de troca. Por essa razão, os fluidos com altos fatores de incrustação são colocados, preferencialmente, escoando do lado tubo (Araújo, 2015).

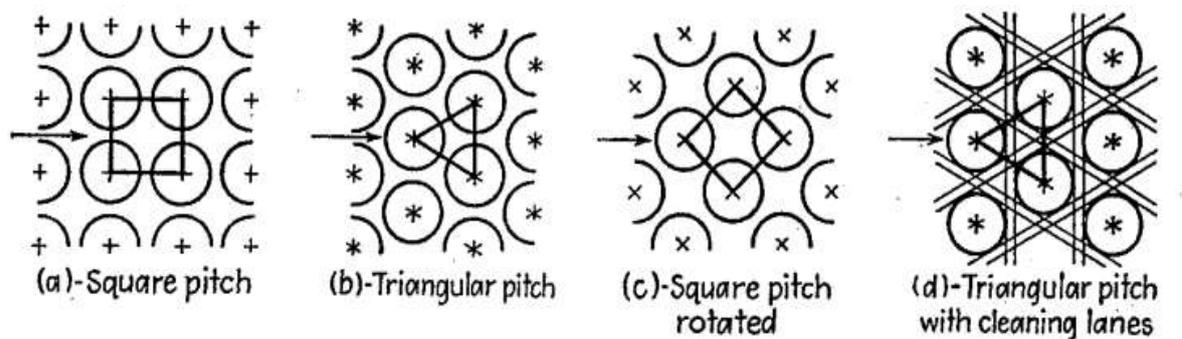


Figura 13 – Arranjos tubulares mais comuns encontrados em trocadores de calor.

Fonte: Kern (1983).

3.3.3. O Casco

O casco, pelo seu próprio nome, é o elemento principal mais externo do equipamento, padronizado sob medida, com diâmetros de até 60 polegadas, utilizados com tubos comerciais segundo as normas dos elementos tubulares, a exemplo da Norma IPS.

Valores acima de 24 polegadas são feitos a partir de chapas soldadas, com valores de espessura de parede geralmente de no mínimo 3/8 polegadas (9,5 mm). Valores típicos de diâmetro interno de casco estão no intervalo de 8 a 60 polegadas, porém, há cascos com diâmetros superiores a 120 polegadas. Acima disso, são construídos a partir de chapas soldadas. Costumam ter espessura de parede de no mínimo 3/8 de polegada (9,5 mm). Tamanhos típicos, para o diâmetro interno, estão no intervalo de 8 a 60 polegadas, mas existem cascos com diâmetros maiores que 120 polegadas.

3.3.4. Normas Aplicáveis ao Layout e Dimensionamento

3.3.4.1 Norma BMW aplicada aos Tubos de Feixes.

Segundo Araújo (2015), a norma vigente aplicada aos tubos do feixe de trocador de calor é Birmingham Wire Gauge – BMW, a dimensão do tubo é referente ao diâmetro externo e pela espessura das paredes do tubo, atribuindo-lhe uma numeração em padrão BMW variável de 7 a 24. Tubos BMW 7 correspondem a uma espessura de parede grossa (0,180 polegadas – 4,57 mm), enquanto tubos BMW 24 indicam um sistema de espessura de parede fina (0,0022 polegadas – 0,56 mm). Tal sistema sempre indicará um número fixo na espessura do tubo, independentemente do valor do diâmetro externo, contrário do que ocorre em normas de tubos de transportes de fluidos, a exemplo da Iron PipeSize – IPS e da Nominal PipeSize – NPS.

3.3.4.2. Recomendações da Norma TEMA

A norma Tubular Exchanger Manufacturers Association - TEMA publicada em 1988, atribuiu uma classificação alfabética correspondente às partes e formas construtivas dos trocadores de calor, criando padrões específicos para os dados geométricos do equipamento (diâmetros de casco, internos e externos dos tubos, comprimento dos tubos, números de chicanas e seus espaçamentos, ângulos, número de passes e outros valores). Os requisitos da norma são aplicáveis principalmente na etapa de avaliação das propriedades e especificidades mecânicas de um projeto de trocador de calor.

Nesta norma os trocadores de calor casco e tubo são identificados através de três letras que correspondem às seguintes partes: tipo de cabeçote estacionário (A, B, C, N, D), tipo de casco (E, F, G, H, J, K, X) e tipos de cabeçotes de retorno, (L, M, N, P, S, T, U, W) (Rubbo, 2014).

Abaixo, Minervi (2020) define cada letra expressa na norma TEMA:

Tipos de Cabeçote Estacionário:

A – Entrada com tampas removíveis;

B – Canal com tampa abaulada;

C – Tubo com tampas removíveis;

N – Canal integral com tampas removíveis;

D – Fechos especiais de alta pressão.

Tipos de Casco:

E – Uma passagem;

F – Duas passagens;

G – Fluxo dividido;

H – Fluxo duplo dividido;

J – Fluxo duplo;

K – Tipo caldeira;

X – Fluxo Cruzado.

Tipos de Cabeçote de Retorno

L – Tubo fixo com cabeçote estacionário “A”;

- M – Tubo fixo com cabeçote estacionário “B”;
- N – Tubo fixo com cabeçote estacionário “C”;
- P – Cabeçote flutuante embalada fora;
- S – Cabeçote flutuante com dispositivo de fundo;
- T – Puxe através do cabeçote flutuante;
- U – Feixe de tubos;
- W – Cabeçote flutuante extremamente selada.

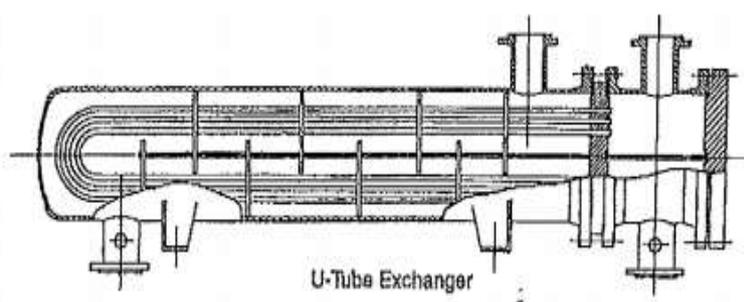


Figura 14 – Trocador de Calor casco e Tubo de passe único. Fonte: Kakaç e Liu (2002).

O trocador de calor de casco simples do tipo TEMA E é o mais comum devido ao seu baixo custo e versatilidade. Neste tipo de trocador, o fluido do casco entra por uma extremidade e sai na extremidade oposta. Existindo apenas um passe no casco, os tubos são suportados por defletores transversais. Essa é a configuração mais comum para aplicações em que não haja mudança de fase do fluido que escoar no lado do casco (Olinto, 2005).

Os defletores dividem parcialmente o casco e possuem a função de conduzir o escoamento do fluido de forma ora cruzado, ora em paralelo, o que ocasiona turbulência e um maior tempo de resistência do fluido no casco, promovendo um aumento na transferência de calor (Rubbo, 2014).

Em linhas gerais, Kakaç e Liu (2002) apresentamos designações TEMA para trocadores de calor na Figura 15.

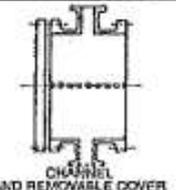
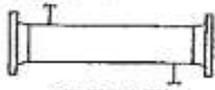
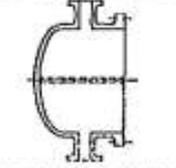
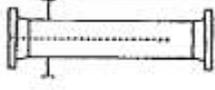
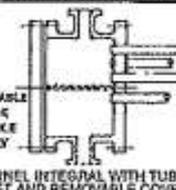
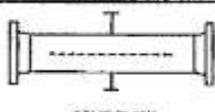
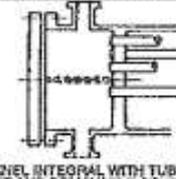
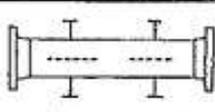
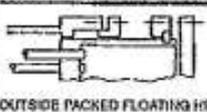
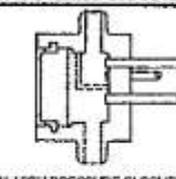
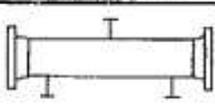
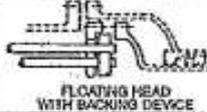
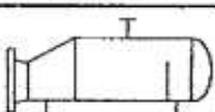
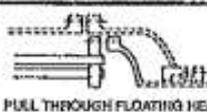
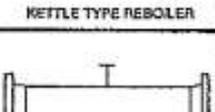
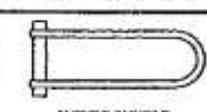
	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES	SHELL TYPES	REAR END HEAD TYPES
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E  ONE PASS SHELL	L  FIXED TUBESHEET LIKE 'A' STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F  TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M  FIXED TUBESHEET LIKE 'B' STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER	G  SPLIT FLOW	N  FIXED TUBESHEET LIKE 'C' STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER	H  DOUBLE SPLIT FLOW	P  OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J  DIVIDED FLOW	S  FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K  KETTLE TYPE REBOILER	T  PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X  CROSS FLOW	U  U-TUBE BUNDLE
			W  EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

Figura 15 – Padrão das designações TEMA aplicadas aos trocadores de calor do Tipo Casco e Tubo. Fonte: Kakaç e Liu (2002)

A utilização de acessórios, dispositivos a exemplo de chicanas, espelhos fixos ou móveis, placas, arranjos triangulares, circulares e outra variações de arranjos tubulares, margens de custos de projeto, facilidade de limpeza e manutenção, espaço disponível para a implantação do dispositivo e contemplação de configurações multipasses de escoamento também aspectos que refletem diretamente na determinação final do design/função do trocador de calor.

3.3.4.2.1. Valores Limites para Algumas Características Geométricas de Trocadores de Calor Casco e Tubo.

Os valores nesta seção são apresentados conformes dados na literatura extraídos da resolução TEMA. Entende-se como valores limites, aqueles frequentemente implantados em projetos que seguem o padrão TEMA e que por isso são os mais seguros, aplicados e recomendados.

Valores Limites Diâmetro do Casco: Valores mínimo de 205 mm e máximo de 1524 mm.

Valores Limites de Comprimento dos tubos: Os comprimentos padrões são: 2.438,4 mm; 3.048 mm; 3.657,8 mm; 4.876,8; 4.978,4 mm e 6.096 mm.

Valores Limites Diâmetro dos Tubos: Os diâmetros recomendados são 1/4"; 3/8"; 1/2"; 5/8"; 3/4"; 1", 1 1/4", 1 1/2" e 2".

3.5. Trocador de Calor Do Tipo Multipasse

Há diferentes formas específicas de trocador de calor do tipo casco e tubo, que se diferem de acordo com o número de passes.

De acordo com Araújo (2015), passe ou passagem está relacionado ao percurso de um fluido de uma extremidade a outra do trocador. Se o fluido que escoar pelo lado entra através de um bocal, percorre o trocador de ponta a ponta uma única vez e sai pelo outro bocal, este trocador terá uma passagem ou um passe no lado do tubo. O mesmo raciocínio vale para o lado casco, mesmo que o percurso cruze o feixe várias vezes. Por convenção um trocador de casco e tubo n-m implica n passagens no casco e m passagens no tubo.

A principal diferença deste tipo de escoamento é caracterizada pelo abaixamento da distribuição de temperatura ao longo do trocador de calor, ocasionando uma temperatura terminal distinta da desejada no processo, uma vez que a transferência de calor que de fato ocorre é menor do que a requisitada no projeto (Kakaç e Liu, 2002).

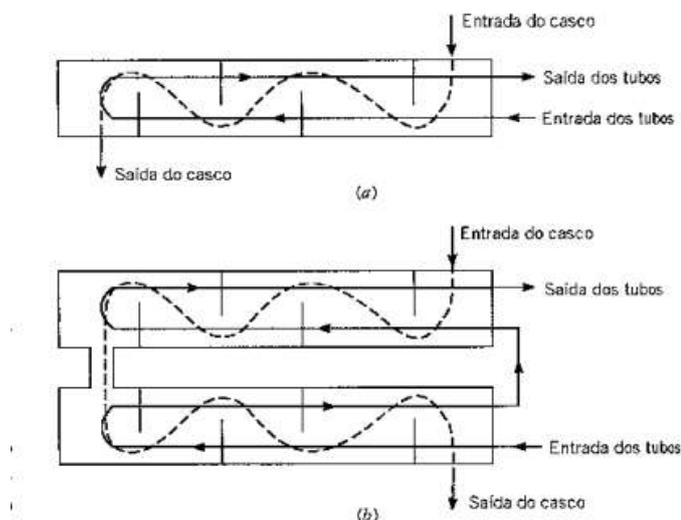


Figura 16 – Trocadores de Calor Multipasse. Em (a) Trocador Multipasse 1-2. Em (b) Trocar Multipasse no casco e 2-4. Fonte: Incropera et al., 2008.

3.6 Análise Térmica do Trocador de Calor

O problema mais recorrente no dimensionamento de trocadores de calor é a determinação das taxas de troca e as dimensões de seus elementos, baseados principalmente pela diferença de temperatura registrada entre os fluidos de entrada e saída dos terminais do trocador. Os questionamentos referentes às dimensões e sua determinação, devem estar atentos às especificações objetos do projeto, a fim de fornecer fluidos com os valores de temperaturas ideais desejados, levando em consideração além da grandeza térmica, fatores como taxa de escoamento e perdas de pressão (Kakaç e Liu, 2002).

O dimensionamento de um trocador de calor consiste em determinar uma área de superfície metálica no qual a troca térmica seja realizada. A área de superfície metálica calculada será convertida em área de tubular sendo que na superfície interna passará um fluido e na superfície externa, o outro fluido. De acordo com normas específicas de trocadores de calor casco e tubo, é possível determinar o diâmetro e a quantidade de tubos e o diâmetro do casco (Incropera et al., 2008).

Segundo Minervi (2020) o projeto completo de um trocador de calor consiste em 3 etapas fundamentais:

- Análise térmica: na qual é analisada a área necessária para a transferência de calor para determinadas condições de processo do projeto.
- Projeto mecânico: no qual são analisadas as condições de operação como pressão temperatura, corrosão de ambos os fluidos ou gases, expansões térmicas; tenções térmicas também serão analisadas nesse tópico.
- Projeto de fabricação: no qual são analisadas as características físicas do projeto, são considerados os custos do projeto, seleção de materiais e procedimentos de fabricação

Uma das primeiras tarefas em análise térmica referente a um trocador de calor é avaliar o coeficiente global de transferência térmica (U), que norteia a troca térmica entre duas correntes de fluidos em um processo (Kreith e Bohn, 2003).

No tangível ao dimensionamento de trocadores de calor, as temperaturas de entrada e saída dos fluidos objetos do processo e valores de vazão são especificadas e essenciais. Em posse de tais valores, faz-se necessário selecionar o tipo de trocador de calor adotado, configurações e o seu dimensionamento, que será obtido a partir do cálculo da área de superfície total de troca térmica requerida (A), relacionada diretamente com o valor do coeficiente de troca térmica (Incropera et al., 2008).

As variáveis protagonistas do projeto de um trocador de calor de tipo são: o Coeficiente Global de Troca Térmica (U), a Área Total de Troca Térmica (A) e Taxa de Calor trocada entre as correntes (Q).

3.6.1. Equação Básica de um Trocador de Calor.

De acordo com Kakaç e Liu (2002) a equação pode ser aplicada aos diversos tipos de trocador de calor, desde que a transferência de calor ocorra entre dois fluidos de forma indireta (separados por uma superfície). A equação será obtida pela análise térmica (cálculo das taxas de calor trocado entre os fluidos). Faz-se necessário compreender que os valores de calor trocado determinarão a área de troca térmica requerida e que a natureza dos perfis de temperatura depende também das vazões (m) e das capacidades caloríficas dos fluidos (C_p).

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica em sistemas abertos, considerando-se regime estacionário e desconsiderando-se mudanças de energia

potencial e cinética no sistema, a variação de entalpia gerada por um dos fluidos será determinada por:

$$\delta Q = m \cdot di \quad (5)$$

A vazão mássica é representada por m ; a entalpia específica por i e a variação infinitesimal de mudança de estado é dada por δQ .

Integrando-se a equação 5 a seguinte equação é obtida:

$$Q = m \cdot (i_2 - i_1) \quad (6)$$

Os índices 1 e 2 da entalpia específica são referentes aos valores de entrada e de saída dos fluidos do trocador de calor. A Equação 6 é aplicada para sistemas adiabáticos, no qual não há troca de calor entre o sistema e a vizinhança e pode ser reescrita evidenciando as condições das correntes envolvidas, diferenciando-se o fluido frio do fluido quente, pela atribuição das letras f e q nas Equações 7 e 8. Desta forma:

$$Q = m_q (i_{q\text{-saída}} - i_{q\text{-entrada}}) \quad (7)$$

$$Q = m_f (i_{f\text{-saída}} - i_{f\text{-entrada}}) \quad (8)$$

Os índices entrada e saída referem-se respectivamente aos canais de entrada e saída do trocador de calor.

Partindo da premissa que não há mudanças de fase nos fluidos, torna-se plausível a aplicação da Equação 9 em 7 e 8:

$$di = c_d dT \quad (9)$$

Logo, as Equações 10 e 11 são obtidos e definidas por:

$$Q = (m \cdot c_p)_q (T_{q\text{-saída}} - T_{q\text{-entrada}}) \quad (10)$$

$$Q = (m \cdot c_p)_f (T_{f\text{-saída}} - T_{f\text{-entrada}}) \quad (11)$$

Neste ponto, torna-se necessário a definição da diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio, que varia de acordo com a posição no trocador de calor.

Entende-se o termo ΔT como a diferença de temperaturas das correntes apenas nas seções correspondentes aos terminais do trocador (entrada e saída).

$$\Delta T = (T_f - T_q) \quad (12)$$

Em geral, as diferenças de temperaturas dos fluidos em um trocador de calor não são constantes, variando de ponto para ponto à medida que o calor passa do fluido mais quente para o mais frio no decorrer da extensão do equipamento. Portanto, mesmo para uma resistência térmica constante, a taxa de fluxo de calor irá variar ao longo do percurso dos trocadores, por seu valor depende da diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio em determinada seção (Kreith e Bohn, 2003).

A relação desta diferença de temperatura com a taxa total de calor transferido Q é representada na Equação 13, não será por enquanto introduzido o termo de Temperatura Média Logarítmica - MLDT abordada com maior ênfase em momento posterior.

$$Q = UA\Delta T \quad (13)$$

A área de transferência térmica requerida (A) deve ser determinada pela Equação 14:

$$A = \frac{Q}{U * \Delta T} \quad (14)$$

A Equação 15 relaciona dimensões da tubulação do trocador de calor com a determinação da área A . Utilizada para dimensionamento, que já não se enquadra na análise térmica.

$$A = \pi * L * D \quad (15)$$

As variáveis D e L representam o diâmetro e o comprimento da tubulação que será requerida para fornecer a área total de troca térmica necessário para o processo.

3.6.2.A Temperatura Média Logarítmica (MLDT)

A diferença de temperatura média logarítmica, também conhecido como DTML ou MLTD, são usados para definir qual é a força que conduz a transferência de calor dos trocadores de calor em seus mecanismos de fluxo. O MLDT é a média logarítmica das correntes frias nas extremidades do trocador, sendo que quanto maior o DTML maior será a transferência de calor. Esse método baseia-se em relacionar a taxa de transferência de calor, o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca, U e A , é um valor médio adequado das diferenças de temperatura entre os fluidos (Avanço, 2010).

Aplicando-se o conceito introdutório da MLDT a Equação 13 pode ser reescrita e desta, conclui-se a relação diretamente proporcional entre valores de MLDT e a quantidade de calor transferido. Logo:

$$Q = UAMLDT \quad (16)$$

A seguir são apresentados gráficos de Distribuição de temperatura (ΔT) versus Área do trocador de calor (A). É perceptível que o gráfico referente ao regime de escoamento em contracorrente (Figura 17) possui uma eficiência térmica de troca superior, visto que a temperatura do fluido frio de saída ($T_{f-saída}$) é superior a temperatura do fluido quente de saída ($T_{q-saída}$) resultando em um valor de $\Delta T_{saída}$ superior para tal regime. Por outro lado, analisando o Gráfico de regime de escoamento em correntes paralelas (Figura 18), verifica-se que a temperatura do fluido quente de saída ($T_{q-saída}$) é superior a temperatura do fluido frio de saída ($T_{f-saída}$), comprovando que a quantidade de calor trocado é inferior ao do regime contracorrente. Verifica-se, que o valor de $\Delta T_{saída}$ do regime contracorrente é inferior ao valor de $\Delta T_{saída}$ do regime em paralelo.

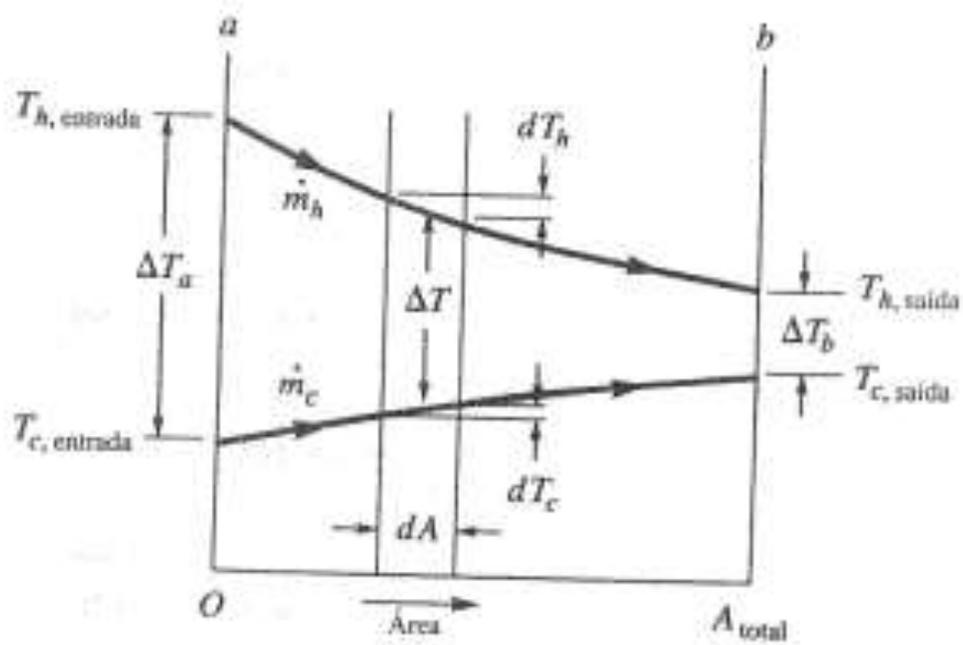


Figura 17 – Distribuição de temperatura no trocador de calor de correntes paralelas de passagem única. Fonte: Kreith e Bohn (2003).

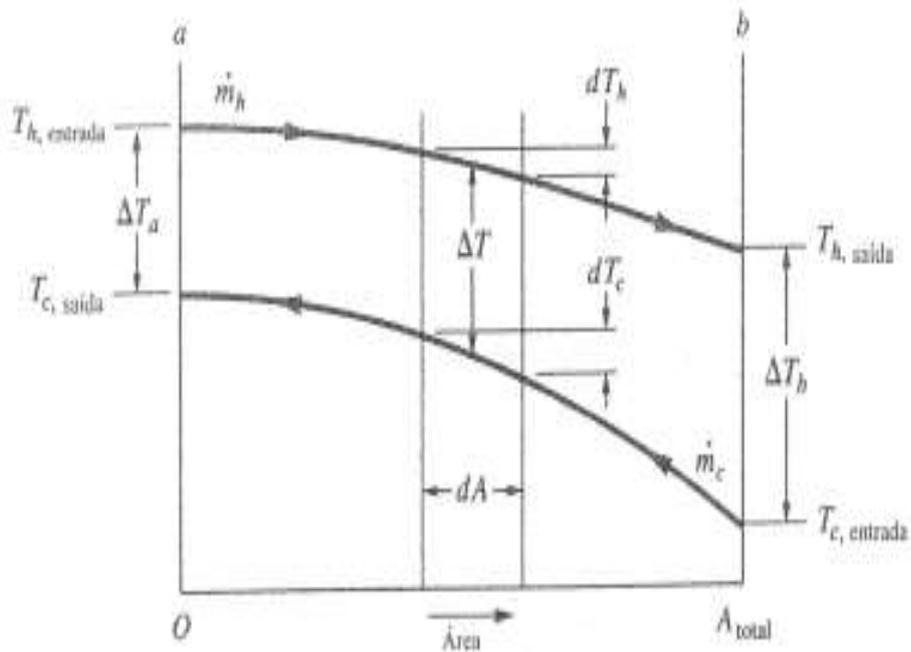


Figura 18 – Distribuição de temperatura no trocador de calor de correntes contracorrente de passagem única. Fonte: Kreith e Bohn (2003).

Holman (1998) especifica algumas hipóteses aplicadas ao projeto do trocador de calor, ao aplicar-se a metodologia da MLDT:

- A equação adotada para a determinação da MLDT dependerá do regime de escoamento inserido no projeto;
- Os calores específicos dos fluidos não variam com a temperatura e são constantes;
- Perdas de calor entre o sistema e o ambiente são desprezíveis;
- Os valores de coeficientes convectivos de transferência térmica são constantes em qualquer ponto do trocador de calor;
- Os efeitos fluidodinâmicos das regiões de entrada, variações de viscosidades, densidades devem ser negligenciadas, passando-se a considerar que o valor Coeficiente Global de Troca Térmica será conseqüentemente constante;
- Aplicando-se o método em trocadores diferentes do de tubo duplo será necessário o cálculo de fator de correção.

Incropera et al. (2008) descreve dois métodos de cálculos da MLDT de acordo com a modalidade de escoamento. Desta forma:

Cálculo MLDT para escoamento paralelo (Consultar Figura 18)

$$MLDT_{esc.paralelo} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$$

$$MLDT_{esc.paralelo} = \frac{(T_{q-entrada} - T_{f-entrada}) - (T_{q-saida} - T_{f-saida})}{\ln \frac{T_{q-entrada} - T_{f-entrada}}{T_{q-saida} - T_{f-saida}}} \quad (17)$$

Cálculo MLDT para escoamento contracorrente (Consultar Figura 19)

$$MLDT_{esc.contracorrente} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$$

$$MLDT_{esc. \text{ contracorrente}} = \frac{(T_{q-entrada} - T_{f-saída}) - (T_{q,saída} - T_{f-entrada})}{\ln \frac{T_{q-entrada} - T_{f-saída}}{T_{q-saída} - T_{f-entrada}}} \quad (18)$$

Os índices q e f nas Equações 17 e 18 são respectivamente referentes ao fluido quente e o fluido frio.

3.6.2.1 Fator de Correção da MLDT para Trocadores de Calor Multipasses

Quando o trocador de calor de tubo duplo foi apresentado, foi deduzida a diferença de temperatura média a ser utilizada para todo o trocador. Essa dedução é válida também para trocadores casco e tubo com igual número de passagens no casco e no tubo, como 1-1 ou 2-2, em que é possível realizar operação em contracorrente ou em paralelo, porém, para modelos com números distintos de passes no casco e tubo, tal método necessita de correção (Araújo, 2015).

Na prática, a utilização da temperatura média logarítmica é somente uma aproximação, pois, em geral, valor de U não é uniforme e nem constante. Nos trocadores de calor mais complexos, como os arranjos nos equipamentos no tipo casco e tubo e em escoamentos de correntes cruzadas que funcionam com escoamentos misto e não-misto, a derivação matemática que resulta na expressão da MLDT se torna complexa (Kreith e Bohn, 2003).

As soluções obtidas são apresentadas na literatura na forma de gráficos, os quais relacionam o fator de correção da MLDT, F , com números adimensionais, R e P , determinados pelo quociente das temperaturas terminais dependentes apenas das temperaturas terminais e da configuração de escoamento e tipo de trocador. A mesma abordagem é dada para trocadores com escoamento cruzado, em que não se tem uma configuração em contracorrente ou em paralelo (Araújo, 2015).

A equação da MLDT aplicada a trocadores de calor do tipo casco e tubo multipasses, com números distintos é:

$$MLDT_{corrigida} = F * MLDT \quad (19)$$

O fator de correção F é definido como a relação entre a diferença de temperatura média real no trocador e a média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT) em contracorrente. Ele representa uma penalidade que incorre devido ao fato de o escoamento não ser totalmente em contracorrente. O valor de F estará entre 0 e 1 (Araújo, 2015).

A determinação do fator de correção é realizada através de cálculos de números adimensionais e auxílio gráfico. Tais gráficos são amplamente encontradas na literatura e contemplam o número de passes do lado do casco e do lado do tubo e se o escoamento é misto ou não-misto.

Dependendo da fonte utilizada para obtenção dos gráficos é possível que diferentes nomenclaturas de números adimensionais sejam encontradas.

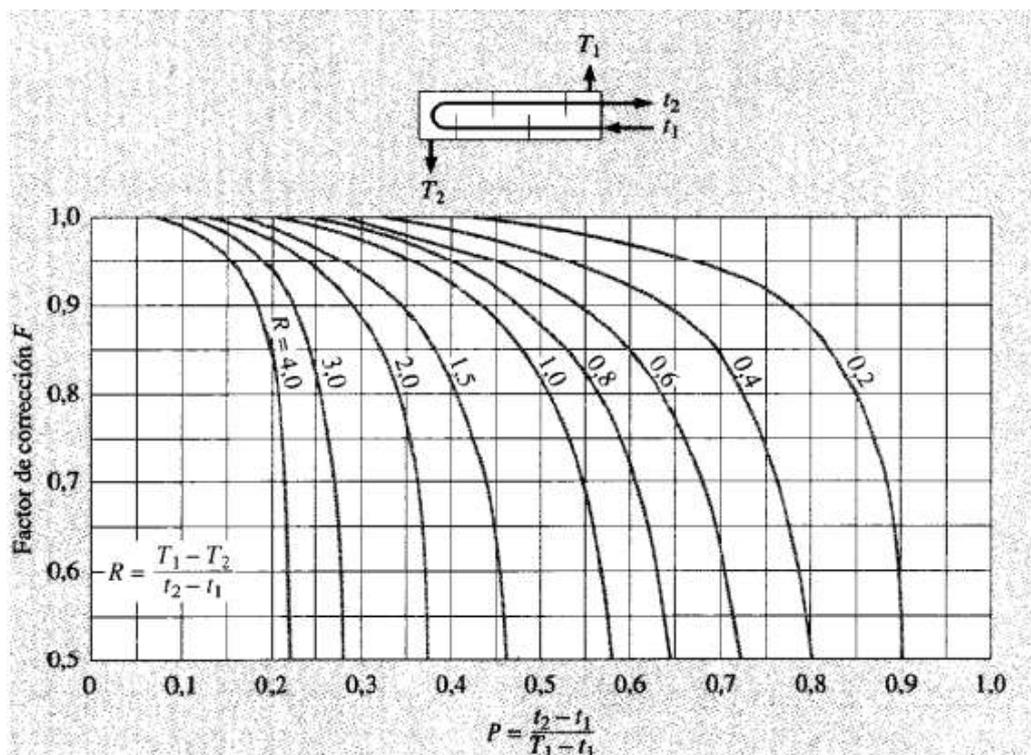


Figura 19 – Representação gráfica do fator de correção F aplicado em trocadores do tipo casco e tubo com 1 passe no casco e 2 passes ou múltiplos de 2 no tubo. Fonte: Holman (1998).

As Equações que definem os valores de R e P são:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (20)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (21)$$

As temperaturas T e t utilizadas nos cálculos são referentes, respectivamente, aos valores de temperatura do fluido do lado do casco e do lado do tubo.

A regra geral é buscar projetar inicialmente o trocador mecanicamente mais simples e, portanto, mais barato, com uma passagem no casco. Se o valor de F , para esse trocador, for maior que 0,8, ele será o escolhido. Caso contrário, aumentar-se-á o número de passagens no casco até que se obtenha uma configuração cujo valor do fator seja igual ou superior a 0,8 (Araújo, 2015).

3.6.3. Determinação do Coeficiente Global de Transferência Térmica

Uma etapa essencial, e frequentemente a mais imprecisa, de qualquer análise de trocadores de calor é a determinação do coeficiente global de transferência de calor (Incropera et al., 2008). No decorrer da operação normal de trocadores de calor, com frequência as superfícies estão sujeitas à deposição de impurezas dos fluidos, à formação de ferrugem ou a outras reações entre o fluido e o material que compõe a parede.

Tipo de Fluido	Fator de Incrustação, R_d ($m^2 K/W$)
Água do mar	
abaixo de 325 K	0,00009
acima de 325 K	0,0002
Água de adução de caldeira tratada acima de 325 K	0,0002
Óleo combustível	0,0009
Óleo de resfriamento	0,0007
Vapores de álcool	0,00009
Vapor, sem produção de óleo	0,00009
Ar industrial	0,0004
Líquido refrigerante	0,0002

Figura 20 – Principais valores de fatores de deposição em superfícies dos trocadores de calor. Fonte: Incropera et al. (2008).

O coeficiente global de transferência de calor deve levar em consideração as resistências: de condução térmica através da parede do tubo, de transferência de calor por convecção através dos fluidos, bem como as resistências de contato entre diferentes materiais especialmente no caso de haver incrustações na parede do tubo (Avanço, 2010).

Admitindo-se que as superfícies por onde os fluidos escoam sejam limpas e lisas (consequentemente desconsiderando formações de incrustações), e que a espessura dos tubos é tão pequena que pode ser desconsiderada (desprezando, portanto, a resistência por condução), a determinação do valor do coeficiente global de troca térmica torna-se possível e determinada apenas com os elementos das resistências convectivas. A equação aplicada na determinação do coeficiente é dada em sequência:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (22)$$

Segundo Kreith e Bohn, (2003) o coeficiente U é uma função da resistência térmica aplicada em um trocador de tubo.

Os valores h_i e h_e são respectivamente os coeficientes de transferência térmica por convecção interna (lado do tubo) e externa (lado do casco) e deverão ser determinados com base nas propriedades fenomenológicas do escoamento e características dos fluidos envolvidos.

Taxa de transferência	Coeficiente Total, U	
	(BTU/h ft ² °F)	(W/m ² K)
Vapor para água		
aquecedor instantâneo	400–600	2.270–3.400
tanque de armazenamento	175–300	990–1.700
Vapor para óleo		
combustível pesado	10–30	57–170
combustível leve	30–60	170–340
destilado de petróleo leve	50–200	280–1.130
Vapor para soluções aquosas	100–600	570–3.400
Vapor para gases	5–50	28–280
Água para ar comprimido	10–30	57–170
Água para água, resfriadores de água com camisa	150–275	850–1.560
Água para óleo de lubrificação	20–60	110–340
Água para vapores de óleo em condensação	40–100	220–570
Água para álcool em condensação	45–120	255–680
Água para freon-12 em condensação	80–150	450–850
Água para amônia em condensação	150–250	850–1.400
Água para solventes orgânicos e álcool	50–150	280–850
Água para freon-12 em ebulição	50–150	280–850
Água para gasolina	60–90	340–510
Água para gasóleo ou destilado	35–60	200–340
Água para salmoura	100–200	570–1.130
Orgânicos leves para orgânicos leves	40–75	220–425
Orgânicos médios para orgânicos médios	20–60	110–340
Orgânicos pesados para orgânicos pesados	10–40	57–200
Orgânicos pesados para orgânicos leves	10–60	57–340
Óleo cru para gasóleo	30–55	170–310

Figura 21 – Valores aproximados de coeficiente de transferência global para estimativas preliminares. Fonte: Kreith e Bohn (2003).

3.6.4. Determinação dos Coeficientes de Troca Térmica Convectivos

A determinação dos coeficientes convectivos de calor está diretamente ligada a considerações fenomenológicas que caracterizam o escoamento do fluido. Propriedades físicas das correntes, regime de escoamento, geometria das tubulações e outras peculiaridades.

Determinação se o escoamento é laminar ou turbulento, os comprimentos de regiões de entrada, se o objetivo são as condições locais em uma dada posição axial, ou valor médio (para a tubulação inteira) (Incropera et al., 2008).

Há na literatura uma vasta infinidade de correlações empíricas que determinam o valor do coeficiente convectivo, restando-se a análise das condições operacionais do processo objeto da aplicação do trocador de calor, que por sua vez, irão ditar qual a correlação melhor se adequa ao projeto.

Correlação	Condições
$f = 64/Re_D$	(8.19) Laminar, plenamente desenvolvidas
$Nu_D = 4,36$	(8.53) Laminar, plenamente desenvolvidas, q_w^* uniforme
$Nu_D = 3,66$	(8.55) Laminar, plenamente desenvolvidas, T_s uniforme
$\overline{Nu}_D = 3,66 + \frac{0,0668 Gz_D}{1 + 0,04 Gz_D^{1/4}}$	(8.57) Laminar, entrada térmica (ou entrada combinada com $Pr \geq 5$), T_s uniforme, $Gz_D = (D/x) Re_D Pr$
$\overline{Nu}_D = \frac{3,66}{\tanh[2,264 Gz_D^{-1/3} + 1,7 Gz_D^{-1/3}]} + 0,0499 Gz_D \tanh(Gz_D^{-1})$	(8.58) Laminar, entrada combinada, $Pr \geq 0,1$, T_s uniforme, $Gz_D = (D/x) Re_D Pr$
$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left[\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \sqrt{f}} \right]$	(8.20) ^f Turbulenta, plenamente desenvolvidas
$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2}$	(8.21) ^f Turbulenta, plenamente desenvolvidas, paredes lisas, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$
$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/3} Pr^n$	(8.60) ^f Turbulenta, plenamente desenvolvidas, $0,6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10.000$, $(L/D) \geq 10$, $n = 0,4$ para $T_s > T_m$ e $n = 0,3$ para $T_s < T_m$
$Nu_D = 0,027 Re_D^{4/3} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$	(8.61) ^f Turbulenta, plenamente desenvolvidas, $0,7 \leq Pr \leq 16.700$, $Re_D \geq 10.000$, $(L/D) \geq 10$
$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	(8.62) ^f Turbulenta, plenamente desenvolvidas, $0,5 \leq Pr \leq 2000$, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, $(L/D) \geq 10$
$Nu_D = 4,82 + 0,0185 (Re_D Pr)^{0,427}$	(8.64) Metais líquidos, turbulenta, plenamente desenvolvidas, q_w^* uniforme, $3,6 \times 10^3 \leq Re_D \leq 9,05 \times 10^5$, $3 \times 10^{-3} \leq Pr \leq 5 \times 10^{-1}$, $10^2 \leq Re_D Pr \leq 10^4$
$Nu_D = 5,0 + 0,025 (Re_D Pr)^{0,3}$	(8.65) Metais líquidos, turbulenta, plenamente desenvolvidas, T_s uniforme, $Re_D Pr \geq 100$

Figura 22 – Principais correlações empíricas para escoamento interno tubular circular utilizadas na determinação dos coeficientes convectivos de transferência de calor. Fonte: (Incropera et al., 2008).

3.6.5. Números Adimensionais

Para solucionar problemas de determinação de coeficientes convectivos é necessário o cálculo dos seguintes números adimensionais: Número de Nulsselt (Nu_D), Número de Reynolds (Re_D) e Número de Prandtl (Pr).

Para selecionar a correlação empírica é necessário conhecer os valores de Re_D e Pr e observar se os valores destes números cumprem o intervalo estipulado para que a correlação seja a melhor aplicável ao processo.

Incropera et al. (2008) destaca que Nu_D é constantemente utilizado nas determinações do coeficiente de convecção de transferência de calor, uma vez que

este é uma função dos números Re_D e Pr e permite, após o cálculo destes, a obtenção dos coeficientes convectivos.

A definição de Nu_D é uma função de Re_D e Pr . Portanto:

$$Nu_D = \frac{hL}{k} = f(Re_D, Pr) \quad (23)$$

$$Nu_D = \frac{h \cdot Di}{k} \quad (24)$$

O regime de escoamento depende principalmente da relação entre as forças inerciais e as forças viscosas do fluido. Tal relação é chamada de número de Reynolds (Re_D) e a sua unidade é adimensional (Kreith e Bohn, 2003).

Há mais de uma equação possível para a determinação do Número de Reynolds, para aplicação na análise térmica é comum a adoção da equação em função da vazão mássica do processo. As Equações 25 e 26 demonstram algumas possibilidades de determinação do número de Reynolds encontradas na literatura.

$$Re_D = \frac{4 \cdot m}{\mu \cdot \pi \cdot Di} \quad (25)$$

$$Re_D = \frac{m \cdot Di}{A \cdot \mu} \quad (26)$$

O número de Prandtl avalia a razão de difusividade de momento (viscosidade cinemática e difusividade térmica) (Kreith e Bohn, 2003).

A Equação 27 é amplamente aplicada para a determinação de valores de número de Prandtl.

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{K} \quad (27)$$

Todas as Equações utilizadas na determinação dos números adimensionais irão considerar propriedades características dos fluidos e/ou materiais de construção da tubulação e do casco do trocador de calor. Esses valores de propriedades variam em função da temperatura e podem ser obtidos por meio de consultas em Handbooks de Engenharia Química ou livros-texto referência.

3.7 A Definição das Dimensões do Trocador.

As especificações TEMA para classificação dos trocadores de calor (Figura 16 e limites de valores na seção 3.3.4.2.1.), os padrões BMW para tubulações (Figura 12), o arranjo dos feixes e ângulos tubulares – pitch tube (Figura 14) e o uso da Equação 15, após o cálculo do valor da área de troca térmica irão nortear as definições das dimensões do casco, tubos, número de tubos e demais especificações referentes ao projeto mecânico do trocador de calor.

As ferramentadas citadas anteriormente devem ser levadas em consideração nas etapas que dão sequência a análise térmica, dentro das fases típicas do projeto de um trocador de calor.

A definição da área de troca térmica total para trocadores multipasse deverá ser calculada através da MLDT corrigida e a sua determinação é expressa na Equação 28:

$$A = \frac{Q}{UMLDT_{\text{corrigida}}} \quad (28)$$

O número total de tubos será determinado pela Equação 29, uma vez que o comprimento das tubulações (L) e Diâmetro da tubulação (D_t) sejam especificados:

$$n = \frac{A}{\pi LD_t} \quad (29)$$

A Figura 24 apresenta uma tabela que reúne as dimensões do trocador casco e tubo e relaciona importantes parâmetros de layout do equipamento em relação ao feixe tubular, diâmetro do casco, diâmetro dos tubos, pitch tube e o número de passos.

Diam. int. casco (pol.)	Diam. feixe (D _{ext}) (pol.)	Diam. ext. tubo (pol.)	Arranjo dos tubos (pol.)	Número de passagens no tubo				
				1	2	3	4	5
37	35,25	¾	15/16 ▲	1142	1200	1144	1104	1078
		¾	1 ◆■	929	902	880	870	852
		¾	1 ▲	1090	1042	982	966	958
		1	1¼ ◆■	588	580	555	544	538
		1	1¼ ▲	678	664	632	614	598
39	37,25	¾	15/16 ▲	1377	1330	1258	1248	1212
		¾	1 ◆■	1025	1012	984	964	952
		¾	1 ▲	1206	1176	1128	1100	1078
		1	1¼ ◆■	645	637	619	610	605
		1	1¼ ▲	766	736	700	688	672
42	40,25	¾	15/16 ▲	1611	1580	1498	1464	1456
		¾	1 ◆■	1201	1171	1144	1109	1087
		¾	1 ▲	1409	1378	1314	1296	1280
		1	1¼ ◆■	745	728	708	686	680
		1	1¼ ▲	890	878	834	808	800
44	42,25	¾	15/16 ▲	1782	1738	1650	1624	1592
		¾	1 ◆■	1349	1327	1286	1270	1252
		¾	1 ▲	1562	1535	1464	1422	1394
		1	1¼ ◆■	856	837	809	778	763
		1	1¼ ▲	990	966	921	888	871
48	46	¾	15/16 ▲	1965	1908	1834	1801	1766
		¾	1 ◆■	1620	1598	1553	1535	1505
		¾	1 ▲	1887	1845	1766	1724	1690
		1	1¼ ◆■	1029	1010	975	959	940
		1	1¼ ▲	1188	1163	1098	1076	1055
52	50	¾	15/16 ▲	2347	2273	2178	2152	2110
		¾	1 ◆■	1918	1890	1848	1826	1790
		¾	1 ▲	2212	2183	2092	2050	2010
		1	1¼ ◆■	1216	1196	1167	1132	1110
		1	1¼ ▲	1405	1375	1323	1287	1262
56	54	¾	15/16 ▲	2704	2660	2556	2526	2489
		¾	1 ◆■	2241	2214	2167	2142	2110
		¾	1 ▲	2588	2545	2446	2409	2373
		1	1¼ ◆■	1420	1400	1371	1333	1307
		1	1¼ ▲	1638	1605	1549	1501	1472
60	58	¾	15/16 ▲	3399	3343	3232	3195	3162
		¾	1 ◆■	2587	2556	2510	2485	2460
		¾	1 ▲	2987	2945	2827	2798	2770
		1	1¼ ◆■	1639	1615	1587	1553	1522
		1	1¼ ▲	1889	1851	1797	1761	1726

Figura 23 – Dimensões de trocador de calor casco e tubo. Fonte: Araújo (2015).

3.8. Aspectos Gerais da Produção de Álcool Hidratado no Brasil

3.8.1 A Fermentação

Etanol é um biocombustível renovável, obtido a partir de processos fermentativos e destilatórios da matéria-prima de origem vegetal, as rotas para sua obtenção variam de acordo com o tipo de matéria-prima a ser utilizada.

Souza (2017) exemplifica os principais insumos utilizados na obtenção de álcool por via fermentativa:

- Açucaradas, são dissacarídeos formados por duas moléculas de monossacarídeo (glicose e frutose), compondo assim a sacarose, que são açúcares, facilmente fermentáveis, como exemplo temos: a cana-de-açúcar, beterraba açucareira e sorgo sacarino.
- Via Açúcares complexos com grandes moléculas de polissacarídeos (amido), que são carboidratos constituídos de unidades de glicose, que interagem entre si e formam pacotes compactados de carboidrato com baixa solubilidade em água. São exemplos: batata, milho, cevada, malte entre outros.
- Celulósicas, são polissacarídeos formados por longas cadeias muito resistentes de material lignocelulósicos, composto principalmente por lignina, hemicelulose e celulose.

A biotransformação da matéria-prima em álcool é efetuada por microrganismos, usualmente leveduras da espécie *Saccharomyces cerevisiae*, através da fermentação alcoólica. Para que a fermentação tenha uma condução satisfatória, tanto quanto possível dentro de especificações técnicas, é imprescindível que se inocule no mosto, uma quantidade de micro-organismos (denominados de “pé-de-cuba”) capaz de converter os açúcares em álcool e gás carbônico, dentro de determinadas condições (Ribeiro, 1999).

Uma vez preparados o fermento e o mosto, ambos serão misturados nas dornas de fermentação, ocasião em que as leveduras irão, de modo gradativo, converter os açúcares em gás carbônico e álcool, sendo este último o objetivo desse processo industrial. A adição do mosto ao fermento deverá ser realizada de modo contínuo, sendo que a vazão de alimentação será controlada através do grau brix da mistura, sendo conduzida em vazão decrescente com o tempo e o brix da dorna controlado para que a fermentação não sofra inibição temporária pela excessiva concentração de açúcares (Ribeiro, 1999).

A maioria das destilarias brasileiras utiliza o processo fermentativo em batelada (não contínuo), através da rota chamada, Melle-Boinot, o qual consiste na operação,

de enchimento da dorna, adição de leveduras (inoculo), fermentação e retirada do meio fermentado (vinho) (Souza, 2017).

A reação principal da fermentação é representada na Figura 24, todavia, no final do processo fermentativo são encontradas outras substâncias que se constituem em produtos intermediários das diversas cadeias de reações, além de outras colaterais, devidas ao metabolismo dos micro-organismo presentes. Tais substâncias são formadas às custas dos açúcares do mosto, que também são consumidos na formação do protoplasma celular, além do próprio álcool (Ribeiro, 1999).

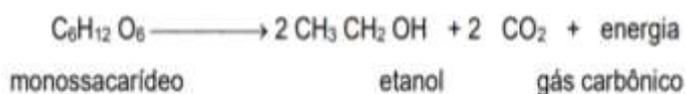


Figura 24 - Reação principal do processo fermentativo. Fonte: Ribeiro (1999).

3.8.2 Fluxograma Simplificado de Produção de Usina com Destilaria Anexa

As usinas com destilarias anexas utilizam o caldo extraído da cana-de-açúcar para produzir açúcar, caldo tratado e mel final (melaço) para a produção de etanol. As etapas a seguir compõem de forma simplificada as operações do processo industrial na produção de etanol hidratado em destilaria anexa a partir da cana-de-açúcar: lavagem da cana, preparo da cana, extração do caldo por moagem, tratamento do caldo misto, fermentação, centrifugação e destilação (Iglesias, 2009).

Souza (2017) sintetiza tais etapas em um diagrama de processo explícito na Figura 25.

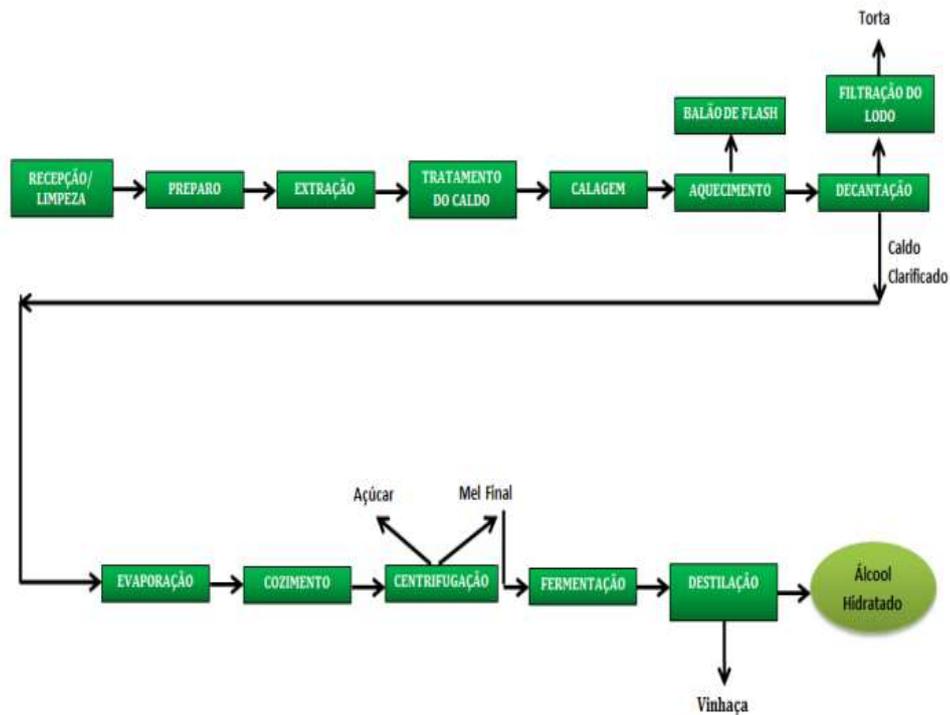


Figura 25 – Diagrama da Produção de Etanol da Cana. Fonte: Souza (2017).

Após o término da fermentação (antes do direcionamento da corrente eluente à destilaria), prossegue-se com a centrifugação, no intuito de separar as leveduras contidas no vinho, gerando duas correntes distintas: em leite levedurado a ser diluído (em água e ácido) e reutilizado em um novo ciclo fermentativo e em outra corrente, o vinho de fermentação de levedurado, encaminhado à dorna volante para o processo de destilação alcoólica (Moura et al., 2012).

3.8.3 Destilação Alcoólica

O vinho de levedurado contém água, etanol, CO₂ e, em quantidade muito menor, sais diluídos e sólidos em suspensão. A separação do etanol é feita em colunas de destilação, que funcionam baseadas na diferença entre as concentrações de etanol das fases de líquido e de vapor da mistura. Em condições de equilíbrio, e para concentrações molares abaixo de 89,4%, o etanol é mais abundante no vapor e menos no líquido (Perry et al., 1999).

Segundo Batista (2008), destilação é um processo de separação física baseado na diferença de volatilidade entre as substâncias a serem separadas. Os processos

de destilação alcoólica contínua, tanto para a produção dos diferentes tipos de álcoois quanto para a produção de cachaça, são realizados, no Brasil, em colunas de pratos ou bandejas, contendo válvulas ou borbulhadores. Essas colunas de destilação podem ser divididas em duas regiões distintas:

- A primeira região, localizada entre o prato de alimentação e o topo da coluna, é conhecida como seção enriquecedora ou seção retificadora, onde a vazão de vapor ascendente é maior que o líquido descendente, fazendo com que esse vapor seja enriquecido do(os) componente(s) mais volátil(eis);
- A segunda região, localizada abaixo do prato de alimentação, sem a inclusão do mesmo, é conhecida como seção de exaustão ou seção de esgotamento, onde a vazão do líquido descendente se torna maior que o vapor ascendente, concentrando o(s) elemento(s) menos volátil(eis) no líquido descendente.

O produto da destilação do vinho é sempre uma mistura hidroalcoólica impura que encerra, em sua composição, praticamente todas as substâncias voláteis que se encontravam no vinho. Dentre essas substâncias podemos encontrar aldeídos, ésteres, cetonas, álcoois mais leves que o etanol, como por exemplo, o metanol, entre outras substâncias (Marquini, 2007).

Produzir álcool hidratado ou cachaça significa concentrar o etanol presente no vinho até níveis especificados pela legislação, bem como controlar a concentração dos contaminantes presentes no destilado final. Todo esse processo é realizado por colunas de destilação contínua que pode ser configurada de acordo com a necessidade do produto a ser destilado (Batista, 2008)

Segundo Prado (2009), etanol e água formam um azeótropo, com uma temperatura mínima de ebulição de 78,15°C (figura 28) e em função disto, quando a concentração de etanol chega a 95,58% em massa no vapor, ela fica idêntica à concentração no líquido. Desta forma, na destilação binária não é possível concentrar o etanol acima deste limite. Mas, para ser comercializado como álcool etílico anidro combustível, o produto deve apresentar concentração de etanol igual ou superior a 99,3°INPM.

Em condições de equilíbrio, e para concentrações molares abaixo de 89,4%, o etanol é mais abundante no vapor e menos no líquido (Perry et al., 1997).

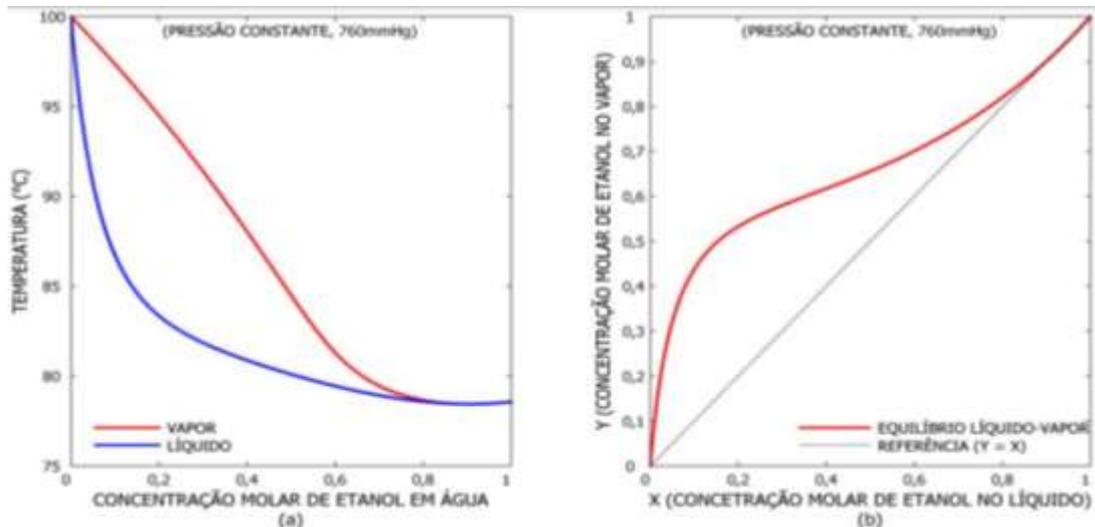


Figura 26 – Equilíbrio de fases na mistura etanol e água em função da temperatura (a) e em função da concentração molar do vapor (b). Fonte: Prado (2009).

Portanto, para a produção de álcool anidro é necessária uma etapa adicional de separação, que é feita tipicamente em colunas de desidratação, onde o azeótropo água-etanol é quebrado pela adição de ciclo-hexano, na quantidade aproximada de 1 kg/m³ de álcool anidro produzido (Wall et al., 2008).

Algumas destilarias nacionais produzem álcool de qualidade superior ao álcool combustível. Dentre essas destilarias, pode-se destacar aquelas associadas à Copersucar que produzem álcool com padrões de qualidade próprios. Dentre esses álcoois podemos destacar três tipos de Álcool Hidratado, ou seja, o “Álcool H0”, muito semelhante ao padrão de álcool hidratado combustível, e dois álcoois de qualidade superior, o “Álcool H1” e o “Álcool H2”, e os Álcoois Anidros A0, A1 e A2, cujas especificações podem ser vistas na Tabela 1 (Batista, 2008).

Tabela 1 – Tabela de Padrões de Qualidade Álcoois. Fonte: Batista (2008).

Característica	Unidade	H0	H1	H2	A0	A1	A2
Teor Alcoólico (INPM a 20°C)	%m / m mín.	92,6/93,8	92,8	93,8	99,8	99,7	99,7
Teor Alcoólico (° GL a 20 °C)	% v / v mín.	-	95,3	96,0	-	-	-
Acidez Total	Mg / L	30	20	10	30	30	30

3.8.3.1 Caracterização das Principais Correntes do Processo

3.8.3.1.1 Vinho

O vinho resultante da fermentação do mosto possui uma composição complexa, com constituintes da natureza líquida, sólida e gasosa. Do ponto de vista de volatilidade, as substâncias componentes do vinho podem ser dispostas em dois grupos: voláteis e fixas. Os voláteis são representados pelo álcool etílico, água, aldeídos, álcoois superiores, ácido acético e por muitas outras, enquanto que as fixas, pelo extrato do mosto, células de leveduras e de bactérias etc. (Ribeiro, 1999).

Vinhos industriais, em geral, possuem uma concentração de 5,0 a 10,0 % de etanol em volume, variando de acordo com o mosto que lhe deu origem. Atualmente há uma tendência industrial na direção de vinhos mais concentrados, com 11 ou até 12 % de volume de álcool. O principal componente líquido do vinho é a água que aparece em quantidades que podem variar de 85 a 95 % em volume. Em pequenas proporções temos alguns outros contaminantes de natureza líquida, 38 como álcoois (metanol, propanol, butanol, álcool isoamílico), aldeídos (acetaldeído), ésteres, ácido acético, crotonaldeído, entre outros (Batista, 2008).

A Tabela 2 apresenta a composição do vinho industrial.

Tabela 2 – Principais Componentes do Vinho Industrial. Fonte: Adaptado de Batista (2008).

Componente	Peso Molecular (kg/mol)	Ponto de Ebulição (°C)	Faixa de Concentração (w/w)
Água	18,02	100,0	0,92-0,95
Etanol	46,07	78,40	0,05-0,08
Metanol	32,04	64,70	(0,0-3,0).10 ⁻⁸
Isopropanol	60,10	82,40	1,020.10 ⁻⁶
Propanol	60,10	97,10	(2,1-6,8).10 ⁻⁵
Isobutanol	74,12	108,00	(1,3-4,9).10 ⁻⁵
Álcool	88,17	132,00	(2,7-18,8).10 ⁻⁵
Isoamílico			
Acetato de Etila	88,12	77,10	(5,5-11,9).10 ⁻⁶
Acetaldeído	44,05	20,20	(1,0-8,3).10 ⁻⁵
Acetona	58,09	56,53	-
Ctronoaldeído	70,09	102,00	-
Ácido Acético	60,05	118,10	(3,3-99,3).10 ⁻⁴

3.8.3.1.2 Vinhaça

A vinhaça é o resíduo da destilação do vinho. A sua produção é normalmente relacionada com a de álcool, variando na proporção de 12-18 litros de vinhaça/litro de álcool, na dependência da natureza da matéria-prima processada. A composição da vinhaça varia em função da natureza e composição da matéria prima e do mosto, e da condução do aparelho de destilação. Dentre as principais aplicações tecnicamente cogitadas, como alimentação de animais, produção de proteínas (biomassa), produção de metano e fertilização de solos, atualmente esta última tem sido mais utilizada (Ribeiro, 1999).

De acordo com Mello (2012), existe dentro do próprio processo formas de se tentar diminuir a vinhaça gerada, uma delas é por meio do aumento do teor alcoólico do vinho alimentado, na qual para se alcançar esse aumento deve-se atuar no aumento da concentração do brix do caldo/mosto e na fermentação. Aumentando teor alcoólico no vinho ocorre assim uma redução da água, ou seja, vinhaça gerada.

Na Tabela 3 é possível verificar os principais componentes da vinhaça.

Tabela 3 – Composição da Vinhaça. Fonte: Adaptado de Batista (2008).

Componentes	Vazão Mássica (kg/h)	Fração Mássica
Água	170.079,244	0,999348
Etanol	18,9015	0,000111
Metanol	0,006	$3,53 \times 10^{-8}$
Propanol	1,4	$8,23 \times 10^{-6}$
Isopropanol	$2,29 \times 10^{-10}$	$1,35 \times 10^{-15}$
Isobutanol	$7,96 \times 10^{-15}$	$4,68 \times 10^{-20}$
Álcool Isoamílico	$3,22 \times 10^{-5}$	$1,89 \times 10^{-10}$
Ácido Acético	$8,80 \times 10^1$	0,000517
Acetaldeído	$8,78 \times 10^{-17}$	$5,16 \times 10^{-22}$
Acetona	$2,06 \times 10^{-14}$	$1,21 \times 10^{-19}$
Acetato de Etila	Aproximadamente 0	Aproximadamente 0
Crotonaldeído	2,44	$1,43 \times 10^{-5}$

3.8.3.1.3 Flegma

A flegma é uma corrente de topo gerada da etapa de epuração do vinho delevedurado. É uma corrente na forma de vapor com concentração de etanol em torno de 36 a 39 % em massa de álcool etílico que a base da coluna de esgotamento (Marquini, 2007).

A composição da corrente de flegma está disponível na Tabela 4.

Tabela 4 – Composição da Flegma. Fonte: Adaptado de Batista (2008).

Componentes	Vazão Mássica (kg/h)	Fração Mássica
Água	17.762,48	0,62248
Etanol	10.739,87	0,376375
Metanol	0,0503999	$1,766 \times 10^{-6}$
Propanol	4,154705	0,000146
Isopropanol	$1,31 \times 10^{-1}$	$4,59 \times 10^{-6}$
Isobutanol	2,68	$9,41 \times 10^{-5}$
Álcool Isoamílico	24,00	0,000841
Ácido Acético	0,104	$3,66 \times 10^{-6}$
Acetaldeído	0,451	$1,58 \times 10^{-5}$
Acetona	0,928	$3,25 \times 10^{-5}$
Acetato de Etila	0,143	$4,99 \times 10^{-6}$
Crotonaldeído	$7,26 \times 10^{-7}$	$2,54 \times 10^{-11}$

3.8.3.1.4 Flegmaça

Corrente originado do processo de esgotamento da corrente de flegma. Sua forma é líquida e contém quantidades inferiores a 0,002 em massa de etanol. (Souza, 2017).

A flegmaça é utilizada para limpeza de equipamentos do processo, sendo posteriormente incorporada à vinhaça e enviada à fertirrigação.

A Tabela 5 apresenta a composição da Flegmaça.

Tabela 5 – Composição da Flegmaça. Fonte: Adaptado de Batista (2008).

Componentes	Vazão Mássica (kg/h)	Fração Mássica
Água	18,280,90	0,99870555
Etanol	0,855674	4,6807x10 ⁻⁵
Metanol	5,87x10 ⁻⁵	3,21x10 ⁻⁹
Propanol	2,278989	1,247x10 ⁻⁴
Isopropanol	2,49x10 ⁻⁹	1,3621x10 ⁻¹³
Isobutanol	3,11x10 ⁻⁶	1,7012x10 ⁻¹⁰
Álcool Isoamílico	20,4	1,1118x10 ⁻³
Ácido Acético	0,109	5,9711x10 ⁻⁶
Acetaldeído	1,85x10 ⁻¹⁷	1,012x10 ⁻²¹
Acetona	1,14x10 ⁻¹⁴	6,236x10 ⁻¹⁹
Acetato de Etila	4,60x10 ⁻⁸	2,5163x10 ⁻¹²
Crotonaldeído	5,86x10 ⁻⁷	3,2055x10 ⁻¹¹

3.8.3.1.5 Álcool Hidratado (Carburante)

Álcool obtido como produto das etapas depuração do vinho e purificação/retificação da flegma, sendo constituído por uma mistura hidroalcólica impura, especialmente aldeídos e ésteres. O grau de pureza e qualidade (menores frações de contaminantes voláteis) do álcool produzido é diretamente relacionado à natureza da matéria prima e às condições operacionais do aparelho de destilação. Em condições normais, parte do álcool bruto extraído do aparelho retorna ao processo e parte é enviado aos depósitos. O álcool bruto encontra aplicação na produção de álcoois retificados extrafino e neutros, passando por processos especiais de retificação, sendo também empregado como combustível (Ribeiro, 1999).

A produção de álcool neutro se dá em duas partes: em primeiro lugar tem-se a produção de um produto intermediário e em seguida a sua purificação. Esse produto intermediário é um álcool hidratado comum, podendo ser um álcool carburante ou um álcool com um padrão de qualidade mais elevado. Sendo assim, a produção do álcool neutro obrigatoriamente passa pela produção de álcool carburante. (Batista, 2009).

A Tabela 6 apresenta a composição do álcool hidratante carburante.

Tabela 6 – Composição do Álcool Hidratado. Fonte: Adaptado de Batista (2008).

Componentes	Vazão Mássica (kg/h)	Fração Mássica
Água	927,4706	0,068196
Etanol	12.667,16	0,931409
Metanol	$5,57 \times 10^{-2}$	$4,1 \times 10^{-6}$
Propanol	2,302267	$1,69 \times 10^{-4}$
Isopropanol	0,197	$1,44 \times 10^{-5}$
Isobutanol	0,746	$5,48 \times 10^{-5}$
Álcool Isoamílico	$1,69 \times 10^{-9}$	$1,24 \times 10^{-13}$

Ácido Acético	$8,30 \times 10^{-19}$	$6,1 \times 10^{-23}$
Acetaldeído	0,563	$4,14 \times 10^{-5}$
Acetona	1,09	$8,02 \times 10^{-5}$
Acetato de Etila	0,421	$3,09 \times 10^{-5}$
Crotonaldeído	$1,89 \times 10^{-10}$	$1,39 \times 10^{-14}$

O álcool hidratado retificado sai, do processo de destilação, com concentração aproximada entre 92,6 e 93,8% de etanol em massa, possui ponto de ebulição ou de condensação constante, comportando-se neste ponto como uma substância pura (Souza, 2017).

Tradicionalmente se produz álcool extrafino ou neutro, para fins alimentícios e farmacêuticos, empregando-se uma coluna adicional para retirada de metanol e outra para a retirada de álcoois superiores (hidroseleção). Por outro lado, importadores de diferentes países têm demandado álcoois de qualidade superior ao hidratado carburante e inferior ao extrafino tradicional, levando as empresas importadoras a definirem seus próprios padrões de qualidade (Batista 2008).

3.8.3.4. Configuração Industrial

Há diferentes configurações industriais possíveis para plantas de destilação. A Figura 27 apresenta a configuração mais comum da destilação alcoólica.

Os objetivos, funções e demais especificidades referentes à dinâmica da configuração industrial do sistema da figura 29 são expressos a seguir e são fundamentados com base na dissertação de Batista (2008):

Coluna A1 – Coluna de Epuração de Vinho: O objetivo da unidade é prover a purificação do vinho, retirando-o as substâncias de maior volatilidade e gases contaminantes, colabora para a proteção e aumento de vida útil das instalações do sistema. Recebe a corrente de vinho aquecido. Alimenta as colunas D e A.

Coluna D – Coluna de Concentração de Álcool de Segunda: A finalidade desta unidade é obter álcool de segunda, corrente no qual se concentram os componentes de cabeça do vinho, aqueles mais voláteis e que são direcionados à unidade D pela corrente de vapor proveniente da Coluna A1. As correntes de topo de D são direcionadas aos condensadores R (trocador de calor) e R1 (condensador auxiliar).

Trocador de Calor K – Integração Energética / Recuperação de Calor da Vinhaça: Inserido na planta a fim de elevar a temperatura do vinho direcionado pelo trocador de calor E após o pré-aquecimento do fluido. O vinho entra no trocador com temperatura aproximada de 70°C e deixa-o com temperatura na faixa de 90°C. O trocador K recupera calor da vinhaça (corrente de saída da torre A) que chega ao mesmo com temperatura aproximada de 100°C.

Trocador de Calor E – Aquecimento de Vinho proveniente das Dornas Volantes (Usina): A sua função é pré-aquecer o vinho de 34°C para aproximadamente 70°C. O trocador de calor é alimentado por vapor direcionado do topo da coluna B.

Coluna A – Esgotar o Álcool do vinho: Objetiva aumentar a concentração de álcool presente no vinho, direcionando a flegma para a coluna B. Recebe vinho com redução da concentração inicial de contaminantes da coluna A1, produz a corrente de vinhaça.

Coluna B – Coluna de Retificação: A finalidade desta unidade é purificar e concentrar a flegma. Os vapores do topo alimentam o trocador de calor E. Desta coluna, em uma região um pouco anterior ao topo é retirado a corrente de Álcool Hidratado Carburante, sendo esta direcionada ao trocador de Calor para ser resfriado.

Coluna B1 - Exaustão de Álcool e Geração de Flagmaça: Essa coluna é alimentada pela coluna B. O seu papel principal é exaurir ao máximo possível a sua alimentação, resultando na corrente de flagmaça com concentrações mínimas de álcool etílico. Nesta coluna são retirados o óleo fússel, definidos como álcoois de cadeia longa e líquidos, também chamados por óleos baixos ou pesados, que são destinados principalmente à indústria de cosmético.

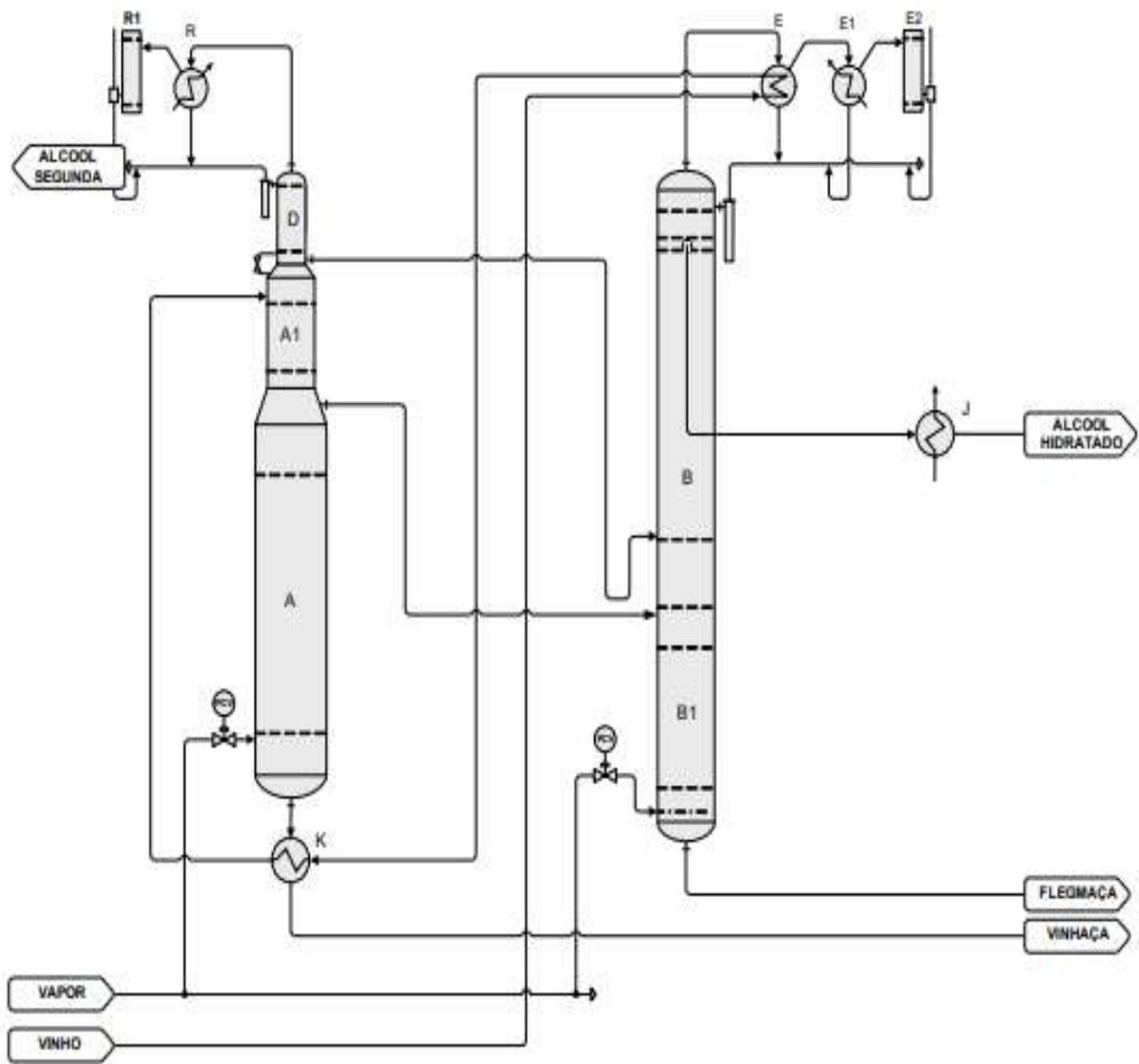


Figura 27 – Configuração Industrial mais comum na Destilação Alcoólica. Fonte: Batista (2008).

3.8.3.5 Integração Energética na Redução dos Custos e Massa de Vinhaça Produzida.

O grande volume de vinhaça decorrente da produção de etanol é uma preocupação marcante, visto que a disposição mais comum no Brasil é através da aplicação nas lavouras de cana-de-açúcar, suprimindo necessidades de adubação potássica e contribuindo com outros nutrientes essenciais. Entretanto, como o volume

lançado no solo é feito sem controle, acabam por contaminar o lençol freático pelo excesso de vinhaça no solo (Bereche, 2011).

Outra forma, é por meio da alteração do tipo de aquecimento de vapor escolhido nas colunas A (destilação do vinho) e B (retificação da flegma gerada da coluna A) para contato indireto, através do uso de refeedores na base da coluna (Souza, 2017).

Segundo Batista (2008) as plantas de destilação mais modernas utilizam vapor indireto com maior frequência para os refeedores das colunas. O principal motivo é que, apesar do vapor direto promover uma troca de calor mais eficiente devido ao contato direto entre o vapor e os produtos no interior da coluna, a borbotagem apresenta algumas desvantagens em relação ao vapor indireto:

Aumento da massa de vinhaça: Com a utilização da de aquecimento direto, a massa de vapor injetada na coluna diretamente contribui para o aumento do resíduo do processo. Com a preocupação, cada vez mais acentuada, com os problemas causados ao meio ambiente em decorrência das atividades industriais, o aumento da massa de descarte se torna um grande problema para a indústria;

- Custo do vapor: Nos processos de borbotagem o vapor deve ser extremamente puro, livre de qualquer tipo de contaminante. Isso porque o mesmo entra em contato direto com o produto no interior da coluna. Sendo assim, visando evitar a contaminação do produto a ser destilado, a pureza desse vapor deve ser muito elevada. Processos de purificação de vapor são muito caros, contribuindo assim para o encarecimento do processo como um todo.

No aquecimento direto, o vapor de aquecimento entra em contato com o líquido da base da coluna. No aquecimento indireto, não ocorre o contato, são utilizados aquecedores tipo casco e tubos, sendo a primeira alternativa para redução do volume da vinhaça é a operação de fermentações com vinhos de grau alcoólico maiores (Carvalho, 2010).

A Tabela 7 apresenta o impacto na redução de geração de vinhaça ao inserir no fluxo de processos de destilação metodologias de aquecimento indireto, recuperando o calor da vinhaça, aumento a economia energética e conseqüentemente melhora de eficiência de produção, redução na temperatura de saída da vinhaça, que poderá ser destinada para lagoas ou tanques de resfriamento (antes da disposição final) ou recirculação no sistema.

Tabela 7 – Volume de vinhaça produzido por L de etanol gerado nos métodos de aquecimento direto e indireto do vinho. Fonte: Adaptado de Carvalho (2010).

°GL Vinho	Aquecimento Direto (Borbotagem)	Aquecimento Indireto
	L Vinhaça/L de etanol	L Vinhaça / L de etanol
5	19,57	16,65
6	16,16	13,64
7	13,74	11,52
8	11,94	9,95
9	10,55	8,74
10	9,44	7,74

Portanto, a utilização de integrações energéticas dentro do processo, a exemplo da recuperação de calor da vizinhança para aquecimento do vinho de fermentação corrobora tanto economicamente para os processos de destilação, quanto ambientalmente, em modo de reduzir a quantidade de vinhaça produzida e de acelerar o seu resfriamento para temperaturas permitidas pelas legislações ambientais aplicáveis ao descarte de resíduos e efluentes no meio ambiente.

3.8.3.6 Propriedades termodinâmicas e fenomenológicas das correntes de vinho e vinhaça.

As Tabelas 8 e 9 apresentam os parâmetros disponíveis na literatura aplicáveis à vinhaça e ao vinho de levedurado necessários na determinação das variáveis do projeto do trocador de calor.

Tabela 8 – Capacidade Calorífica da Vinhaça e do Vinho Delevedurado. Fonte: Adaptado de Prudenciano (2011) e Perry et al. (1997).

	Capacidade Calorífica (J/Kg.°C). Prudenciano (2010)	Capacidade Calorífica (J/Kg.°C). Perry's (1997)
Vinho Delevedurado	$C_p = \left(1,049 + 0,00197 * \left(\frac{T_{\text{entrada}} + T_{\text{saída}}}{2} \right) \right) * 4184$	$C_p = 4267,80$
Vinhaça	$C_p = \left(1,000 + 0,0001 * \left(\frac{T_{\text{entrada}} + T_{\text{saída}}}{2} \right) \right) * 4184$	$C_p = 4217,00$

Tabela 9 – Valores de Viscosidade e Condutividade Térmica do Vinho Delevedurado e da Vinhaça. Fonte: Adaptado de Perry et al. (1997).

	μ (Ns/m ²)	k ($\frac{W}{mK}$)
Vinho Delevedurado	$6,50 \times 10^{-4}$	0,6420
Vinhaça	$2,79 \times 10^{-4}$	0,680

Na Tabela 9 os valores das propriedades são baseados em interpolações realizadas com valores extraídos das tabelas 2-352 (Água Saturada) e 2-356 (Outras propriedades termofísicas da água). Os valores são referentes a temperaturas médias estipuladas pelas temperaturas de entrada e saída das correntes do trocador de calor.

4. METODOLOGIA

O presente trabalho foi desenvolvido fundamentado em elementos qualitativos e quantitativos.

Qualitativo, pois resulta em parâmetros calculados quantificados com base em equações. Qualitativos uma vez que foram realizadas interpretações e comparações que possibilitaram uma avaliação os parâmetros quantificados.

O alicerce metodológico é constituído por um levantamento bibliográfico disponível na literatura aberta. Livros-texto referências no campo de projeto de trocadores de calor, transferência de calor e engenharia de processo, monografias, dissertações e teses.

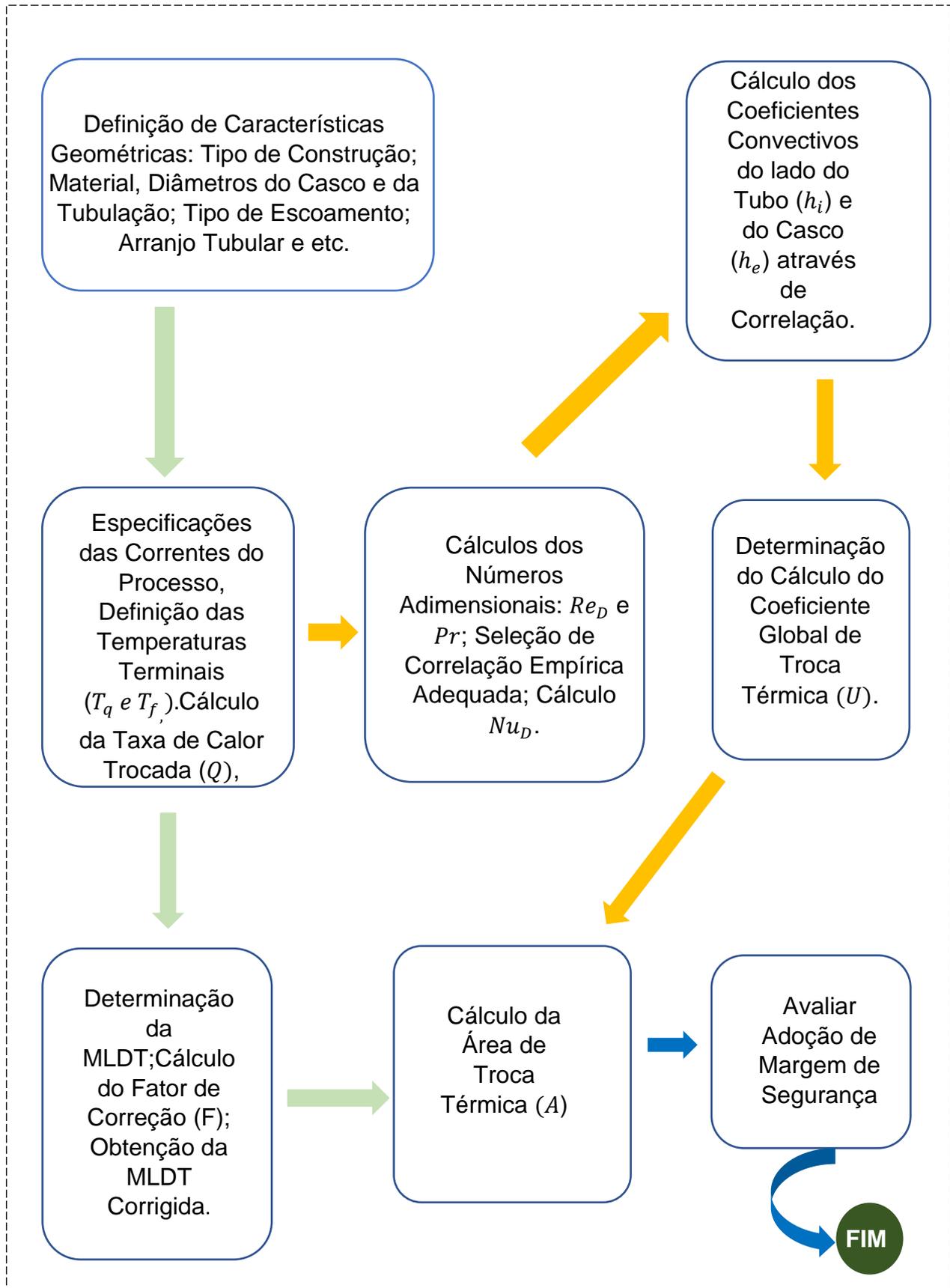
Uma das fontes pesquisadas desempenhou caráter de estudo de caso, pois desta foram extraídas as condições de processo desejadas a serem cumpridas pelo trocador de calor do tipo casco e tubo aplicado no resfriamento de reator de produção de etanol. A fonte referida é “Estudo de Processo de Destilação Alcolica Contínua: Simulação de Plantas Industriais de Produção de Álcool Hidratado, Álcool Neutro e Cachaça” (dissertação de Mestrado vinculada ao programa de pós-graduação em Engenharia de Alimentos da Unicamp) de autoria de Batista (2008).

De forma simplificada, utilizou-se de um fluxograma (Ver Figura 28) que descreve as etapas para a realização da etapa de Análise térmica de um trocador de calor do tipo casco e tubo que realiza, teoricamente, a função feita pelos condensadores de topo da coluna de destilação B (Condensadores E), pré-aquecendo o vinho delevedurado de 34°C para 62,0° C através da recuperação de calor parcial da vinhaça, possibilitando que o vapor do topo da coluna seja direcionado para outra função ou armazenado, gerando economia energética.

Os dados de caracterização das correntes do trocador E foi baseada em dados de Batista (2008) (Presente no Apêndice 3 da dissertação de mestrado), a obtenção dos valores de capacidade calorífica foram obtidas de Prudenciato (2011) em sua monografia intitulada “Consumo Energético no Processo de Destilação de Etanol e Análise de suas Variáveis de Impacto: Estudo de Caso em uma Usina”. As propriedades de viscosidade e coeficientes de condutividade térmica foram obtidas de Perry et al. (1997), considerando a vinhaça como água saturada na temperatura de

373,15 K a 1 bar e que o vinho possui aproximadamente 4,16% de composição molar em etanol à temperatura de 34°C.

Figura 28 – Metodologia da Análise Térmica. Fonte: Próprio Autor (2021).



5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. Definição das Características geométricas do trocador

A Tabela 10 especifica as características geométricas do trocador de calor adotado e de seus elementos. Tais características que serão necessárias nas etapas posteriores.

Tabela 10 – Especificações Geométricas do Equipamento. Fonte: Adaptado de Brito et al. (2019)

Parâmetros	Especificações
Tipo de Construção	Trocador de calor casco e tubo multipasse 1-2 (1 passo no casco e 2 passos nos tubos).
Configuração de Escoamento do Equipamento	Operação em Escoamento Contra Corrente.
Arranjo dos Feixes Tubulares (Pitch Tubular)	Pitch Quadrado. Facilidade de limpeza e acesso aos elementos do trocador, registro de baixas perdas de pressão e baixo índice de formação de incrustação são pontos relevantes.
Materiais de Confeção	Material do Casco é Aço tipo 1025; Material da Tubulação será Aço Inox tipo 316.
Fator de Atrito	Fator de atrito do casco (f_c) = 0,394; Fator de atrito da tubulação (f_a) = 0,0417.
Diâmetro	$D_c=1,524$ m ; $D_t = 0,0254$ m

5.2. Especificações das Correntes do Processo, Cálculo da Taxa de Calor Trocado e Determinação das Temperaturas Terminais

As condições de temperaturas especificadas foram estipuladas com base nas condições de temperatura de vinho delevudado que é pré-aquecido em condensadores de topo de coluna de destilação e que utilizam de vapor indireto para tal procedimento. Sabe-se que a utilização de vapor é mais eficiente, porém demanda maior gasto econômico, além de favorecer o aumento da quantidade de vinhaça produzida.

Por outro lado, o vapor de topo de destilação é mais efetivo no aquecimento de fluidos, fato que as destilarias pré-aquecem o vinho até a faixa de 70°C através do condensador E (Ver Figura 27). Logo, na proposta de um trocador de calor que atuaria no processo realizando a função do condensador E, utilizando o calor da vinhaça para a primeira etapa de aquecimento do vinho, considerar-se-á que a temperatura de corrente efluente do equipamento será 62°C, considerando assim a menor efetividade do aquecimento do vinho pela recuperação de calor da vinhaça quando comparado ao método de utilização do vapor de topo de destilação, conforme relatos da literatura.

5.2.1. Especificações das Correntes do Processo.

Tabela 11 – Especificações das correntes envolvidas no trocador de calor E utilizado no aquecimento do vinho. Fonte: Próprio Autor.

Fluido Frio (Vinho Delevudado/ Lado do Tubo)	Fluido Quente (Vinhaça/ Lado do Casco)
$T_{f-entrada} = 34 \text{ ° C}$	$T_{q-entrada} = 100,02 \text{ ° C}$
$T_{f-saída} = 62 \text{ ° C}$	$T_{q-saída} = 62,2 \text{ ° C}$
$\dot{m}_f = 56,26 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_q = 47,26 \text{ kg/s}$
$C_{p_f} = 4.784,655 \text{ /kg.K}$	$C_{p_q} = 4.217,938 \text{ J/kg.K}$
$\mu_f = 6,50 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$	$\mu_q = 2,79 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$
$K_f = 0,6420 \text{ W/m.K}$	$K_q = 0,680 \text{ W/m.K}$

Os termos $q_{-entrada}$ e $q_{-saída}$ são referentes ao fluido quente, meio reacional do biorreator, que chega ao equipamento, circula e deixa-o. O mosto circula dentro das tubulações.

O índice $f_{-entrada}$ e $f_{-saída}$ são referentes ao fluido frio, caracterizado como água que chega ao equipamento, circula e deixa-o. A água de resfriamento circulará do lado do casco.

Os valores de C_p , μ e K são respectivamente, calor específico, viscosidade e condutividade térmica referentes à natureza de composição de cada corrente. E os índices q e f associados a estas variáveis são respectivamente em referência aos fluidos quente e frio.

A temperatura $T_{f-saída}$ será calculada na seção 5.2.3.

Os valores \dot{m}_f e \dot{m}_q são as vazões mássicas dos fluidos quente e frio.

Os valores das propriedades são originados das Tabelas 8 e 9 disponíveis na seção de referencial teórico.

5.2.2 Determinação da Taxa Total de Calor Trocado

Determinada pela Equação 11 e aplicação dos dados da Tabela 2 referentes ao fluido frio do processo, o vinho delevedurado. Desta forma o valor de Q obtido será:

$$Q = (\dot{m} \cdot c_p)_f (T_{f-saída} - T_{f-entrada})$$

$$Q = \left(56,26 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4.784,665 \frac{\text{J}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (62 - 34)^\circ\text{C}$$

$$Q = 7.537.171,83 \text{ W}$$

$Q > 0$ indica que esta taxa de calor é absorvida pela corrente de vinho proveniente de uma fonte, tal fonte caracterizada pela vinhaça, que perderá calor para a corrente de vinho ser aquecida. Lembre-se que por razões de simplificações cálculos, considera-se que não há perdas de energia do sistema com a vizinhança, e que na teoria, todo calor recuperado da corrente de vinhaça será aproveitada pela corrente de vinho.

A taxa de calor calculada será corrigida posteriormente pela MLDT e pelo fator de correção desta, uma vez que o trocador de calor é do tipo multipasse 1-2.

5.2.3. Determinação das Temperaturas Terminais do Processo

As temperaturas de ambos os fluidos, antes e após o processo de integração energética estão especificadas na Tabela 11, sendo a temperatura de saída do fluido quente (vinhaça) calculada através da Equação 10.

O valor da taxa Q a ser aplicado na equação será negativo, uma vez que a corrente do fluido quente estará liberando a taxa de calor para o meio, Logo:

$$Q = (m \cdot c_p)_q (T_{q\text{-saída}} - T_{q\text{-entrada}})$$

$$T_{q\text{-saída}} = \frac{Q + [T_{q\text{-entrada}} * (m \cdot c_p)_q]}{(m \cdot c_p)_q}$$

$$T_{f\text{-saída}} = \frac{(-7.537.171,83 \frac{J}{s} + [100,02 \text{ °C} * 47,26 \frac{kg}{s} * 4217,938 \frac{J}{kg \cdot \text{°C}}])}{(47,26 \frac{kg}{s} * 4217,938 \frac{J}{kg \cdot \text{°C}})}$$

$$T_{f\text{-saída}} = \frac{12.400.792 \frac{J}{s}}{199.339,8 \frac{J}{s \cdot \text{°C}}} = 62,2 \text{ °C}$$

A Tabela 12 resume os valores de temperaturas terminais adotadas nesta análise térmica:

Tabela 12 – Valores das Temperaturas Terminais do Processo. Fonte: Próprio Autor.

Temperaturas da Corrente de Vinho	Temperaturas da Corrente de Vinhaça
$T_{f\text{-entrada}} = 34 \text{ °C ou } 307,15 \text{ K}$	$T_{q\text{-entrada}} = 100,02 \text{ °C ou } 373,17$
$T_{f\text{-saída}} = 62 \text{ °C ou } 335,15 \text{ K}$	$T_{q\text{-saída}} = 62,2 \text{ °C ou } 335,35 \text{ K}$

5.3. Determinação da MLDT, Cálculo do Fator de Correção (F), Obtenção da MLDT Corrigida

Nesta seção serão utilizadas as Equações 16,17,18, 19, 20, 21 e uso dos gráficos presentes nas Figuras 9,10,11 e que se localizam no referencial teórico.

5.3.1. Determinação da MLDT

Utilizando-se dos dados da Tabela 12, das Equações 17 e 18, obteve-se a tabela a seguir:

Tabela 13 – Valores de MLDT para os escoamentos em Paralelo e Contracorrente
Fonte: Próprio Autor

Escoamento Paralelo	Escoamento Contracorrente
$\Delta T_a = 66,02 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Delta T_a = 38,02 \text{ } ^\circ\text{C}$
$\Delta T_b = 0,21 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Delta T_b = 28,21 \text{ } ^\circ\text{C}$
MLDT = 11,44 $^\circ\text{C}$	MLDT = 32,87 $^\circ\text{C}$

Analisando a Equação 16, verifica-se que há uma relação inversamente proporcional entre a MLDT e A, desta forma, conclui-se que escoamentos contracorrentes resultam em uma MLDT que requer uma menor área para troca térmica.

Tal evidência comparativa entre os modelos de escoamentos e operação dos trocadores de calor é amplamente encontrada, e aqui foi abordada nos gráficos que estão nas Figuras 7, 8, 9,17,18 e 19.

Por isso, opta-se por conduzir o processo com escoamento dos fluidos em contracorrente do que em escoamento paralelo, pois assim, necessitar-se-á de uma menor área disponível para troca térmica.

Logo, a MLDT que será utilizada nas etapas posteriores de cálculos da análise térmica será:

$$\text{MLDT} = 32,87 \text{ } ^\circ\text{C}$$

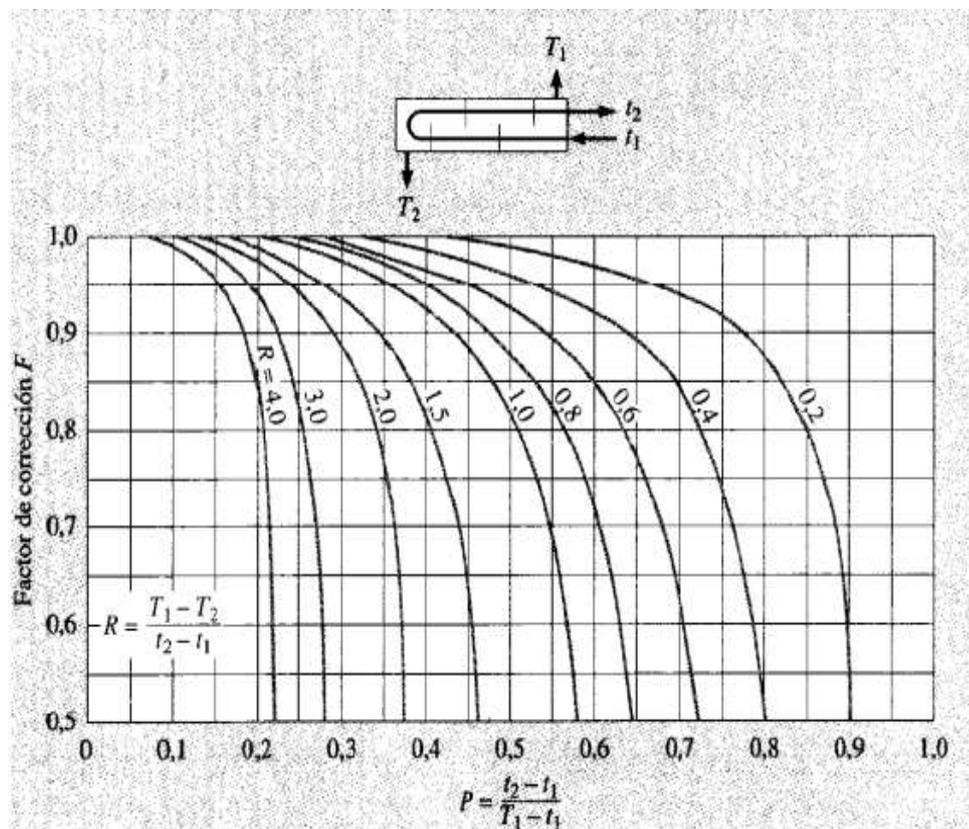
5.3.1 Cálculo do Fator de Correção (F)

Aplicando-se os valores de temperaturas terminais do lado do tubo e do lado do casco do trocador de calor (disponível na Tabela 12) nas Equações 20 e 21, torna-se possível a obtenção dos parâmetros admissionais R e P.

Considera-se que as temperaturas T e t utilizadas nos cálculos são referentes, respectivamente, aos valores de temperatura do fluido do lado do casco (fluido quente - vinhaça) e do lado do tubo (fluido frio - vinho de levedurado). Os índices 1 e 2 são em referência à entrada e saída. Logo:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{T_{q\text{-entrada}} - T_{q\text{-saída}}}{T_{f\text{-saída}} - T_{f\text{-entrada}}} = \frac{(100,02 - 62,20)^\circ\text{C}}{(62 - 34)^\circ\text{C}} = 1,351$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} = \frac{T_{f\text{-saída}} - T_{f\text{-entrada}}}{T_{q\text{-entrada}} - T_{f\text{-entrada}}} = \frac{(62 - 34)^\circ\text{C}}{(100,02 - 34)^\circ\text{C}} = 0,424$$



Aplicando-se os valores de R e P no gráfico da Figura 20 será possível a determinação do valor do fator F pela leitura da intersecção dos valores de R e P projetada no eixo y. Logo:

Valor do Fator de Correção da MLDT **F = 0,86**

O valor de F acima de 0,8 significa que o trocador multipasse 1-2 pode ser aplicado ao processo. Para valores de F menores que 0,8 o arranjo multipasse 1-2 não seria recomendado e modificações de especificações de projeto deveriam ser aplicadas. Tal observação é feita com base nos pontos elencados na seção 3.6.2.1 do referencial teórico.

5.3.2 Obtenção MLDT Corrigida

A correção da MLDT é necessária devido ao trocador de calor adotado ser multipasse. Desta forma, aplicando-se o valor de F e o valor da MLDT obtida na equação 19, torna-se possível o cálculo do parâmetro desejado. Desta forma:

$$MLDT_{\text{corrigida}} = F * MLDT$$

$$MLDT_{\text{corrigida}} = 0,86 * 32,87 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$MLDT_{\text{corrigida}} = \mathbf{28,24 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

5.4 Cálculos dos Números Adimensionais de Reynolds e Prandtl e Seleção de Correlação Empírica Adequada.

É necessário a obtenção dos números de Reynolds e Prandtl pois irão delimitar valores para escolha de correlação empírica para determinação dos valores de coeficientes convectivos do lado do tubo e do casco, a fim de determinar o valor do coeficiente global de troca térmica.

Essas etapas de cálculos são necessárias, principalmente pelo fato do coeficiente convectivo ser uma propriedade fenomenológica, diferentemente do coeficiente de condutividade térmica que sofre influências da estrutura do material e

do estado de agregação da matéria deste, intimamente relacionado com variações de temperaturas.

Os cálculos utilizarão as Equações 23,24, 25 e a Figura 22 que reúne as principais correlações empíricas utilizadas para o cálculo de coeficientes convectivos no escoamento interno desenvolvidos em tubos circulares.

5.4.1 Cálculos dos Números Adimensionais de Reynolds e Prandtl.

Aplicando-se as especificações geométricas da seção 5.1 e os dados da Tabela 11 nas Equações 23 e 27, obtém-se os valores abaixo:

Lado do Tubo (Delevedurado/ Fluido Frio)

$$Re_D = \frac{4 \cdot m}{\mu \cdot \pi \cdot Di} = \frac{4 \cdot 56,26 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{6,50 * 10^{-4} \frac{\text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \cdot 3,14 \cdot 0,0254\text{m}} = 4.395,025$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} = \frac{6,50 * 10^{-4} \frac{\text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} * 4784,655 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{0,6420 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m} \cdot \text{K}}} = 4,845$$

Lado do Casco (Vinhaça/Fluido Quente)

$$Re_D = \frac{4 \cdot m}{\mu \cdot \pi \cdot Di} = \frac{4 \cdot 47,26 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{2,79 * 10^{-4} \frac{\text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \cdot 3,14 \cdot 1,524\text{m}} = 158.015,280$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} = \frac{2,79 * 10^{-4} \frac{\text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} * 4217,938 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{0,680 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m} \cdot \text{K}}} = 1,55$$

Tabela 14 – Valores de Números de Reynolds e Prandtl. Fonte: Próprio Autor.

	Re_D	Pr
Lado do Tubo	4.935,025	4,845
Lado do Casco	158.015,280	1,55

5.4.2 Seleção de Correlação Empírica Adequada.

Analisando a Figura 22 e os intervalos dos valores dos números de Re_D e Pr , a Correlação selecionada será a 8.62 (segundo a numeração da tabela estabelecida por Incropera e colaboradores), pois os critérios abaixo foram evidenciados na fluidodinâmica do trocador de calor:

- O valor de Pr está dentro do intervalo exigido ($0,5 \leq Pr \leq 2.000$);
- O valor de Re está dentro do intervalo exigido ($3.000 \leq Re \leq 5.000.000$);
- Regime turbulento plenamente desenvolvido.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} (Pr^{0,67} - 1)} \quad (30)$$

5.5 Cálculo dos Coeficientes Convectivos do lado do Tubo (h_i) e do Casco (h_e). Através de Correlação Empírica.

As Equações 23 e 24 (presentes no referencial teórico) e a equação 30 (extraída da Figura 22 inerente à correlação número 8.62 da tabela de correlações) complementam-se e evidenciam a importância dos cálculos da tríade dos números adimensionais na obtenção dos valores dos coeficientes convectivos de troca térmica.

Os valores de Re_D e Pr estão dispostos na Tabela 5.

O parâmetro f da equação 30 é o fator do atrito.

Nos cálculos a seguir, os índices c e t vinculados ao fator f são referentes ao casco e à tubulação.

Os valores dos fatores de atrito estão na seção 5.1 localizados no grupo de especificações geométricas do trocador de calor e são dependentes do regime de escoamento (laminar ou turbulento) do sistema e ao material de composição dos elementos do trocador.

5.5.1. Cálculo do Coeficiente Convectivo do Lado do Tubo (Vinho Delevedurado/ Fluido Frio)

$$Nu = \frac{\left(\frac{f_t}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f_t}{8}\right)^{0,5} (Pr^{0,67} - 1)} = \frac{\left(\frac{0,0417}{8}\right) * (4.935,025 - 1000) * 4,845}{1 + 12,7 * \left(\frac{0,0417}{8}\right)^{0,5} * (4,845^{0,67} - 1)} = 32,50$$

$$h_{\text{tubo}} = \frac{Nu \cdot k}{Di} = \frac{32,50 * 0,642 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0254m} = 821,00 W/m^2 \cdot K$$

5.5.2. Cálculo Coeficiente Convectivo do Lado do Casco (Vinhaça/ Fluido Quente)

$$Nu = \frac{\left(\frac{f_c}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f_c}{8}\right)^{0,5} (Pr^{0,67} - 1)} = \frac{\left(\frac{0,394}{8}\right) * (158.015,280 - 1000) * 1,55}{1 + 12,7 * \left(\frac{0,394}{8}\right)^{0,5} * (1,55^{0,67} - 1)} = 3.171,15$$

$$h_{\text{casco}} = \frac{Nu \cdot k}{Di} = \frac{3.171,15 * 0,680 \frac{W}{m \cdot K}}{1,524 m} = 1.414,95 W/m^2 \cdot K$$

5.6. Determinação do Cálculo do Coeficiente Global de Troca Térmica (U)

O parâmetro U será calculado utilizando os valores dos coeficientes convectivos calculados na seção 5.5.1. e 5.5.2., aplicando-os na Equação 22 presente no referencial teórico. Desta foram, o valor de U será:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{tubulação}}} + \frac{1}{h_{\text{casco}}}} = \frac{1}{\frac{1}{821,00 W/m^2 \cdot K} + \frac{1}{1.414,95 W/m^2 \cdot K}}$$

$$U = 520,00 W/m^2 \cdot K$$

5.7. Cálculo da Área de Troca Térmica Total (A)

A área de troca térmica total será determinada utilizando os parâmetros Q, U e $MLDT_{\text{corrigida}}$ na Equação 28 presente na seção referencial teórico. Logo:

$$A = \frac{7.537.171 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{520,00 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}} * 28,24\text{K}} = 513,70\text{m}^2$$

Para fins comparativos será calculado o valor de A sem utilizar o $MLDT_{\text{corrigida}}$:

$$A = \frac{7.537.171 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{520,00 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}} * 32,87\text{K}} = 441,32 \text{ m}^2$$

Caso o trocador de calor fosse utilizado com escoamento em paralelo, a seguinte área de troca térmica seria requerida:

$$A = \frac{7.537.171 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{520,00 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}} * 11,44\text{K}} = 1.267 \text{ m}^2$$

A área de troca calculada utilizando a $MLDT_{\text{corrigida}}$ é maior, uma vez que há trechos do escoamento multipasse que perde a característica contracorrente, e necessita de um acréscimo na área para suprir perdas das parcelas de troca que deixam de ocorrer, decorrente da característica multipasse do trocador. Caso não fosse adotado a correção, seria aplicado uma área 14% menor do que a requerida para a prover a troca térmica desejada no projeto.

Ao compararmos um trocador de calor operando em regime paralelo ao que ope em regime contracorrente, evidenciamos no cálculo das áreas uma diferença significativa, logo, fica verificado que o regime contracorrente é mais eficiente na transferência térmica, requisitando uma menor área de troca térmica para garantir o fluxo térmico necessário.

Tais aspectos são abordados no referencial teórico e aqui são evidenciados em termos quantitativos. Por isso, a importância de aplicar a correção da MLDT na determinação da Área de troca adotada na etapa de análise térmica.

Na seção 3.3.4.2.1 do referencial é verificável os valores típicos de diâmetro de casco e de tubo dos trocadores de calor padrão TEMA. Desta forma selecionando os valores de L e Dtdentre as faixas de valores do TEMA e aplicando-os em conjunto do valor de A obtido na Equação 29, faz-se possível a determinação do número de tubos do feixe do equipamento. Logo:

$$n = \frac{513,70\text{m}^2}{3,14 * 4,8678\text{m} * 0,0254\text{m}} = \mathbf{1.324 \text{ tubos}}$$

$$\% \text{ Desvio} = \left(\frac{((\mathbf{1.615} - \mathbf{1.324})\text{tubos})}{(\mathbf{1.615})\text{tubos}} \right) * 100$$

$$\% \text{ Desvio} = \mathbf{18,02\%}$$

O trocador de calor é de dupla passagem no lado dos tubos, logo, o comprimento final dos tubos será $\frac{4,8768\text{m}}{2} = 2,44 \text{ m}$.

Comparando o número de tubos obtidos com os valores contidos na tabela presente na Figura 24, verifica-se um desvio de 18,02%, visto que o número de tubos previstos nela é de 1.615 tubos, contudo, o valor resultante desta análise ainda assim é considerado razoável e compatível com o adotado na literatura. A Figura 24 também fornece alguns parâmetros de projeto para o trocador de calor, a exemplo do diâmetro do casco de 1,524 m (60 polegadas), diâmetro de tubulação de 1 polegada (0,0254m), disposição dos tubos - pitch tube do tipo quadrado ou quadrado com rotação (Ver Figura 14) e a indicação de diâmetro de feixe mais adequada sendo 58 polegadas (1,473m).

5.8 Adoção de Margem de Segurança

É razoável adotar margem de segurança de no mínimo 10% a fim de tornar mais próximo da necessidade real do projeto o valor dos coeficientes U e A.

Outro motivo plausível de adoção da margem de segurança é que não são considerados perdas de carga no sistema e depósitos de incrustação, por exemplo, que criam novos elementos de resistências ao transporte de calor entre os fluidos.

5.8 Término da Etapa de Análise Térmica

A Tabela 15 apresenta os valores dos parâmetros obtidos pela etapa de Análise Térmica do projeto do trocador de calor deste trabalho.

Tabela 15 – Resultado das variáveis determinadas na análise térmica do trocador de calor. Fonte: Próprio Autor.

Parâmetros Obtidos	Valores
Q	7.537.171W
h_{casco}	821,00 $\frac{W}{m^2K}$
h_{tubo}	1.414,95 $\frac{W}{m^2K}$
U	520,00 $\frac{W}{m^2K}$
A	513,70 m ²
D_c	1,524m
D_t	0,0254m
D_f	1,47352m
L	2,44 m
n	1.324 tubos
Pitch Tube	Quadrado

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

No decorrer deste trabalho realizou-se a explanação de fundamentos do escopo da etapa de análise térmica do projeto de trocador de calor, desta forma a revisão bibliográfica bem contextualizada foi imprescindível para a verificação e análise das relações existentes entre as variáveis envolvidas no processo de troca térmica e das maneiras que tais variações influenciam em processo pertinente à engenharia química, como por exemplo, a recuperação de calor parcial da vinhaça na destilação alcoólica.

Normas e padrões mundiais utilizadas na seleção de características geométricas de componentes que compõem o trocador de calor foram apresentados, aplicadas principalmente para tubulações e casco, além da realização da caracterização dos principais componentes do trocador de calor do tipo casco e tubo. A norma TEMA e padrões IPS e BMW de tubulações foram destaques, principalmente no dimensionamento e seleção dos diâmetros de tubo e de casco.

A importância da seleção dos dados referentes às correntes do processo e como que tais valores refletem na determinação dos números de Nu_D , Pr e Re_D , (estes por sua vez diretamente vinculados à escolha da correlação empírica, determinantes para a determinação dos valores de coeficientes convectivos) ficou nítida, que esta é uma das etapas da análise térmica do projeto que mais demanda tempo, verificando-se principalmente se as peculiaridades dos processos dos casos disponíveis na literatura poderiam ser aplicados com o mínimo de razoabilidade neste trabalho. Possivelmente erros e desvios são frutos desta etapa de seleção e pesquisa dos dados e parâmetros requisitados para o dimensionamento de qualquer projeto de equipamento.

O Coeficiente de condutividade térmica é função do material e da temperatura em que este se encontra, diferentemente do coeficiente convectivo, conceituado como uma propriedade fenomenológica. Tal fundamento das aulas introdutórias de transferência de calor foi colocado em prática, uma vez que os cálculos e correlações disponíveis para determinação do coeficiente convectivo, apenas existem, por conta deste fato.

A comparação dos valores de MLDT para escoamentos distintos e a sua relação com a determinação de A , enfatizou aquilo que os livros-texto da área de

transferência de calor são unânimes: escoamentos Contracorrente são mais eficientes na transferência de calor quando comparados com processos conduzidos em escoamento paralelo, e por isso são os mais utilizados na indústria.

Os valores das variáveis protagonistas da análise térmica, U e A , foram determinadas adotando critérios de exclusão de efeitos de formação de incrustação, ocorrência de corrosão, perda de carga e demais peculiaridades que podem justificar adoção de margem de segurança no processo. Faz-se necessário a consideração dos desvios provenientes da determinação gráfica fator de correção F da MLDT, das mudanças nos valores das propriedades físicas das correntes do processo que mudam em função da temperatura, mas que o modelo de aplicação das teorias considera esses valores constantes.

Atualmente encontra-se na literatura aberta a metodologia de Bel-Delaware fundamentada na teoria das 5 correntes que é utilizada principalmente nas duas etapas posteriores à etapa de análise térmica no projeto de trocadores de calor, respectivamente, projeto mecânico preliminar e projeto de fabricação que supri possíveis desvios resultado das tais simplificações adotadas na etapa da análise térmica.

Em linhas gerais, a etapa de análise térmica foi concluída, resultando em valores de A e U satisfatórios com os disponíveis e observados na literatura.

REFERÊNCIAS

Araújo, E. C. C. Operações Unitárias Envolvendo Transmissão de Calor. Coleção UAB-UFSCAR. 2015.

Avanço, R. H. Simulação Numérica de Evaporadores Utilizados em Aplicações Frigoríficas. 2010. Dissertação de Mestrado Engenharia Mecânica. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2010.

Barreto, T. V. e Coêlho, A.C.D. Destilação – Cana-de-açúcar: Bioenergia, Açúcar e Etanol. Tecnologia e Perspectiva. 2ª Edição. Minas Gerais – Viçosa. 2012.

Batista, F. R. M. Estudo do Processo de Destilação Alcoólica Contínua: Simulação de Plantas Industriais de Produção de Álcool Hidratado, Álcool Neutro e Cachaça. Dissertação de Mestrado em Engenharia de Alimentos. Unicamp. Campinas. 2008.

Bereche, R. P. Modelagem e Integração Energética do Processo de Produção de Etanol a partir da Biomassa da Cana-de-Açúcar. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. UNICAMP. Campinas. 2011.

BNDES. Banco Nacional do Desenvolvimento Econômico e Social. Centro de Gestão e Estudos Estratégicos do Etanol e da Cana-de-Açúcar: Energia para o Desenvolvimento Sustentável. Rio de Janeiro. 2008.

Borgnakke, C. e Sonntag, R. E. Fundamentos da termodinâmica. 7. ed. São Paulo.

Brito, H.G.B.; Silva, J. A. V.; Castro, J. E. S.; Bezerra, L. C.; Costa, M. R. F. Projeto de uma Usina de Produção de Etanol. Trabalho Final da Disciplina Projeto de Processos Químicos de Engenharia Química. Universidade Federal da Paraíba. 2019.

Carvalho, T. C. Redução do Volume de Vinhaça Através do Processo de Evaporação. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual Paulista. Bauru. 2010.

Costa, R. C. Protótipo de um Recuperador de Calor para Resfriamento Rápido de Gases de Incineração de Resíduos Perigosos. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Viçosa. 2012.

Çengel, Y. A. e Ghajar, A. J. Transferência de Calor e Massa – Uma Abordagem prática. 4ª Edição. Porto Alegre. 2012

Hewitt, G. F.; Sheres, G. L.; Batt, I.P. Heat Process Transfer. CRC Press. 1993.

Holman, J. P. Transferencia de Calor. 8ª Edición. Madrid. McGraw-Hill. 1998.

Incropera, F.P.; Deqitt, D. P.; Lavine, A.S. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 6ª Edição. Rio de Janeiro. LTC. 2008.

Iglesias, J. Simulação de Sistemas Térmicos para Gerenciamento Energético de Usina Sucroalcooleira. 2009.

Kakaç, S. e Liu, H. Heat Exchangers – Selection, Rating and Thermal Design. 2ª Edition. CRC Press. 2002.

Kern, D. Q. Process Heat Transfer. International Student Edtion. McGraw-Hill. 1983.

Kreith, F. e Bohn, M. S. Princípios de Transferência de Calor. Thomson Learning LTDA. 2003.

Marquini, Maria Fátima. Análise de um Sistema Industrial de Colunas de Destilação. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Instituto de Engenharia Química, Departamento de Desenvolvimento de Processos, Universidade Estadual de Maringá, Maringá, 2007.

Mello, A. G. B. Redução E Reaproveitamento de Água no Processo de Produção de Etanol: Um Estudo de Caso. Monografia apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Gestão de Produção Industrial Sucroenergética. UFSCAR. Piracicaba, 2012.

Minervi, C.A. Projeto de Trocador de Calor para Resfriamento de óleo. Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica. Maringá. 2020.

Moura, A; Lora, E.; Venturini, O. Fermentação de Biocombustíveis. Rio de Janeiro: Interciência, 2012.

Olinto, C. R. Estudo Experimentos Característicos do Escoamento Turbulento nos Primeiros passos do tubo. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2005.

Perry, R. B; Green, D. W.; Maloney J. O. Perry's Chemical Engineer's Handbook. 7^a Edition. McGraw-Hill. 1997.

Prado, A. C. Integração Energética na Indústria de Açúcar e Álcool – Um Estudo de Caso. Dissertação de Mestrado em Ciências e Técnicas Nucleares. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2009.

Prudenciano, R. Consumo Energético no Processo de Destilação de Etanol e Análise de suas Variáveis de Impacto: Estudo de Caso em uma Usina. Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Química. Escola de Engenharia de Lorena. Lorena. 2011.

Ribeiro, C. A. F.; Blumer S. A. G.; Horri, J. Fundamentos de Tecnologia Sucroalcooleira – Tecnologia do Álcool. Piracicaba. 1999.

Rubbo, P.N. Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor de um Condensador do Tipo Casco e Tubo de um Chiller por Absorção de Amônia em NaBr. Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia de Energias. Universidade Federal de Santa Catarina. 2014.

Saunders, E. A. D. Heat Exchanger: Selection, Design and Construction. Harlow (UK). Longman. 1988.

Silva Júnior, J. A. Análise de um trocador de calor tipo serpentina de uma planta de hipoclorito de sódio. Trabalho de Conclusão de Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual Paulista. 2016.

Souza, L. P. Modelagem e Simulação dos Processos de Destilação para Produção de Álcool Hidratado com Aquecimento Direto e Indireto. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Federal da Paraíba. 2012.

Wall, J. D.; Harwood, C. S.; Demain, A. L. Environment, Energy and Economy: Strategies for Sustainability. Tokyo. United Nations University. 1997.

