

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

FILIPE VICINIESCKI

**DIMENSIONAMENTO DA ÁREA DE TROCA TÉRMICA DE UM TROCADOR DE
CALOR DUPLO TUBO PARA UM SISTEMA DE ASPERSÃO DE MEIAS-
CARCAÇAS BOVINAS**

CAXIAS DO SUL

2024

FILIFE VICINIESCKI

**DIMENSIONAMENTO DA ÁREA DE TROCA TÉRMICA DE UM TROCADOR DE
CALOR DUPLO TUBO PARA UM SISTEMA DE ASPERSÃO DE MEIAS-
CARÇAÇAS BOVINAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Giovani Dambros Telli

CAXIAS DO SUL

2024

FILIFE VICINIESCKI

DIMENSIONAMENTO DA ÁERA DE TROCA TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR DUPLO TUBO PARA UM SISTEMA DE ASPERSÃO DE MEIAS-CARCAÇAS BOVINAS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Giovanni Dambros Telli

Aprovado em Clique ou toque aqui para inserir uma data.

Banca Examinadora

Prof. Dr. Giovanni Dambros Telli Orientador
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Matheus Poletto
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Me. William Galiotto
Universidade de Caxias do Sul

RESUMO

Trocadores de calor são equipamentos utilizados em larga escala nas indústrias, existindo diversos modelos e perfis, logo, selecionar a configuração correta para atender à demanda necessária é uma tarefa muitas vezes desafiadora. A indústria frigorífica é um cenário onde esse equipamento se faz necessário, inclusive para sistemas de aspersão de meias-carcaças bovinas. Este trabalho tem por objetivo dimensionar a área de troca térmica de um trocador de calor modelo duplo tubo, com o objetivo de atender a um sistema de aspersão de meias-carcaças bovinas. Os dados foram obtidos de um cenário frigorífico existente, onde atualmente está em funcionamento e conta com um sistema de aspersão que deverá aspergir três câmaras de resfriamento. Além disso, será dimensionada a área de troca térmica para mais duas vazões volumétricas da água, coletadas de dois frigoríficos, uma de 2,9 m³/h e outra de 25 m³/h, a fim de comparar configurações para o trocador de calor. Depois disso, serão simuladas vazões volumétricas da água com intervalos de 3 m³/h, iniciando em 3 m³/h até 25 m³/h, com o objetivo de analisar os resultados do coeficiente global de transferência de calor, área de troca térmica e efetividade. Para atender a vazão volumétrica inicialmente proposta da água de 16 m³/h, calculou-se a vazão volumétrica de fluido refrigerante R-134a de 6,06 m³/h. Também determinou-se a configuração para o trocador de calor duplo tubo de cinco colunas com oito tubos por coluna (5x8), e o comprimento efetivo de 5,9 metros por tubo, para atender a área de troca térmica de 46,47 m². Variando a vazão volumétrica da água para 2,9 m³/h, e mantendo o comprimento efetivo dos tubos, fez-se necessário uma configuração de quatro colunas e oito tubos por coluna (4x8), atendendo a área de troca térmica necessária de 36,88 m². Considerando a vazão de 25 m³/h, para atender a área de troca térmica de 49,75 m², utilizou-se de uma configuração de seis colunas, cinco com oito tubos e uma com três (5x8, 1x3). Além disso, Foram testadas as vazões volumétricas da águas para os valores de 3, 6, 9, 12, 15, 18, 21 e 24 m³/h, mantendo os mesmos parâmetros geométricos, analisou-se o comportamento dos resultados da área de troca térmica, coeficiente global de transferência de calor, e efetividade do trocador de calor. A área de troca térmica necessária variou de 37 até 49,44 m², o coeficiente global de transferência de calor de 151,66 até 907,94 W/m².K, e a efetividade de 0,8. Os resultados obtidos para área de troca térmica mostram-se aproximados, pois, as temperaturas não se alteraram. Os valores do coeficiente global de transferência de calor apresentaram maiores variações, pois, todas variáveis necessárias para o cálculo foram afetadas. Apenas a efetividade se manteve o mesmo valor, pois as temperaturas requisitadas permaneceram as mesmas, e os resultados variaram proporcionalmente na mesma magnitude.

Palavras-chave: Trocador de calor; Aspersão de carcaça; Área de troca térmica.

ABSTRACT

Heat exchangers are widely used equipment in industries, with various models and designs available, making the selection of the correct configuration to meet the required demand often a challenging task. The refrigeration industry is a scenario where this equipment is essential, including for systems that spray half-carcasses of cattle. This study aims to size the heat transfer area of a double-tube heat exchanger to meet the needs of a spray system for half-carcasses of cattle. Data were obtained from an existing refrigeration scenario currently in operation, which includes a spray system designed to serve three cooling chambers. Additionally, the heat transfer area will be sized for two additional water flow rates collected from two refrigeration plants: 2.9 m³/h and 25 m³/h, to compare configurations for the heat exchanger. Subsequently, water flow rates will be simulated in 3 m³/h intervals, ranging from 3 m³/h to 25 m³/h, to analyze the results of the overall heat transfer coefficient, heat transfer area, and effectiveness. To meet the initially proposed water flow rate of 16 m³/h, the refrigerant fluid R-134a volumetric flow rate was calculated as 6.06 m³/h. A configuration of a double-tube heat exchanger with five columns and eight tubes per column (5x8) and an effective length of 5.9 meters per tube was determined to achieve a heat transfer area of 46.47 m². For a water flow rate of 2.9 m³/h, maintaining the effective tube length, a configuration with four columns and eight tubes per column (4x8) was required, achieving the necessary heat transfer area of 36.88 m². For a flow rate of 25 m³/h, a configuration with six columns (five with eight tubes and one with three tubes, 5x8, 1x3) was used to achieve a heat transfer area of 49.75 m². In addition, water flow rates of 3, 6, 9, 12, 15, 18, 21, and 24 m³/h were tested, keeping the same geometric parameters. The behavior of the heat transfer area, overall heat transfer coefficient, and heat exchanger effectiveness was analyzed. The required heat transfer area ranged from 37 to 49.44 m², the overall heat transfer coefficient from 151.66 to 907.94 W/m²·K, and the effectiveness remained constant at 0.8. The heat transfer area results were close, as the temperatures did not change. The overall heat transfer coefficient values showed greater variation since all variables required for the calculation were affected. Only the effectiveness remained constant, as the required temperatures stayed the same, and the results varied proportionally in the same magnitude.

Keywords: Heat exchanger; Carcass spraying; Heat transfer area.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Desenvolvimento de camada-limite fluidodinâmica laminar em um tubo circular.	14
Figura 2 - Velocidade média através de uma seção transversal de um tubo circular.	15
Figura 3 - Redução de pressão vs. deslocamento de um tubo horizontal.	16
Figura 4 - Trocadores de calor duplo tubo em série.	18
Figura 5 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.	23
Figura 6 - Aspersão de água em meias-carcaças bovinas.	24
Figura 7 - Diferentes regimes de escoamento e perfis de temperatura associados em trocador de calor de tubo duplo.	26
Figura 8 - Trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e um passe nos tubos.	27
Figura 9 - Trocadores de calor casco e tubos. (a) Um passe no casco e dois passes nos tubos. (b) Dois passes no casco e quatro passes nos tubos.	27
Figura 10 - Vista explodida de um trocador de placas.	29
Figura 11 – Placa de troca	29
Figura 12 - Quatro configurações possíveis para um trocador de placas com oito canais.	30
Figura 13 - Núcleos de trocadores de calor compactos.	31
Figura 14 - Superfícies de transferência de calor associadas a uma rede de resistência térmica.	32
Figura 15 - Perfis de temperaturas para trocadores de calor em contracorrente.	36
Figura 16 - Efetividade de um trocador de calor duplo tubo em contracorrente.	38
Figura 17 - Sistema de aspersão de meia-carcaças bovinas	39
Figura 18 - Fluxograma	42
Figura 19 - Conceito do trocador de calor duplo tubo em escoamento contracorrente.	44
Figura 20 - Configuração de tubos 5x8 do trocador de calor duplo tubo.	49
Figura 21 - Sistema com o trocador de calor duplo tubo selecionado.	49
Figura 22 - Diferentes configurações para o trocador de calor duplo tubo conforme variação de vazão volumétrica.	52
Figura 23 - Gráfico da variação de área de troca térmica em função da variação de vazão volumétrica.	53
Figura 24 - Gráfico da variação do coeficiente global de transferência de calor em função da variação de vazão volumétrica	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Números de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido com uma superfície termicamente isolada e a outra a uma temperatura constante.....	22
Tabela 2 - Fatores de incrustação representativos (resistência térmica devida à incrustação para unidade de superfície).....	33
Tabela 3 - Dados de entrada	40
Tabela 4 - Propriedades dos fluidos água e R-134a	40
Tabela 5 - Propriedades termodinâmicas de R-134a	41
Tabela 6 - Resumo dos resultados	50
Tabela 7 - Dados de entrada com variações de vazão volumétrica	51

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
V_{med}	Velocidade média	[m/s]
A	Área	[m ²]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /h]
Re	Número de Reynolds	[-]
D	Diâmetro	[m]
μ	Viscosidade dinâmica	[N.s/m ²]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
Δp	Variação de pressão	[N/m ²]
f	Fator de atrito	[-]
L	Comprimento	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h_L	Perda de carga do acessório	[N/m ²]
K	Constante de atrito	[-]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
$\frac{dT}{dx}$	Variação da temperatura em função da variação da espessura	[K/m]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² .K]
T	Temperatura	[°C]
cp	Calor específico	[J/kg.K]
Nu	Número de Nusselt	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² .K]
dq	Quantidade de calor trocada	[J]
ΔT_{ml}	Média logarítmica das diferenças de temperaturas	[°C]
ε	Efetividade	[-]
C	Capacitância térmica	[W]
NUT	Número de unidades de transferência de calor	[-]
C_r	Razão das taxas de capacitâncias térmicas	[-]

∂h

Variação de entalpia

[kJ/kg]

LISTA DE SUBÍNDICES

<i>s</i>	Superfície
<i>e</i>	Externo
<i>i</i>	Interno
<i>ent</i>	Entrada
<i>sai</i>	Saída
<i>conv</i>	Convecção
<i>q</i>	Quente
<i>f</i>	Frio
<i>eq</i>	Equivalente

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	11
1.1	JUSTIFICATIVA	12
1.2	OBJETIVOS	12
1.2.1	Objetivo geral	13
1.2.2	Objetivos específicos	13
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	14
2.1	ESCOAMENTO LAMINAR E TURBULENTO	14
2.1.1	Perda de pressão e fator de atrito em um escoamento interno.....	16
2.2	TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	19
2.2.1	Transferência de calor por condução.....	19
2.2.2	Transferência de calor por convecção.....	20
2.2.3	Relação de convecção em escoamentos laminares e turbulentos.....	20
2.3	SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	23
2.4	SISTEMAS DE ASPERSÃO DE MEIAS-CARCAÇAS BOVINAS	24
2.5	TROCADORES DE CALOR.....	24
2.5.1	Trocador de calor duplo tubo	25
2.5.2	Trocador de calor de casco e tubo	26
2.5.3	Trocador de calor de placas	28
2.5.4	Trocador de calor compacto	30
2.6	DIMENSIONAMENTO DA ÁREA DE TROCA TÉRMICA	31
2.6.1	Coefficiente global de transferência de calor	32
2.6.2	Método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (DTML)	34
2.6.3	Método da efetividade - NUT.....	35
3	METODOLOGIA	39
3.1	CENÁRIO DE ANÁLISE	39
3.2	DADOS DE ENTRADA	40
3.3	MÉTODO	41
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	44
4.1	MEMORIAL DE CÁCULOS.....	44
4.2	VARIAÇÃO DE VAZÃO VOLUMÉTRICA DO FLUIDO QUENTE	50

4.2.1	Cenários extremos e diferentes configurações para o trocador de calor	50
4.2.2	Análise do coeficiente global, área de troca térmica e efetividade	53
5	CONCLUSÃO	55
	REFERÊNCIAS	57

1 INTRODUÇÃO

A indústria frigorífica busca cada vez mais melhorar seu rendimento e a qualidade dos seus produtos, bem como estar sempre dentro das normas e respeitar o abate humanitário. No setor de bovinos, por exemplo, existem equipamentos para atordoamento e insensibilização do animal, outros para obterem o couro, evitando a danificação do matambre e cortes nobres. Depois do processo de remoção do couro, ainda existem equipamentos para transporte e separação da cabeça, das vísceras brancas e vísceras vermelhas. No processo seguinte, com a carcaça sem couro, sem cabeça e sem vísceras, outro equipamento tem a função de serrar ao meio e dividir a carcaça inteira em duas meias-carcaças, sobrando o quarto dianteiro, traseiro, a costela e outros cortes. No final do setor do abate, as meias-carcaças são armazenadas penduradas em trilhos nas câmaras frias, durante a maturação dentro dessas câmaras, existe um equipamento que asperge água reduzindo a perda de peso de cada meia carcaça.

De acordo com Allen (1987), a aspersão de água em meias-carcaças bovinas, é um processo que já acontecia nos Estados Unidos e Canadá. Conhecido como *spray chilling*, esse procedimento tem a finalidade de diminuir rapidamente a temperatura superficial de meias-carcaças, diminuindo o choque térmico e a evaporação. Isso impede o crescimento microbiano e melhora a qualidade, porém, o objetivo principal é a redução da perda de peso, e consequentemente o aumento do rendimento.

Segundo Prado (2005), dentro do sistema de aspersão existem tubos de PVC, com bicos aspersores posicionados de forma paralela aos trilhos das câmaras. Eles têm a função de aspergir água clorada (máximo 1 ppm de cloro), à 2 °C sobre as carcaças. A portaria (MAPA/SDA N°663) estabelece que os equipamentos de resfriamento de água devem ser capazes de assegurar que a água utilizada na aspersão esteja em temperatura máxima de 2 °C. Para o processo de aspersão de meias-carcaças funcionar corretamente, torna-se necessário um terceiro equipamento, que é um trocador de calor, que tem como objetivo entregar a água na temperatura determinada.

De acordo com Araújo (2002), os trocadores de calor são equipamentos que usam dois fluidos que realizam a troca térmica, e podem ser separados por uma parede metálica. Dentro desse equipamento acontece tanto o resfriamento quanto o aquecimento dos fluidos. Além disso, o fluido quente é o que irá diminuir sua temperatura, enquanto, o fluido frio é o que irá aumentar sua temperatura.

Conforme Moreira (2022), o foco do projeto térmico de trocadores de calor é definir a área de troca térmica, e de acordo com as vazões e temperaturas necessárias, estabelecer uma

configuração para transferir a capacidade térmica total de um fluido para outro. Segundo Kreith (2015), os dois fluidos que irão transferir calor entre eles, podem ser líquidos ou gasosos, também existe a possibilidade de ser mais que apenas dois fluidos. Além disso, menciona que os tipos de trocadores de calor mais utilizados são os com estrutura tubular, como os duplo tubo e casco e tubo, ou o trocador compacto e de placas, que são placas empilhadas.

A indústria alimentícia é um ramo que está sempre evoluindo, frigoríficos e abatedouros estão frequentemente em ampliação, expandindo sua capacidade de processar e estocar carcaças de animais. O sistema de aspersão é um equipamento que está cada vez mais sendo bem recebido por essas indústrias, e junto com ele a necessidade de um trocador de calor. Este trabalho tem por objetivo determinar a área de troca térmica entre o fluido água e o fluido R-134a.

1.1 JUSTIFICATIVA

Trocador de calor é um equipamento utilizado em larga escala por diversos tipos de indústrias, como, o setor químico, minerador, farmacêutico, petroquímico, alimentício, energético e siderúrgico. Porém, com tantas aplicações e variedades de modelos, nem sempre a melhor escolha é feita, muitas vezes o equipamento faz o que foi designado a fazer, mas a seleção errada da sua configuração pode ser modesta ou exagerada. Na indústria frigorífica, o trocador de calor é primordial, principalmente para sistemas que necessitam uma troca de temperatura do fluido rapidamente, como é o caso da aspersão de meias-carcaças bovinas.

A escolha desse tema é muito importante, pelo fato de ser um equipamento grande, complexo e caro. Assim, a decisão do perfil em função da aplicação é de grande responsabilidade técnica. Além disso, definiu-se para esse trabalho um trocador de calor duplo tubo, pois se trata de um modelo com uma estrutura simples, bastante utilizado e popular no mercado. Também, para analisar como esse equipamento se comporta para essa aplicação.

Selecionou-se o refrigerante R-134a, pois é utilizado em sistemas de refrigeração de médias e altas temperaturas, não é inflamável e explosivo, não degrada a camada de ozônio e é usado em sistemas veiculares e linha de refrigeração doméstica.

1.2 OBJETIVOS

A seguir serão abordados o objetivo geral e específico do trabalho.

1.2.1 Objetivo geral

Dimensionar um trocador de calor duplo tubo em escoamento contracorrente, com o objetivo de resfriar 16 m³/h de água de 25 °C para 1 °C, utilizando o fluido refrigerante R-134a.

1.2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- a. Simular cenários reais como dados de entrada retirados de frigoríficos em funcionamento para a aplicação do trocador de calor estudado;
- b. Descobrir a vazão mássica do fluido refrigerante R-134a para determinar a área de troca térmica;
- c. Estabelecer a área de troca térmica entre os fluidos para selecionar uma configuração para o trocador de calor;
- d. Determinar a efetividade do trocador de calor;
- e. Determinar uma configuração do trocador de calor para atender a necessidade solicitada;
- f. Variar as vazões volumétricas com o objetivo de analisar e comparar resultados e configurações do trocador de calor;

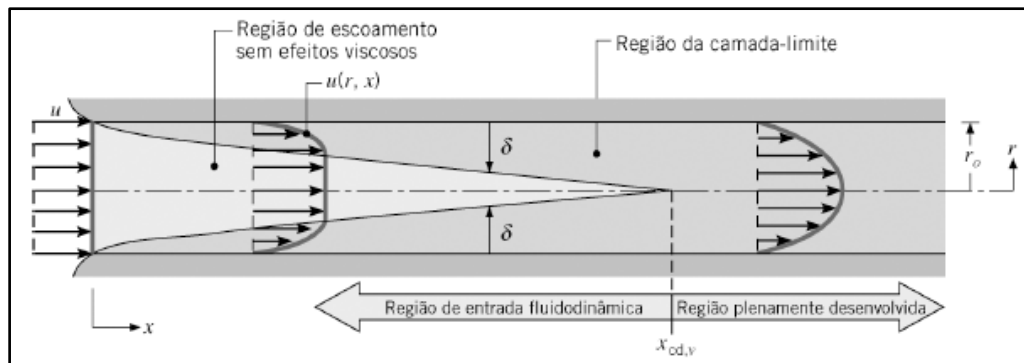
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse tópico é apresentada toda fundamentação teórica básica para o entendimento do trabalho.

2.1 ESCOAMENTO LAMINAR E TURBULENTO

De acordo com Incropera (2019), se considerar um escoamento laminar no interior de um tubo circular, quando o fluido entra em contato com a superfície, a viscosidade se torna importante, e à medida que o comprimento aumenta uma camada limite se desenvolve. Conforme a região de escoamento não viscoso é encolhida, o desenvolvimento da camada limite aumenta, e termina quando acontece a fusão no eixo central do tubo. Nesse momento o escoamento está plenamente desenvolvido. Comprimento de entrada fluidodinâmica é o nome da distância entre a entrada do tubo e o escoamento plenamente desenvolvido. Conforme Figura 1, para um escoamento laminar em um tubo circular, é parabólico o perfil de velocidades na região onde o escoamento está plenamente desenvolvido. No caso do escoamento turbulento, em função da mistura turbulenta na direção radial, o perfil de velocidades é mais achatado.

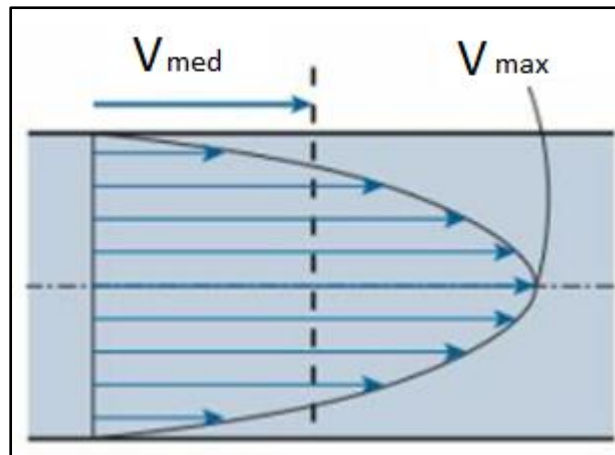
Figura 1 - Desenvolvimento de camada-limite fluidodinâmica laminar em um tubo circular.



Fonte: Incropera (2019)

Segundo Çengel e Ghajar (2009), a velocidade do fluido parte de zero na superfície, até o máximo no centro do tubo, portanto, é adequado trabalhar com uma velocidade média V_{med} , que se mantém constante para escoamento incompressível quando a área transversal do tubo é constante, como mostra na Figura 2.

Figura 2 - Velocidade média através de uma seção transversal de um tubo circular.



Fonte: Çengel e Ghajar (2009)

Na Equação 1, está apresentado o princípio da conservação da massa, para um escoamento em regime permanente.

$$\dot{m} = \rho V_{med} A_c \quad (1)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica [kg/s], ρ é a massa específica [kg/m³], V_{med} é a velocidade média do escoamento [m/s] e A_c é a área da seção transversal [m²].

A vazão volumétrica, \dot{V} , é obtida pela razão entre a vazão mássica e a massa específica do fluido, ρ , conforme indicado na Equação 2.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2)$$

Uma forma de classificar o escoamento é através do número de Reynolds. Considerando um escoamento ocorrendo em uma seção circular, O número de Reynolds pode ser calculado utilizando a Equação 3.

$$Re = \frac{V_{med} D_h}{\nu} = \frac{\rho V_{med} D_h}{\mu} = \frac{\rho D_h}{\mu} \left(\frac{\dot{m}}{\rho \pi \frac{D_h^2}{4}} \right) = \frac{4 \dot{m}}{\mu \pi D_h} \quad (3)$$

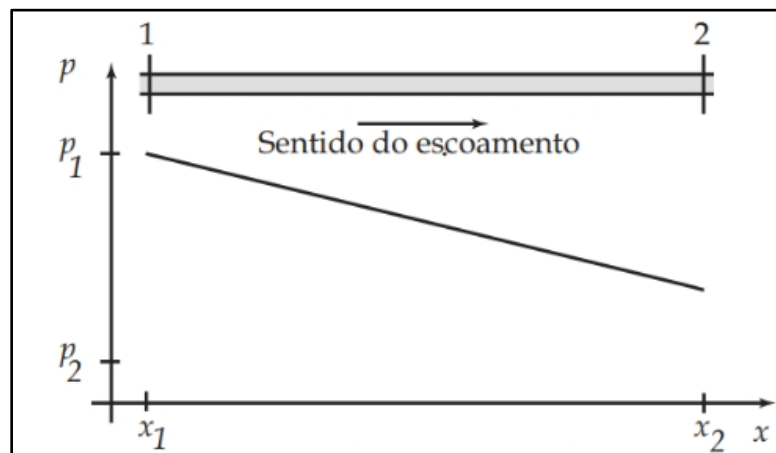
onde V_{med} é a velocidade média do escoamento [m/s], D_h é o diâmetro hidráulico [m], ν é a viscosidade cinemática do fluido [m^2/s] e μ é a viscosidade dinâmica do fluido [$N.s/m^2$].

Coelho (2016) ressalta que o escoamento de um fluido no interior de um tubo, transita de laminar para turbulento à medida que a velocidade média do escoamento aumenta. Além da velocidade média do escoamento influenciar nessa transição, também, as características do fluido e do tubo influenciam. Em linhas gerais, o número de Reynolds para escoamento laminar é abaixo de 2100, enquanto, para o escoamento turbulento é acima de 4000 Reynolds.

2.1.1 Perda de pressão e fator de atrito em um escoamento interno

Coelho (2016) descreve a redução de pressão do fluido ao longo do tubo, como algo gradativo, conforme mostrado na Figura 3. Isso ocorre devido ao atrito entre a superfície interna do duto e a massa fluida.

Figura 3 - Redução de pressão vs. deslocamento de um tubo horizontal.



Fonte: Coelho (2016)

De acordo com Incropera (2019), para obter a queda de pressão, é apropriado trabalhar com o fator de atrito de Moody (ou de Darcy), uma propriedade adimensional, o fator de atrito laminar plenamente desenvolvido pode ser determinada pela Equação 4.

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (4)$$

onde f é o fator de atrito laminar e Re parâmetro adimensional do número de Reynolds.

Segundo Incropera (2019), se tratando de escoamento turbulento plenamente desenvolvido, numa condição em que o tubo liso cobre uma ampla faixa de número de Reynolds, a correlação de Petukhov foi criada, como mostra a Equação 5.

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (5)$$

Para Coelho (2016), em escoamentos turbulentos, o fator de atrito também depende da rugosidade da superfície interna do tubo. Se o tubo for considerado liso, pode-se descrever o fator de atrito pela Equação 6.

$$f = \frac{0,316}{Re^{1/4}} \quad (6)$$

Na Equação 7, é dada a diferença da perda de pressão da seção anelar do trocador de calor duplo tubo e do tubo interno.

$$\Delta p = f = \frac{\rho V_{med}^2}{2D_h} L \quad (7)$$

onde Δp é o diferencial da perda de pressão [N/m²], f é o fator de atrito, ρ é a massa específica [kg/m³], V_{med} é a velocidade média [m/s], D_h é o diâmetro hidráulico do tubo [m], L é o comprimento do tubo [m].

O diâmetro para o espaço anelar é dado pela Equação 8, e a Equação 9 expressa o diâmetro hidráulico, D_h , para o tubo interno, que é o próprio diâmetro do tubo.

$$D_h = D_e - D_i \quad (8)$$

$$D_h = D_i \quad (9)$$

onde D_i e D_e são diâmetros interno e externo dos tubos.

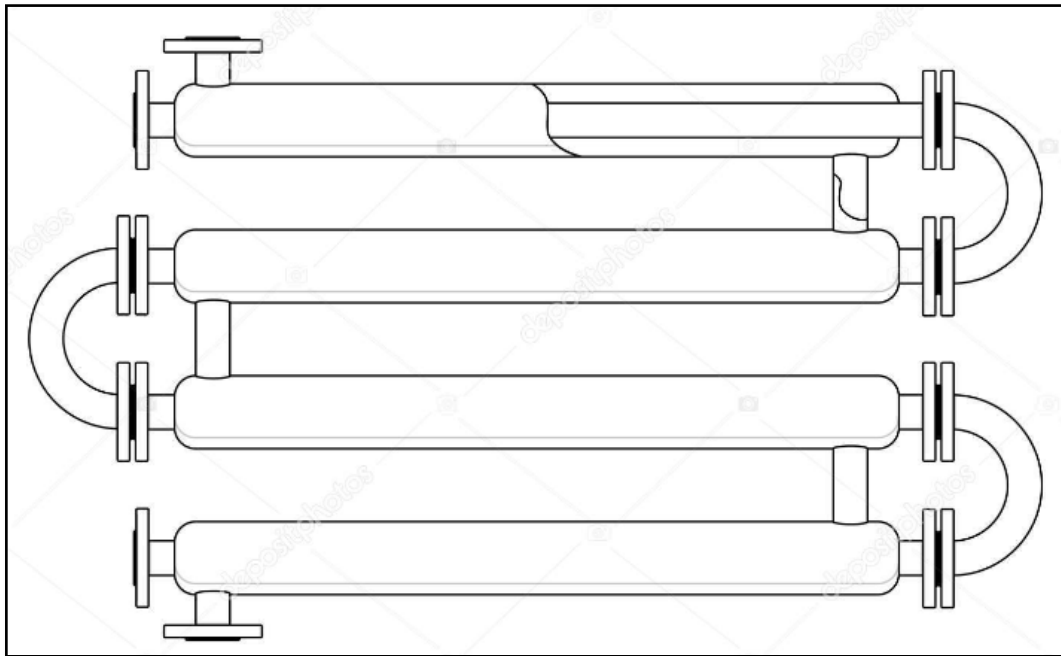
De acordo com Kern (1980), quando diversos trocadores de calor duplo tubo, conforme demonstrado na Figura 4, ligados em série, anel com anel e tubo com tubo, o comprimento (L) da Equação 7 não incluirá a queda de pressão encontrada quando o fluido entra ou deixa os trocadores. Para os tubos internos dos trocadores de calor duplo tubo ligados em série, a perda na entrada é normalmente desprezível, porém para partes anelares ela pode ser significativa.

Adotando uma perda de pressão de uma carga cinética, por grampo será normalmente suficiente, sendo expressa pela Equação 10.

$$\Delta p_g = \frac{V_{med}^2}{2g} = \frac{V_{med}^2}{2} \rho \quad (10)$$

onde Δp_g é a diferença de pressão por grampo [N/m²], g é a aceleração da gravidade [m/s²], V_{med} é a velocidade média [m/s], ρ é a massa específica [kg/m³].

Figura 4 - Trocadores de calor duplo tubo em série.



Fonte: Depositphotos, 2024.

O número de grampos é expresso pela Equação 11.

$$N_g = \frac{N_t}{2} \quad (11)$$

onde N_t é a quantidade de tubos [-].

A Equação 12 expressa a perda de carga total na região anelar do trocador duplo tubo.

$$\Delta p_{\text{total anelar}} = \Delta p + (\Delta p_g \cdot N_g) \quad (12)$$

Segundo Welt, et al. (2017), perdas de carga podem ocorrer por causa de qualquer acessório que envolva uma mudança na direção do escoamento ou no tamanho da passagem, como válvulas, joelhos etc. A Equação 13 expressa essa perda de carga, em que K é um coeficiente dependente do acessório.

$$h_L = \frac{\Delta p}{\rho g} = K \frac{V_{med}^2}{2g} \quad (13)$$

onde h_L é a perda de carga do acessório [N/m²], K é a constante de atrito [-], V_{med} é a velocidade média [m/s] e g é a aceleração da gravidade [m/s²].

Outra forma de determinar a perda de carga em acessórios é incluir um comprimento equivalente, onde L_{eq} que é o comprimento do tubo que gera uma perda de carga equivalente a um acessório particular, logo, a perda de carga total para um sistema de tubulações pode ser obtida incluindo os comprimentos equivalentes para os acessórios e o comprimento do tubo, de modo a determinar o comprimento efetivo total do tubo pela Equação 14.

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = h_L = f \frac{L_{eq} V_{med}^2}{2D_h g} \quad (14)$$

2.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Çengel e Ghajar (2009), apresentam a transferência de calor com os três mecanismos básicos, condução, convecção e radiação. Condução é a transferência de energia, proveniente da relação de partículas de maior energia de uma substância com partículas próximas de menor energia. Convecção é transferência de calor entre uma superfície sólida e um fluido que está em movimento. Radiação é a energia fornecida pela matéria em forma de ondas eletromagnéticas.

2.2.1 Transferência de calor por condução

Segundo Kreith et al. (2015), o calor flui internamente através de um sólido pelo processo de condução, o calor é transferido por colisões elásticas e não elásticas entre átomos, isso faz com que a energia seja propagada das regiões de maior para as regiões de menor

temperatura. A taxa de propagação de calor pode ser descrita pela Lei de Fourier, onde será determinado a condutividade térmica, para isso é dado a Equação 15.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (15)$$

onde \dot{Q}_{cond} é o fluxo de calor [W], k é a condutividade térmica do material [W/m.K], A é a área da secção transversal [m²], dT é a variação de temperatura [K], e dx é a espessura da parede [m].

2.2.2 Transferência de calor por convecção

Çengel e Ghajar (2009), descrevem a convecção como um processo que depende muito das propriedades do fluido, como viscosidade dinâmica, μ , condutividade térmica k , massa específica ρ , calor específico cp , e da velocidade do fluido u . Outro fator importante que também influencia, é a geometria e a rugosidade da superfície sólida, além do tipo de escoamento do fluido (laminar ou turbulento). Na Equação 16 é dada a lei de Newton do resfriamento, onde expressa que a taxa de transferência de calor por convecção é proporcional à diferença de temperatura.

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (16)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m².K], A_s é a área da superfície de transferência de calor [m²], T_s é a temperatura da superfície [°C], T_∞ é a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície [°C].

2.2.3 Relação de convecção em escoamentos laminares e turbulentos

De acordo com Coelho (2016), escoamentos laminares e turbulentos são diferentes, logo, o coeficiente convectivo que dependem da natureza desses escoamentos, também são diferentes. Para determinar os coeficientes convectivos, é necessária uma grande quantidade de variáveis, portanto, é preciso utilizar variáveis adimensionais, no caso de escoamento interno de tubos, são o número de Nusselt, Reynolds e Prandtl.

A Equação 17 é dada para o fluxo térmico constante ao longo da parede. As propriedades do fluido deverão ser avaliadas na média das temperaturas entre a saída e a entrada do percurso do tubo.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 3,657 \quad (17)$$

Incropera (2019), comenta que quando o fluido passa no espaço formado pelos tubos concêntricos, a transferência de calor por convecção pode ocorrer tanto na superfície do tubo externo quanto na superfície do tubo interno. Segundo Çengel e Ghajar (2009), quando se trata de escoamento anular, pode-se ter dois números de Nusselt, um para a superfície interna e outro para a superfície externa do tubo. Os coeficientes de convecção nas superfícies podem ser determinados pela Equação 18 e 19, a partir do momento em que os números de Nusselt são conhecidos.

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k_i} \quad (18)$$

$$Nu_e = \frac{h_e D_h}{k_e} \quad (19)$$

onde Nu_i e Nu_e são os números de Nusselt interno e externo [-], h_i e h_e são os coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo [$W/m^2.K$], k_i e k_e são a condutividade térmica dos fluidos interno e externo [$W/m.K$] e D_h é o diâmetro hidráulico do tubo [m].

Conforme Incropera (2019), quando o escoamento laminar é plenamente desenvolvido com uma superfície termicamente isolada e a outra a uma temperatura constante, pode-se obter Nu_i e Nu_e pela razão dos diâmetros dos tubos. Como mostrado na Tabela 1.

Tabela 1 - Números de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido com uma superfície termicamente isolada e a outra a uma temperatura constante.

D_i/D_e	Nu_i	Nu_e
0	-	3,66
0,05	17,46	4,06
0,10	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,50	5,74	4,43
≈ 1	4,86	4,86

Fonte: Incropera (2019)

Coelho (2016), afirma que se tratando de escoamento turbulento plenamente desenvolvido em dutos lisos, existe uma gama grande de literatura para avaliar o número de Nusselt tanto do ponto de vista dinâmico quanto do térmico em dutos. Porém, a mais conhecida é a de Dittus-Boelter determinada pela Equação 20.

$$Nu = 0,23Re^{0,8} Pr^n \quad (20)$$

onde Pr é o número de Prandtl [-].

O valor do expoente n se torna igual a 0,4 quando o fluido é aquecido, e se torna igual a 0,3 quando o fluido é resfriado. A Equação 21 determina o número de Prandtl.

$$Pr = \frac{\text{difusidade molecular de quantidade de movimento}}{\text{difusidade molecular térmica}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu Cp}{k} \quad (21)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica [N.s/m²], Cp é o calor específico a pressão constante [J/kg.K] e k é a condutividade térmica do fluido [W/m.K].

Incropera (2019), ressalta que a utilização da equação de Dittus-Boelter pode resultar em erros de até 25%. Porém, esses erros podem ser diminuídos a menos de 10% com o uso de correlações mais atuais. A Equação 22 de Gnielinski determina uma ampla faixa de números de Reynolds, válida para tubos lisos, incluindo a região de transição.

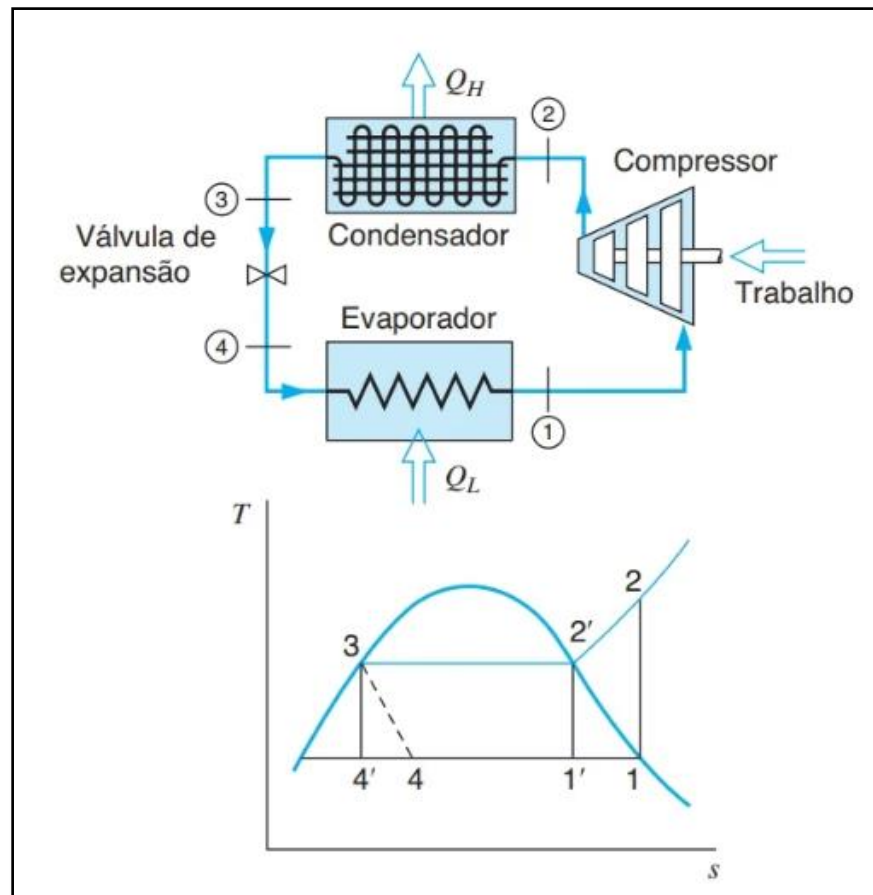
$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (22)$$

2.3 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

De acordo com Borgnakke e Sonntag (2018), o ciclo ideal (carnot) de refrigeração por compressão de vapor, necessita de compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador.

Como mostra a Figura 5, o ciclo consiste em 4 processos, 2 processos isotérmicos e 2 processos isoentrópicos. O compressor recebe vapor saturado a baixa pressão e temperatura (1), e após o processo de compressão adiabática reversível (1-2), passa pelo condensador, onde o calor é rejeitado a pressão constante (2-3). Nesse ponto, a válvula de expansão recebe o líquido saturado (3), onde ocorre o estrangulamento isoentálpico (3-4), o evaporador recebe o líquido saturado a baixa pressão (4), onde é vaporizado a pressão constante (4-1), finalizando o ciclo.

Figura 5 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor



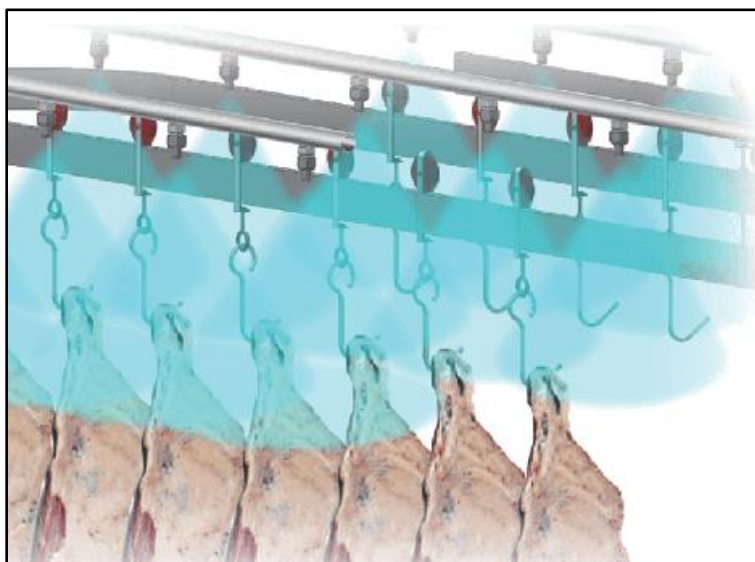
Fonte: Borgnakke e Sonntag (2018)

2.4 SISTEMAS DE ASPERSÃO DE MEIAS-CARCAÇAS BOVINAS

Conforme mencionado anteriormente, o sistema de aspersão de carcaças bovinas é composto por um sistema de tubos de PVC, dispostos paralelamente aos trilhos das câmaras de resfriamento, dotados de bicos aspersores. Na Figura 6 é possível observar seu funcionamento.

Allen et al. (1987) comparam o método de resfriamento com sistema de aspersão de carcaça com o método de resfriamento convencional de 0 °C durante 24 horas, e constataram que a perda de peso das carcaças no resfriamento com aspersão foi 4,5 vezes menor que no resfriamento convencional. Para o método convencional a média foi de 1,46% de perda de massa, já para o método com sistema de aspersão foi de 0,32%.

Figura 6 - Aspersão de água em meias-carcaças bovinas.



Fonte: Blogspray, 2021.

2.5 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas. Nos trocadores de calor de contato indireto a transferência de calor é feita por condução entre a parede que separa os dois fluidos, e convecção entre os fluidos, além disso, é interessante usar o coeficiente global de transferência de calor (U), que determina todos esses efeitos sobre a transferência de calor (ÇENGEL E GHAJAR, 2009).

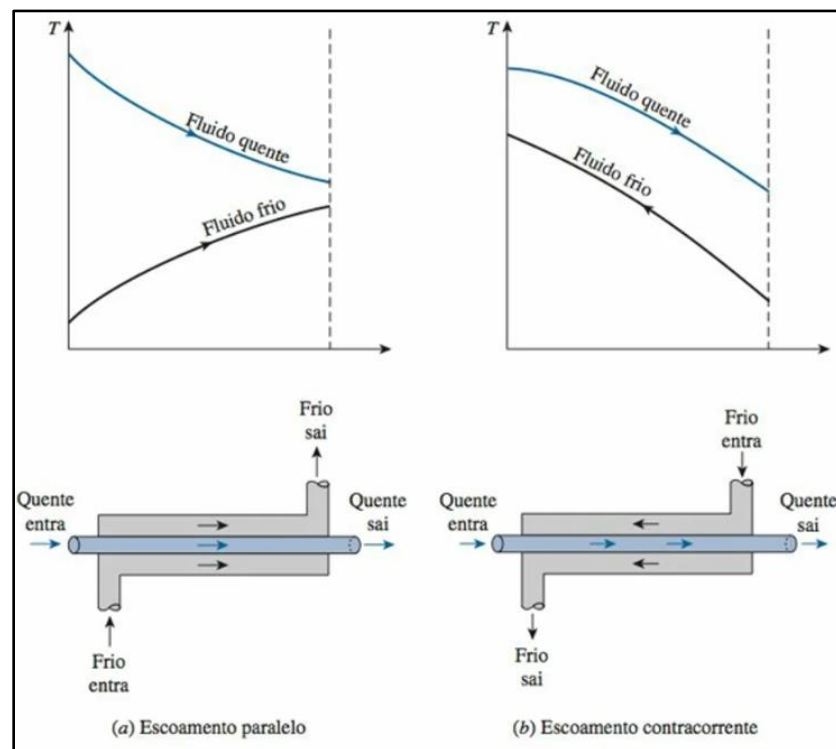
A tentativa de igualar os dispositivos de transferência de calor aos requisitos de transferência do calor dentro das restrições especificadas resultou em inúmeros tipos de projetos inovadores de trocadores de calor (ÇENGEL E GHAJAR, 2009). Araújo (2002) cita os principais tipos de trocadores de calor, em termo de geometrias são: duplo tubo, casco e tubo, placas e trocadores compactos.

2.5.1 Trocador de calor duplo tubo

Moreira e Aguilar (2022), citam o trocador de calor duplo tubo como sendo um dos tipos mais elementares, pois esse modelo é baseado em um tubo de menor diâmetro inserido no interior de outro de maior diâmetro. Como mostrado na Figura 7, no tubo interno segue um dos fluidos de troca térmica, enquanto no espaço anular entre o tubo interno e o externo, escoo o outro fluido. Esse modelo de trocador ainda tem a flexibilidade de os dois fluidos seguirem na mesma direção (a), ou em direções opostas (b), os termos para esses comportamentos são escoamento paralelo e escoamento contracorrente, respectivamente.

Segundo Araújo (2002) para o escoamento paralelo é impossível o fluido frio sair com temperatura maior do que a saída do fluido quente. Porém, para o escoamento contracorrente, a quantidade de calor transferida é maior, logo, é possível a temperatura de saída do fluido frio ser maior que a saída do fluido quente. Isso acontece, pois no escoamento contracorrente, a diferença de temperatura entre os fluidos é mais homogênea ao longo do trocador. Consequentemente como a transferência de calor é mais eficiente no escoamento contracorrente, é possível que a saída do fluido quente seja a uma temperatura menor se comparado ao escoamento paralelo.

Figura 7 - Diferentes regimes de escoamento e perfis de temperatura associados em trocador de calor de tubo duplo.

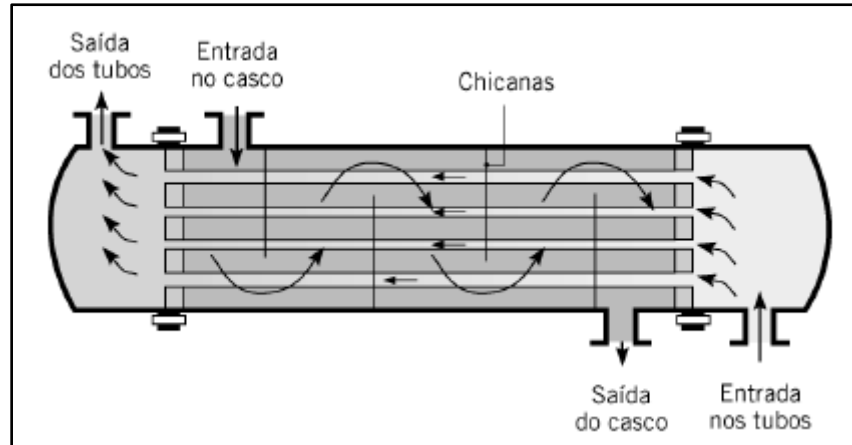


Fonte: Çengel e Ghajar (2009)

2.5.2 Trocador de calor de casco e tubo

Incropera (2019) afirma que outro trocador de calor comum é o de casco e tubos. Sua configuração pode ser identificada pelo número de passes no casco e nos tubos. Conforme Figura 8, sua configuração mais simples é um único passe nos tubos e no casco. Normalmente são instalados defletores, ou chicanas, fazendo com que o fluido no lado do casco aumente o coeficiente convectivo, isso acontece, pois, as chicanas estimulam a turbulência e o componente de velocidade na direção do escoamento cruzado.

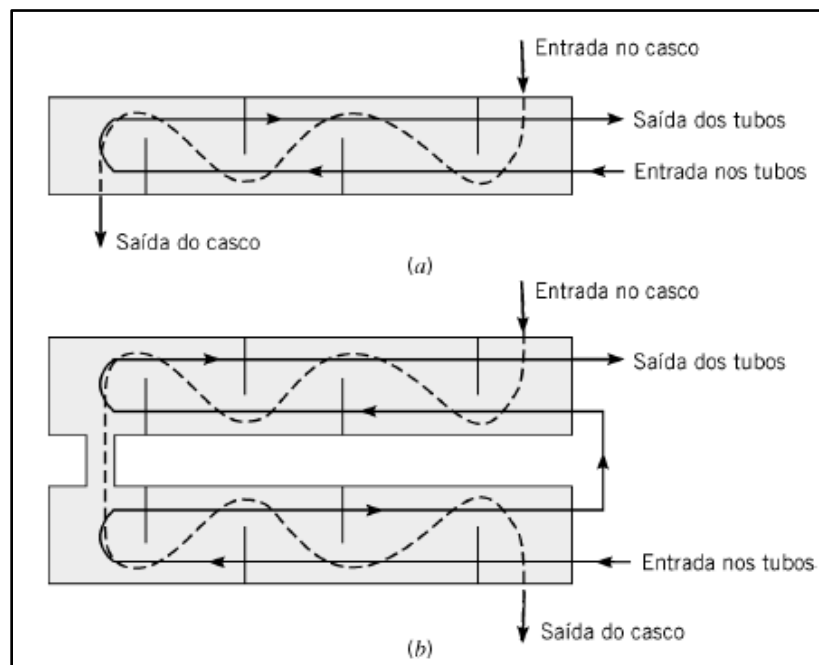
Figura 8 - Trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e um passe nos tubos.



Fonte: Incropera (2019)

Existem outras configurações para o trocador de calor de casco e tubo, por exemplo, na Figura 9 é possível ver o modelo de um passe no casco e dois passes nos tubos (a), e com dois passes no casco e quatro passes nos tubos (b).

Figura 9 - Trocadores de calor casco e tubos. (a) Um passe no casco e dois passes nos tubos. (b) Dois passes no casco e quatro passes nos tubos.



Fonte: Incropera (2019)

Kreith et al. (2015) mencionam que graças aos defletores, o fluido do lado do casco é forçado a escoar sobre os tubos e não ao longo deles, logo, esse fluxo transversal tem um maior coeficiente de transferência de calor do que no fluxo paralelo aos tubos.

2.5.3 Trocador de calor de placas

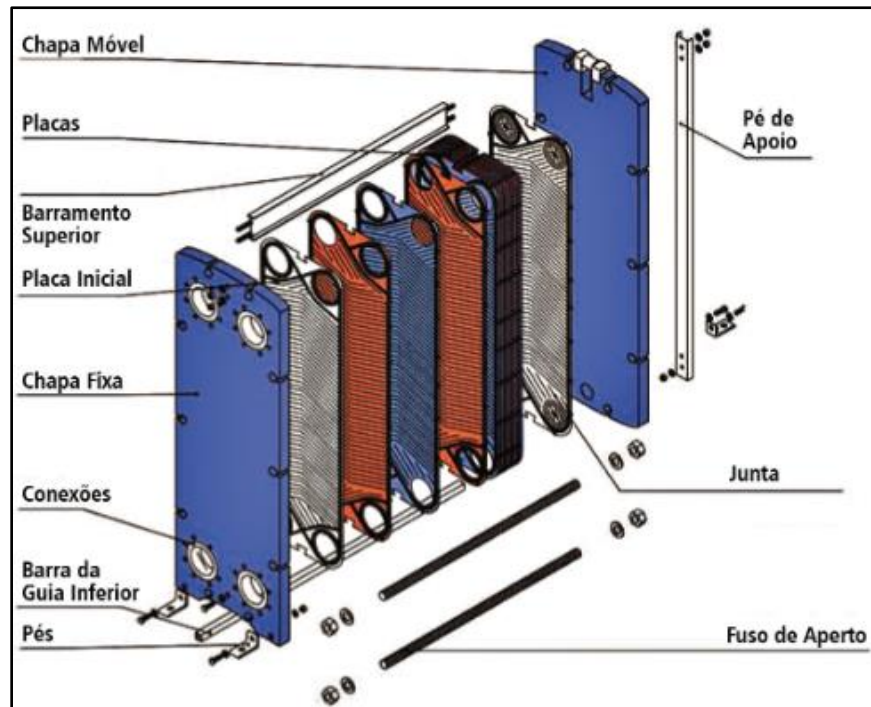
Segundo Coelho (2016) comparado com os trocadores de calor de casco e tubos, os trocadores de placas são menos utilizados, porém são de extrema eficiência e conforme a seleção se tornam de fácil manutenção. Além disso, dependendo da aplicação, a forma de fixação das placas pode mudar. Por exemplo, existem os trocadores gaxetados, brazados, soldados ou parcialmente soldados. Porém, o tipo gaxetado não é indicado para trabalhar com fluidos tóxicos, pois, se as gaxetas estiverem sem pressão são suscetíveis a vazamentos. Já aplicações onde não necessita limpeza mecânica, é possível trocadores totalmente soldados.

Trocadores de calor do tipo placas consistem em um suporte onde placas independentes de metal, sustentadas por barras, são presas por compressão, entre uma extremidade móvel e outra fixa. Entre placas adjacentes formam-se canais por onde os fluidos escoam (ARAÚJO 2002). Como mostram as Figuras 10 e 11, a forma estrutural e a montagem do equipamento são simples e de fácil manutenção.

Araújo (2002) descreve as placas com superfícies corrugadas, trazendo resistência a placa e causando maior turbulência aos fluidos, além disso são feitas por prensagem e mesmo que a vedação se rompa, é improvável a mistura entre os fluidos, pois há sempre duas vedações separando-os.

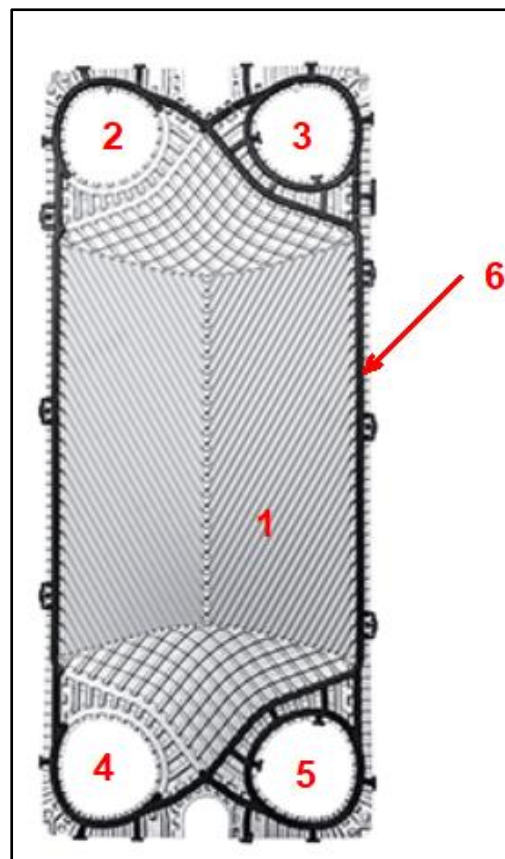
Araújo (2002) descreve que as placas com superfícies corrugadas, trazendo resistência a placa e causam maior turbulência aos fluidos, além disso são feitas por prensagem e mesmo que a vedação se rompa, é improvável a mistura entre os fluidos, pois há sempre duas vedações separando-os. Como pode ser visto na Figura 11, com corrugações (1), bocais para os fluidos (2, 3, 4 e 5), e juntas de vedação (6). Além do mais, caso haja vazamento no bocal, as bolsas em volta do bocal possuem respiros para a atmosfera, o líquido sai do trocador, porém a vedação impede a mistura com o outro fluido.

Figura 10 - Vista explodida de um trocador de placas.



Fonte: Bermo, 2024.

Figura 11 – Placa de troca

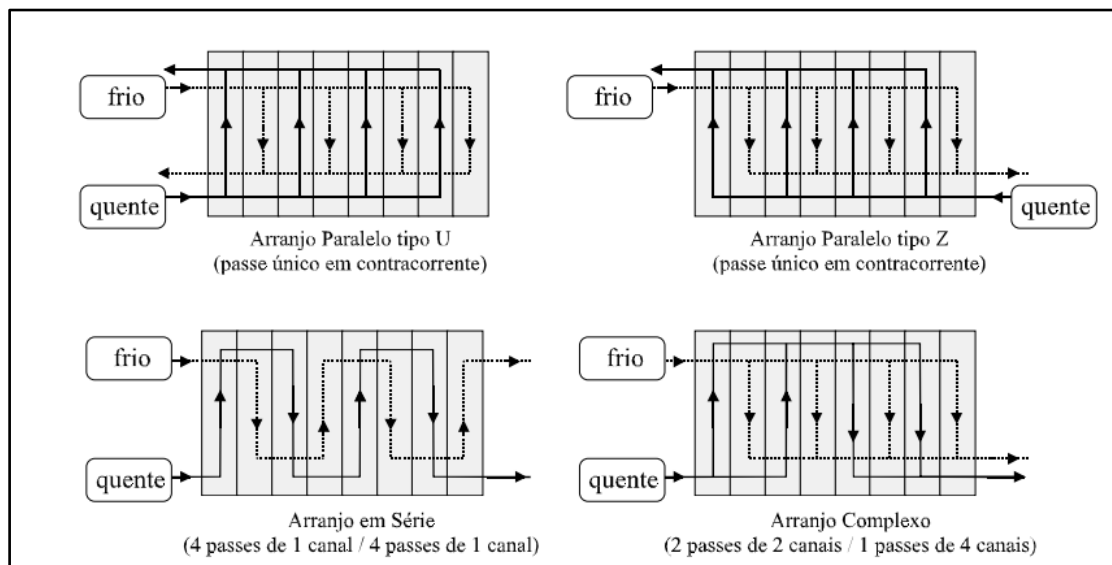


Fonte: Alfalaval, 2024.

Araújo (2002) ressalva as principais vantagens do trocador de placas, como, facilidade de acesso à superfície de troca, facilidade de limpeza e substituição de placas, flexibilidade na área de troca adicionando ou removendo placas, grandes áreas de troca ocupando pouco espaço físico, baixo custo inicial e poucas paradas para limpeza, pois, em razão da alta turbulência reduz a incrustação.

Segundo Gut (2003) no trocador de placas, existem também vários tipos de operação e configurações de escoamento, o termo “passe” é quando o fluido escoar em um único sentido em um conjunto de canais no qual o fluxo principal é distribuído, se ocorre uma mudança de sentido, muda-se o passe. Como é mostrado na Figura 12, dois arranjos de passes bastante utilizados, o arranjo em paralelo, onde o fluxo faz um passe único, e o arranjo em série onde a corrente segue sequencialmente em cada um dos canais.

Figura 12 - Quatro configurações possíveis para um trocador de placas com oito canais.



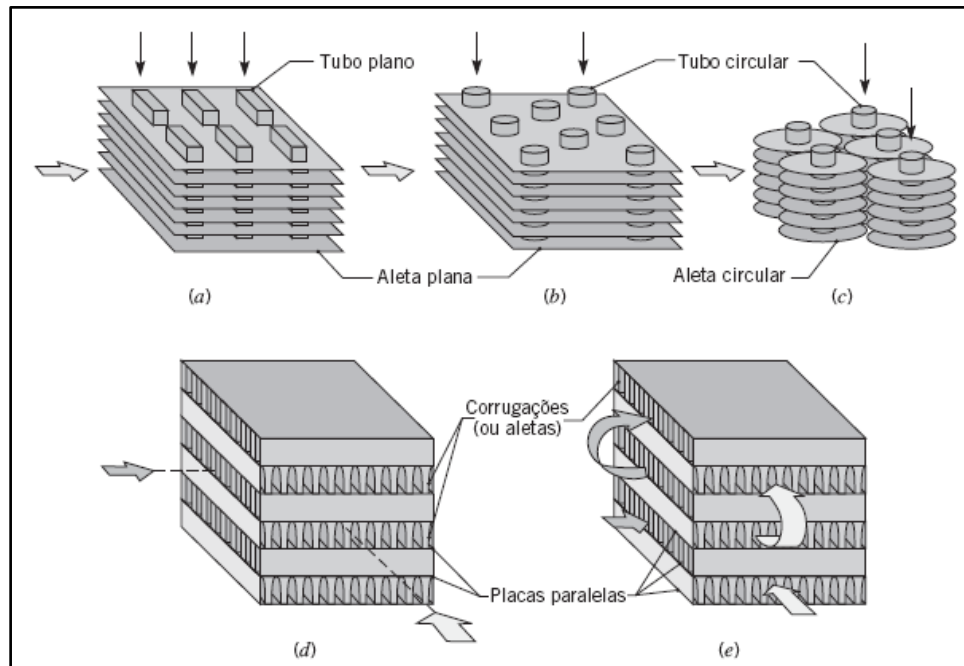
Fonte: Gut (2003)

2.5.4 Trocador de calor compacto

Segundo Incropera (2019) os trocadores de calor compactos são uma classe especial pois são utilizados para atingir superfícies de transferências de calor muito grandes. Esses dispositivos possuem tubos aletados ou placas com densas matrizes, e geralmente são usados quando no mínimo um dos fluidos é um gás, caracterizado por um pequeno coeficiente de convecção. Conforme a Figura 13, os tubos podem ser circulares ou planos, as aletas também

podem ser circulares ou planas. Além do mais, os trocadores que usam placas paralelas, podem ser corrugados ou aletados, e podem operar com um único passe ou com múltiplos passes.

Figura 13 - Núcleos de trocadores de calor compactos.



Fonte: Incropera (2019)

2.6 DIMENSIONAMENTO DA ÁREA DE TROCA TÉRMICA

Para Çengel e Ghajar (2009), é comum o engenheiro se deparar com o cenário em que muitas vezes deve selecionar o trocador de calor que permita alcançar a mudança na temperatura especificada com o escoamento de vazão mássica conhecida, ou em determinado trocador de calor prever as temperaturas de saída dos escoamentos dos fluidos quente e frio.

Incropera (2019), descreve que para projetar ou prever o desempenho de um trocador de calor, é primordial relacionar a taxa total de transferência de calor a temperaturas de entrada e saída dos fluidos, ao coeficiente global de transferência de calor e a área superficial total disponível para transferência de calor.

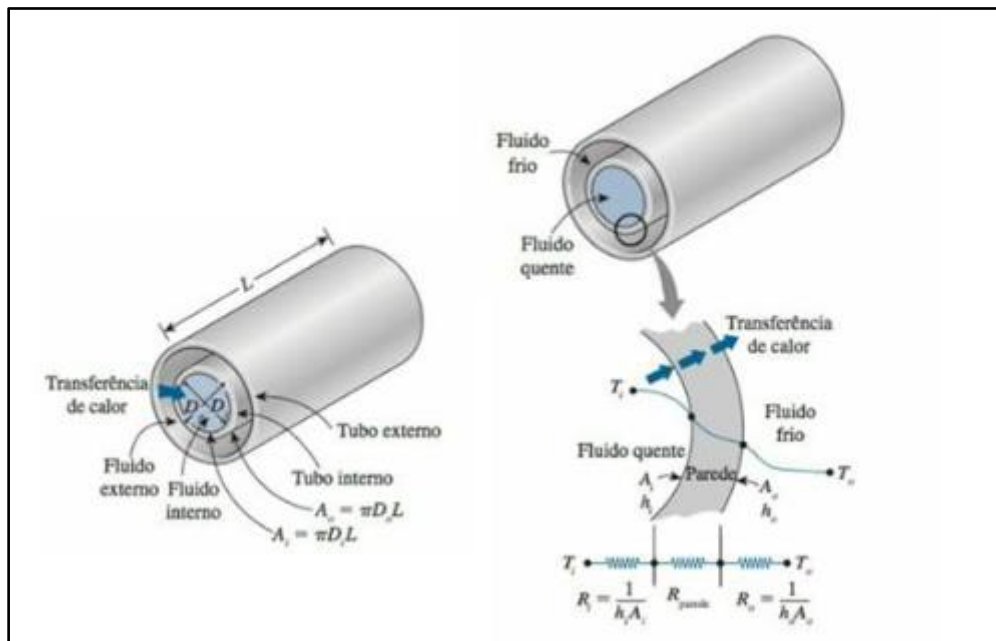
2.6.1 Coeficiente global de transferência de calor

Conforme Çengel e Ghajar (2009), para obter o coeficiente global de transferência de calor é conveniente combinar todas as resistências térmicas a partir do fluxo de calor do fluido quente para o frio em uma única resistência R , sendo uma de condução e duas de convecção, tem-se a Equação 23.

$$R = R_{total} = R_i + R_{parede} + R_e = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (23)$$

onde A_i e A_e são áreas das superfícies da parede de separação molhadas pelos fluidos interno e externo, k é a condutividade térmica do material da parede, L é o comprimento do tubo, h_i e h_e são os coeficientes convectivos interno e externo dos fluidos. A Figura 14 ilustra a rede de resistência térmica onde envolve uma resistência de condução e duas de convecção.

Figura 14 - Superfícies de transferência de calor associadas a uma rede de resistência térmica.



Fonte: Çengel e Ghajar (2009)

A Equação 24 expressa o coeficiente global de transferência de calor entre os fluidos para superfícies limpas e sem aletas. Para obter essa equação foi necessário fazer o uso da Equação 19 e correlações com taxa de transferência de calor.

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{parede} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (24)$$

onde A_s é a área da superfície [m^2] e U é o coeficiente global de transferência de calor [$W/m^2.K$].

Podemos simplificar a Equação 24, para a Equação 25, isso acontece porque quando as superfícies interna e externa do tubo interno são quase idênticas e a espessura da parede é fina, a resistência térmica da parede é desprezível.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (25)$$

Para Incropera (2019), 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. As consequências disso podem afetar o desempenho do trocador de calor, pois aumenta significativamente a resistência a transferência de calor entre os fluidos. A camada de depósito é conhecida por *fator de deposição*, R_d . A Equação 23 é expressa na forma da Equação 26, para os trocadores de calor tubulares não aletados. Os valores dos fatores de incrustação podem ser representados pela Tabela 2.

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (26)$$

Tabela 2 - Fatores de incrustação representativos (resistência térmica devida à incrustação para unidade de superfície).

Fluido	R_d ($m^2 \cdot K/W$)
Água do mar e água tratada para alimentação de caldeira (abaixo de 50°C)	0,0001
Água do mar e água tratada para alimentação de caldeira (acima de 50°C)	0,0002
Água de rio (abaixo de 50°C)	0,0002-0,001
Óleo combustível	0,0009
Líquidos de refrigeração	0,0002
Vapor d'água (sem araste de óleo)	0,0001

Fonte: Incropera (2019)

2.6.2 Método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (DTML)

Segundo Coelho (2016), sabendo as condições nas quais o trocador de calor irá operar, pode-se obter a taxa de transferência de calor, aplicando a primeira lei da termodinâmica para volume de controle. Para isso assume-se como desprezível a transferência de calor entre o trocador e o meio ambiente e as variações de energia cinética e potencial dos escoamentos. A Equação 27 determina as taxas de transferência de calor entre o fluido quente e frio.

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_q \quad (27)$$

onde f e q são o fluido frio e quente e \dot{Q} é a taxa de transferência de calor [W].

Na condição dos fluidos não apresentarem mudança de fase, e os calores específicos sendo considerados constantes, aplicando a primeira lei da termodinâmica considerando regime permanente, em termos de entalpias e temperaturas médias, a taxa de transferência de calor pode ser expressa pela Equação 28 e 29. Essas expressões podem ser utilizadas em qualquer tipo de trocador de calor.

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q(h_{q,ent} - h_{q,sai}) = \dot{m}_q C_{p,q}(T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_f(h_{f,sai} - h_{f,ent}) = \dot{m}_f C_{p,f}(T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (29)$$

onde, \dot{m}_q é a vazão mássica do fluido quente, $h_{q,ent}$ e $h_{q,sai}$ são a entalpia de entrada e saída fluido quente, $C_{p,q}$ é o calor específico a pressão constante do fluido quente, $T_{q,ent}$ e $T_{q,sai}$ são a temperatura de entrada e saída do fluido quente, \dot{m}_f é a vazão mássica do fluido frio, $h_{f,sai}$ e $h_{f,ent}$ são a entalpia de saída e de entrada do fluido frio, $C_{p,f}$ é o calor específico a pressão constante do fluido frio, $T_{f,ent}$ e $T_{f,sai}$ é a temperatura de entrada e saída do fluido frio.

Araújo (2002), apresenta pela Equação 30 o balanço de energia, que serve para uma seção diferencial em um trocador de calor duplo tubo em contracorrente, com fluido quente escoando no interior do tubo interno e o fluido frio pelo espaço anelar, no estado estacionário.

$$dq = U\Delta T dA \quad (30)$$

sendo dq a quantidade de calor trocada na área dA , ΔT a diferença de temperatura entre o fluido quente e do fluido frio e U o coeficiente global de transferência de calor baseado na

área externa do tubo interno. Incropera (2019), ressalta que conforme ocorre mudanças nas temperaturas, os calores específicos naturalmente variam, conseqüentemente o coeficiente global de transferência de calor poder variar em face das mudanças nas propriedades dos fluidos e nas condições do escoamento. Embora, muitas aplicações, essas variações não são significativas, é razoável trabalhar com valores médios para $C_{p,f}$, $C_{p,q}$ e U . Dito isso, a Equação 31 determina a taxa de transferência de calor.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \quad (31)$$

sendo ΔT_{ml} a média logarítmica das diferenças de temperaturas dos fluidos quente e frio, A a área de troca de calor da superfície externa do tubo interno do trocador duplo tubo.

No escoamento contracorrente, ΔT_{ml} é determinado pela Equação 32.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai}) - (T_{q,sai} - T_{f,ent})}{\ln \frac{T_{q,ent} - T_{f,sai}}{T_{q,sai} - T_{f,ent}}} \quad (32)$$

Sendo o subscrito q,ent referente ao fluido quente de entrada, q,sai é o fluido quente de saída, f,ent é o fluido frio de entrada, f,sai é o fluido frio de saída. A Equação 33 determina a área de troca de calor da superfície externa do tubo interno do trocador duplo tubo.

$$A = \pi DL \quad (33)$$

sendo D o diâmetro externo do tubo interno [m] e L o comprimento total do tubo do trocador de calor [m].

2.6.3 Método da efetividade - NUT

Incropera (2019), apresenta o método da efetividade-NUT (ou método ε -NUT), como sendo preferível utilizar quando apenas as temperaturas de entradas forem conhecidas. Já o método da média logarítmica das diferenças de temperatura (DTML) é vantajoso, quando as temperaturas dos fluidos na entrada e saída são conhecidas.

Segundo Welty, et al. (2019), baseado na eficiência ou efetividade do trocador de calor ε , Nusselt em 1930 propôs um método, onde o termo ε é definido como a razão entre a

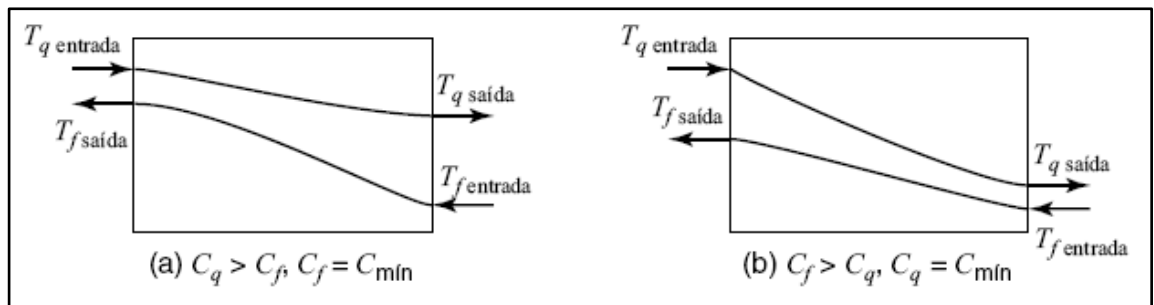
transferência de calor real em um trocador de calor e a transferência máxima possível que ocorreria se a área da superfície de troca térmica do trocador de calor fosse infinita. Logo, a Equação 34 expressa a efetividade.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (34)$$

sendo ε a efetividade [-], \dot{Q} a taxa de transferência de calor real [W] e $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ a taxa máxima de transferência de calor[W].

Quando se aborda trocadores de calor duplo tubo em escoamento contracorrente, é natural dizer que um fluido é sujeito a uma maior variação total de temperatura que o outro, no fluido que acontece isso é aquele que tem menor coeficiente de capacidade térmica (C_{min}). Se $C_f = C_{min}$ e se houver uma área infinita disponível para transferência de calor, a temperatura de entrada do fluido quente será igual a temperatura de saída do fluido frio, conforme Figura 15 em (a), caso contrário em (b), quando o fluido quente seja a mínima, a temperatura de saída do fluido frio será maior do que a temperatura de saída do fluido quente. Além disso, a Figura 16 mostra a situação quando ocorre troca de fase do fluido refrigerante.

Figura 15 - Perfis de temperaturas para trocadores de calor em contracorrente.



Fonte: Welt, et al. (2017)

Çengel e Ghajar (2009), destacam que o balanço de energia sobre o fluido quente ou frio pode determinar a taxa real de transferência de calor em um trocador de calor. A Equação 35 expressa o balanço de energia utilizando a capacitância térmica.

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

sendo C_q e C_f a capacitância térmica dos fluidos quente e frio. As Equações 36 e 37 determinam a capacitância térmica dos fluidos quente e frio, respectivamente.

$$C_q = \dot{m}_q C_{p,q} \quad (36)$$

$$C_f = \dot{m}_f C_{p,f} \quad (37)$$

Sendo $\dot{m}_q C_{p,q}$ e $\dot{m}_f C_{p,f}$ o produto entre as vazões mássicas e calores específicos dos fluidos quente e frio [W]. A Equação 38 determina a taxa máxima de transferência de calor.

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (38)$$

sendo C_{min} é o menor valor entre C_f e C_q .

De acordo com Incropera (2019), o número de unidades de transferência de calor (NUT) é um parâmetro adimensional, usado na análise de trocadores de calor, que relaciona a razão das magnitudes relativas das taxas de capacidade caloríficas dos fluidos quente e frio e a efetividade (ε) de um trocador de calor. Os dados podem ser retirados em curvas para a maioria dos arranjos de fluxos de interesse sendo determinadas pelas Equações 39 e 40.

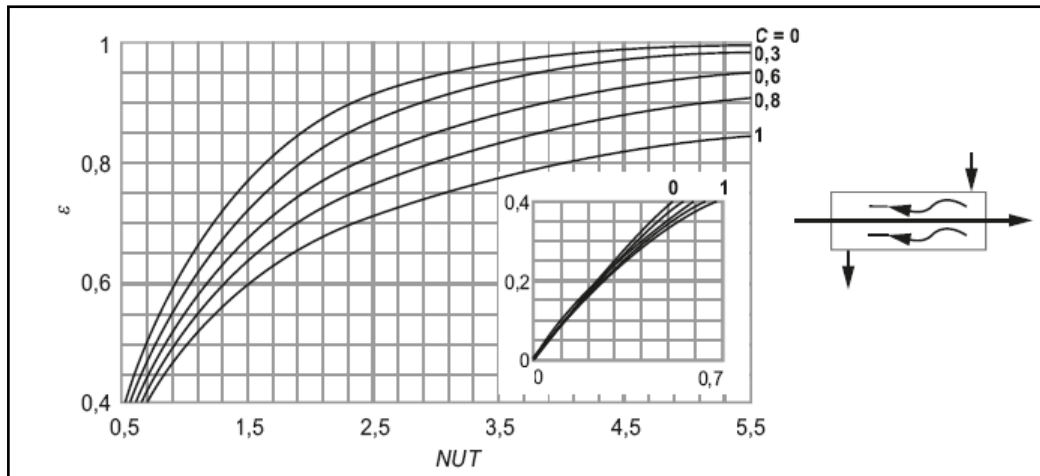
$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (39)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x}} \quad (40)$$

sendo U o coeficiente global de transferência de calor [$W/m^2.K$], A a área de troca térmica [m^2], C_r a razão das taxas de capacitâncias térmicas [-].

O NUT pode ser obtido pela Figura 16, para um escoamento contracorrente de um trocador duplo tubo.

Figura 16 - Efetividade de um trocador de calor duplo tubo em contracorrente.



Fonte: Moreira (2022)

3 METODOLOGIA

Neste tópico serão abordados todos os métodos e materiais utilizados para dimensionar a área de troca térmica entre o fluido água e o fluido refrigerante R-134a utilizando um trocador de calor duplo tubo em escoamento contracorrente.

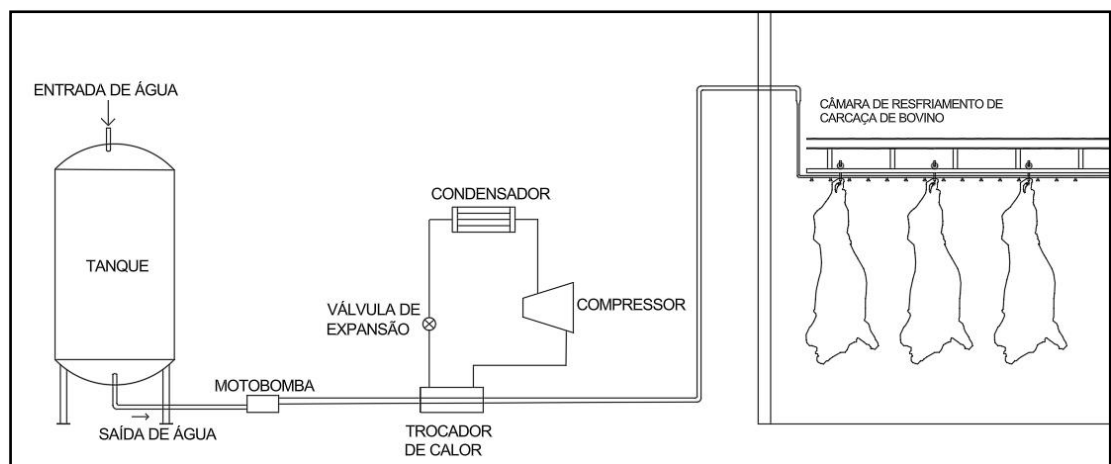
3.1 CENÁRIO DE ANÁLISE

Os dados de entrada foram baseados em um cenário real, retirado na empresa Marel no setor de engenharia de projetos. O sistema de aspersão de meias-carcaças bovinas, será responsável por aspergir três câmaras de um frigorífico que atualmente está em funcionamento, cada câmara tem a capacidade de 240 meias carcaças.

O ciclo do sistema consiste em 60 minutos aspergindo 15360 litros de água. Cada câmara contém 128 bicos, cada bico tem um consumo de 2 litros por minuto. Assim, o sistema asperge 20 segundos por câmara intercalando entre as 3 câmaras no período. Logo, será considerado 16000 litros de água para o dimensionamento do equipamento.

Conforme Figura 17, para o funcionamento do sistema, o fluido água será armazenado em um tanque, após o tanque, uma motobomba irá direcionar a água para os ramais do sistema de aspersão, passando antes pelo trocador de calor que faz parte do sistema de refrigeração. Para esse trabalho considerou-se que o fluido refrigerante R-134a entrará no trocador de calor como líquido saturado e sairá como vapor saturado.

Figura 17 - Sistema de aspersão de meia-carcaças bovinas



Fonte: Autor (2024)

3.2 DADOS DE ENTRADA

Com o objetivo de resfriar a água para 1 °C e atender a capacidade de 16 m³/h, o regime de trabalho dos fluidos, o diâmetro das tubulações, dos tubos concêntricos interno e externo deste projeto, são apresentados na Tabela 3. Além disso, será considerado como material para os tubos aço inoxidável 304L, classe sanitária.

Tabela 3 - Dados de entrada

Dados de entrada	Água	R-134a
Temperatura de entrada [°C]	25	-5
Temperatura de saída [°C]	1	-5
Vazão volumétrica [m ³ /h]	16	-
Diâmetro da tubulação [mm]	63,5	101,6
Espessura da tubulação [mm]	1,5	1,5

Fonte: Autor (2024)

Nas Tabelas 4 e 5, são apresentadas as propriedades da água e do fluido refrigerante R-134a. As propriedades da Tabela 4 foram determinadas pelas interpolações linear baseadas nas temperaturas médias.

Tabela 4 - Propriedades dos fluidos água e R-134a

Propriedades	Água Temperatura média (12 °C = 285,15 K)	R-134a Temperatura média (-5 °C = 268,15 K)
Calor específico – c_p [J/kg.K]	4188	-
Massa específica - ρ [kg/m ³]	999	-
Viscosidade dinâmica - μ [N.s/m ²]	1220,65x10 ⁻⁶	0,02847x10 ⁻²
Número de Prandtl - Pr [-]	8,77	4,037
Condutividade térmica - k [W/m.K]	590,24x10 ⁻³	94,23x10 ⁻³

Fonte: Incropera (2019)

Tabela 5 - Propriedades termodinâmicas de R-134a

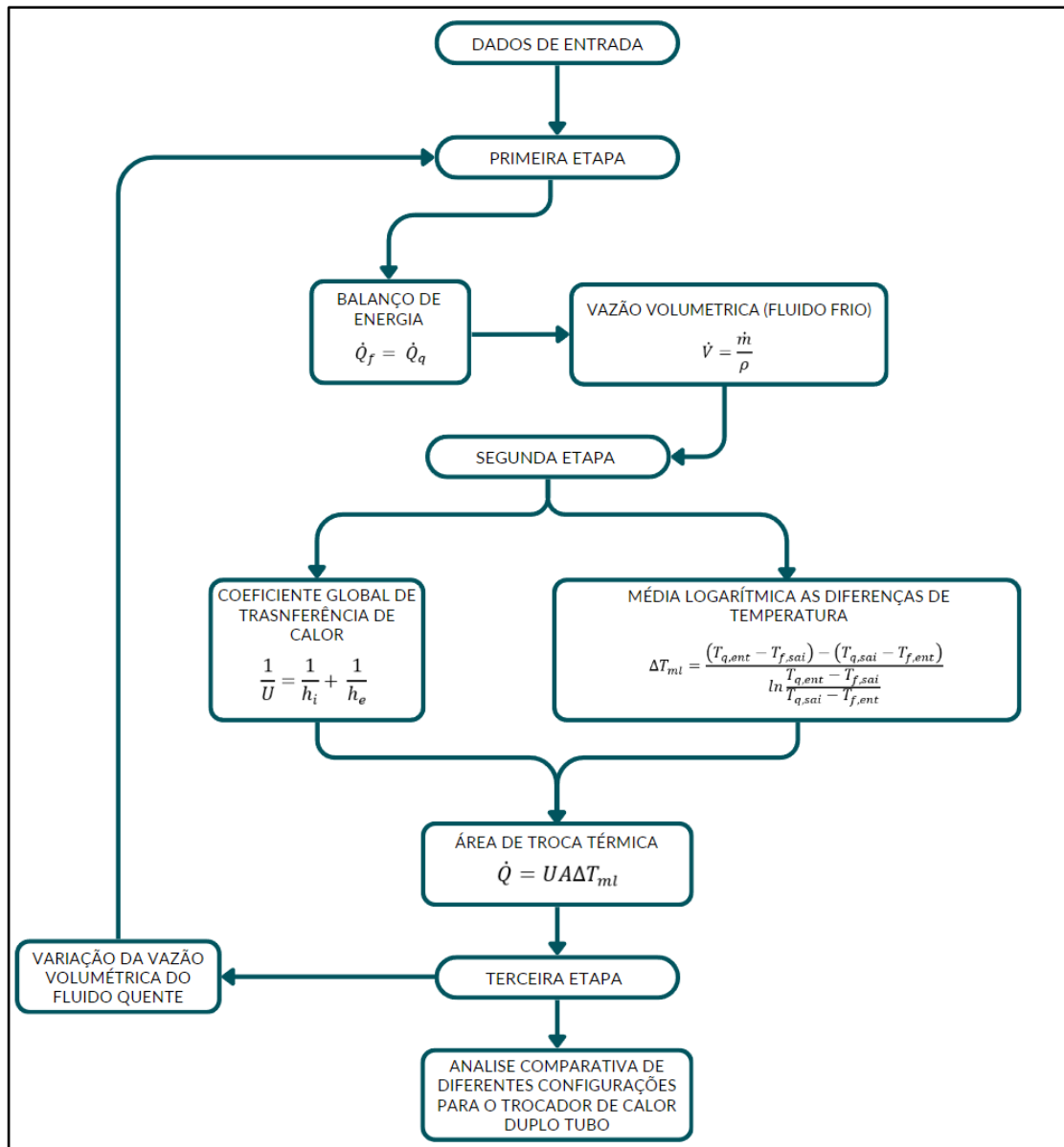
Propriedades	Líquido saturado	Vapor saturado
Entalpia [kJ/kg]	193,32	395,34

Fonte: Borgnakke e Sonntag (2018)

3.3 MÉTODO

A Figura 18 ilustra na forma de fluxograma o resumo de como será o desenvolvimento do trabalho.

Figura 18 - Fluxograma



Fonte: Autor (2024)

Na primeira etapa de análise, baseando-se nos dados de entrada da Tabela 3, o fluido refrigerante R-134a (fluido frio) escoar na região anelar do trocador de calor duplo tubo, e resfriará o fluido água (fluido quente) que escoará pelo tubo interno. Pode-se assim determinar a vazão mássica necessária para o fluido refrigerante realizar a troca térmica, a partir do balanço de energia relacionado as Equações 28 e 29, com as propriedades termofísicas dos fluidos nas Tabelas 4 e 5.

Na segunda etapa, obtêm-se o valor da área de troca térmica do trocador de calor, utilizando o método da média logarítmica das diferenças de temperatura ΔT_{ml} . A perda de calor para a vizinhança, fatores de deposição e a resistência térmica na parede do tubo serão

desprezados nessas análises. Define-se a taxa de transferência de calor pela Equação 28 ou 29, o coeficiente global de transferência de calor pela Equação 25 e a média logarítmica das diferenças de temperatura dos fluidos pela Equação 32, considerando as condições de escoamento dos fluidos completamente desenvolvidas. Com base nos resultados anteriores, determina-se a área de troca térmica e o comprimento do trocador de calor duplo tubo utilizando a Equação 27. Por fim, determina-se a efetividade com o uso da Equação 34.

Além disso, na terceira etapa, estudou-se diferentes vazões volumétricas para o fluido água, analisando configurações que atendam os valores de 2,9 m³/h e 25 m³/h coletadas de dois frigoríficos diferentes. Também, analisa-se e demonstra-se gráficos para a área de troca térmica, coeficiente global de transferência de calor e efetividade, para vazões volumétricas do fluido água de 3, 6, 9, 12, 15, 18, 21 e 24 m³/h.

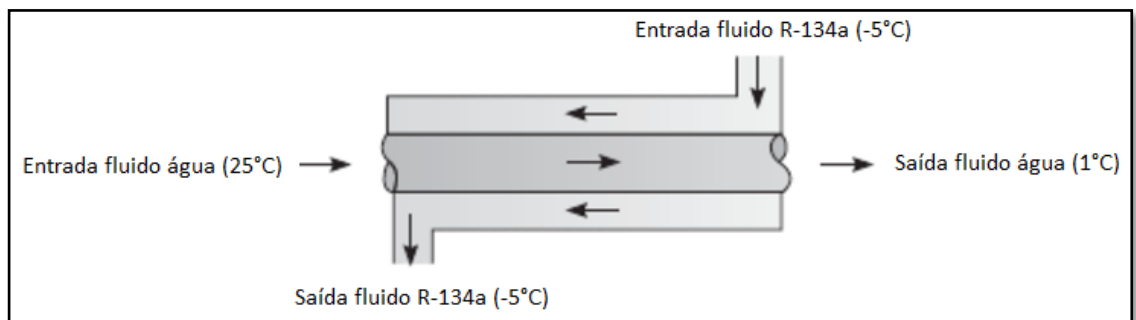
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Esse capítulo apresentará o memorial de cálculos com as informações necessárias para o dimensionamento da área de troca térmica entre o fluido água e o fluido refrigerante R-134a, utilizando um trocador de calor duplo tubo em escoamento contracorrente.

4.1 MEMORIAL DE CÁCULOS

A Figura 19 mostra a configuração proposta para o trocador de calor duplo tubo, com as temperaturas de entrada e saída conhecidas para o fluido água e o fluido refrigerante R-134a.

Figura 19 - Conceito do trocador de calor duplo tubo em escoamento contracorrente



Fonte: Adaptado de Incropera (2019)

Com a Equação 28 pôde-se determinar um balanço global de energia no fluido quente (água), que foi possível obter a taxa de transferência de calor.

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q C_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai})$$

A vazão mássica da água pode ser obtida pela Equação 2.

$$\dot{m}_q = \dot{V}_q \cdot \rho = \frac{16 \text{ m}^3}{3600 \text{ s}} \cdot 999 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 4,44 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Logo,

$$\dot{Q}_q = 4,44 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4188 \frac{\text{J}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \cdot (25 - 1) \text{ } ^\circ\text{C} = 446273 \text{ W} = 446,27 \text{ kW}$$

Sabendo que o calor específico a pressão constante (c_p), é a variação de entalpia pela variação de temperatura, pode-se determinar a vazão mássica do fluido frio (R-134a) usando a variação de entalpia na Equação 29.

$$\Delta h = c_p \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_q}{\Delta h} = \frac{446,27 \text{ kW}}{(395,34 - 193,32) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 2,21 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

A Equação 31 expressa a área da superfície e comprimento necessário do trocador de calor.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml}$$

Para obter-se a área e o comprimento é necessário o uso das Equações 32 e 2, calculando o ΔT_{ml} e o coeficiente global de transferência de calor.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai}) - (T_{q,sai} - T_{f,ent})}{\ln \frac{T_{q,ent} - T_{f,sai}}{T_{q,sai} - T_{f,ent}}} = \frac{(25 - (-5)) - (1 - (-5))}{\ln \frac{(25 - (-5))}{(1 - (-5))}} = 14,91^\circ\text{C}$$

O coeficiente global de transferência de calor é obtido pela Equação 25.

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

O diâmetro hidráulico no tubo circular por onde escoar o fluido água, é o próprio diâmetro do tubo, de acordo com a Equação 8.

$$D_h = D_i = 63,5\text{mm} = 0,063\text{m}$$

Logo, a Equação 3 determina o número de Reynolds.

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\mu\pi D_h} = \frac{4,4,44 \frac{kg}{s}}{\pi \cdot (0,063m) \cdot 1220,65 \cdot 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}} = 72933,69$$

O escoamento da água é turbulento, pois, $Re > 2300$. A Equação 18 expressa o coeficiente de transferência de calor por convecção.

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k_i}$$

Como $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$, o fator de atrito associado ao escoamento turbulento da água pode ser determinada pela Equação 5.

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} = (0,790 \ln 72933,69 - 1,64)^{-2} = 0,019$$

O número de Nusselt é dado pela Equação 22.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} = \frac{(0,019/8)(72933,69 - 1000)8,77}{1 + 12,7(0,019/8)^{1/2}(8,77^{2/3} - 1)} = 501,74$$

Logo, o coeficiente convectivo de troca térmica pode ser obtido com o cálculo abaixo.

$$h_i = \frac{Nu_i k_i}{D_h} = \frac{501,74 \cdot 590,24 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0,063m} = 4663,74 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

A mesma análise é feita para o escoamento do fluido R-134a na região anelar. O diâmetro hidráulico é determinado pela Equação 9.

$$D_h = D_e - D_i = 101,6 \text{ mm} - 63,5 \text{ mm} = 0,1016 \text{ m} - 0,0635 \text{ m} = 0,038 \text{ m}$$

Pela a Equação 3 é possível determinar o número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho V_{med} D_h}{\mu} = \frac{\rho(D_e - D_i)}{\mu} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\rho\pi(D_e^2 - D_i^2)/4} \right) = \frac{4\dot{m}}{\pi(D_e + D_i)\mu}$$

$$Re = \frac{4.2,21 \frac{kg}{s}}{\pi(0,1016 + 0,0635)m \cdot 0,02847 \cdot 10^{-2} \frac{N \cdot s}{m^2}} = 59838,69$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser obtido através da Equação 19.

$$Nu_e = \frac{h_e D_h}{k_e}$$

Como $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$, o fator de atrito associado ao escoamento turbulento do R-134a pode ser determinado pela Equação 5.

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} = (0,790 \ln 59838,69 - 1,64)^{-2} = 0,020$$

Com isso, calcula-se o número de Nusselt é dado pela Equação 22.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} = \frac{(0,020/8)(59838,69 - 1000)4,037}{1 + 12,7(0,020/8)^{1/2}(4,037^{2/3} - 1)} = 302,06$$

Logo,

$$h_e = \frac{Nu_e k_e}{D_h} = \frac{302,064.94,23 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}}{0,038m} = 747,07 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Assim, o coeficiente global de transferência de calor por convecção é,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{\frac{1}{4663,74 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{747,07 \frac{W}{m^2 \cdot K}}} = 643,92 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Com o uso da equação da taxa de transferência de calor, a área de troca térmica do trocador de calor duplo tubo é descrito como:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{ml}} = \frac{446273W}{643,92 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 14,91^\circ C} = 46,47 m^2$$

Com o valor da área do trocador de calor, com a Equação 33 determina-se o comprimento do trocador de calor duplo tubo.

$$L = \frac{A}{\pi \cdot D_i} = \frac{46,475 m^2}{\pi \cdot 0,0635 m} = 233 m$$

A efetividade pode ser determinada pela Equação 34,

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}}$$

Para obter a capacitância térmica do fluido quente pode-se usar a Equação 36,

$$C_q = \dot{m}_q C_{p,q} = 4,44 \frac{kg}{s} \cdot 4188 \frac{J}{(kg \cdot K)} = 18594,72W$$

O fluido frio tem mudança de fase, logo,

$$C_f = \infty$$

A Equação 38 expressa a taxa máxima de transferência de calor,

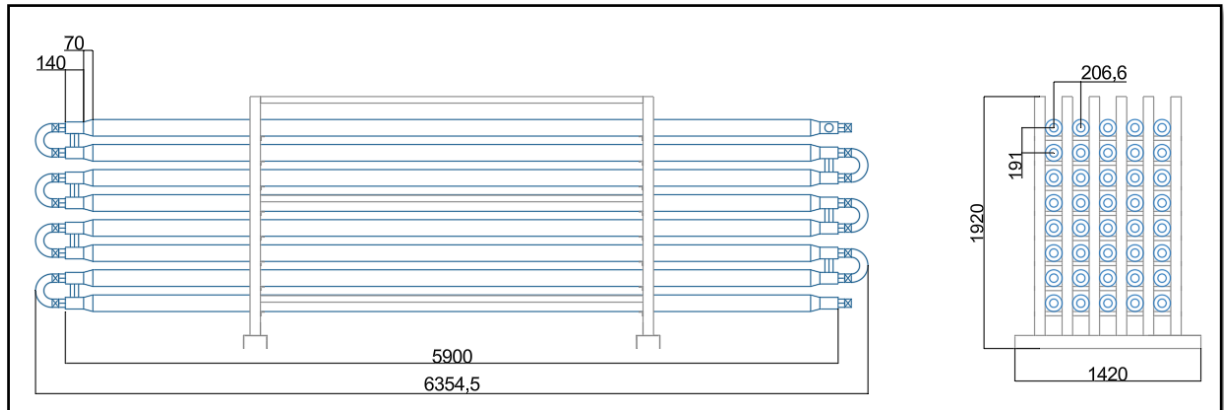
$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) = 18594,72W \cdot (25 - (-5)) = 557841,6 W$$

Assim, o resultado da efetividade é,

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} = \frac{446273W}{557841,6W} = 0,8$$

Com base nos resultados obtidos da área de troca térmica do trocador de calor duplo tubo, para atender a área de 46,47 m², selecionou-se uma configuração de cinco colunas e oito tubos por coluna (5x8), com comprimento efetivo de 5,9 metros, resultando nos 233 metros necessários, como mostra a Figura 20.

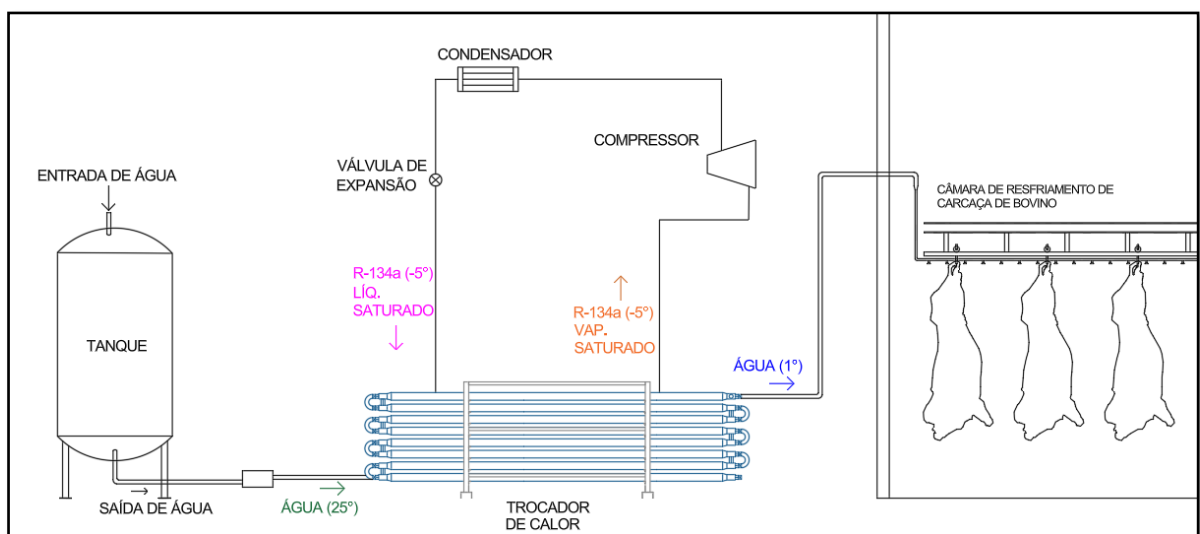
Figura 20 - Configuração de tubos 5x8 do trocador de calor duplo tubo



Fonte: Autor (2024)

A Figura 21 mostra um croqui do funcionamento do sistema, fluxos dos fluidos e o trocador de calor selecionado posicionado no cenário proposto. O tanque, motobomba, compressor, condensador e válvula de expansão são ilustrativos.

Figura 21 - Sistema com o trocador de calor duplo tubo selecionado



Fonte: Autor (2024)

A Tabela 6 mostra o resumo de todos os resultados obtidos no memorial de cálculos.

Tabela 6 - Resumo dos resultados

Propriedades	Água	R-134a
Vazão mássica [kg/s]	4,44	2,21
Vazão volumétrica de alimentação [m ³ /h]	16	6,06
Taxa de transferência de calor [W]	446273	446273
Número de Reynolds [-]	72933,69	59838,69
Fator de atrito [-]	0,019	0,020
Número de Nusselt [-]	501,74	302,06
Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² .K]	4663,74	747,07
Capacitância térmica [W]	18594,72	∞
Média logarítmica das diferenças de temperaturas [°C]	14,91	
Coefficiente global de transferência de calor [W/m ² .K]	643,92	
Área de troca térmica [m ²]	46,47	
Comprimento [m]	233	
Efetividade [-]	0,8	

4.2 VARIAÇÃO DE VAZÃO VOLUMÉTRICA DO FLUIDO QUENTE

Na indústria frigorífica é comum necessidades diferentes, principalmente se tratando de armazenagem e resfriamento de carcaças. Partindo dessa premissa, uma propriedade de entrada que pode ser considerada variável é a vazão volumétrica para atender diferentes números e tamanhos de câmaras de resfriamento de carcaça bovina.

4.2.1 Cenários extremos e diferentes configurações para o trocador de calor

Com base em cenários reais e para fins comparativos, adotando os mesmos valores para as outras propriedades, a Tabela 6 mostra variações extremas da vazão volumétrica para duas situações distintas.

Tabela 7 - Dados de entrada com variações de vazão volumétrica

Dados de entrada	Água	R-134a
Temperatura de entrada [°C]	25	-5
Temperatura de saída [°C]	1	-5
Vazão volumétrica [m³/h]	2,9 - 25	-
Diâmetro da tubulação [mm]	63,5	101,6
Espessura da tubulação [mm]	1,5	1,5

Fonte: Autor (2024)

A partir das mesmas equações determinou-se a área de troca térmica e comprimento do trocador de calor. Para uma vazão volumétrica de 2,9 m³/h, a área de troca térmica pode ser obtida através da equação de taxa de transferência de calor,

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{ml}} = \frac{80887 \text{ W}}{147,09 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 14,91^\circ\text{C}} = 36,87 \text{ m}^2$$

Logo,

$$L = \frac{A}{\pi \cdot D_i} = \frac{36,87 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,063 \text{ m}} = 184,84 \text{ m}$$

Para uma vazão volumétrica de 25 m³/h, fazendo o uso da equação da taxa de transferência de calor pode-se determinar área de troca térmica,

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{ml}} = \frac{697302 \text{ W}}{939,91 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 14,91^\circ\text{C}} = 49,75 \text{ m}^2$$

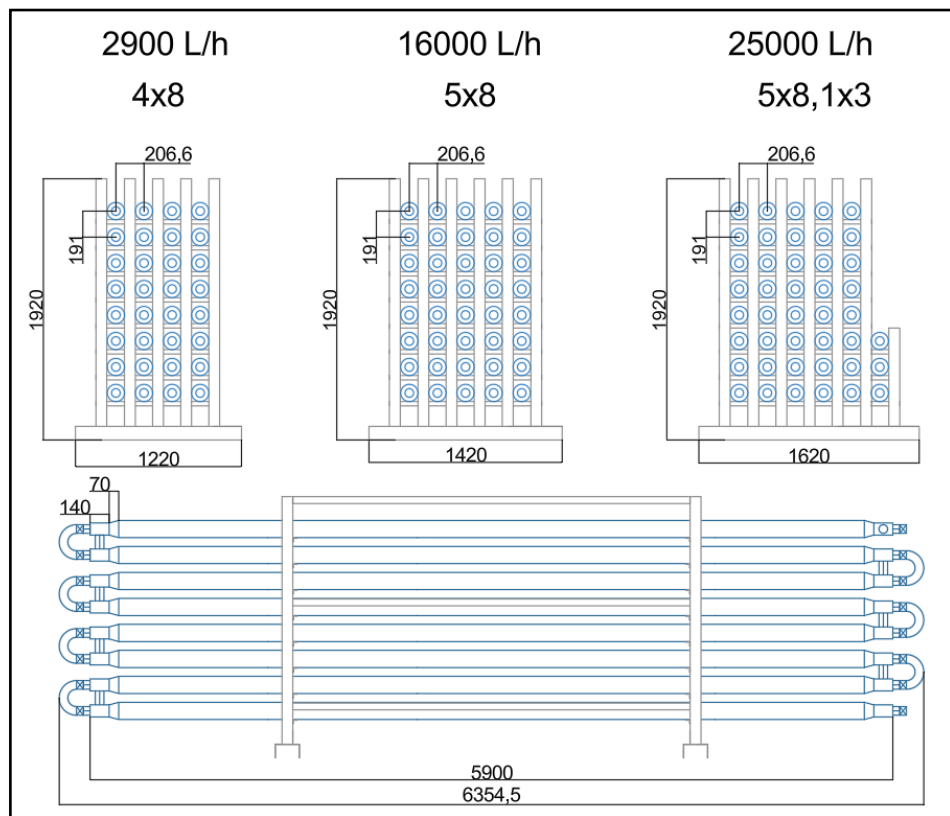
Assim, o comprimento do trocador de calor foi de:

$$L = \frac{A}{\pi \cdot D_i} = \frac{49,75 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,063 \text{ m}} = 249,38 \text{ m}$$

As áreas de troca térmica do trocador de calor duplo tubo determinadas em função da variação da vazão volumétrica foram diferentes para cada vazão. Com base nisso, para atender a área de troca térmica de 36,87 m², se faz necessário uma configuração de quatro colunas e oito tubos por colunas (4x8), com comprimento efetivo de 5,9 metros por tubo.

Para a área de troca térmica de 49,75 m², necessita uma configuração de seis colunas, porém, cinco colunas com oito tubos por coluna e uma coluna com apenas três (5x8, 1x3), com comprimento efetivo de 5,9 metros por tubo. Como mostra a Figura 22, conforme a vazão volumétrica é variada, a quantidade necessária de área de troca térmica consequentemente acompanha essa variação, pois, se a vazão volumétrica for maior, a área de troca térmica também será maior.

Figura 22 - Diferentes configurações para o trocador de calor duplo tubo conforme variação de vazão volumétrica

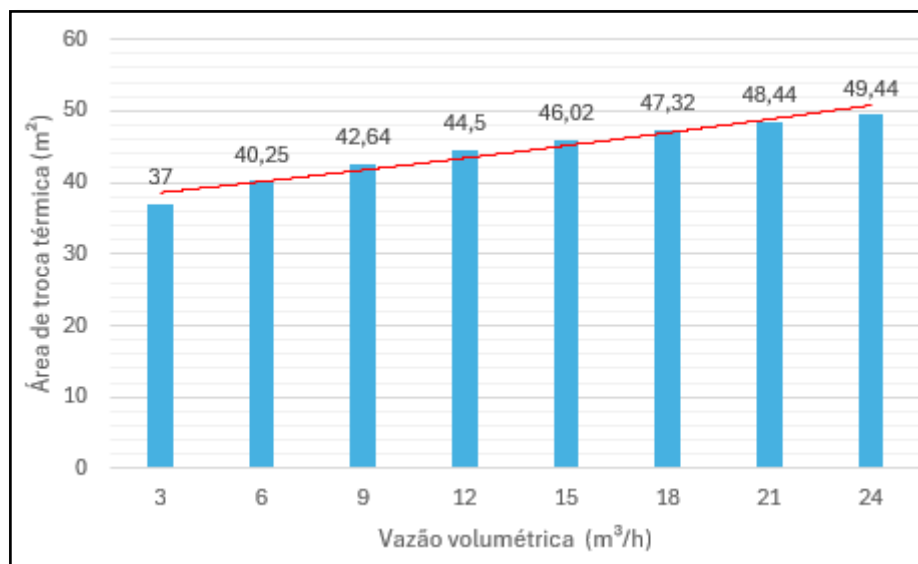


Fonte: Autor (2024)

4.2.2 Análise do coeficiente global, área de troca térmica e efetividade

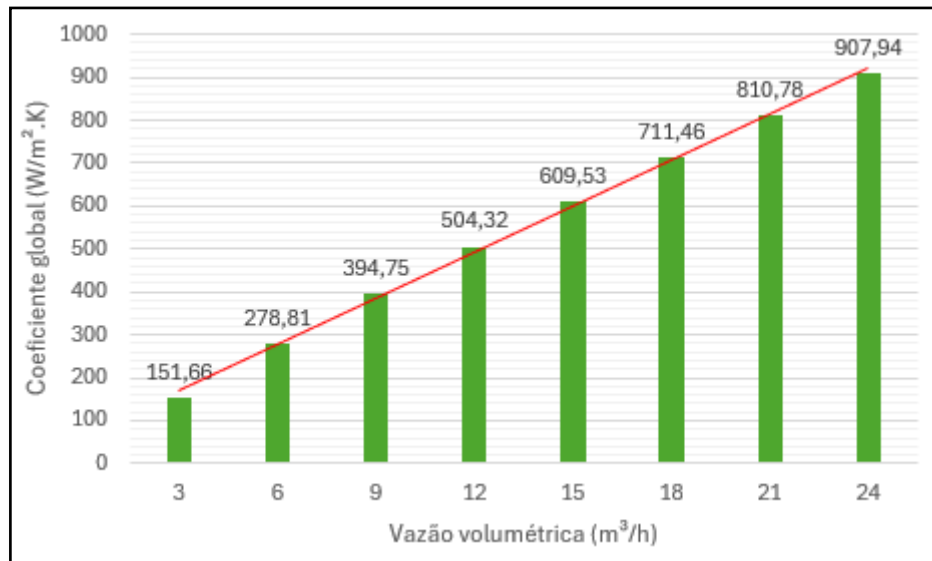
A vazão volumétrica está ligada diretamente com o valor do coeficiente global de transferência de calor e a área de troca térmica do trocador de calor duplo tubo. Além disso, variando somente a vazão volumétrica, a efetividade não é afetada. Para ilustrar isso, simulou-se valores de vazão volumétrica em uma sequência de 3 m³/h, iniciando em 3 m³/h e finalizando em 24 m³/h, conforme Figuras 23 e 24.

Figura 23 - Gráfico da variação de área de troca térmica em função da variação de vazão volumétrica



Fonte: Autor (2024)

Figura 24 - Gráfico da variação do coeficiente global de transferência de calor em função da variação de vazão volumétrica



Fonte: Autor (2024)

Com base nos resultados, é possível observar na Figura 23, que a área de troca térmica tem um comportamento estável, isso ocorre, pois, para calcular a área de troca térmica é necessário a média logarítmica das diferenças de temperaturas, essa variável é independente da vazão volumétrica, logo, nem todas as variáveis foram afetadas.

Na Figura 24, é notável um crescimento linear nos resultados, isso se deve pelo fato de que todas as variáveis necessárias para determinar o coeficiente global são afetadas pela variação da vazão volumétrica do fluido água.

A efetividade é a única que em todas as simulações com vazões diferentes, todos resultados foram 0,8, a explicação para isso, é que todas as variáveis necessárias para calcular a efetividade, foram afetadas em uma mesma magnitude.

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi dimensionado um trocador de calor duplo tubo em escoamento contracorrente para resfriar 16 m³/h de água, de 25 °C para 1 °C, escoando no tubo interno de 63,5 mm. Foi utilizado o fluido refrigerante R-134a, entrando no trocador de calor como líquido saturado a -5 °C e saindo como vapor saturado a -5°C, escoando no espaço anelar entre o tubo externo de 101,6 mm e o tubo interno.

A configuração dimensionada para atender essa demanda foi de cinco colunas com oito tubos por coluna (5x8), e comprimento efetivo de 5,9 metros por tubo. Essa configuração é suficiente para atender a área de troca térmica necessária que foi calculada, de 46,47 m².

Na análise feita variando as vazões volumétricas de água, foi possível concluir que o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca térmica variam proporcionalmente, pois quanto maior a vazão, maior o coeficiente global de troca térmica, devido ao aumento da turbulência, e maior a área de troca térmica necessária. No modelo de trocador de calor duplo tubo, é possível configurar os arranjos da tubulação a fim de atender cada vazão volumétrica de água necessária, ou seja, no momento que foi simulado a vazão volumétrica de 2,9 m³/h, a configuração do trocador de calor de quatro colunas e oito tubos por coluna (4x8) é suficiente para atender a área de troca térmica de 36,87 m². Para uma vazão volumétrica de 25 m³/h e uma área de troca térmica de 49,75 m², uma configuração possível que atende é a de seis colunas, cinco com oito tubos e uma com três (5x8,1x3).

Também foi possível observar pelo gráfico da Figura 23, que variando a vazão volumétrica da água, a área de troca térmica na região de vazões menores tem uma curva acentuada, porém com vazões maiores a curva tende a diminuir, e o comportamento se torna mais estável. Esse comportamento é pelo fato de a área de troca térmica ser baseada também pela média logarítmica das diferenças de temperaturas, essa propriedade é independente da vazão volumétrica, o que explica um comportamento horizontal no final do gráfico.

Na Figura 24 pode-se observar uma relação linear crescente do início ao fim do gráfico do coeficiente global de transferência de calor. Isso acontece, pois, o coeficiente global de transferência de calor é baseado nos coeficientes convectivos dos dois fluidos. Variando a vazão volumétrica da água, conseqüentemente varia o coeficiente convectivo da água, e a vazão volumétrica necessária para o fluido R-134, que por sua vez, varia o coeficiente convectivo do R-134a. Com isso, variando apenas a vazão volumétrica da água, é capaz de alterar todas as variáveis necessária para calcular o coeficiente global.

A efetividade não se altera com a variação da vazão volumétrica da água, pois, as temperaturas requisitadas permanecem as mesmas, e a variação dos parâmetros são na mesma magnitude, ou seja, para resfriar a água a uma mesma temperatura, porém, com vazão maior, somente se faz necessário uma área de troca térmica maior.

Algumas sugestões para trabalhos futuros são variar os diâmetros das tubulações do trocador de calor duplo tubo, e, determinar a área de troca térmica para trocadores de calor de placas, casco e tubo e compactos.

REFERÊNCIAS

ALLEN, D.M.; HUNT, M.C.; LUCHIARI FILHO, A.; DANLER, R.J.; GOLL, S.J. **Effects of spray chilling and carcass spacing on beef carcass cooler shrink and grade factors.** Journal of Animal Science, v.64, p.165-170, 1987.

ARAÚJO, E. C. D. C. **Trocadores de Calor.** 1. ed. São Carlos: UFSCar, 2002.
Bergman, Theodore L. Incropera - **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** Grupo GEN, 2019.

Borgnakke, Claus, e Richard E. Sonntag. **Fundamentos da termodinâmica.** Disponível em: Minha Biblioteca, (2nd edição). Editora Blucher, 2018.

BRASIL. Portaria MAPA/SDA nº663, de 30 de setembro de 2022. **Requisitos para instalação, validação e uso de sistemas de aspersão de água no resfriamento de carcaças dos animais de abate.** Editora LEX. Disponível em: <https://www.lex.com.br/portaria-mapa-sda-no-663-de-30-de-setembro-de-2022/>. Acesso em: 02 de abril de 2024.

Çengel, Yunus, A. e Afshin J. Ghajar. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática,** 4ª edição, 2009.

Coelho, João Carlos M. **Energia e fluidos: transferência de calor.** v.3. Editora Blucher, 2016.

Com novos bicos spray para resfriamento de carcaça, frigorífico economiza mais de 10 milhões de litros de água. BlogSpray, 2021. Disponível em: <https://blog.spray.com.br/com-novos-bicos-spray-para-resfriamento-de-carcaca-frigorifico-economiza-mais-de-10-milhoes-de-litros-de-agua/>. Acesso em: 06 de abril de 2024.

GUT, J.A.W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas.** Tese (doutorado). São Paulo: Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, 2003.

JONES, S.D.M.; ROBERTSON, W.M. **The effects of spray-chilling carcasses on shrinkage and quality of beef.** Meat Science, v.24, p.177-188, 1988.

KERN, D. Q. **Processo de transmissão de calor.** Tradução de Horácio Macedo. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980.

Kreith, Frank. et al. **Princípios de transferência de calor** - Tradução da 7ª edição norte-americana, 2ª edição. Cengage Learning Brasil, 2015.

Linha de corte trocador de calor de tubulação dupla. Aparelhos para processamento químico. Permutador de calor de estrutura de tubulação em tubo. Depositphotos, 2024. Disponível em: <https://depositphotos.com/br/vector/line-cut-double-pipe-heat-exchanger-apparatus-for-chemical-processing-pipe-in-pipe-structure-heat-265285664.html>. Acesso em: 11 de agosto de 2024.

Moreira, José Roberto, S. e Elí Wilfredo Zavaleta Aguilar. **Fundamentos de Transferência de Calor para Engenharia.** Grupo GEN, 2022.

PRADO, C.S.; DE FELÍCIO, P.E; **Influência do método de resfriamento de carcaças bovinas nas variações de peso e nas medidas físico-químicas, sensoriais e microbiológicas do contrafilé** (m. Longissimus dorsi). Tese (Doutorado em Tecnologia de alimentos), Campinas/SP: Unicamp, 2005.

Trocadores de calor a placas gaxetado. Alfalaval, 2024. Disponível em: <https://www.alfalaval.com.br/info/mexico/t10/>. Acesso em: 06 de abril de 2024.

Welty, James, R. et al. **Fundamentos de Transferência de Momento, de Calor e de Massa, 6ª edição**. Disponível em: Minha Biblioteca, Grupo GEN, 2017.