



ESTUDO DE CASO: EFICIÊNCIA TÉRMICA NO SISTEMA DE ISOLAMENTO DE UM RESFRIADOR DE LEITE *IN NATURA*

Leonardo Dupont – Aluno
155955@upf.br

Prof. Msc. Auro Candido Marcolan – Orientador / Área térmica
marcolan@upf.br

Prof. Dr. Leandro D. Tagliari e Prof. Msc. Lucas Zavistanovicz – Comissão Examinadora
leandrotagliari@upf.br e lucasz@upf.br

RESUMO

O setor da pecuária leiteira é uma das principais esferas no âmbito do agronegócio, com o constante crescimento na produção de leite no país busca-se padronizar critérios e estabelecer procedimentos na produção, conservação, transporte e recepção de leite cru através do cumprimento das instruções normativas. A norma estabelece um conjunto de atividades e ações para propriedades rurais denominada de BPA (boas práticas agropecuárias), tendo por cunho social garantir um produto seguro e de qualidade ao consumidor. Para a conservação e provisionamento do produto *in natura* de forma correta, utiliza-se um tanque de expansão direta mais conhecido como resfriador de leite a granel, o equipamento pode ser subdividido em quatro partes: sistema de refrigeração, agitação, eletrônico e cuba isotérmica. O presente trabalho tem por finalidade identificar a capacidade de resistência térmica da cuba e apresentar melhorias no projeto de eficiência térmica, levando em consideração a geometria, materiais empregados e agentes externos que prejudicam a permanência do produto refrigerado em seu interior. O intuito é otimizar o sistema de isolamento afim de reduzir o tempo de trabalho da unidade de resfriamento, gerando economia de energia elétrica bem como o desgaste nos componentes, por se tratar de um equipamento de uso constante.

Palavras chave: Refrigeração; termodinâmica; capacidade térmica; eficiência energética.

1 INTRODUÇÃO

Nessa seção a contextualização e a justificativa do trabalho são apresentadas, afim de destacar a importância e nortear a real necessidade do artigo apresentado, tendo como finalidade propor uma solução da problemática apresentada. Para objetivo geral e específicos, são apresentados de forma sucinta através de tópicos, a temática proposta como forma de balizadores para a pesquisa, gerando uma prévia dos resultados esperados.

1.1 Contextualização e justificativa

O leite independentemente de sua origem é um alimento que está presente desde os primeiros dias de vida para seres que compõem a classe mamífera, para a espécie humana comumente o consumo inicia-se através do leite materno e se perdura para ingestão de leite de origem animal, seja bovina, caprina, bubalina e entre outras. Segundo Zacarchenco (2016) o ser humano é o único animal da classe mamífera que mantém o hábito de consumir leite após atingir

a fase adulta, esse fato ocorre, pois, o leite trata-se de um alimento rico de nutrientes desde proteína, cálcio, ferro, fibras e vitaminas (A, C, D e E), o leite é um produto com custo relativamente menor se comparado a produtos que forneçam propriedades congêneres. A ingestão do lácteo gera benefícios ao indivíduo que o consome, tais como: prevenção da síndrome metabólica e diabetes, redução da pressão arterial, osteoporose e entre outros.

O potencial crescimento do setor da pecuária leiteira vem se destacando e projetando a demanda para suprir o mercado, conforme o Anuário Leite de 2021 publicado pela Embrapa o Brasil atingiu no ano de 2020 a marca de 25,53 bilhões de litros. Para 2025 estima-se que o Brasil produzirá 47,5 bilhões de litros, sustentando a taxa média de crescimento de 2,4% ao ano e se mantendo como quarto maior produtor mundial de leite de origem bovina (VILELA, 2015).

Considerando a necessidade de aperfeiçoamento, padronização e garantia de um produto de qualidade ao consumidor final, o Ministério de Estado da Agricultura, Pecuária e Abastecimento (MAPA), atribui normas para o cumprimento da legislação sanitária federal, através do decreto da Instrução Normativa nº 77, de 26 de novembro de 2018, que estabelece os critérios para produção, acondicionamento, conservação, transporte, seleção e recepção de leite cru, definindo requisitos mínimos de qualidade do leite (BRASIL, 2018).

A Instrução Normativa nº 77 estabelece diretrizes para as boas práticas agropecuárias (BPA), tais orientações garantem a manipulação de produtos proveniente da pecuária leiteira tornando-os mais seguros e de qualidade superior, também destaca os padrões para a sanidade do rebanho presente na propriedade rural, no inciso II da Instrução Normativa é indicado o tempo máximo de 72 horas para que o leite de forma “*in natura*” chegue resfriado até uma unidade de processamento lácteo, já no inciso VI é apontado os critérios de refrigeração e acondicionamento do produto visto que a temperatura deverá ser igual ou inferior a 4°C durante esse período. O equipamento responsável pelo resfriamento do leite deverá resfriar a capacidade total na qual foi projetado, num intervalo de tempo de três horas, sendo que a temperatura do leite extraído da vaca varia de 38,3°C a 38,6°C e a temperatura para acondicionamento é de 4°C, conforme descrito anteriormente (BRASIL, 2018).

Ao realizar o resfriamento total do leite, os equipamentos são programados para se desligarem quando o produto atingir uma temperatura de 3°C e religa com 4°C, devido a variação de temperatura ser uma faixa pequena o equipamento necessita ligar a unidade de resfriamento com uma certa frequência, gerando consumo maior de energia bem como o desgaste nos componentes devido seu uso diário e contínuo. Perante a essa adversidade, faz-se necessário realizar um estudo sobre a eficiência térmica no sistema de isolamento da cuba isotérmica, local onde o leite é resfriado e armazenado, outro ponto de estudo é mensurar uma espessura do isolante térmico, uma vez que a comercialização de diferentes marcas fabricantes do equipamento possuam uma discrepância considerável entre projetos.

Para abordar o assunto será necessário seguir as premissas da termodinâmica, e o princípio da transferência de calor tais como: primeira e segunda lei da termodinâmica, temperatura, calor, calor específico, trabalho, entalpia, processos de transferência de calor através da condução, convecção e radiação térmica, resistência térmica e taxa de transferência de calor sendo esses conceitos introdutórios para identificar a eficiência térmica do sistema. Será pontuado o ciclo de refrigeração destacando o princípio de funcionamento e suas fases durante o circuito no tanque de expansão direta. A compreensão dos mecanismos e fenômenos termodinâmicos presentes em um resfriador de leite, na qual beira uma certa complexidade, principalmente pela quantidade de parâmetros que influenciam as condições ideais de operação e rendimento do equipamento. Através dos conceitos teóricos apresentado por literaturas renomadas e a aplicação de cálculos matemáticos que o norteiam, será possível identificar as perdas de carga térmica, bem como a utilização adequada de materiais levando em consideração sua aplicabilidade e vantagens através do custo x benefício ao produtor rural.

1.2 Objetivo geral e específicos

Este trabalho tem como objetivo geral realizar o aprimoramento da eficiência térmica em resfriadores de leite *in natura*, almejando um maior tempo de retenção do produto refrigerado, gerando economia de energia elétrica. Através dos objetivos específicos pretendeu-se.

- Identificar meios para a redução da troca térmica entre o produto e meio externo;
- Realizar o redimensionamento e viabilizar um padrão da espessura do isolante;
- Analisar a viabilidade técnica entre custo x benefício;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Com o intuito de compreender, embasar e qualificar os assuntos abordados nesse relatório técnico, faz-se necessário buscar informações e referências de estudos e trabalhos realizados por autores conceituados na temática de cada tópico apresentado nesse projeto.

2.1 Contextualização e conceitos da termodinâmica

A termodinâmica é um ramo da física e surgiu entre os séculos XVIII e XIX durante o período da Primeira Revolução Industrial, esse marco histórico foi caracterizado pelas indústrias introduzirem a mecanização nos processos fabris gerando maior produção em menor tempo, dessa forma os custos de produção foram reduzidos e puderam suprir a demanda do mercado.

O conceito de termodinâmica é muito amplo, possui uma série de variações defendida por autores renomados no assunto, seu nome provém do grego *therme* que significa calor e *dynamis* que significa força, no contexto geral é possível concatenar que termodinâmica é relacionada a transformação de um tipo de energia em outra, através das relações de calor e trabalho, segundo Çengel e Boles (2013), o conceito para termodinâmica é o estudo que compreende as transformações de energias e as relações das propriedades de um sistema.

2.1.1 Temperatura

De acordo com Moran et al. (2018), por mais que a temperatura esteja presente no dia a dia, a definição exata para essa propriedade acaba sendo difícil de apresentá-la, pois, a mesma é baseada em princípios fisiológicos através das noções individuais em distinguir se um corpo é quente, morno ou frio, todavia essa percepção gera incerteza em apresentar um valor idêntico caso seja avaliado por pessoas distintas. Dessa forma, fez-se necessário admitir unidades de medidas em formato de escala afim de garantir a mesma leitura de o quão quente ou frio um corpo se apresenta.

$$T(K) = T(^{\circ}C) + 273,15 \quad (1)$$

A escala de temperatura adotada pelo Sistema Internacional de Unidade (SI) é graus Celsius ($^{\circ}C$), porém na termodinâmica a escala praticada pelo SI é Kelvin (K), conforme Moran et al. (2018), Kelvin é uma escala termodinâmica absoluta na qual atribui valores a medição de temperatura, independente das propriedades de qualquer substância, assim, provê uma definição contínua para temperatura, o autor destaca “o melhor valor possível de temperatura em uma escala absoluta é zero” (MORAN et al, 2018, p.26).

2.1.2 Calor

Para Moran et al. (2018), o conceito para calor na termodinâmica possui um significado diferente do que é utilizado na linguagem cotidiana, cientista denotam o calor como uma taxa de

transferência de energia térmica gerada pelo contato das fronteiras dos sistemas ou no próprio sistema na qual possuem uma diferença de temperatura, seu fluxo é feito do corpo mais quente para o mais frio, conforme ilustrado na figura 1.



Figura 1 – Fluxo de calor
(Fonte: ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A., 2013)

A equação que representa a taxa de transferência de energia gerada no sistema, é apresentada da seguinte forma:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (2)$$

Onde m é a massa do corpo analisado, C_p é o calor específico do material e ΔT é a variação de temperatura trocado com a vizinhança, sua unidade de medida é dado por Joule (J).

2.1.3 Calor específico

Calor específico é uma propriedade que permite realizar uma comparação entre as capacidades de armazenamento de energia de um determinado material, o conceito definido por Çengel e Boles (2013, p.174), enuncia que o calor específico é: “a energia necessária para elevar em um grau a temperatura de uma unidade de massa de uma substância”. Conforme ilustrada na figura 2, um comparativo feito entre dois tipos de materiais, na qual ambos possuem a mesma massa e sofrem a mesma variação de temperatura, mas acaba apresentando uma diferença de energia aplicada para se obter o mesmo resultado.

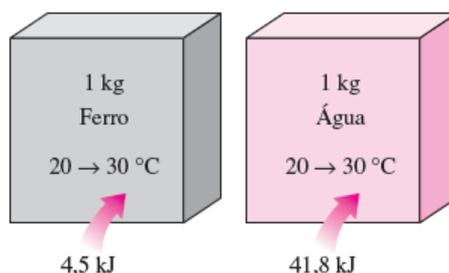


Figura 2 – Diferença de energia para aumentar o mesmo valor em materiais diferentes
(Fonte: ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A., 2013)

Na termodinâmica, o calor específico é apresentado na forma de volume constante (C_v) e pressão constante (C_p). Conforme Çengel e Boles (2013, p.174) “o calor específico a volume constante C_v , pode ser visto como a energia necessária para elevar em um grau a temperatura de uma unidade de massa de uma substância enquanto o volume permanece constante”.

De forma análoga, a expressão que defini C_p leva em consideração a variação da entalpia com a temperatura durante um processo de expansão ou compressão a pressão constante. A unidade usual para calores específicos C_v e C_p é apresentada em $\text{KJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ou $\text{KJ/kg}\cdot\text{K}$, visto que $\Delta T (^\circ\text{C}) = \Delta T (\text{K})$.

2.1.4 Pressão

A pressão na termodinâmica é uma grandeza utilizada quando tratamos de cálculos referentes aos fluídos na forma de gás ou líquido, sendo definida como uma força exercida sobre uma determinada área, conforme (ÇENGEL e BOLES, 2013).

$$p = \frac{F}{A} \quad (3)$$

Onde, a unidade de medida para a pressão será representada em Newtons por metro quadrado (N/m^2), denominado Pascal (Pa). A unidade de pressão Pascal é pequena para quantificar os valores, dessa forma é possível utilizar os seus múltiplos quilopascal ($1KPa = 10^3 Pa$) ou megapascal ($1Mpa = 10^6 Pa$).

Conforme ilustrado na figura 03, considerando que uma pessoa possui um determinado peso ao se equilibrar somente em um pé o peso irá dobrar e conseqüentemente a pressão irá aumentar. O mesmo acontece se caso a pessoa manter os dois pés no chão mas aumenta o seu peso corporal, dessa forma é possível concluir que uma mesma força pode produzir pressões distintas conforme a variação da área onde a mesma é aplicada.

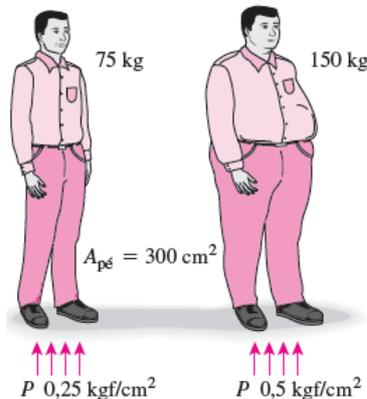


Figura 3 – Comparativo de pressão exercida sobre os pés
(Fonte: ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A., 2013)

Na refrigeração as unidades comumente utilizadas em literaturas e cálculos de dimensionamento são: bar ($1\text{bar} = 10^5 Pa$) e quilograma-força por centímetros quadrado ($1Kgf/cm^2 = 9,807 \cdot 10^4 Pa$), visto que discorrem com os demais cálculos envolvidos no processo.

2.1.5 Entalpia

No contexto voltado a termodinâmica, a Entalpia é utilizada para determinar o calor envolvido durante um processo isobárico, ou seja, o processo que mantém sua pressão de trabalho constante, esse princípio ocorre durante uma reação química através da expansão ou compressão de um fluído, gerando a absorção ou liberação de calor, argumenta Çengel e Boles (2013), sendo expresso da seguinte forma:

$$H = U + p \cdot V \quad (4)$$

Onde a energia interna do fluído (U), soma-se ao produto do seu volume (V) pela pressão (p) existente no sistema, tanto entalpia total H, quanto a entalpia específica h são denominadas apenas de entalpia. Sua unidade de medida é homogênea pois a energia interna do fluído é dada em (KJ) e o resultado do produto da pressão-volume ($p \cdot V$), também gera unidade de energia, como exemplo $1KPa \cdot m^3 = kJ$, dessa forma é feita a soma das energias presentes no sistema e a unidade de entalpia para o SI é estabelecida em quilojoule (kJ).

2.1.6 Lei zero da termodinâmica

A lei zero da termodinâmica recebe esse nome devido a sua data de fundamentação, pois a mesma foi definida por R. H. Fowler em 1931, sendo assim, mais de meio século após a formulação da primeira e segunda lei da termodinâmica, a teoria que Fowler desenvolveu precede e serve como base para descrever os conceitos das demais leis.

A lei zero tem como concepção, se dois corpos isoladamente estiverem em equilíbrio térmico com um terceiro corpo, logo estarão em equilíbrio térmico entre si. Este fato pode ser tranquilamente admitido quando é feita a medição de temperatura através de um termômetro (MORAN et al., 2018).

Çengel e Boles (2013, p. 17) reescrevem a definição da seguinte forma: “dois corpos estão em equilíbrio térmico se ambos tiverem a mesma leitura de temperatura, mesmo que não estejam em contato”.

2.1.7 Primeira Lei da termodinâmica

Reconhecida como a lei da conservação de energia ou balanço de energia em um processo termodinâmico é enunciada pelos autores Çengel e Boles (2013, p. 70) como: “energia não pode ser criada nem destruída durante um processo, ela pode apenas mudar de forma”. A primeira lei da termodinâmica é expressa em diferentes formas, uma das formas mais genérica de representá-la segundo Moran et al. (2018, p. 81), “a variação de energia em um sistema durante um determinado intervalo de tempo é igual à quantidade líquida de energia que entra pela fronteira do sistema na forma de calor menos a energia líquida que sai na forma de trabalho”, sendo representada da seguinte forma:

$$E_e - E_s = Q - W \quad (5)$$

Onde E_e e E_s representam a energia que entra e sai do sistema respectivamente, Q é a quantidade de calor e W é o trabalho gerado pelo sistema durante a troca térmica.

2.1.8 Segunda Lei da termodinâmica

A segunda lei da termodinâmica expressa de forma concisa que o calor gerado durante um processo termodinâmico não se transformará em trabalho por completo, haverá perdas para o sistema, diferente da concepção da primeira lei da termodinâmica onde estabelece a conservação de energia no sistema. Outro fato que diferencia a segunda da primeira lei é a tese que os processos envolvidos no sistema ocorram em uma determinada direção, diferente da primeira lei que não faz restrições a mesma. Existem diversos enunciados para a segunda lei da termodinâmica, com maior intensidade os enunciados de Kelvin Planck e Clausius.

Çengel e Boles (2013) citam os dois enunciados em sua bibliografia e realizam uma paridade sobre o assunto. O enunciado de Planck é redigido assim: “é impossível para qualquer dispositivo que opera em um ciclo receber calor de um único reservatório e produzir uma quantidade líquida de trabalho”, já o enunciado de Clausius é manifestado como: “é impossível construir um dispositivo que funcione em um ciclo e não produza qualquer outro efeito que não seja a transferência de calor de um corpo com temperatura mais baixa para um corpo com temperatura mais alta”.

A segunda lei é definida como perfeição para processos termodinâmicos, pois não se limita em identificar a direção de um processo, ela consegue definir a quantidade e a qualidade de energia envolvida e também determinar os limites teóricos para desempenho, de fato pode ser usada para estabelecer o quão perfeito um sistema se apresenta.

Na figura 4 é ilustrado o enunciado de Kelvin Planck e Clausius demonstrando sua equivalência, pois todo dispositivo que violar o enunciado de Planck viola o de Clausius.

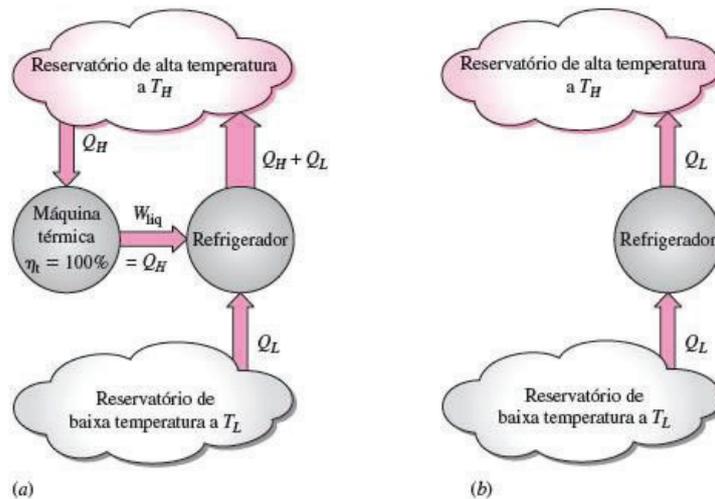


Figura 4 – Enunciado de Kelvin Planck (a) e Clausius (b) em um refrigerador.
(Fonte: ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A., 2013)

Sendo que T_H é a fonte quente e T_L a fonte fria, Q_H e Q_L são respectivamente o fluxo de calor trocado entre a fonte quente e a fria e W é o trabalho realizado pelo motor térmico.

2.2 Transferência de calor

O significado de transferência de calor parte da premissa que só haverá transferência de energia térmica denominada como calor se houver uma diferença de temperatura na forma de adição ou rejeição de calor de um sistema, conforme aponta Çengel e Boles (2013). Sua aplicação é voltada para os mais variados fins sejam eles, transferir calor para um local, evitar que o calor vá para um local não desejado, evitar que o calor saia do local onde deve ser mantido, dentre outras aplicações, para que isso ocorra a transferência dessa energia térmica pode ser realizada de três formas: condução, convecção e radiação.

2.2.1 Condução

Conforme Incropera et al. (2014, p. 03), “condução pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre as partículas”, essa condução ocorre em materiais sólidos, líquidos e gasosos, podendo ter uma boa efetividade em meio sólidos, ruim nos líquidos e péssimos nos gases. A figura 5, ilustra a troca térmica gerada entre o meio externo e interno devido ao diferencial de temperatura, através de uma superfície de contato entre ambos os fluidos.

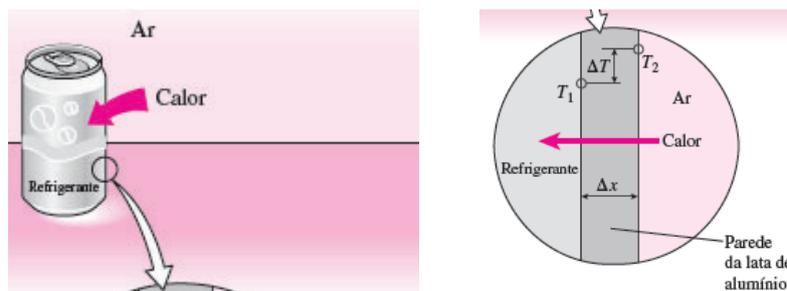


Figura 5 – Condução de calor do ar quente para o refrigerante frio através.
(Fonte: Adaptado de ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A., 2013).

A expressão que caracteriza a condução de calor é concebida pela lei de Fourier onde o produto do gradiente de temperatura (dT/dx) com a área (A), multiplicado pela condutividade térmica do material (k) é diretamente proporcional a taxa de calor gerado (Q_{cond}).

$$\dot{Q}_{cond} = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (6)$$

O sinal negativo presente na equação é para transformar em positivo o resultado pois conforme o calor se dissipa no sentido da temperatura menor, o gradiente se torna negativo.

2.2.2 Convecção

A convecção é caracterizada por realizar a transferência de energia através dos efeitos combinados de condução e movimento do fluido, esse modo de transferência de energia é gerado entre uma superfície sólida e o líquido ou gás fluindo de forma natural ou forçada, no sentido adjacente a superfície conforme elucidado por Çengel e Boles (2013). Através da lei de Newton do resfriamento é possível obter a expressão.

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_f) \quad (7)$$

Onde a subtração da temperatura entre a superfície do sólido (T_s) e a temperatura do fluido longe sólido (T_f), é multiplicado pela área da superfície e pelo coeficiente de transferência de calor por convecção (h), sua unidade de medida é dada em Watt (W). A figura 6 exemplifica de forma simples e objetiva a diferença entre convecção natural e forçada.

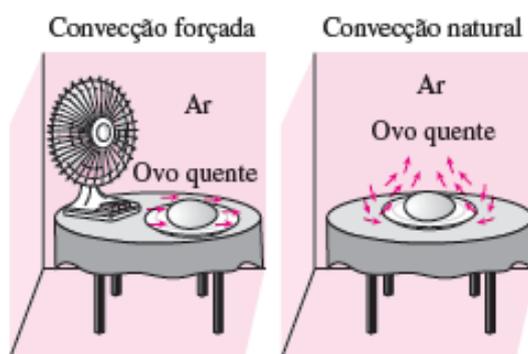


Figura 6 – Um fluido agindo na convecção forçada e na convecção natural.
(Fonte: ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A., 2013).

A convecção natural se dá por meio de uma superfície mais quente estar sujeita a realizar a troca térmica de forma livre, já a convecção forçada é definida quando o fluido é submetido a escoar por meios externos que provoquem uma interação maior do que a convecção natural ou livre, sendo essa representada pelo movimento natural das forças de empuxo devido a diferença de densidade em razão da variação de temperatura.

2.2.3 Radiação

A transferência de energia por radiação é um processo antagônico ao da condução e da convecção, pois não exige um agente intermediário para realizar o trabalho, segundo Incropera et al. (2014) radiação térmica é a energia emitida através das ondas eletromagnéticas (ou fótons) devido a variação das configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas.

Esse fenômeno ocorre em superfícies sólidas, líquidas e gasosas de forma muito rápida, na velocidade da luz, outra característica dessa propriedade é que a sua transferência de calor

difere das demais, é um processo antagônico à condução e convecção, pois a radiação ocorre por meio de dois corpos mesmo estando separados por um meio mais frio, a figura 7 ilustra.



Figura 7 – Representação da radiação térmica.
(Fonte: ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A., 2013).

A lei de Stefan Boltzmann define que a taxa máxima de emissão de radiação térmica é realizada por um corpo negro, sendo considerada a superfície ideal para a emissividade, porém as superfícies reais não se comportam dessa forma, e é expressa como:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T_s^4 \quad (8)$$

Onde ε é a emissividade da superfície ($0 \leq \varepsilon \leq 1$), quanto mais próximo a 1 a superfície é a ideal, σ é a constante de Stefan Boltzmann ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$), A é a área da superfície e T_s é a temperatura absoluta, sua unidade de medida é em Watt (W).

2.2.4 Resistência térmica de contato

A resistência térmica descrita por Çengel e Ghajar (2011) se refere como a área de interação que oferece uma objeção durante a transferência de calor por unidade de área. Essa propriedade é aplicada em sistemas com superfícies planas, cilíndricas e esféricas, podendo ser apresentadas na forma de uma única camada ou multicamadas.

Para superfícies cilíndricas o calor transmitido é na direção radial, ao calcular a taxa de transferência de calor gerada por uma única camada, ou seja, pela parede do próprio tubo faz-se necessário utilizar a lei de Fourier por condução e realizar pequenos ajustes, pois a área depende do raio da circunferência, em um determinado comprimento (L) sendo:

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot A \cdot (T_i - T_e)}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)} \quad \rightarrow \quad \dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k \cdot (T_i - T_e)}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)} \quad (9)$$

A expressão apresentada anteriormente serve para calcular a taxa de transferência de calor de uma única camada, para múltiplas camadas em sistemas cilíndricos a figura 8 exemplifica.

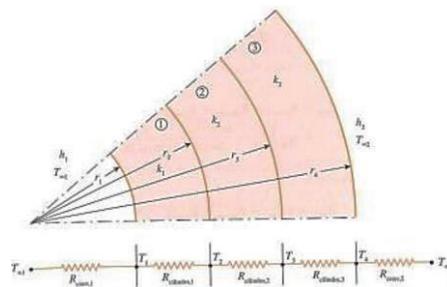


Figura 8 – Perfil radial multicamadas.
(Fonte: ÇENGEL, Yunus A., GHAJAR, Afshin J., 2011).

A variação da temperatura (ΔT) é composta pela temperatura mais alta e a temperatura mais baixa dos fluidos. As resistências térmicas geradas em cada camada estão posicionadas em série, sendo feita a soma aritmética na direção do fluxo de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2011).

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{total}}{R_{total}} \quad (10)$$

Onde R_{total} é a resistência térmica total gerada entre as camadas.

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 \cdot A_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_1 \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_2 \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_3 \cdot L} + \frac{1}{h_2 \cdot A_4} \quad (11)$$

Com o valor da taxa de transferência de calor (\dot{Q}), é possível calcular a temperatura intermediária T_j , através da relação $Q = (T_i - T_j) / R_{total\ i-j}$ (ÇENGEL e GHAJAR, 2011).

2.3 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

Segundo Çengel e Boles (2013, p. 611) “refrigeração é transferência de calor de uma região com temperatura mais baixa para outra com temperatura mais alta”. Os dispositivos capazes de realizar o processo operam através de ciclo de refrigeração também conhecido como sistema hermético de refrigeração. Os ciclos de refrigeração mais usados são: ciclo de refrigeração por compressão de vapor e ciclo de refrigeração a gás.

2.3.1 Ciclo de Carnot

De acordo com Moran et al. (2018), o ciclo de Carnot é caracterizado por ser um processo onde ocorre transformações termodinâmicas isotérmicas e isentrópicas, quando operado no sentido anti-horário ele se torna o ciclo de Carnot inverso ou ciclo de Carnot de refrigeração sendo que as capacidades de todas as transferências de energia permanecem as mesmas, para que o ciclo ocorra uma certa quantia líquida de trabalho deve ser fornecida, conforme figura 09.

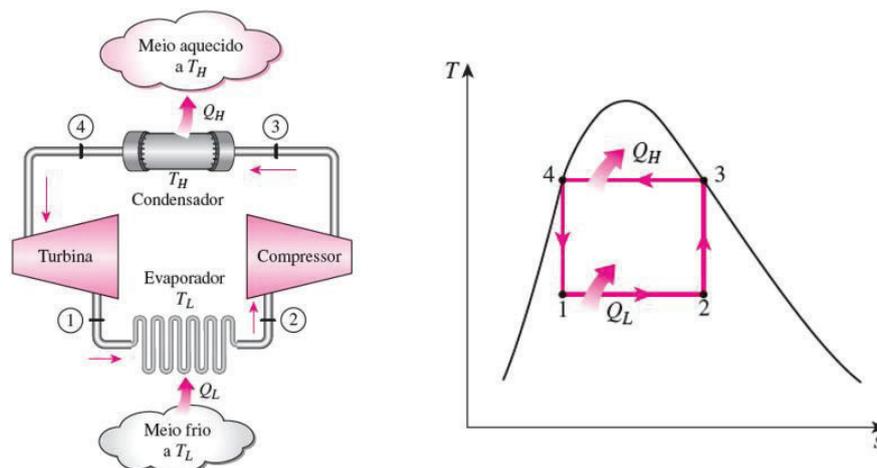


Figura 9 – Ciclo de Carnot inverso e o respectivo diagrama T-s.
(Fonte: ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A., 2013).

O refrigerante absorve calor de forma isotérmica de uma fonte a uma baixa temperatura T_L na quantidade de Q_L (processo 1-2), é comprimido de forma isentrópica até o estado 3 (a temperatura se eleva até T_H), rejeita calor de forma isotérmica para um sumidouro a uma alta temperatura T_H na quantidade de Q_H (processo 3-4) e se expande de forma isentrópica até o estado 1 (a temperatura cai até T_L). O refrigerante muda de um estado de vapor saturado até um estado de líquido saturado no condensador durante o processo 3-4. (ÇENGEL e BOLES, 2013, p. 613).

O ciclo idealizado por Carnot apresenta uma objeção durante os processos isentrópicos se aplicados na prática, no processo 2-3 ocorre a compressão do fluido que se encontra no estado líquido mais vapor, exigindo um compressor que opere em duas fases, para o processo 4-1, ocorre a expansão do fluido contendo alto volume de umidade na turbina. Ambos os processos poderiam ser operados fora da área de saturação, porém nesse caso afetaria a outra região isotérmica do processo (ÇENGEL e BOLES, 2013).

2.3.2 Ciclo ideal de refrigeração

Para Çengel e Boles (2013), através dos empecilhos apresentados no ciclo de Carnot reverso, a solução para tal fato foi realizar a vaporização completa no processo 4-1 e consequentemente eliminando os problemas do processo 2-3. No estágio 4-1 que antes era operado por uma turbina foi feita a substituição por um componente que gerasse o estrangulamento da passagem do fluido através de uma válvula de expansão ou um tubo capilar, possibilitando a criação do ciclo ideal de refrigeração.

Após realizar a substituição do componente no Ciclo de Carnot reverso, os pontos de identificação foram reposicionados no diagrama, uma vez que o ponto 1 parte da premissa do estado originário do fluido refrigerante. O processo que antes era 4-1 passou a ser 3-4 e o processo que antes era 2-3 passou a ser 1-2, dessa forma o diagrama Temperatura-Entropia (T-s), apresentado na figura 10 é possível identificar os quatro processos bem definidos no presente ciclo e assim identificar as fases presentes:

- 1-2 Compressão isentrópica realizada pelo compressor
- 2-3 Rejeição de calor a pressão constante pelo condensador
- 3-4 Estrangulamento da passagem do fluido no dispositivo de expansão
- 4-1 Absorção de calor a pressão constante pelo evaporador

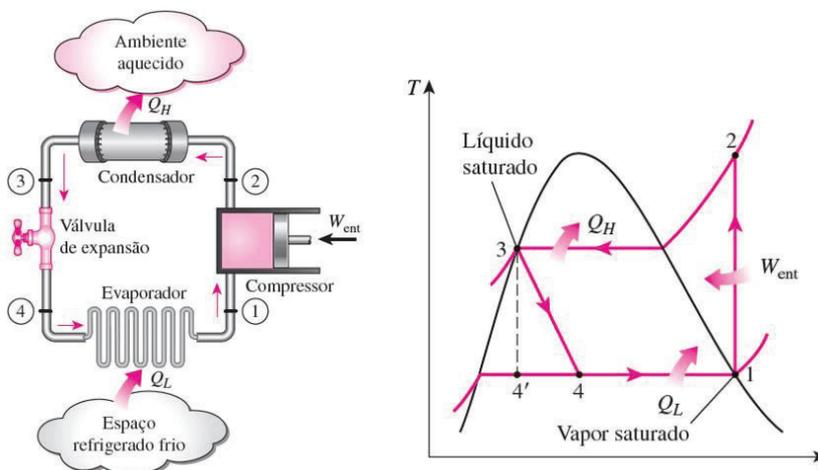


Figura 10 – Ciclo ideal de refrigeração e o respectivo diagrama T-s.
(Fonte: ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A., 2013).

Descrevendo o processo com mais detalhes, é possível caracterizar o processo da seguinte maneira: no estado 1 o fluido refrigerante passa pelo compressor em forma de vapor totalmente saturado, através do trabalho realizado pelo compressor, o fluido gasoso passa no estado 2 até chegar no condensador em alta pressão e alta temperatura, já na saída do condensador o fluido se torna líquido mantendo alta pressão e a temperatura sofre uma diminuição, mas ainda permanece mais alta que a vizinhança, no processo 3 o fluido na forma de líquido sofre a expansão gerando baixa temperatura e baixa pressão até entrar no processo 4, onde a troca térmica realizada com o meio refrigerado transforma o fluido de líquido para gasoso e o compressor irá succionar.

2.3.3 Ciclo real de refrigeração

Na prática, o ciclo ideal se comporta de forma diferente ao realizar um trabalho, isso ocorre devido a uma série de fatos que não foram apontados no ciclo ideal, mas implica diretamente, como exemplo o atrito gerado através do escoamento do fluido dentro da tubulação ocasiona queda de pressão na rede, outro fato é a transferência de calor cedida a vizinhança, conforme ilustrado na figura 11. Em teoria, o ciclo ideal adota que na entrada do compressor o fluido esteja na forma de vapor saturado, na aplicação esse feito pode não ser executável, podendo causar golpe de líquido no equipamento e danificá-lo uma vez que os compressores são máquinas projetadas para comprimir fluido gasoso, essa questão pode ser resolvida, criando o sistema onde ligeiramente o refrigerante seja superaquecido. Juntando o superaquecimento provocado e queda de pressão na rede, o resultado final é o aumento no volume específico, originando um aumento no quesito potência de máquina (ÇENGEL e BOLES, 2013).

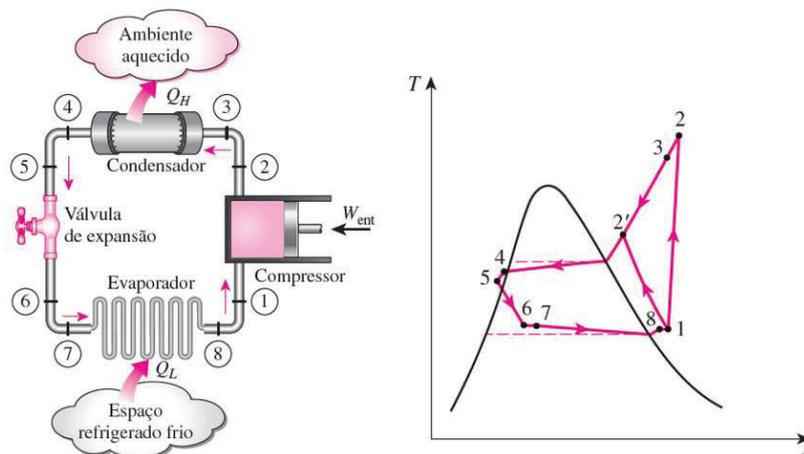


Figura 11 – Ciclo real de refrigeração e o respectivo diagrama T-s.
(Fonte: ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A., 2013).

Durante a etapa de compressão é notável o aumento da temperatura, através da troca térmica com a vizinhança o ciclo pode gerar aumento (1-2) ou a diminuição (1-2') de entropia.

3 METODOLOGIA

Nesta etapa, serão apresentadas as metodologias de estudo e pesquisa aplicadas ao presente trabalho, bem como o contexto e o procedimento de coleta de dados e das técnicas aplicadas para a obtenção dos resultados, alguns assuntos estão destacados no fluxograma apresentado na figura 12, sendo dividido em quatro etapas principais.



Figura 12 – Cronograma de metodologia
(Fonte: O Autor, 2022)

3.1 Contextualização do equipamento

O estudo em questão é voltado para a análise da eficiência térmica no sistema de isolamento de um resfriador de leite, exemplificado na figura 13. O equipamento é projetado para atender o produtor rural com a finalidade de armazenar e conservar o produto até que mesmo seja carregado e transportado para uma unidade beneficiadora de laticínios.



Figura 13 – Resfriador de leite
(Fonte: Site Sulinox, 2014)

O resfriador pode ser segmentado em quatro partes:

- Unidade condensadora hermética: responsável por realizar a transferência de calor afim de manter o produto refrigerado.
- Cuba isotérmica: projetada para conservar a temperatura do produto refrigerado por mais tempo.
- Sistema de agitação: responsável por homogeneizar a temperatura do produto.
- Sistema de controle eletrônico: responsável por realizar todas as acionamento e desligamento através das informações do controlador de temperatura.

A problemática apresentada durante o processo de resfriamento do leite, os equipamentos são programados para se desligarem quando o produto atingir uma temperatura de 3°C e religa com 4°C através de um controlador de temperatura. Devido a variação de temperatura ser uma faixa pequena o equipamento necessita ligar a unidade de resfriamento com uma certa frequência, gerando consumo maior de energia bem como o desgaste nos componentes devido seu uso diário e contínuo. Faz-se necessário realizar um estudo sobre a eficiência térmica no sistema de isolamento da cuba isotérmica, local onde o leite é resfriado e armazenado, outro ponto de estudo é mensurar uma espessura do isolante térmico, sendo que a comercialização de equipamentos de diferentes fabricantes possui uma discrepância considerável entre projetos.

3.2 Composição do equipamento

O assunto abordado se concentra para a eficiência térmica da cuba isotérmica, o equipamento apresenta uma geometria cilíndrica composta por multicamadas, na parte interna da cuba obrigatoriamente utilizar o material aço inoxidável AISI 304 devido a sua alta durabilidade e segurança alimentar, justamente por ser um aço austenítico garante uma maior resistência a corrosão, tal instrução é estabelecida pela normativa nº 77, já na parte do revestimento externo o material empregado pelos fabricantes são: inox AISI 304, AISI 430 e até placas de fibra de vidro, no entremeio da cuba utiliza-se poliuretano expansivo injetável (PU) ou poliestireno expandido (EPS) como isolante térmico do sistema.

Conforme ilustrado na tabela 1, é relacionado os valores pertinentes ao coeficiente da condutividade térmica para o respectivo material que compõe a cuba isotérmica.

Parâmetro	Inox AISI 304	Inox AISI 430	Placas fibra de vidro	PU	EPS
Condutividade térmica W/(m*K) - k	14,9	22,6	0,046	0,026	0,040

Tabela 1 – Condutividade térmica dos materiais
(Fonte: O Autor, 2022)

Para o critério de seleção do material, faz-se necessário levar em consideração fatores que agregam de forma positiva e justificam a seleção do mesmo, considerando o custo x benefício como um balizador. Dentre as possibilidades de menor condutividade, maior durabilidade e aceitação pelo mercado consumidor, é possível selecionar o Inox AISI 304 no que compete o revestimento interno e externo. Para o sistema de isolamento térmico considerando a condutividade térmica, maior maleabilidade e facilidade de aplicação e o custo entre ambos não haver uma discrepância desfavorável, o material selecionado é o Poliuretano expansivo (PU).

3.3 Solução para a problemática

Para calcular a taxa de transferência de calor faz-se necessário conhecer uma série de fatores que englobam a dinâmica do processo e um dos fatores é o sentido do fluxo de calor, conforme destacado em literaturas e na bibliografia desse relatório, a taxa de transferência de energia térmica entre as fronteiras que apresentam uma variação de temperatura, flui do corpo mais quente para o mais frio, considerando que a temperatura do fluido interno o leite seja mantido na faixa de 3 a 4°C e o fluido externo o ar encontra-se numa temperatura ambiente de 27°C, conclui-se que o fluxo é do meio externo para o interno. Na figura 14 é possível representar as camadas que compõem a cuba isotérmica, seguindo as informações destacadas no item anterior a composição estrutural se comporta no formato multicamadas, estilo “sanduíche”, na posição A representa a parte interna e o material é o inox AISI 304, conforme normativa, posição B o poliuretano expansivo (PU) como material isolante térmico e na posição C a camada externa foi selecionado inox AISI 304 devido a suas vantagens, imagem disposta no apêndice A.

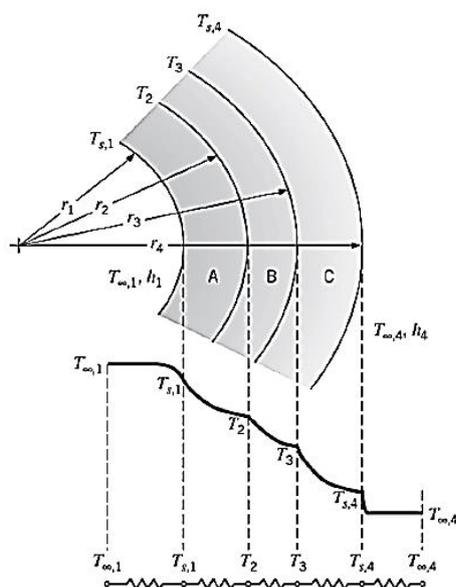


Figura 14 – Perfil radial para cilindros multicamadas.
(Fonte: INCROPERA, Frank P. et al., 2011)

Conhecendo os materiais empregados na concepção do equipamento e sabendo dos fluidos a qual irá realizar a troca térmica é possível coletar informações sobre os mesmos através das literaturas empregadas durante a revisão bibliográfica deste relatório e concatena-las, afim de facilitar a leitura e ressaltar somente as informações pertinentes ilustradas na tabela 2.

Parâmetro	Leite	Ar	Inox AISI 304	PU
Coefficiente de transferência de calor $W/(m^2 \cdot K) - h$	1.000	100	-----	-----
Condutividade térmica $W/(m \cdot K) - k$	0,58	0,024	14,9	0,026

Tabela 2 - Parâmetros de materiais a 27°C ou 300K
(Fonte: O Autor, 2022)

A geometria da cuba isotérmica é de forma cilíndrica e para o conhecimento da taxa de transferência de calor, faz necessário saber as dimensões do equipamento desde a espessura da parede interna, do isolante térmico e da parede externa ao revestimento, bem como o comprimento desse cilindro. Na imagem 15, é representado o resfriador de leite em forma de conjunto completo indicado as principais dimensões para se obter uma visão geral.

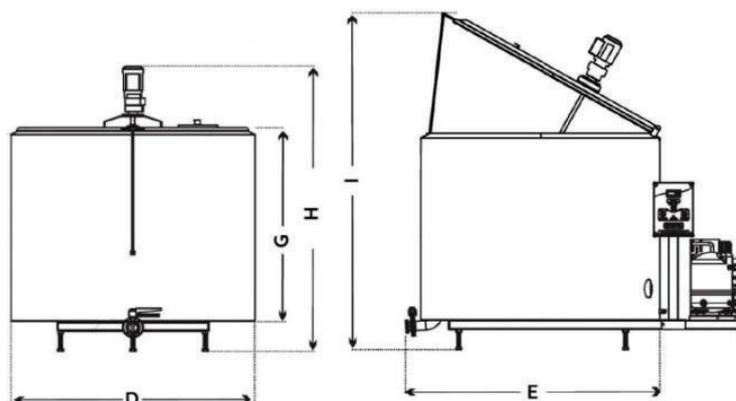


Figura 15 – Dimensões do equipamento
(Fonte: Site Reafrio, 2022)

Através das figuras 14 e 15 foi elaborado a tabela 3, onde foram apontadas as informações relevantes para realizar o cálculo da transferência de calor, indicando as dimensões bem como as características dos materiais que compõe a cuba isotérmica, as informações coletadas são referentes a um equipamento com capacidade de armazenamento para mil litros de leite.

Capacidade	Espessura camada A	Espessura camada B	Espessura camada C	Dimensão D (mm)	Dimensão G (mm)
1.000 litros	2 mm	40 mm	3 mm	1.210 mm	1.070 mm

Tabela 3 – Dimensões de um resfriador
(Fonte: O Autor, 2022)

Após a coleta dos dados é possível realizar a conversão para as unidades desejadas que posteriormente serão aplicadas no cálculo da resistência térmica com as informações apontadas pela tabela 3 e alinhando com a figura 14, os raios para a geometria da cuba são apresentados como: $r_1 = 0,5825$ m, $r_2 = 0,5840$ m, $r_3 = 0,6040$ m e $r_4 = 0,6050$ m.

Sabendo que a transferência de calor sofre uma resistência ao fluir durante a troca de calor e a cuba isotérmica é composta por multicamadas, temos modos de transmissão de calor por convecção e condução. A transmissão por convecção é feita com os fluidos, tanto do meio interno quanto do meio externo e a transmissão por condução ocorre entre as camadas.

Para representar o fluxo de calor a figura 16 representa o sentido do fluxo de calor onde a temperatura mais alta (T_{Alta}) flui no sentido da temperatura mais baixa (T_{Baixa}), entre esses pontos temos as resistências do sistema ocorrido entre os fluidos e as multicamadas. Seguindo o fluxo do calor a posição R_1 representa a resistência ocorrida na forma de convecção entre o fluido externo o ar na superfície externa da cuba, as posições R_2 , R_3 e R_4 são as resistências que ocorrem na forma de condução devido as multicamadas da cuba, estilo “sanduíche”, sendo composta pelos materiais inox AISI 304, poliuretano e inox AISI 304 respectivamente e em R_5 , representa a resistência térmica na forma de convecção entre a parede interna da cuba e o fluido refrigerado, o leite.

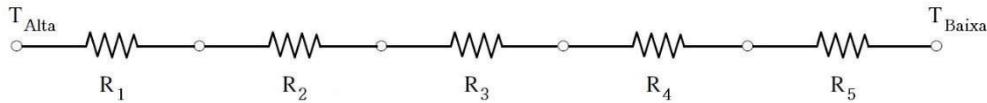


Figura 16 – Resistência térmica entre as camadas
(Fonte: O autor, 2022)

Seguindo o fluxo de calor é feito o cálculo da resistência térmica individualmente, através da equação 11, para R_1 temos:

$$R_1 = \frac{1}{h_1 \pi r_4 L} = \frac{1}{1000 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,6050 \cdot 1,07} = 0,002459 \frac{^{\circ}C}{W} \quad (12)$$

Para R_2 temos:

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi k_1 L} = \frac{\ln\left(\frac{0,6050}{0,6040}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 14,9 \cdot 1,07} = 1,651 \cdot 10^{-5} \frac{^{\circ}C}{W} \quad (13)$$

Para R_3 temos:

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k_2 L} = \frac{\ln\left(\frac{0,6040}{0,5840}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0,026 \cdot 1,07} = 0,192640 \frac{^{\circ}C}{W} \quad (14)$$

Para R_4 temos:

$$R_4 = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_3 L} = \frac{\ln\left(\frac{0,5840}{0,5825}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 14,9 \cdot 1,07} = 2,567 \cdot 10^{-5} \frac{^{\circ}C}{W} \quad (15)$$

Para R_5 temos:

$$R_5 = \frac{1}{h_2 \pi r_1 L} = \frac{1}{1000 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,5825 \cdot 1,07} = 0,000255 \frac{^{\circ}C}{W} \quad (16)$$

Finalmente o somatório da resistência térmica gerada entre as superfícies em contato com o fluido e as multicamadas da cuba, temos:

$$R_{total} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 = 0,1954 \frac{^{\circ}C}{W} \quad (17)$$

Aplicando a equação 10 é obtido o valor a qual interessa, a taxa de transferência de calor, onde a variação de temperatura (ΔT) ocorre entre o fluido externo e o interno.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{total}}{R_{total}} = \frac{(27^{\circ}\text{C} - 3^{\circ}\text{C})}{0,1954 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}} = 122,83 \text{ W/h} \quad (18)$$

Afim de realizar uma otimização do processo de cálculo para identificar de maneira rápida e assertiva o dimensionamento, foi elaborado uma planilha Excel contendo as informações pertinentes e dados necessários, conforme figura 17 o preenchimento de dados é dividido em três segmentos, na primeira parte é concatenada as informações sobre as superfícies de contato, referindo-se à condutividade térmica de cada material, bem como os fluidos que interagem com a face interna e externa, no segundo segmento é destinado ao preenchimento das características do equipamento, com seu diâmetro e espessuras de materiais, na terceira parte é preenchido os valores referentes ao diferencial de temperatura entre o fluido externo e o interno.

DADOS			
Superfícies de contato			
Condutividade térmica revest. EXTERNO	Inox AISI 304	14,90	W/m°C
Condutividade térmica revest. INTERNO	Inox AISI 304	14,90	W/m°C
Condutividade térmica do ISOLANTE	Poliuretano	0,0260	W/m°C
Coefficiente de transf. de calor INTERNO	Leite	1.000,00	W/m²K
Coefficiente de transf. de calor EXTERNO	Ar	100	W/m²K
Dimensões do resfriador de leite			
Diâmetro externo do equipamento		1.210,00	mm
Espessura do revestimento EXTERNO		2,00	mm
Espessura do isolante térmico		40,00	mm
Espessura do revestimento INTERNO		3,00	mm
Altura do tanque		1.070,00	mm
Variação de temperatura			
Temperatura do fluido EXTERNO		27	°C
Temperatura do fluido INTERNO		3	°C

Figura 17 – Dados de entrada
(Fonte: O Autor, 2022)

No segundo momento, com os dados preenchidos das dimensões é possível determinar os raios r_1 , r_2 , r_3 e r_4 , em seguida utilizando as informações da superfície de contato e aplicando a equação 11 foi calculado a resistência individual, para R_1 e R_5 ocorre na forma de convecção, para R_2 , R_3 e R_4 por condução, somando os valores é obtido a resistência total do sistema (R_{total}), por fim aplicando a equação 10 obtemos a taxa de transferência de calor, conforme figura 18.

DIMENSIONAMENTO DO ISOLANTE TÉRMICO ANTIGO				
DIMENSIONAMENTO DOS RAIOS DO RESFRIADOR				
r_4	r_3	r_2	r_1	
0,6050	0,6040	0,5840	0,5825	
RESISTÊNCIA INDIVIDUAL A TRANSFERÊNCIA DE CALOR				
R_1	R_2	R_3	R_4	R_5
0,002459	1,65141E-05	0,192640497	2,56736E-05	0,000255
R_{total}			Q	
0,1954		°C/W	122,83	W/h

Figura 18 – Isolante térmico com espessura menor
(Fonte: O Autor, 2022)

Com o intuito de melhorar a eficiência do equipamento e sabendo que a viabilidade é proporcionar uma camada de isolante térmico maior, dessa forma a espessura do isolante é adicionada como uma variável e assim poder inserir novos valores, afim de obter a taxa de transferência de calor cada vez menor. Toda vez que alterar a espessura diferente da praticada, altera-se o diâmetro do equipamento e assim sendo necessário recalculer os raios, em face disso o cálculo de r_1 e r_2 permanecem inalterados para conservar as características da capacidade de armazenagem e a espessura do revestimento interno não é alterada, para r_3 e r_4 , ocorre o redimensionamento do diâmetro da cuba, baseando-se no valor do isolante.

Devido a alteração da dimensão dos raios é necessário recalculer a nova resistência para o novo valor de isolante, os demais passos e fórmulas seguem iguais ao processo anterior já mencionado. Na figura 19 é ilustrada a etapa final da planilha bem como a nova taxa de transferência de calor redimensionado, a versão completa da planilha está fixada no apêndice B.

REDIMENSIONAMENTO DO ISOLANTE TÉRMICO				
DIMENSIONAMENTO DOS RAIOS DO RESFRIADOR				
ISOLANTE	r_4	r_3	r_2	r_1
80	0,6250	0,6240	0,5840	0,5825
RESISTÊNCIA INDIVIDUAL PARA MULTICAMADAS				
R_1	R_2	R_3	R_4	R_5
0,002380	1,59852E-05	0,379004931	2,56736E-05	0,000255
R_{total}			Q	
0,3817		°C/W	62,88	W/h

Figura 19 – Redimensionamento do isolante térmico
(Fonte: O Autor, 2022)

Através do resultado obtido e realizando um comparativo com os valores anteriormente é possível concluir que obteve uma diminuição de 48,8% na taxa transferência de calor.

3.4 Viabilidade de implantação

Com a nova taxa de transferência de calor estabelecida, a próxima etapa é realizar o *payback* sobre o sistema de isolamento do resfriador de leite, esse indicador visa representar em quanto tempo haverá um retorno positivo sobre o investimento realizado e assim analisar a viabilidade de implantação e comercialização, a figura 20 ilustra as etapas do fluxograma.



Figura 20 – Fluxograma de *payback*
(Fonte: O Autor, 2022)

Para o levantamento de custos sobre as alterações no equipamento, é considerado o custo por metro cúbico do poliuretano injetado, o maior dimensionamento de chapa inox que envolve a sua circunferência externa e o custo estimado de produção, sendo confrontados com a redução do consumo de energia elétrica, gerado pelo redimensionamento do isolante térmico.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

No primeiro momento é possível destacar sobre a eficiência proporcionada ao realizar o redimensionamento do isolante térmico. Ao proporcionar uma espessura maior para o isolamento da cuba, a mesma restringe a troca térmica entre o fluido interno e o externo gerando maior resistência, conseqüentemente a taxa de transferência de calor será inversamente proporcional, nesse caso, irá reduzir. Na tabela 4 é informado os resultados pertinentes a essa modificação.

Espessura do isolante	Resistência térmica (R_{total})	Taxa de transferência de calor
40 mm	0,1954 °C/W	122,83 W/h
80 mm	0,3817 °C/W	62,88 W/h

Tabela 4 – Resultados obtidos com o redimensionamento
(Fonte: O Autor, 2022)

Para uma interpretação de resultados mais adequada e clara, é possível salientar que ao realizar a aplicação do redimensionamento no isolamento térmico, obtemos uma redução de 48,8% da taxa de transferência de calor.

Através de registros realizados em equipamento disponível para teste, foram coletadas as informações de funcionamento do resfriador de leite, na qual opera em média 12 horas diárias. Seguindo as tabelas de referência fornecidas pelo fabricante do equipamento, temos tabelado o consumo elétrico da unidade de resfriamento do equipamento, sendo apresentada na figura 21 com valores de 1,6 kWh em resfriadores com capacidade para armazenar mil litros.

Capacidade dos resfriadores (L)	Número de ordenhas	Capacidade requerida (Kcal/h)	Área evaporador (m ²)	Peso total (Kg)	DANFOSS										Potência máxima instalada
					Compressor hermético - Monofásico/Trifásico - R22/60Hz										
					Modelo unidade condensadora	Corrente (A)				Potência (HP)	Potência (kW)	Quantidade de unidades	Capilar (mm)	Carga de gás (g)	
Monofásico 110V	Monofásico 220V	Trifásico 220V	Trifásico 380V												
600	2	3255	0,87	211	HJM19	-	13	9	5	1.1/2	1,1	1	0,8x450	600	1,2
800	4	2170	0,87	242	HJM19	-	13	9	5	1.1/2	1,1	1	0,8x450	640	1,2
800	2	4340			HJM19	-	13	9	5	1.1/2	1,1	1	0,8x450	640	1,2
1000	4	2713	1,07	272	HJM19	-	13	9	5	1.1/2	1,1	1	0,8x450	800	1,2
1000	2	5425			HJM22	-	17	11	6	2	1,5	1	0,8x450	800	1,6
1250	4	3391	1,77	345	HJM22	-	17	11	6	2	1,5	1	0,8x450	850	1,6
1250	2	6781			HJM28	-	25	16	9	2.1/2	1,9	1	2-0,8x450	900	2,0
1500	4	4069	1,77	402	HJM28	-	25	16	9	2.1/2	1,9	1	2-0,8x450	900	2,0
1500	2	8138			HJM36	-	30	17	9,5	3	2,2	1	2-0,8x400	950	2,3
2000	4	5425	2,38	428	HJM36	-	30	17	9,5	3	2,2	1	2-0,8x400	950	2,3
2000	2	10850			HJM40	-	34	22	10	3.1/2	2,6	1	2-0,8x400	1600	2,7
2500	4	6781	2,38	506	HJM40	-	34	22	10	3.1/2	2,6	1	2-0,8x400	1700	2,7
2500	2	13563			HJM44	-	31	17	13	4	3,0	1	orificio 4	2200	3,1
3000	4	8138	3,42	715	HJM28	-	25	16	9	2.1/2	3,7	2	2-0,8x450	3300	7,7
3000	2	16275			HJM36	-	30	17	9,5	3	4,5	2	2-0,8x400	3300	9,2

Figura 21 – Catálogo de informações para resfriadores
(Fonte: Catálogo Reafrio, 2022)

Obtendo as informações relacionadas anteriormente referente a quantidade de horas (h) e a potência (p) consumida pelo equipamento acionado, é possível identificar o consumo diário de energia, levando em consideração que o equipamento permanece ligado continuamente devido a sua necessidade de manter resfriado um produto perecível, consideramos o período de trinta dias (d), na equação 19 são apresentadas as variáveis com seus respectivos valores e resultado.

$$Consumo_{mês} = h \cdot p \cdot d = 12 \cdot 1,6 \cdot 30 = 576 \text{ kWh}_{mês} \quad (19)$$

Com o intuito de comparar de forma monetária a eficiência gerada pelo redimensionamento do isolante térmico, se faz necessário buscar valores que circundam o custo do quilowatt, com base nos dados da concessionária que opera a rede de distribuição, os valores praticados para o ano de 2022 estão expressos na tabela 5.

Concessionária	Ponta	Fora de ponta	Intermediário
RGE	R\$1,2504	R\$0,5843	R\$0,9174

Tabela 5 – Custo de energia elétrica por kWh
(Fonte: O Autor, 2022)

Aplicando o consumo mensal do equipamento com o custo do quilowatt, obtemos um resultado que representa o gasto mensal com energia elétrica necessária operar nas condições citadas anteriormente o equipamento.

$$Custo_{mês} = Consumo_{mês} \cdot Custo_{kWh} = 576 \cdot 0,9174 = R\$528,42 \quad (20)$$

Por fim, sabendo que a eficiência térmica gerada entre os isolamentos foi de 48,8%, podemos aplicar o percentual de eficiência no custo mensal e assim saber o quanto de economia gerou de forma monetária, na equação 21 são apresentados os valores finais.

$$Economia_{mensal} = Custo_{mês} \cdot percentual = 528,42 \cdot 48,8\% = \mathbf{R\$257,86} \quad (21)$$

Afim de obter o *payback* do projeto é necessário obter os indicadores de investimento inicial e confrontar com a economia gerada. Com o valor de ganho já definido na equação 21, é realizado o custo de investimento, sabe-se que ao proporcionar uma espessura de isolamento térmico maior, algumas medidas são alteradas, como exemplo: a própria camada de poliuretano e a camada externa da cuba o inox AISI 304. Já a camada interna permanece com a dimensão inalterada devido a necessidade de manter a capacidade volumétrica da cuba. Para tanto, além de considerar o gasto de materiais um percentual de mão de obra é agregado, a tabela 6 apresenta.

Isolamento	Revestimento	Mão de obra	Total
R\$530,00	R\$280,00	R\$400,00	R\$1.210,00

Tabela 6 – Custo de investimento
(Fonte: O Autor, 2022)

Com os valores para investimento e com a economia proporcionada é possível fazer o custo x benefícios ou simplesmente o *payback* do projeto, a equação 22 apresenta.

$$\text{Payback} = \frac{\text{Investimento}}{\text{Economia}_{\text{mensal}}} = \frac{1.210,00}{257,86} = 4,69 \text{ meses} \cong 5 \text{ meses} \quad (21)$$

Outro fato a ser levado em consideração como resultado positivo ao realizar o redimensionamento, é que o produtor rural garante um período maior de conservação da temperatura para o leite armazenado caso o resfriador sofra algum tipo de pane e necessite de reparo técnico o mais rápido possível, gerando uma segurança ao produtor no quesito de manter as propriedades e qualidades do lácteo.

5 CONCLUSÕES

Através do estudo de caso obtiveram-se informações concretas para realizar o aprimoramento da eficiência térmica em resfriadores de leite *in natura*, almejando um maior tempo de retenção do produto refrigerado e conseqüentemente gerando economia de energia elétrica. Como objetivo metodológico, o mesmo foi baseado em proporcionar uma resistência térmica através do isolante térmico, esse assunto foi o balizador para a aplicação do estudo, também os objetivos geral e específico pertinentes ao presente trabalho, nortearam e foram de suma importância para sanar a problemática, sendo os objetivos:

- Identificar meios para a redução da troca térmica entre o produto e meio externo: para sanar esse item foram realizados o levantamento dos materiais empregados nos equipamentos comercializados, disponíveis no mercado. Foi constatado a condutividade térmica de cada material e selecionado o que apresentava o melhor custo x benefício, para revestimento interno e externo do isolante, foi selecionado o material aço inox AISI 304 devido a sua menor condutividade térmica, durabilidade e padronização de materiais durante a fabricação, já que o mesmo é necessário ser utilizado perante a normativa. Para o sistema de isolamento térmico o poliuretano expansivo (PU) apresentou uma viabilidade maior devido a condutividade térmica ser menor, possuir uma mobilidade de aplicação e o preço se manter dentro da faixa, quando comparado ao poliestireno (EPS).
- Realizar o redimensionamento e viabilizar um padrão da espessura do isolante: nesse tópico conclui-se de forma satisfatória ao concatenar as informações anteriores e aplica-las numa tabela de Excel, afim de facilitar o redimensionamento de forma rápida e clara, também é possível concluir que as dimensões propostas para a espessura do isolamento térmico influenciam diretamente na taxa de transferência de calor, mas não afeta significativamente o tamanho total do equipamento.
- Analisar a viabilidade técnica entre custo x benefício; esse objetivo é identificado com êxito, alguns ganhos são imediatos, pois gera uma redução na taxa de calor trocado, proporcionando uma eficiência térmica maior e conseqüentemente, reduzindo a necessidade de a unidade condensadora ter que operar o sistema. Outros ganhos posteriores a longo prazo é a segurança térmica que o produtor rural possa desfrutar e a principal viabilidade econômica é a redução do consumo de energia elétrica, o prazo de *payback* é relativamente baixo, quando comparado com o tempo de uso que o equipamento possa proporcionar.

Por fim, o desenvolvimento da pesquisa apresentou êxito ao identificar os parâmetros que influenciam direta e indiretamente na questão da eficiência térmica, foi possível identificar que ao aplicar um isolamento térmico com espessura maior os ganhos são benéficos para a conservação da temperatura do produto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRASIL. Instrução Normativa nº 77 de 26 de novembro de 2018. Ficam estabelecidos os critérios e procedimentos para a produção, acondicionamento, conservação, transporte, seleção e recepção do leite cru em estabelecimentos registrados no serviço de inspeção oficial. Brasília, 30 nov. 2018. Ed. 230, Seção 1.

BRASIL. Nelson R. (editor). **Saúde única e total**: O conceito saúde única, associado à biossegurança, ganha força na pecuária de leite com a adoção de protocolos que asseguram saúde para o rebanho, para o homem e proteção ao meio ambiente. [S. L.]: Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária, 2021. 102 p. Disponível em: www.embrapa.br/busca-de-publicacoes/-/publicacao/1132875/anuario-leite-2021-saude-unica-e-total. Acesso em: 11 abr. 2022.

BRASIL. Rubens N. (editor). **Leite é fonte barata de nutrientes**. [S. L.]: Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária, 2017. Disponível em: <https://www.embrapa.br/busca-de-noticias/-/noticia/23657273/leite-e-fonte-barata-de-nutrientes?link=agencia>. Acesso em: 10 abr. 2022.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A.. **Termodinâmica**. 7ª ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2013. 1018 p. Tradução de: Paulo Maurício Costa Gomes.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J.. **Transferência de calor e massa**. 4ª ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2011. 902 p. Tradução de: Fátima A. M. Lino.

INCROPERA, Frank P. *et al.* **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7ª ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 2014. 977 p. Tradução de: Fernando Luiz Pellegrini Pessoa

MORAN, Michael J. *et al.* **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 8ª ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 2018. 947 p. Tradução de: Robson Pacheco Pereira.

VILELA, Duarte *et al.* **A evolução do leite no Brasil em cinco décadas**. [S. L.]: Revista de Política Agrícola, 2016. 23 p.

ZACARCHENCO, Patrícia B.. **Por que ainda recomendamos o consumo de leite?** [S. L.]: Drauzio, 2016. Disponível em: <https://drauziovarella.uol.com.br/alimentacao/por-que-ainda-indicamos-o-leite/>. Acesso em: 09 abr. 2022.

APÊNDICE A – Resistência térmica no perfil cilíndrico radial multicamadas.

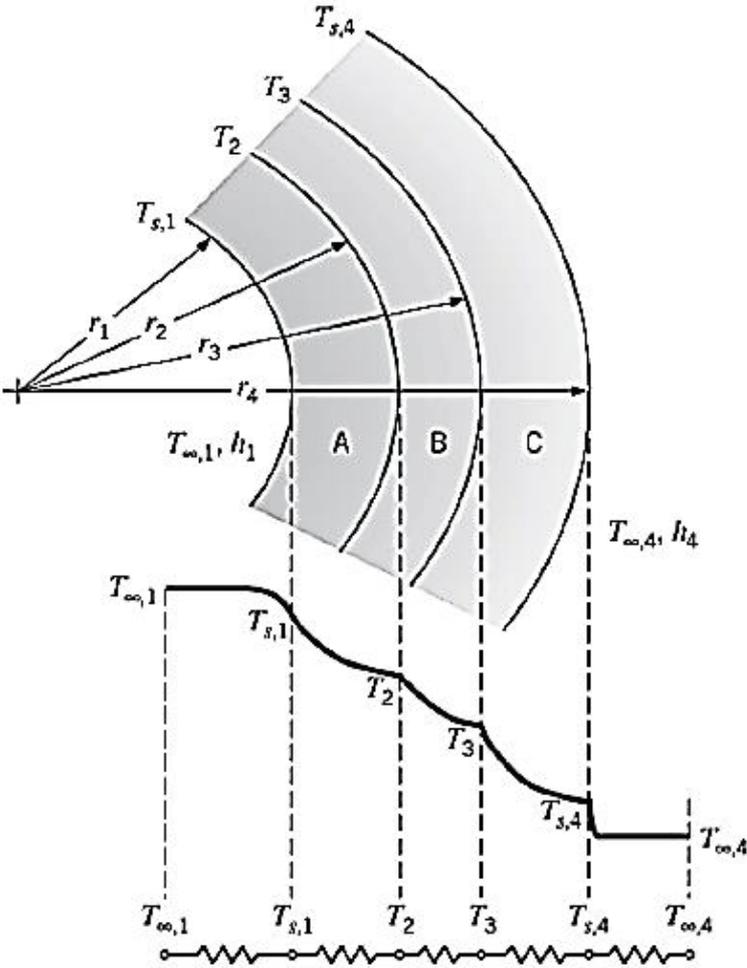


Figura 14 – Perfil radial para cilindros multicamadas.
 (Fonte: INCROPERA, Frank P. et al., 2011)

APÊNDICE B – Tabela de cálculo para o redimensionamento do isolante térmico

DADOS			
Superfícies de contato			
Condutividade térmica revest. EXTERNO	Inox AISI 304	14,90	W/m°C
Condutividade térmica revest. INTERNO	Inox AISI 304	14,90	W/m°C
Condutividade térmica do ISOLANTE	Poliuretano	0,0260	W/m°C
Coeficiente de transf. de calor INTERNO	Leite	1.000,00	W/m²K
Coeficiente de transf. de calor EXTERNO	Ar	100	W/m²K
Dimensões do resfriador de leite			
Diâmetro externo do equipamento		1.210,00	mm
Espessura do revestimento EXTERNO		2,00	mm
Espessura do isolante térmico		40,00	mm
Espessura do revestimento INTERNO		3,00	mm
Altura do tanque		1.070,00	mm
Variação de temperatura			
Temperatura do fluido EXTERNO		27	°C
Temperatura do fluido INTERNO		3	°C

DIMENSIONAMENTO DO ISOLANTE TÉRMICO ANTIGO				
DIMENSIONAMENTO DOS RAIOS DO RESFRIADOR				
r_4	r_3	r_2	r_1	
0,6050	0,6040	0,5840	0,5825	
RESISTÊNCIA INDIVIDUAL A TRANSFERÊNCIA DE CALOR				
R_1	R_2	R_3	R_4	R_5
0,002459	1,65141E-05	0,192640497	2,56736E-05	0,000255
R_{total}			Q	
0,1954		°C/W	122,83	W/h

REDIMENSIONAMENTO DO ISOLANTE TÉRMICO				
DIMENSIONAMENTO DOS RAIOS DO RESFRIADOR				
ISOLANTE	r_4	r_3	r_2	r_1
80	0,6250	0,6240	0,5840	0,5825
RESISTÊNCIA INDIVIDUAL PARA MULTICAMADAS				
R_1	R_2	R_3	R_4	R_5
0,002380	1,59852E-05	0,379004931	2,56736E-05	0,000255
R_{total}			Q	
0,3817		°C/W	62,88	W/h

Figura 19 – Redimensionamento do isolante térmico
(Fonte: O Autor, 2022)