



**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO
AMAZONAS
CAMPUS MANAUS CENTRO
DEPARTAMENTO DE PROCESSOS INDUSTRIAIS
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

RAFAEL DA SILVA NUNES

**ANÁLISES TERMODINÂMICAS DE FLUIDOS REFRIGERANTES EM SISTEMAS
DE REFRIGERAÇÃO PARA CONSERVAÇÃO DE VACINAS**

**MANAUS-AM
2022**

RAFAEL DA SILVA NUNES

**ANÁLISES TERMODINÂMICAS DE FLUIDOS REFRIGERANTES EM SISTEMAS
DE REFRIGERAÇÃO PARA CONSERVAÇÃO DE VACINAS**

Trabalho de Conclusão de Curso, submetido ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas – Campus Manaus Centro, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob a orientação do Prof. Me. Benjamin Batista de Oliveira Neto.

**MANAUS-AM
2022**

Biblioteca do IFAM- Campus Manaus Centro

N972a Nunes, Rafael da Silva.

Análises termodinâmicas de fluidos refrigerantes em sistemas de refrigeração para conservação de vacinas / Rafael da Silva Nunes. – Manaus, 2022.

67 p. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas, *Campus* Manaus Centro, 2022.

Orientador: Prof. Me. Benjamin Batista de Oliveira Neto.

1. Engenharia mecânica. 2. Refrigeração. 3. Câmara fria. 4. Rendimento. I. Oliveira Neto, Benjamin Batista de. (Orient.) II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas III. Título.

CDD 621



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
INSTITUTO FEDERAL DO AMAZONAS

ATA Nº 294 / 2022 - CCGEM/CMC (11.01.03.01.16.12.01)

Nº do Protocolo: 23443.020558/2022-11

Manaus-AM, 14 de Dezembro de 2022

ATA DE DEFESA PÚBLICA DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

No dia quatorze do mês de dezembro de dois mil e vinte e dois, às 16:00 horas na Sala do Laboratório de Ensaios do IFAM *Campus* Manaus Centro, o acadêmico **Rafael da Silva Nunes**, apresentou o seu Trabalho de Conclusão de Curso para avaliação da Banca Examinadora presidida pelo Prof. Me. Benjamin Batista de Oliveira Neto (orientador), composta pelos demais examinadores: Prof. Me. Plácido Ferreira Lima (avaliador - IFAM) e Prof. Me. Paulo Fernando Figueiredo Maciel (avaliador - IFAM). A sessão pública de defesa foi aberta pelo Presidente da Banca Examinadora, que fez a apresentação da mesma e deu continuidade aos trabalhos, fazendo uma breve referência ao TCC que tem como título: **ANÁLISES TERMODINÂMICAS DE FLUIDOS REFRIGERANTES EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO PARA CONSERVAÇÃO DE VACINAS**. Na sequência, o acadêmico teve até 30 minutos para a comunicação oral de seu trabalho, e em seguida, cada integrante da Banca Examinadora fez suas arguições. Ouvidas as explicações do acadêmico, os membros da Banca Examinadora, reunidos em caráter sigiloso, para proceder à avaliação final, deliberaram por **APROVAR** e atribuir à **nota 9,0** ao trabalho. Foi divulgado o resultado formalmente ao acadêmico e demais presentes, dando ciência ao mesmo que a versão final do trabalho deverá ser entregue até o prazo máximo de 15 dias, com as devidas alterações sugeridas pela banca.

Nada mais a tratar, a sessão foi encerrada às **(17h 30min)**, sendo lavrada a presente ata, que, uma vez aprovada, foi assinada por todos os membros da Banca Examinadora e pelo acadêmico.

Prof. Orientador / Presidente: Prof. Me. Benjamin Batista de Oliveira Neto

Prof. Membro 1: Prof. Me. Plácido Ferreira Lima

Prof. Membro 2: Prof. Me. Paulo Fernando Figueiredo Maciel

Acadêmico: Rafael da Silva Nunes

(Assinado digitalmente em 14/12/2022 18:03)
BENJAMIN BATISTA DE OLIVEIRA NETO
MEMBRO
Matrícula: 1112947

(Assinado digitalmente em 14/12/2022 18:56)
PAULO FERNANDO FIGUEIREDO MACIEL
PROFESSOR ENS BASICO TECN TECNOLOGICO
Matrícula: 3280746

(Assinado digitalmente em 15/12/2022 15:54)
PLACIDO FERREIRA LIMA
PROFESSOR ENS BASICO TECN TECNOLOGICO
Matrícula: 981395

Para verificar a autenticidade deste documento entre em <https://sig.ifam.edu.br/documentos/> informando seu número: **294**, ano: **2022**, tipo: **ATA**, data de emissão: **14/12/2022** e o código de verificação: **c5f146b051**

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela saúde e determinação fundamental para a conclusão do curso.

Agradeço a todos os professores do curso que ao longo dos semestres contribuíram bastante com minha formação científica e pessoal, em especial aos meus professores Me Camila da Costa Pinto e orientador Me Benjamin Batista de Oliveira Neto pela dedicação nas instruções para a conclusão deste trabalho. Aos meus companheiros de curso Cledson da Rocha Souza e Luana Martins Barreto que me ajudaram nos assuntos mais complicados das disciplinas e se tornaram meus amigos para todos os momentos.

Dedico essa conquista a toda minha família, excepcionalmente a Valdiza da Silva Nunes e Raphaela dos Santos Lira que me incentivaram desde o princípio e sempre acreditaram no meu potencial. Dedico também a minha filha Louise Lira Nunes que sempre será minha maior motivação para alcançar meus objetivos e a qual dedicarei a minha vida e todo meu amor.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
2. JUSTIFICATIVA.....	12
3. OBJETIVOS.....	13
3.1 Objetivo Geral	13
3.2 Objetivos específicos.....	13
4. REFERENCIAL TEÓRICO	14
4.1 Propriedades do estado da matéria	14
4.2 Transferência de calor	15
4.2.1 Condução.....	16
4.2.2 Radiação.....	17
4.2.3 Convecção.....	17
4.3 Sistema de refrigeração	18
4.4 Câmara fria	22
4.5 Componentes do sistema de refrigeração	28
4.5.1 Evaporador	28
4.5.2 Compressor	30
4.5.3 Condensador.....	32
4.5.4 Válvula de expansão	34
4.6 Coeficiente de performance do ciclo (COP)	36
4.7 Tipos de fluidos para vacinas	36
5. METODOLOGIA	40
5.1 Câmara Fria	40
5.2 Circuito termodinâmico de refrigeração.....	44
5.3 Consumo de energia	44
5.4 Softwares utilizados.....	45
5.4.1 Computer Aided Thermodynamics Tables 3 (CATT3)	45

5.4.2 Oneshape	46
5.4.3 Microsoft Excel.....	48
6. RESULTADOS	49
6.1 Dimensionamento da câmara	49
6.2 Análise termodinâmica dos componentes do ciclo de refrigeração	54
6.3 Análise de consumo.....	62
CONCLUSÃO.....	65
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fatores de dispersão de calor em função do isolamento (kcal/m ² /24h)	23
Tabela 2 - Troca de Ar/24h por abertura de porta e infiltração	24
Tabela 3 - Troca de Ar/24h por abertura de porta e infiltração	25
Tabela 4 - Calor necessário para resfriar o ar externo até a temperatura de câmara (kcal/m ³)	25
Tabela 5 - Calor de ocupação	26
Tabela 6 - Grau de ODP e GWP dos fluidos	39
Tabela 7 - Período e temperatura de armazenamento das vacinas nas instâncias da Rede de Frio.....	40
Tabela 8 - Dimensões e cosmética do frasco SCHOTT	43
Tabela 9 - Cargas térmicas	53
Tabela 10 - Propriedades termodinâmicas do fluido R-134.....	54
Tabela 11 - Propriedades termodinâmicas do fluido R-404a	56
Tabela 12 - Propriedades termodinâmicas do fluido R-507a	57
Tabela 13 -Resultado da análise termodinâmica do ciclo	58
Tabela 14 - Preço dos fluidos refrigerantes	63
Tabela 15 - Custo de consumo dos fluidos.....	63
Tabela 16 - Comparação dos custos energéticos	64

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Processo da condução do calor	16
Figura 2 - Termografia do calor irradiado pelo corpo de um elefante	17
Figura 3 - Convecção forçada no interior de uma câmara frigorífica	18
Figura 4 - Ciclo frigorífico de Carnot.....	19
Figura 5 - Ciclo de operação e funcionamento.....	20
Figura 6 - Diagrama T-s de um ciclo ideal de vapor	21
Figura 7 - Diagrama P-h para fluidos	21
Figura 8 - Fontes de calor	22
Figura 9 - Design 3D - Evaporador	29
Figura 10 - Processo de transferência de calor no evaporador	30
Figura 11 - Design 3D - Compressor.....	31
Figura 12 - Processo de compressão adiabático reversível no compressor	32
Figura 13 - Design 3D - Condensador.....	33
Figura 14 - Processo de transferência de calor no condensador.....	34
Figura 15 - Design 3D - Válvula de expansão.....	35
Figura 16 - Processo no dispositivo de expansão	35
Figura 17 - Câmara Fria.....	42
Figura 18 - Programa CATT3	46
Figura 19 - Válvula de expansão - Design 3D.....	47
Figura 20 - Válvula de expansão projetada no ambiente do visualizador	48

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Vazão dos refrigerantes.....	59
Gráfico 2 - Potência do compressor	60
Gráfico 3 - Transferência de calor no condensador.....	61
Gráfico 4 - Desempenho de ciclo	62

RESUMO

Foram avaliadas as demandas de cargas térmicas de um sistema de refrigeração para armazenagem das vacinas de febre amarela (atenuada) e poliomielite 1,2 e 3 (atenuada) obedecendo o Manual Rede de Frios para instalação em instância estadual. As bases para a construção dos modelos matemáticos estão nas equações de conservação de massa e balanço de energia. As análises de volumes de controle estão de acordo com as propriedades dos fluidos de trabalho como a entalpia, entropia, pressão, temperatura e trocas térmicas. Além disso, foi analisado o melhor rendimento do processo em comparação com o coeficiente de desempenho de cada fluido refrigerante em particular no ciclo de refrigeração e o custo mensal de eletricidade relacionando o preço do cilindro contendo o fluido, com o trabalho do compressor e as horas de funcionamento da câmara fria. Softwares especiais são utilizados com o objetivo de otimizar a organização das informações e compreensão dos resultados. Diante dos dados apresentados observou-se a tendência do fluido R-134a ser o mais eficiente para os parâmetros desse ciclo termodinâmico uma vez que ele tem a capacidade de realizar o processo frigorífico com o menor esforço do compressor em relação aos demais refrigerantes. Além disso, o custo (R\$) do R-134a foi o menor do ciclo, uma vez que seu COP é maior enquanto o R-404a foi o segundo mais bem avaliado e o R-507a foi o menos viável para o processo.

Palavras-chave: Refrigeração; Câmara fria; Rendimento.

ABSTRACT

The thermal load demands of a refrigeration system for storing yellow fever (attenuated) and poliomyelitis 1,2 and 3 (attenuated) vaccines were evaluated, following the Rede de Frios Manual for installation at a state level. The bases for the construction of the mathematical models are in the mass conservation and energy balance equations. Control volume analyzes are in accordance with the properties of working fluids such as enthalpy, entropy, pressure, temperature and thermal exchanges. In addition, the best process efficiency was analyzed in comparison with the coefficient of performance of each particular refrigerant fluid in the refrigeration cycle and the monthly cost of electricity relating the price of the cylinder containing the fluid, with the work of the compressor and the hours cold room operation. Special software is used in order to optimize the organization of information and understanding of results. In view of the data presented, it was observed that the R-134a fluid tended to be the most efficient for the parameters of this thermodynamic cycle, since it has the capacity to carry out the refrigeration process with the lowest compressor effort in relation to other refrigerants. In addition, the cost (R\$) of R-134a was the lowest in the cycle, since its COP is higher, while R-404a was the second best evaluated and R-507a was the least viable for the process.

Keywords: Refrigeration; Cold chamber; Performance.

1. INTRODUÇÃO

Existe uma grande preocupação com a conservação de vacinas, pois elas apresentam sensibilidade às mudanças de temperatura. Tanto temperaturas acima quanto o congelamento abaixo dos limites especificados deve ser prevenido para a manutenção da estabilidade química, física e propriedades imunobiológicas dentro do prazo de validade e esses cuidados devem ser mantidos desde a fabricação até a utilização nas salas de vacinação para que o produto não venha perder sua eficácia. Segundo o Manual Rede de Frios (MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2013), que é um sistema amplo do Governo Federal para controle da qualidade das vacinas, a temperatura adequada para conservação das vacinas de febre amarela (atenuada) e poliomielite 1,2 e 3 (atenuada) está entre -25°C a -15°C e 2°C a 8°C em um período de armazenamento que varia de acordo com as instâncias nacional, estadual, regional, municipal e local.

Atualmente são utilizados vários instrumentos eletrônicos para monitoramento e controle de temperatura da câmara fria, com o objetivo de manter as doses de vacinas em condições adequadas. Mesmo com as atuais tecnologias para o armazenamento dos imunobiológicos, ainda se aborda pouco sobre o estudo dos fluidos refrigerantes da câmara fria utilizada para conservação de vacinas. O fluido refrigerante deve apresentar características termodinâmicas favoráveis, não ser tóxico, não ser inflamável, livre de CFC e estar disponível comercialmente a um custo razoável (STOECKER; JABARDO, 2002).

A modelagem é um recurso matemático muito útil em projetos, com a ajuda desta ferramenta e software especial, simulações podem ser realizadas, o que pode gerar informações importantes que permitirão propor melhorias no processo e compreender melhor o seu comportamento. Será feita uma avaliação das demandas de cargas térmicas de uma câmara fria para uma Central Estadual de Rede de Frios que armazena os frascos-ampolas das vacinas de febre amarela e poliomielite para compreender como os diferentes fluidos refrigerantes (R-134a, R-404a, R-507a) se comportam em cada volume de controle desse ciclo de refrigeração e analisar o custo energético para o investimento. O ciclo de refrigeração considerado é o de compressão mecânica de vapor ideal que está em regime permanente para otimizar a estruturação dos conceitos e aplicação do modelo de engenharia para a obtenção dos resultados e tratamento dos dados.

2. JUSTIFICATIVA

As vacinas têm uma grande importância na sociedade, uma vez que seu papel é de imunizar os cidadãos contra microrganismos patogênicos, no entanto, elas são imunobiológicos bastante sensíveis a variações de temperatura e por esse motivo a sua armazenagem em locais de temperatura controlada é de extrema relevância para que suas propriedades sejam mantidas, pois o ambiente deve estar sempre adequado para a conservação. Os fluidos refrigerantes que circulam no sistema de refrigeração são os responsáveis por absorver o calor do ambiente interno no evaporador e direcioná-lo através do condensador para o ambiente externo, mantendo assim as condições internas favoráveis para a estabilidade do produto armazenado (SHAPIRO, *et al*, 2013). Existem vários tipos de fluidos que podem ser utilizados em sistemas de refrigeração, porém, é obrigatório que o refrigerante utilizado em câmaras frias apresente características como a ausência de CFC (clorofluorcarbono), pois existe a preocupação com a camada de ozônio. Além disso, características como viabilidade econômica devem ser consideradas na pesquisa, uma vez que, não só a eficiência energética será abordada.

3. OBJETIVOS

3.1 Objetivo Geral

Fazer a análise de um circuito teórico de refrigeração de um modelo de câmara fria para o armazenamento de vacinas em instância estadual.

3.2 Objetivos específicos

- Definir a demanda de carga térmica do processo obedecendo os parâmetros de conservação dos imunobiológicos de acordo com o Manual Rede de Frios;
- Realizar um estudo em cada volume de controle de acordo com a carga térmica encontrada na câmara fria;
- Analisar as eficiências e os custos do processo de forma acoplada e global.

4. REFERENCIAL TEÓRICO

4.1 Propriedades do estado da matéria

As propriedades do sistema determinam seu estado, são exemplos de propriedades macroscópicas massa, volume, energia, pressão e temperatura. Para que ocorra uma mudança de estado, o sistema deve alterar algumas de suas propriedades e, quando isso acontece, diz-se que o sistema passou por um processo. Mas quando o sistema continua com suas propriedades constantes, observa-se que o mesmo está em regime permanente, pois nenhuma de suas propriedades variou em relação ao tempo. As propriedades termodinâmicas podem ser extensivas e intensivas. Nas propriedades extensivas, o valor final é a soma dos valores das partes divididas no sistema, depende do tamanho do sistema e muda com o tempo. Um exemplo de uma propriedade extensiva é a massa, volume, energia e outras propriedades. Por outro lado, propriedades intensivas são não aditivas, ou seja, seus valores são independentes do tamanho do sistema e podem mudar ao longo do tempo dependendo da localização. Volume específico, pressão e temperatura são exemplos de propriedades intensivas importantes (SHAPIRO, *et al*, 2013).

A matéria pode sofrer transformações físicas e químicas. Para saber se houve uma mudança física a matéria vai mudar apenas o seu estado, por exemplo, passando do estado sólido para o líquido, mas sua composição química permanece a mesma. Já em uma transformação química, uma substância é convertida em outra substância quimicamente diferente (BROWN, *et al*, 2016).

As substâncias têm propriedades específicas para cada estado da matéria: gasoso, líquido ou sólido. O gás não tem forma ou volume fixo, por isso ocupa todo o espaço do recipiente igualmente. Enquanto os líquidos têm a forma do recipiente que o contém, mas os sólidos têm forma e volume específicos e não podem ser comprimidos tanto quanto os gases. Quando o calor é transferido para um corpo e ocorre uma mudança de fase, esse calor é chamado de calor latente. Mas se o calor fornecido produzir apenas uma mudança na temperatura, então o calor é sensível.

“Entalpia, representada pelo símbolo H , é definida como a energia interna somada ao produto da pressão P pelo volume V do sistema” (BROWN, *et al*, 2016, p.180).

A palavra entalpia vem do grego *enthalpein*, que significa aquecer, ela é a energia térmica envolvida no processo do sistema. A entalpia está em função do estado, assim como a

energia interna, pressão e volume, porque depende apenas do estado atual do sistema e não do processo para atingir esse determinado estado.

A entropia é uma propriedade extensiva importante, assim como massa e energia, pois ela pode ser transferida através da fronteira do sistema. Mas ao contrário da massa e energia, que se conservam, a entropia é produzida no interior dos sistemas sempre que o sistema apresenta irreversibilidades como o atrito. O enunciado da segunda lei estabelece que a entropia não pode ser destruída, assim, ela não apresenta valores negativos, apenas positivos e nulos. Através da produção da entropia sabe-se a possibilidade ou não do processo (SHAPIRO, *et al*, 2013).

O calor específico é uma grandeza física intensiva que depende do material que é constituído o corpo. Outra propriedade intensiva importante é o volume específico que é definido como o inverso da massa específica e pode variar de ponto a ponto. Durante o processo de refrigeração, o fluido refrigerante pode ser líquido saturado, líquido sub-resfriado, vapor saturado, vapor superaquecido ou a junção de líquido saturado ou vapor saturado. O título está entre os valores 0 (líquido saturado) e 1 (vapor saturado), não faz sentido falar em título nas regiões de vapor superaquecido ou nas regiões de líquido comprimido. (SHAPIRO, *et al*, 2013).

“A energia interna, E , de um sistema representa a soma de todas as energias cinéticas e potenciais dos componentes do sistema” (BROWN, *et al*, 2016, p.175). Para os conceitos mecânicos de energia é importante lembrar da energia cinética que é uma grandeza escalar relacionada a velocidade do corpo e da energia potencial gravitacional que está associada à força da gravidade.

4.2 Transferência de calor

Se houver uma diferença de temperatura dentro ou entre o ambiente interno e externo, a transferência de calor necessariamente ocorre. De acordo com o livro Fundamento de Transferência de Calor e Massa: “Transferência de calor (ou calor) é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço” (INCROPERA, *et al*. 2008, p. 2).

A Segunda Lei da Termodinâmica trata da transferência de energia térmica, onde o corpo com a maior quantidade de energia térmica transfere calor para o corpo com a menor quantidade de energia térmica. A transmissão de calor ocorre por meio da condução, convecção e radiação.

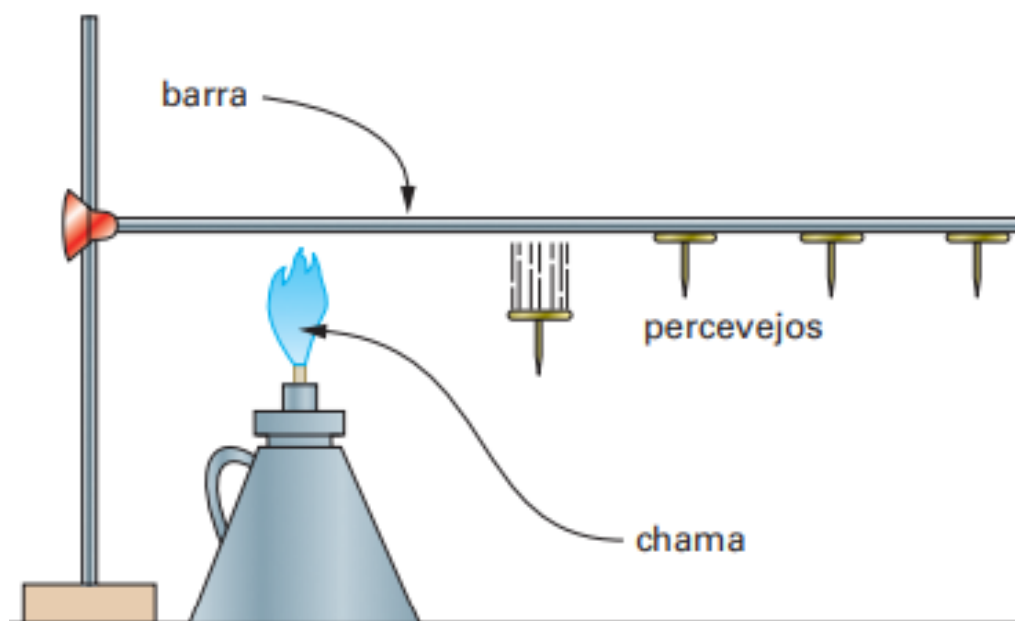
4.2.1 Condução

“A condução pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre partículas” (INCROPERA, *et al*, 2008, p. 3).

A condução ocorre de partícula para partícula, os corpos com maior número de partículas livres que podem ser portadoras de energia cinética são bons condutores de calor (GASPAR, 2013). Quando os átomos do corpo vibram, a intensidade do calor aumenta à medida que a velocidade do contato físico entre as partículas aumenta gradualmente.

Na condução, a capacidade de transferir calor está relacionada às ligações atômicas, de modo que os átomos com ligações mais fracas transferem energia térmica mais livremente. Materiais altamente ligados têm menos transferência de calor, o que significa que são maus condutores.

Figura 1 - Processo da condução do calor



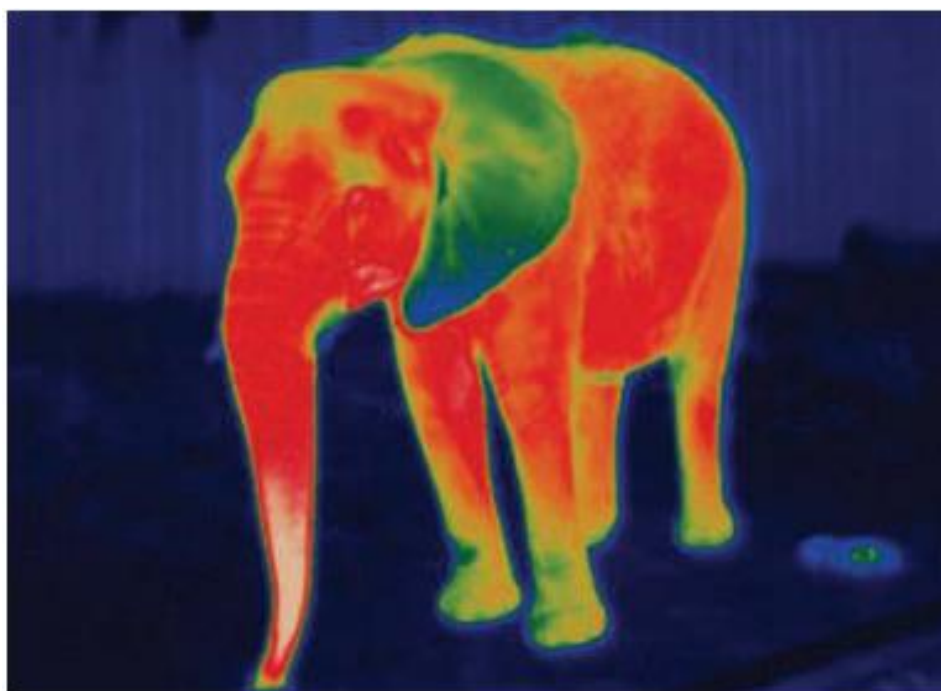
Fonte: GASPAR, 2013, p.253

Como a condução precisa de contato físico direto e está relacionada às ligações atômicas, à medida que recebem calor da chama, as partículas do metal vibram mais intensamente e esse movimento se transmite de partícula para partícula. Os percevejos estão presos a barra metálica com parafina de vela e vão caindo em ordem a partir da extremidade que está a chama. Esse modelo demonstra de forma simplificada a condução de calor na barra (GASPAR, 2013).

4.2.2 Radiação

Na radiação, o princípio de transferência de calor permanece o mesmo, ou seja, do corpo mais quente para o corpo mais frio. No entanto, não há necessidade de contato físico entre os corpos, o que pode acontecer no vácuo, por exemplo. A radiação é vital para a vida na Terra porque o calor do Sol chega à Terra através da radiação (GASPAR, 2013).

Figura 2 - Termografia do calor irradiado pelo corpo de um elefante



Fonte: GASPAR, 2013, p.252

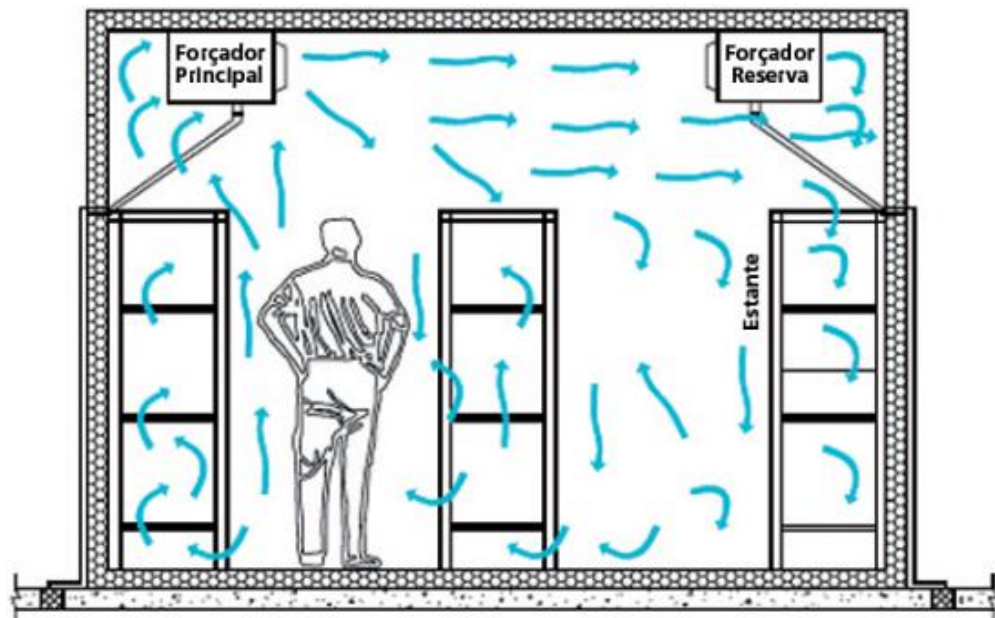
A imagem térmica apresentada mostra claramente que os objetos emitem radiação térmica, e quanto maior a temperatura, mais calor o corpo emite. As cores claras absorvem menos energia e são mais reflexivas do que as cores escuras, e as cores escuras absorvem e dissipam bem o calor.

4.2.3 Convecção

“A convecção é um processo de transmissão de calor que ocorre apenas em fluido” (GASPAR, 2008, p. 254).

Em um ambiente fechado, o processo é mais fácil de descrever porque o fluido na região de alta temperatura pode ser considerado menos denso e tende a subir, enquanto o fluido na região de temperatura mais baixa é mais denso e diminui. A convecção pode ser produzida artificialmente através de ventiladores e condicionadores de ar. Em salas refrigeradas, este método é usado porque o ventilador do evaporador força o ar frio a circular pela sala.

Figura 3 - Convecção forçada no interior de uma câmara frigorífica



Fonte: MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2013, p. 45

4.3 Sistema de refrigeração

A refrigeração é o processo que tem como objetivo retirar o calor de um corpo e transferi-lo para outro ambiente. Fazendo com que uma determinada região tenha uma temperatura inferior do que os espaços ao seu redor (SHAPIRO, *et al*, 2013).

Os sistemas de refrigeração estão presentes no dia a dia das pessoas frequentemente de duas formas, no ar condicionado para refrigerar o ambiente e amenizar o calor e na geladeira utilizada para conservar os alimentos. Nos processos industriais a refrigeração é utilizada em diversos setores, como por exemplo:

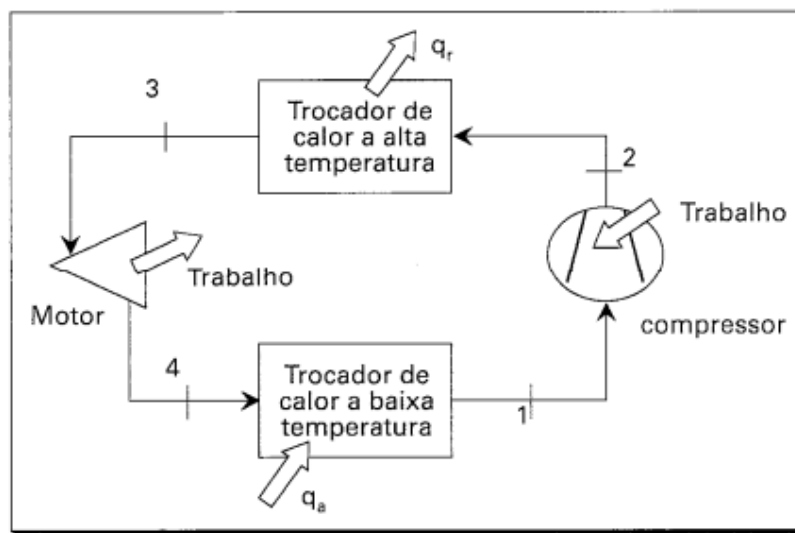
“Na usinagem e conformação de ligas de metais, na fabricação de produtos metálicos e plásticos, no resfriamento do fluido de corte em máquinas de usinagem, em secadores de ar comprimido, utilizados para acionamento de certas máquinas, e na refinaria de petróleo, para a condensação e separação de hidrocarbonetos ou no resfriamento de certas reações químicas exotérmicas” (ALVAREZ, 2019, p.9).

Existem alguns sistemas de refrigeração específicos para serem usados de acordo com a finalidade proposta sendo refrigeração por compressão de vapor, refrigeração por absorção ou refrigeração a gás. E esses processos são realizados através de ciclos (ALVAREZ, 2019).

O ciclo de Carnot consiste em fazer com que um fluido refrigerante passe por uma sequência de procedimentos, retornando ao estado inicial. Esse ciclo se destaca dentre os outros por ser considerado um ciclo ideal (reversível) funcionando entre dois níveis de temperatura, apresentando maior eficiência (STOECKER; JABARDO, 2002).

O ciclo de Carnot possui os seguintes componentes: um compressor, dois trocadores de calor e um motor térmico (turbina) (STOECKER; JABARDO, 2002).

Figura 4 - Ciclo frigorífico de Carnot



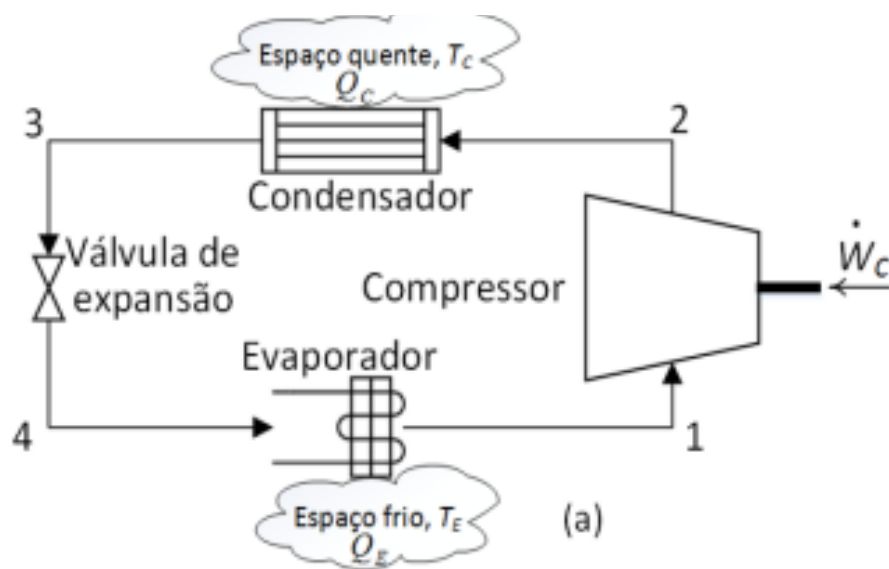
Fonte: STOECKER; JABARDO, 2002, p. 20

No processo termodinâmico esses componentes se relacionam da seguinte forma:

- 1.2 - Compressão adiabática e reversível (sem atrito).
- 2.3 - Rejeição de calor a temperatura constante.
- 3.4 - Expansão adiabática e reversível em um motor térmico.
- 4.1 - Remoção isotérmica de calor de um ambiente a baixa temperatura (STOECKER; JABARDO, 2002).

No entanto, essa forma ideal do ciclo de Carnot não tem como ser aplicada no mundo real, isso porque o sistema de refrigeração de Carnot não leva em consideração os desvios dos ciclos de refrigeração real, que ocorrem a partir dos efeitos de troca de calor entre o fluido refrigerante e a vizinhança, causando queda de pressão. Além do mais, em um sistema real, as transferências de calor são irreversíveis. Para que esse ciclo se torne viável é necessário fazer algumas alterações, inserindo um evaporador e uma válvula de expansão ou um tubo capilar, tornando-o o ciclo de refrigeração mais utilizado atualmente (ALVAREZ, 2019).

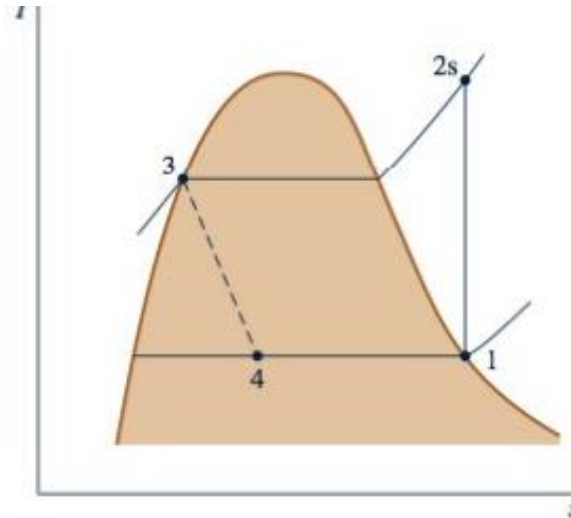
Figura 5 - Ciclo de operação e funcionamento



Fonte: ALVAREZ, 2019, p.11

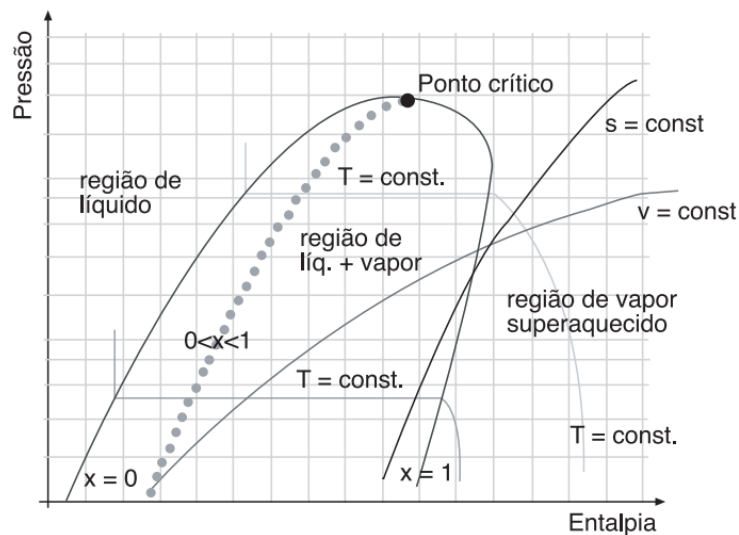
Os processos do ciclo de refrigeração ideal são:

Figura 6 - Diagrama T-s de um ciclo ideal de vapor



Fonte: SHAPIRO, *et al*, 2013, p. 470

Figura 7 - Diagrama P-h para fluidos



Fonte: Eletrobras, 2005, p. 23

Processo 1-2s: Nesse processo ocorre a compressão isentrópica do refrigerante do estado 1 até a pressão do condensador no estado 2s.

Processo 2s-3: Ocorre a transferência de calor do refrigerante à medida que flui através do condensador a pressão constante. O refrigerante sai como líquido no estado 3.

Processo 3-4: Processo de estrangulamento do estado 3 até que ocorra uma mistura de duas fases líquido -vapor em 4.

Processo 4-1: Nessa fase ocorre a transferência de calor para o refrigerante à medida que flui a pressão constante ao longo do evaporador para completar o ciclo (SHAPIRO, *et al*, 2013).

Todos esses processos são internamente reversíveis, exceto o processo de estrangulamento. Mesmo que esse processo irreversível esteja incluso, o ciclo é comumente conhecido como ciclo ideal de compressão a vapor.

4.4 Câmara fria

O documento de caráter orientativo DOQ-CGCRE publicado pelo INMETRO (O Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia) define Câmara Térmica como um espaço fechado onde a temperatura interna pode ser controlada dentro de limites especificados (INMETRO, 2013). Às câmaras frias são utilizadas normalmente para armazenar e conservar alimentos. Para conhecer a capacidade térmica de uma câmara frigorífica é interessante considerar as fontes de calor por transmissão através das paredes, piso e teto, além da infiltração de calor pela abertura de portas, a carga devido aos produtos armazenados e outras fontes de calor como por exemplo, a iluminação, pessoas que estarão dentro do ambiente por um período de tempo, calor devido aos motores.

Figura 8 - Fontes de calor



Fonte: TECUMSEH - FICFRIO, nº90, 2014, p.10

Em outubro de 2014 a nona edição da revista Fic Frio, que pertence a multinacional americana Tecumseh que é considerada uma das maiores fabricantes de compressores

herméticos do planeta, número 90 abordou sobre a importância do cálculo de carga térmica em câmaras frigoríficas. Nessa abordagem, através das definições de todas as fontes de calor existentes no ambiente, foi feito o cálculo de carga térmica de uma câmara fria. E utilizando as mesmas equações será possível encontrar a capacidade frigorífica da câmara fria estudada neste trabalho para armazenamento das vacinas de febre amarela (atenuada) e poliomielite 1,2 e 3 (atenuada). Dado que a carga térmica é calculada com base nos dados obtidos, como por exemplo, temperatura do produto que entra na sala, temperatura desejada do produto, tempo de resfriamento desejado, quaisquer alterações feitas no projeto inicial afetarão o desempenho do sistema (TECUMSEH - FIC FRIO, 2014).

I - Transmissão de Calor ($Q_{transmissão}$)

O ganho de calor através das paredes, teto e piso varia de acordo com o tipo e espessura do isolamento, a área da superfície da parede externa e a diferença de temperatura entre o local a ser resfriado e o ar externo.

$$Q_{parede} = L \times A \times F_{dc} \quad (1)$$

$$Q_{piso} \text{ ou } Q_{teto} = L \times C \times F_{dc} \quad (2)$$

Onde, Q_{parede} é a transmissão de calor pelas paredes da câmara, Q_{piso} e Q_{teto} é a transmissão de calor pelo piso e pelo teto, respectivamente. O F_{dc} é o fator de dispersão de calor em função do tipo de isolamento e se encontra na tabela 1.

Tabela 1 - Fatores de dispersão de calor em função do isolamento (kcal/m²/24h)

Tabela: Fatores de Dispersão de calor em Função do Isolamento (kcal/m²/24h)												
Material		EPS (Isopor)					Poliuretano (Placa)			Poliuretano (Painel)		
Espessura(mm)		50	75	100	150	200	50	75	100	50	75	100
DT em °C entre temp. ext. e int.	1	14	9,5	7,2	4,8	3,6	9,5	6,4	4,8	8,3	5,5	4,2
	10	143	95	72	48	36	95	64	48	83	55	42
	15	215	143	107	72	54	143	95	72	125	83	62
	20	286	191	143	95	72	191	127	95	166	111	83
	23	329	220	165	110	82	220	146	110	191	128	96
	25	358	239	179	119	89	239	159	119	208	139	104
	28	401	267	200	134	100	267	178	134	233	155	116
	30	429	286	215	143	107	286	191	143	250	166	125
	33	472	315	236	157	118	315	210	157	275	183	137
	35	501	334	251	167	125	334	223	167	291	194	140
	38	544	363	272	181	136	363	242	181	316	211	158
	40	573	382	286	191	143	382	255	191	333	222	166
	43	616	410	308	205	154	410	274	205	358	238	179
	45	644	429	322	215	161	429	286	215	374	250	187
	48	687	458	344	229	172	458	305	229	399	266	200
	50	716	477	358	239	179	477	318	239	416	277	208
	53	759	506	379	253	190	506	337	253	441	294	220
	55	787	525	394	262	197	525	350	262	458	305	229
	58	830	554	415	277	208	554	369	277	483	322	241
	60	859	573	429	286	215	573	382	286	499	333	250
	63	902	600	451	300	225	600	401	300	524	349	262
	65	931	620	465	310	233	620	414	310	541	361	270
	68	974	650	487	351	243	650	433	351	566	377	283
	70	1000	668	500	335	250	668	445	335	582	388	290

Fonte: TECUMSEH – FIC FRIO, nº90, 2014, p.17

Fazendo-se a somatória das cargas encontradas, encontra-se o valor do calor de transmissão. Ou seja,

$$Q_{transmissão} = Q_{parede(1,2,3,4)} + Q_{piso} + Q_{teto} \quad (3)$$

Como a câmara fria será instalada em local onde não há incidência de luz solar, então os raios solares não devem ser considerados.

II- Infiltração de calor ($Q_{infiltração}$)

A infiltração de calor se dá principalmente pela entrada de ar externo na câmara pela abertura da porta e pode ser calculado pela seguinte equação:

$$Q_{infiltração} = V \times F_t \times Q_n \quad (4)$$

Onde V é o volume da câmara em m³, F_t é o fator de troca de ar por abertura de porta e encontra-se na tabela 2 e Q_n é o fator de calor necessário para resfriar o ar (tabela 3) de acordo com a umidade relativa adotada.

Tabela 2 - Troca de Ar/24h por abertura de porta e infiltração

Troca de Ar/24h por abertura de Porta e Infiltração							
P/ Câmara de conversão c/ Temp. > 0°C				P/ Câmara de conversão c/ Temp. < 0°C			
Vol. (m³)	Nº Troca de Ar (24h)	Vol. (m³)	Nº Troca de Ar (24h)	Vol. (m³)	Nº Troca de Ar (24h)	Vol. (m³)	Nº Troca de Ar (24h)
5	47	200	6	5	36	200	4,5
7	39	300	5	7	30	300	3,7
10	32	400	4,1	10	24	400	3,2
15	26	500	3,6	15	20	500	2,8
20	22	700	3	20	17	700	2,3
25	19	1000	2,5	25	15	1000	1,9
30	17	1200	2,2	30	13	1200	1,7
40	15	1500	2	40	11	1500	1,5
50	13	2000	1,7	50	10	2000	1,3
60	12	3000	1,4	60	9	3000	1,1
80	10	4000	1,2	80	8	4000	1,1
100	9	5000	1,1	100	7	5000	1
125	8	10000	0,95	125	6	10000	0,8
150	7	15000	0,9	150	5,5	15000	0,8

Obs.: Para uso intenso, multiplicar por "2" os valores acima

Fonte: TECUMSEH – FIC FRIO, nº90, 2014, p.17

Tabela 3 - Troca de Ar/24h por abertura de porta e infiltração

Calor necessário para resfriar o ar externo até a temperatura da Câmara (kcal/m³)									
Temp. câmara em °C	Condições Externas (temperatura bulbo seco e umidade relativa)								
	15°C			20°C			25°C		
	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%
10	0,2	1	1,8	2,9	4	5,1	6	7,4	8,9
5	2,7	3,5	4,3	5,5	6,6	7,7	8,6	10	11,7
0	5,4	6,2	7	8,1	9,3	10,5	11,4	13	14,5
-5	8	8,8	9,7	10,8	12	13,2	14,1	16	17,3
-10	10,2	11,1	12	13,1	14,3	15,5	16,5	18	19,7
-15	12,7	13,5	14,4	15,6	16,8	18,1	19	21	22,3
-20	14,8	15,7	16,6	17,9	19,1	20,4	21,3	23	24,7
-25	17	17,9	18,8	20,1	21,3	22,6	23,6	25	27
-30	19,2	20,2	21,1	22,4	23,7	25	26	28	29,5
-35	21,6	22,5	23,5	24,8	26,1	27,4	28,5	30	32
-40	23,8	24,8	25,8	27,1	28,5	29,8	30,9	33	34,5

Fonte: TECUMSEH – FIC FRIO, nº90, 2014, p.18

III - Calor dos produtos ($Q_{produto}$)

Esta é a carga de calor do produto armazenado, ou seja, este calor deve ser removido para que a temperatura do produto caia até a temperatura de armazenamento.

$$Q_{produto} = m \times c \times \Delta t \quad (5)$$

Onde, m é a massa do produto em kg por dia, c é o calor específico que se encontra na tabela 4 e Δt é a diferença entre a temperatura de entrada do produto e a temperatura interna em que a câmara se encontra.

Tabela 4 - Calor necessário para resfriar o ar externo até a temperatura de câmara (kcal/m3)

Produtos	Temper. Cons. (°C)	UR (%)	Calor Esp. (Antes Cong.)	Calor Esp. (Pós Cong.)	Calor Lat. (Kcal/kg)	Pronto Cong. (°C)	Cal. Resp. (Kcal/Kg24h)	Tempo Cons. (Aproximado)	Água (%)
Água	-	70 - 75	1	0,5	80	0	-	-	-
Sangue	-20	-	0,92	0,45	0	-	-	-	92
Lixos	3	-	0,85	0,45	75	0	-	-	-
Cervejas	5	-	0,92	0,47	72	-2,2	-	-	92
Manteiga	0 - 5	-	0,64	0,34	8	-1	-	2 meses	15
Doces	4	80 - 85	0,7	0,34	30	-1,2	-	-	-
Farinhas	-	40 - 65	0,38	0,28	-	-	-	-	13,5
Laticínio	0 - 7	-	0,85	0,42	64	-0,6	-	Varia	55 - 60
Sorvete	-23	65 - 70	0,78	0,45	53	-2,8	-	4 meses	58 - 66
Leite A/B	0,5	-	0,93	0,49	69	-0,5	-	5 dias	88
Levedura/Fermento	0	-	0,77	0,41	57	-	-	-	71
Margarina	1,7	-	0,32	0,25	12	-	-	1 ano	15
Mel	-	60 - 70	0,35	0,26	14	0	0,39	-	18
Óleo	1 - 2	-	-	-	-	-	-	10-12 meses	-
Pão Congelado	-18	-	0,7	0,34	26 - 29	-	-	Varia	32 - 37
Nata	0,5	-	0,85	0,40	50	-2,2	-	7 dias	73
Ovo Líq. Fresco	-18	-	-	0,40	56	-2,8	-	12 meses	-
Ovos Frescos	0	80 - 85	0,76	-	-	-	-	3-4 meses	-

Fonte: TECUMSEH – FIC FRIO, nº91, 2015, p.16

Para garantir a qualidade das vacinas, deve-se manter a estabilidade da temperatura de armazenamento, evitando as condições inadequadas dos imunobiológicos (MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2015). Como o congelamento das vacinas estudadas, o cálculo do calor sensível do produto será considerado.

IV- Carga de ocupação ($Q_{ocupação}$)

Essa carga é causada pelo metabolismo corporal das pessoas que ficam no espaço refrigerado, pelas roupas, pela natureza do trabalho realizado e pela temperatura do ambiente.

$$Q_{ocupação} = P \times F_{eq} \times h \quad (6)$$

Onde P é número de pessoas presentes na câmara, F_{eq} é o fator de equivalência de calor por pessoa (tabela 5) e h é o tempo de permanência dos ocupantes na câmara por dia.

Tabela 5 - Calor de ocupação

Calor de ocupação	
Temperatura da Câmara (°C)	Calor equivalente por pessoas (kcal /h)
10	181
5	208
0	233
-5	258
-10	279
-15	313
-20	338
-25	358

Fonte: TECUMSEH – FIC FRIO, nº90, 2014, p.18

V- Carga de iluminação ($Q_{iluminação}$)

Esta carga de calor é devido ao calor das lâmpadas dentro da câmara fria.

$$Q_{iluminação} = P \times A \times 0,86 \text{ kcal/h} \times T \quad (7)$$

Onde P é a dissipação de calor pela iluminação que para lâmpada é igual a 10 W/m^2 , A é área dada em m^2 , T é o período que essa fonte de calor estará em funcionamento por dia e

por último o $0,86 \text{ kcal/h}$ é uma constante para fazer transformação de energia de W para kcal/h.

VI - Carga devido aos motores (Q_{motor})

Essa carga é devido ao calor gerado pelo ventilador do evaporador, por exemplo, onde o ar frio é “forçado” para toda a câmara.

$$Q_{motor} = (P \times 632,4 \text{ kcal/h} \times N)/dia \quad (8)$$

P é a potência do motor em cavalo-vapor, a constante $632,41 \text{ kcal/h}$ serve para transformar potência de motor em frigorífica e N é a quantidade de motores presentes dentro da câmara fria.

Em relação a carga térmica da embalagem, na prática este cálculo é utilizado apenas se a quantidade de material de embalagem do produto for igual ou superior a 10% do peso bruto do produto que entra na sala. As vacinas não serão armazenadas em embalagens, por esse motivo o cálculo de carga térmica da embalagem será desconsiderado.

VII- Carga total (Q_{total})

Para obter a carga total, a carga parcial calculada deve ser somada adicionando um fator de segurança. É importante lembrar que a carga total aqui calculada pressupõe um tempo de operação ambiente de 24 horas, mas como o evaporador deve ser descongelado em intervalos regulares, não é prático projetar um sistema de operação contínua.

$$Q_{total} = (Q_{transmissão} + Q_{infiltração} + Q_{produto} + Q_{ocupação} + Q_{iluminação} + Q_{motor}) \quad (9)$$

Para o degelo natural, o tempo de operação permitido é de cerca de 16 horas em cada período de 24 horas, e para o degelo por fontes de calor auxiliares, o tempo máximo de operação é de 18 a 20 horas. Após determinado o tempo de descongelamento é possível encontrar a carga térmica utilizada.

$$Q = \frac{Q_{total}}{dia} \times 16 \quad (10)$$

Onde Q é a carga de funcionamento da câmara e 16 é o tempo de operação permitido do sistema de refrigeração para degelo natural.

4.5 Componentes do sistema de refrigeração

A equação de conservação de energia é uma das formas mais amplamente utilizadas da Primeira Lei da Termodinâmica em aplicações de refrigeração e é aplicável a volumes de controle em regime estacionário (STOEKER; JABARDO, 2002).

A equação seguinte afirma que em regime permanente a taxa total pela qual a energia é transferida para o volume de controle é igual a taxa total pela qual a energia é transferida para fora.

$$Q + \sum_e m_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) = W_{vc} + \sum_s m_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (11)$$

(taxa de entrada de energia) (taxa de saída de energia)

Onde Q (W) é o fluxo de calor, m (kg/s) é a vazão mássica, h (kJ/kg) é a entalpia, $v^2/2$ (J) é a energia cinética, gz (J) é a energia potencial, W_{vc} (W) é o trabalho realizado pelo volume de controle.

Antes da análise termodinâmica dos componentes do ciclo de refrigeração é importante lembrar que um sistema é tudo aquilo que desejamos estudar e tudo aquilo que está externo ao sistema é chamado de vizinhança e a fronteira separa o sistema de sua vizinhança. Antes de realizar uma análise termodinâmica, é importante definir cuidadosamente os limites do sistema, uma vez que essa escolha é determinada pelo objetivo da análise e sobre o que já se conhece sobre o possível sistema (SHAPIRO, *et al*, 2013).

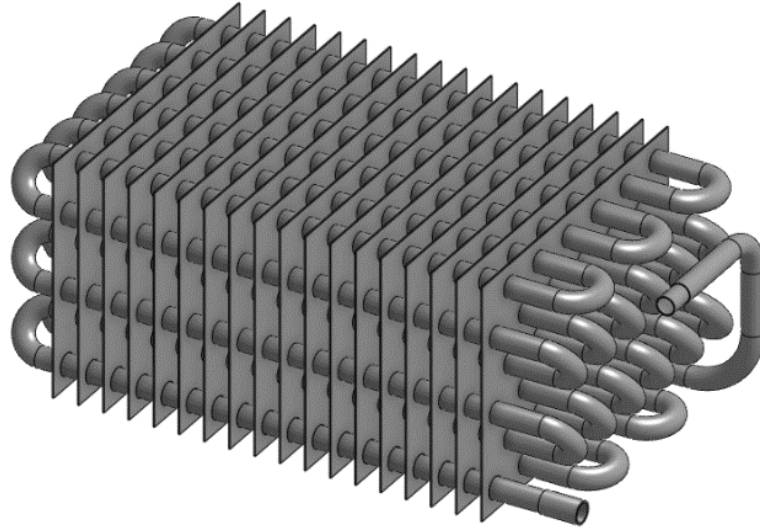
Um sistema de refrigeração é composto por equipamentos como compressor, condensador, evaporador e válvula de expansão. Será apresentado o conceito fundamental desses equipamentos que permitirá a análise de cada um desses volumes de controle.

4.5.1 Evaporador

A capacidade de resfriamento é o calor retirado do meio (produto) que deve ser resfriado pelo evaporador do sistema de resfriamento por unidade de tempo (ELETROBRÁS, 2005). No evaporador que o fluido refrigerante evapora a baixa pressão quando recebe da válvula de expansão a mistura líquido-vapor, é nele que o calor é retirado do ambiente e

transferido para o fluido refrigerante do sistema. Os evaporadores podem ser de placas ou tubulares. Os evaporadores tubulares aletados são fabricados em geral de tubos de cobre com aletas de alumínio.

Figura 9 - Design 3D - Evaporador



Fonte: GrabCAD Community

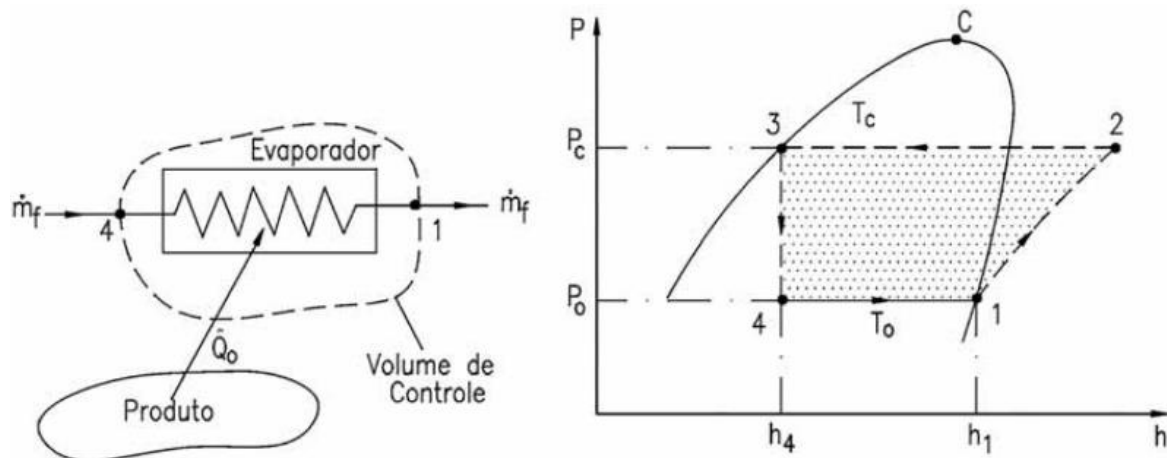
Um dos parâmetros usados para determinar o gás refrigerante usado em uma instalação específica é o chamado "efeito frigorífico" que é o calor por unidade de massa do refrigerante descarregado no evaporador. É possível determinar o fluxo mássico se forem estabelecidos o ciclo e o fluido frigorífico com o qual o sistema deve trabalhar (ELETROBRÁS, 2005). O balanço de massa e energia é simplificado para fornecer a taxa de transferência de calor por unidade de massa de refrigerante no volume de controle que inclui o lado do refrigerante no evaporador em regime permanente e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial no componente (SHAPIRO, *et al*, 2013).

$$\frac{Q}{m} = h_1 - h_4 \quad (12)$$

$$m = \frac{Q}{(h_1 - h_4)} \quad (13)$$

Onde m é a vazão mássica do sistema (kg/s) e h_1 e h_4 são as entalpias (kJ/kg) de saída e entrada no evaporador, respectivamente.

Figura 10 - Processo de transferência de calor no evaporador



Fonte: ELETROBRÁS, 2005, p.41

4.5.2 Compressor

Cada componente de um sistema de compressão a vapor apresenta um comportamento característico, sendo ao mesmo tempo, influenciado pelas condições impostas por outros componentes. O compressor é o coração do sistema de compressão a vapor.

Os componentes de um sistema de refrigeração apresentam comportamentos característicos que são afetados simultaneamente pelas condições de trabalho. O compressor é considerado o coração desse sistema, pois ele tem a responsabilidade de manter o fluido refrigerante circulando, aumentando sua temperatura e deixando-a mais alta que a temperatura ambiente. Os principais tipos de compressores são o alternativo, parafuso, centrífugo e palhetas. Um compressor alternativo consiste em um pistão alternativo em um cilindro com válvulas de sucção e descarga adequadamente dispostas para permitir a compressão. Os outros compressores são do tipo rotativos, sendo que o de parafuso e o de palheta são de deslocamento positivo, enquanto o centrífugo funciona com a ação de forças centrífugas (STOECKER; JONES, 1985).

Figura 11 - Design 3D - Compressor



Fonte: GrabCAD Community

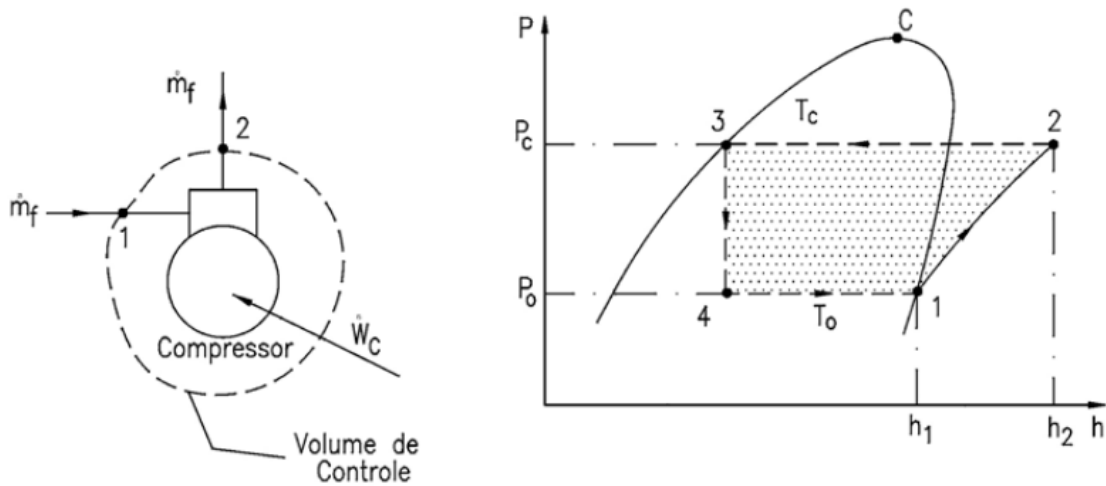
Ao deixar o evaporador a baixa pressão e temperatura, o refrigerante é comprimido no compressor a uma temperatura e pressão alta. Aplicando a primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, desprezando-se a variação de energia cinética e potencial e admitindo-se que não haja transferência de calor de ou para o compressor, tem-se a seguinte equação (SHAPIRO, *et al*, 2013).

$$\frac{W_c}{m} = h_{2s} - h_1 \quad (14)$$

$$W_c = m \times (h_{2s} - h_1) \quad (15)$$

Em que W_c (kW) é a taxa de potência de alimentação do compressor, h_1 é a entalpia na saída do evaporador e h_{2s} é a entalpia de saída do compressor com a pressão de entrada no condensador.

Figura 12 - Processo de compressão adiabático reversível no compressor



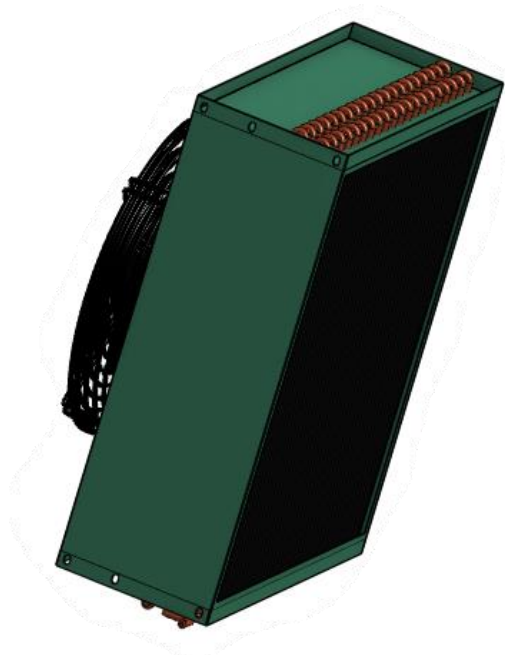
Fonte: ELETROBRÁS, 2005, p.42

4.5.3 Condensador

A função do condensador é transferir o calor do fluido frigorífico retirado do ambiente a ser refrigerado e gerado no compressor para o ambiente externo que está a uma temperatura menor (ELETROBRÁS, 2005). No compressor ocorre o aumento da temperatura e pressão do fluido refrigerante onde o mesmo está no estado de vapor superaquecido, mas para haver refrigeração é necessário que o gás seja resfriado e se transforme em líquido.

Como o condensador e o evaporador são trocadores de calor, eles possuem propriedades comuns. A classificação de condensadores e evaporadores é baseada no fato de que o refrigerante pode circular dentro ou fora dos tubos, e o fluido aquecido ou resfriado pode ser líquido ou gasoso. Os tipos de trocadores de calor mais utilizados como condensadores e evaporadores são os multitubulares em carcaça e os compactos (STOECKER; JONES, 1985).

Figura 13 - Design 3D - Condensador



Fonte: GrabCAD Community

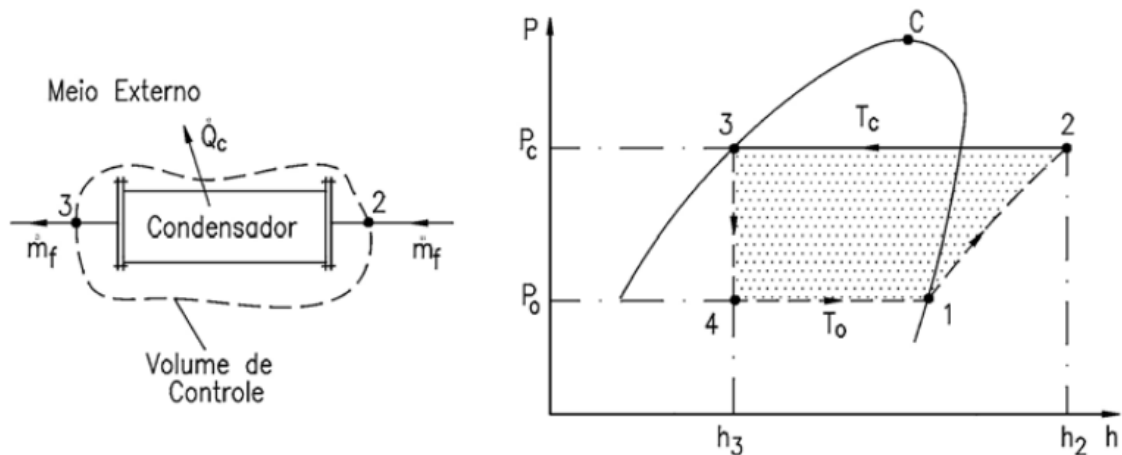
Quando ocorre a transferência de calor do refrigerante para a vizinhança, que está mais fria, o fluido sai condensado. Pelo balanço de energia que considera o fluido refrigerante nesse volume de controle e considerando o sistema em regime permanente, a taxa de transferência de calor do refrigerante em escoamento é (SHAPIRO, *et al*, 2013).

$$\frac{Q_{sai}}{m} = h_{2s} - h_3 \quad (16)$$

$$Q_{sai} = m \times (h_{2s} - h_3) \quad (17)$$

Onde Q_{sai} é o calor rejeitado no condensador em kW e entalpias de entrada (h_{2s}) e saída (h_3).

Figura 14 - Processo de transferência de calor no condensador



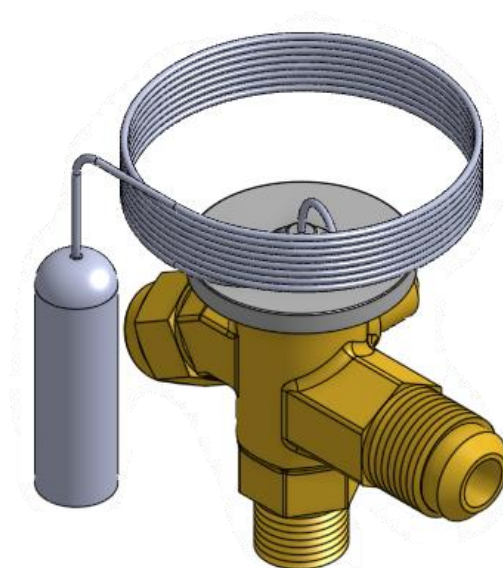
Fonte: ELETROBRÁS, 2005, p. 43

O condensador especificado para o sistema de refrigeração deve ser capaz de fornecer uma saída de calor calculada de acordo com a fórmula a qual depende da carga térmica do sistema e da potência de acionamento do compressor (ELETROBRÁS, 2005).

4.5.4 Válvula de expansão

A válvula de expansão é projetada para reduzir a pressão e regular o fluxo de refrigerante para o evaporador. Dentre os dispositivos de expansão têm-se o tubo capilar, a válvula de expansão a pressão constante, a válvula de boia e a válvula de expansão termostática. Os tubos capilares são utilizados em sistemas pequenos de refrigeração e a válvula de expansão a pressão constante mantém a pressão constante na saída do evaporador. Já a válvula de boia mantém o líquido a um nível constante em um reservatório ou um evaporador e a válvula de expansão termostática que é a mais popular dos dispositivos de expansão para sistemas de tamanho moderado, pois é controlado por superaquecimento do gás de sucção que sai do evaporador, ela regula o fluxo do refrigerante líquido equilibrando a taxa de evaporação no evaporador (ALVAREZ, 2019).

Figura 15 - Design 3D - Válvula de expansão

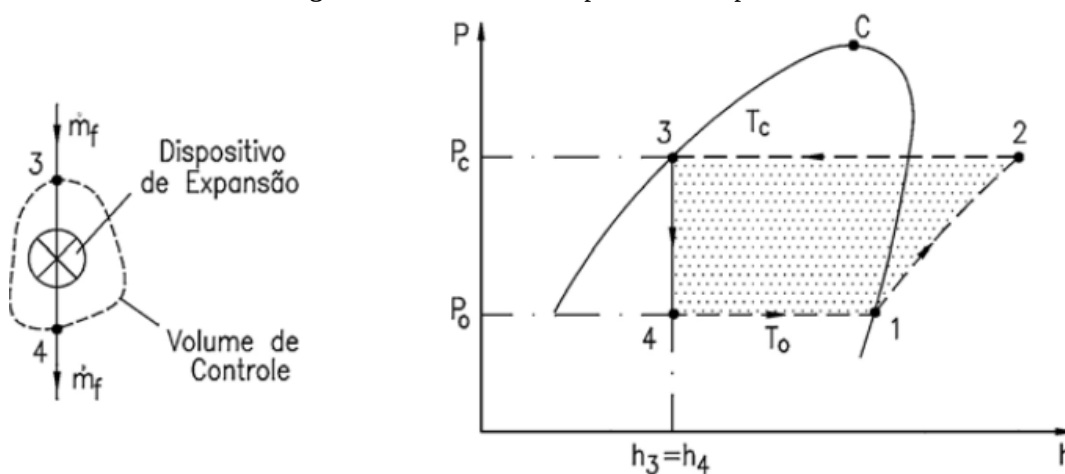


Fonte: GrabCAD Community

O fluido refrigerante entra na válvula de expansão e se expande até o evaporador em um processo de estrangulamento. A pressão do refrigerante diminui na expansão adiabática irreversível e o refrigerante sai da válvula como uma mistura de líquido-vapor. O processo teórico é isentálpico e aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica em regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial tem-se que (SHAPIRO, *et al*, 2013).

$$h_4 = h_3 \quad (18)$$

Figura 16 - Processo no dispositivo de expansão



Fonte: ELETROBRÁS, 2005, p.43

4.6 Coeficiente de performance do ciclo (COP)

O fator de desempenho de qualquer ciclo de refrigeração é a razão entre a energia de resfriamento e o trabalho líquido necessário para obter essa energia. A equação de desempenho do ciclo de refrigeração de Carnot corresponde ao maior coeficiente de desempenho teórico de qualquer ciclo de refrigeração.

$$\beta_{\max} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (19)$$

Onde T_c é a região fria e T_h é a região quente, ambos em temperatura Kelvin (K) (SHAPIRO, *et al*, 2013).

O coeficiente de desempenho (COP) é um critério importante na análise de equipamentos de refrigeração. Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o ciclo teórico, é possível verificar quais parâmetros afetam a eficiência do sistema nas mesmas condições de operação do ciclo teórico.

$$COP = \frac{ENERGIA \text{ ÚTIL}}{ENERGIA \text{ GASTA}} \quad (20)$$

$$COP = \frac{Q}{W_c} \quad (21)$$

Pela equação pode-se inferir que para no ciclo teórico o COP é apenas uma função das propriedades do refrigerante. Portanto, depende da temperatura de condensação e evaporação. Porém, para o ciclo real, o desempenho é altamente dependente das características de sucção do compressor, do próprio compressor e de outros equipamentos no sistema (ELETROBRÁS, 2005).

4.7 Tipos de fluidos para vacinas

O Manual Rede de Frios orienta que, ao escolher uma câmara fria, a temperatura seja distribuída uniformemente em todos os compartimentos com circulação de ar forçada e livre de CFC (clorofluorcarbonos) no sistema de ventilação. A destruição da camada de ozônio é causada, entre outras coisas, por um efeito em cadeia promovido pelos átomos de cloro (e bromo), segundo modelos de reações fotoquímicas associadas à radiação solar ultravioleta. Os

átomos de cloro são transportados por compostos clorados que são liberados na biosfera e chegam à estratosfera. Graças à sua estabilidade química, as moléculas desses compostos mantêm sua integridade durante sua permanência na atmosfera até atingirem a estratosfera (ELETROBRÁS, 2005).

A camada de ozônio é responsável por filtrar os raios ultravioleta e, portanto, desempenha um papel muito importante na sustentação da vida na Terra, pois os raios ultravioletas causam uma grande quantidade de danos à pele, como queimaduras, envelhecimento rápido e até câncer. Os CFCs (clorofluorcarbonos) foram identificados como um problema para a camada de ozônio em 1974 porque os compostos clorados podem migrar para a estratosfera e destruir a camada de ozônio. Devido a esses entendimentos, o Protocolo de Montreal em 1986 exigiu a substituição dos CFCs devido aos seus efeitos sobre a camada de ozônio, revolucionando a indústria de refrigeração. A mudança traz consigo desafios no desenvolvimento de dispositivos eficientes e novos fluidos. No entanto, nos últimos anos, tornou-se cada vez mais difícil para o projetista escolher o refrigerante mais adequado para sua instalação, pois surgiram muitos substitutos aos CFCs (ELETROBRÁS, 2005).

O Conselho Nacional de Meio Ambiente (CONAMA) na resolução 267, de 14 de setembro de 2000 considerou a eliminação gradativa da produção e do consumo das substâncias que destroem camada de ozônio em sistemas de refrigeração no Brasil, de acordo com o Protocolo de Montreal. Às importações do CFC-12 sofreram reduções por empresas produtoras e importadoras, porém, essas substâncias podem ser utilizadas para usos essenciais, como por exemplo para fins medicinais e formulações farmacêuticas para medicamentos na forma aerossol, como agente de processos químicos e analíticos e como reagente em pesquisas científicas.

O nível de toxicidade e de inflamabilidade de um refrigerante é classificado pela norma ASHRAE 34-92 (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers). Dois símbolos são usados para cada refrigerante, sendo o primeiro uma letra maiúscula indicando o grau de toxicidade e o segundo indicando o grau de inflamabilidade. Enquanto ao grau de toxicidade os compostos são classificados em:

- Classe A - compostos cuja toxicidade não foi identificada.
- Classe B - foram identificadas evidências de toxicidade.

Já para os níveis de inflamabilidade eles são classificados em três grupos:

- Classe 1 - não se observa propagação de chama em ar a 18°C e 101,325 kPa.

- Classe 2 - limite inferior de inflamabilidade (LII) superior a 0,10 kg/m³ a 21°C e 101,325 kPa, poder calorífico inferior a 19.000 kJ/kg.
- Classe 3 - inflamabilidade elevada, caracterizando-se por LII inferior ou igual a 0,10kg/m³ a 21°C e 101,325 kPa, poder calorífico superior a 19.000 kJ/kg.

A Classificação de segurança ASHRAE para o fluido refrigerante R134a é A1, ou seja, baixa toxicidade e não inflamável. Além disso, o R-134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano) não é corrosivo, tendo assim uma excelente compatibilidade com a maioria dos materiais e foi originalmente concebido como um refrigerante de substituição para o R-12, um clorofluorcarbono (CFC). Por ser um refrigerante hidrofluorcarbono (HFC), o R-134a não empobrece a camada de ozônio, por esse motivo ele é muito utilizado em ar condicionado de automóveis, na refrigeração industrial e comercial como também é um dos principais fluidos utilizados para o armazenamento de vacinas em câmaras frias.

Através da classificação de dados e segurança para misturas de refrigerante (ASHRAE) observa-se que o fluido refrigerante R-404a é uma mistura zeotrópica (uma mistura que, quando usada em ciclos de refrigeração, muda a composição volumétrica ou temperatura de saturação com a evaporação ou condensação a pressão constante) dos seguintes refrigerantes: 44% de R-125, 52% de R-143a, 4% de R-134a. O seu grupo de segurança é A1, isto é, não apresenta toxicidade e não se observa propagação de chamas. As características termodinâmicas do HFC R-404a oferecem as melhores propriedades gerais quando comparado com o R-502 para instalações de baixa e média temperatura.

Por fim, o R-507a é uma mistura azeotrópica (uma mistura que, quando usada em ciclos de refrigeração, não muda a composição volumétrica ou temperatura de saturação com a evaporação ou condensação a pressão constante) de 50% de R-125 e 50% de R-143a com nenhum potencial de deterioração da camada de ozônio e não é inflamável o que significa que suas propriedades o tornam um refrigerante candidato para aplicações onde a segurança e a consistência do desempenho são necessárias. Como o R-507a não é inflamável, ele pode ser usado com segurança em sistemas comerciais, como supermercados ou transporte refrigerado, onde trabalhadores e o público estão próximos a equipamentos de refrigeração.

O indicador criado para estimar o potencial de depleção da camada de ozônio é o ODP (Ozone Depleting Potential), que tem valor 1 e utiliza o R-11 como fluido de referência. O GWP (Global Warming Potential) é outro indicador criado, mas refere-se ao efeito estufa, medindo o efeito direto dos refrigerantes na atmosfera e a eletricidade proveniente da combustão de combustíveis fósseis utilizados para acionar a instalação que utiliza o fluido. O

GWP também tem como referência o R-11 onde é atribuído o valor arbitrário de 1 (ELETROBRÁS, 2005).

De acordo com IPPCC-AR4/CIE (Quarto Relatório de Avaliação do Grupo Intergovernamental de Especialistas sobre Alterações Climáticas) o grau de ODP e GWP dos fluidos analisados neste trabalho encontra-se na tabela.

Tabela 6 - Grau de ODP e GWP dos fluidos

Refrigerante	ODP	GWP
R-134a	0	1430
R-404a	0	3922
R-507a	0	3985

Fonte: Adaptada do fabricante Gas Servei S.A

A pressão é um fator crítico na seleção do refrigerante, pois altas pressões de ar requerem tubos e reservatórios mais espessos, enquanto baixas pressões de ar podem não ser razoáveis em baixas temperaturas de evaporação, pois a pressão pode estar abaixo da atmosférica em algumas áreas, permitindo que o ar atmosférico penetre. Por exemplo, o refrigerante R-404a é usado em aplicações de baixa temperatura de evaporação devido à sua pressão mais alta, devido a isso ele é o substituto do R-502 em aplicações comerciais de baixa temperatura de evaporação. O refrigerante R-134a tem pressão mais baixa e é utilizado em aplicações onde a temperatura de evaporação é maior, entre -20°C e 0°C (ELETROBRÁS, 2005).

5. METODOLOGIA

5.1 Câmara Fria

Para o dimensionamento da câmara fria serão utilizados os valores de referência encontrados no Manual Rede de Frios do Ministério da Saúde para a conservação das vacinas de febre amarela (atenuada) e poliomielite 1,2 e 3 (atenuada). A Rede de Frios determina o tempo de armazenamento e temperatura das vacinas com o objetivo de assegurar as variáveis determinantes. É possível perceber a variação de temperatura para a conservação das vacinas armazenadas no estudo dos refrigerantes através da tabela abaixo.

Tabela 7 - Período e temperatura de armazenamento das vacinas nas instâncias da Rede de Frio

Item	Imunobiológico	Sigla	Forma FCT	Temperatura de Conservação	Cenadi/ Centrais Estaduais	Centrais Regionais ou Distrital/Crie e Centrais Municipais	Local: Sala de Vacinação
					6 a 12 meses	3 a 6 meses	1 mês
6	Vacina febre amarela (atenuada)	FA	PO LIOF INJ	-25°C a -15°C e +2°C a +8°C	-25°C a -15°C e +2°C a +8°C	-25°C a -15°C e +2°C a +8°C	+2°C a +8°C
7	Vacina poliomielite 1, 2 e 3 (atenuada)	VOP	SOL OR	-25°C a -15°C e +2°C a +8°C	-25°C a -15°C e +2°C a +8°C	-25°C a -15°C e +2°C a +8°C	+2°C a +8°C
			SUS OR	-25°C a -15°C e +2°C a +8°C	-25°C a -15°C e +2°C a +8°C	-25°C a -15°C e +2°C a +8°C	+2°C a +8°C

Fonte: MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2014, p.33

A Rede de Frios é estruturada em instâncias que variam desde a nacional até a local. Neste estudo será utilizada como referência à instância estadual localizada nas capitais sob a responsabilidade das secretarias estaduais de saúde. É na instância estadual que ocorre o abastecimento, distribuição e planejamento das atividades de vacinação junto à instância nacional de acordo com a situação epidemiológica e a capacidade de armazenamento da Central Estadual de Rede de Frio (Cerf).

Para a elaboração de projetos físicos de câmaras frias devem ser estabelecidos parâmetros, visto que as vacinas apresentam sensibilidade às variações de temperatura. Logo, é um processo que demanda cuidados, pois está diretamente ligado à manutenção das propriedades biológicas e do prazo de validade do produto. Alguns aspectos considerados importantes para o planejamento de câmaras frias são:

- “Os ambientes destinados ao recebimento, preparação e distribuição dos imunobiológicos devem ser protegidos da incidência direta de luz solar e possuir

climatização ambiente entre +18°C e +20°C” (MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2013. p.96).

- “Ter sistema de ventilação por circulação de ar forçado e temperatura uniformemente distribuída em todos os compartimentos (livre CFC, Clorofluorcarboneto), ou seja, sistema de refrigeração selado e livre de CFC” (MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2013. p.66).

Tanto o sangue quanto as vacinas dependem de temperaturas controladas para sua conservação. Diante disso, a Portaria nº721, de 9 de agosto de 1989, do Ministério da Saúde, orienta que a compatibilidade das orientações legais aplicáveis ao armazenamento de sangue é cabível no armazenamento dos imunobiológicos da Rede de Frios. Além disso, é preciso informar que os refrigeradores de uso doméstico não são indicados para a conservação dos imunobiológicos, pois não existe precisão na temperatura interna. O equipamento utilizado precisa ser específico e de uso exclusivo para o armazenamento das vacinas.

Com essas informações já é possível deduzir alguns valores para o dimensionamento da câmara fria. Como a temperatura para o armazenamento das vacinas adota valores que estão entre -15°C à -25°C, então a temperatura interna adotada será de -20°C. A temperatura externa também deve ser controlada, logo, ela terá o valor de 20°C que é a máxima recomendada. Para a entrada na câmara fria, adotou-se o valor mínimo recomendado para a conservação, ou seja, -15°C. Como se trata de uma câmara para conservação, entende-se que a movimentação interna deve ser mínima para diminuir a perda de calor no interior da câmara, logo, apenas uma pessoa realizará os serviços de entrada e retirada de material permanecendo a um tempo de aproximadamente 3 horas diárias com as luzes acesas durante esse período. O valor médio de potência consumida pela lâmpada é de 10W/m². Também haverá a presença de dois motores de 0,5 CV no interior da câmara que serão considerados no cálculo de carga térmica e será desconsiderada a carga térmica de embalagens, pois as vacinas serão armazenadas nos frascos. Além disso, adotou-se 60% para umidade relativa do ar no interior da câmara e o painel para isolamento térmico será de poliuretano com espessura de 100 mm. Por fim, considerou-se o descongelamento natural para consentir ao compressor oportunas pausas de funcionamento.

A Resolução CIB/AM, nº41/2021, de 24 de fevereiro de 2021 que dispõe sobre incentivo financeiro federal destinado ao Amazonas, tem como objetivo priorizar a estruturação de unidades da Rede de Frios com a instalação de equipamentos para o Programa Estadual de Imunização (PNI/FVS-AM). Nesta resolução há a necessidade de compra de duas

câmaras refrigeradas de 1700 litros para a Central Estadual da Rede de Frios que está localizada na capital. Com essa informação é possível ter uma ideia da capacidade de armazenamento interno de algumas câmaras de instâncias estaduais e levando em consideração as tabelas informativas da revista FIC FRIO para o dimensionamento de carga térmica em câmaras frigoríficas, observa-se na tabela 2 que o menor valor para o dimensionamento de carga térmica é de 5000 litros, ou seja, a câmara dimensionada neste trabalho terá um maior armazenamento interno para as vacinas se considerarmos os 3400 litros da soma das duas câmaras pedidas na Resolução. Apenas as dimensões internas (1,16m de comprimento, 2,12m de largura e 2,40m de altura) foram usadas da ficha técnica da Câmara Fria da marca Gallant para o cálculo de carga térmica. Às dimensões externas são:

Figura 17 - Câmara Fria



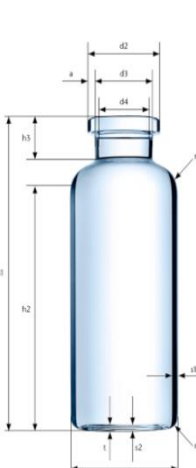
Fonte: Adaptada do site Webcontinental

A imagem das dimensões externas demonstra como seria a aparência da câmara frigorífica utilizada neste trabalho. De acordo com as dimensões internas, a capacidade da câmara fria será de 5900 litros, pois tem um volume interno de aproximadamente $5,90 \text{ m}^3$.

Será realizada uma estimativa para saber a movimentação diária do produto armazenado. Será utilizado os valores dimensionais do frasco-ampola de vidro da empresa

SCHOTT para calcular o volume de um frasco e conhecer quantos caberiam dentro da câmara fria. A capacidade interna de um frasco-ampola de vacina é de aproximadamente 5 ml.

Tabela 8 - Dimensões e cosmética do frasco SCHOTT

	Size designation of injection vial		Overflow capacity		a	d1	d2	d3	d4	h1	h2	h3	r1	r2	s1	s2	t	Mass								
	ml		mm		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	g							
		Tol		Tol			+0.2 -0.3	max.	±0.2		Tol	min.		Tol	≈	≈	Tol	min.	max.							
	2R	4	±0.5	1	16	±0.15	13	10.5	7	35	±0.5	22	8	2.5	1.5	1	±0.04	0.6	0.7	4.4						
	3R	5								40		27								5.5						
	4R	6								45		32								5.7						
	6R	10	±1	1.2	22	±0.2	16.5	20	12.6	40	±0.7	26	8.5	±0.5	3.5	2	±0.05	1.2	0.7	7.9						
	8R	11.5								45		31								8.7						
	10R	13.5								45		30								9.5						
	15R	19			24					45	±0.75	30	9	4	4					12.0						
	20R	26																		16.2						
	25R	32.5																		18.9						
	30R	37.5	±1.5	1.5	30	±0.25	17.5	20	12.6	65	±0.7	45	10	±0.75	5.5	2.5	1.2	±0.05	1	21.9						
	50R	62								34.5																
	100R	123								60																
			±7	3.5	47	±0.5				73	±0.75	49			6	4	1.5	±0.07	0.9	1.5						
																	6.5				1.7					

Fonte: SCHOTT

De acordo com a tabela, às dimensões de um frasco de 5ml seria de 16mm de diâmetro e 40mm de altura. Seu volume seria igual a $8,042 \times 10^{-6} m^3$ o que daria um volume em litros de $8,042 \times 10^{-3}$. Como já encontramos o volume da câmara fria que vale aproximadamente 5900 litros. Fazendo uma divisão do volume interno total da câmara pelo volume de um frasco-ampola obtém-se um total de aproximadamente 733.640 frascos que cabem dentro da câmara fria. Usando o valor de 5,5g que está tabelado do frasco-ampola de vidro e uma massa de 5,072g de imunobiológico que está dentro do frasco, chegamos a um peso total de 10,57g. Fazendo as devidas transformações de unidades, multiplicamos o valor de massa um frasco pelo número de frascos resultando em um total de 7.755kg de vacinas que cabem na câmara. Porém, a câmara não será preenchida em sua totalidade apenas de vacinas. Considerar que a massa de 7.755kg seja de armazenamento mensal, pode-se dividir esse valor por 30 (considerando o mês com 30 dias) e chega-se a uma massa diária de 259kg de movimentação de vacinas.

Organizando as informações adquiridas:

- Temperatura externa: 20°C;
- Temperatura interna: -20°C;
- Umidade relativa: 60%;
- Dimensionamento interno da câmara (C x L x A): 1,16m x 2,12m x 2,40m;
- Material da câmara: Painel pré-fabricado;

- Tipo de isolamento térmico: Poliuretano;
- Produto: vacinas de febre amarela (atenuada) e poliomielite 1,2 e 3 (atenuada);
- Movimentação diária: 259 kg/24h;
- Presença de motor: 2 ventiladores;
- Temperatura de entrada da vacina: -15°C;
- Número de pessoas na câmara: 1, utilizando por 3 horas diárias
- Tipo de descongelamento: Natural;
- Tempo de funcionamento: 16 horas.

5.2 Circuito termodinâmico de refrigeração

Os fluidos termodinâmicos escolhidos para o trabalho são o R-134a, R-404a e o R-507a livres de CFCs de acordo com a exigência do Manual Rede de Frios. Os moldes utilizados para as análises são de um ciclo ideal de compressão de vapor cujo modelo de Engenharia adotado é o seguinte:

1. Às propriedades dos fluidos são invariáveis em cada ponto, isto é, cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime permanente;
2. Com exceção da expansão ao longo da válvula, todos os processos pelos quais o refrigerante passa são internamente reversíveis, em outras palavras, o sistema pode retornar exatamente ao estado inicial;
3. No compressor e na válvula de expansão não ocorrem transferências de calor entre o sistema e sua vizinhança;
4. São desconsiderados os efeitos das energias cinética e potencial;
5. Vapor saturado entra no compressor e líquido saturado sai pelo condensador;
6. No evaporador, a temperatura do fluido está a -20°C e na saída do compressor a 35°C no estado de vapor superaquecido.

5.3 Consumo de energia

Considerando o funcionamento diário de 16 horas da câmara fria e adotando 30 dias em um mês, foi calculado o consumo mensal, em kWh.

Para o cálculo de consumo foi utilizada a seguinte equação:

$$Energia = Pot \times t \quad (22)$$

Sendo Energia o consumo dado em kWh, *Pot* é a potência do equipamento dada em kW e *t* é o tempo em horas que o compressor fica ligado por dia em um mês (480h).

Para o valor do custo (R\$) multiplicou-se o consumo de energia mensal pela tarifa base sem tributação de R\$0,693 por kWh de acordo com a ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica). Desta forma, o valor do custo de energia é dado pela equação:

$$Custo = Consumo \times 0,693 \quad (23)$$

Os valores são dados em reais (R\$) e referem-se à comparação de investimento a curto e longo prazo da utilização dos fluidos utilizados no compressor.

5.4 Softwares utilizados

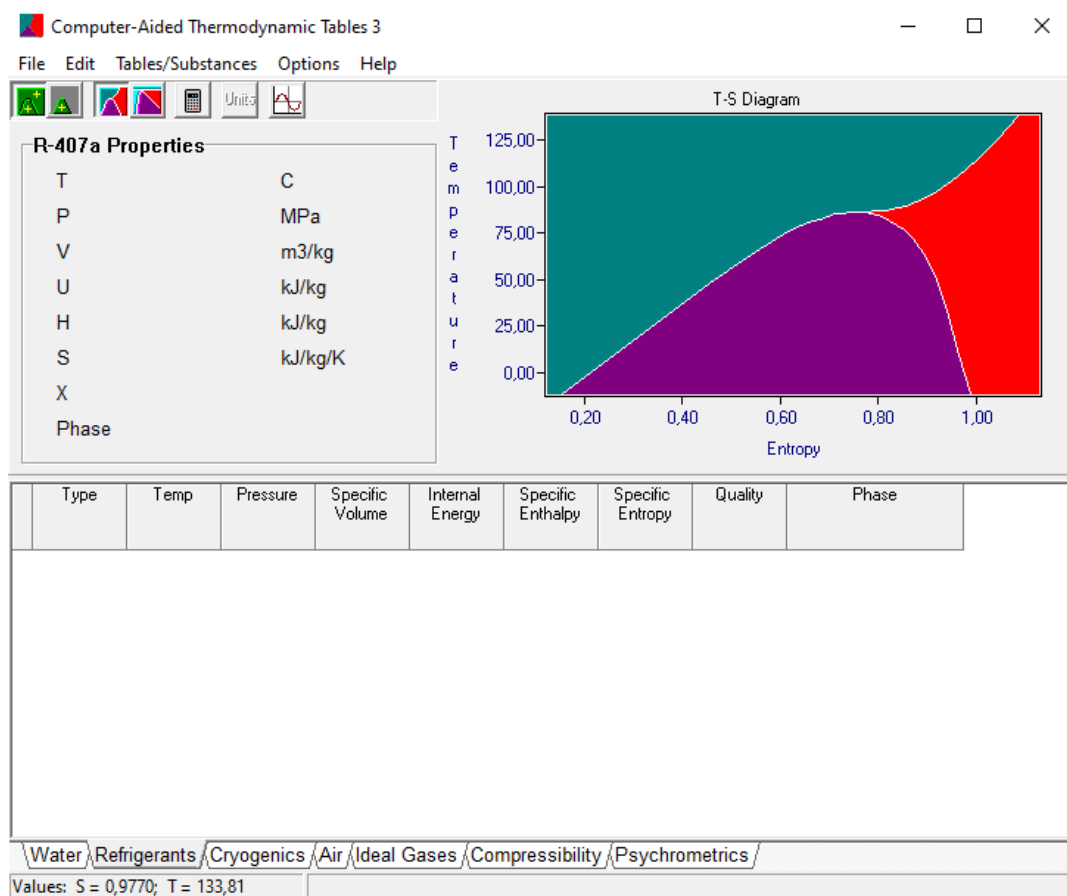
Para a obtenção de resultados e futuras análises do ciclo de refrigeração abordado, foram utilizados os seguintes softwares que obtiveram a seguinte aplicabilidade no trabalho.

5.4.1 Computer Aided Thermodynamics Tables 3 (CATT3)

As propriedades termodinâmicas podem ser encontradas de diversas formas, através de gráficos, tabelas, equações ou até mesmo por meio de programas de computador. O uso das tabelas de propriedades termodinâmicas constitui uma importante habilidade no momento de localizar estados de uma substância pura simples e compressível de interesse em engenharia (SHAPIRO, *et al*, 2013).

A tradução de CATT3 em português é a seguinte: Tabelas Termodinâmicas Assistidas por Computador 3. Ele foi desenvolvido com o objetivo de auxiliar engenheiros no estudo e análise das propriedades termodinâmicas. Ele foi utilizado para fazer o estudo do processo de refrigeração por completo e obter as propriedades termodinâmicas de maneira sistemática mais precisa se comparadas às tabelas termodinâmicas tradicionais presentes no final dos livros. Para dar início a sua utilização, o usuário deve ter em mente o fluido refrigerante que será utilizado e algumas propriedades iniciais como temperatura ou pressão, por exemplo. No diagrama mostrado, o eixo vertical representa a temperatura e o eixo horizontal representa a entropia, ele é utilizado para mostrar o calor transferido durante o processo e ajuda a visualizar as mudanças de estado no ciclo termodinâmico.

Figura 18 - Programa CATT3



Fonte: De autoria própria

As principais propriedades que aparecem na imagem é o tipo de fluido refrigerante utilizado, temperatura $T(^{\circ}\text{C})$, pressão $P(\text{MPa})$, volume específico (m^3/kg), energia interna $U(\text{kJ}/\text{kg})$, entalpia específica $H(\text{kJ}/\text{kg})$, entropia específica $S(\text{kJ}/\text{kg}/\text{K})$ e o título X que é a fase em que o fluido se encontra de acordo com os dados fornecidos podendo ser de líquido ou vapor saturado, líquido sub-resfriado ou vapor superaquecido por exemplo.

5.4.2 Oneshape

Com o objetivo de facilitar o entendimento e visualização da geometria dos principais componentes do ciclo de refrigeração a vapor, foi utilizada a tecnologia de Realidade Aumentada (RA) que permite sobrepor elementos visuais à visão da realidade do leitor através da câmera do celular.

Os componentes do ciclo mostrados com QR Code foram baixados da biblioteca 3D de uma startup sediada em Cambridge, Massachusetts, chamada GrabCAD, Inc que criou um

ambiente de colaboração gratuito baseado em nuvem que ajuda equipes de engenharia a gerenciar, visualizar e compartilhar arquivos CAD. Os arquivos foram baixados para o Onshape no formato STEP (Standard for the Exchange of Product Data) que são arquivos em formato de troca padrão ISO 10303, são comumente utilizados para modelagem e impressão 3D. O Onshape é um sistema CAD 3D na nuvem que permite sua utilização em qualquer navegador e em qualquer dispositivo com acesso à internet. Com ele é possível a modelagem desde produtos simples até sistemas mecânicos complexos.

Para habilitar a função de RA no Onshape é necessário ir na App Store licenciar a função ARbase Augmented Reality for Onshape. Após isso, a licença tem prazo de gratuidade por 30 dias e o símbolo ARbase aparecerá no canto central direito da tela, sendo necessário clicar nele para gerar o QR Code. Após o QR Code ser gerado é preciso que a câmera do celular seja apontada na direção e então aparecerá uma prévia da visualização em 3D, e posteriormente é preciso pressionar a caixa no canto inferior direito da tela do celular e indicar um local claro para a visualização do desenho no mesmo ambiente. Toda vez que um desenho 3D for terminado ou mesmo baixado no Onshape, é possível transformá-lo em RA sem a necessidade de aplicativo para a visualização do arquivo, ou seja, vai estar salvo na nuvem. Além disso, essa tecnologia também permite a visualização interna e de vistas diferentes de acordo com a movimentação da pessoa visualizadora.

Figura 19 - Válvula de expansão - Design 3D



Fonte: De autoria própria

A válvula de expansão termostática foi utilizada como exemplo para uma demonstração prévia. A primeira imagem (Fig. 18) se refere ao design 3D da válvula em ambiente virtual, enquanto na segunda imagem (Fig. 19) o componente do sistema de refrigeração está sobre uma bancada localizada no mesmo ambiente que o visualizador.

Figura 20 - Válvula de expansão projetada no ambiente do visualizador



Fonte: De autoria própria

5.4.3 Microsoft Excel

O Microsoft Excel é um editor de planilhas utilizado em empresas do mundo inteiro para trabalhar dados de forma eficiente, pois permite a realização de operações aritméticas simples e criação de planilhas eletrônicas inteligentes. Além de tudo isso, ele também organiza as informações das tabelas de maneira gráfica que é uma forma de analisar as informações de forma mais visual.

Com o Microsoft Excel foi possível organizar os dados tanto para o dimensionamento da câmara fria quanto para a simulação termodinâmica dos fluidos refrigerantes para depois realizar os cálculos de forma otimizada e plotar os gráficos para fazer as comparações dos resultados obtidos. Os gráficos utilizados foram os de barras para representar a vazão dos refrigerantes, de rosca para demonstrar a potência do compressor com cada fluido refrigerante diferente, de linha para a visualização da transferência de calor no condensador e colunas para

demonstrar o desempenho do ciclo de refrigeração. Além disso, cada fluido refrigerante recebeu uma cor específica para facilitar a compreensão dos gráficos e interpretações dos resultados. O software também foi utilizado para a confecção de tabelas de comparação de preços, por exemplo.

6. RESULTADOS

6.1 Dimensionamento da câmara

A carga térmica pode ser definida como a quantidade de energia térmica (calor) que se adiciona ou retira-se do ambiente/produto no qual realiza o trabalho para tais fins como: Conforto (água aquecida, ambiente climatizado); Aumentar a durabilidade de um determinado produto (carnes, hortifrúti, frios e laticínios); Controlar o amadurecimento de frutas, como por exemplo bananas (TECUMSEH - FIC FRIO, 2014).

I - Transmissão de Calor ($Q_{transmissão}$)

Para o cálculo de carga térmica nas paredes, teto e piso serão utilizadas as equações (1) e (2), respectivamente.

$$Q_{parede} = L \times A \times F_{dc}$$
$$Q_{piso} \text{ ou } Q_{teto} = L \times C \times F_{dc}$$

Onde, Q_{parede} é a transmissão de calor pelas paredes da câmara, Q_{piso} e Q_{teto} é a transmissão de calor pelo piso e pelo teto, respectivamente. O F_{dc} é o fator de dispersão de calor em função do tipo de isolamento e da diferença da temperatura externa e interna. Esse valor pode ser encontrado na Tabela 1.

$$\Delta t_1 = 20^{\circ}\text{C} - (-20^{\circ}\text{C}) = 20^{\circ}\text{C} + 20^{\circ}\text{C} = 40^{\circ}\text{C}.$$

E o isolamento é feito por painel de poliuretano de 100 mm de espessura onde encontramos um $F_{dc}=166$.

Utilizando as equações para os compartimentos temos que:

$$Q_{teto} = (C)1,16m \times (L)2,12m \times 166 \text{ kcal/m}^2 \times \text{dia} = 408,23 \text{ kcal/dia}$$

$$Q_{parede\ norte} = (C)1,16m \times (A)2,40m \times 166 \text{ kcal/m}^2 \times \text{dia} = 462,14 \text{ kcal/dia}$$

$$Q_{parede\ sul} = (C)1,16m \times (A)2,40m \times 166 \text{ kcal/m}^2 \times \text{dia} = 462,14 \text{ kcal/dia}$$

$$Q_{parede\ leste} = (L)2,12m \times (A)2,40m \times 166 \text{ kcal/m}^2 \times \text{dia} = 844,61 \text{ kcal/dia}$$

$$Q_{parede\ oeste} = (L)2,12m \times (A)2,40m \times 166 \text{ kcal/m}^2 \times \text{dia} = 844,61 \text{ kcal/dia}$$

$$Q_{piso} = (C)1,16m \times (L)2,12m \times 166 \text{ kcal/m}^2 \times \text{dia} = 408,23 \text{ kcal/dia}$$

Após os valores encontrados, através da equação (3) faz-se a somatória e encontra-se o valor do calor de transmissão.

$$Q_{transmissão} = Q_{teto} + Q_{parede\ norte} + Q_{parede\ sul} + Q_{parede\ leste} + Q_{parede\ oeste} + Q_{piso}$$

$$Q_{transmissão} = 3.430 \text{ kcal/dia}$$

II - Infiltração de calor ($Q_{infiltração}$)

A infiltração de calor se dá principalmente pela entrada de ar externo na câmara pela abertura da porta e pode ser calculado pela equação (4).

$$Q_{infiltração} = V \times F_t \times Q_n$$

Onde V é o volume da câmara em m³, F_t é o fator de troca de ar por abertura de porta e encontra-se na Tabela 2 e Q_n é o fator de calor necessário para resfriar o ar (Tabela 3) de acordo com a umidade relativa adotada de 60% e a temperatura externa de 20°C.

$$V = L \times C \times A$$

$$V = 2,12m \times 1,16m \times 2,40m$$

$$V = 5,90m^3$$

Como a temperatura interna é negativa e o valor utilizado da tabela será o que tem a capacidade volumétrica de 7 m³, pois está acima de 5,90 m³, então, tem-se que $F_t = 30$ e $Q_n = 20,4 \text{ kcal/m}^3$.

$$Q_{infiltração} = 5,90m^3 \times 30 \text{ ar/dia} \times 20,4 \text{ kcal/m}^3$$

$$Q_{infiltração} = 3.610,8 \text{ kcal/dia}$$

III- Calor dos produtos ($Q_{produto}$)

Essa é a carga térmica do produto armazenado na câmara fria que nesse caso serão as vacinas. E para o cálculo da carga térmica do produto utiliza-se a equação (5):

$$Q_{produto} = m \times c \times \Delta t$$

Onde, m é a massa do produto em kg , c é o calor específico que se encontra na Tabela 4 e Δt é a diferença entre a temperatura de entrada do produto e a temperatura interna em que a câmara se encontra. Um detalhe muito importante é que as vacinas não podem ser resfriadas novamente após entrarem em contato com temperaturas maiores que às indicadas, uma vez que a mesma perde suas propriedades químicas e biológicas em ambos os casos. Sendo assim, ao consultar o valor do calor específico do sangue antes do congelamento, na tabela com os dados de conservação de produtos chegamos a um calor específico de $0,92 \text{ kcal/kg} \times ^\circ\text{C}$.

$$Q_{produto} = (259 \text{ kg/dia}) \times (0,92 \text{ kcal/kg} \times ^\circ\text{C}) \times (-15^\circ\text{C} - (-20^\circ\text{C}))$$
$$Q_{produto} = 1.191,4 \text{ kcal/dia}$$

Consultando o valor do calor específico do sangue após o congelamento chegamos a um valor de calor específico de $0,45 \text{ kcal/kg} \times ^\circ\text{C}$.

$$Q_{produto} = (259 \text{ kg/dia}) \times (0,45 \text{ kcal/kg} \times ^\circ\text{C}) \times (-15^\circ\text{C} - (-20^\circ\text{C}))$$
$$Q_{produto} = 815,85 \text{ kcal/dia}$$

Somando-se essas cargas chega-se a:

$$Q_{produto} = 1.191,4 \text{ kcal/dia} + 815,85 \text{ kcal/dia}$$
$$Q_{produto} = 2.007,25 \text{ kcal/dia}$$

IV - Carga de ocupação ($Q_{ocupação}$)

A carga de ocupação é decorrente do número de pessoas que ocupam a câmara fria em um determinado período de tempo, nesse caso há a presença de uma pessoa com um tempo de duração de aproximadamente três horas na câmara fria. Logo, a equação utilizada será a (6).

$$Q_{ocupação} = P \times F_{eq} \times h$$

Onde P é número de pessoas presentes na câmara, F_{eq} é o fator de equivalência de calor por pessoa (Tabela 5) e h é o tempo de permanência dos ocupantes na câmara. Diante disso, temos que F_{eq} equivale a 338 kcal/h , pois a temperatura dentro da câmara é -20°C .

$$Q_{ocupação} = 1 \times 338 \text{ kcal/h} \times 3\text{h/dia}$$

$$Q_{ocupação} = 1.014 \text{ kcal/dia}$$

V - Carga de iluminação ($Q_{iluminação}$)

A carga de iluminação leva em consideração a transmissão de calor gerada pelas lâmpadas dentro do ambiente e leva em consideração a área iluminada da câmara. Esse calor dissipado pode ser encontrado utilizando a equação (7):

$$Q_{iluminação} = P \times A \times 0,86 \text{ kcal/h} \times T$$

Onde P é a dissipação de calor pela iluminação que para lâmpada é igual a 10W/m², A é área dada em m², T é o período que essa fonte de calor estará em funcionamento e por último temos a constante 0,86 kcal/h é uma constante para fazer transformação de energia de W para kcal/h.

$$Q_{iluminação} = (10\text{W/m}^2) \times (1,16\text{m} \times 2,12\text{m}) \times (0,86 \text{ kcal/h}) \times (3\text{h/dia})$$

$$Q_{iluminação} = 63,45 \text{ kcal/dia}$$

VI- Carga devido aos motores (Q_{motor})

Esse cálculo é devido aos dois ventiladores do evaporador que trocam calor com o ambiente interno da câmara fria com uma potência de 0,5 CV (cavalo-vapor). A equação (8) permite encontrar a carga devido aos motores.

$$Q_{motor} = (P \times 632,4 \text{ kcal/h} \times N)/\text{dia}$$

P é a potência do motor em cavalo-vapor, a constante 632,4 kcal/h serve para transformar potência de motor em frigorífica e N é a quantidade de motores presentes dentro da câmara fria.

$$Q_{motor} = ((0,5 \text{ cv}) \times (632,4 \text{ kcal/h}) \times 2)/\text{dia}$$

$$Q_{motor} = 632,4 \text{ kcal/dia}$$

VII - Carga total (Q_{total})

A carga total é o somatório de todas as cargas térmicas calculadas anteriormente, mais um fator de segurança de 10%. Ou seja, utilizando a equação (9) mais o fator de segurança tem-se que:

$$Q_{total} = (Q_{transmissão} + Q_{infiltração} + Q_{produto} + Q_{ocupação} + Q_{iluminação} + Q_{motor}) + 10\%$$

$$Q_{total} = 10.757,9 \text{ kcal/dia} + 10\%$$

$$Q_{total} = 11.833,69 \text{ kcal/dia}$$

Tabela 9 - Cargas térmicas

Cargas térmicas	kcal/dia
$Q_{transmissão}$	3.430
$Q_{infiltração}$	3.610,80
$Q_{produto}$	2.007,25
$Q_{ocupação}$	1.014
$Q_{iluminação}$	63,45
Q_{motor}	632,4
Q_{total}	11833,69

Fonte: De autoria própria

No entanto, todo o valor encontrado levou em consideração o tempo total de 24 horas de funcionamento da câmara frigorífica, porém, sabemos que existe o tempo de degelo em intervalos constantes que deve ser considerado. O descongelamento da câmara fria ocorrerá de forma natural em um período de 8 horas, o que acarretará em um funcionamento diário de 16 horas. Portanto, utilizando a equação (10):

$$Q = \frac{Q_{total}}{dia} \times 16$$

Onde Q é a capacidade térmica da câmara e 16 é a constante de tempo de funcionamento para degelo natural.

$$Q = \frac{11.833,69 \text{ kcal}}{24h} \times 16$$

$$Q = 7889,13 \text{ kcal/h}$$

$$Q = 9175 \text{ W} = 2,61 \text{ TR}$$

6.2 Análise termodinâmica dos componentes do ciclo de refrigeração

A capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração deve ser igual à carga térmica para operação em regime permanente. Uma vez determinada a circulação e o refrigerante com o qual o sistema deve operar, pode-se determinar a vazão mássica que circula pelo equipamento (SILVA, 2005).

Sabe-se que, Q é igual a capacidade térmica calculada anteriormente de 9,175 kW, sendo assim, será encontrada a vazão mássica do sistema utilizando a equação (13).

$$m = \frac{Q}{(h_1 - h_4)}$$

Onde, Q é a capacidade frigorífica que equivale a carga de funcionamento da câmara encontrada anteriormente, h_1 é a entalpia no ponto de saída do evaporador e h_4 é a entalpia no ponto de entrada. Será analisado primeiramente o fluido refrigerante R-134a, porém, para encontrar os valores desta e de outras propriedades durante o ciclo de refrigeração, será necessário o uso do software CATT3.

Tabela 10 - Propriedades termodinâmicas do fluido R-134

Type	Temp	Pressure	Specific Volume	Internal Energy	Specific Enthalpy	Specific Entropy	Quality	Phase
	C	MPa	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg/K		
1. R-134a	-20	0,1327	0,1474	367	386,6	1,741	1	Saturated Vapor
2. R-134a	35	0,7131	0,03017	399,9	421,4	1,741		Superheated Vapor
3. R-134a	27,34	0,7131	0,0008349	237,3	237,9	1,131	0	Saturated Liquid
4. R-134a	-20,01	0,1327	0,04502	231,9	237,9	1,154	0,3019	Liquid Vapor Mixture

Fonte: De autoria própria

$$m = \frac{9,175 \text{ kJ/s}}{(386,6 \text{ kJ/kg} - 237,9 \text{ kJ/kg})} = 0,062 \text{ kg/s}$$

Conhecer a vazão mássica de um sistema de refrigeração é muito importante, porque se leva em consideração o custo do equipamento, instalação e também a manutenção. Após encontrado o valor da vazão mássica no ciclo, será avaliado o trabalho do compressor levando em consideração que a temperatura de saída do fluido é de 35°C. Para a modelagem será utilizada a equação (15).

$$W_c = m \times (h_{2s} - h_1)$$

$$W_c = 0,062 \text{ kg/s} \times (421,4 \text{ kJ/kg} - 386,6 \text{ kJ/kg})$$

$$W_c = 2,16 \text{ kW}$$

Ao passar pelo compressor, o fluido vai em direção ao condensador onde ocorre uma transferência de calor para a vizinhança e ele se condensa. Pela equação (17):

$$Q_{sai} = m \times (h_{2s} - h_3)$$

$$Q_{sai} = 0,062 \text{ kg/s} \times (421,4 \text{ kJ/kg} - 237,9 \text{ kJ/kg})$$

$$Q_{sai} = 11,38 \text{ kW}$$

O coeficiente de Carnot ($\beta_{m\acute{a}x}$) será utilizado como parâmetro para comparar o COP (coeficiente de performance) do circuito frigorífico com os diferentes fluidos de trabalho. Através da equação (19):

$$\beta_{m\acute{a}x} = \frac{T_c}{T_h - T_c}$$

$$\beta_{m\acute{a}x} = \frac{253,15 \text{ K}}{308,15 \text{ K} - 253,15 \text{ K}}$$

$$\beta_{m\acute{a}x} = 4,60$$

Calculando o COP pela equação (21) para o ciclo que utiliza o refrigerante R-134a, chega-se ao seguinte valor:

$$COP = \frac{Q}{W_c}$$

$$COP = \frac{9,175 \text{ kW}}{2,16 \text{ kW}}$$

$$COP = 4,25$$

Serão utilizados os mesmos procedimentos de cálculo, porém haverá troca de fluido refrigerante, o R-404a passará nas mesmas condições de trabalho que o R-134a.

Tabela 11 - Propriedades termodinâmicas do fluido R-404a

Type	Temp	Pressure	Specific Volume	Internal Energy	Specific Enthalpy	Specific Entropy	Quality	Phase
	C	MPa	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg/K		
1. R-404a	-20	0,3044	0,0639	188,4	207,9	0,8249	1	Saturated Vapor
2. R-404a	35	1,383	0,01433	218,3	238,1	0,8249		Superheated Vapor
3. R-404a	28,93	1,383	0,0009759	93,87	95,21	0,3522	0	Saturated Liquid
4. R-404a	-20	0,3044	0,02486	87,64	95,21	0,3798	0,3811	Liquid Vapor Mixture

Fonte: De autoria própria

$$m = \frac{Q}{(h_1 - h_4)}$$

$$m = \frac{9,175 \text{ kJ/kg}}{(207,9 \text{ kJ/kg} - 95,21 \text{ kJ/kg})}$$

$$m = 0,081 \text{ kg/s}$$

Com o valor da vazão mássica no ciclo, será avaliado o trabalho do compressor levando em consideração que a temperatura de saída do fluido foi de 35°C.

$$W_c = m \times (h_{2s} - h_1)$$

$$W_c = 0,081 \text{ kg/s} \times (238,1 \text{ kJ/kg} - 207,9 \text{ kJ/kg})$$

$$W_c = 2,45 \text{ kW}$$

Ao passar pelo compressor, o fluido flui para o condensador, onde ocorre a transferência de calor para o ambiente circundante e a condensação acontece.

$$Q_{sai} = m \times (h_{2s} - h_3)$$

$$Q_{sai} = 0,081 \text{ kg/s} \times (238,1 \text{ kJ/kg} - 95,21 \text{ kJ/kg})$$

$$Q_{sai} = 11,57 \text{ kW}$$

Calculando o COP para o ciclo que utiliza o refrigerante R-404a, chega-se ao seguinte valor.

$$COP = \frac{Q}{W_c}$$

$$COP = \frac{9,175 \text{ kW}}{2,45 \text{ kW}}$$

$$COP = 3,74$$

O próximo passo será utilizar o fluido refrigerante R-507a com as mesmas condições de uso dos fluidos anteriores.

Tabela 12 - Propriedades termodinâmicas do fluido R-507a

Type	Temp	Pressure	Specific Volume	Internal Energy	Specific Enthalpy	Specific Entropy	Quality	Phase
	C	MPa	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg/K		
1. R-507a	-20	0,3146	0,06091	184,9	204	0,8096	1	Saturated Vapor
2. R-507a	35	1,429	0,01357	214,3	233,7	0,8096		Superheated Vapor
3. R-507a	29,18	1,429	0,0009739	93,69	95,09	0,3514	0	Saturated Liquid
4. R-507a	-20	0,3146	0,02421	87,47	95,09	0,3793	0,3893	Liquid Vapor Mixture

Fonte: De autoria própria

$$m = \frac{Q}{(h_1 - h_4)}$$

$$m = \frac{9,175 \text{ kJ/kg}}{(204 \text{ kJ/kg} - 95,09 \text{ kJ/kg})}$$

$$m = 0,084 \text{ kg/s}$$

Após encontrado o valor da vazão mássica no ciclo, será avaliado o emprego do compressor levando em consideração que a temperatura de saída do fluido continua de 35°C.

$$W_c = m \times (h_{2s} - h_1)$$

$$W_c = 0,084 \text{ kg/s} \times (233,7 \text{ kJ/kg} - 204 \text{ kJ/kg})$$

$$W_c = 2,50 \text{ kW}$$

Ao passar pelo compressor, o fluido vai em direção ao condensador onde ocorre uma transferência de calor para a vizinhança e ele se condensa.

$$Q_{sai} = m \times (h_{2s} - h_3)$$

$$Q_{sai} = 0,084 \text{ kg/s} \times (233,7 \text{ kJ/kg} - 95,09 \text{ kJ/kg})$$

$$Q_{sai} = 11,64 \text{ kW}$$

Calculando o COP para o ciclo que utiliza o refrigerante R-410a, chega-se ao seguinte valor.

$$COP = \frac{Q}{W_c}$$

$$COP = \frac{9,175}{2,50}$$

$$COP = 3,67$$

Os valores encontrados podem ser resumidos na seguinte tabela:

Tabela 13 -Resultado da análise termodinâmica do ciclo

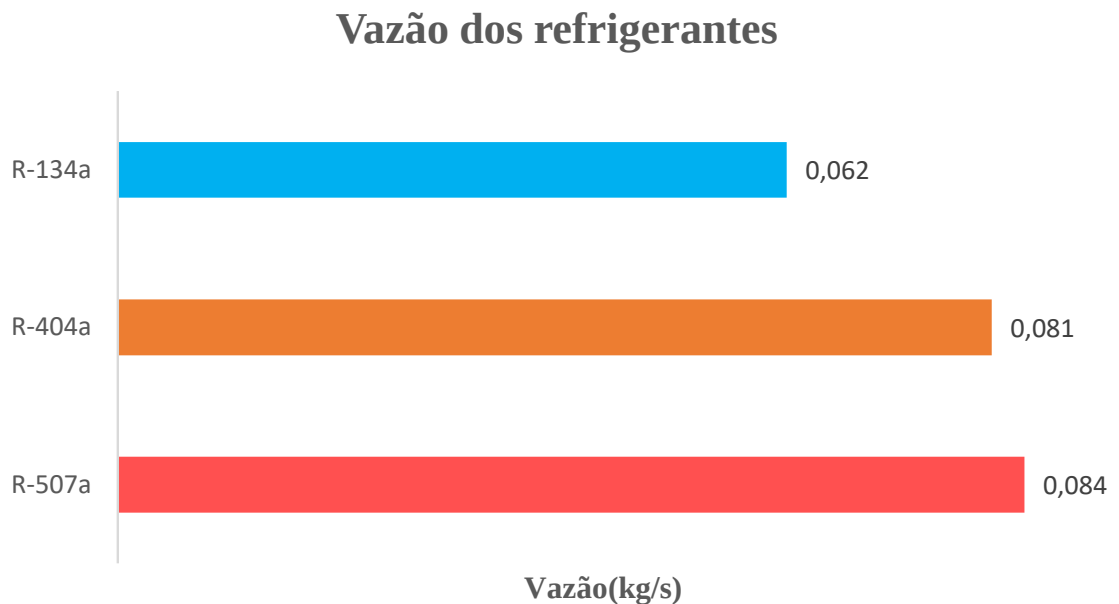
Fluido Refrigerante	m (kg/s)	Wc (kW)	Qsai (kW)	COP	$\beta_{m\acute{a}x}$
R-134a	0,062	2,16	11,37	4,17	4,6
R-404a	0,081	2,45	11,57	3,74	4,6
R-507a	0,084	2,5	11,64	3,67	4,6

Fonte: De autoria própria

A modelagem, do ponto de vista termodinâmico, é um recurso muito útil, pois ajuda a resolver problemas em projetos de refrigeração. Com a ajuda desta ferramenta, simulações podem ser realizadas, o que pode gerar informações importantes que permitirão propor melhorias no processo e compreender melhor o seu comportamento. Os sistemas de refrigeração devem ser cuidadosamente projetados para atender a demanda, levando em consideração o uso de refrigerantes de menor impacto ambiental (ALVAREZ, 2019).

Mudanças no fluxo de massa podem afetar o desempenho do equipamento, portanto, é necessário avaliar a mudança de fluido refrigerante nesse fluxo para determinar qual deles é o mais adequado. A influência da variação da vazão mássica será avaliada nesse sistema de refrigeração de acordo com os valores encontrados e comparados no gráfico a seguir.

Gráfico 1 - Vazão dos refrigerantes

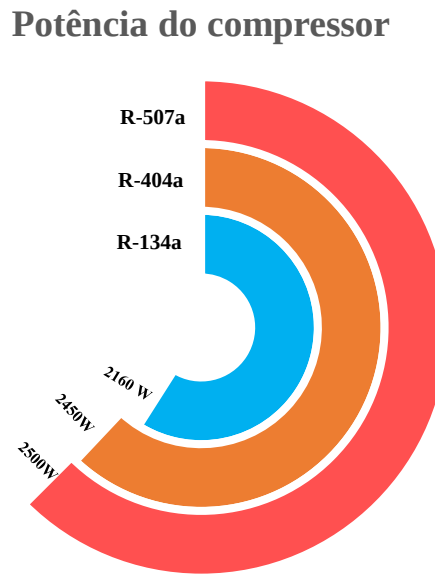


Fonte: De autoria própria

Cada fluido refrigerante trabalha com diferentes valores de vazão mássica para atender os critérios de refrigeração nesse ciclo termodinâmico. A vazão mássica é a responsável por quantificar o quanto de fluido refrigerante que passa pela área da tubulação do sistema em um período de tempo específico, que nesse caso é de um segundo. Caso a vazão mássica seja menor que a encontrada, então o sistema não alcançará sua capacidade de refrigeração, entretanto, se ela for maior que o necessário haverá um superdimensionamento do conjunto. Diante disso, o fluido refrigerante R-134a apresentou uma vazão mais estreita (0,064 kg/s) em comparação aos demais, ou seja, o sistema que utiliza esse fluido consegue fornecer uma vazão menor necessária para atingir os parâmetros estabelecidos de refrigeração. Já o fluido refrigerante R-404a apresentou a segunda menor vazão desse sistema (0,081 kg/s) que é bem próxima da vazão do R-507a que foi de aproximadamente 0,084 kg/s.

O sistema de refrigeração é composto por vários dispositivos, cada um com a sua própria função no ciclo de refrigeração. Assim, um dos dispositivos deste ciclo é o compressor, cuja importante tarefa é comprimir o gás refrigerante, aumentar sua pressão e temperatura (ALVARES, 2019).

Gráfico 2 - Potência do compressor



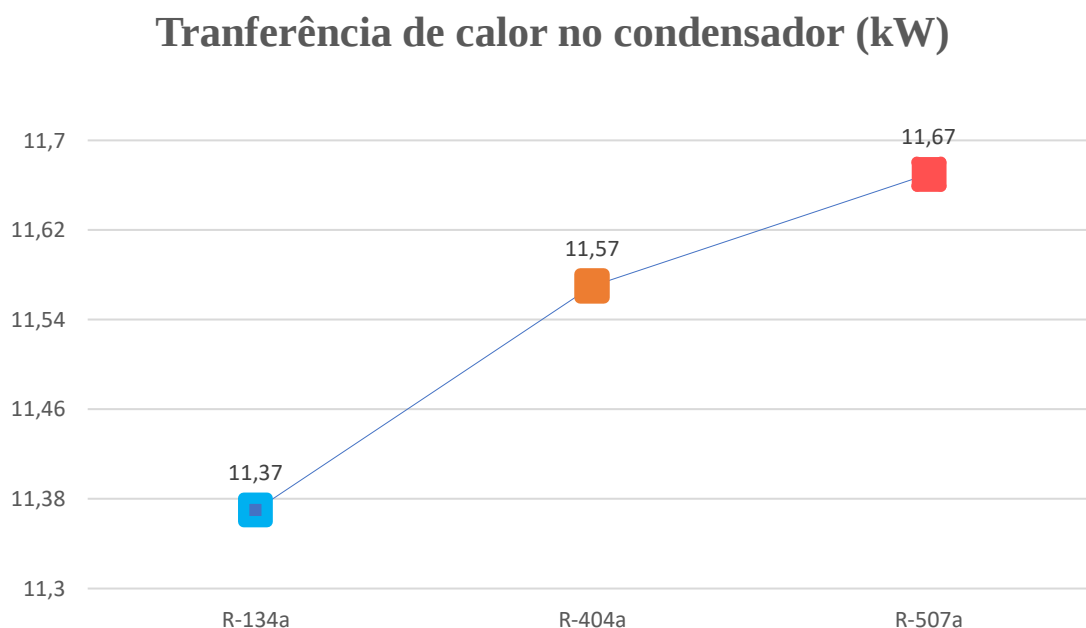
Fonte: De autoria própria

“Definimos trabalho, w , como a energia transferida quando uma força move um objeto. Uma força representa todo e qualquer ato de empurrar ou puxar exercido sobre um objeto” (BROWN, *et al*, 2016, p.173,).

Como o coeficiente de desempenho (COP) do ciclo está relacionado com o compressor então é importante ressaltar que quanto mais o compressor trabalha o sistema gasta mais energia devido a troca térmica no evaporador e no condensador ocorrerem mais rapidamente, necessitando do acionamento do compressor com maior frequência para manter a temperatura desejada. Portanto, o fluido refrigerante R-507a é o que mais necessita da ajuda do compressor para manter o ciclo frigorífico seguido do R-404a, enquanto o R-134a precisa menos desse acionamento.

Os condensadores são equipamentos com a função de realizar a transferência de calor entre um fluido frio e um fluido quente (STOECKER; JONES, 1985). A transferência de calor em um condensador é uma função da capacidade de resfriamento e da temperatura de condensação. O calor transferido do condensador para o ambiente é chamado de calor removido do condensador (ALVAREZ, 2019).

Gráfico 3 - Transferência de calor no condensador



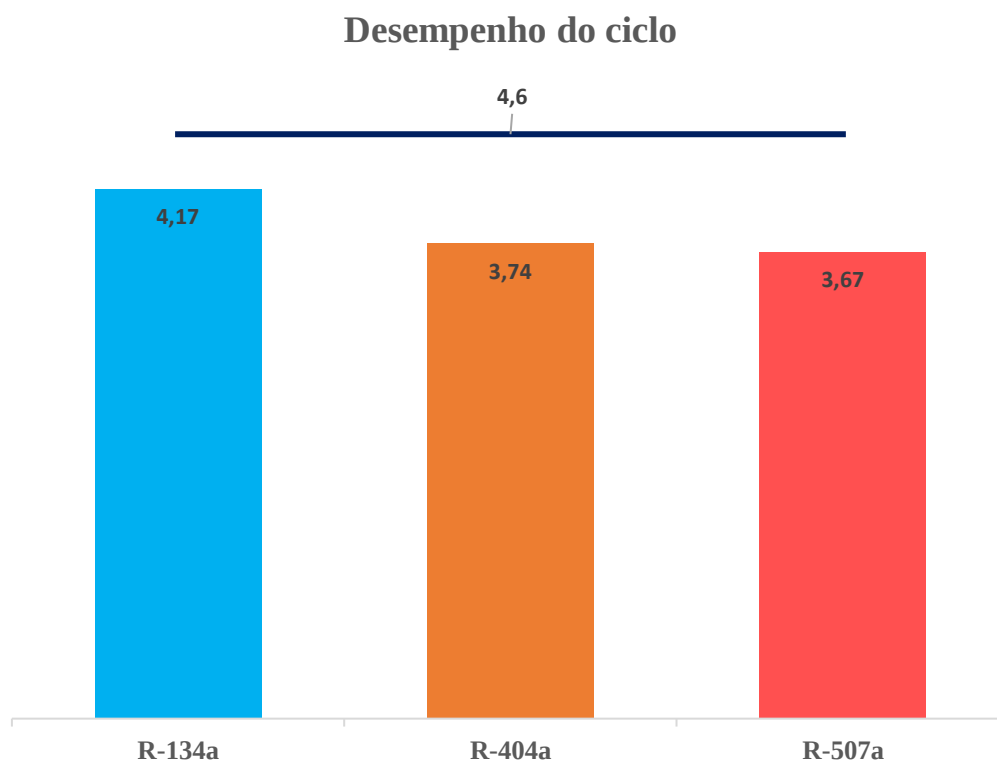
Fonte: De autoria própria

Conhecendo a carga térmica total, vazão mássica do sistema, o trabalho dos compressores, agora é a vez de comparar a taxa de rejeição de calor no condensador. Através da interpretação do gráfico de linhas observa-se que o fluido refrigerante que mais rejeita calor para o ambiente externo é o R-507a, isso significa que durante o escoamento no condensador a dissipação de calor é maior assim como o trabalho do compressor também é mais alto. O R-134a é o que menos dissipa calor para o ambiente e o R-404a está em seguida.

A análise do coeficiente de desempenho do ciclo foi comparada aos fluidos refrigerantes usados com o objetivo de encontrar o mais eficiente de acordo com o modelo adotado. O COP de um ciclo de compressão de vapor é a razão entre a taxa de resfriamento e a potência na forma de trabalho fornecida para executar o ciclo, que geralmente é mais valiosa e cara do que a energia na forma de calor (ALVAREZ, 2019).

Como parâmetro de desempenho utilizou-se o maior coeficiente de desempenho teórico de qualquer ciclo de refrigeração, ou seja, o de Carnot, uma vez que nele toda a energia fornecida seria integralmente convertida em trabalho e entre os ciclos termodinâmicos sua eficiência não pode ser superada.

Gráfico 4 - Desempenho de ciclo



Fonte: De autoria própria

Diante da análise ficou evidente que o fluido refrigerante que obteve o melhor desempenho nesse ciclo de refrigeração com às referências adotadas foi o R-134a, pois foi o que apresentou maior resultado em comparação ao ciclo teórico de refrigeração. Isso significa que entre os refrigerantes avaliados nos cálculos, o R-134a é o que tem a maior redução de trabalho para alcançar o efeito de refrigeração desejado. Ficou evidente também que o trabalho do compressor influenciou diretamente no desempenho, uma vez que se for feita uma comparação dos dois gráficos será observado que os fluidos que obtiveram maiores valores de trabalho no compressor, foram os que desempenharam a menor eficiência nesse sistema de trocas térmicas.

6.3 Análise de consumo

Diante disso, foi feito um comparativo médio de preços de vendas dos fluidos refrigerantes estudados da marca Chemours com a finalidade de avaliar a viabilidade econômica. A tabela demonstra o valor em ordem crescente dos preços encontrados no mercado para os cilindros que variam de 10 kg a 12 kg de fluidos armazenados.

Tabela 14 - Preço dos fluidos refrigerantes

Fluido refrigerante	Preço (R\$)
R-134a	R\$ 620,01
R-404a	R\$ 735,21
R-507a	R\$ 1480,62

Fonte: De autoria própria

A disponibilidade comercial de um refrigerante está intimamente relacionada ao seu preço. Usar um refrigerante ideal e caro torna-se impraticável (ELETROBRÁS, 2005).

O consumo de eletricidade é um fator importante, pois esse detalhe pode economizar muito dinheiro gasto todos os meses. Diante disso, para ter uma ideia do quanto de energia o sistema vai utilizar será necessário calcular o consumo mensal de energia elétrica utilizando as equações (22) e (23) com a potência do compressor presente na tabela 13. O cálculo de consumo e custo mensal do trabalho do compressor utilizando esses diferentes refrigerantes está presente na tabela abaixo.

Tabela 15 - Custo de consumo dos fluidos

Fluido Refrigerante	Consumo mensal (kWh)	Custo mensal (R\$)
R-134a	1036,8	R\$ 718,50
R-404a	1176	R\$ 814,97
R-507a	1200	R\$ 831,60

Fonte: De autoria própria

Percebe-se que o menor consumo mensal apresentado é o do Refrigerante R-134a seguidos do R-404a e R-507a, respectivamente. Na tabela seguinte essa comparação de investimento foi realizada em um tempo de 5 meses.

Tabela 16 - Comparação dos custos energéticos

MÊS	R-134a	R-404a	R-507a
1	R\$ 718,50	R\$ 814,97	R\$ 831,60
2	R\$ 1.437,00	R\$ 1.629,94	R\$ 1.663,20
3	R\$ 2.155,51	R\$ 2.444,90	R\$ 2.494,80
4	R\$ 2.874,01	R\$ 3.259,87	R\$ 3.326,40
5	R\$ 3.592,51	R\$ 4.074,84	R\$ 4.158,00

Fonte: De autoria própria

É possível perceber que com o sistema trabalhando às 16 horas diárias, o fluido R-134a tem um preço menor tanto no valor do cilindro (tabela 14) quanto do gasto de energia (tabela 16) do que o R-404a e R-507a, ou seja, os custos mensais em reais são menores. Além disso, foi constatado também que o investimento a longo prazo no fluido R-134a passa a valer a pena se comparado ao R-404a e R-507a devido ao gasto energético no compressor. Já o refrigerante R-507a permanece o menos viável economicamente para o processo, uma vez que o seu custo inicial somado a potência que o compressor necessita para realizar o processo de conservação é o maior de todos.

CONCLUSÃO

Todos os fluidos refrigerantes apresentados neste trabalho são HFC, ou seja, não empobrecem a camada de ozônio de acordo com suas propriedades físico-químicas, obedecendo o acordo ambiental do Protocolo de Montreal. Além disso, foram escolhidos os principais refrigerantes de uso comercial em conformidade com os fabricantes de geladeiras e câmaras frias para armazenamento de vacinas.

Assim sendo, o modelo matemático descreveu o comportamento do ciclo de refrigeração e de seus principais componentes com os diferentes fluidos refrigerantes. Todas as análises termodinâmicas que avaliaram às demandas de carga térmica do processo têm como objetivo encontrar o fluido que permita a otimização dos sistemas de refrigeração para a armazenagem dos imunobiológicos, assim como também existiu a preocupação com os custos, uma vez que foi avaliado o mais viável economicamente.

Diante dos dados apresentados observa-se a tendência do fluido R-134a ser o mais indicado para os parâmetros desse ciclo termodinâmico uma vez que ele tem a capacidade de realizar o processo frigorífico com o menor esforço do motor do compressor em relação aos demais refrigerantes, apresenta a menor vazão mássica e troca de calor no condensador. O desempenho dos fluidos R-404a foi o segundo mais bem avaliado tanto na parte termodinâmica quanto na parte de viabilidade econômica.

Quanto menor o valor do COP, maior será o consumo de energia, pois a troca térmica entre o ambiente interno e externo ocorre mais rapidamente para manter a temperatura almejada e essa característica descreve o comportamento do fluido refrigerante R-507a, por exemplo, uma vez que ele tem a maior transferência de calor no condensador e precisa de uma maior potência no compressor necessitando do seu acionamento mais constantemente. Como o Coeficiente de Desempenho do R-134a é o maior entre os demais, então ele vai ter o menor consumo mensal de energia elétrica e consequentemente o seu custo também será menor a curto e longo prazo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

SHAPIRO, Howard N. *et al.* Princípios de Termodinâmica para Engenharia. 7º ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

STOECKER, W. F; JABARDO, J. M. SAIZ; Refrigeração Industrial. 2º ed. São Paulo: Edgard Blucher LTDA, 2002.

ÇEGEL, Yunus A; BOLES, Michael A. Termodinâmica. 7º ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

INCROPERA, Frank P. *et al.* Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 6ºed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KROOS, Kenneth A; POTTER, Merle C. Termodinâmica para Engenheiros. 1º ed. Cengage Learning Editores, 2016.

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. Sistema de Condicionamento de ar e ventilação – Execução de serviço de higienização. NBR 14679. Rio de Janeiro, 2001.

TECUMSEH. Revista Fic Frio. A importância do cálculo de carga térmica. Nº90. São Carlos, 2014.

TECUMSEH. Revista Fic Frio. As equações do calor e a climatização do ambiente. Nº91. São Carlos, 2015.

BRASIL. Ministério da Saúde. Manual Rede de Frios. 4ºed. Brasília, 2013.

GASPAR, Alberto. Compreendendo a física: ondas, ópticas e termodinâmica. 2º ed. São Paulo: Editora Ática, 2013.

BRASIL. Secretária De Saúde Do Amazonas. Resolução CIB/AM nº 041/2021 de 24 de fevereiro de 2021. Amazonas, 2021.

ELETROBRÁS. Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial. Rio de Janeiro, 2005.

ALVAREZ, Mario Eusebio T. Refrigeração, ar condicionado e ventilação. Londrina: Editora e Distribuidora Educacional S.A, 2019.

BROWN, Theodore L; *et al.* Química: A ciência central. 13ªed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2016.

STOECKER, W. F; JONES, J.W. Refrigeração e ar condicionado. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985

BRASIL. Ministério Do Meio Ambiente. Uso de fluidos naturais em sistemas de refrigeração e ar condicionado: artigos técnicos. Brasília: MMA, 2011.

ASHARE. Designation and Safety Classification of Refrigerants. EUA, 2019.

AMAZONAS ENERGIA. Simulador de consumo. Disponível em: <<https://website.amazonasenergia.com/sua-conta/simulador-de-consumo/>> Acesso em: 04 de novembro de 2022.

BRASIL. Ministério da Saúde. Portaria nº 721, de 9 de agosto de 1989. Brasília: ANVISA.