

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
ENGENHARIA MECANICA

LUÍS EUGÊNIO DELIBERADOR SABINO

**PROJETO BÁSICO DE UMA CAMARA FRIA CONSTRUÌDA
EM UM CONTAINER**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CORNÉLIO PROCÓPIO
2015

LUÍS EUGÊNIO DELIBERADOR SABINO

PROJETO BÁSICO DE UMA CAMARA FRIA CONSTRUÌDA EM UM CONTAINER

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina Trabalho de conclusão de curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel.

Orientador: Prof. Dr. Marcos Lourenço

Dedico este trabalho aos meus pais, meu irmão e amigos.

AGRADECIMENTOS

Meus mais sinceros agradecimentos ao meu orientador e co-orientador Prof. Dr. Marcos Lourenço e Dr. Henrique Razuk, pela sabedoria com que me guiaram nesta trajetória e pelos conhecimentos transmitidos. Ao professor Dr. Rubens Galo por toda ajuda e paciência que me foi concedida durante a elaboração deste trabalho.

Aos meus amigos Pedro Cury, Geraldo Campos, Lucas Barrichello, Felipe Roccon, Danilo Bianchini, Vinicius Rissi, Darlan Alves, Pedro Verceze, por nossa amizade, pelo nosso companheirismo, e principalmente pelo apoio que me deram quando foi necessário.

Aos meus companheiros e amigos de republica Marcos Truiz, Matheus Polo, Vinicius Doi e Victor Bahls por todos os problemas que dividimos, por sempre serem meus companheiros do dia a dia, por fazerem parte desta importante etapa das nossas vidas, o meu muito obrigado à vocês por serem esses amigos que vocês se tornaram para mim.

Aos meus familiares Rosangela Lelis, Carlos Deliberador, Felipe Deliberador, Paulo De Tarso, Mellina Salvalagio, Sergio Rocco, Marcia Sabino, Carla Sabino, Giovanna Sanches, Gabriel Sanches, Francisco Deliberador Neto e Zoroastro Sabino pelo amparo que me foi cedido durante toda a minha vida. Vocês foram uma peça fundamental em toda a minha trajetória.

Em especial, agradeço à minha mãe Denise Cecília Deliberador, ao meu pai Gilson Sabino e meu irmão Rodrigo pelo incentivo e apoio constante durante toda a minha vida, pela pessoa que sou hoje e por quem posso ser amanhã. Obrigado família.

Enfim, a todos os que, por algum motivo, contribuíram de algum modo nesta etapa da minha vida.

“Inteligência é a capacidade de se adaptar a mudança.” Stephen Hawking.

RESUMO

O presente trabalho tem como propósito apresentar a elaboração dos procedimentos e cálculos envolvidos em um projeto de câmara frigorífica construída, especificamente, em um container. Esta tem como finalidade principal o estoque e armazenamento de produtos alimentícios por curtos períodos de tempo, como ocorre frequentemente em recintos como distribuidoras de bebidas, por exemplo. Os cálculos para o dimensionamento básico do sistema de refrigeração serão realizados pelo *Engineering Equation Solver*, ou EES, de modo a servir de auxílio para o dimensionamento do sistema de refrigeração em questão.

Palavras chave: Refrigeração, Câmara fria, Container.

ABSTRACT

This study aims to present the development of procedures and calculations involved in a cold room project built specifically in a container. This has as its main purpose the stock and storage of food products for short periods of time, as often occurs in enclosures as beverage distributors , for example. The calculations for the basic sizing of the cooling system will be carried out by the Engineering Equation Solver or ESS so as to serve as support for the sizing of the cooling system in question.

Keywords: Refrigeration , Cold Storage , Containers

SUMÁRIO

1 Introdução.....	12
1.1 Objetivo Geral.....	14
1.2 Objetivo Especifico.....	14
2 Metodologia	15
3 Revisão Bibliográfica	16
4 Fundamentação Teórica	18
4.1 Sistemas de Refrigeração.....	18
4.2 Transferência de calor.....	21
4.3 Fluidos Refrigerantes.....	27
4.3.1 CFC, HFC e HCFC e o meio ambiente.....	29
4.3.2 Propriedade dos gases refrigerantes.....	31
4.4 Isolamento Térmico.....	35
5 Desenvolvimento	37
5.1 Parâmetros iniciais para desenvolvimento de projeto.....	37
5.1.1 Dimensões da câmara.....	37
5.1.2 Carga térmica por infiltração.....	39
5.1.3 Carga térmica do produto.....	41
5.1.4 Carga térmica de movimentação.....	42
5.1.5 Carga térmica de iluminação artificial.....	42
5.1.6 Isolamento.	44
5.1.7 Carga térmica com isolante.....	45

SUMÁRIO

5.2 Dimensionamento do sistema de Refrigeração.....	47
5.2.1 Escolha do fluido refrigerante.....	48
5.3 Elaboração do Software.....	48
5.4 Obtenção dos resultados.....	52
6 Conclusão.....	53
Referências Bibliográficas	54

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ilustração do processo de congelamento.....	24
Figura 2 - Comparativo de condução térmica de materiais.....	35
Figura 3 - Vista Superior do container.....	37
Figura 4 - Vista frontal do container.....	38
Figura 5 – Esquema de montagem e seleção dos pontos para medição.....	49
Figura 6 – Diagrama P x h do ciclo utilizando R –134a.....	51
Figura 7 - Diagrama T x S do utilizando R-134a.....	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Calor latente e calor sensível de pessoas.....	23
Tabela 2 - $Q_{rem.}$ para temperatura no interior da câmara maior que zero.....	26
Tabela 3 - $Q_{rem.}$ para temperatura no interior da câmara menor que zero.....	26
Tabela 4 - ODP e GWP para refrigerantes halogenados.....	30
Tabela 5 - Desempenho de Refrigerantes por kW de capacidade de refrigeração.....	32
Tabela 6 - Propriedades Termofísicas de Refrigerantes.....	34
Tabela 7 – Condutividade dos materiais.....	39
Tabela 8 – Dados de produtos.....	40
Tabela 9 – Cálculo de calor de infiltração.....	40
Tabela 10 – Cálculo da carga térmica do produto.....	41
Tabela 11 – Cálculo da carga térmica causada por troca de ar.....	42
Tabela 12 – Dados técnicos das lâmpadas LED.....	43
Tabela 13 – propriedades de isolantes.....	44
Tabela 14 – Propriedades do EPS.....	45
Tabela 15 – Cálculo da resistência térmica do aço	46
Tabela 16 – Cálculo da resistência térmica do EPS.....	46
Tabela 17 – Cálculo do calor infiltrado com isolante.....	46
Tabela 18 – Cálculo da carga térmica total.....	47

1 INTRODUÇÃO

A indústria de refrigeração tem apresentado um crescimento significativo no mercado mundial nos últimos anos, movimentando cerca de bilhões de dólares ao ano. Tal fato pode ser explicado pelos maiores consumos por conforto térmico, exportação e estocagem de produtos alimentícios e de liquefação de gases. Tudo isso foi acompanhado por um avanço da mecânica de precisão, que possibilitou a criação de sistemas de refrigeração menores e mais eficientes, como ar condicionado doméstico de pequeno porte. Outro fator de suma importância foi o avanço em fluidos refrigerantes.

Sabe-se que os recursos naturais são finitos, oposto as necessidades humanas. Tendo em mente este fato, a indústria de refrigeração tem cada vez mais necessidade de prolongar na longevidade dos produtos alimentares e proporcionar cada vez uma eficiência produtiva maior, de acordo com as exigências de qualidade, combinada com a redução de custos. Os sistemas de refrigeração de pequeno porte têm basicamente o foco no conforto tanto para fins domésticos quanto para industriais. Os sistemas de condicionamento de ar para conforto, embora ainda considerados um luxo por algumas pessoas, mostram-se cada vez mais necessários e presentes em nosso dia a dia, principalmente pelo clima do país em que vivemos.

Os sistemas de condicionamento de ar para finalidades industriais visam o tratamento do ar, tanto para proporcionar condições mínimas de conforto a os trabalhadores em ambientes insalubres, quanto ao controle das condições do ar em um processo industrial. Quando se trata de refrigeração industrial, torna-se difícil resumir em poucas linhas quais são as principais aplicações, porque é utilizada em muitos tipos diferentes de indústrias e em processos de manufatura extremamente diversificados. Entre eles estão: indústria alimentícia, farmacêutica, médica e hospitalar, metalúrgica e de transformação de metais e plásticos, etc.

Na indústria de alimentos e bebidas, os sistemas de refrigeração são projetados para atender necessidades de produção, estocagem, armazenamento e transporte. O congelamento de alimentos é considerado, hoje, como a melhor técnica de conservação para estocagem e transporte. Uma vez que esse processo preserva, se não toda uma maioria, de seu valor nutricional, sabor e textura.

Independente do sistema de refrigeração, com a crise hídrica dos últimos anos, além da elevação de custos da energia elétrica, cria-se uma tendência a um consumo mais consciente de energia. Sendo assim os esforços nessa área, que antes eram basicamente restritos ao tipo de refrigerante utilizado e seu impacto na natureza, agora tem uma maior busca por processos mais eficientes.

1.1 Objetivo Geral

O presente trabalho visa estudar, analisar e compreender, através da aplicação das leis da termodinâmica que regem um sistema de refrigeração, para que possamos entrar um pouco mais a fundo neste âmbito através de pesquisas, consultas de livros e artigos publicados. Assim como projetos realizados anteriormente.

Tendo tais conhecimentos, o desafio deste trabalho se dará da forma de elaboração de um passo a passo para a realização dos cálculos das cargas térmicas que interferem em um projeto de câmara.

Tal realização visa simplificar a elaboração de um projeto de câmaras frias.

1.2 Objetivo Específico

Tal trabalho tem como objetivo específico a elaboração de um projeto de câmara fria utilizando um container refrigerado para estocagem de produtos através da elaboração de um programa em *EES*.

2 METODOLOGIA

O presente trabalho será realizado por meio de consultas da literatura pertinente como: livros, para aprimoramento dos conhecimentos teóricos de transferência de calor e leis da termodinâmica, manuais de refrigeração, e consulta de projetos já realizados como fontes de parâmetros. Além de artigos e publicações encontradas na internet, que também podem ser utilizados para fins de complementar de forma teórica/prática com o intuito de desenvolver um programa no *software* EES (*Engineering Equation Solver*) capaz de resolver as equações que regem o sistema de refrigeração conforme a carga térmica necessária.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para um produto ser resfriado ou congelado é necessário uma carga térmica seja retirada desse produto até que ele atinja a temperatura desejada.

Para a estocagem de um produto, é necessária que o mesmo esteja isolado. “Determina-se o isolamento necessário através do conhecimento do formato da câmara, numero de portas e janelas, quantidades de pessoas que ali irão transitar, iluminação e motores presentes no local” (ASHRAE, Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Refrigeration System And Aplicatinons handbook, 2006).

A carga térmica retirada em um processo de resfriamento ou congelamento de qualquer produto é maior que na estocagem, sendo assim, são levadas em consideração principalmente quatro fontes de calor:

- Transmissão de calor em pisos, janelas e teto do recinto.
- Infiltração de calor proveniente da abertura de portas.
- Carga térmica representada pelo produto.
- Outras fontes de calor gerado pelo numero de pessoas, motores e maquinários no local.

Com essas 4 fontes de calor calculadas e analisadas cuidadosamente, da-se inicio a fase de elaboração do projeto.

Uma vez conhecido todas as cargas térmicas que irão influenciar na temperatura interna da câmara, sabemos a quantidade de calor que será necessária a retirada. Para isso teremos que dimensionar nosso sistema.

Para retirada de calor interno da câmara será necessário um sistema de refrigeração bem projetado em que, evaporador(es), condensador(es), compressor(es), etc tenham seu dimensionamento muito bem calculados para que atendam a demanda do cliente.

Os congeladores, responsáveis por levar e manter o produto na temperatura desejada podem ter dois tipos de funcionamento. Com circulação natural de ar ou circulação forçada.

As câmaras com circulação natural do ar são adotadas para a conservação de produtos altamente desidratáveis como frutas e verduras, não sendo de nosso interesse este estudo para a realização deste projeto.

Câmaras com circulação forçada adotam evaporadores de tubos lisos ou aletados com circulação forçada de ar por meio de ventiladores. “Esta solução é adotada normalmente na disposição tendal, para armazenagem em curto prazo de carnes resfriadas, resfriamento rápido de carne fresca, congelamento rápido de carne em túneis com circulação longitudinal ou transversal, na armazenagem em paletes dos frigoríficos polivalentes, etc” (Jabardo, J. M. S. Refrigeração Industrial, 1994).

4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

4.1 Sistemas de Refrigeração

Em termos gerais, os princípios da refrigeração se baseiam em três tipos de efeitos físicos observados em fenômenos naturais: a transmissão termodinâmica que provoca o resfriamento de substâncias postas em contato com corpos a baixas temperaturas; o aumento de temperatura provocado pela evaporação de certas substâncias; e a queda de temperatura provocada pela rápida expansão dos gases.

Com base na segunda lei da termodinâmica, a entropia total de qualquer sistema isolado termodinamicamente, tende a aumentar com o tempo até atingir um valor máximo. Isso nos leva a dois pontos muito importantes para a realização de uma máquina térmica com intuito de refrigeração. O primeiro é definido pelo *enunciado de Clausius* (VAN WYLEN *et al.*, 1998), no qual se diz que o calor não é transferido espontaneamente de um corpo com temperatura mais baixa para um corpo de temperatura mais elevada. O segundo ponto é o *enunciado de Kelvin-Planck* (VAN WYLEN *et al.*, 1998) que afirma “É impossível a construção de uma máquina que, operando em um ciclo termodinâmico, converta toda a quantidade de calor recebido em trabalho.”.

É importante lembrar que existem 3 tipos de sistemas termodinâmicos, podendo ser: isolados (sem troca de calor ou matéria com o ambiente externo), abertos (não possuem nenhum tipo de isolamento nem preservação de massa no sistema) e fechados (há trocas de calor com o meio externo, porém não há troca de matéria).

São muitos os tipos de sistemas de refrigeração mecânica. Eles têm uma grande variedade de formas, tamanhos, arranjos dos componentes e usos. Se estudarmos refrigeração procurando entender cada um deles, teremos um longo e prolongado estudo. No entanto, como os princípios da refrigeração mecânica e os componentes essenciais são os mesmos, quer o sistema seja grande ou pequeno, podemos aprender a refrigeração estudando o que todos eles têm em comum, o ciclo de refrigeração.

Para nos situarmos melhor, dois exemplos básicos de refrigeração presente no nosso cotidiano para melhor compreensão. São eles: refrigerador e um condicionador de ar. Onde a principal diferença entre eles são os arranjos de alguns componentes e “principalmente a diferença de temperatura de evaporação, nos refrigeradores gira em torno dos -25°C e do condicionador de ar por volta de 7°C ” (ASHRAE, Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, refrigeration handbook, 2006). Porém todos eles partem do mesmo princípio e as mesmas leis da termodinâmica, e por consequência, tem o mesmo objetivo final. A retirada de calor de um corpo com menor quantidade de calor para um de maior valor energético.

Todos os sistemas se baseiam em alguns elementos básicos, presentes em todos os tipos de refrigeradores. São eles: compressor, condensador, elemento de expansão (podendo ser um tubo capilar ou uma válvula de expansão), evaporador e linha de sucção. Estes, chamados de elementos fundamentais de um ciclo de refrigeração.

Compressor – sua principal função é realizar a sucção do fluido refrigerante à baixa pressão, comprimi-lo e envia-lo a alta pressão para o condensador. É importante ressaltar que o compressor admite apenas fluido no estado de vapor. Para que isso aconteça o fluido deve chegar na linha de sucção no estado de vapor superaquecido.

Condensador – como fluido sai do compressor a alta temperatura e pressão, este elemento é responsável pela troca de calor com o ambiente externo do ciclo, liberando assim o calor no fluido absorvido pelo processo de compressão, para o ambiente externo. Nesse processo de troca de calor ocorre a mudança de estado físico do fluido refrigerante de vapor superaquecido para líquido sub-resfriado a alta pressão.

Elemento de expansão – este dispositivo é responsável pela perda de carga do fluido refrigerante que chega nele com alta pressão. Neste ponto há a divisão de dois lados no sistema. Lado de alta pressão e baixa pressão.

Evaporador – neste ponto do processo, o fluido está a baixa pressão devido a perda de carga oriunda do elemento de expansão. Aqui o fluido recebe calor do meio externo por troca de calor com a parede do tubo, provocando a mudança de estado físico de líquido sub-resfriado para vapor saturado a baixa pressão. Esta mudança de fase provoca o resfriamento do ambiente interno do ciclo, uma vez que o fluido absorve o calor do ambiente interno.

Linha de sucção – após absorver calor proveniente dos tubos do evaporador o fluido está totalmente gasoso na forma de vapor superaquecido de baixa pressão onde ele é succionado pelo compressor para dar início ao ciclo novamente.

4.2 Transferência de calor

“Transferência de calor (ou calor) é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço” (INCROPERA, FRANK. P., Fundamentos da transferência de massa e calor. 6. Ed, pg 01).

Sempre que houver uma diferença de temperatura entre dois meios ou dois corpos, haverá transferência de calor. Essa transferência será sempre feita do corpo com mais calor (maior temperatura) para o corpo mais com menos calor (menor temperatura). (Segunda Lei da Termodinâmica, *enunciado de Clausius*).

As câmaras de refrigeração ganham calor devido à abertura de portas e janelas (convecção) e por infiltração atrás das paredes, teto, paredes ou chão (condução). Essa transferência de calor é diretamente dependente da área exposta ao recebimento de calor.

Para sabermos a carga térmica de condução que entra na câmara através do piso, teto e paredes, utilizamos a seguinte expressão:

$$Q_t = A \times U \times (T_{ar\ ext.} - T_{ar\ int.})$$

Onde: Q_t é o calor devido à transmissão, (W); A é a área de troca de calor (área da parede, piso ou do teto), em m^2 ; U é o coeficiente global de transferência de calor, (W / m^2 °C); $T_{ar\ ext.}$ é a temperatura do meio externo em °C; $T_{ar\ int.}$ é a temperatura de bulbo seco da câmara. (INCROPERA, F. P. et al., 2008.).

No interior da câmara, quando há presença de motores ou maquinário, pessoas, iluminação artificial (lâmpadas) e até mesmo por produtos a serem armazenados há também a geração de calor por convecção. Segundo a apostila

de refrigeração e climatização do Centro Federal de Educação da Bahia por Fabio Ferraz, a geração de carga térmica destes fatores pode ser representada pelas seguintes equações:

- Calor gerado por motores:

$$Q_s = \left(\frac{P}{\eta} - P \right) \times 733$$

Onde Q_s é o ganho de calor do motor, (W); P é a potência do motor, (CV); η é o rendimento do motor.

- Carga térmica devido à iluminação artificial:

$$Q_s = P$$

Onde Q_s é o calor ganho pela iluminação (W); P é a potencia da(s) lâmpadas (W).

- Carga térmica liberada por pessoas no interior da câmara:

Todo ser humano emite calor latente e calor sensível, que variam conforme o estado da pessoa, podendo estar em repouso ou em atividade. Para

cada uma das situações é um valor diferente, conforme mostra a tabela 12 da NBR 6401.

$$Q_{\text{pessoas}} = np \times tp \times q_{\text{metabolismo}}$$

Onde Q_p é o calor gerado por pessoas no interior da câmara, np é o número de pessoas no interior da câmara, tp = tempo de permanência no interior e $q_{\text{metabolismo}}$ é o calor gerado pelo corpo.

Local	Metabolismo homem adulto	Metabolismo médio ^(A)	TBS									
			28		27		26		24		21	
			S	L	S	L	S	L	S	L	S	L
Teatro, escola primária	98	88	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23
Escola secundária	113	100	45	55	48	52	54	46	60	40	68	32
Escr., hotéis, apartamentos, Univ.	120	113	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
Supermercados varejistas, lojas	139											
Farmácias, drogarias	139	126	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
Bancos	139											
Restaurante ^(B)	126	139	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58
Fábrica, trabalho leve	202	189	48	141	55	134	62	127	74	115	92	97
Salão de baile	227	214	55	159	62	152	69	145	82	132	101	113
Fábrica, trabalho moderadamente pesado	252	252	68	184	76	176	83	169	96	156	116	136
Boliches, fábricas, ginásios ^(C)	378	365	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213

Tabela 1: Calor latente e calor sensível de pessoas (Kcal/h) Fonte: ABNT, NRB6401

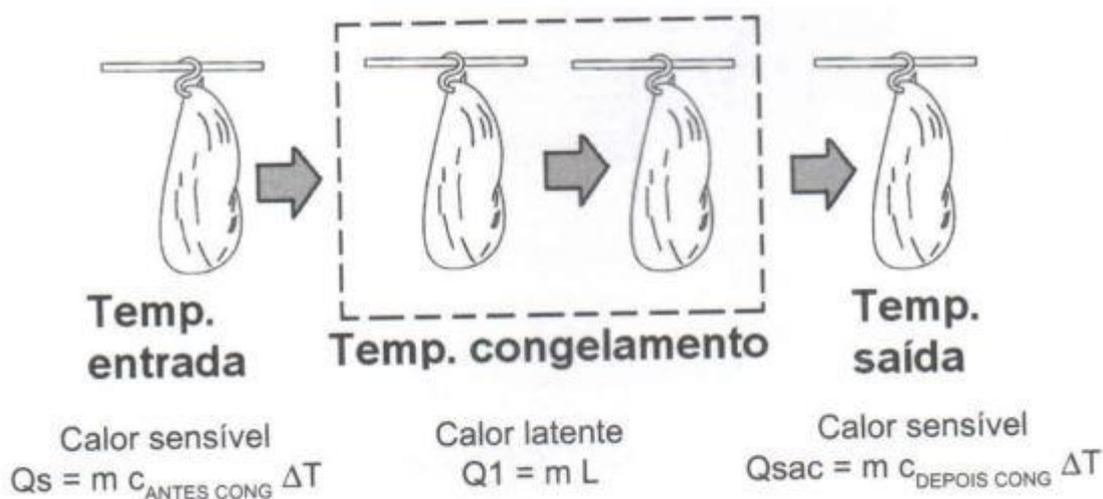
Sendo **S** é o calor é o calor sensível; **L** é o calor latente; ^(A) O “Metabolismo médio” corresponde a um grupo composto de adultos e crianças de ambos os sexos, nas proporções normais.

“Estes valores foram obtidos à base das seguintes hipóteses: Metabolismo mulher adulta = metabolismo homem adulto x 0,85; Metabolismo criança = metabolismo homem adulto x 0,75” (ABNT. NBR6401: Instalações centrais de ar-condicionado para conforto - Parâmetros básicos de projeto: referências: 30/12/1980).

- Carga térmica gerada pelo produto estocado ou armazenado:

Há duas situações a serem consideradas para o cálculo da parcela do produto a ser estocado. Caso o produto seja apenas resfriado. Só a necessidade de reconhecer a carga térmica gerada pelo seu calor sensível.

Para que o produto seja congelado, ele deve ser resfriado, congelado e, resfriado novamente para que a sua temperatura seja mantida. Neste caso há troca de calor sensível e calor latente conforme a figura a seguir.



Fonte: McQuay

Figura 1: ilustração do processo de congelamento

Calcula-se a carga térmica do produto no interior da câmara pelas seguintes partes:

- Calor sensível antes do congelamento (resfriamento) é calculado pela massa (**M**), seu calor sensível (**C**) e o diferencial de temperatura (ΔT):

$$Q_s = M \times C_{\text{antes do congelamento}} \times \Delta T$$

- Calor latente (**L**) durante o processo de congelamento (congelamento):

$$Q_s = M \times L$$

- Calor sensível após o processo de congelamento (resfriamento novamente):

$$Q_s = M \times C_{\text{após o congelamento}} \times \Delta T$$

- Carga térmica devido a abertura de portas e janelas :

$$Q_s = V \times N \times Q_{\text{rem.}}$$

Sendo **V** o volume da câmara (m^3); **N** o número de abertura de portas (fator da tabela); e **Q_{rem.}** é o ganho de energia por m^3 da câmara, em função de temperatura e umidade relativa interna e externa da câmara ($Kcal/m^3$) de acordo com as seguintes tabelas:

Temperatura interna ° C	Temperatura do ar entrando (°C)									
	25			30 UR 30%			35		40	
	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60
15	3,05	4,44	5,87	5,71	8,52	10,5	11,9	13,4	15,8	18,9
10	6,35	7,71	9,12	7,61	11,7	13,7	14,1	16,5	16,9	23,7
5	8,26	10,6	12	12,8	14,5	16,5	16,9	19,3	21,6	24,7
0	11,7	13,1	14,4	15,2	17	18,9	19,3	21,7	23,9	27,2

Fonte: McQuay

Tabela 2: $Q_{rem.}$ para temperatura no interior da câmara maior que zero

Temperatura interna ° C	Temperatura do ar entrando (°C)									
	5		10		25 UR 30%		30		35	
	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60
0	2,19	2,65	3,39	3,67	12	13,4	15,5	17,3	19,6	22
-5	4,61	5,01	5,61	5,89	14,1	15,5	17,5	19,3	21,5	23,9
-10	6,47	6,87	7,37	7,66	15,8	17,1	19,2	20,9	23,1	25,5
-15	8,35	8,76	9,14	9,42	17,5	18,8	20,8	22,5	24,7	27,1
-20	10,2	10,6	10,9	11,2	19,1	20,5	22,4	24,2	26,6	28,7
-25	11,9	12,5	12,6	12,8	20,6	22	23,8	25,7	27,8	30,2
-30	16,6	14	14,1	14,4	22,2	23,5	25,4	27,1	29,2	31,6
-35	15,3	15,7	15,8	15,9	23,6	24,9	26,9	28,5	30,6	32
-40	16,9	17,3	17,4	17,5	25	26,4	28,3	29,9	32	34,3

Fonte: McQuay

Tabela 3: $Q_{rem.}$ para temperatura no interior da câmara menor que zero

4.3 Fluidos refrigerantes

Para Dossat, um refrigerante é qualquer substancia que absorve calor de um corpo ou meio.

São eles os responsáveis pela realização da troca de calor do meio interno (meio a ser refrigerado) com o meio externo. Absorvendo calor a baixas temperaturas, com a absorção deste calor, os gases sofrem mudança de estado (liquido para vapor) e rejeitam esse calor quando condensados.

Antes da introdução dos CFC's no mercado, os fluidos refrigerantes eram denominados conforme sua estrutura química. Com o avanço da tecnologia na área de refrigeração, foram sendo introduzidas novas substancias no mercado e com estrutura molecular cada vez mais complexa (principalmente os HCFC's e HFC's), foi então necessária a criação de uma numeração para designar os fluidos refrigerantes.

Atualmente a nomenclatura é dada pelo prefixo R, utilizado como denominação genérica de um gás refrigerante de acordo com a denominação da norma ANSI/ASHRAE 34-1992. "Sendo o primeiro digito o numero de ligações carbono-carbono. O segundo valor é o numero de átomos de carbono menos um. Terceiro e ultimo digito representa o numero de átomos de flúor no composto" (ASHRAES, Designation and Safety Classification of Refrigerantes. June 25, 2008), por exemplo, R-22, R-404, etc.

Segundo Fabio Ferras: "os refrigerantes podem ser divididos em três classes, conforme sua maneira de absorção ou extração do calor das substâncias a serem refrigeradas". São elas:

Classe 1 – classe constituída por fluidos cuja absorção é feita através do calor latente. Por exemplo, os CFC's, HCFC's e os HFC's;

Classe 2 – classe constituída pelos fluidos absorventes de calor nas substancias através do calor sensível. Exemplificando: ar, salmoura de cloreto de cálcio, salmoura de cloreto de sódio (sal comum) e álcool;

Classe 3 – esse grupo consiste de soluções que contêm vapores absorvidos de agentes liquidificáveis ou meios refrigerantes. Essas soluções funcionam pela natureza de sua habilidade em conduzir os vapores liquidificáveis que produzem um efeito de resfriamento pela absorção do calor latente. Um exemplo desse grupo é a água amônia ou amoníaco, que é uma solução composta de água destilada e amônia pura. A amônia é também usada em grandes máquinas com finalidades industriais. Devido ao seu alto calor latente, são possíveis grandes efeitos de refrigeração com maquinaria relativamente reduzida.

4.3.1 CFC's, HCF's e HCFC's e o meio ambiente

Segundo o informativo técnico da EMBRACO (refrigerantes hidrocarbonos como substitutos as R-12 de agosto de 1995), os gases CFC's são responsáveis pela destruição da camada de ozônio, permitindo que os raios ultravioletas (UV) penetrem na nossa atmosfera. Devido a tal dano, criou-se a necessidade que as indústrias químicas cessaram a sua produção.

Como forma de substituição deste tipo de gases, foram criadas duas novas categorias. Os HCFC's e os HFC's. Menos danosos a camada de ozônio por não conterem (ou contém em menor quantidade) o elemento Cloro em sua estrutura molecular. São amplamente utilizados hoje na indústria de refrigeração industrial ou domestica.

Atualmente os HCFC's estão tomando o mesmo caminho dos CFC's, pois em sua estrutura molecular ainda há presença de cloro, embora a maior parte dele tenha sido substituída pelo hidrogênio. Sendo ainda sim, mesmo que em menor escala que os CFC's, os HCFC's continuam danosos a camada de ozônio. Tal fato pode ser exemplificado com o R22. Hoje, praticamente em desuso na indústria e refrigeração doméstica.

O mais indicado para a substituição dos gases danosos a nossa atmosfera são os HFC's, uma vez que "o uso deste tipo de gás como um substituto para os CFC's parecia muito promissor. Estes gases não provocam um impacto documentado na camada de ozônio, o que levou aos especialistas a concluir que seria seguro seu uso em diversas circunstâncias, especialmente em ambiente industrial" (INFORMATIVO TÉCNICO DA EMBRACO: *Refrigerantes hidrocarbonos como substitutos ao R-12*. Código 93650, ago/95 - revisão nº 00).

Em nível de comparação do efeito dos gases refrigerantes na atmosfera foi criado o índice de Potencial de deterioramento de ozônio, sigla em inglês ODP (*Ozone Depletion Potential*) e o potencial de aquecimento global, GWP (*Global Warming Potential*).

Para elaborar qualquer projeto que utilize gases refrigerantes, é de suma importância que esses valores sejam observados rigorosamente observados e analisados.

Refrigerante	ODP	GWP
CFC-11	1,0	1,00
CFC-12	1,0	3,10
CFC-13B1	10,0	-
CFC-113	0,8	4,95
CFC-114	1,0	10,60
CFC-115	0,6	-
CFC/HCFC-500	0,74	-
CFC/HCFC-502	0,33	3,7
HCFC-22	0,05	0,34
HCFC-123	0,02	0,02
HCFC-124	0,02	-
HCFC-142B	0,06	-
HFC-125	0	0,84
HFC-134a	0	0,26
HFC-152A	0	0,03
HFC-401A	0,03	0,32
HFC-402A	0,02	0,52
HFC-403A	-	-
HFC-404A	0	0,94
HFC-407C	0	0,38
HFC-409A	0,05	0,3
HFC-410A	0	0,45

Tabela 4: ODP e GWP para refrigerantes halogenados. (Weng, 1993)

4.3.2 Propriedades dos Gases Refrigerantes

Além da preocupação com o meio ambiente, há outros fatores que devem ser levados em conta na escolha de um gás refrigerante. São elas:

Segurança: em tubulações industriais ou até mesmo doméstica, há o risco de danificações (seja por desgaste ou dano físico) na tubulação do equipamento e ocorrer vazamento do fluido para o ambiente. Por este motivo os gases devem apresentar baixa ou nenhuma toxicidade e inflamabilidade.

Seguindo a normalização da ANSI/ASHRAE 34-1992, os gases tóxicos são divididos em dois grupos. O primeiro grupo (classe A) são os elementos de menor risco devido a sua concentração de no máximo 440 partes por milhão (ppm). O segundo grupo (classe B) são os que oferecem maior risco com concentração superior a 440 ppm.

A inflamabilidade dos gases, também regulamentada pela ANSI/ASHRAE 34-1992, divide-os em 3 categorias. Classe 1, 2 e 3. Classe 1: não apresentam inflamabilidade nas CNTP (condições normais de pressão e temperatura, 18°C e 1Kpa). Classe 2: menor limite de inflamabilidade (LFL, *Lower Flammability Limit*) maior que 0,10 kg/m³ nas CNTP e calor de combustão igual ou maior a 19.000 kJ/kg.

Quando combinado esses dois fatores, o código de periculosidade dos gases refrigerantes regulamentados pela ANSI/ASHRAE 34-1992, formam os seguintes grupos:

- A1: Baixa toxicidade e nenhuma propagação de chama
- A2: Baixa toxicidade e baixa inflamabilidade
- A3: Baixa toxicidade e alta inflamabilidade
- B1: Alta toxicidade e nenhuma propagação de chama
- B2: Alta toxicidade e baixa inflamabilidade
- B3: Alta toxicidade e alta inflamabilidade

Deslocamento volumétrico de compressão: representa a relação entre a vazão volumétrica ideal do refrigerante e a capacidade de refrigeração que o compressor é capaz de realizar.

Dois fatores são de suma importância para determinar o deslocamento do compressor, por consequência, determinar seu tamanho. A entalpia de evaporação deve ser a maior possível do gás em uso e o volume específico na pressão de sucção menor possível. Possibilitando assim a utilização de um compressor pequeno.

Refrigerant Chemical Name or Composition (% by No. mass)	Evap- orator Pressure, MPa	Con- denser Pressure, MPa	Com- pression Ratio	Net Refrig- erating Effect, kJ/kg	Refrig- erant Circulated, g/s	Liquid Circu- lated, L/s	Specific Volume of Suction Gas, m ³ /kg	Comp- ressor Displacem- ent, L/s	Power Consump- tion, kW	Coeffi- cient of Perform- ance	Com- pressor Discharge Temp., K	
170	Ethane	1.608	4.639	2.88	161.71	6.10	0.0219	0.0338	0.206	0.365	2.70	323
744	Carbon dioxide	2.254	7.18	3.19	133.23	3.88	0.0064	0.0168	0.065	0.192	2.69	343
1270	Propylene	0.358	1.304	3.64	286.17	3.46	0.0070	0.1299	0.449	0.220	4.50	315
290	Propane	0.286	1.075	3.76	277.90	3.53	0.0073	0.1562	0.551	0.218	4.50	309
502	R-22/115 (48.8/51.2)	0.343	1.312	3.83	105.95	9.43	0.0079	0.0508	0.479	0.228	4.38	311
507A	R-125/143a (50/50)	0.379	1.459	3.85	110.14	9.07	0.0089	0.0508	0.461	0.239	4.18	308
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	0.365	1.42	3.89	114.15	8.75	0.0086	0.0537	0.470	0.237	4.21	309
410A	R-32/125 (50/50)	0.478	1.872	3.92	167.89	5.84	0.0056	0.0545	0.318	0.222	4.41	324
125	Pentafluoroethane	0.403	1.561	3.87	85.30	11.41	0.0098	0.0394	0.449	0.244	3.99	304
22	Chlorodifluoro- methane	0.295	1.187	4.02	162.67	6.13	0.0052	0.0779	0.478	0.214	4.66	326
12	Dichlorodifluoro- methane	0.181	0.741	4.09	117.02	8.49	0.0066	0.0923	0.784	0.212	4.70	311
500	R-12/152a (73.8/26.2)	0.214	0.876	4.09	139.68	7.08	0.0063	0.0939	0.665	0.212	4.66	314
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	0.288	1.26	4.38	163.27	6.11	0.0054	0.0805	0.492	0.222	4.50	321
600a	Isobutane*	0.088	0.403	4.58	263.91	3.76	0.0069	0.4073	1.533	0.215	4.62	303
134a	Tetrafluoroethane	0.163	0.767	4.71	148.03	6.71	0.0056	0.1214	0.814	0.216	4.60	310
124	Chlorotetrafluoro- ethane*	0.088	0.443	5.03	117.83	8.41	0.0063	0.1711	1.439	0.214	4.62	303
717	Ammonia	0.235	1.162	4.94	1103.14	0.90	0.0015	0.5117	0.463	0.210	4.76	372
600	Butane*	0.056	0.283	5.05	292.24	3.53	0.0062	0.6446	2.274	0.218	4.74	303
11	Trichlorofluoro- methane	0.02	0.125	6.25	155.95	6.36	0.0043	0.7689	4.891	0.197	5.02	316
123	Dichlorotrifluoro- ethane	0.016	0.109	6.81	142.28	7.02	0.0048	0.8914	6.259	0.204	4.90	306
113	Trichlorotrifluoro- ethane*	0.007	0.054	7.71	122.58	7.84	0.0051	1.6818	13.187	0.200	4.81	303

Tabela 5: Desempenho de Refrigerantes por kW de capacidade de refrigeração. (Fonte: ASHRAE Fundamentals, 2006).

Observação: os valores da tabela 5 foram baseados em -15°C de evaporação e 30°C de condensação.

COP: O coeficiente de performance ou desempenho, é a relação entre o trabalho isentrópico de compressão e o efeito refrigerante para temperaturas pré-definidas de condensação e evaporação, como é mostrado na tabela acima.

No ramo industrial, e cada vez mais os domésticos a preocupação com o consumo de energia vem tomando cada vez mais importância. Sendo assim, cada vez a preocupação em produção de sistemas de refrigeração mais eficientes e mais econômicos. O COP é importante neste ponto, quanto maior o seu valor, menor será o consumo de energia necessária para produção de uma mesma carga térmica.

Propriedades termofísicas: para a escolha de um bom refrigerante para o sistema a se projetar, é necessário analisar todas as propriedades relevantes para que o fluido consiga realizar o que é exigido em projeto. Para isso, deve-se analisar de acordo com a tabela a seguir, as seguintes propriedades: temperatura de descarga, propriedades dielétricas, condutibilidade térmica, pressão de evaporação e de condensação.

No.	Refrigerant		Molecular Mass	Boiling Pt. (NBP) at 101.325 kPa, °C		Critical Temperature, °C	Critical Pressure, kPa	Critical Density, kg/m ³	Refractive Index of Liquid ^{b,c}
	Chemical Name or Composition (% by Mass)	Chemical Formula		Freezing Point, °C					
728	Nitrogen	N ₂	28.013	-195.8	-210.0	-146.96	3395.8	313.3	1.205 (83 K) 589.3 nm
729	Air	—	28.959	-194.25	—	-140.59	3789.6	335.94	—
740	Argon	Ar	39.948	-185.85	-189.34	-122.46	4863.0	535.6	1.233 (84 K) 589.3 nm
732	Oxygen	O ₂	31.999	-182.96	-218.79	-118.57	5043.0	436.14	1.221 (92 K) 589.3 nm
50	Methane	CH ₄	16.043	-161.48	-182.46	-82.586	4599.2	162.66	—
14	Tetrafluoromethane	CF ₄	88.005	-128.05	-183.61	-45.64	3750.0	625.66	—
170	Ethane	C ₂ H ₆	30.07	-88.598	-182.8	32.18	4871.8	206.58	—
503	R-23/13 (40.1/59.9)	—	87.247	-87.76	—	18.417	4280.5	565.68	—
508A ^d	R-23/116 (39/61)	—	100.1	-87.377	—	10.844	3668.2	570.62	—
508B ^d	R-23/116 (46/54)	—	95.394	-87.344	—	11.827	3789	572.13	—
23	Trifluoromethane	CHF ₃	70.014	-82.018	-155.13	26.143	4832	526.5	—
13	Chlorotrifluoromethane	CClF ₃	104.46	-81.48	-181.15	28.85	3879	582.88	1.146 (25) ²
744	Carbon dioxide	CO ₂	44.01	-78.4 ^d	-56.558 ^e	30.978	7377.3	467.6	1.195 (15)
504	R-32/115 (48.2/51.8)	—	79.249	-57.695	—	61.084	433.7	504.62	—
32	Difluoromethane	CH ₂ F ₂	52.024	-51.651	-136.81	78.105	5782.0	424	—
410A	R-32/125 (50/50)	—	72.585	-51.443	—	71.358	4902.6	459.53	—
125	Pentafluoroethane	C ₂ HF ₅	120.02	-48.09	-100.63	66.023	3617.7	573.58	—
1270	Propylene	C ₃ H ₆	42.08	-47.69	-185.2	92.42	4664.6	223.39	1.3640 (-50) ¹
143a	Trifluoroethane	CH ₃ CF ₃	84.041	-47.241	-111.81	72.707	3761.0	431.0	—
507A	R-125/143a (50/50)	—	98.859	-46.741	—	70.617	3705	490.77	—
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	—	97.604	-46.222	—	72.046	3728.9	486.53	—
502	R-22/115 (48.8/51.2)	—	111.63	-45.174	—	80.153	3917.6	566.03	—
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	—	86.204	-43.627	—	86.034	4629.8	484.23	—
290	Propane	C ₃ H ₈	44.096	-42.09	-187.67	96.675	4247.1	218.5	1.3397 (-42)
22	Chlorodifluoromethane	CHClF ₂	86.468	-40.81	-157.42	96.145	4990.0	523.84	1.234 (25) ²
115	Chloropentafluoroethane	CClF ₂ CF ₃	154.47	-38.94	-99.39	79.95	3120.0	613.1	1.221 (25) ²
500	R-12/152a (73.8/26.2)	—	99.303	-33.603	—	102.09	4168.6	495.1	—
717	Ammonia	NH ₃	17.03	-33.327	-77.655	132.25	11333.0	225.0 ^d	1.325 (16.5)
12	Dichlorodifluoromethane	CCl ₂ F ₂	120.91	-29.752	-157.05	111.97	4136.1	565.0	1.288 (25) ²
134a	Tetrafluoroethane	CF ₃ CH ₂ F	102.03	-26.074	-103.3	101.06	4059.3	511.9	—
152a	Difluoroethane	CHF ₂ CH ₃	66.051	-24.023	-118.59	113.26	4516.8	368	—
124	Chlorotetrafluoroethane	CHClF ₂ CF ₃	136.48	-11.963	-199.15	122.28	3624.3	560.0	—
600a	Isobutane	C ₄ H ₁₀	58.122	-11.67	-159.59	134.67	3640.0	224.35	1.3514 (-25) ¹
142b	Chlorodifluoroethane	CClF ₂ CH ₃	100.5	-9.15	-130.43	137.11	4070.0	446.0	—
C318	Octafluorocyclobutane	C ₄ F ₈	200.03	-5.975	-39.8	115.23	2777.5	619.97	—
600	Butane	C ₄ H ₁₀	58.122	-0.55	-138.28	151.98	3796.0	227.84	1.3562 (-15) ¹
114	Dichlorotetrafluoroethane	CClF ₂ CClF ₂	170.92	3.586	-94.15	145.68	3257.0	579.97	1.294 (25)
11	Trichlorofluoromethane	CCl ₃ F	137.37	23.708	-110.47	197.96	4407.6	554.0	1.362 (25) ²
123	Dichlorotrifluoroethane	CHCl ₂ CF ₃	152.93	27.823	-107.15	183.68	3661.8	550.0	—
141b	Dichlorotrifluoroethane	CCl ₂ FCH ₃	116.95	32.05	-103.3	206.81	4460.0	460.0	—
113	Trichlorotrifluoroethane	CCl ₂ CClF ₂	187.38	47.585	-36.22	214.06	3392.2	560.0	1.357 (25) ²
718 ³	Water	H ₂ O	18.015	99.974	0.01	373.95	22064.0	322.0	—

Note:

^aData from ASHRAE *Thermodynamic Properties of Refrigerants* (Stewart et al. 1986) or from Lemmon et al. (2002), unless otherwise noted.

^bTemperature of measurement (°C, unless kelvin is noted) shown in parentheses. Data from *CRC Handbook of Chemistry and Physics* (CRC 1987), unless otherwise noted.

^cFor the sodium D line.

^dSublimes.

^eAt 527 kPa.

References:

¹Kirk and Othmer (1956).

²Bulletin B-32A (DuPont).

³Handbook of Chemistry (1967).

⁴NIST Standard Reference Database 23, v.7.

Tabela 6: Propriedades Termofísicas de Refrigerantes. (Fonte: ASHRAE Fundamentals, 2006).

4.4 Isolante Térmico

Segundo Qites, Isolamento térmico é a técnica empregada para se manter uma temperatura dentro ou fora de um determinado recipiente ou local. São feitos com materiais de baixa condutividade térmica (k), com intuito de não permitir que haja transito de energia para fora do sistema, ou que o mesmo não ganhe energia do meio externo. Criando assim um sistema isolado.

Comumente, é utilizado como isolamento térmico materiais porosos, ou seja, que aprisionam ar devido a sua baixa condutividade térmica ($k = 0,02$ kcal/h.m. $^{\circ}$ C).

Para Qites, um material para ser considerado bom isolante, deve apresentar as seguintes características:

- Como citado anteriormente, o material isolante deve apresentar baixo valor de K . quanto menor for a condutividade térmica do material, mais fina será a camada de isolante utilizada.

A figura a seguir, ilustra para uma mesma condutividade térmica a espessura em milímetros para materiais distintos.

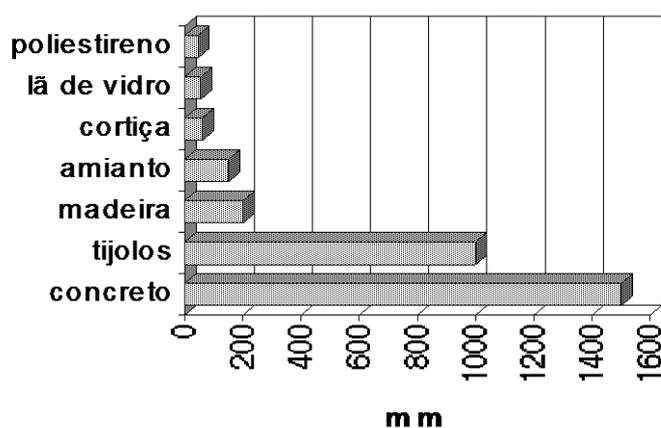


Figura 2: Comparativo de condução térmica de materiais (Fonte: EEC Qites, LRB Lia: Introdução a transferência de calor, 2005)

- Em algumas situações, é necessário que o material isolante apresente baixa massa específica. Não interferindo na massa do produto. Exemplificando: aviões, carros, navios, forros de residências ou industriais etc.
- Baixo poder higroscópico: quando o material é poroso, ele não pode permitir que a água penetre em seus poros. Caso aconteça, a água possui uma condutividade térmica maior que a do ar, fazendo com o que o isolante perca sua funcionalidade. Quando tratado de locais onde a temperatura em que o isolante é alojado for menor que 10°C , há a chance de que a água sofra solidificação, aumentando seu volume, podendo romper os poros do isolante. Inutilizando-o assim.

5 DESENVOLVIMENTO

5.1 Parâmetros de iniciais para desenvolvimento do projeto

Inicia-se a fase de projeto tendo conhecimento de todas as condições e fatores que influenciam no funcionamento da câmara frigorífica.

A câmara frigorífica do presente trabalho, será desenvolvida em um container. Nela serão feitas as modificações necessárias para que atendam as exigências de consumo de energia, eficiência e impacto ambiental.

5.1.1 Dimensões da câmara

Dados do container que será utilizado para a construção da câmara de refrigeração:

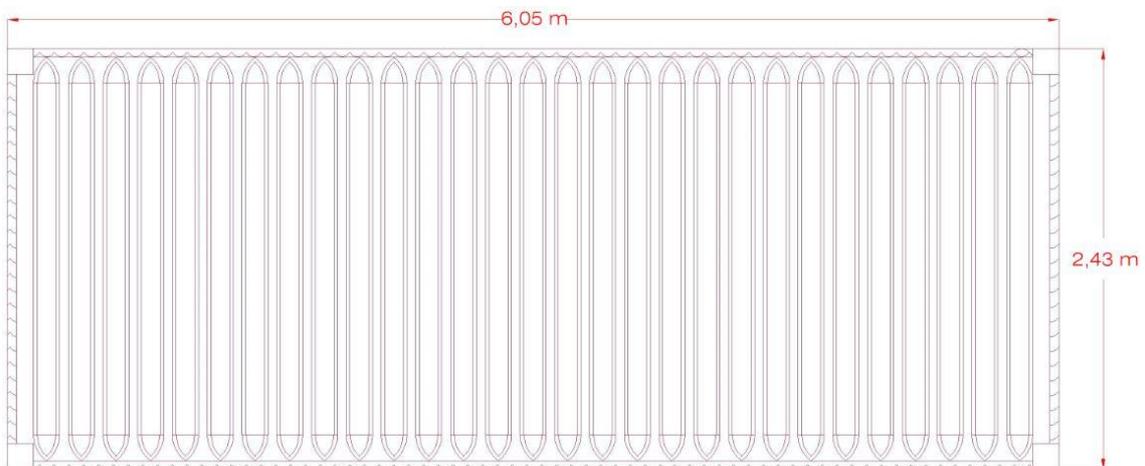


Figura 3: Vista Superior do container (Fonte: Autoria própria)

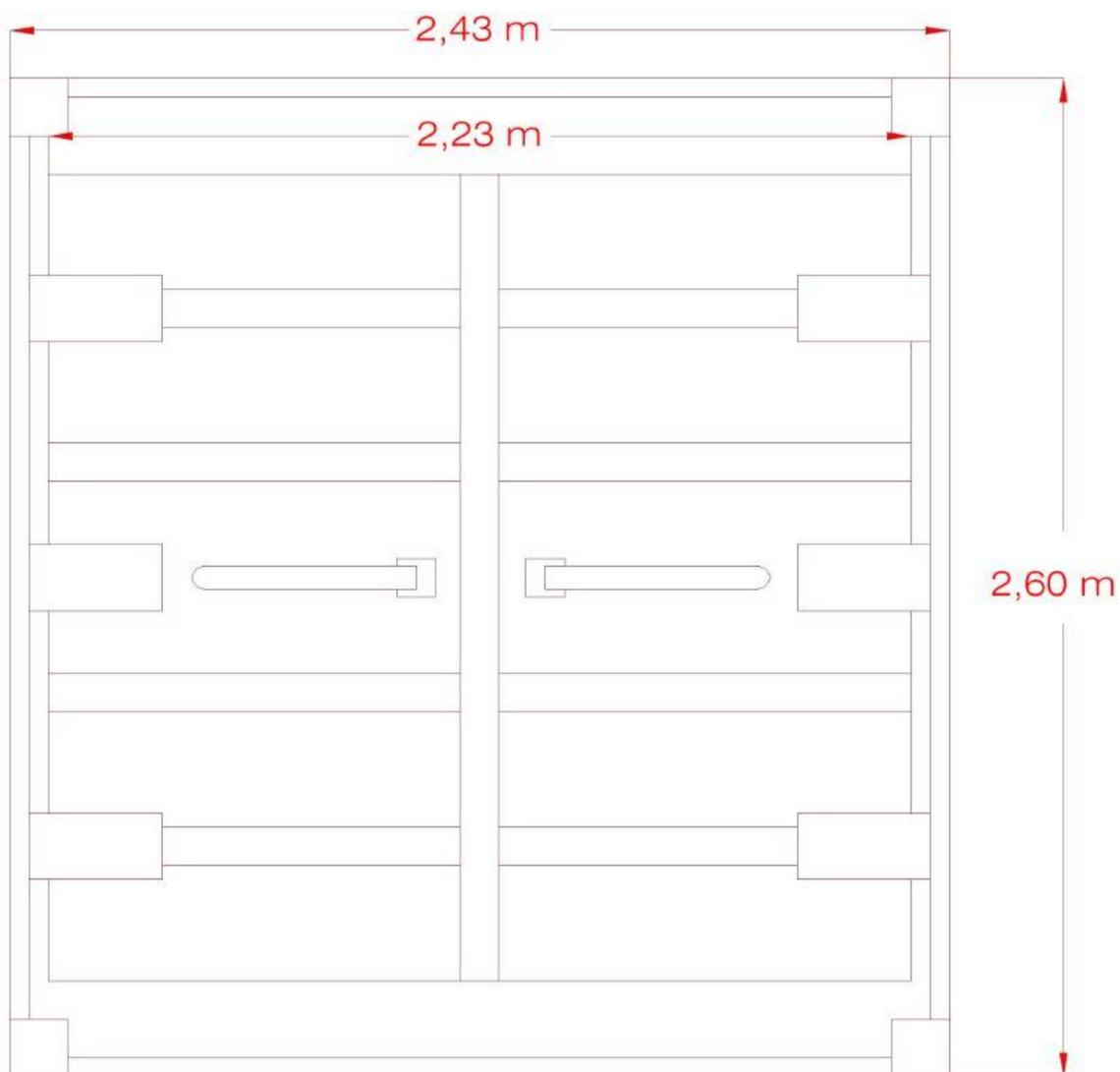


Figura 4: Vista Frontal do container (Fonte: Autoria própria)

As portas serão utilizadas as mesmas do container, porém será alocada um camada de isolante na parte interna da mesma, será trocado as fechaduras por um sistema que proporciona a máxima segurança evitando o trancamento do funcionário dentro da câmara. Será colocado também borrachas de vedação com o propósito de evitar trocas de térmicas com o meio.

5.1.2 Carga térmica por infiltração

Dados:

- Coeficiente de condutividade térmica (**U**) do aço do container, segundo PROTOLAB (Laboratório de Propriedades Termofísicas e Prototipação) tem valor de 52 W / m² °C.

Grupo	Material	Massa Específica (Kg/m ³)	Condutibilidade Térmica (W/mK)	
			Seco	Molhado
Metal	Aluminio	2800	204	204
	Cobre	9000	372	372
	Ligas	12250	35	35
	Aço, Ferro	7800	52	52
	Zinco	7200	110	110

Tabela 7: Condutividade de Materiais Fonte: PROTOLAB.

- A área total do container é a soma das superfícies expostas a troca de calor. Totalizando 75,418828 m².
- Para o armazenamento e estocagem de cerveja, a temperatura interna da câmara fria, deve ser mantida em 5°C, conforme a tabela a seguir:

Colunas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Produto	Temperat. conservação (°C)	Umidade relativa (%)	Calor especif. antes congel. (kcal/kg °C)	Calor especif. pós-congel. (kcal/kg °C)	Cal. L. (Kcal/Kg)	Ponto congel. (°C)	Cal. Resp. (Kcal/Kg 24h)	Tempo de conservação Aprox.	% d'água
Água	-	-	1	0,5	80	0	-	-	-
Sangue	-20	-	0,92	0,45	62	-1,1	-	-	-
Lixo	3	-	0,85	0,45	75	0	-	-	-
Cerveja	5	-	0,92	0,47	72	-2,2	-	-	92
Manteiga	0...5	80...85	0,64	0,34	8	-1	-	2 meses	15
Crustáceos	0,5	90...95	0,83	0,45	66	-2,2	-	3 - 7 dias	71
Doces em geral	4	40...65	0,7	0,34	30	-1,2	-	-	-
Farinhas	-	-	0,38	0,28	-	-	-	-	13,5
Laticínios	0...7	65...70	0,85	0,42	64	-0,6	-	varia	55...60
Sorvete	-23	-	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/Ferm.	0	-	0,77	0,41	57	-	-	-	71
Margarina	1,7	60...70	0,32	0,25	12	-	-	1 ano	15
Mel	-	-	0,35	0,26	14	0	0,39	-	18
Noz seca	0...10	65...75	0,2...0,29	0,19...0,24	2...8	-	0,28	8 - 12 meses	3...10
Óleo	1...2	-	-	-	-	-	-	10 - 12 meses	-
Ostra	0,5	90...95	0,83	0,44	64	-2,8	-	3 - 7 dias	80
Pão congelado	-18	-	0,7	0,34	26...29	-	-	varia	32...37
Nata	0,5	-	0,85	0,4	50	-2,2	-	7 dias	73
Ovo líquido congelado	-18	-	-	0,4	56	-2,8	-	12 meses	-
Ovos frescos	0	80...85	0,76	-	-	-	-	3 - 4 meses	-

Tabela 8: Dados de Produtos (Fonte: Apostila de refrigeração de Fabio Ferraz)

- O projeto da câmara se dará na região norte do estado do Paraná onde, segundo o IAPAR (Instituto Agrônômico do Paraná), a temperatura média da região norte, nos últimos 2 anos, foi de 22,5°C.

Tendo conhecimento destes dados, é possível calcular a quantidade de calor infiltrado na câmara.

Variáveis	Dados
A (m ²)	75,418828
U (W / m ² °C)	52
ΔT (°C)	17,5
Qt (W) = A x U x ΔT	68631,13348

Tabela 9: Cálculo de calor de infiltração (Fonte: Autoria própria)

5.1.3 Carga térmica do produto

Cerveja, produto a ser armazenado neste estudo, não há a necessidade de ser congelada para estocagem. Apenas resfriada. Sendo assim, há apenas troca de calor específico, gerando apenas a carga térmica de resfriamento a ser necessária sua retirada.

A massa do sistema é a quantidade de latas enviadas por pallet pelas distribuidoras de bebidas (240 fardos por pallet em um total de 6 palletes, cada fardo contendo 12 latas de 350ml) adotando a massa específica da cerveja igual a da água. O calor específico da cerveja segue de acordo com a tabela 8, acima citada, juntamente com a temperatura de armazenamento. Sabendo assim o seu ΔT .

Variaveis	Dados
M (Kg)	6048
C (W / Kg°C)	0,782
ΔT (°C)	17,5
Q_t (W) = M x C x ΔT	82766,88

Tabela 10: Cálculo da carga térmica do produto (Fonte: Autoria própria)

5.1.4 Carga térmica de movimentação

Como será uma câmara de armazenamento, é desprezável o tempo de permanência de um ser humano dentro da câmara, tendo apenas a carga térmica infiltrada através da abertura da porta da câmara. Não havendo também a existência de motores em seu interior.

Fazendo a média de abertura de porta 50 vezes ao dia, com a temperatura e umidade média de acordo com a tabela 2, temos Q_{rem} . Calcula-se que a carga térmica de movimentação da câmara é de:

Variaveis	Dados
V (m ³)	32,913972
N (numero de abertura da porta)	50
Q_{rem} (Kcal/m ³)	10,6
Qt (W) = $N \times V \times Q_{rem}$	17444,40516

Tabela 11: Cálculo da carga térmica causa por troca de ar (Fonte: Autoria própria)

5.1.5 Carga térmica de iluminação artificial

No presente projeto, foi realizada pesquisa de algumas variedades de iluminação para que supram as necessidades de uma câmara de armazenamento. Foram levados em conta critérios como: a não necessidade de iluminação o tempo todo, podendo haver a presença de sensores nas portas, que quando abertas, acionassem a iluminação. Baixa potencia para a não geração de calor na câmara. Bom fluxo luminoso. Operação em baixas temperaturas.

Foram dispostos alguns modelos: mostrados nas tabelas a seguir

DESCRIÇÃO	KLED-I-60	KLED-I-90	KLED-I-120	
Durabilidade	50.000h			
Alimentação corrente alternada	90 a 290 VAC			
Fator de potência	FP > 0,95			
Fluxo Luminoso	5.000 lumens ± 8%	7.120 lumens ± 8%	9.500 lumens ± 8%	
Índice de reprodução de cor	IRC > 70			
Temperatura de Cor	5.000K			
THD	< 12%			
Frequência	50 / 60 Hz			
Potência	58W	77W	97W	
Equivalência substituição	Sódio/Metálico 150W	Mercúrio/Sódio/Metálico 250W	Mercúrio/Sódio/Metálico 400W	
Material do corpo	Alumínio extrudado			
Material do refletor	Alumínio repuxado e anodizado			
Suporte de fixação	Produzidos com chapa de aço com acabamento em pintura epóxi pó			
Dimensões (Ø x A)	KLED IA	570 x 790 mm	570 x 805 mm	570 x 870mm
	KLEDIA2	570x540mm	570x565mm	570x630mm
	KLEDI	303 x 450 mm	303 x 465 mm	303 x 530 mm
	KLEDI-DECO	570x375 mm	570x395mm	570x475 mm
	KLEDI-N	165 x 375 mm	165 x 395 mm	165 x 475 mm
Economia de energia	69%	71%	77%	
Fixação	Perfilados ou eletrodutos preso por parafusos porcas e arruelas que acompanham			
Ligação a rede	Através de plugue macho tripolar de 10 amperes na ponta do cabo da luminária			

Tabela 12: Dados técnicos das lâmpadas LED (Fonte: KDL iluminação).

De acordo com a NBR5413 a iluminação designada para permanência curta é de 50 a 100 Lux. Sendo assim a mais indicada pelo projeto a KLED – I 90.

De acordo com especificações do fabricante, nenhum dos modelos acima citados gera calor no interior da câmara. Podendo assim desprezar sua carga térmica gerada.

5.1.6 Isolamento

O material utilizado neste projeto será o EPS, devido a seu melhor custo-benefício e atender as demandas térmicas necessárias para o mesmo como mostra a tabela:

Isolantes Térmicos Utilizados na Construção De Câmaras Frigoríficas						
Material	Cortiça	Fibra de vidro	Poliestireno Expandido (EPS)	Poliuretano Expandido (PUR)	Revestimento Lã de Rocha (LDR)	Poliisocianurato (PIR)
Custo	Alto	Baixo	Alto	Alto	Alto	Alto
Densidade (Kg/m ³)	100 – 150	20 - 80	10 - 30	40	70 - 90	30 - 40
Condutibilidade Térmica (Kcal/mh°C)	0,032	0,03	0,03	0,02	0,036	0,023
Resistência a passagem de água	Regular	0	Boa	Boa
Resistência à difusão de vapor, em relação ao ar parado	20	1,5	70	100
Segurança ao fogo	Pobre	Boa	Pobre	Pobre	Ótima	Boa
Resistência à compressão (Kgf/m ²)	5000	0	2000	3000	2550

Fonte: L. C. Neves Filho

Tabela 13: Propriedades de isolantes

Nota-se que o custo do EPS na tabela está registrado como alto. Isso se deve ao fato dos preços dos isolantes estarem comparados entre eles.

Uma vez escolhido o material, segue a tabela de sua condutividade térmica por espessura para que se possa fazer o novo cálculo do calor infiltrado na câmara. Os tipos de EPS, conforme a tabela a seguir, são basicamente as espessuras segundo as normas da NBR.

Para o desenvolvimento do projeto será utilizado o EPS tipo 3. Em formato de placas de um metro quadrado.

PROPRIEDADES	NORMA Método Ensaio	Unid.	TIPOS EPS						
			TIPO 1	TIPO 2	TIPO 3	TIPO 4	TIPO 5	TIPO 6	TIPO 7
Densidade Aparente Nominal	NBR 11949	kg/m ³	10,0	12,0	14,0	18,0	22,5	27,5	32,5
Densidade aparente Mínima	NBR 11949	kg/m ³	9,0	11,0	13,0	16,0	20,0	25,0	30,0
Condutividade Térmica Máxima (23°C)	NBR 12094	W/m.K	--	--	0,042	0,039	0,037	0,035	0,035
Tensão por Compressão com deformação de 10%	NBR 8082	KPa	≥ 33	≥ 42	≥ 65	≥ 80	≥ 110	≥ 145	≥ 165
Resistência mínima à flexão	ASTM C-203	KPa	≥ 50	≥ 60	≥ 120	≥ 160	≥ 220	≥ 275	≥ 340
Resistência mínima ao cisalhamento	EN-12090	KPa	≥ 25	≥ 30	≥ 60	≥ 80	≥ 110	≥ 135	≥ 170
Flamabilidade (se Material Classe F)	NBR 11948		Material Retardante à Chama						

Tabela 14: Propriedades EPS (Fonte: PROTOLAB)

5.1.7 Carga térmica com isolante

Para se calcular a carga térmica infiltrada na câmara com o isolante, antes é necessário calcular a resistência térmica total do sistema. Que consiste na soma da resistência da chapa de aço do container e da camada de EPS que será aplicada.

A resistência térmica do material é dada pela espessura do material (Δx) dividido pela sua condutividade térmica (λ).

$$R_T = \frac{\Delta x}{\lambda}$$

A resistência total do sistema é a somatória das duas resistências. Calculado a resistência total, é possível saber o total de calor infiltrado no sistema através da equação de Fourier.

$$q = -\frac{\Delta T}{R_T}$$

Onde ΔT é a diferenças de temperatura entre os meios interno e externo; R_T é a resistência térmica total do sistema.

Variáveis	Dados
Δx (m)	0,2
λ (W/m °C)	75
$R_{aço}$ (m ² /KW) = $\Delta x / \lambda$	0,002666667

Tabela 15: Calculo da resistência térmica do aço (Fonte: Autoria própria)

Variáveis	Dados
Δx (m)	0,1
λ (W/m °C)	5,19
R_{eps} (m ² /KW) = $\Delta x / \lambda$	3,1

Tabela 16: Calculo da resistência térmica do EPS (Fonte: Autoria própria)

Tendo uma resistência total de 3,102 m²/WK. Com isso tem-se o novo calor infiltrado no sistema através da equação de Fourier:

Variáveis	Dados
ΔT (°C)	17,5
R_T (m ² /WK)	3,102
Q (W/m ²) = $\Delta T / R_t$	5,6415

Tabela 17: Calculo do calor total infiltrado (Fonte: Autoria própria)

O calor infiltrado em toda a área é o calor infiltrado por metro quadrado multiplicado pela área total de 75,41 m², totalizando um calor infiltrado de 425,27 W.

A somatória das cargas anteriormente calculadas individualmente é o montante de calor a ser retirado do sistema para que ele possa ser refrigerado a temperatura necessária para a conservação do produto desejado. Com um total de 100,636 KW.

Variáveis	Dados
Q_{produto}	82766,88
Q_{abertura de portas}	17444,40516
Q_{infiltrado}	425,4271438
Qt (W) = Q_{produto} + Q_{abertura de portas} + Q_{infiltrado}	100636,7123

Tabela 17: Cálculo da carga térmica total (Fonte: Autoria própria)

5.2 Dimensionamento do sistema de Refrigeração

O dimensionamento da máquina térmica foi desenvolvida através do software EES (*Engineering Equation Solver*) com conhecimento e aplicação das leis da termodinâmica que regem um sistema de refrigeração.

O programa foi elaborado de forma em que apenas com a entrada da carga térmica, a temperatura necessária no interior da câmara, superaquecimento e sub resfriamento desejados, ele possa dimensionar qualquer tipo de sistema. Gerando a quantidade de calor do condensador e trabalho necessário do compressor. Bem como as pressões de alta e baixa do sistema, sabendo assim a faixa necessária de trabalho do compressor, os valores das entalpias nos pontos, temperatura do gás, etc.

5.2.1 Escolha do fluido refrigerante

O fluido refrigerante foi escolhido através de uma análise minuciosa das propriedades dos refrigerantes (acima citado neste trabalho), quesitos que devem suprir para segurança tanto de sua operação quanto a sua legalidade com relação ao meio ambiente.

Depois de feita esta análise chega-se a conclusão de que será utilizado no sistema o fluido R-134a devido a suas propriedades termofísicas. Sendo nomeado como substituto oficial ao R-12 (EMBRACO, 95). É um gás não inflamável, apresenta baixa toxicidade e não apresenta potencial de degradação a camada de ozônio.

5.3 Elaboração do software

Para o sistema do presente trabalho que será armazenada uma quantidade de aproximadamente 6000 Kg cerveja, o programa foi desenvolvido da seguinte forma:

A quantidade de calor necessária a ser refrigerada do sistema é igual a capacidade térmica do evaporador.

A temperatura de trabalho do evaporador foi escolhida -5°C para que o compressor não fique ligado durante todo o tempo, sendo controlado por um termostato para que a temperatura possa fazer a média de 5°C com uma tolerância de 3 graus para cima e para baixo com finalidade de evitar o “liga-desliga” do compressor constantemente. Melhorando assim a sua vida útil.

Com esses dados, o *software* é capaz de realizar todos os procedimentos de cálculo em cada ponto estagio do ciclo através do gráfico Temperatura x Entropia (T x S), Pressão e Entalpia (P x h).

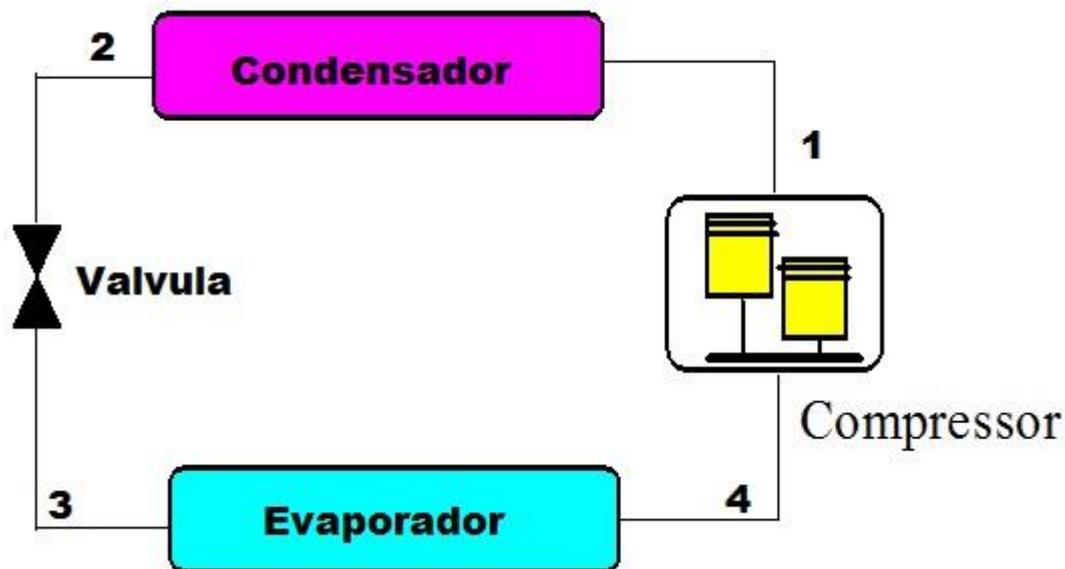


Figura 5: Esquema de montagem e seleção dos pontos para medições. (Fonte: autoria própria via EES)

Pontos escolhidos para a elaboração do programa:

- 1 – Saída do compressor e entrada no condensador
- 2 – Saída do condensador
- 3 – Entrada do evaporador
- 4 – Saída do evaporador e entrada do compressor.

No programa foram adicionados os ponto 21, sequente do ponto 2, provido de um sub resfriamento. E o ponto 41 sequente do ponto 4 provido com super aquecimento.

O sub resfriamento é responsável por garantir que entre na válvula de expansão apenas fluido no estado liquido na válvula. Garantindo assim que ocorra o processo de expansão do fluido.

O superaquecimento é responsável pela garantia de que o fluido esteja no estado de vapor super aquecido. Uma vez que o compressor admite apenas fluido no estado de vapor.

DADOS PRÉESTABELECIDOS

$$Q_{\text{evap}} = 100,63$$

$$T_3 = -5$$

$$T_{\text{SubResfriamento}} = -7$$

$$T_{\text{SuperAquecimento}} = 5$$

Equações do ciclo

$$Q_{\text{evap}} = h_4 - h_3$$

$$Q_{\text{evap}} + W_{\text{comp}} + Q_{\text{cond}} = \text{Check}_{\text{balance}}$$

$$W_{\text{comp}} = h_1 - h_{41}$$

$$Q_{\text{cond}} = h_{21} - h_1$$

$$N_{\text{ciclo}} = 1 - \left[\frac{-Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{cond}} + W_{\text{comp}}} \right]$$

$$h_1 = h ('R134a'; P=P_1; s=s_1)$$

$$T_1 = T ('R134a'; P=P_1; s=s_1)$$

$$s_1 = s_{41}$$

$$x_2 = 0$$

$$P_2 = P ('R134a'; x=x_2; h=h_2)$$

$$T_2 = T ('R134a'; P=P_2; x=x_2)$$

$$P_2 = P_1$$

$$T_{21} = T_2 + T_{\text{SubResfriamento}}$$

$$h_{21} = h ('R134a'; T=T_{21}; P=P_{21})$$

$$P_{21} = P_2$$

$$h_3 = h_{21}$$

$$T_3 = T_4$$

$$P_4 = P_3$$

$$x_4 = 1$$

$$s_4 = s ('R134a'; x=x_4; T=T_4)$$

$$P_4 = P_{\text{sat}} ('R134a'; T=T_3)$$

$$h_4 = h ('R134a'; x=x_4; T=T_4)$$

$$P_{41} = P_4$$

$$T_{41} = T_4 + T_{\text{SuperAquecimento}}$$

$$s_{41} = s ('R134a'; T=T_{41}; P=P_{41})$$

$$h_{41} = h ('R134a'; T=T_{41}; P=P_{41})$$

Feito o programa, foram plotados os gráficos de T x S e P x h respectivamente para mais fácil compreensão do funcionamento do ciclo.

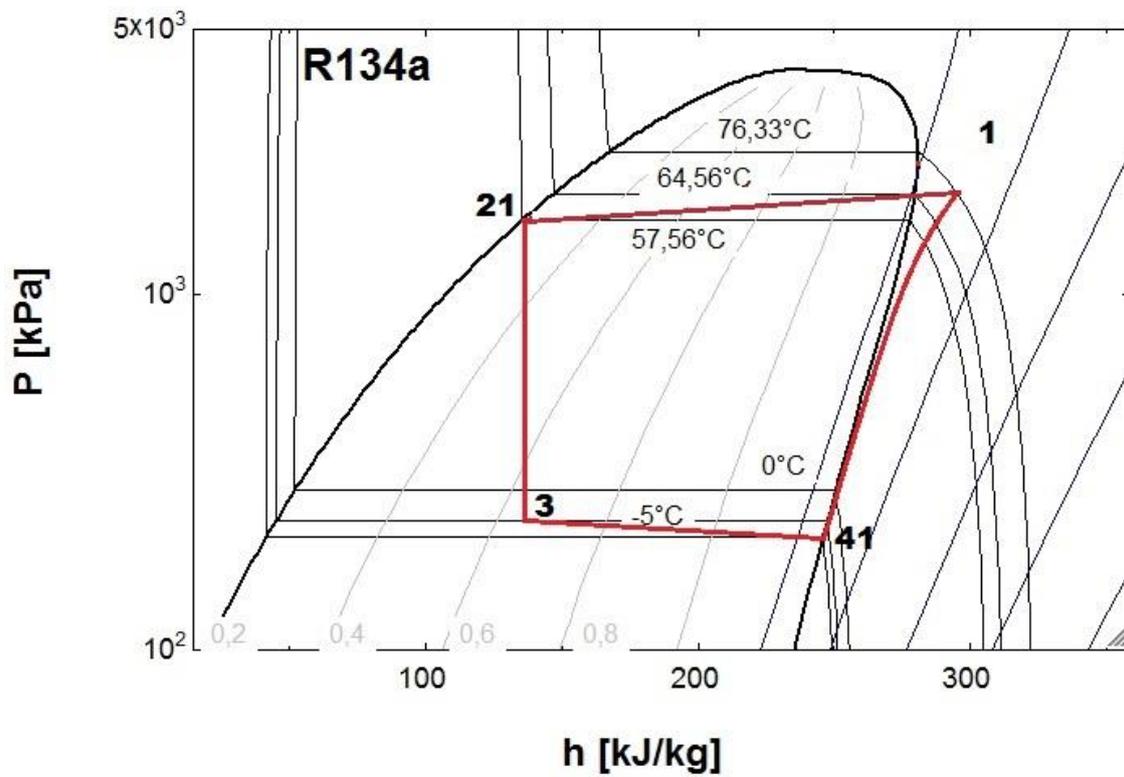


Figura 4: Diagrama P x h do ciclo utilizando R-134a (Fonte: autoria própria via EES)

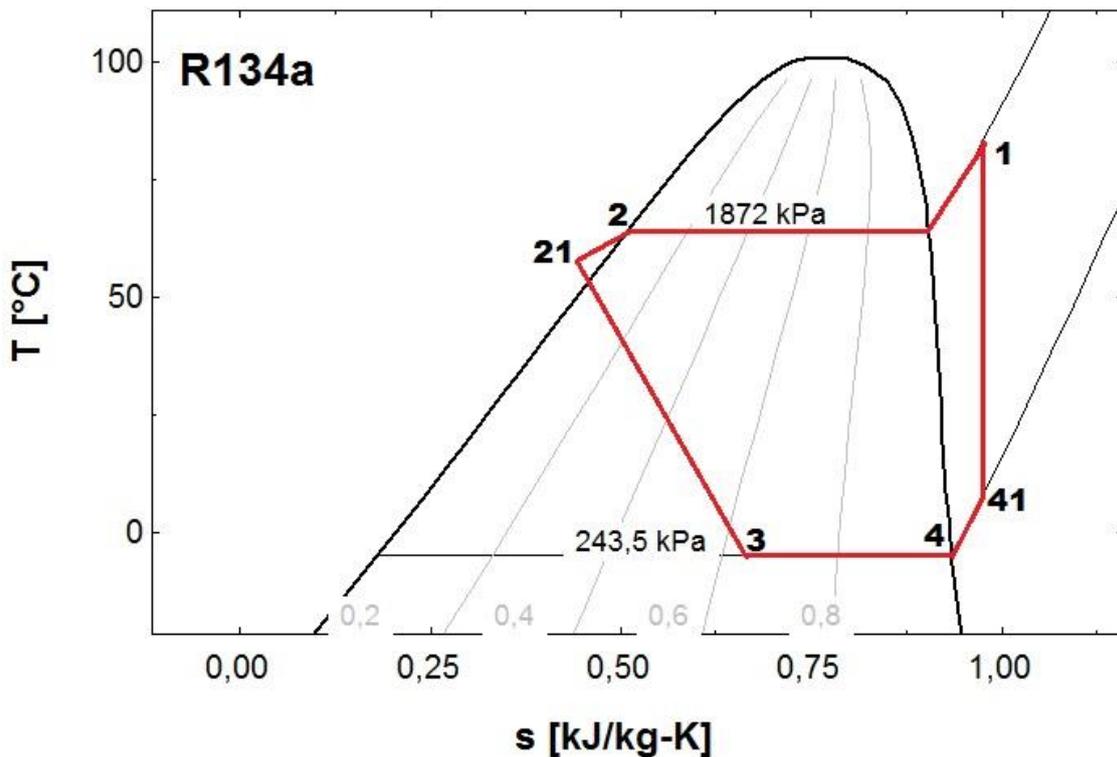


Figura 5: Diagrama T x S do ciclo utilizando R-134a (Fonte: autoria própria via EES)

5.4 Obtenção dos Resultados

Os equipamentos necessários para o sistema, segundo o programa desenvolvido, devem obedecer as cargas térmicas a baixo:

$$Q_{\text{cond}} = -160,3 \text{ KW}$$

$$Q_{\text{evap}} = 100,6 \text{ KW}$$

$$W_{\text{comp}} = 43,67 \text{ KW}$$

$$N_{\text{ciclo}} = 0,1373 \text{ ou } 13,73\%$$

Primeiramente é fundamental a escolha de um trocador de calor que será utilizado como evaporador com capacidade térmica de 100,6 KW. Para atender a demanda deste ciclo, o condensador deve ter uma capacidade de 160,3 KW e o compressor deverá realizar um trabalho de 43,67 KW. Totalizando um ciclo com eficiência de 13,73%.

6 CONCLUSÃO

Este trabalho tratou da realização, em forma de pesquisa, de um projeto completo de uma câmara de refrigeração em um container. O mesmo se justifica, no contexto de engenharia, dadas as atuais preocupações ambientais e a constante busca do aperfeiçoamento no desenvolvimento e utilização de máquinas e componentes.

Para que se pudesse ser feito tal trabalho, foi desenvolvido um programa em *EES*, em que apenas com a temperatura desejada no interior da câmara e a carga térmica desejada a ser retirada, o programa dimensiona as capacidades térmicas de todos os componentes envolvidos no ciclo.

No decorrer do desenvolvimento desse projeto, que envolveu uma releitura de temas em refrigeração doméstica e industrial, percebeu-se que dentre diversos fatores importantes, os cálculos dizem respeito principalmente ao material utilizado no isolamento da câmara aos produtos a serem armazenados.

No lado econômico, todas as variáveis e fatores devem ser determinados de forma a se conseguir o menor custo aliado a um maior desempenho da câmara, sem deixar de atender as exigências das normas ambientais em vigor.

Espera-se que o presente trabalho sirva de referência para aqueles que buscar construir câmaras frias, seja em containers ou em outros recintos semelhantes ao apresentado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAES, Designation and Safety Classification of Refrigerantes. June 25, 2008

ASHRAE, handbook 2009, Inch-pound Edition – Fundamentals

ASHRAE, handbook 2006, I-P Edition – Refrigeration

ASHRAE, handbook 2010 – Refrigeration

ASHRAE, handbook 2012 – Systems & Equipaments

ASHRAE, Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Refrigeration System And Aplicatinons handbook, 2006

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 6401: Instalações centrais de ar-condicionado para conforto: Parâmetros básicos de projeto: referências:30/12/1980.

DOSSAT, R. J. & Horan, T. J. Principles of Refrigeration, 2001.

EEC Quites, LRB Lia: Introdução a transferência de calor, 2005

FERRAZ, FABIO – Apostila de Refrigeração – Centro Federal de Educação da Bahia - Setembro de 2008.

INCROPERA, FRANK. P., Fundamentos da transferência de massa e calor. 6. Ed

INFORMATIVO TÉCNICO DA EMBRACO: *Refrigerantes hidrocarbonos como substitutos ao R-12*. Código 93650, ago/95 - revisão nº 00..

STOEKER, F. W. Refrigeração e Ar condicionado, 1985.

VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E.; BORGNAKKE, C. Fundamentos da termodinâmica. 5. ed. São Paulo: Edgard Blucher Ltda., 1998.

YUNUS A. ÇENGEL, Thermodynamics na Engeeniring Approach. 5. Ed