



UNIVERSIDADE
SÃO FRANCISCO

Curso de Engenharia Mecânica

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
PARA UMA MÁQUINA FABRICADORA DE GELO**

Celso Ricardo Guimarães

Campinas – São Paulo – Brasil

Dezembro de 2012



Curso de Engenharia Mecânica

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
PARA UMA MÁQUINA FABRICADORA DE GELO**

Celso Ricardo Guimarães

Monografia apresentada à disciplina Trabalho de Conclusão de Curso, do Curso de Engenharia Mecânica – Automação e Sistemas da Universidade São Francisco, sob a orientação do Prof. Dr. Eduardo Balster Martins, como exigência parcial para conclusão do curso de graduação.

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Balster Martins

Campinas – São Paulo – Brasil

Dezembro de 2012



**Engenharia Mecânica – Automação e Sistemas
Campus Campinas**

ATA DE ARGUIÇÃO FINAL DA MONOGRAFIA DO ALUNO CELSO RICARDO GUIMARÃES

Aos 06 dias do mês de **dezembro**, do ano de **2012**, às **20** horas, nas dependências da Universidade São Francisco, Campus Campinas, reuniu-se a Comissão da Banca Examinadora, para avaliação da Monografia do Trabalho intitulado “**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO PARA UMA MÁQUINA FABRICADORA DE GELO**”, apresentada pelo aluno **CELSO RICARDO GUIMARÃES**, como exigência parcial para conclusão do curso de graduação no Curso de Engenharia Mecânica - Automação e Sistemas, da Universidade São Francisco, Campus de Campinas. Os trabalhos foram instalados às **20** horas pelo **Prof. Dr. Eduardo Balster Martins**, Orientador do candidato e Presidente da Banca Examinadora, constituída pelos seguintes Professores: **Prof. Dr. Osmar Roberto Bagnato**, da Universidade São Francisco, e pelo **Prof. Paulo José Coelho Canavezi**, da Universidade São Francisco. A Banca Examinadora tendo decidido aceitar a monografia, passou à Arguição Pública do candidato. Encerrados os trabalhos às **20:30** horas, os examinadores, consideraram o candidato aprovado e com média final **9,0 (nove)**. E, para constar, eu **Prof. Dr. Eduardo Balster Martins**, lavrei a presente Ata, que assino juntamente com os demais membros da Banca Examinadora.
Campinas, 06 de dezembro de 2012.

Prof. Dr. Eduardo Balster Martins
Orientador e Presidente

Prof. Dr. Osmar Roberto Bagnato

Prof. Paulo José Coelho Canavezi

“Não confunda derrotas com fracasso nem vitórias com sucesso. Na vida de um campeão sempre haverá algumas derrotas, assim como na vida de um perdedor sempre haverá vitórias. A diferença é que, enquanto os campeões crescem nas derrotas, os perdedores se acomodam nas vitórias.”

(Roberto Shinyashiki)

Dedico este trabalho aos meus pais Antônio e Alice, que sem seus esforços não conseguiria completar mais esta etapa da minha vida.

A meu irmão Julio, que passamos por dificuldades semelhantes nesta caminhada academia e que sempre me apoiou.

A minha noiva e amiga Lidiane, que sempre me motivou para conseguir alcançar este objetivo.

Sou eternamente grato a todos.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por me dar forças, pois sem Ele este momento não seria possível.

Agradeço também ao Professor Eduardo Balster Martins, meu orientador, que “por várias vezes” acreditou em mim, incentivou-me e dedicou sua atenção para a conclusão deste trabalho.

Agradeço a minha família e noiva por me apoiar em todos os momentos de dificuldades.

Agradeço é claro, aos meus amigos, Sebastião, Willian, Henrique, Karel, Leandro, André, Thiers, Vinícius, Rafael, Luiz e Thiago, quem foram meus companheiros de universidade e contribuíram de alguma forma para este dia.

Aos meus amigos de trabalho por me fazer crescer profissionalmente e acreditar que este dia chegaria.

Obrigado a todos!

Sumário

Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xi
Resumo	xii
Abstract	xiii
1 Introdução	1
1.1 Objetivos	1
1.2 Justificativas	1
2 Revisão Bibliográfica	2
2.1 Calor	2
2.1.1 Capacidade Calorífica e Calor Específico	2
2.1.2 Mudança de Fase e Calor Latente	4
2.2 Refrigeração	6
2.2.1 Breve Histórico	6
2.2.2 Sistemas de Refrigeração a Vapor	8
2.2.3 Ciclo de refrigeração de Carnot	8
2.2.4 Ciclo Padrão de Compressão a Vapor	13
2.2.5 Ciclo Real de Compressão a Vapor	14
2.3 Ciclo de Refrigeração	15
2.3.1 Compressor	16
2.3.2 Condensador	17
2.3.3 Evaporador	18
2.3.4 Dispositivo de Expansão	19
2.3.5 Refrigerante	20
2.4 Análise do Sistema de Compressão de Vapor	21
2.4.1 Pontos de Equilíbrio	21
2.4.2 Análise do Compressor	21
2.4.3 Análise do Condensador	23
2.4.4 Análise da Unidade de Condensação	24
2.4.5 Análise do Evaporador	26
2.4.6 Análise do Sistema Completo	27
2.4.7 Análise do Sistema Expansão	28
2.5 Geração e Utilização do Gelo	30
2.5.1 Máquinas de Fabricação de Gelo	30
2.5.2 Aplicações do Gelo	32
2.5.3 O gelo na fabricação de biscoitos	32

3	Metodologia	35
3.1	Capacidade da Máquina Fabricadora de Gelo.....	35
3.2	Escolha da Máquina Fabricadora de Gelo.....	36
3.3	Escolha do Compressor	37
3.4	Escolha do Condensador	39
3.5	Ponto de Equilíbrio para a Unidade de Condensação	41
3.6	Ponto de Equilíbrio da Unidade de Condensação e a Máquina Fabricadora de Gelo.....	42
3.7	Escolha do Dispositivo de Expansão	43
4	Resultados.....	45
5	Conclusão.....	46
	Referências Bibliográficas	47

Lista de Figuras

FIGURA 2. 1 - CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE CARNOT E DIAGRAMA T-S	9
FIGURA 2. 2 – LIMITES DE TEMPERATURA IMPOSTOS SOBRE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO	10
FIGURA 2. 3 – CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM UM GÁS COMO REFRIGERANTE.....	11
FIGURA 2. 4 - CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE CARNOT PARA UM REFRIGERANTE BIFÁSICO	11
FIGURA 2. 5 – MODIFICAÇÃO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE CARNOT PARA COMPRESSÃO SECA.....	12
FIGURA 2. 6 – CICLO PADRÃO DE COMPRESSÃO A VAPOR.....	12
FIGURA 2. 7 – DIAGRAMA PRESSÃO – ENTALPIA DO CICLO PADRÃO DE COMPRESSÃO DE VAPOR	13
FIGURA 2. 8 – O CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR REAL COMPARADO COM O PADRÃO.....	15
FIGURA 2. 9 – CICLO DE REFRIGERAÇÃO	15
FIGURA 2. 10 – EXEMPLO DE COMPRESSOR SEMI-HERMÉTICO ALTERNATIVO.....	17
FIGURA 2. 11 – EXEMPLO DE CONDENSADOR RESFRIADO A AR	18
FIGURA 2. 12 – EXEMPLO DE EVAPORADOR RESFRIADOR DE AR	18
FIGURA 2. 13 – EXEMPLO DE EVAPORADOR RESFRIADOR DE LÍQUIDO.....	19
FIGURA 2. 14 – EXEMPLO DE INSTALAÇÃO DE UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA POR SUPERAQUECIMENTO.....	20
FIGURA 2. 15 – CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO E POTÊNCIA NECESSÁRIA PARA UM COMPRESSOR HERMÉTICO.....	22
FIGURA 2. 16 – TAXA DE REJEIÇÃO DE CALOR PARA UM COMPRESSOR HERMÉTICO.....	23
FIGURA 2. 17 – COMPORTAMENTO DE UM CONDENSADOR RESFRIADO A AR	24
FIGURA 2. 18 – UNIDADE DE CONDENSAÇÃO	25
FIGURA 2. 19 – PONTOS DE EQUILÍBRIO DO COMPRESSOR E CONDENSADOR (UNIDADE DE CONDENSAÇÃO)	25
FIGURA 2. 20 – COMPORTAMENTO DE UMA UNIDADE DE CONDENSAÇÃO (COMPRESSOR E CONDENSADOR)	26
FIGURA 2. 21 – CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO DE UM RESFRIADOR DE ÁGUA.....	27
FIGURA 2. 22 – PONTOS DE EQUILÍBRIO DA UNIDADE DE CONDENSAÇÃO E EVAPORADOR	27
FIGURA 2. 23 – EXEMPLO DE FORNECIMENTO INSUFICIENTE DE REFRIGERANTE NO EVAPORADOR	29
FIGURA 2. 24 – EXEMPLO DE MÁQUINA FABRICADORA DE GELO EM ESCAMAS.....	30

FIGURA 2. 25 – EXEMPLO DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO PARA MÁQUINA FABRICADORA DE GELO EM ESCAMAS	31
FIGURA 2. 26 – CICLO DE REFRIGERAÇÃO SUBSTITUINDO O EVAPORADOR PELA MÁQUINA FABRICADORA DE GELO	31
FIGURA 2. 27 – FONTES DE TEMPERATURA EM UM PROCESSO DE BATIMENTO DE MASSA PARA BISCOITOS	33
FIGURA 2. 28 – EXEMPLO DE BATEDEIRA COM CAMISA DE REFRIGERAÇÃO.....	33
FIGURA 2. 29 – UTILIZAÇÃO DE GELO COMO PARTE DA ÁGUA NO PROCESSO DE BATIMENTO DA MASSA DE BISCOITO.....	34
FIGURA 3. 1 – CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO DA MÁQUINA FABRICADORA DE GELO	37
FIGURA 3. 2 – CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO E POTÊNCIA CONSUMIDA PARA O COMPRESSOR MODELO 4DC-5.2 DO FABRICANTE BITZER	38
FIGURA 3. 3 – TAXA DE REJEIÇÃO DE CALOR NO CONDENSADOR PARA O COMPRESSOR MODELO 4DC-5.2 DO FABRICANTE BITZER.....	39
FIGURA 3. 4 – COMPORTAMENTO DO CONDENSADOR MODELO TCR-12-2 DO FABRICANTE REFRIO	40
FIGURA 3. 5 – CONDENSADOR MODELO TCR-12-2 DO FABRICANTE REFRIO	40
FIGURA 3. 6 – PONTOS DE EQUILÍBRIO DA UNIDADE DE CONDENSAÇÃO	41
FIGURA 3. 7 – COMPORTAMENTO DA UNIDADE DE CONDENSAÇÃO A TEMPERATURA AMBIENTE DE 30°C.....	42
FIGURA 3. 8 – COMPORTAMENTO DO SISTEMA COMPLETO COM PONTO DE EQUILÍBRIO DA UNIDADE DE CONDENSAÇÃO COM A MÁQUINA FABRICADORA DE GELO A TEMPERATURA AMBIENTE DE 30°C	43
FIGURA 3. 9 – VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA MODELO TEX2, DO FABRICANTE DANFOSS	44
FIGURA 3. 10 – COMPOSIÇÃO DO SISTEMA COMPLETO.....	45

Lista de Tabelas

TABELA 2. 1 – CALOR ESPECÍFICO DE DIVERSOS SÓLIDOS E LÍQUIDOS, A 20°C.....	3
TABELA 2. 2 – PONTO DE FUSÃO (PF), CALOR LATENTE DE FUSÃO (L_f), PONTO DE EBULIÇÃO (PE) E CALOR LATENTE DE VAPORIZAÇÃO (L_v), A 1 ATM.....	5
TABELA 2. 3 – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO SISTEMA COMPLETO DE COMPRESSÃO A VAPOR PARA VÁRIAS TEMPERATURAS DE ÁGUA A SER RESFRIADA	28
TABELA 2. 4 – ESTIMATIVA DE CONSUMO PARA MASSA DE BISCOITO MOLDADO A TEMPERATURA AMBIENTE ELEVADA	34
TABELA 3. 1 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR MODELO 4DC-5.2 DO FABRICANTE BITZER	38
TABELA 3. 2 – RESULTADOS PARA A TAXA DE REJEIÇÃO DE CALOR NO CONDENSADOR PARA O COMPRESSOR MODELO 4DC-5.2 DO FABRICANTE BITZER	39
TABELA 3. 3 – DADOS TÉCNICOS DO CONDENSADOR MODELO TCR-12-2 DO FABRICANTE REFRIO	40
TABELA 3. 4 – DEFINIÇÃO DA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO NOS PONTOS DE EQUILÍBRIO DA UNIDADE DE CONDENSAÇÃO A TEMPERATURA AMBIENTE DE 30°C	42

Resumo

O presente estudo tem por objetivo dimensionar um sistema de refrigeração para uma máquina fabricadora de gelo. O principal motivador da pesquisa foi atender as necessidades da indústria alimentícia Arcor, que utiliza o gelo no seu processo de produção de biscoitos, a fim de, corrigir divergências de temperaturas de massas e garantir um produto final padrão. Para o desenvolvimento do estudo, foi utilizados conhecimentos na área de transferência de calor, principalmente nos tópicos sobre energia, sistema de refrigeração a vapor, ciclo de refrigeração de Carnot e análise dos pontos de equilíbrio. Realizou-se pesquisa bibliografia e de campo para verificação das análises e determinação dos componentes para o sistema. Durante o estudo observou-se que as características individuais dos componentes sofrem alterações em conjunto com os demais no sistema de refrigeração.

PALAVRAS-CHAVE: sistema de refrigeração, máquina fabricadora de gelo, sistema de refrigeração a vapor e análise dos pontos de equilíbrio.

Abstract

The present study aims dimension a refrigeration system a machine for ice fabricator. The main motivator search was meeting the needs of the Arcor food industry, using the ice in the process of production of biscuits, to correct temperature differences of masses and ensure a final product standard. To develop the study, was used knowledge in the area of heat transfer, mainly on energy topics, a steam cooling system, Carnot cycle refrigerating and analyzing the equilibrium points. We carried out research bibliography and field tests to verify the and determining the components for the system. During the study it was observed that the characteristics of individual components unchanged in conjunction with other cooling system.

KEY WORDS: refrigeration system, machine for ice fabricator, a steam cooling system and analyzing the equilibrium points.

1 INTRODUÇÃO

A empresa Arcor é uma indústria no ramo alimentício, no qual o seu produto principal na fábrica de Campinas é a fabricação de biscoitos. Durante o processo de fabricação podem ocorrer desvios de temperatura de massa, muitas vezes pela própria temperatura ambiente ou trabalho mecânico nas bateadeiras, e uma das formas de se resolver esta situação é através da aplicação de gelo como ingrediente substituto a água. Esta correção deve ser realizada, visto a exigência do mercado de se ter um produto final padronizado e de qualidade. Seguindo essa linha de raciocínio, o projeto a ser apresentado consiste no dimensionamento de um sistema de refrigeração para uma máquina fabricadora de gelo, afim de, na ocorrência de desvios no processo de produção de biscoitos por temperatura de massa, possa se fabricar gelo suficiente para atender a demanda de produção e não comprometer o processo.

1.1 OBJETIVOS

Dimensionar um sistema de refrigeração para uma máquina fabricadora de gelo.

1.2 JUSTIFICATIVAS

O desenvolvimento desse projeto pretende demonstrar os conhecimentos obtidos durante a graduação sendo aplicados de forma objetiva, em uma situação real da profissão de Engenharia. Busca-se enfatizar a importância de um sistema de refrigeração com dimensionamento correto para que os componentes pertencentes ao sistema trabalhem associados em uma condição ideal.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, serão desenvolvidos os conceitos relacionados à energia em forma de calor e o ciclo de refrigeração a vapor, de modo que, seja possível o dimensionamento de um sistema de refrigeração para um equipamento fabricante de gelo. O gelo produzido tem sua utilização apresentada em uma indústria de alimentos (biscoitos).

2.1 Calor

“O calor é a energia transferida de um corpo para outro em virtude de uma diferença de temperatura”. (TIPLER, 1995)

Diversos filósofos do sec. XVII, como Galileu e Newton, afirmavam que o calor era uma manifestação do movimento molecular. Desta consideração surgiu a teoria do “calórico”, que seria um fluido invisível o qual fluía de um corpo para outro e que não podia nem se criar nem se destruir. A teoria enfraqueceu quando observado por Benjamin Thompson, no sec. XVIII, que a energia térmica poderia ser criada pelo atrito.

Em 1840, surgiu a teoria mecânica moderna, onde o calor é a energia transferida entre corpos por diferença de temperatura, sempre do corpo mais quente para o corpo mais frio. James Joule foi quem demonstrou a equivalência entre a energia mecânica e térmica. Em suas experiências estas energias não se conservam independentemente e que a energia térmica produzida é sempre igual à energia mecânica perdida, sendo que, a soma destas energias é o que se conserva.

2.1.1 Capacidade Calorífica e Calor Específico

Adicionando-se energia térmica numa substância, a temperatura desta substância normalmente aumenta (em exceção quando na mudança de fase). Proporcionalmente a variação de temperatura e a massa de uma substância, determina-se a quantidade de energia térmica Q , para se elevar a temperatura desta substância:

$$Q = C \cdot \Delta t = m \cdot c \cdot \Delta t \quad (2.1)$$

onde, C é a **capacidade calorífica** da substância (energia térmica necessária para elevação de um grau a temperatura de uma substância). A capacidade calorífica por unidade de massa é o **calor específico c** .

$$c = \frac{C}{m} \quad (2.2)$$

Historicamente, a caloria é a quantidade de energia térmica necessária para elevar de um grau Celsius ou Kelvin, a temperatura de um grama de água. Por esta definição, o calor específico da água é:

$$c_{\text{água}} = 1 \text{ cal/g.}^{\circ}\text{C} = 1 \text{ kcal/kg.}^{\circ}\text{C} \quad (2.3)$$

$$c_{\text{água}} = 1 \text{ kcal/kg. K} = 4,184 \text{ kJ/kg. K} \quad (2.4)$$

Em termos de unidade do SI, a caloria se define pelo Joule: (TIPLER, 1995)

$$1 \text{ cal} = 4,184 \text{ J} \quad (2.5)$$

A tabela 2.1, apresenta valores de calores específicos para alguns sólidos e líquidos.

Tabela 2. 1 – Calor Específico de Diversos Sólidos e Líquidos, a 20°C
Fonte: Adaptado de (TIPLER, 1995)

Substância	c, kJ/kg.K
Alumínio	0,900
Chumbo	0,128
Cobre	0,386
Ouro	0,126
Prata	0,233
Tungstênio	0,134
Zinco	0,387
Água	4,184
Álcool etílico	2,400
Mercúrio	0,140

2.1.2 Mudança de Fase e Calor Latente

Normalmente ocorre um aumento de temperatura em uma substância quando se fornece calor em pressão constante para esta substância. Isto, no entanto, não ocorre na mudança de fase, onde a substância não tem variação de temperatura mesmo absorvendo grandes quantidades de calor.

A mudança de fase ocorre quando uma substância altera seu estado físico entre formas distintas. Alguns tipos de mudança de fase são:

- **fusão**: transformação de um sólido em líquido;
- **vaporização**: mudança de um líquido em vapor;
- **sublimação**: alteração de sólido para vapor.

e, as suas mudanças inversas:

- **condensação**: mudança de vapor em líquido;
- **cristalização**: transformação de vapor ou líquido em um sólido.

Quando ocorre um aumento de temperatura de uma substância, conseqüentemente eleva-se a energia cinética de movimento de suas moléculas. Na mudança de fase de uma forma líquida para gasosa, a energia fornecida provoca aumento da energia potencial das moléculas, afim de, realizar trabalho para separar as moléculas que estão mais juntas na fase líquida. Portanto, explica-se porque não ocorre alteração de temperatura da substância, que é a medida média de energia cinética das suas moléculas.

A uma determinada pressão, uma substância pura terá uma mudança de fase somente numa temperatura particular. Na água, por exemplo, sob uma pressão de 1 *atm*, altera de sólido para líquido a 0°C e de líquido para vapor a 100°C, ou seja, ponto de fusão e ebulição normal da água.

O calor necessário para a mudança de fase de uma substância é proporcional a sua massa *m*, ocorrendo sem alteração de sua temperatura:

$$Q = m \cdot L_f \tag{2.6}$$

onde, L_f é o calor latente de fusão, e

$$Q = m \cdot L_v \tag{2.7}$$

onde, L_v é o calor latente de vaporização.

Para a água em uma pressão de 1 atm, $L_f = 333,5$ kJ/kg e $L_v = 2257$ kJ/kg, conforme observado na tabela 2.2. (TIPLER, 1995)

Tabela 2. 2 – Ponto de Fusão (PF), Calor Latente de Fusão (L_f), Ponto de Ebulição (PE) e Calor Latente de Vaporização (L_v), a 1 atm

Fonte: Adaptado de (TIPLER, 1995)

Substância	PF, K	L_f, kJ/kg	PE, K	L_v, kJ/kg
Nitrogênio	63	25,7	77,35	199
Chumbo	600	24,7	2023	858
Cobre	1356	205	2839	4726
Ouro	1336	62,8	3081	1701
Prata	1234	105	2436	2323
Oxigênio	54,4	13,8	90,2	213
Zinco	692	102	1184	1768
Água	273,15	333,5	373,15	2257
Álcool etílico	159	109	351	879
Mercurio	234	11,3	630	296

2.2 Refrigeração

2.2.1 Breve Histórico

A refrigeração já era utilizada pelo homem desde a época das antigas civilizações. Há indícios de que a civilização chinesa, muitos séculos antes da Era Cristã, usava o gelo natural, colhido nas superfícies dos rios e lagos congelados, e conservava-os cuidadosamente em poços, cobertos com palha e cavados na terra, com a finalidade de preservar as folhas de chá que consumiam. As civilizações gregas e romanas também aproveitavam o gelo colhido no alto das montanhas, para o preparo de bebidas e alimentos gelados. Observa-se que, durante muitos séculos, a única utilidade que o homem encontrou para o gelo foi a de gelar alimentos e bebidas, para melhorar seu paladar.

No final do século XVII, com a invenção do microscópio, verificou-se a existência de micro-organismos (micróbios, bactérias), invisíveis a olho nu. Estudos realizados na época demonstraram que alguns tipos de bactérias eram responsáveis pela putrefação dos alimentos e por muitos tipos de doenças. Verificou-se, através de estudos, que a contínua reprodução das bactérias podia, em muitos casos, ser impedida, ou pelo menos controlada, pela aplicação do frio, isto é, baixando-se suficientemente a temperatura do ambiente em que as mesmas se proliferavam.

Essas conclusões provocaram, no século XVIII, uma grande expansão da indústria do gelo, que até então se mostrava incipiente. Com essas descobertas, aumentou-se a possibilidade de conservação de alimentos frescos, mantendo todas as suas qualidades, durante um período de tempo maior, visto que, antes dessas descobertas, a conservação dos alimentos era obtida através de tratamentos como a salgação, a defumação ou o uso de condimentos, mas esses tratamentos, na maioria dos casos, diminuía a qualidade do alimento e modificavam o seu sabor.

No entanto, o uso do gelo natural trazia consigo uma série de inconvenientes que prejudicavam seriamente o desenvolvimento da refrigeração, devido à dependência direta, da natureza, para a obtenção do gelo, que só se formava no inverno, e nas regiões de clima bastante frio. Isto tornava o fornecimento irregular e, em se tratando de países mais quentes, o transporte era demorado, onde a maior parte se perdia por derretimento, visto a precariedade de conservação durante este transporte. Mesmo nos locais onde o gelo se formava

naturalmente, a estocagem era bastante difícil, só podendo ser feita por períodos relativamente curtos.

Com o passar dos anos, engenheiros e pesquisadores concentraram seus trabalhos na busca de meios e processos, que permitissem a obtenção artificial de gelo, e em 1834, foi inventado nos Estados Unidos, o primeiro sistema mecânico de fabricação de gelo artificial e, que constituiu a base precursora dos atuais sistemas de compressão frigorífica.

Em 1855, surgiu na Alemanha, outro tipo de mecanismo para a fabricação do gelo artificial, baseado no princípio da absorção, descoberto em 1824, pelo físico e químico inglês Michael Faraday.

Durante cerca de meio século, os aperfeiçoamentos nos processos de fabricação de gelo artificial foram se acumulando, surgindo sistematicamente melhorias nos sistemas, com maiores rendimentos e melhores condições de trabalho. Entretanto, devido à crença geral na época, de que o gelo produzido pelo homem era prejudicial à saúde humana, o aumento na produção fez pouco progresso neste período, visto que o consumo de gelo artificial era pequeno, apesar das vantagens apresentadas pela refrigeração artificial.

Em 1890, o inverno nos Estados Unidos foi muito fraco. Em consequência, quase não houve formação de gelo neste ano, naquele país. Como não havia gelo natural, a situação obrigou que se usasse o gelo artificial, onde se comprovou a eficácia do produto, mostrando que o mesmo era ainda melhor que o gelo natural, pois podia ser feito com água mais pura e ser produzido à vontade, conforme as necessidades de consumo.

Com isso, no final do século XIX, começaram a serem fabricados os primeiros refrigeradores (ou geladeiras). Tais aparelhos eram constituídos simplesmente por um recipiente, isolado por meio de placas de cortiça, dentro do qual eram colocadas pedras de gelo e os alimentos a conservar. A fusão do gelo absorvia parte do calor dos alimentos e reduzia, de forma considerável, a temperatura no interior da geladeira.

Surgiram as usinas de fabricação de gelo artificial, visto que ainda não era possível a produção do gelo na casa do consumidor, sendo, as pedras de gelo, entregues nas residências para que fossem colocadas no interior das mesmas.

No início do século XX, e com o surgimento da eletricidade, pequenas máquinas e motores passaram a ser movimentadas por essa forma de energia. Com esta nova fonte de energia, os técnicos buscaram meios de produzir o frio em pequena escala, na própria residência dos usuários. O primeiro refrigerador doméstico surgiu em 1913, mas sua aceitação foi mínima, tendo em vista que o mesmo era constituído de um sistema de operação manual, exigindo atenção constante, muito esforço e apresentando baixo rendimento.

Só em 1918 é que apareceu o primeiro refrigerador automático, movido à eletricidade, e que foi fabricado pela Kelvinator Company, dos Estados Unidos. A partir de 1920, a evolução foi tremenda, com uma produção sempre crescente de refrigeradores mecânicos, cada vez mais modernos e funcionais, e com controles mais apurados. (CAMPOS, 2009)

2.2.2 Sistemas de Refrigeração a Vapor

A refrigeração tem por objetivo manter um corpo ou meio com temperatura abaixo à do meio ambiente. A 2ª lei da termodinâmica diz que o fluxo de calor tende ir de um potencial maior (alta temperatura) para um potencial menor (baixa temperatura). Para poder transferir calor de uma temperatura menor para uma temperatura maior, usa-se um sistema de refrigeração. (WYLEN, 1995)

A forma mais usada de se obter este resultado é através da evaporação de um fluido refrigerante utilizando um sistema de refrigeração a vapor. Para que o processo de evaporação ocorra continuamente deve-se trabalhar através de ciclos, ou seja, através do ciclo de refrigeração. Neste ciclo, o fluido é comprimido, condensado, expandido e evaporado. (STOECKER, 1985)

2.2.3 Ciclo de refrigeração de Carnot

Para efeito comparativo e para verificar a viabilidade do ciclo de refrigeração, usa-se o ciclo de CARNOT. O ciclo de CARNOT é um ciclo puramente reversível, sendo um modelo teórico que serve de referência para quaisquer outros ciclos operando nas mesmas condições. Nenhum ciclo de refrigeração possui um coeficiente de eficácia mais elevado que um ciclo reversível operando entre as mesmas temperaturas.

O ciclo de CARNOT para refrigeração transfere calor da temperatura baixa para temperatura alta, com adição de trabalho externo. Os processos que constituem este ciclo são: compressão adiabática reversível, rejeição de calor isotérmica reversível, expansão adiabática reversível e recebimento de calor isotérmico reversível. A figura 2.1, mostra o diagrama de blocos do ciclo e a representação dos processos no diagrama T-S. (STOECKER, 1985)

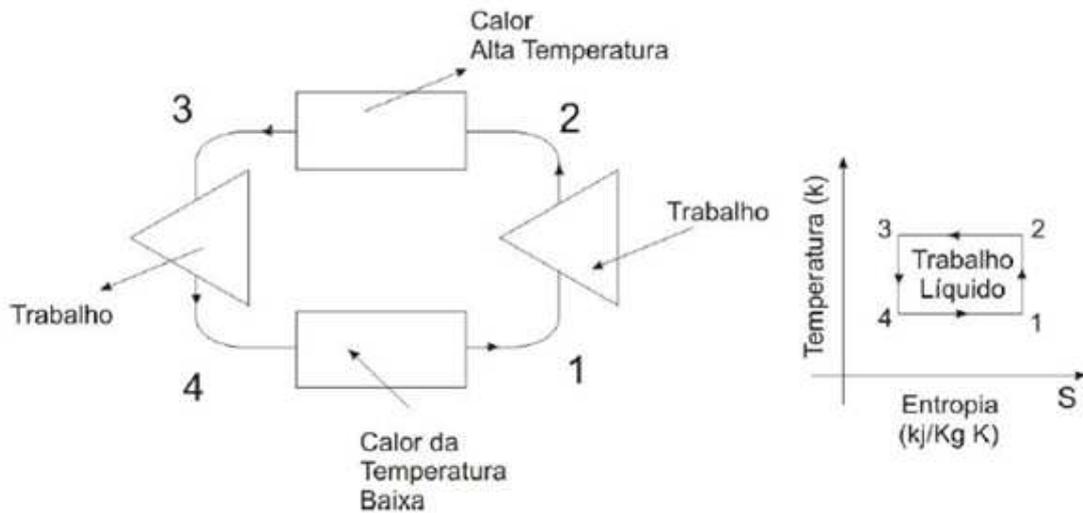


Figura 2. 1 - Ciclo de Refrigeração de Carnot e Diagrama T-S

Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

É importante maximizar o coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração, pois quanto maior for o coeficiente de eficácia do ciclo menor será a necessidade de trabalho. Então o coeficiente de eficácia máximo no ciclo de CARNOT é dado em função das temperaturas absolutas limites do ciclo conforme a formula:

$$COP = \frac{T_1(S_1 - S_4)}{(T_2 - T_1)(S_1 - S_4)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.8)$$

onde, T_1 é a temperatura maior e T_2 é a temperatura menor em “K” e $(\Delta) S$ representa as variações de entropia do ciclo.

Para maximizar o coeficiente de eficácia, devemos aumentar T_1 e diminuir T_2 . Pode-se dizer que teoricamente o coeficiente de eficácia pode variar entre zero e infinito, porém para se obter um COP alto devemos aproximar T_1 e T_2 e na prática existem limites. Para manter um ambiente a temperatura de -10°C e rejeitar calor para o ambiente a 30°C , já se tem dois limites de temperatura.

Durante a condensação, a temperatura do fluido refrigerante deve ser maior que a de 30°C para que possa ceder calor ao ambiente. Durante a evaporação do fluido de trabalho, a temperatura do refrigerante deve ser inferior a -10°C para que o calor possa ser transferido ao refrigerante. (STOECKER, 1985)

Essas temperaturas são mostradas na figura 2.2 e estão expressas em graus Kelvin.

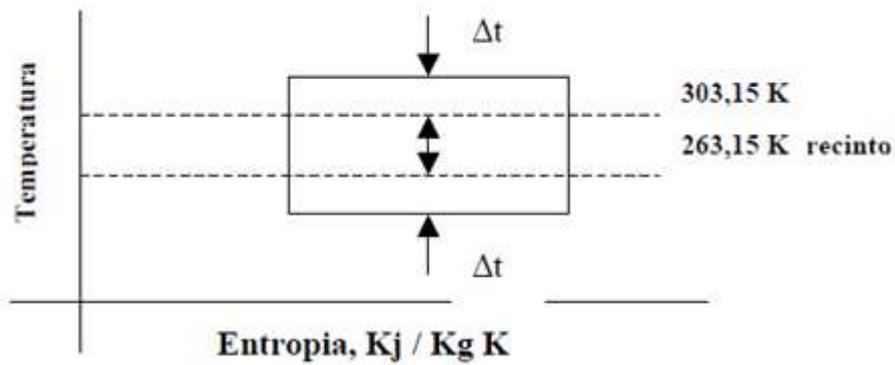


Figura 2. 2 – Limites de Temperatura impostos sobre um Ciclo de Refrigeração
 Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

O importante neste caso é manter Δt o menor possível, sendo obtida através do aumento de A ou de U , na equação:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \quad (2.9)$$

onde, Q = calor, W

U = coeficiente global de transferência de calor, $W/m^2 \cdot K$

A = área de transferência de calor, m^2

Δt = diferença de temperatura, K

Para fazer a diferença de temperatura tender o zero devemos fazer U ou A tender ao infinito, o que faria os custos dos trocadores de calor tender também ao infinito.

Os ciclos reais de refrigeração devem ser construídos de forma a se aproximarem o máximo possível do ciclo de refrigeração de CARNOT. Mesmo não podendo ser reproduzido, é importante que a forma retangular do ciclo seja mantida com o uso de um fluido refrigerante. Se um gás, por exemplo, o ar, for utilizado como fluido refrigerante as trocas de calor não acontecem à temperatura constante, e sim conforme figura 2.3. Se utilizarmos um fluido refrigerante (substância pura) que se condense durante a rejeição de calor e se evapore durante a retirada de calor, mantendo-se a pressão constante durante esses processos, neste caso a temperatura também permanece constante, conforme figura 2.4. (STOECKER, 1985)

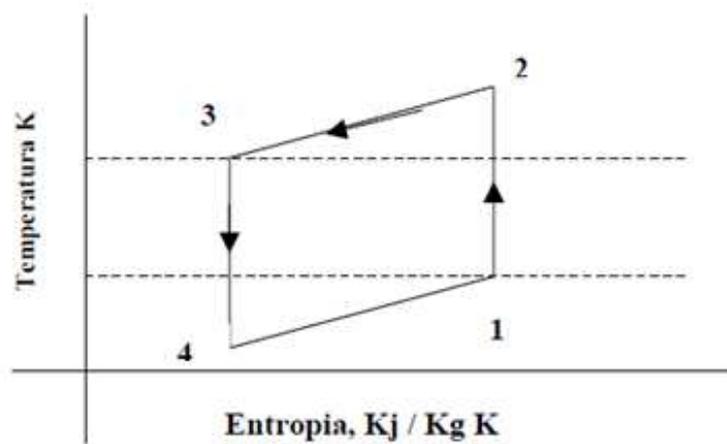


Figura 2.3 – Ciclo de Refrigeração com um Gás como Refrigerante
 Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

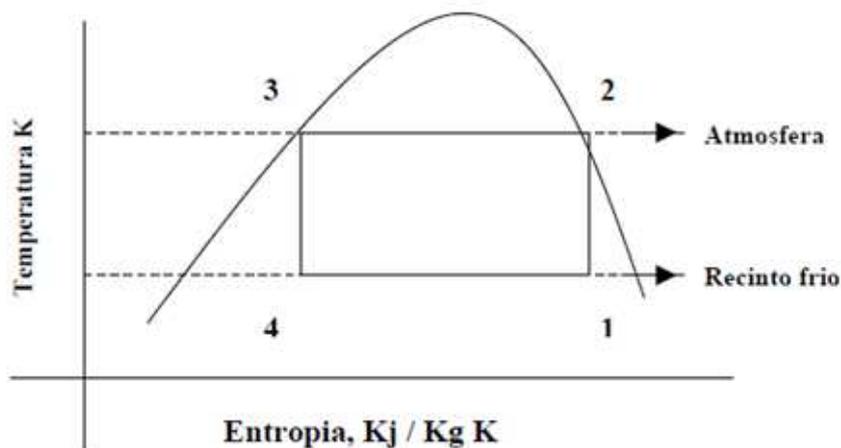


Figura 2.4 - Ciclo de Refrigeração de Carnot para um Refrigerante Bifásico
 Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

O processo de compressão do estado 1 para o estado 2 da figura 2.4 é chamado de compressão úmida, porque todo o processo ocorre na região bifásica com mistura de líquido e vapor.

A compressão úmida não ocorre na prática devido o compressor sofrer sérios danos como, por exemplo: problemas de erosão, lavagem do óleo lubrificante e acúmulo no cilindro, com danos nas válvulas e no cabeçote, devido a esses problemas utiliza-se a compressão seca.

Na compressão seca deve ser feita outra modificação no ciclo de CARNOT, ou seja, elevar a temperatura do fluido (vapor superaquecido) de forma a manter a mesma pressão de condensação, conforme figura 2.5. (STOECKER, 1985)

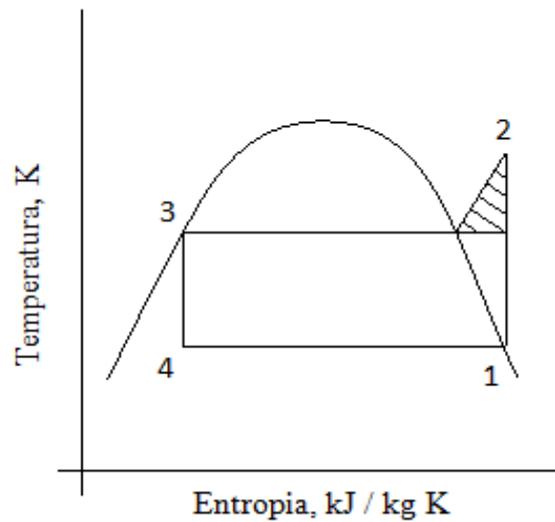


Figura 2. 5 – Modificação do Ciclo de Refrigeração de Carnot para Compressão Seca
 Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

O ciclo de CARNOT exige que a expansão seja feita através de uma turbina isoentrópica e que o trabalho resultante seja utilizado na compressão. O pequeno trabalho de expansão comparado com o de compressão, problemas de lubrificação devido ao escoamento bifásico, além do custo da turbina fazem com que nos ciclos reais substitua-se a turbina por uma válvula de expansão que provoque a queda de pressão necessária, cujo processo é a entalpia constante ou isoentálpico, conforme figura 2.6. (STOECKER, 1985)

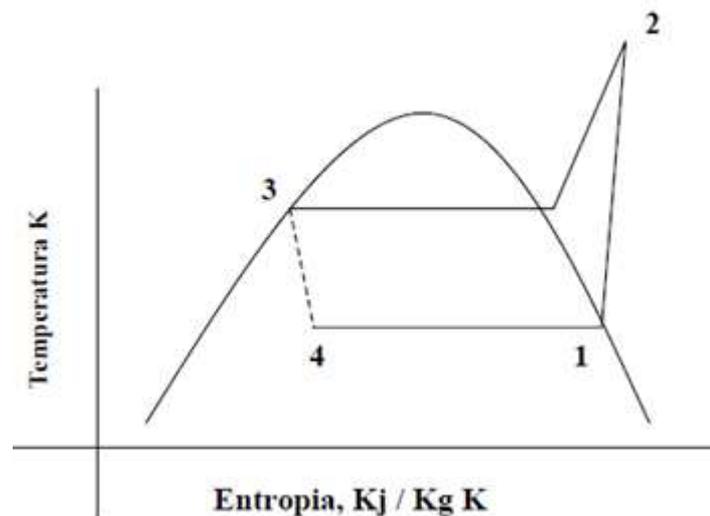


Figura 2. 6 – Ciclo Padrão de Compressão a Vapor
 Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

2.2.4 Ciclo Padrão de Compressão a Vapor

A figura 2.6 é a representação do ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor em um diagrama T-S. Os processos que constituem este ciclo são:

Processo 1-2 compressão adiabática reversível desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação;

Processo 2-3 rejeição de calor a pressão constante, com diminuição de temperatura e condensação do refrigerante até o estado de líquido saturado.

Processo 3-4 expansão irreversível a entalpia constante desde o estado líquido saturado até a pressão de evaporação;

Processo 4-1 ganho de calor a pressão constante com a evaporação do fluido refrigerante até o estado de vapor saturado. (STOECKER, 1985)

O diagrama pressão entalpia conforme figura 2.7 indica os parâmetros termodinâmicos importantes para o ciclo padrão de compressão que são: trabalho específico de compressão, calor rejeitado no condensador e o efeito frigorífico. A partir de tais parâmetros pode-se calcular o coeficiente de eficácia, a vazão volumétrica do refrigerante por quilowatt de refrigeração e a potência por quilowatt de refrigeração.

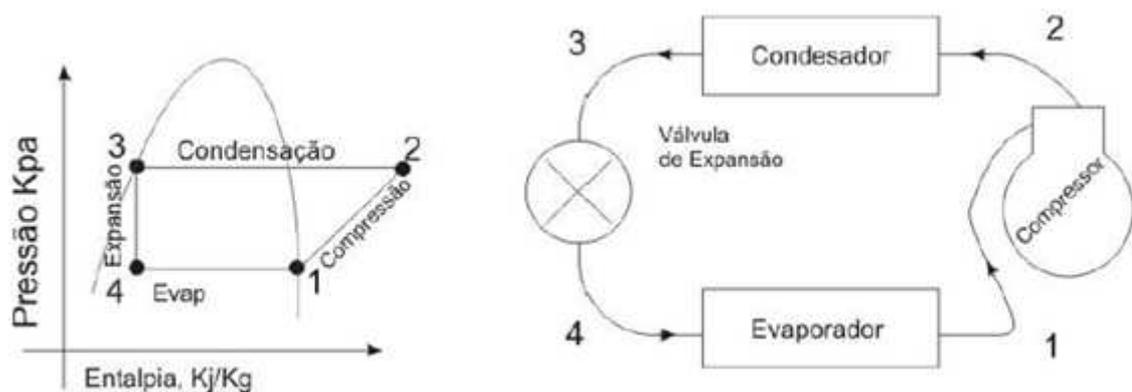


Figura 2. 7 – Diagrama Pressão – Entalpia do Ciclo Padrão de Compressão de Vapor

Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

Considerando o diagrama P-H e tomando como referência uma unidade de massa de refrigerante que circula pelo ciclo, pode-se calcular:

O trabalho específico de compressão:

$$W = h_1 - h_2 \text{ (negativo)} \quad (2.10)$$

O calor rejeitado no condensador:

$$q_{\text{cond}} = h_3 - h_2 \text{ (negativo)} \quad (2.11)$$

O efeito frigorífico do evaporador:

$$q_{\text{evap}} = h_1 - h_4 \quad (2.12)$$

Processo de expansão:

$$h_4 = h_3 \quad (2.13)$$

O coeficiente de eficácia:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.14)$$

2.2.5 Ciclo Real de Compressão a Vapor

As primeiras diferenças entre o ciclo real e o ciclo padrão estão nas perdas de cargas no evaporador e no condensador, no sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador e no superaquecimento do evaporador na aspiração do compressor.

Devido a perda de carga no condensador, ocorre um trabalho de compressão maior entre os estados 1 e 2 em relação ao ciclo padrão. O sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador é uma prática geral, garantindo que o fluido que entre na válvula de expansão seja líquido. O superaquecimento do vapor que deixa o evaporador evita que gotículas de líquidos entrem no compressor.

No ciclo real a compressão deixa de ser isoentrópica, ocorrendo irreversibilidades devido ao atrito e a troca de calor. A figura 2.8 mostra a comparação do ciclo padrão com o real.

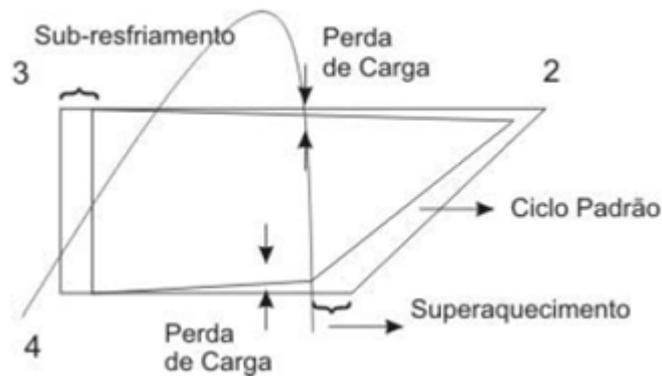


Figura 2. 8 – O Ciclo de Compressão a Vapor Real Comparado com o Padrão
 Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

2.3 Ciclo de Refrigeração

Como exposto anteriormente, neste ciclo, o fluido refrigerante na forma de vapor saturado ou superaquecido a baixa pressão entra no compressor. Após ser comprimido, o vapor entra no condensador com pressão elevada, ocorrendo à condensação do fluido refrigerante pela transferência de calor para a água de refrigeração ou para o meio. Agora na forma de líquido o refrigerante a alta pressão encaminha-se para a válvula de expansão, onde a sua pressão é reduzida durante o escoamento ocorrendo à evaporação instantânea de parte do líquido. A baixa pressão, o restante de líquido é vaporizado no evaporador. Isso ocorre pela transferência de calor do meio a ser refrigerado para o fluido. Após esta etapa o ciclo se inicia retornando o vapor para o compressor, conforme figura 2.9. (WYLEN, 1995)

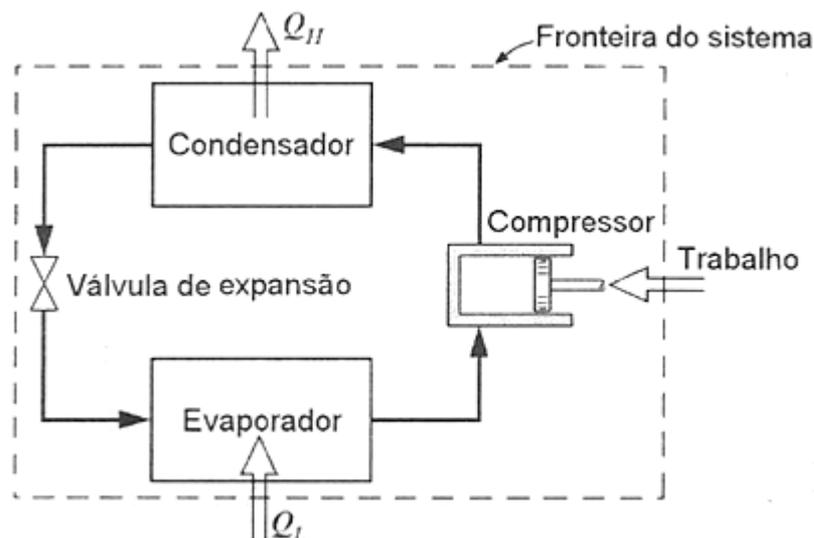


Figura 2. 9 – Ciclo de Refrigeração
 Fonte: Adaptado de (WYLEN, 1995)

2.3.1 Compressor

No ciclo de compressão a vapor, o compressor é o componente principal, sendo que, na indústria de refrigeração o compressor alternativo é o mais utilizado. Nesse tipo de compressor, um pistão ou embolo se desloca em movimento alternativo dentro de um cilindro. A entrada e saída do fluido refrigerante são comandadas por meio de válvulas localizadas na tampa do cilindro chamado de cabeçote ou em muitos casos no próprio pistão ou embolo. A transformação do movimento alternativa para o rotativo é feita pela transmissão do tipo biela-manivela.

Os compressores alternativos são classificados da seguinte forma:

- **De simples ou duplo efeito:** Nos compressores de simples efeito a compressão é efetuada apenas por um lado do êmbolo, de tal forma que há apenas uma compressão para cada rotação do eixo do compressor. Nos compressores de duplo efeito o cilindro dispõe de uma câmara de compressão em cada lado do pistão, de modo que são efetuadas duas compressões a cada rotação do eixo;
- **De um ou mais estágios:** O número de estágios se relaciona com o numero de sucessivas compressões sofridas pelo fluido que circula pelo compressor. Cada estágio de compressão é efetuado por um cilindro a parte. Assim, um compressor de dois estágios tem duas câmaras de compressão. O primeiro cilindro, de maior tamanho é de baixa pressão, enquanto o segundo, menor, é o cilindro de alta pressão;
- **De um ou mais cilindros:** Os compressores de êmbolo são classificados de acordo com o numero e a disposição dos cilindros, podendo ser verticais, horizontais, em V, em W ou em estrela;
- **De acordo com a faixa de pressão:** Baixa pressão: até 1 bar. Média pressão: até 10 bar. Alta pressão: acima de 10 bar;
- **Herméticos e abertos:** Nos compressores abertos o eixo do girabrequim atravessa a carcaça para ser acoplado ao eixo do motor. Nos compressores herméticos o motor e o compressor estão alojados numa mesma carcaça, o que evita vazamento como é o caso dos compressores de refrigeradores. Alguns compressores apresentam o cabeçote removível para manutenção das válvulas e êmbolos, sendo chamados de Semi-herméticos.

A capacidade frigorífica e sua potencia de acionamento são as características mais importantes de um compressor. (STOECKER, 1985)

A figura 2.10 mostra um exemplo de compressor semi-hermético do fabricante Bitzer.



Figura 2. 10 – Exemplo de Compressor Semi-hermético Alternativo
Fonte: Adaptado de (BITZER, 2012)

2.3.2 Condensador

O condensador recebe o fluido refrigerante superaquecido que sai do compressor e, através da troca de calor com outro fluido secundário (ar ou água), desuperaquece o fluido refrigerante e em seguida provoca a condensação do mesmo.

Os condensadores resfriados a ar se constituem de uma serpentina aletada sobre o qual o ar é soprado. O refrigerante condensa dentro dos tubos. Praticamente todas as unidades de pequeno porte utilizam condensadores resfriados a ar, sendo que em muitos casos o escoamento do ar é feito por convecção natural.

Nos condensadores resfriados a ar, a temperatura de condensação é determinada pela temperatura de bulbo seco do ar (função da temperatura ambiente). A capacidade de retirar calor utilizando ar como fluido de resfriamento é menor do que quando se usa um líquido, daí sua maior aplicação em unidades de menor potência, pode-se citar como exemplo em refrigeradores de baixa capacidade de refrigeração.

A energia absorvida no evaporador mais a energia recebida pelo compressor necessitam ser rejeitadas no condensador, sendo a taxa de transferência de calor uma função da capacidade de refrigeração e das temperaturas de evaporação e condensação. (STOECKER, 1985)

A figura 2.11 mostra um exemplo de condensador resfriado a ar do fabricante Elgin.



Figura 2. 11 – Exemplo de Condensador Resfriado a Ar
Fonte: Adaptado de (ELGIN, 2012)

2.3.3 Evaporador

No sistema frigorífico, o evaporador é o trocador de calor que transfere o calor do ambiente que se quer resfriar para o fluido refrigerante em ebulição. Normalmente parte do fluido refrigerante muda de fase nos tubos e refrigera o fluido que passa por fora deles, sendo denominados de evaporadores de expansão direta. Usualmente o evaporador é utilizado para resfriar ar, conforme figura 2.12, que mostra um exemplo do fabricante Flexcold ou para resfriar líquido, conforme figura 2.13, que mostra um exemplo do fabricante Apema. Utiliza-se uma válvula de expansão termostática para regular a vazão de líquido nos evaporadores de expansão direta, para que o vapor que deixe o evaporador esteja superaquecido.

O evaporador de líquido tipo tubo carcaça onde o refrigerante passa pelos tubos, funciona como um evaporar seco, com válvula de expansão controlada através de um sensor termostático, o fluido líquido a ser resfriado passa pelo lado da carcaça. (STOECKER, 1985)



Figura 2. 12 – Exemplo de Evaporador Resfriador de Ar
Fonte: Adaptado de (FLEXCOLD, 2012)



Figura 2. 13 – Exemplo de Evaporador Resfriador de Líquido
Fonte: Adaptado de (APEMA, 2012)

2.3.4 Dispositivo de Expansão

O dispositivo de expansão apresenta como finalidade reduzir a pressão do refrigerante líquido e controlar o fluxo de refrigerante que entra no evaporador.

A válvula de expansão termostática controlada por superaquecimento é o tipo mais utilizado em instalações de tamanho médio. Ela é construída para manter um grau constante de superaquecimento na saída do evaporador, regulando a vazão de refrigerante líquido em função da taxa de evaporação.

Um bulbo remoto cheio com fluido refrigerante igual ao da instalação é colocado em contato térmico com a linha de sucção no final do evaporador assumindo a temperatura do refrigerante que passa por este ponto, tendo a função de controlar a abertura e fechamento da válvula.

A pressão do fluido do bulbo age sobre a parte superior da válvula e a pressão do evaporador sobre a parte inferior, existindo uma mola mantendo a válvula fechada. Enquanto a força na parte superior não supera a ação da mola mais a pressão do evaporador a válvula mantém-se fechada. Portanto, para a abertura da válvula a temperatura do fluido do bulbo deve estar acima da temperatura de saturação do evaporador, ou seja, o gás de aspiração deve estar superaquecido, conforme figura 2.14. (STOECKER, 1985)

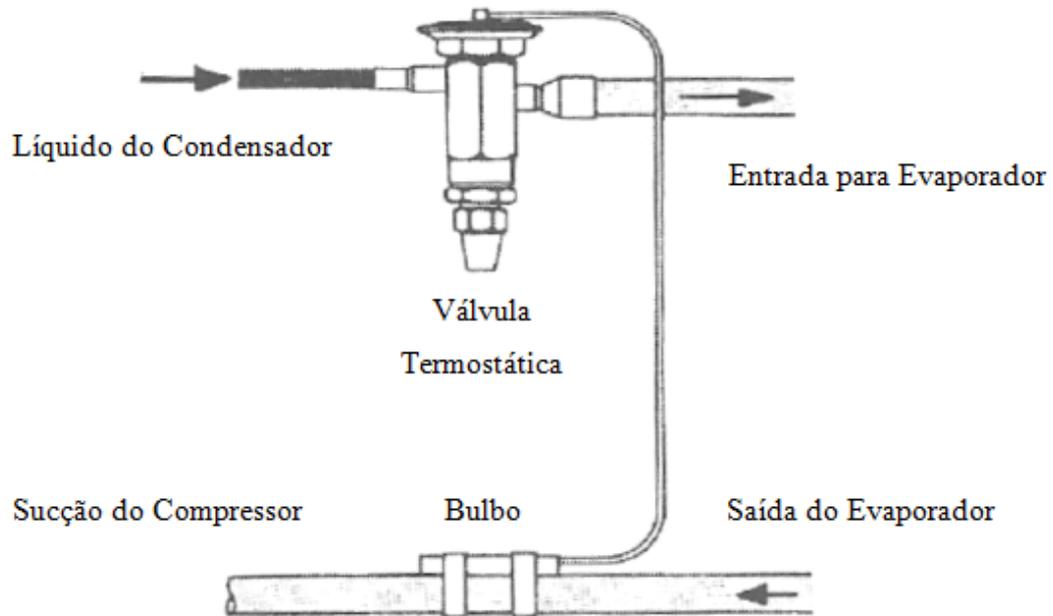


Figura 2. 14 – Exemplo de instalação de uma Válvula de Expansão Termostática por Superaquecimento
 Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

2.3.5 Refrigerante

O tipo de refrigerante a ser utilizado nos ciclos frigoríficos é selecionado visando obter máxima economia e segurança. A escolha do refrigerante mais adequado é feita levando-se em conta as seguintes exigências: exigências térmicas, exigências químicas, segurança e econômica.

Exigências Térmicas:

- As pressões de saturação correspondentes à temperatura de evaporação e condensação devem se respectivamente: não inferior à pressão atmosférica; e não muito alta;
- Deve possuir um grande peso específico quando vapor;
- Deve possuir propriedades favoráveis à transferência de calor na evaporação e condensação;
- A temperatura de descarga do compressor não deve ser alta, para possibilitar uma lubrificação segura.

Exigências Químicas:

- Não deve atacar os materiais de construção e o óleo;
- Deve ser estável nas condições que podem ocorrer durante o ciclo sem perigo de decomposição;

- Neutro em relação à água.

Segurança:

- Não deve ser explosivo, nem inflamável;
- Não deve ser tóxico ou alérgico ao homem.

Economia:

- Deve ser disponível no mercado e a baixo custo.

Os halogenados (Freons) são empregados de maneira geral em equipamentos de pequeno porte. No caso de vazamento não são perigosos, pois são inertes aos humanos e ao alimento. Não são reativos com o cobre.

O refrigerante mais usado é o R-22, sendo utilizado atualmente por não provocar danos na camada de Ozônio (O₃) quando ocorre vazamento. As propriedades termodinâmicas são encontradas em tabelas e gráficos da literatura termodinâmica. (STOECKER, 1985)

2.4 Análise do Sistema de Compressão de Vapor

2.4.1 Pontos de Equilíbrio

Os componentes de um sistema de compressão de vapor nunca trabalham isoladamente, mas são interligados de forma que o seu comportamento sejam interdependentes.

Tradicionalmente o método de análise dos sistemas é a determinação dos pontos de equilíbrio, em que, são expostos na forma de gráfico os comportamentos individuais de dois componentes interligados em função das mesmas variáveis. A interseção destas curvas no gráfico indicará o ponto de operação que o sistema composto pelos dois equipamentos atende aos pré-requisitos de cada componente. (STOECKER, 1985)

2.4.2 Análise do Compressor

A figura 2.15 mostra o gráfico proveniente do catálogo do fabricante York de um determinado compressor. A capacidade de refrigeração é apresentada nas curvas mais altas do gráfico, no entanto, o compressor não tem nele mesmo a capacidade de refrigeração e sim de disponibilizar ao evaporador uma vazão de refrigerante comprimido para esta capacidade.

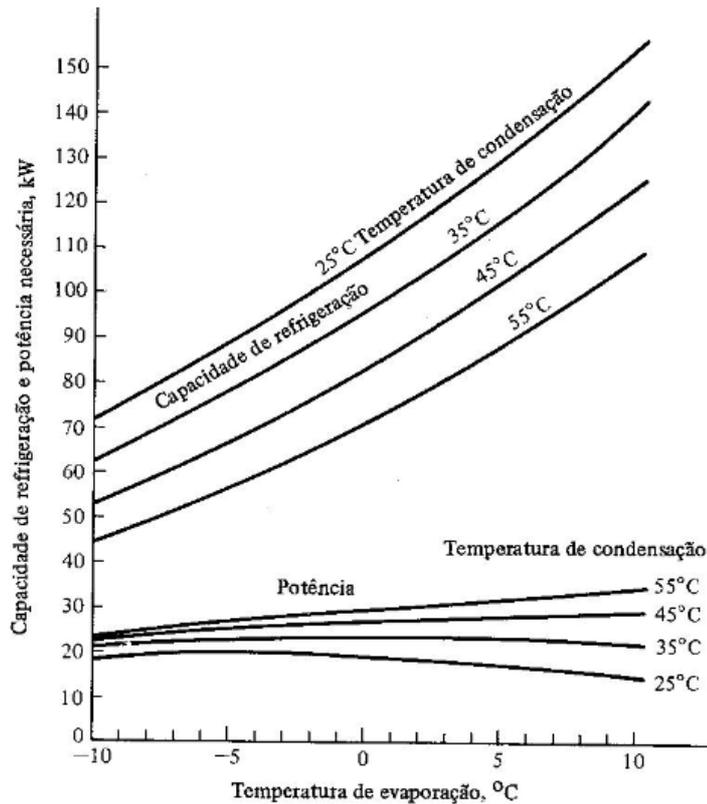


Figura 2. 15 – Capacidade de Refrigeração e Potência Necessária para um Compressor Hermético
 Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

Pode-se verificar que o aumento na temperatura de evaporação ou um decréscimo na temperatura de condensação provoca um aumento na capacidade de refrigeração.

A potência necessária ao compressor pode ser vista nas curvas da parte inferior do gráfico da figura 2.15.

Alguns catálogos fornecem também outra unidade de interesse, a taxa de rejeição de calor no condensador. Normalmente ela é disposta como a soma da capacidade de refrigeração com a potência necessária ao compressor nas mesmas condições de temperaturas de condensação e evaporação, sendo:

$$q_c = q_e + P \quad (2.15)$$

onde, q_c é a taxa de rejeição de calor no condensador em kW. A figura 2.16 mostra a aplicação desta unidade para o mesmo compressor da figura 2.15.

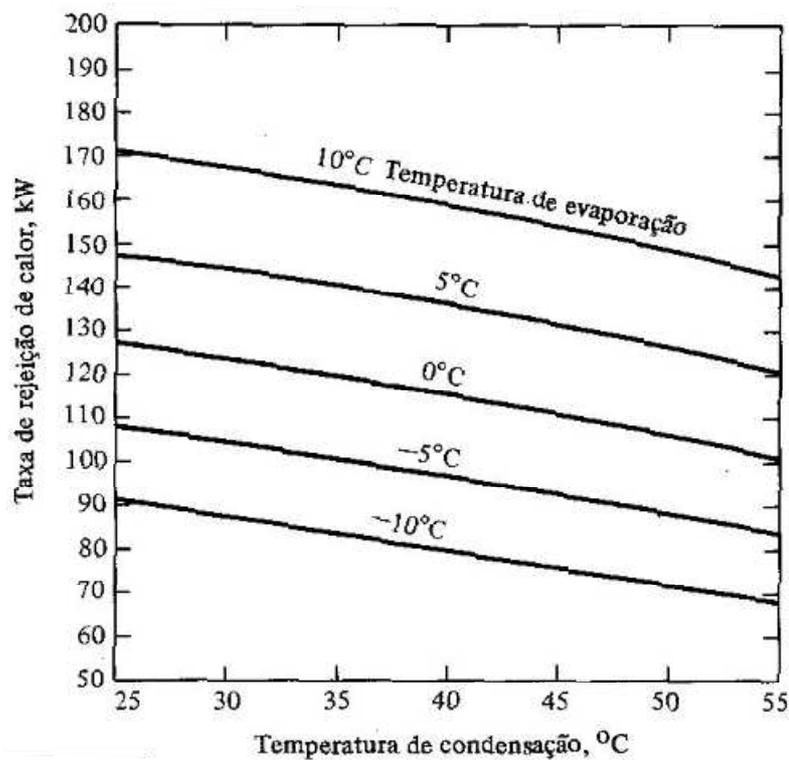


Figura 2. 16 – Taxa de Rejeição de Calor para um Compressor Hermético

Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

2.4.3 Análise do Condensador

O condensador pode ter sua representação complexa, visto que, o vapor entra no condensador superaquecido e após o início do processo de condensação varia a fração de vapor e líquido ao longo do equipamento. Em engenharia, é disponível uma representação satisfatória para um condensador resfriado a ar, isto se admitindo que seja constante a efetividade do trocador de calor, sendo:

$$q_c = F(tc - t_{amb}) \quad (2.16)$$

onde, F = capacidade por diferença unitária de temperatura, kW/K;

t_{amb} = temperatura ambiente, °C.

A partir de um determinado catalogo do fabricante Bohn, a figura 2.17, mostra o comportamento de certo condensador resfriado a ar com valor de F igual a 9,39 kW/K.

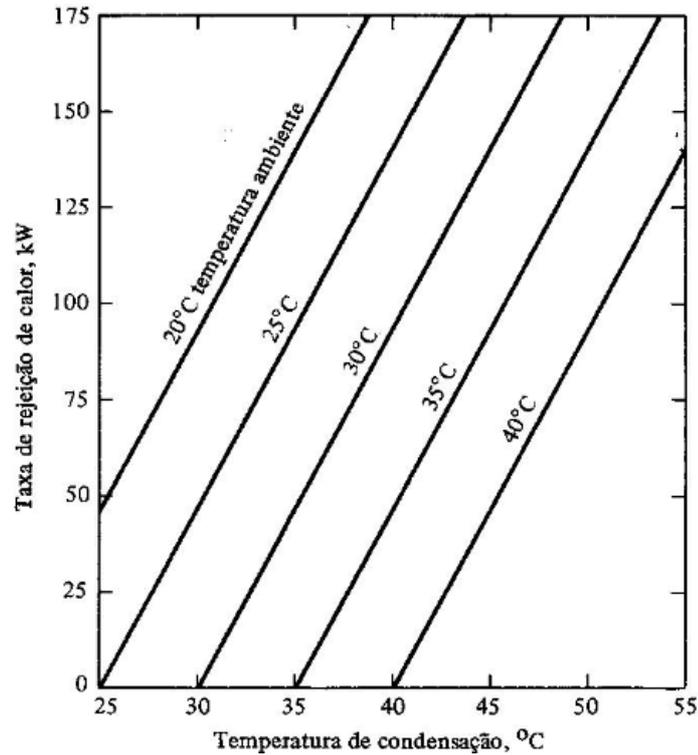


Figura 2.17 – Comportamento de um Condensador Resfriado a Ar
 Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

2.4.4 Análise da Unidade de Condensação

A unidade de condensação da figura 2.18 é o primeiro subsistema, composto do compressor e condensador. Esta recebe vapor a baixa pressão, comprime a uma pressão mais alta, condensa o refrigerante e fornece líquido a alta pressão para o sistema de expansão.

O comportamento de uma unidade de condensação é afetado diretamente pela variação da temperatura de evaporação e, conseqüentemente pela pressão de sucção do vapor transportado do evaporador.

A capacidade de bombeamento e, portanto a capacidade de refrigeração se altera quando te varia, resultando em uma alteração da temperatura de condensação.

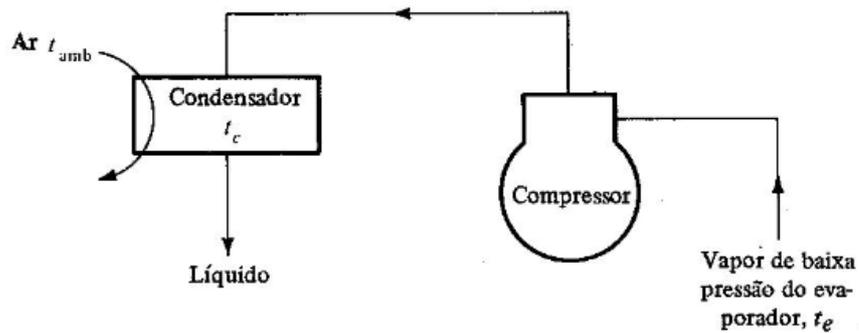


Figura 2.18 – Unidade de Condensação

Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

A figura 2.19 que é a superposição das figuras 2.16 e 2.17 mostra os pontos de equilíbrio para um dado conjunto compressor/condensador, onde a taxa de rejeição de calor e temperatura de condensação são compatíveis para uma temperatura ambiente de 35°C.

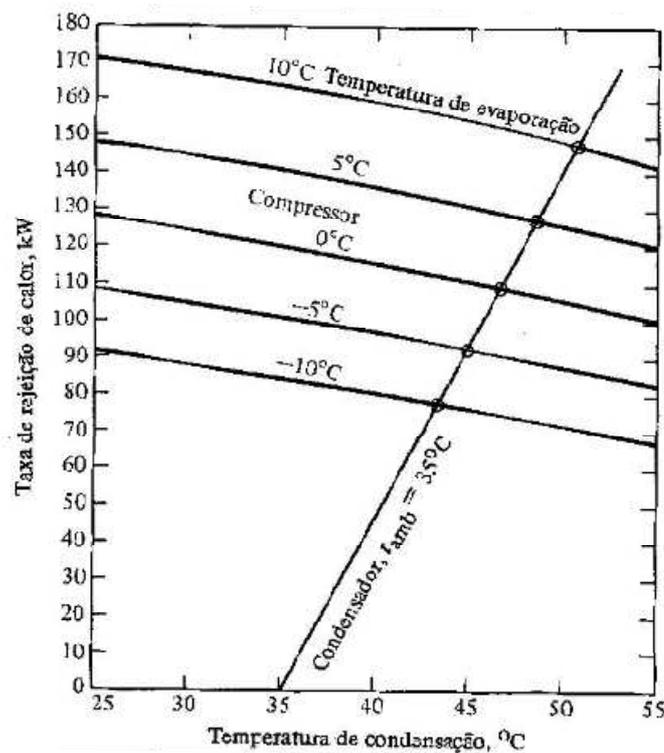


Figura 2.19 – Pontos de Equilíbrio do Compressor e Condensador (Unidade de Condensação)

Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

Com a combinação das figuras 2.15 e 2.19 pode-se obter a capacidade de refrigeração para diferentes temperaturas de evaporação para as unidades de condensação, como mostrada na figura 2.20. (STOECKER, 1985)

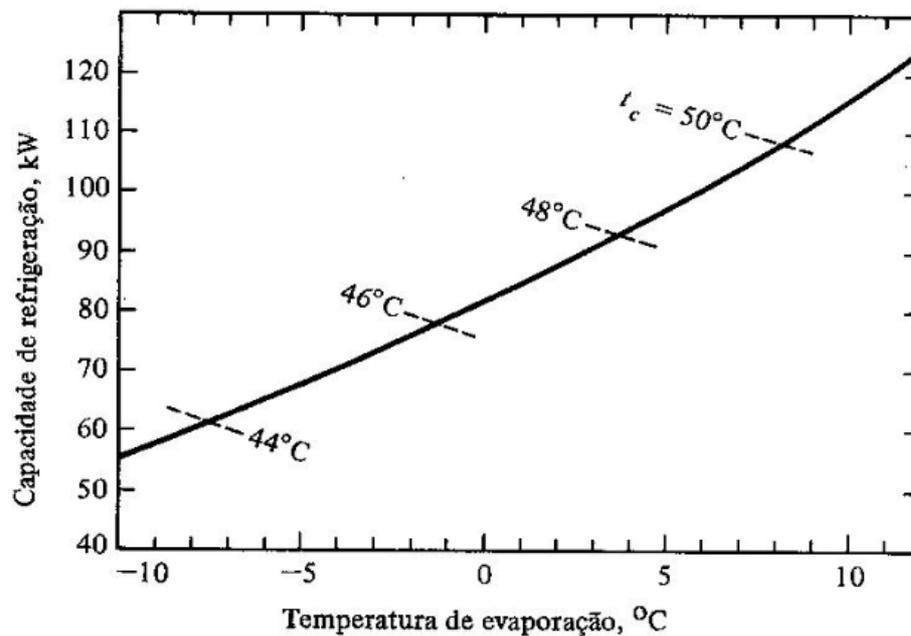


Figura 2. 20 – Comportamento de uma Unidade de Condensação (Compressor e Condensador)

Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

Aparentemente o aumento da capacidade de refrigeração é dado pelo aumento da temperatura de evaporação, no entanto, este se dá em função do progressivo aumento da temperatura de condensação.

2.4.5 Análise do Evaporador

O evaporador sofre a influência dos coeficientes de transferência de calor por convecção, no entanto, estamos interessados no comportamento global do equipamento para a simulação do sistema, e uma das maneiras de se demonstrar isto é através da forma gráfica.

A figura 2.21 apresenta algumas observações no comportamento de um evaporador resfriador de água do fabricante Dunham-Bush.

- capacidade de refrigeração aumenta com a redução da temperatura de evaporação;
- capacidade de refrigeração aumenta com o aumento na temperatura da água de alimentação;
- capacidade de refrigeração diminui reduzindo a vazão de alimentação a uma dada temperatura de entrada fixa.

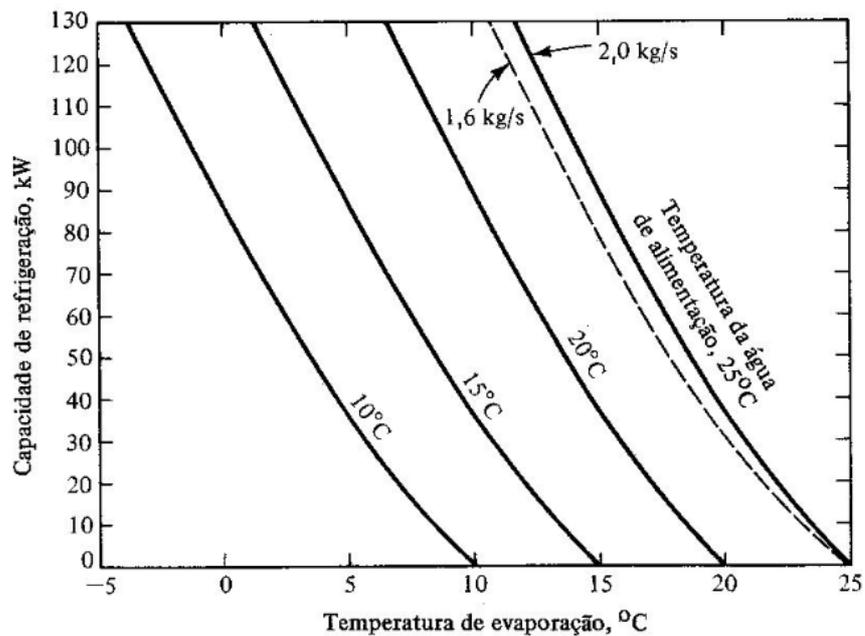


Figura 2. 21 – Capacidade de Refrigeração de um Resfriador de Água
 Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

2.4.6 Análise do Sistema Completo

Composto pelo compressor, condensador e evaporador, o sistema completo pode ter seu comportamento analisado pela figura 2.22, sendo a superposição da figura 2.20 para a unidade de condensação (compressor e condensador) na figura 2.21 para o evaporador.

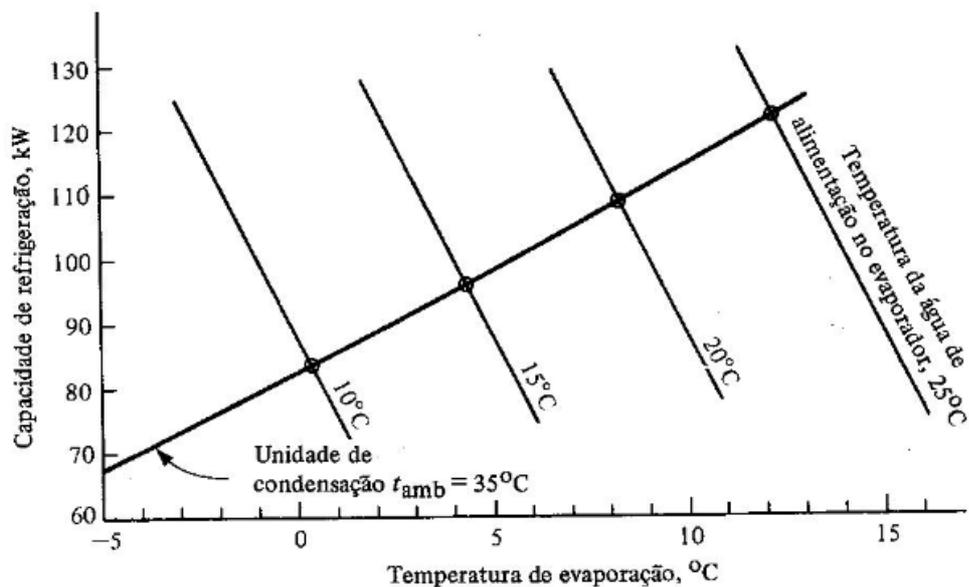


Figura 2. 22 – Pontos de Equilíbrio da Unidade de Condensação e Evaporador
 Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

A figura 2.22 indica para várias temperaturas de entrada de água de alimentação no evaporador o ponto de equilíbrio do sistema completo.

A tabela 2.3 mostra os resultados da simulação do sistema completo de compressão de vapor para várias temperaturas de água a ser resfriada, sendo a temperatura ambiente 35°C.

Tabela 2.3 – Resultados da simulação do Sistema Completo de Compressão a Vapor para várias Temperaturas de Água a ser Resfriada
Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

twe, °C	te, °C	tc, °C	qe, kW	P, kW	qc, kW
25	12,1	51,7	123,3	33,4	156,7
20	8,2	50,0	109,0	31,6	140,6
15	4,3	48,4	95,6	29,8	125,4
10	0,4	46,8	83,1	28,0	111,1

Analisando a tabela 2.3, observa-se:

- quando ocorre uma redução de 5°C na água de alimentação, a temperatura de evaporação também diminui, só que numa proporção menor;
- com a redução da temperatura de evaporação, a capacidade de refrigeração diminui, pois o compressor tem sua capacidade de bombeamento reduzida;
- no decréscimo da capacidade de refrigeração, ocorre a diminuição da taxa de rejeição de calor no condensador e com isso, a temperatura de condensação reduz para uma temperatura ambiente constante.
- a potência necessária ao compressor é maior quanto maior for à temperatura da água de alimentação.

2.4.7 Análise do Sistema Expansão

A simulação do sistema completo composto por compressor, condensador e evaporador só será verdadeiro se o sistema de expansão for capaz de regular a vazão de refrigerante no evaporador. A vazão deve ser suficiente para que toda a superfície de troca de calor do lado do refrigerante fique em contato com a fase líquida do refrigerante.

Mesmo dentro de uma grande faixa de pressões de condensação e evaporação, a válvula de expansão por superaquecimento permite que a maior parte da superfície de evaporação esteja em contato com a fase líquida do refrigerante.

Na ocorrência de um evaporador subalimentado, o coeficiente global de transferência de calor do evaporador diminui, deslocando o ponto de equilíbrio para uma capacidade de refrigeração e temperatura de evaporação reduzidas, conforme figura 2.23.

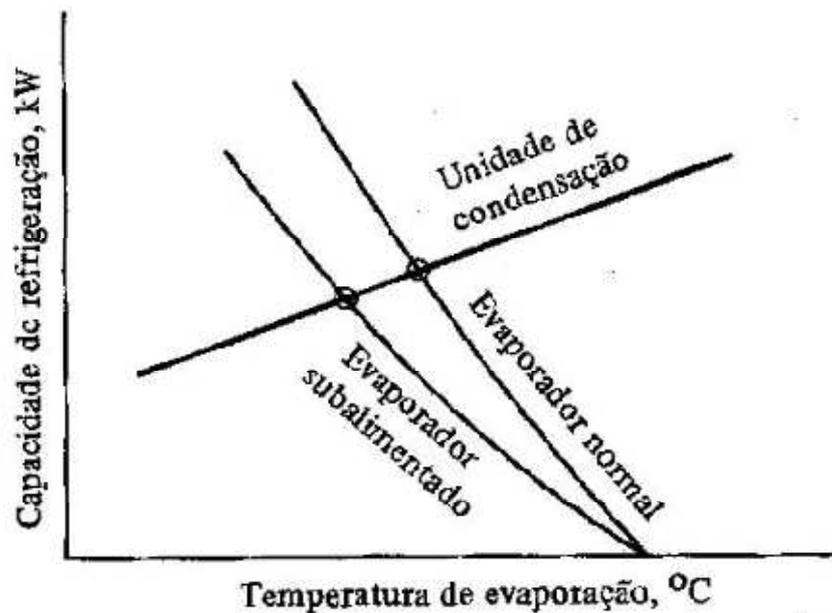


Figura 2. 23 – Exemplo de Fornecimento Insuficiente de Refrigerante no Evaporador
Fonte: Adaptado de (STOECKER, 1985)

Algumas condições que podem resultar em uma subalimentação do evaporador são:

- válvula de expansão muito pequena;
- mistura de vapor e líquido na alimentação da válvula de expansão;
- diferença de pressão provocada pela válvula de expansão muito pequena.

2.5 Geração e Utilização do Gelo

O gelo é produzido através da solidificação da água. Uma máquina fabricadora de gelo normalmente se utiliza de um sistema de refrigeração a vapor. As diferenças na fabricação são em função do princípio e forma construtiva da máquina, podendo ser para gelo em escamas, cubos, barras, etc., dependendo da sua utilização.

2.5.1 Máquinas de Fabricação de Gelo

A figura 2.24, mostra um exemplo de máquina fabricadora de gelo em escamas do fabricante Mebrafe.



Figura 2. 24 – Exemplo de Máquina Fabricadora de Gelo em Escamas

Fonte: Adaptado de (MEBRAFE, 2012)

Nesta forma construtiva, o fabricante de gelo em escamas é um cilindro fixo vertical com dupla parede isolada exteriormente (1). A água é conduzida até a parte superior (2) por uma bomba (3), que escoar de maneira contínua pela parede interna (4). O fluido refrigerante evapora dentro da camisa (5), congelando a água, e seu excedente é enviado por um defletor (6) para o tanque de recuperação (7). O eixo central (8), acionado por um motorreductor (9), tem um suporte dotado de fresa com navalhas helicoidais (10) que, girando sobre si mesma, desprende o gelo e o deixa cair pela parte inferior do cilindro, com secadores de borracha que giram junto ao quebrador, permitindo, assim, a obtenção de um gelo seco.

Este equipamento é composto de um sistema de refrigeração contendo: condensador de ar forçado, compressor do tipo semi-hermético, válvula de expansão termostática e acessórios, conforme figura 2.25. (MEBRAFE, 2012)



Figura 2. 25 – Exemplo de Sistema de Refrigeração para Máquina Fabricadora de Gelo em Escamas
Fonte: Adaptado de (MEBRAFE, 2012)

O evaporador é substituído neste sistema pela máquina fabricadora de gelo, conforme representação da figura 2.26.

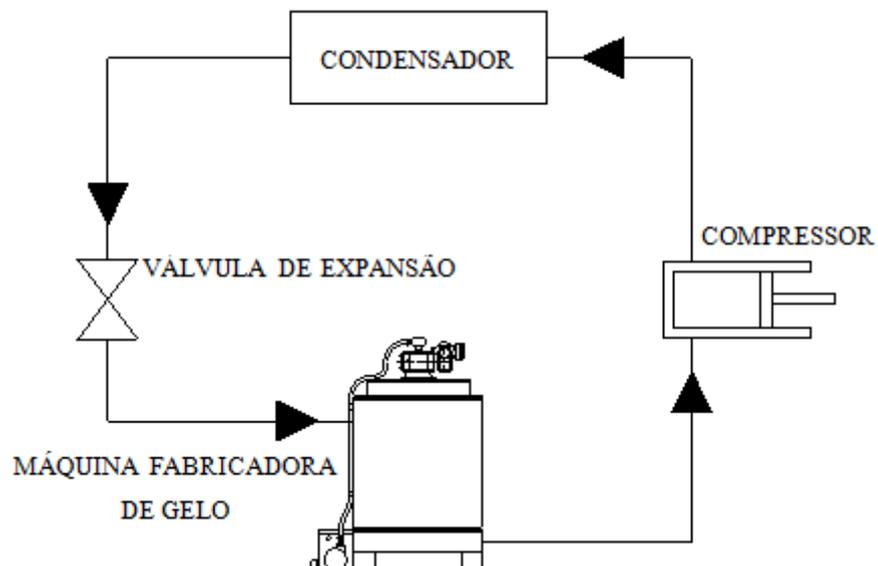


Figura 2. 26 – Ciclo de Refrigeração substituindo o Evaporador pela Máquina Fabricadora de Gelo
Fonte: Adaptado de (MEBRAFE, 2012)

2.5.2 Aplicações do Gelo

Atualmente o gelo pode ser empregado em diversos segmentos, como:

- conservação de produtos alimentícios e bebidas;
- indústria alimentícia;
- indústria da pesca;
- indústria química;
- centros de fisioterapia;
- construção civil, etc.

2.5.3 O gelo na fabricação de biscoitos

O processo de fabricação de biscoito tem seu início na etapa de preparação de massa. Nesta etapa todos os ingredientes são adicionados obedecendo à ordem de adição, bem como, parâmetros de processo estabelecidos (tempo de batimento, temperatura, tempo de fermentação, etc.).

As massas preparadas para a fabricação de biscoito possuem uma característica de viscosidade e elasticidade obtidas através da utilização de farinha de trigo. Para cada tipo de biscoito (semi-doces, recheados, amanteigados, cream cracker, etc.) se tem uma elasticidade muito particular para que possa além de facilitar as etapas seguintes de produção, promover textura adequada ao produto.

A viscosidade e elasticidade das massas se dão a partir da formação do glúten da farinha de trigo. Para que o glúten se forme são necessários três fatores:

- Hidratação, a partir da adição de água;
- Trabalho mecânico, a partir do batimento da massa;
- Temperatura, a partir dos ingredientes e processo.

Para que a viscosidade e elasticidade da massa estejam em níveis aceitáveis para o processo é necessário que as variáveis (hidratação, trabalho mecânico e temperatura) sejam controladas. (ARCOR, 2012)

Temperatura da massa:

Com o aumento da temperatura da massa, associado às demais variáveis de processo (batimento e quantidade de água), obtém-se maior formação da rede, resultando em uma massa de maior elasticidade. As principais fontes de temperatura em processo de preparação

de massa sofrem influencia da temperatura ambiente e estão apresentadas conforme figura 2.27, em um exemplo de equipamento de batimento de massa de biscoitos.

- Temperatura das matérias primas;
- Aquecimento da massa durante o processo de batimento.



Figura 2. 27 – Fontes de Temperatura em um Processo de Batimento de Massa para Biscoitos
 Fonte: Adaptado de (ARCOR, 2012)

Para que se tenha uma consistência (elasticidade) desejada da massa é necessário que se faça o controle de temperatura do sistema (entenda-se sistema como sendo equipamento e matéria prima), uma vez que a massa obtida é o resultado de todas as variáveis que compõe este processo. Baseado nesta necessidade tem-se o controle de temperatura final da massa em dois ajustes de processo:

- Utilização de batedeiras com camisa de refrigeração, fazendo troca térmica entre água industrial refrigerada e a parede da cuba da batedeira (lado externo), conforme exemplificado em figura 2.28.



Figura 2. 28 – Exemplo de Batedeira com Camisa de Refrigeração
 Fonte: Adaptado de (ARCOR, 2012)

- Utilização de parte da água do processo na forma de gelo em escamas, ocorrendo à troca térmica entre o gelo e as demais matérias primas adicionada na batedeira, conforme exemplificado em figura 2.29.

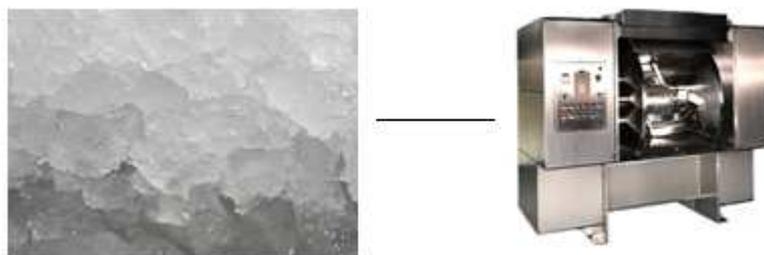


Figura 2. 29 – Utilização de Gelo como parte da Água no Processo de Batimento da Massa de Biscoito
Fonte: Adaptado de (ARCOR, 2012)

O gelo utilizado na preparação de massa passa por dois momentos, ou seja, duas funções diferentes. A primeira, com sua adição, o gelo contribui para a redução da temperatura das matérias primas e isto faz com que ele mude seu estado físico, passando de sólido para líquido. Em segundo lugar, uma vez estando líquido, contribui para o processo de hidratação da massa.

Quantidade utilizada:

A quantidade de gelo utilizada apresenta variação em função, principalmente, da temperatura ambiente. Outros fatores como consumo total de água gelada na Planta e eficiência do sistema de refrigeração da camisa das batedeiras apresentam influência neste consumo.

Em linhas gerais as massas de biscoitos moldados necessitam de temperatura final compreendida entre 27 a 29°C. Em situações de temperatura ambiente elevada a temperatura da massa pode atingir 35°C. Nesta situação os ajustes da temperatura utilizando a adição de gelo se apresentam conforme a tabela 2.4. (ARCOR, 2012)

Tabela 2. 4 – Estimativa de Consumo para Massa de Biscoito Moldado a Temperatura Ambiente Elevada
Fonte: Adaptado de (ARCOR, 2012)

	Pontos/hora	Qt/ponto	kg gelo/hora
Linha 1	4	6,0	24,0
Linha 3	4	6,0	24,0
Linha 5	3	7,0	21,0
		total/hora	69,0

3 METODOLOGIA

O estudo apresentado será usado de base para o dimensionamento de um sistema de refrigeração para uma máquina fabricadora de gelo de um determinado fornecedor, afim de, atender as necessidades de utilização de gelo em escamas no processo de produção de biscoitos da empresa Arcor.

3.1 Capacidade da Máquina Fabricadora de Gelo

A capacidade de fabricação de gelo da máquina deve atender a estimativa de consumo de gelo, conforme a tabela 2.4, sendo de 69 kg de gelo a cada hora de produção.

Admitindo-se que a massa de água a 25°C será resfriada isobaricamente na pressão de 1 atm até a sua solidificação a 0°C, posteriormente atingindo a temperatura de -5°C, com calor específico constante para este intervalo de temperatura para água/gelo, a quantidade de energia Q necessária é a soma de:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

onde,

Q_1 é a energia necessária para diminuir a temperatura de 69 kg de água de 25°C para 0°C.

$$Q_1 = m \cdot c \cdot \Delta t = (69 \text{ kg}) \cdot \left(4,184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right) \cdot (25 \text{ K})$$

$$Q_1 = 7.217,40 \text{ kJ}$$

Q_2 é a energia necessária para solidificar 69 kg de água a 0°C em gelo 0°C.

$$Q_2 = m \cdot L_f = (69 \text{ kg}) \left(333,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$Q_2 = 23.011,50 \text{ kJ}$$

Q_3 é a energia necessária para diminuir a temperatura de 69 kg de gelo de 0°C para -5°C.

$$Q_3 = m \cdot c \cdot \Delta t = (69 \text{ kg}) \cdot \left(4,184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) \cdot (5 \text{ K})$$

$$Q_3 = 1.443,48 \text{ kJ}$$

portanto, a máquina fabricadora de gelo deverá ter a capacidade de refrigeração de no mínimo:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q = 7.217,40 \text{ kJ} + 23.011,50 \text{ kJ} + 1.443,48 \text{ kJ}$$

$$Q = \mathbf{31.672,38 \text{ kJ}}$$

$$Q = \frac{31.672,38}{3.600} = \mathbf{8,797 \text{ kW} \cdot \text{h}}$$

3.2 Escolha da Máquina Fabricadora de Gelo

Após pesquisa, o fornecedor Mebrafe apresentou uma máquina fabricadora de gelo em escamas modelo FHEV-1,5 com capacidade de produção de 1800 kg/24 h, ou seja, 75 kg/h, exemplificada na figura 2.24 do capítulo 2.5.1. Para essa quantidade de massa a capacidade de refrigeração da máquina será de:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q = 7.845,00 \text{ kJ} + 25.012,50 \text{ kJ} + 1.569,00 \text{ kJ}$$

$$Q = \mathbf{34.426,50 \text{ kJ}}$$

$$Q = \frac{34.426,50}{3.600} = \mathbf{9,563 \text{ kW} \cdot \text{h}}$$

De acordo com o fornecedor, a máquina foi dimensionada com as seguintes características:

- Capacidade de refrigeração: 10 kW;
- Produção: 1800 kg/24 h;
- Temperatura da água de alimentação: 25°C;
- Temperatura ambiente: 30°C;
- Fluido refrigerante: R22;

- Pressão de operação: 1,5 a 2,0 bar;
- Temperatura de evaporação: - 20°C;
- Temperatura de sucção: 20°C;

A figura 3.1, mostra a representação gráfica da capacidade de refrigeração da máquina fabricante de gelo descrita anteriormente.

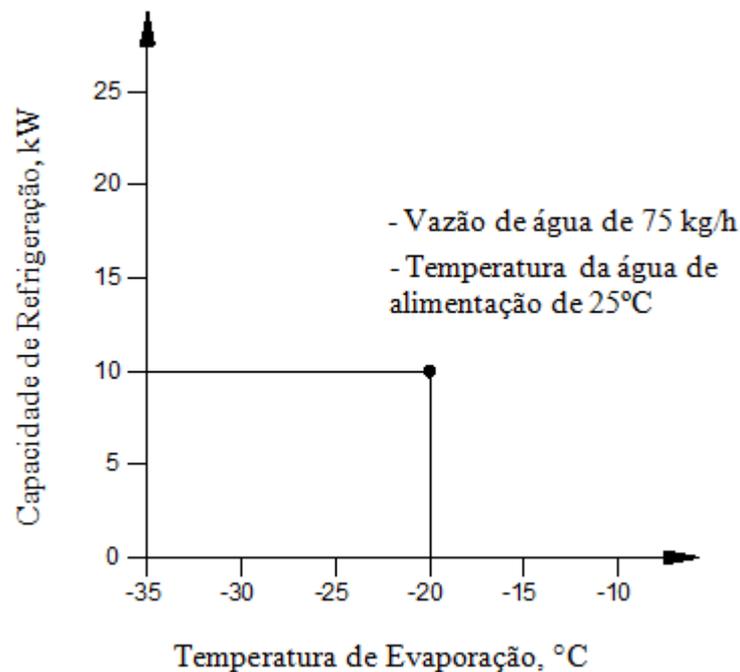


Figura 3. 1 – Capacidade de Refrigeração da Máquina Fabricadora de Gelo
 Fonte: Adaptado de (MEBRAFE, 2012)

3.3 Escolha do Compressor

Tendo definida a máquina para fabricação de gelo, foi realizada pesquisa para escolha de qual compressor a ser utilizado.

O fabricante Bitzer dispõe de diversos modelos de compressores, sendo proposto a utilização do modelo 4DC-5.2, sendo um compressor semi-hermético com 4 cilindros de duplo efeito para média pressão.

A tabela 3.1 mostra as informações do catálogo do fabricante como, temperatura de condensação, temperatura de evaporação, capacidade de refrigeração e potência consumida para o compressor modelo 4DC-5.2, visto na figura 2.10.

Tabela 3.1 – Dados Técnicos do Compressor modelo 4DC-5.2 do fabricante Bitzer
 Fonte: Adaptado de (BITZER, 2012)

MODELO	tc: Temperatura Condensação, °C	Q: Capacidade de Refrigeração, kW	te: Temperatura de evaporação, °C				
		P: Potência Consumida, kW	-10	-15	-20	-25	-30
4DC-5.2	30	Q	18,80	15,11	12,41	9,77	7,54
		P	5,43	5,07	4,73	4,36	3,94
	40	Q	16,37	13,01	10,64	8,29	6,29
		P	6,19	5,66	5,24	4,72	4,20
	50	Q	13,92	10,87	8,77	6,71	4,96
		P	6,70	6,13	5,63	5,10	4,60

A figura 3.2, mostra os dados da tabela 3.1 representados em forma de gráfico, afim de, posteriormente ser utilizada para definição dos pontos de equilíbrio do sistema.

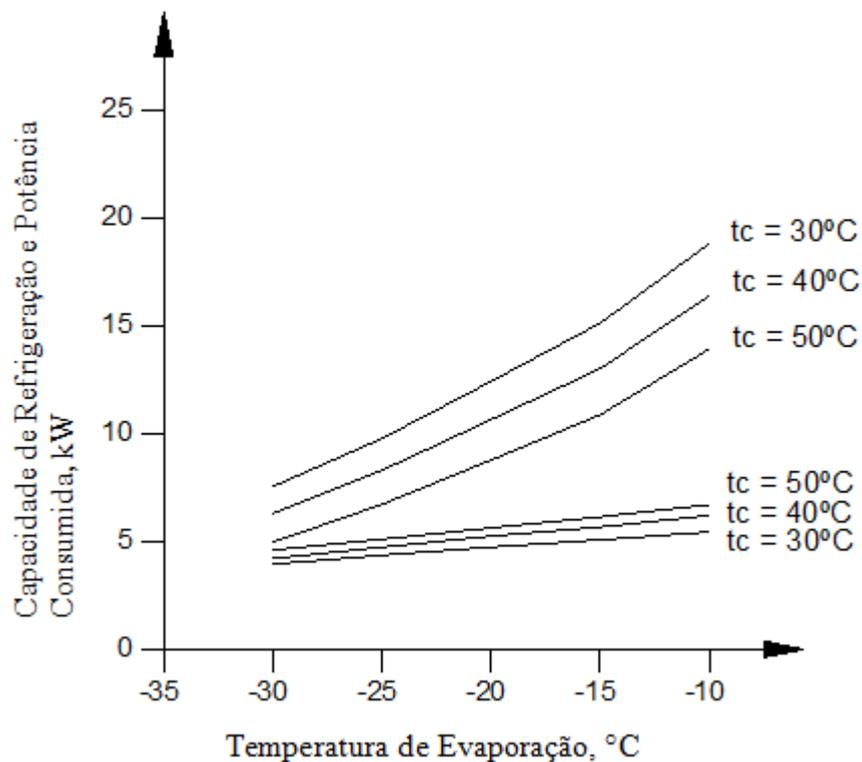


Figura 3.2 – Capacidade de Refrigeração e Potência Consumida para o Compressor modelo 4DC-5.2 do fabricante Bitzer
 Fonte: Adaptado de (BITZER, 2012)

Utilizando-se da fórmula 2.15, podemos definir a “taxa de rejeição de calor”, no condensador. A tabela 3.2 mostra os resultados, sendo apresentada como a soma da capacidade de refrigeração e potência consumida.

Tabela 3. 2 – Resultados para a Taxa de Rejeição de Calor no Condensador para o Compressor modelo 4DC-5.2 do fabricante Bitzer

Fonte: Adaptado de (BITZER, 2012)

MODELO	tc: Temperatura Condensação, °C	Q: Capacidade de Refrigeração, kW	te: Temperatura de evaporação, °C				
		P: Potência Consumida, kW	-10	-15	-20	-25	-30
4DC-5.2	30	q _c = Q + P	24,23	20,18	17,14	14,13	11,48
	40		22,57	18,67	15,88	13,01	10,49
	50		20,61	17,00	14,40	11,81	9,57

A figura 3.3, mostra os dados da tabela 3.2 representados em forma de gráfico.

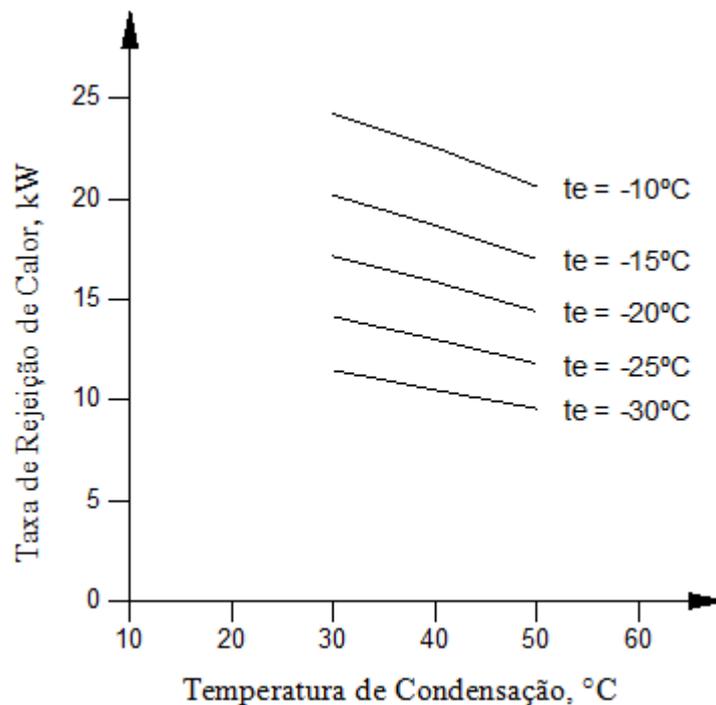


Figura 3. 3 – Taxa de Rejeição de Calor no Condensador para o Compressor modelo 4DC-5.2 do fabricante Bitzer

Fonte: Adaptado de (BITZER, 2012)

3.4 Escolha do Condensador

Por se tratar de um sistema de refrigeração de pequeno porte, o condensador escolhido é resfriado a ar. Após verificar alguns fabricantes, determinou-se o condensador modelo TCR-12-2 do fabricante Refrio, que é desenvolvido com capacidade por diferença unitária de temperatura F de 1,232 kW/K. A tabela 3.3, mostra os dados sobre a taxa de rejeição de calor do condensador a temperatura ambiente de 30°C.

Tabela 3. 3 – Dados Técnicos do Condensador modelo TCR-12-2 do fabricante Refrio
 Fonte: Adaptado de (REFRIO, 2012)

MODELO	tc: Temperatura Condensação, °C	Q: Capacidade de Refrigeração, kW
TCR-12-2	30	0,00
	35	6,16
	40	12,32
	45	18,48
	50	24,64

Utilizando-se da fórmula 2.16, pode-se construir o gráfico da figura 3.4, onde se pode observar o comportamento do condensador selecionado a diferentes temperaturas.

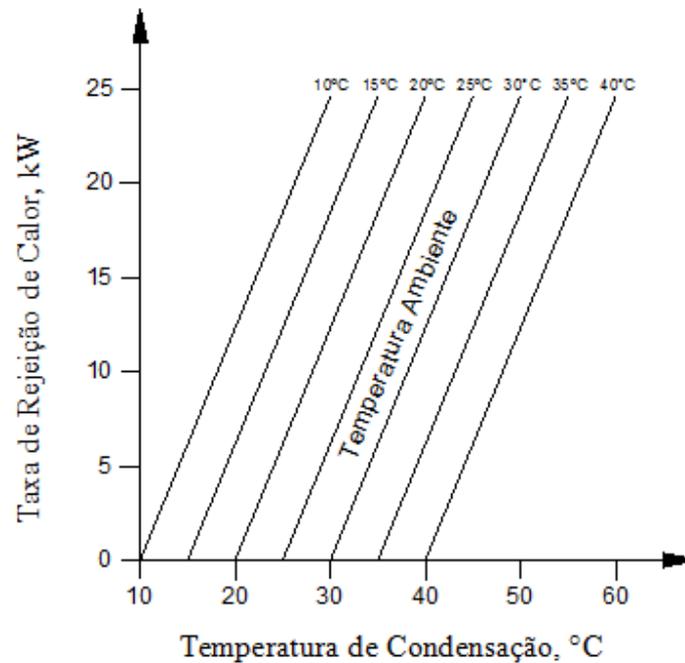


Figura 3. 4 – Comportamento do Condensador modelo TCR-12-2 do fabricante Refrio
 Fonte: Adaptado de (REFRIO, 2012)

A figura 3.5 mostra exemplo do condensador definido.



Figura 3. 5 – Condensador modelo TCR-12-2 do fabricante Refrio
 Fonte: Adaptado de (REFRIO, 2012)

3.5 Ponto de Equilíbrio para a Unidade de Condensação

A unidade de condensação é a combinação do compressor e do condensador selecionados, afim de, definir os pontos de equilíbrio para este subsistema e atender as necessidades da máquina fabricadora de gelo. A superposição das figuras 3.3 e 3.4, conforme figura 3.6, demonstra os pontos de equilíbrio onde a taxa de rejeição de calor é compatível tanto para o compressor da Bitzer quanto para o condensador da Refrio a uma temperatura ambiente de 30°C.

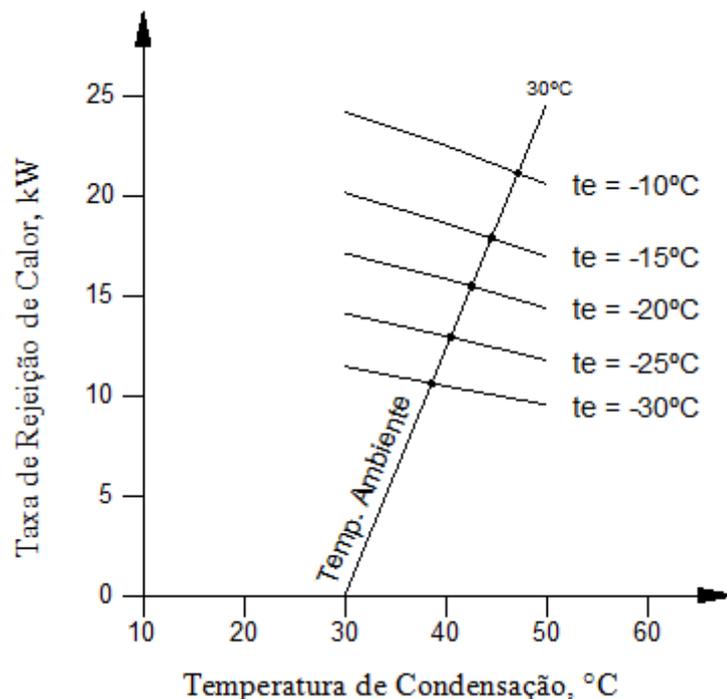


Figura 3. 6 – Pontos de Equilíbrio da Unidade de Condensação
 Fonte: Adaptado de (BITZER - REFRIIO, 2012)

Combinando as figuras 3.6 e 3.2, pode-se determinar a capacidade de refrigeração desenvolvida a diferentes temperaturas de evaporação para a unidade de condensação. Por exemplo, um ponto de equilíbrio da figura 3.6 cuja temperatura de evaporação de -25°C e temperatura de condensação de 40,51°C. Na figura 3.2 para estas mesmas temperaturas, a capacidade de refrigeração é de 8,21 kW. De maneira análoga, é possível determinar os pontos de equilíbrio e definir o comportamento da unidade de condensação, conforme apresentado na tabela 3.4 e transferido para a figura 3.7.

Tabela 3. 4 – Definição da Capacidade de Refrigeração nos Pontos de Equilíbrio da Unidade de Condensação a Temperatura Ambiente de 30°C
 Fonte: Adaptado de (BITZER - REFRIIO, 2012)

MODELO	Q: Capacidade de Refrigeração, kW	tc: Temperatura Condensação, °C	te: Temperatura de evaporação, °C	tamb: Temperatura ambiente, °C
Unidade de Condensação (Compressor e Condensador)	6,46	38,63	-30	30
	8,21	40,51	-25	30
	10,16	42,58	-20	30
	12,04	44,54	-15	30
	14,61	47,18	-10	30

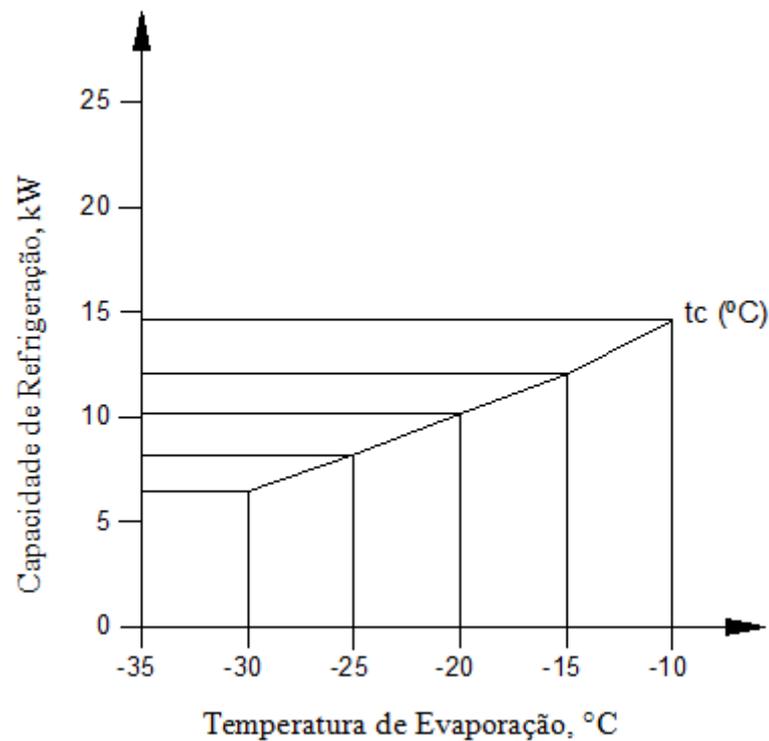


Figura 3. 7 – Comportamento da Unidade de Condensação a Temperatura Ambiente de 30°C
 Fonte: Adaptado de (BITZER - REFRIIO, 2012)

3.6 Ponto de Equilíbrio da Unidade de Condensação e a Máquina Fabricadora de Gelo

Como visto na figura 2.26, neste sistema de refrigeração o evaporador é substituído pela máquina fabricadora de gelo.

Neste momento é necessária a verificação se a unidade de condensação apresentada supre as exigências de fabricação da máquina fabricadora de gelo, de modo a operar em suas condições ideais.

A superposição das figuras 3.7 e 3.1 mostra o ponto de equilíbrio do sistema completo, conforme figura 3.8.

Visto que a máquina fabricadora de gelo opera de forma ideal com temperatura de evaporação a -20°C e capacidade de refrigeração de 10 kW a temperatura ambiente de 30°C , observa-se este ponto na figura 3.8. Note que no ponto de equilíbrio para a unidade de condensação as mesmas temperaturas, a capacidade de refrigeração fornecida é de 10,16 kW. Deste modo, podemos concluir que o ponto de equilíbrio da unidade de condensação atende as expectativas do regime de trabalho da máquina fabricadora de gelo.

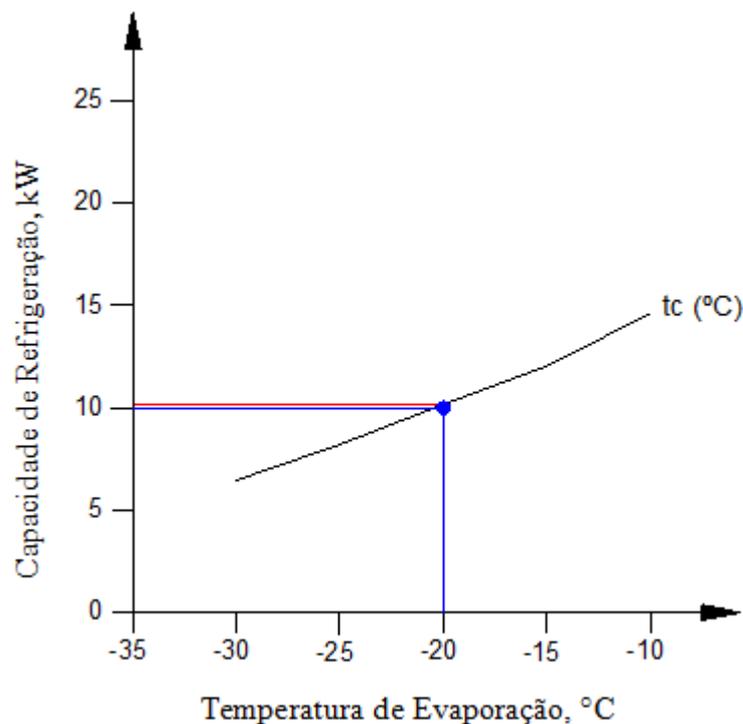


Figura 3.8 – Comportamento do Sistema Completo com Ponto de Equilíbrio da Unidade de Condensação com a Máquina Fabricadora de Gelo a Temperatura Ambiente de 30°C

Fonte: Adaptado de (BITZER – REFRIO - MEBRAFE, 2012)

3.7 Escolha do Dispositivo de Expansão

Para a escolha do dispositivo de expansão devem-se ficar atento as informações principais como o fluido refrigerante, pressão de trabalho, faixa de temperatura de operação e capacidade de refrigeração.

Para o nosso sistema foi determinada a válvula de expansão termostática modelo TEX2 número de série 068Z3284, do fabricante Danfoss.

Esta válvula é aplicada para sistemas com utilização de fluido refrigerante R22, pressão de trabalho de até 34 bar, faixa de temperatura de -40°C a $+10^{\circ}\text{C}$ e capacidade de refrigeração de 0,96 a 20,5 kW.

A válvula deve seguir o procedimento correto de instalação para que não ocorram desvios no sistema, principalmente em relação ao bulbo que como mencionado deve estar o mais próximo da saída do evaporador, no nosso caso, da máquina fabricadora de gelo.

A figura 3.9, mostra o modelo de válvula escolhido.



Figura 3. 9 – Válvula de Expansão Termostática modelo TEX2, do fabricante Danfoss
Fonte: Adaptado de (DANFOSS, 2012)

4 RESULTADOS

Após análise dos pontos de equilíbrio, fica definido a composição do sistema de refrigeração completo para a máquina de gelo, composto dos componentes conforme figura 3.10.

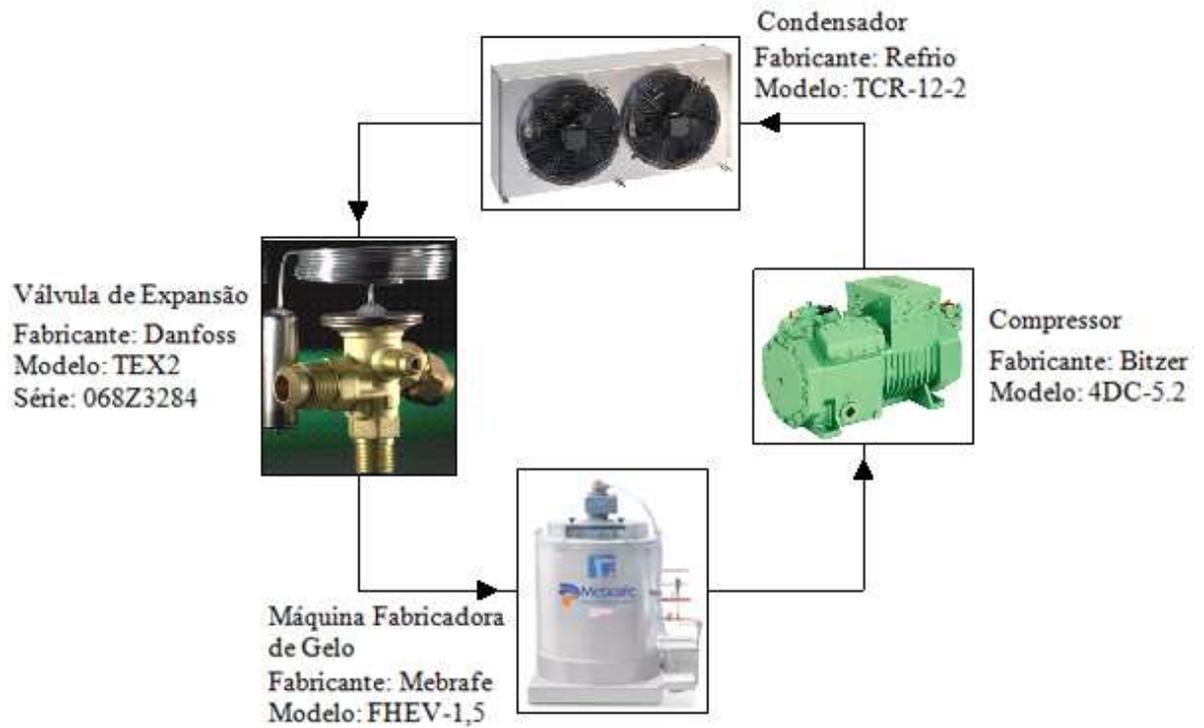


Figura 3. 10 – Composição do Sistema Completo

Fonte: Adaptado de (BITZER – REFRIIO – MEBRAFE - DANFOSS, 2012)

5 CONCLUSÃO

Este projeto atingiu os objetivos de desenvolver as análises sobre o correto dimensionamento de um sistema de refrigeração utilizando o método de análise dos pontos de equilíbrio.

Fica claro que não se deve escolher determinado componente pelas suas características individuais, tendo visto, as análises do comportamento dos componentes de forma associada.

Observa-se que as temperaturas mencionadas no desenvolvimento têm papel importante no funcionamento do sistema. Para uma mesma temperatura ambiente, a capacidade de refrigeração aumenta com o progressivo aumento da temperatura de condensação, e conseqüentemente da temperatura de evaporação. O aumento da temperatura ambiente ou da água de alimentação da máquina fabricadora de gelo, tende a uma exigência maior do sistema, ocasionando diminuição da capacidade de refrigeração.

Visto que a análise dos pontos de equilíbrio do sistema de refrigeração teve resultado positivo, a construção física deste sistema irá produzir a quantidade de gelo necessária para atendimento de demanda da empresa Arcor na produção de biscoitos.

Este se encontra em análise para futura execução.

Referências Bibliográficas

TIPLER, Paul A. **Física para cientistas e engenheiros: Volume 2 Gravitação, ondas e termodinâmica**. 3. ed. Rio de Janeiro, Ed. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1995.

CAMPOS, Ricardo A. S. **Refrigeração e climatização**. Belém, 2009. Apostila.

WYLEN, Gordon Van. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 4. ed. São Paulo, Ed. Edgard Blucher Ltda, 1995.

STOECHER, Wilbert F. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo, Ed. McGraw-Hill do Brasil, 1985.

ARCOR DO BRASIL. **Processos de fabricação de biscoitos**. Campinas, 2012. Apostila de Treinamento.

Informações técnicas sobre compressores. Disponível em: <http://www.bitzer.com.br/por/productservice/p3/18>. Acesso em 03/12/12.

Informações técnicas sobre condensadores. Disponível em: <https://www.elgin.com.br/portalelgin/Site/Produto/Detalle/ProdutoDetalle.aspx?idprod=197&sm=p96&maincat=0&cm=> / <http://refrio.com/pt/prods/Condensadores>. Acesso em 03/12/12.

Informações técnicas sobre evaporadores. Disponível em: <http://portuguese.heatcraft.com.br/products/flexcold.asp> / http://www.apema.com.br/produtos/evp_casco.htm. Acesso em 03/12/12.

Informações técnicas sobre máquinas fabricantes de gelo. Disponível em: http://www.mebrafe.com.br/index.php?option=com_content&view=article&id=105&Itemid=91. Acesso em 03/12/12.

Informações técnicas sobre válvulas de expansão. Disponível em: http://www.danfoss.com/Latin_America_portuguese/BusinessAreas/Refrigeration+and+Air+Conditioning/Products/Group/RA/Thermostatic-Expansion-Valves/Thermostatic-Expansion-Valves-Exchangeable-Orifice/T-2TE-2/452bc9bb-8b57-4885-b68b-3aafe1eb0764.html. Acesso em 03/12/12.