

**UniRV – UNIVERSIDADE DE RIO VERDE
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO NO
DESEMPENHO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL**

WEYDER VIEIRA CABRAL

Orientador: Prof. Ms. PAULO HENRIQUE NEVES PIMENTA

**Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Faculdade de Engenharia Mecânica da
UniRV – Universidade de Rio Verde, como
parte das exigências para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Mecânica.**

RIO VERDE – GOIÁS

2015

**UniRV – UNIVERSIDADE DE RIO VERDE
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO NO
DESEMPENHO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL**

WEYDER VIEIRA CABRAL

Orientador: Prof. Ms. PAULO HENRIQUE NEVES PIMENTA

**Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Faculdade de Engenharia Mecânica da
UniRV – Universidade de Rio Verde, como
parte das exigências para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Mecânica.**

RIO VERDE – GOIÁS

2015

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO NO
DESEMPENHO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL**

WEYDER VIEIRA CABRAL

Esta monografia foi julgada adequada para a obtenção da nota da disciplina Trabalho
Conclusão II do Curso de Engenharia Mecânica.

Prof. Ms. Paulo Henrique Neves Pimenta
Orientador

Prof. Daniel Fernando da Silva
Examinador

Prof. Ms. João Pires de Moraes
Examinador

Prof. Dr. Warley Augusto Pereira
Diretor da Faculdade de Engenharia Mecânica

Rio Verde - GO
2015

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, Osmar Pimenta Cabral e Maria Luiza Cabral, ao meu irmão Renato dos Santos Cabral, ao meu avô Sebastião Vieira Cabral e aos meus padrinhos Maria de Jesus Gonçalves e Gilsomar Antônio Gonçalves, que me ensinaram os grandes valores da vida e sempre me incentivaram na busca dos meus sonhos. Também agradeço a minha avó, Margarida Vieira Cabral (in memoriam), que embora não esteja mais entre nós, sei que, onde quer que esteja sempre estará torcendo por todos seus netos.

Vocês são muito especiais para mim. Obrigado por existirem. Amo muito todos vocês!

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus por mais esta conquista em minha vida.

Aos meus pais pela confiança em mim depositada e aos professores da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade de Rio Verde, em especial ao professor Paulo Henrique Neves Pimenta pelo tempo dedicado a orientação deste trabalho.

Aos meus colegas de graduação que no longo destes cinco anos tornaram-se grandes amigos.

A todos que de alguma maneira contribuíram para a realização deste sonho, meus sinceros agradecimentos.

RESUMO

CABRAL, W. V. AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO NO DESEMPENHO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL. 2015. 38f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – UNIRV – Universidade de Rio Verde, Rio Verde, 2015.*

Em um sistema de refrigeração a pressão de condensação é a aquela na qual o vapor superaquecido proveniente do compressor muda de estado físico no condensador. A pressão de condensação influencia diretamente no coeficiente de desempenho dos ciclos de refrigeração, pois, altas pressões requerem maiores compressores, o que conseqüentemente aumenta a quantidade de trabalho que deve ser fornecida ao ciclo. É importante quantificar o quanto o aumento nessas duas variáveis influenciam no coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração. Assim, o presente trabalho tem por objetivo, comparar o desempenho de dois sistemas de refrigeração idênticos que operam com diferentes pressões de condensação, de modo a estabelecer a relação entre o consumo energético e a pressão na qual o fluido refrigerante é condensado.

PALAVRAS-CHAVE

Refrigeração, Coeficiente de Performance, Eficiência Energética.

*Orientador: Prof. Ms. Paulo Henrique Neves Pimenta. Banca Examinadora: Prof. Daniel Fernando da Silva; Prof. Ms. João Pires de Moraes.

ABSTRACT

CABRAL, W. V. EVALUATION OF CONDENSATION PRESSURE INFLUENCE ON PERFORMANCE SYSTEMS INDUSTRIAL REFRIGERATION. 2015.
38f. Work Completion of course (Diploma in Mechanical Engineering) – UNIRV – Universidade de Rio Verde, Rio Verde, 2015.*

In a cooling system condensing pressure is the one in which the superheated vapor from the compressor changes its physical state in the condenser. The condensation pressure directly influences the coefficient of performance of refrigeration cycles, because higher pressures require larger compressor, which consequently increases the amount of work that must be provided to the cycle. It is important to quantify how much the increases in these two variables influence the coefficient of performance of a refrigeration cycle. The present study aims to compare the performance of two identical cooling systems operating at different pressures condensation in order to establish the relationship between energy consumption and the pressure at which the refrigerant is condensed.

KEYWORDS

Refrigeration, Coefficient of Performance, Energy Efficiency.

*Advisor: Prof. Ms. Paulo Henrique Neves Pimenta. Examination board: Prof. Daniel Fernando da Silva; Prof. Ms. João Pires de Moraes.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1	Círculo do calor.....	14
FIGURA 2	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	17
FIGURA 3	Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.....	18
FIGURA 4	Diferenças entre ciclo teórico e ciclo real de refrigeração.....	19
FIGURA 5	Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico.....	20
FIGURA 6	Influência da temperatura condensação no COP do ciclo teórico.....	21
FIGURA 7	Influência do sub-resfriamento no COP do ciclo teórico.....	22
FIGURA 8	Influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico.....	23
FIGURA 9	Compressor tipo parafuso.....	25
FIGURA 10	Condensador evaporativo.....	26
FIGURA 11	Evaporador inundado com recirculação de líquido.....	28
FIGURA 12	Válvula de expansão de pressão constante.....	29
FIGURA 13	Sistema de refrigeração estudado.....	31
FIGURA 14	Influência da pressão de condensação sobre o COP.....	34
FIGURA 15	Potência do compressor de alta pressão.....	35
FIGURA 16	Taxa de rejeição de calor em função da pressão.....	36

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

PID – Integral Proporcional Derivativo

FUZZI – Lógica Difusa

COP – Coeficiente de Performance

TR – Tonelada de Refrigeração

KW – Quilowatt

KPA – Quilopascal

°C – Grau Celcius

H – Entalpia

S – Entropia

\dot{W} – Trabalho

\dot{Q}_l – Calor Absorvido

\dot{Q}_h – Calor Rejeitado

g – Gravidade

h_e – Entalpia que entra no sistema

h_s – Entalpia que sai do sistema

\dot{Q} – Transferência de calor no sistema

\dot{m}_e – Fluxo de massa que no sistema

\dot{m}_s – Fluxo de massa que sai do sistema

P – Pressão

s_e – Entropia que entra no sistema

s_s – Entropia que sai do sistema

V – Velocidade do fluido

z – Altura em relação a um ponto de referencia

MTE - Ministério do trabalho e Emprego

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	12
1.1	Objetivos.....	12
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	13
2.1	Conceito de refrigeração.....	14
2.2	História da refrigeração.....	15
2.3	Ciclos de refrigeração.....	15
2.4	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	16
2.5	Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.....	17
2.6	Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.....	18
2.7	Coeficiente de performance do ciclo – <i>COP</i>	19
2.8	Parâmetros que influenciam o <i>COP</i> do ciclo de refrigeração.....	19
2.8.1	Influência da temperatura de evaporação no <i>COP</i> de um ciclo teórico.....	19
2.8.2	Influência da temperatura de condensação no <i>COP</i> de um ciclo teórico.....	21
2.8.3	Influência do sub-resfriamento do líquido no <i>COP</i> do ciclo teórico.....	21
2.8.4	Influência do superaquecimento útil no <i>COP</i> do ciclo teórico.....	23
2.9	Compressores de refrigeração.....	24
2.9.1	Compressores tipo parafuso.....	24
2.10	Condensadores	25
2.10.1	Condensadores evaporativos.....	26
2.11	Evaporadores.....	27
2.12	Dispositivos de expansão.....	28
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	31
3.1	O sistema analisado.....	31
3.2	Cálculo das vazões mássicas, potência e taxa de transferência de calor.....	33
3.3	Cálculo do <i>COP</i>	34
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	35
4.1	Análise financeira.....	38
5	CONCLUSÃO.....	39
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	40

1 INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração podem ser definidos como o processo de redução da temperatura de um corpo ou ambiente. Devido ao aperfeiçoamento das tecnologias foi possível o desenvolvimento de várias atividades industriais, dentre as quais, podemos destacar a indústria alimentícia em geral.

Os sistemas de refrigeração atualmente utilizados são baseados na capacidade de algumas substâncias químicas denominadas fluidos refrigerantes em absorver muito calor quando mudam de estado físico de líquido para gasoso.

Segundo a Nota Técnica Nº 03/2004 do MTE o fluido refrigerante deve conter algumas propriedades para viabilizar o seu uso, dentre elas as mais importantes são: promover alto índice de refrigeração por volume de fluido vaporizado, não ser explosivo nas condições normais de funcionamento, não oferecer riscos à saúde do ser humano e ter custo razoável.

Na refrigeração, além da preocupação com os impactos dos fluidos refrigerantes, um tema que vem incentivado à realização de pesquisas é a melhoria no desempenho dos componentes principais de um sistema por compressão de vapor que são: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. O desempenho do ciclo está diretamente ligado ao consumo de energia elétrica que nos dias atuais representa um dos maiores custos na produção da indústria alimentícia (BUENO, 2004).

O ideal do presente trabalho é o estudo de um ciclo de refrigeração multipressão avaliando as interferências causadas no desempenho do ciclo pela mudança da pressão de condensação do refrigerante.

1.1 Objetivos

O presente trabalho tem por objetivo comparar o desempenho de dois sistemas de refrigeração idênticos, porém, operando com diferentes pressões de condensação, de modo a estabelecer a relação entre o consumo energético e a pressão na qual o fluido refrigerante é condensado.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, serão revisados os conceitos de refrigeração, bem como sua aplicação e o desenvolvimento tecnológico nesta área da engenharia a fim de oferecer ao leitor embasamento teórico suficiente para compreensão do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

SILVA (2010) desenvolveu um trabalho com foco no estudo termodinâmico da aplicação de hidrocarbonetos em sistemas de refrigeração. O objetivo proposto foi obter uma estimativa da eficiência do ciclo através de um software específico de avaliação de propriedades termodinâmicas e termofísicas de fluidos refrigerantes. Os testes foram realizados com cinco fluidos refrigerantes e apresentou como melhor resultado a mistura R290 com concentração de 60% e R600a com concentração de 40%. Esta mistura apresenta menores densidades na fase vapor e líquida reduzindo o trabalho de compressão.

GENIÉR (2013) estudou sobre ciclos de refrigeração bem como seus conceitos e eficiência. Foram analisados o ciclo por compressão mecânica de vapor, por absorção, por jato compressão de vapor e por adsorção. Os resultados obtidos em análises computacionais mostraram que o ciclo com maior eficiência de performance é o ciclo por compressão de vapor. Outro instrumento eficaz na busca pelo aumento do desempenho dos ciclos de refrigeração é a análise exergética, uma vez que determina os principais pontos de perda de exergia e assim, contribui para pontuar as melhorias necessárias.

MENEGHETTI (2009) estudou a possibilidade de reduzir o consumo de energia elétrica num sistema de refrigeração por compressão, originalmente concebido para regime de rotação fixa do compressor, quando submetido a um regime de rotação variável. Nas simulações foram implementados controle de temperatura liga-desliga, controlador proporcional integral derivativo - PID e controle por lógica difusa - fuzzy. O controle fuzzy obteve economia no consumo de energia elétrica, proporcionando uma redução de 5,4% quando comparado aos demais.

TODESCHINI (2011), a fim de reduzir a demanda energética, analisou um ciclo de refrigeração de uma cervejaria, determinando a carga térmica total, as temperaturas de evaporação e condensação e as curvas características dos equipamentos instalados. A primeira proposta de economia foi a divisão dos regimes de operação que oferece uma economia média de 3% na potência de compressão. A segunda proposta de economia é a escolha de

temperaturas de condensação adequadas conforme as condições externas, que oferece uma economia média de 8% na potência de compressão.

FERZOLA (2010) abordou uma análise global de um sistema de refrigeração industrial para produção e envase de bebidas. O sistema foi simulado levando em conta todos os acoplamentos entre os componentes, com o intuito de verificar a influência das variações nas temperaturas e pressões na temperatura final da bebida. Na busca pelo ponto de máximo *COP*, verificou-se que, além das condições de produção, é necessário ter atenção aos parâmetros ambientais, tais como a hora do dia e o mês do ano.

LEE et al. (2008) analisou misturas de dois fluidos refrigerantes R290 e R600a com fração mássica de 55/45 como uma alternativa para o R134a. Foram realizados ensaios a fim de otimizar o processo no que se refere à carga de refrigerante e ao comprimento do tubo capilar. O experimento comparou o R134a com a mistura R290/R600a. O consumo de energia foi 12,3% maior no uso do R134a. A velocidade de refrigeração, sendo a temperatura considerada -15 °C, aumentou 28,8% quando usando a mistura.

JAMES (1975) investigou o controle de capacidade numa instalação para congelamento de alimentos com compressores alternativos a vapor através da redução ou aumento do número de cilindros ou estágios em operação. Foi desenvolvido um modelo dinâmico da instalação, onde, o modelo do compressor foi obtido através do ajuste de uma função e dados de operação. O autor chama a atenção para o fato de que idealmente a capacidade do sistema frigorífico deveria variar conforme a carga térmica do produto que é em função da vazão mássica, temperatura de entrada e saída do produto.

STOECKER (1989) apresentou diversos itens necessários para a otimização de sistemas térmicos, abrangendo o desenvolvimento de modelos matemáticos dos equipamentos de instalação baseados nas propriedades físicas e na aproximação de função para os dados de operação, modelamento das propriedades termodinâmicas, técnicas de controle e otimização visando não só a operação, mas também a seleção de equipamentos para a obtenção de sistemas de menor custo de implantação e operação.

MARTINS (2007) apresentou um estudo sobre a eficiência energética de dois ciclos de compressão de vapor, Booster (sistema multipressão onde o compressor de alta succiona o vapor proveniente da descarga do compressor de baixa) e Economizer (sistema multipressão onde cada compressor succiona de dois pontos diferentes, alta e baixa pressão). O objetivo principal foi comparar os dois sistemas a fim de obter dados para avaliar qual modelo pode gerar maior economia de energia. Concluiu-se que o sistema Booster apresentou maior eficiência, porém, menor confiabilidade, pois trabalha com compressores em série, já o

sistema Economizer apesar de possuir menor *COP* apresenta confiabilidade superior, pois trabalha com compressores em paralelo.

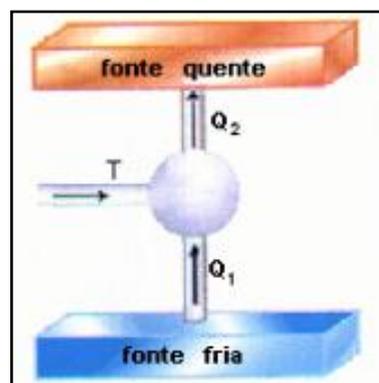
RICHARDSON e BUTTERWORTH (1995) conduziram experimentos para investigar a performance de refrigerantes hidrocarbonetos em um sistema de refrigeração por compressão de vapor hermético. Os testes foram feitos utilizando R12, propano e misturas de propano/isobutano variando em torno da composição de 50% para cada refrigerante. Os autores constataram que a mistura de propano/isobutano com composição de 50% em massa de propano apresenta maior *COP*.

2.1 Conceito de refrigeração

A refrigeração é definida como a arte ou a ciência relacionada ao resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores às disponíveis em um determinado local e instante, ou seja, é remoção de calor de um corpo ou ambiente de forma controlada afim de viabilizar o manuseio de produtos, promover a conservação de substâncias ou ainda para conforto térmico (HERMES, 2006).

Para obter o resfriamento de um corpo ou ambiente, o ciclo de refrigeração atua como um transportador de calor, ou seja, remove de um ambiente e deposita em outro. Desta forma, um ciclo termodinâmico não “destrói” o calor, apenas move o mesmo para o outro ambiente. Assim, nota-se que a refrigeração e o aquecimento são na verdade extremidades opostas do mesmo processo.

Na FIGURA 1 pode ser observado o princípio básico de um ciclo de refrigeração, onde, o calor é transferido de um ambiente denominado fonte fria e por meio do trabalho de um compressor expresso pela letra T é transferido para a fonte quente.



Fonte: MARTINS (2007, p.35)
FIGURA 1- Circuito do calor

2.2 História da refrigeração

Desde os tempos pré-históricos a humanidade tem a necessidade de conservar alimentos devido ao fato de que a caça e a colheita nem sempre garantem a quantidade de alimentos condizentes com o consumo da época, desta forma, nossos ancestrais utilizavam áreas naturais de armazenamento como cavernas para conservação da neve e do gelo por muito tempo depois que a acumulação do inverno desaparecesse da superfície (MARTINS, 2007).

Até o século XVIII, o conhecimento sobre a refrigeração e seus efeitos eram baseados apenas na melhora do paladar e no conforto térmico. Com a descoberta de microscópio, neste mesmo século, possibilitou a humanidade o conhecimento de microrganismos como os micróbios, as enzimas e as bactérias. Mais tarde descobriram que alguns destes microrganismos eram os responsáveis pela decomposição dos alimentos e outros estudos comprovaram que a temperatura influenciava na ação destes agentes decompositores. Chegaram à conclusão que alimentos mantidos resfriados permaneciam conservados por muito mais tempo (SILVA, 2010).

De acordo com MARTINS (2007), a primeira descrição de um equipamento de refrigeração operando de forma cíclica foi a máquina desenvolvida por Jacob Perkins no ano de 1834. O principal responsável por tornar o princípio da refrigeração por compressão mecânica em um equipamento real foi James Harrison, que em 1862 apresentou a sociedade europeia, em Londres, a máquina que havia projetado. A partir daí diversos estudos nesta área foram desenvolvidos.

2.3 Ciclos de refrigeração

Segundo Hermes (2006), qualquer fenômeno físico ou químico de natureza endotérmica (que absorve calor) pode ser aproveitado para geração de frio. Para que este fenômeno seja aplicado, uma das exigências é que seja feito de forma cíclica e contínua, ou seja, o refrigerante começa em algum estado ou condição, passa por uma série de transformações inclusive a etapa onde absorve calor e volte ao estado inicial para iniciar o ciclo novamente. Os ciclos de refrigeração mais conhecidos são: compressão mecânica de gases, compressão mecânica de vapor, absorção e injeção de água.

De acordo com Ferzola (2010), devido a uma série de considerações práticas, tais como: simplicidade técnica, ocupação de espaço, manutenção, operação, controle, consumo de energia, temperatura e outros, a refrigeração por meio de compressão mecânica de vapores é a técnica mais difundida no mercado e é este o processo que será abordado no decorrer deste estudo.

2.4 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

De acordo com Venturini (2005), caso um fluido refrigerante seja inserido em vaso onde inicialmente existe um certo grau de vácuo e cujas paredes são mantidas a temperatura constante, parte do fluido se evaporará imediatamente. O efeito de resfriamento resultante é o ponto de partida para do ciclo de refrigeração.

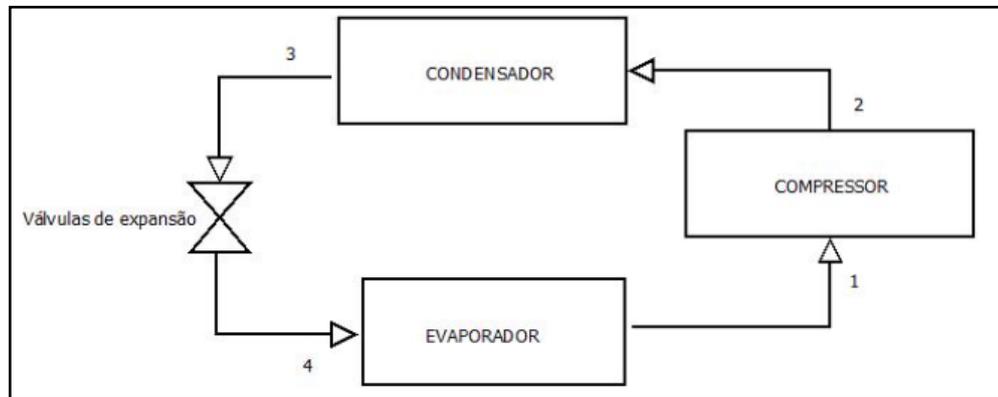
A medida que o líquido evapora a pressão dentro do vaso aumenta até atingir a pressão de saturação. Após atingir a pressão de saturação, não haverá evaporação de líquido e conseqüentemente o efeito de resfriamento cessará. Caso seja removido parte do vapor do recipiente a pressão irá diminuir o que provocará a evaporação do líquido contido no fundo deste vaso e o processo de resfriamento voltará a acontecer. Desta forma, o processo de resfriamento pode ser considerado contínuo, mas, para isso é preciso de um equipamento onde ocorre à evaporação, chamado de evaporador, e um equipamento para remover o vapor, chamado compressor.

Até agora foi apresentado parte do sistema de refrigeração onde ocorre a absorção de calor através a evaporação do fluido refrigerante. Mas pela definição de ciclo de refrigeração onde diz que o refrigerante deve passar por uma série de transformações e voltar ao estado inicial, percebe-se que o processo ainda não está completo, pois o refrigerante saiu de um estado físico, no caso, líquido e transformou-se em vapor.

Para fazer o vapor retornar ao estado líquido, o mesmo deve ser resfriado e condensado e para isso geralmente utiliza-se água ou ar ou até mesmo os dois no mesmo processo em um equipamento chamado condensador. O gás refrigerante superaquecido em alta pressão é conduzido do compressor ao condensador transformando novamente em líquido.

Para promover a queda de pressão fazendo com que o fluido refrigerante tenha a mesma condição do estado inicial, é necessário um equipamento chamado válvula de expansão. O ciclo de refrigeração simples por compressão de vapor está montado e para isso foi necessário quatro equipamentos fundamentais, são eles: compressor, condensador, válvula

de expansão e evaporador. A FIGURA 2 representa um ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: VENTURINI (2005, p.39)

FIGURA 2 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

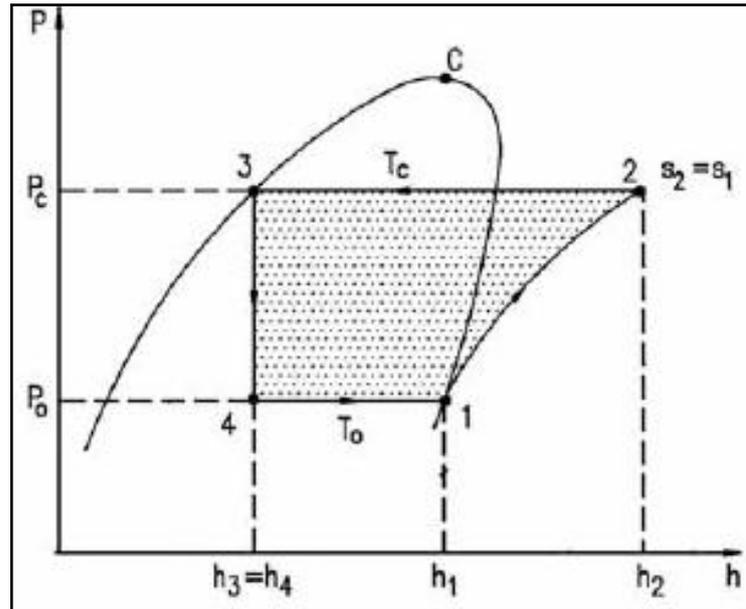
2.5 Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor

Segundo Costa (1982) um ciclo térmico real qualquer deveria ter para comparação o ciclo de Carnot, por ser este o ciclo de maior rendimento térmico possível. Entretanto, dadas as peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, define-se um outro ciclo, que é chamado de “ciclo teórico”, no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real e, portanto, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com este ciclo teórico.

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico nos respectivos equipamentos são:

- Processo 1→2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível (isentrópico).
- Processo 2→3. Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor a pressão constante do refrigerante para o ambiente externo.
- Processo 3→4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível à entalpia constante (processo isentálpico)
- Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor à pressão constante.

A FIGURA 3 mostra o ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor construído sobre um diagrama de Mollier, no plano P-H.



Fonte: VENTURINI (2005, p.39)

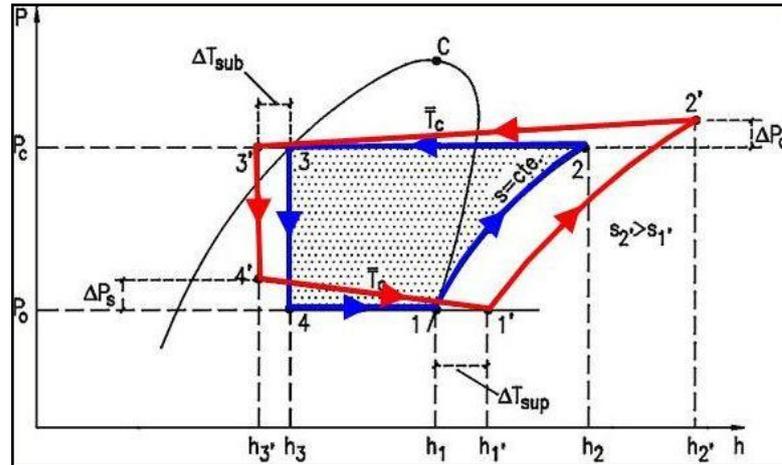
FIGURA 3 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor

2.6 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

Segundo Venturini (2005), as principais diferenças entre o ciclo real e o ciclo teórico são:

- Queda de pressão nas linhas, assim como no condensador e no evaporador devido a perdas de carga.
- Superaquecimento na sucção do compressor, sendo este um processo muito importante que tem por finalidade evitar a entrada de líquido no compressor.
- Outro processo importante é o de compressão, que no ciclo real não é isentrópico. Devido ao superaquecimento e ao processo politrópico de compressão, a temperatura de descarga do compressor pode ser muito elevada, tornando-se um problema para os óleos lubrificantes usados nos compressores frigoríficos.

A FIGURA 4 mostra as diferenças entre um ciclo teórico e um ciclo real de compressão de vapor.



Fonte: VENTURINI (2005, p.40)

FIGURA 4 - Diferenças entre ciclo teórico e ciclo real de refrigeração

2.7 Coeficiente de performance do ciclo - COP

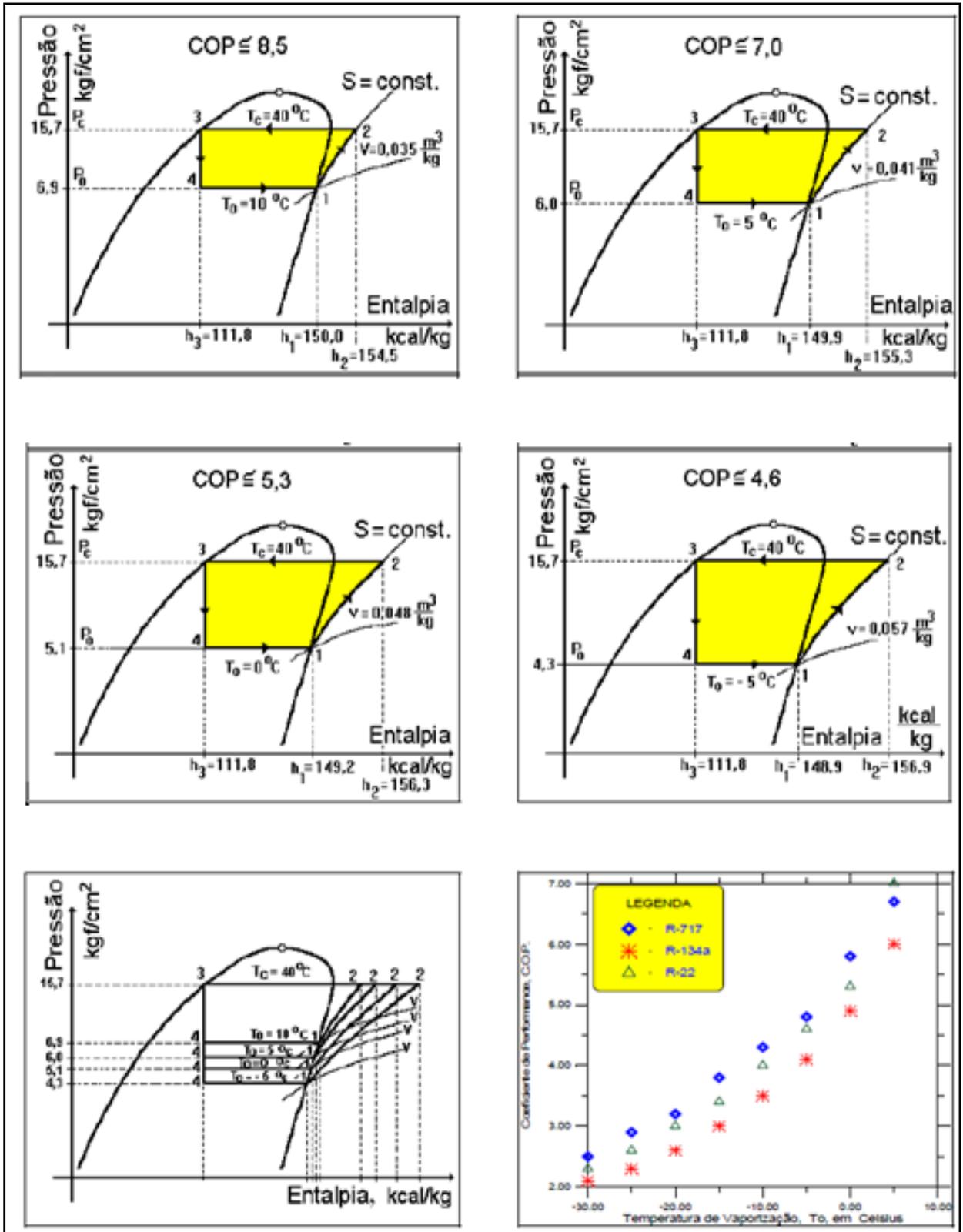
De acordo com Stoecker e Jabardo (1994), a eficiência de um ciclo de refrigeração é definida como a relação entre a energia útil e a energia gasta para obter o efeito desejado. No caso de sistemas de refrigeração, o objetivo é retirar calor de um ambiente ou corpo e para isto é necessário uma certa quantidade de trabalho requerida pelo compressor. Para o ciclo teórico, o *COP* está em função somente das propriedades termodinâmicas do refrigerante, já para o ciclo real de refrigeração o desempenho dependerá muito das propriedades na sucção do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema.

2.8 Parâmetros que influenciam o COP do ciclo de refrigeração

Vários parâmetros influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. A seguir, será analisada a influência da temperatura de evaporação, da temperatura de condensação, do sub-resfriamento e do superaquecimento. Essa análise é fundamental para encontrar oportunidade de ganho no desempenho dos ciclos de refrigeração.

2.8.1 Influência da temperatura de evaporação no COP de um ciclo teórico

Para ilustrar o efeito da temperatura de evaporação sobre a eficiência de um ciclo, será considerado um conjunto de ciclos em que somente a temperatura de evaporação é alterada. A FIGURA 5 representa a influência da temperatura de evaporação.



Fonte: CASTRO (2006, p.27)

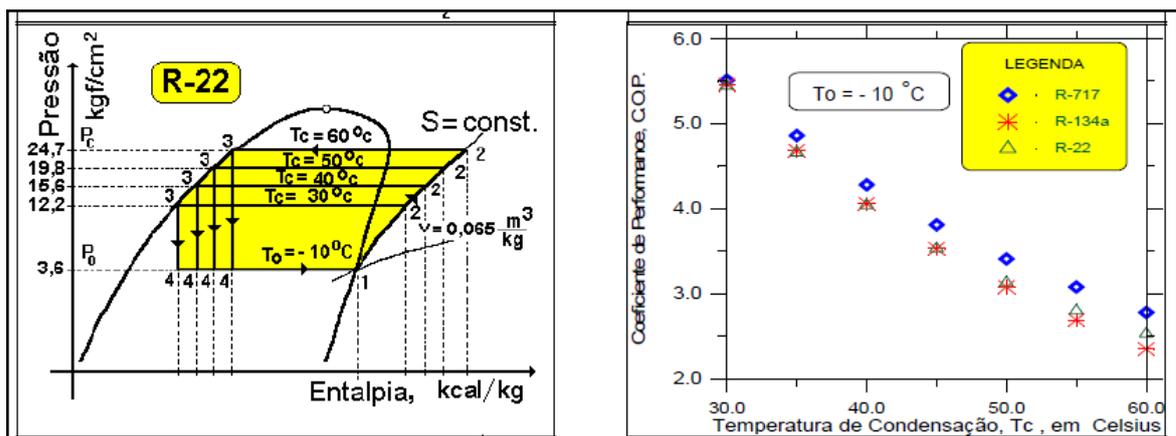
FIGURA 5 - Influência da temperatura de evaporação no *COP* do ciclo teórico

Ao analisar os gráficos percebe-se que quanto menor for a temperatura de evaporação menor será o *COP* do ciclo, ou seja, maior será a energia gasta para produzir o mesmo efeito

de refrigeração. Por exemplo, para temperatura de evaporação de 10°C e temperatura de condensação de 40°C obtém-se coeficiente de performance de aproximadamente 8,5 ou seja, para cada unidade de energia gasta, foram produzidas 8,5 unidades de energia útil transformadas em trabalho. Já para a temperatura de evaporação de -5°C e temperatura de condensação mantida em 40°C obtém-se coeficiente de performance de aproximadamente 4,6 muito abaixo do desempenho anterior.

2.8.2 Influência da temperatura de condensação no COP de um ciclo teórico

Assim como a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação também influencia no COP de um ciclo de refrigeração. A FIGURA 6 representa a influência da temperatura de condensação.



FONTE: Castro (2006)

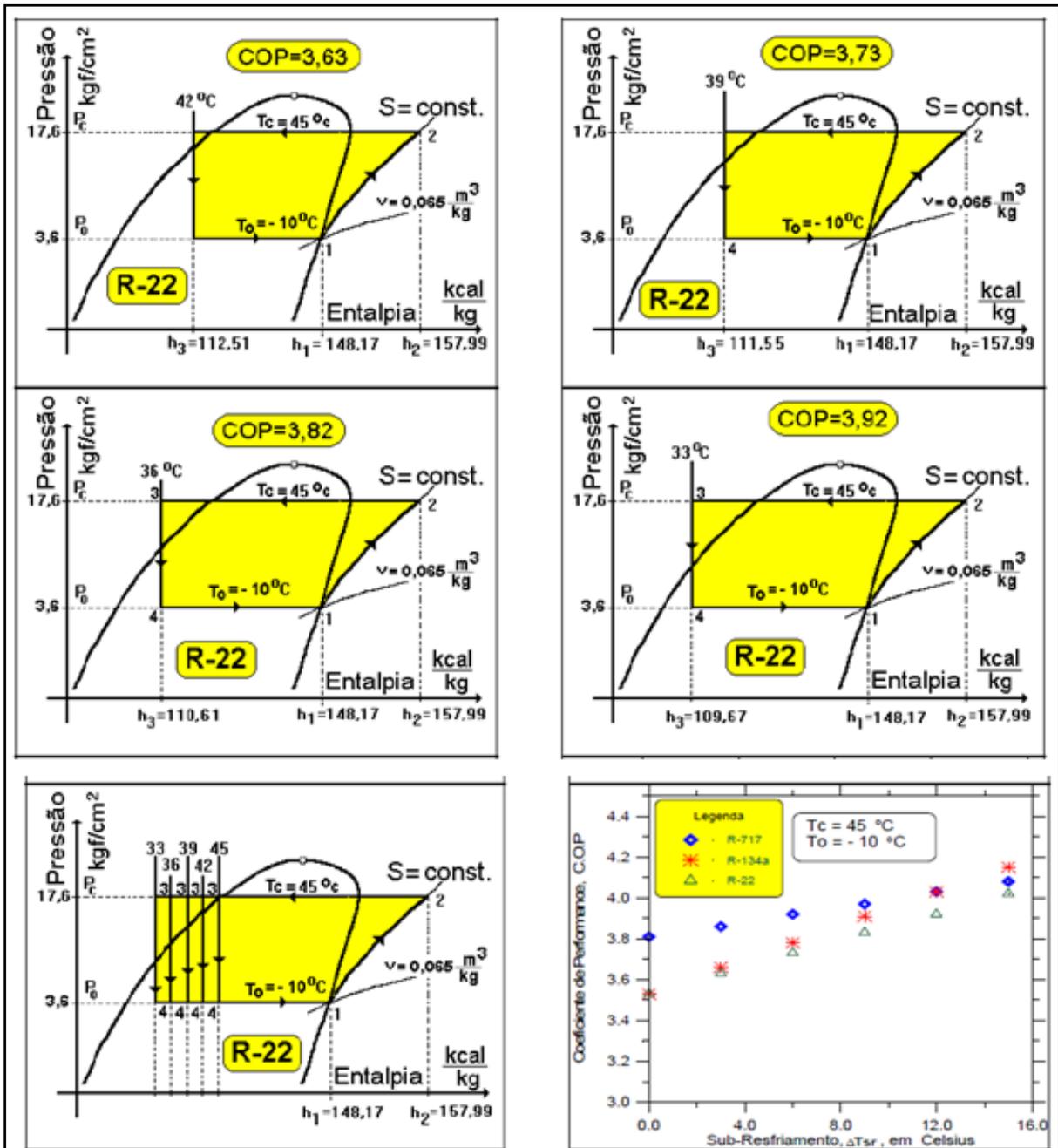
FIGURA 6 - Influência da temperatura condensação no COP do ciclo teórico

Analisando o gráfico percebe-se que quanto maior for a temperatura de condensação menor será o COP do ciclo. Ao aumentar a temperatura de condensação consequentemente estará aumentando a pressão exigindo maior trabalho para compressão do fluido. É este o fator que o presente trabalho busca analisar e verificar com sua influência no consumo de energia elétrica.

2.8.3 Influência do sub-resfriamento do líquido no COP do ciclo teórico

O uso do sub-resfriamento do líquido refrigerante após sair do condensador, apesar de melhorar a eficiência do ciclo na verdade é utilizado na prática para garantir que se tenha

somente líquido na entrada do dispositivo de expansão, mantendo assim a capacidade frigorífica do sistema. Observe na FIGURA 7 como o sub-resfriamento influencia no *COP* de um ciclo de refrigeração.



FONTE: Castro (2006)

FIGURA 7 - Influência do sub-resfriamento no *COP* do ciclo teórico

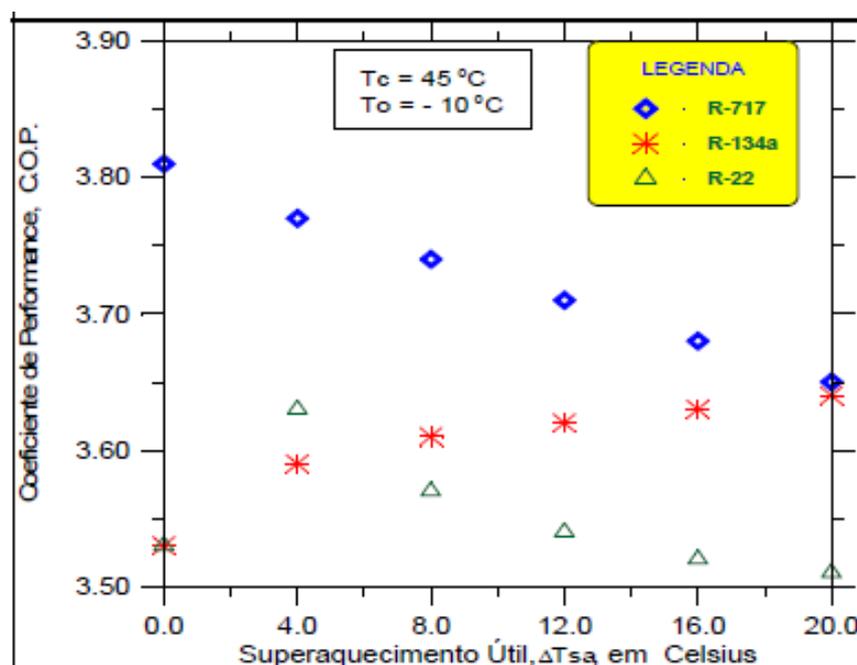
Assim como a temperatura de evaporação e de condensação influenciam no *COP* de um ciclo de refrigeração, o sub-resfriamento do fluido também afeta o desempenho do sistema. Observando os gráficos nota-se que quanto menor for a temperatura do refrigerante

após o condensador maior será a *COP* do ciclo, ou seja, menor será a energia gasta para produzir o mesmo efeito de refrigeração. Por exemplo, para temperatura de condensação de 45°C e subresfriamento de 42°C obtém-se *COP* de 3,63 já a mesma temperatura de condensação e sub-resfriamento de 33°C obtém-se *COP* de 3,92. Este é o fator que menos influencia no desempenho do sistema se comparado com os demais vistos, porém é de fundamental importância para garantir que não tenha fluido no estado gasoso antes do dispositivo de expansão comprometendo a eficiência do sistema.

2.8.4 Influência do superaquecimento útil no *COP* do ciclo teórico

Quando o superaquecimento do refrigerante ocorre retirando calor do meio que se quer resfriar, chama-se a este superaquecimento de “superaquecimento útil”.

O uso do superaquecimento é recomendado para evitar a aspiração de fluido saturado úmido, o que poderia danificar os mecanismos do compressor (MARTINS, 2007). A influência desse parâmetro no ciclo de performance varia de acordo com o fluido utilizado e pode diminuir ou aumentar. Veja na FIGURA 8 que para o refrigerante R717 o *COP* sempre diminui, para o refrigerante R134a sempre aumenta e já para o R22 há um aumento no início e depois ocorre uma diminuição.



FONTE: Castro (2006)

FIGURA 8 - Influência do superaquecimento no *COP* do ciclo teórico

2.9 Compressores de refrigeração

Segundo Cleto (2002), o compressor é o coração do sistema de compressão de vapor. Tem a finalidade de elevar a pressão do fluido promovendo a circulação do sistema e para isto recebe continuamente potência de um motor de acionamento. Os tipos de compressores mais utilizados são: alternativos, centrífugos, parafusos, palhetas e scroll. A escolha do tipo de compressor depende essencialmente da capacidade frigorífica do sistema, que pode ser dividida em pequena (menor que 2.5 TR), média, (entre 2,5 e 75 TR) e grande capacidade (maior que 75 TR). TR significa tonelada de refrigeração e é uma expressão bastante usada para traduzir a energia necessária para liquefazer uma tonelada de gelo em 24 horas, 1 TR equivale a 3.5 KW.

2.9.1 Compressores tipo parafuso

Os compressores tipo parafuso foram desenvolvidos na década de 30, entretanto foram mais difundidos em aplicações frigoríficas no fim da década de 1950 e ganhou espaço rapidamente em virtude da sua simplicidade, que basicamente consiste em duas engrenagens helicoidais, sendo, uma macho e a outra fêmea em uma carcaça estacionária com aberturas de sucção e descarga. Suas principais vantagens em relação aos compressores alternativos está no menor tamanho, menor número de partes móveis e maior taxa de compressão e como desvantagem apresenta menor eficiência quando trabalhando em condições de carga parcial (MARTINS, 2007).

Para melhorar a eficiência deste equipamento em carga parcial pode ser alterada a rotação do motor de acionamento, já que os compressores tipo parafuso podem seguramente operar na faixa de rotação entre 1800 a 4500 rpm. Esta variação de rotação pode ser executada por um dispositivo de acionamento elétrico chamado inversor de frequência. A maioria dos fabricantes incorporaram aos seus equipamentos uma válvula de deslizamento que quando acionada consegue reduzir em até 10% o volume da câmara de engrenamento, conseguindo maior controle de capacidade (STOEKER; JARBADO, 2002).

A FIGURA 9 mostra o modelo construtivo de um compressor tipo parafuso, bem como, a vista dos rotores macho e fêmea alojados na carcaça estacionária.



Fonte: STOEKER; JABARDO (2002, p.93)
FIGURA 9 - Compressor tipo parafuso

2.10 Condensadores

O condensador é um trocador de calor e tem a função de dissipar para o ambiente externo ao sistema de refrigeração o calor absorvido no evaporador e gerado pelo processo de compressão. Segundo Stoecker e Jabardo (2002) os três tipos de condensadores mais utilizados na refrigeração industrial são:

- Resfriado a ar;
- Resfriado a água;
- Evaporativo.

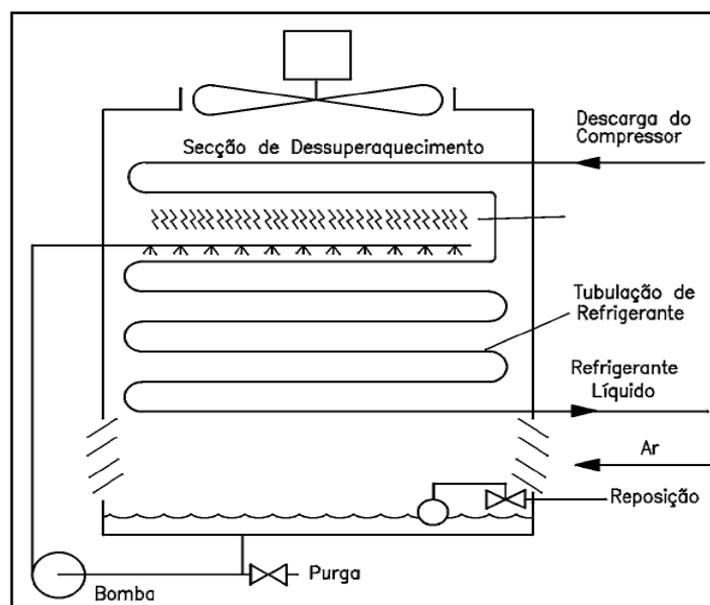
A escolha inadequada do condensador pode gerar consequências negativas para o sistema de refrigeração e compressor. Quando o condensador é pequeno para o ciclo em que está montado, ocorre perda da capacidade de refrigeração e o sistema não atinge as temperaturas desejadas, uma vez que o trocador de calor não é capaz de dissipar para o ambiente externo todo o calor absorvido no evaporador e gerado durante o processo de compressão. Como resultado, ocorre o aumento da pressão de condensação e gera-se um esforço extra no motor do compressor ocasionando o aumento do consumo de energia elétrica. Em qualquer situação a temperatura de condensação não é recomendável ser superior a 55°C. No entanto, para garantir a eficiência do sistema de compressão e ao mesmo tempo obter maior vida útil dos compressores, a temperatura de condensação não deve ser maior que

48°C quando a temperatura de evaporação do sistema frigorífico for maior ou igual a 0°C e 43°C quando a temperatura de evaporação do ciclo for menor que 0°C (VENTURINI, 2005).

2.10.1 Condensadores evaporativos

Na parte superior dos condensadores evaporativos são instalados uma espécie de bicos que pulverizam a água sobre a tubulação por onde passa o fluido refrigerante. A água escoam em sentido contrário ao ar que é arrastado por exaustores localizados acima dos bicos aspersores de água. O contato da água e do ar com a tubulação provoca a condensação do fluido. Durante o processo, parte da água se evapora e o restante chega a um recipiente localizado na parte inferior do condensador, sendo bombeada novamente para o topo do equipamento refazendo todo o ciclo (VENTURINI, 2005).

A FIGURA 10 representa o modelo de condensador evaporativo.



Fonte: VENTURINI (2005, p.113)

FIGURA 10 - Condensador evaporativo

A água em contato com a tubulação onde ainda circula fluido superaquecido pode formar incrustações sobre a superfície do tubo. Estas incrustações funcionam como espécie de isolante térmico diminuindo a eficiência de troca térmica do equipamento. Para diminuir esse efeito, em alguns modelos de condensadores evaporativos são instalados uma primeira serpentina acima dos bicos borrifadores de água. Esta região é conhecida como dessuperaquecedor (CASTRO, 2006).

Outra serpentina pode ser instalada ao fim da serpentina principal de condensação com objetivo de promover o sub-resfriamento do fluido. O sub-resfriamento do líquido além de aumentar o coeficiente de performance do ciclo, reduz a possibilidade de formação de vapor na linha de líquido que é o seu principal objetivo (CASTRO, 2006).

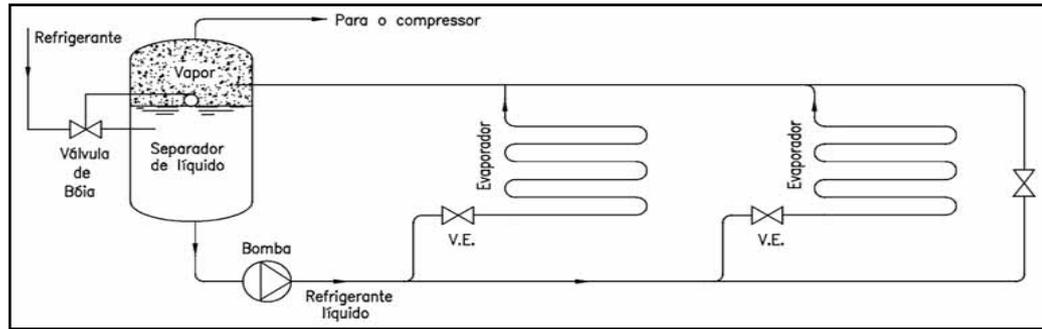
2.11 Evaporadores

Segundo Martinelli (2002), os evaporadores podem ser classificados em: seco e inundado. Os evaporadores a seco tem sua alimentação por meio de uma válvula de expansão, dispositivo que tem por finalidade promover a queda de pressão para evaporação na temperatura desejada. Ao passar pelo evaporador, o fluido é completamente vaporizado e superaquecido. Desta forma, parte do evaporador está preenchido com fluido refrigerante saturado e a outra parte está preenchido com fluido superaquecido. Este tipo de evaporador é bastante utilizado com fluídos frigoríficos halogenados, especialmente em instalações de pequena capacidade.

Sua maior desvantagem é o baixo coeficiente de troca de calor devido a dificuldade de manter a superfície dos tubos molhadas com refrigerante e garantir o superaquecimento do fluido na saída do evaporador (MARTINS, 2007).

Nos evaporadores do tipo inundados, o líquido admitido por uma válvula de expansão escoar através da serpentina absorvendo calor do meio a ser climatizado. Ao trocar calor com o ambiente, parte do fluido se evapora formando uma mistura de líquido e vapor que é conduzida até um separador de líquido. No separador, o refrigerante no estado vapor saturado é aspirado pelo compressor e o fluido no estado líquido retorna ao evaporador, geralmente por meio de uma bomba. Este tipo de equipamento é mais eficiente, pois, usa toda a superfície de troca de calor uma vez que existe refrigerante no estado líquido ao longo de toda tubulação do evaporador (CASTRO, 2006).

Observe na FIGURA 11 o esquema de parte de um ciclo de refrigeração que utiliza evaporador inundado.



Fonte: VENTURINI (2005, p.121)

Figura 11 - Evaporador inundado com recirculação de líquido

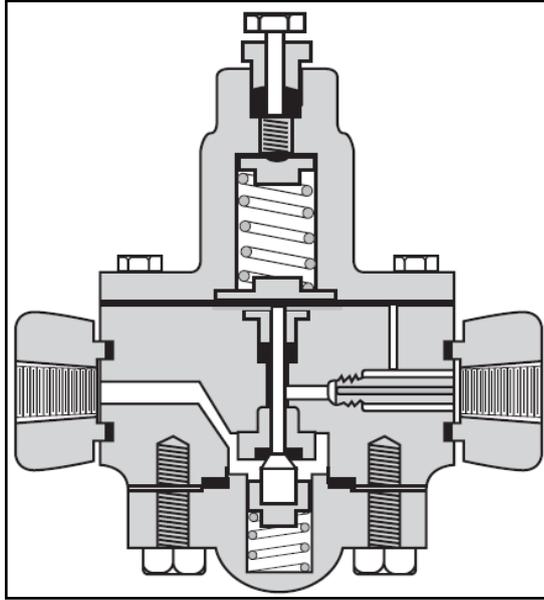
2.12 Dispositivos de expansão

Os dispositivos de expansão tem a função de provocar a queda da pressão do fluido refrigerante desde a linha de líquido a pressão de condensação até a pressão de evaporação. A válvula de expansão juntamente com o compressor divide o sistema em duas zonas de pressão: uma de alta e uma de baixa (MARTINS, 2007).

De acordo com Castro (2006), a correta seleção do dispositivo é de vital importância para o ciclo de refrigeração, pois, é ele que regula o fluxo de refrigerante para o evaporador. A seleção de um dispositivo subdimensionado diminuirá a alimentação do evaporador provocando a redução da capacidade de refrigeração para a qual o equipamento foi projetado, já a escolha de um dispositivo superdimensionado permitirá a entrada de muito fluido refrigerante no evaporador, o que pode causar a entrada de líquido no compressor, danificando o mesmo.

Os principais tipos de dispositivos de expansão são as válvulas de expansão termostática, válvulas de expansão eletrônicas, válvulas tipo boia, válvulas de pressão constante e tubos capilares. As válvulas termostáticas são as mais utilizadas em sistemas de refrigeração devido a sua alta eficiência e adaptação a qualquer aplicação. Estas válvulas regulam o fluxo de refrigerante que chega ao evaporador a manter um certo grau de superaquecimento que deixa o mesmo. As válvulas de expansão de pressão constante mantêm a pressão na sua saída, inundando mais ou menos o evaporador em função das mudanças de carga térmica (VENTURINI, 2005).

Veja na FIGUA 12 uma válvula de expansão de pressão constante.



Fonte: CASTRO (2006, p.91)

FIGURA 12 - Válvula de expansão de pressão constante

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Os sistemas avaliados para realização deste trabalho são duas unidades satélites com capacidades frigoríficas bastante semelhantes. Um destes sistemas está localizado na unidade de Rio Verde – Goiás e o outro está na unidade de Duque de Caxias – Rio de Janeiro.

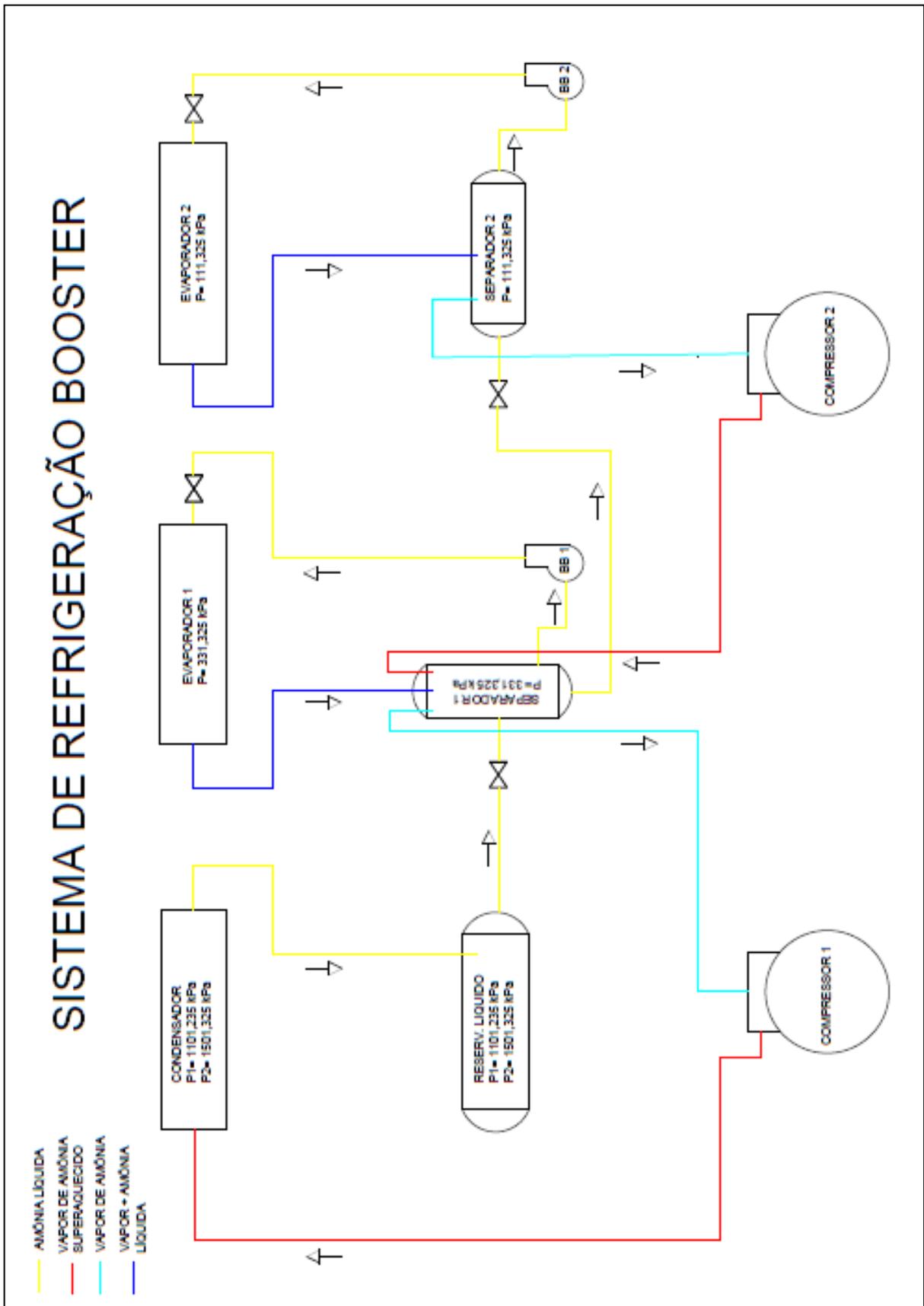
Para fins de estudo, serão consideradas as duas unidades satélites exatamente iguais e apenas serão levadas em consideração as condições meteorológicas predominantes em cada região e a atual pressão de condensação dos sistemas em análise. Será calculado o coeficiente de performance de ambos ciclos e feito análise financeira dos resultados obtidos.

3.1 O sistema analisado

O sistema analisado é um ciclo de refrigeração multipressão Booster (modelo no qual o compressor de baixa pressão opera em série com o compressor de alta pressão). O ciclo trabalha com o refrigerante R717 (Amônia) e tem como objetivo manter a temperatura de duas câmaras frigoríficas a 3°C e a -20°C respectivamente. A carga térmica total da instalação é de 2.235 kW (dados de projeto). O sistema deve absorver 1.235 kW no evaporador da câmara de resfriados (3°C) e 1000 kW no evaporador da câmara de congelados (-20°C).

O ciclo é composto por dois blocos de evaporadores sendo que o bloco da câmara de resfriado é designado como evaporador 1 e o bloco da câmara de congelado é designado como evaporador 2. Para alimentação destes blocos foram instaladas duas bombas que são representadas pelas siglas “bb1” e “bb2” na mesma sequência dos evaporadores. Existem também dois separadores de líquido, cuja função, como o próprio nome diz é separar o fluido líquido que fica na parte inferior do fluido gasoso que fica na parte superior. O refrigerante no estado líquido retorna ao evaporador por meio do trabalho exercido pelas bombas, enquanto a parte gasosa é succionada pelo compressor. É muito importante a existência deste componente no ciclo para garantir que apenas vapor entre no compressor, já que a presença de fluido líquido neste equipamento pode danificá-lo. Os separadores estão denominados como separador 1 e separador 2. Há ainda dois compressores, sendo que o compressor 1 é de alta pressão e o compressor 2 é de baixa pressão. Existem ainda o condensador e o reservatório de líquido.

A FIGURA 13 representa o ciclo de refrigeração estudado, bem como, todos seus componentes e o sentido de movimento do fluido.



Fonte: DADOS DO PRÓPRIO AUTOR
 FIGURA 13 – Sistema de refrigeração estudado

Após ser condensado, o refrigerante é conduzido ao reservatório de líquido. Este recipiente tem a função de manter o nível de fluido no ciclo após a ocorrência de vazamento inesperado ou mesmo por manutenções nos diversos componentes do sistema onde sempre há perda de fluido. Conhecer a temperatura externa ao ambiente refrigerado é fundamental para determinar a temperatura de condensação, pois o fluido condensado depositado no reservatório de líquido está na mesma temperatura que o ambiente. Por isso, a temperatura e a pressão de condensação podem variar de acordo com a época do ano.

3.2 Cálculo das vazões mássicas, potência e taxa de transferência de calor

Com a potência de cada evaporador (\dot{Q}_L) é possível calcular a massa necessária para promover o efeito de refrigeração desejado. Para conhecer as propriedades termodinâmicas do fluido em cada ponto do ciclo será usada a biblioteca de propriedades termodinâmicas REFPROP 8.0 (LEMMON; HUBER; MCLINDEN, 2007). A partir de dados conhecidos do processo como pressão e título, por exemplo, o programa consegue calcular as outras propriedades como entalpia, entropia e temperatura.

Segue abaixo a equação da primeira lei da termodinâmica usada para o balanço de energia de cada equipamento.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1)$$

Para os evaporadores, podem ser feitas as seguintes considerações:

- ✓ $\frac{dE}{dt} = 0 \rightarrow$ Regime permanente
- ✓ $\dot{W} = 0 \rightarrow$ Não realiza trabalho
- ✓ $\frac{v_e^2}{2}$ e $\frac{v_s^2}{2} = 0 \rightarrow$ Variação de energia cinética desprezíveis
- ✓ gz_e e $gz_s = 0 \rightarrow$ Variação de energia potencial desprezíveis

Segue a equação para cálculo da vazão mássica de refrigerante nos evaporadores após a simplificação da equação 1.

$$\dot{Q}_l = \dot{m} (h_s - h_e) \quad (2)$$

De posse da massa em cada evaporador, é feito a análise do ciclo em cada ponto identificando onde as vazões mássicas são iguais e deve ser montado um sistema de equações partindo da premissa de regime permanente, ou seja, vazão mássica que entra é igual a vazão mássica que sai, para determinar a vazão mássica nos demais componentes do sistema como compressores e condensador.

A equação para determinar a potência do condensador é a mesma do evaporador, apenas muda as iniciais \dot{Q}_L (Calor absorvido) por \dot{Q}_H (Calor rejeitado). Dessa forma, a equação para determinar a potência do condensador é:

$$Q_h = \dot{m} (h_s - h_e) \quad (3)$$

Para o cálculo da potência de compressores e bombas foram feitas algumas considerações:

- ✓ $\frac{dE}{dt} = 0 \rightarrow$ Regime permanente
- ✓ $\dot{Q} = 0 \rightarrow$ Não troca calor
- ✓ $\frac{v_e^2}{2} e \frac{v_s^2}{2} = 0 \rightarrow$ Variação de energia cinética desprezíveis
- ✓ $gz_e e gz_s = 0 \rightarrow$ Variação de energia potencial desprezíveis

Segue a equação para cálculo da potência dos compressores e bombas após a simplificação da primeira lei da termodinâmica.

$$\dot{W} = \dot{m} (h_e - h_s) \quad (4)$$

3.3 Cálculo do COP

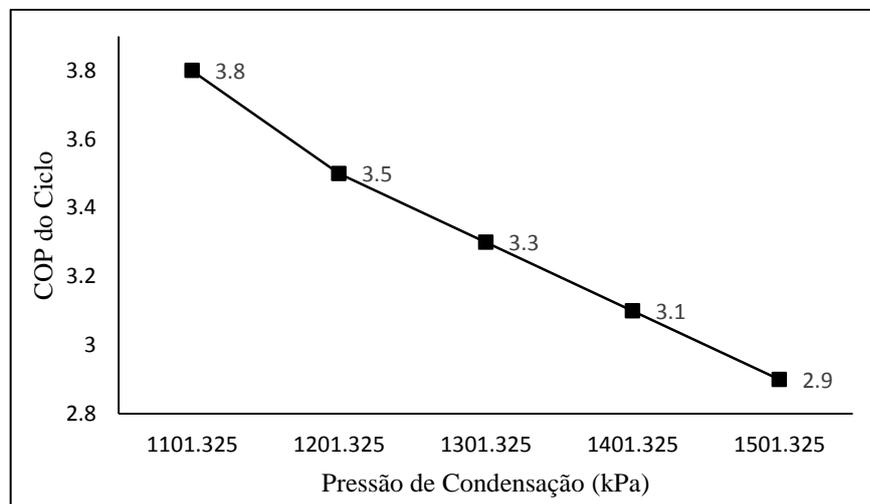
O COP de um sistema de refrigeração é a razão entre energia útil que é a energia absorvida no evaporador e a energia gasta para o funcionamento do ciclo que é a energia necessária para movimentar compressores e bombas. A energia absorvida nos evaporadores é representada por \dot{Q}_L e a energia gasta nos compressores e bombas é representada respectivamente por \dot{W}_c e \dot{W}_b . Como neste ciclo em específico há dois evaporadores, duas bombas e dois compressores a equação para o cálculo do COP será da forma descrita abaixo.

$$COP = \frac{\text{energia útil}}{\text{energia gasta}} = \frac{(Q_{l1} + Q_{l2})}{(\dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2} + \dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2})}$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Foram analisados a influência da pressão de condensação no *COP* do sistema, em relação a potência do compressor de alta pressão e em relação a potência do condensador. Os testes foram feitos a partir da pressão de condensação de 1101,325 kPa (situação em que se encontra a unidade de Rio Verde – GO) até a pressão de 1501,325 kPa (situação em que se encontrava a unidade de Duque de Caxias – RJ).

A FIGURA 14 demonstra os resultados obtidos para o *COP* em relação a variação da pressão de condensação.

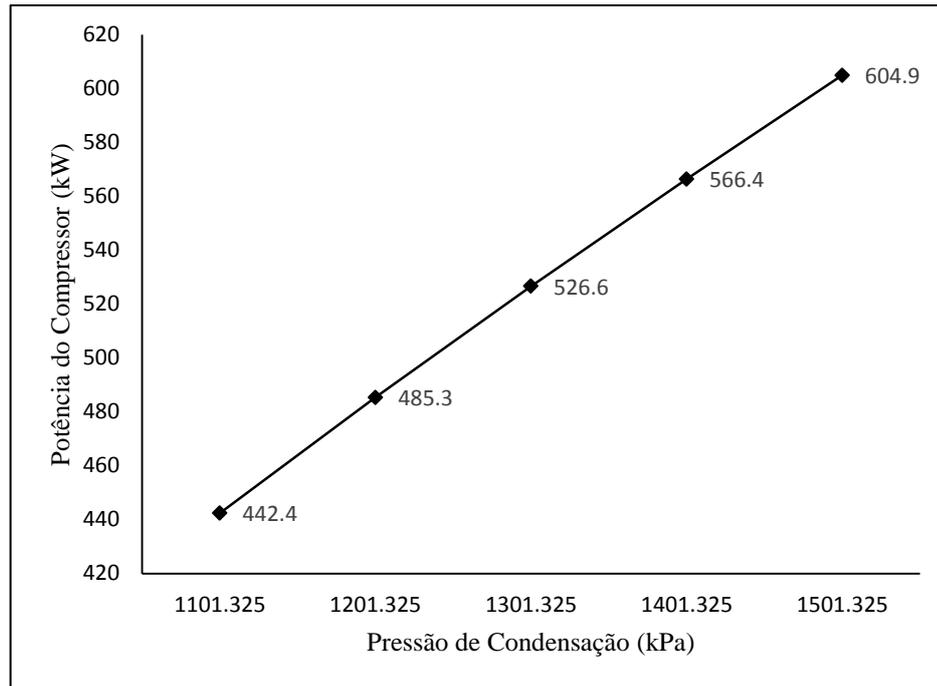


Fonte: DADOS DO PRÓPRIO AUTOR

FIGURA 14 – Influência da pressão de condensação sobre o COP

Verifica-se na FIGURA 14 que a pressão de condensação influencia diretamente no coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração. Neste caso, o *COP* diminui continuamente com o aumento da pressão. A 1101,325 kPa de pressão de condensação, o *COP* do ciclo é 3,8 e quando a pressão subiu para 1501,325 kPa o *COP* do sistema caiu para 2,99 o que representa uma queda de 21,7%. A queda do *COP* pode ser explicada pela necessidade de compressores mais potentes para elevar a pressão até o ponto de condensação.

A FIGURA 15 mostra a variação da potência do compressor de alta pressão em relação a variação da pressão de condensação.



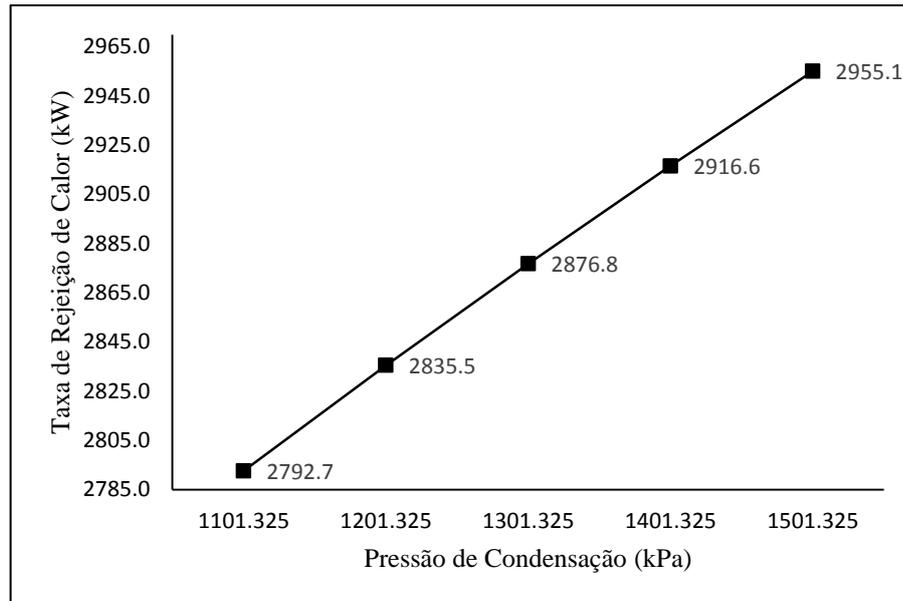
Fonte: DADOS DO PRÓPRIO AUTOR

FIGURA 15 – Potência do compressor de alta pressão

Verifica-se na FIGURA 15 a influência da pressão de condensação sobre a potência do compressor. Neste caso, a potência aumentou com a elevação da pressão de condensação, por exemplo, na pressão de condensação de 1101,325 kPa a potência requerida no compressor é de 442,47 kW e quando a pressão aumentou para 1501,325 kPa o trabalho exigido pelo compressor subiu para 604,91 kW o que representa um aumento de 36,7%.

Outro ponto que é influenciado pela pressão de condensação é a taxa de rejeição de calor no condensador. Esse fator é explicado pelo aumento da entalpia do fluido na saída do condensador. Este aumento da entalpia provoca a redução da capacidade de absorção de calor do refrigerante, necessitando de maior vazão mássica para a mesma capacidade de refrigeração.

A FIGURA 16 representa a variação da taxa de rejeição de calor em relação a pressão de condensação.



Fonte: DADOS DO PRÓPRIO AUTOR

FIGURA 16 – Taxa de rejeição de calor em função da pressão

Verifica-se na FIGURA 16 que quanto maior a pressão de condensação maior também é a taxa de rejeição de calor no condensador. Neste exemplo, na pressão de 1101,325 kPa a potência do condensador é de 2792,65 kW e ao aumentar a pressão para 1501,325 kPa a potência necessária no condensador subiu para 2955,10 kW o que representa um aumento de 5,8%.

Altas pressões de condensação elevam o consumo de energia e podem limitar a capacidade de refrigeração do ciclo. Alguns fatores devem ser observados para garantir a temperatura e pressão de condensação dentro dos parâmetros desejados para cada fluido refrigerante. O primeiro deles é a temperatura externa ao ambiente refrigerado, pois neste tipo de sistema de refrigeração industrial existe um reservatório de líquido que tem a função de manter o nível de refrigerante no ciclo. Este reservatório mantém o fluido na mesma temperatura que o ambiente, portanto a pressão de condensação mínima é aquela onde se encontra o refrigerante utilizado no estado líquido e a temperatura ambiente. Outro fator a ser analisado é a necessidade de tratamento químico na água utilizada nos condensadores com o objetivo de impedir a formação de incrustações na área de troca térmica. Essas incrustações reduzem significativamente o poder de rejeição de calor elevando a temperatura de condensação e conseqüentemente a pressão. Por último deve ser analisado o funcionamento do purgador de gases não condensáveis. Se ar ou outro gás não condensável entrar no sistema, estes ficam aprisionados no condensador onde se apegam aos tubos reduzindo a área de troca térmica aumentando a pressão de condensação (MARTINS, 2007).

4.1 Análise financeira

Como visto no tópico anterior, a pressão de condensação influencia diretamente na potência de requerida do sistema para o mesmo efeito de refrigeração proposto. Considerando o aumento na potência requerida no compressor pode ser feito a análise financeira do impacto causado por altas pressões.

Devido ao stress hídrico que o país vem passando nos últimos anos e a maior parte da matriz energética brasileira ser proveniente de usinas hidrelétricas o valor da energia tem aumentado em ritmo acelerado. O valor da tarifa paga pelo consumo (kW/h) à concessionária no período do estudo (setembro de 2015) é de R\$ 0,34. Segue o cálculo que demonstra o valor gasto a mais por se trabalhar com alta pressão de condensação.

Neste caso foi utilizada a potência do compressor para pressões de 1101,325 kPa e 1501,325 kPa dados no tópico anterior.

$$R\$ = (W1 - W2) \cdot H \cdot D \cdot T \quad (6)$$

Onde:

$W1 = 604,91 \rightarrow$ Potência do compressor em kW para pressão de 1501,325 kPa

$W2 = 442,47 \rightarrow$ Potência do compressor em kW para pressão de 1101,325 kPa

$H = 24 \rightarrow$ Quantidade de horas que o sistema fica ligado por dia

$D = 30 \rightarrow$ Quantidade de dias que o sistema fica ligado por mês

$T = 0.34 \rightarrow$ Valor da tarifa paga para 1 kW/h

Inserindo os dados acima na Equação 6 tem-se que os gastos são de R\$ 39.765,31 por mês a mais em um sistema com capacidade de refrigeração de 2.235 kW operando com a pressão de condensação de 1101,325 kPa e outro com a mesma capacidade, porém operando com 1501,325 kPa de pressão de condensação.

5 CONCLUSÃO

A eficiência nos processos é o diferencial para qualquer empresa na busca por maior rentabilidade e nesse caminho encontram-se os sistemas de refrigeração. Para alguns setores da indústria, principalmente a alimentícia, os processos de refrigeração são responsáveis pelo maior percentual de consumo energético da planta. Partindo deste princípio, o presente trabalho avaliou a influência da pressão de condensação sobre o coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração com o objetivo de otimizar ao máximo o processo reduzindo o consumo de energia que nos últimos anos tornou-se um dos maiores custos na produção industrial devido aos constantes reajustes.

No decorrer do estudo, foi visto as diferenças entre o ciclo ideal e real de refrigeração bem como os vários fatores que alteram o coeficiente de performance de um sistema, dentre eles os mais relevantes e abordados foram: a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação, o sub-resfriamento e o superaquecimento do fluido.

Para avaliar a influência de pressão de condensação foi analisado um sistema de refrigeração multipressão booster, onde através da biblioteca REFPROP 8.0 foi possível determinar as propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo a partir de dados já conhecidos como pressão e título.

Os resultados obtidos fizeram chegar à conclusão de que a pressão de condensação influencia diretamente em três pontos:

- Diminui o coeficiente de desempenho do ciclo apresentado;
- Aumenta a potência requerida nos compressores,
- Aumenta a taxa de rejeição de calor para o mesmo efeito de refrigeração proposto.

Portanto, a pressão de condensação é um fator onde engenheiros e projetistas devem se atentar para garantir o máximo de eficiência possível do ciclo já que a variação de 400 kPa resultou em custo adicional de R\$ 39.765,31 em uma instalação de 2.235 kW o que representa acréscimo de 18% no custo total com energia elétrica da instalação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BUENO, S.S. **Modelagem do escoamento ao de evaporadores de serpentinas com tubos aletados**. 2004. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, UNESP, Ilha Solteira SP, 2004.

CASTRO, José. **Apostila de Refrigeração**. Itajubá: UNIVASF – Universidade Federal do Vale do São Francisco, 2006. Apostila.

CLETO, T. Y **Instalações de Refrigeração Industrial Utilizando Amônia como Refrigerante – Parte II**. [S.l]:[s.n], 2002.

COSTA, E.C. **Refrigeração**. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda, 1982.

FERZOLA, J. F. **Análise global de um sistema de refrigeração industrial**. 2010. Trabalho de conclusão de curso - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

GENIÊR, F.S. **Ciclos de refrigeração: conceito e estudos de eficiência**. 2013. Dissertação de graduação - Universidade Federal do Espírito Santo, Alegre, 2013.

HERMES, C.J.L. **Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos**. 2006. Tese de doutorado - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

JAMES, R.W. **Dynamic analysis of an industrial refrigeration system to investigate capacity control**. *Proc.Inst.Mech.Engrs.* [S.l]:[s.n], 1975.

LEE, M. -Y., LEE, D. -Y., KIM, Y.; **Perfomance characterstcs of a smallcapacity directy cooled refrigerator using R290/R600a (55/45)**. *Internacional journal of refrigeration*, 2008.

LEMMON; HUBER; MCLINDEN. **REFPROP 8.0**. 2007.

MARTINELLI, L.C. **Refrigeração e ar condicionado, Evaporadores**. [S.l]:[s.n], 2002.

MARTINS, D.M. **Estudos de sistemas para economia de energia em refrigeração industrial, comparativo sistema Booter X Economizer.** 2007. Trabalho de conclusão do curso – Universidade de Rio Verde, Rio Verde, 2007.

MENEGHETTI, C. R. **Estratégias de controle em câmara de refrigeração por compressão de vapor.** 2009. Dissertação de mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2009.

NOTA TÉCNICA N° 03/2004. **Refrigeração industrial por amônia: riscos, segurança e auditoria fiscal.** Brasília: MTE, 2005.

RICHARDSON, R.N., BUTTERWORTH, J.S., **The performance of propane/isobutane mixtures in a vapourcompression refrigeration system. International Journal of Refrigeration.** [S.l]:[s.n],1995.

SILVA, J.G. **Estudo termodinâmico da aplicação de hidrocarbonetos em sistema de refrigeração.** 2010. Dissertação de graduação - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Santa Cruz, 2010.

STOECKER, W.F. **Design of thermal Systems – Third Edition.** United States of America, MCGraw-Hill, Inc.,1989.

STOECKER, W.F.; JABARDO, J.M. **Refrigeração Industrial.** Trad. J. M. Saiz Jabardo. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda.,1994.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial.** São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda., 2002.

TODESCHINI, A.; **Propostas de economia de energia em um sistema de refrigeração.** 2011. Trabalho de conclusão de curso - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

VENTURINI, O.J. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial.** Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.