



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE
DUPLO ESTÁGIO FUNCIONANDO COM
DIFERENTES REFRIGERANTES HALOGENADOS

WANDEMBERGH DIEGO DIAS DOS SANTOS
NATAL- RN, 2020



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE DUPLO ESTÁGIO FUNCIONANDO COM DIFERENTES REFRIGERANTES HALOGENADOS

WANDEMBERGH DIEGO DIAS DOS SANTOS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte como parte dos requisitos para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico, orientado pelo Prof. Dr. Cleiton Rubens Formiga Barbosa.

NATAL - RN

2020



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE
DUPLO ESTÁGIO FUNCIONANDO COM
DIFERENTES REFRIGERANTES HALOGENADOS

WANDEMBERGH DIEGO DIAS DOS SANTOS

Banca Examinadora do Trabalho de Conclusão de Curso

Prof. Dr. Cleiton Rubens Formiga Barbosa _____

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Orientador

Prof. Dr. Ângelo Roncalli Oliveira Guerra _____

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Avaliador Interno

Prof. Cleiton Rubens Formiga Barbosa Junior _____

Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Avaliador Interno

NATAL, 16 de outubro de 2020.

Dedicatória

O trabalho em questão não poderia ter sido concluído sem a colaboração e ajuda de diversas pessoas e entidades, às quais presto minha homenagem:

Ao povo brasileiro, por ter financiado minha formação.

À Universidade Federal do Rio Grande do Norte, que, gratuitamente, concedeu-me a oportunidade de concluir este curso.

Ao orientador Prof. Dr. Cleiton Rubens Formiga Barbosa pelo apoio, paciência e orientação durante o desenvolvimento do projeto.

E por fim, mas não menos importante, aos meus pais, Aurino Damazio dos Santos e Noraide Batista Dias, à minha irmã, Wiviane Tamara Dias dos Santos e aos meus amigos, que estiveram sempre ao meu lado em todos os momentos de dificuldades.

Agradecimentos

A Deus por ter me dado saúde e força para superar as dificuldades.

A Universidade Federal do Rio Grande do Norte, seu corpo docente, direção e administração que oportunizaram a janela que hoje vislumbro um horizonte superior.

Ao meu orientador Prof. Dr. Cleiton Rubens Formiga Barbosa, pelo suporte no pouco tempo que lhe coube, pelas suas correções e incentivos.

Aos meus pais, pelo amor, incentivo e apoio incondicional.

E a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

Santos, W. D. D. **ANÁLISE DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE DUPLO ESTÁGIO FUNCIONANDO COM DIFERENTES REFRIGERANTES HALOGENADOS** 2020. 34 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal-RN, 2020.

Resumo

Um dos principais problemas da refrigeração atualmente é o fato de a grande maioria dos fluidos refrigerantes disponíveis no mercado são nocivos ao meio ambiente, quer seja por agredir a camada de ozônio ou por contribuir com o efeito estufa. O ciclo de compressão de vapor é bastante difundido em aplicações de refrigeração e condicionamento de ar. Uma de suas variações é o ciclo com compressão em múltiplos estágios com separação de líquido, ou câmara de flash. Este trabalho apresenta a realização de várias simulações utilizando o software de simulação de sistemas de refrigeração CoolPack, que apresenta licença livre. As simulações foram realizadas considerando-se um ciclo de refrigeração por compressão de vapor com compressão em dois estágios e com câmara de flash. Foi definido inicialmente um ciclo de referência para a análise e simulado a influência de diferentes parâmetros (temperatura de evaporação e condensação, sub-resfriamento, superaquecimento, pressão intermediária do ciclo, eficiência isentrópica, perdas de pressão etc) na performance do ciclo de refrigeração. O R-410A apresenta o maior COP do ciclo de refrigeração de 02 estágios com câmara de flash, comparativamente ao R22 e R407C.

Palavras-chave: Ciclo de refrigeração de múltiplo estágio, Refrigerantes halogenados, Análise termodinâmica, Coeficiente de performance, Coolpack

Abstract

One of the main problems with refrigeration today is the fact that the vast majority of refrigerant fluids available on the market are harmful to the environment, whether due to damaging the ozone layer or contributing to the greenhouse effect. The vapor compression cycle is widespread in refrigeration and air conditioning applications. One of its variations is the multi-stage compression cycle with liquid separation, or flash chamber. This work presents the realization of several simulations using the CoolPack cooling systems simulation software, which has a free license. The simulations were carried out considering a vapor compression refrigeration cycle with two-stage compression and a flash chamber. Initially, a reference cycle for analysis was defined and the influence of different parameters (evaporation and condensation temperature, subcooling, overheating, intermediate cycle pressure, isentropic efficiency, pressure losses, etc.) was simulated on the performance of the refrigeration cycle. The R-410A has the largest COP of the 02-stage refrigeration cycle with a flash camera, compared to the R22 and R407C.

Keywords: Multistage refrigeration cycle, Halogenated refrigerants, Thermodynamic analysis, Performance coeficiente, Coolpack.

Lista de Ilustrações (opcional)

Figura 1 - Representação esquemática do ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor_____	2
Figura 2 - Efeito da diminuição da temperatura do evaporador no desempenho do ciclo de refrigeração: a) representação no diagrama Txs e b)no diagrama PxH_____	3
Figura 3 - Diagrama Pressão x Entalpia de um ciclo de refrigeração com multipolos estagios_____	5
Figura 4 - Diagrama Txs_____	8
Figura 5 - Ciclo de Fluido Refrigerante R22_____	17
Figura 6 - Dados R22_____	17
Figura 7 - Valores para comparação R22_____	18
Figura 8 - Ciclo de Fluido Refrigerante R407C_____	18
Figura 9 - Dados R407C_____	19
Figura 10 - Valores para comparação R407C_____	19
Figura 11 - Ciclo de Fluido Refrigerante R410A_____	20
Figura 12 - Dados R410A _____	20
Figura 13 - Valores para comparação R410A_____	20

Lista de Tabelas (opcional)

Tabela 1 - Potenciais substitutos do R22_____	13
Tabela 2 - Propriedades ambientais do R22 e de seus possíveis substitutos_____	14
Tabela 3 - Ciclo de referência e intervalo da simulação_____	16
Tabela 4 - Resultados_____	21

Sumário

Dedicatória.....	3
Agradecimentos.....	4
Resumo.....	6
Abstract.....	7
Lista de Ilustrações.....	8
Lista de Tabelas.....	9
Sumario.....	10
1 Introdução.....	11
2 Fundamentação Teórica.....	12
2.1 Ciclo de Compressão Mecânica a Vapor.....	12
2.2 Ciclo de Compressão Mecânica a Vapor de múltiplos estágios.....	14
2.2.1 Compresso.....	16
2.2.3 Condensador.....	16
2.2.4 Válvula de Expansão.....	16
2.2.5. Evaporado.....	17
2.2.6 Câmara de Flash.....	17
2.2.7 Coeficiente de Desempenho.....	17
2.3 Fluido Refrigerante.....	18
3 Revisão Bibliográfica.....	20
3.1 Fluidos Refrigerantes.....	21
3.1.2 Fluidos Seleccionados.....	22
4 Metodologia.....	25
5 Resultados e Discursões.....	26
6 Conclusão.....	31
7 Referencias Bibliograficas.....	32

1 Introdução

Uma quantia significativa das instalações no campo da refrigeração industrial atua entre temperaturas de evaporação e condensação cuja diferença altera entre 50 e 90 °C. Uma diferença tanto acentuada de temperaturas, que se por um lado proporciona uma cadeia de sistemas operacionais por outro impõe a busca de soluções não comuns. Uma dessas soluções é a compressão em estágios múltiplos de pressão que gera um acréscimo de custo inicial da relação à compressão em estágio simples. Por outro lado, o uso de múltiplos estágios acrescenta alguns dos problemas decorrentes da elevada diferença de temperaturas além de reduzir a potência de compressão. A análise da compressão de dois estágios acarretara a chance de estudar a propriedade de dois aspectos importantes: a remoção do gás de flash e o resfriamento intermediário, eventos particulares como o sistema de refrigeração em cascata.

Atualmente, há uma intenção quanto à aplicação de refrigerantes naturais nos sistemas de refrigeração. Estes refrigerantes são distribuídos como “hidrocarbonetos” e “compostos inorgânicos” (Silva, 2006). Os hidrocarbonetos não comprometem a camada de ozônio (“ODP” igual à zero) e apresentam potencialidade baixa para causar o aquecimento global (Dias et al., 2004). Os refrigerantes hidrocarbonetos mais aproveitados são o “isobutano - R-600a” e o “propano R-290”. Os refrigerantes inorgânicos mais utilizados são a amônia (R-717) e o dióxido de carbono (R-744) que não apresentam nenhum impacto ambiental. Contudo, a amônia demanda cuidados especiais devido ao seu alto teor de toxicidade necessitando ser utilizada em ambientes controlados para detecção de vazamentos ou em refrigeração industrial. O dióxido de carbono, por sua vez, é um refrigerante antigo tendo ressurgido recentemente e utilizado em ar condicionado automotivo, geladeiras e protótipos, embora ainda tenha aplicação limitada devido às altas pressões de operação o que demanda compressores especiais e acessórios de segurança. Este trabalho exhibe resultados de diferentes simulações levando-se em conta distintos fluidos refrigerantes e o resultado de várias variáveis sobre a performance do ciclo de refrigeração.

2 Fundamentação Teórica

2.1 Ciclo de Compressão Mecânica a Vapor

Os ciclos de refrigeração são ciclos termodinâmicos que atuam com o uso de refrigeradores – aparelhos repetitivos que utilizam um fluido de trabalho, chamado gás refrigerante, no qual este passa por processos de alterações de fase (condensação/evaporação) até voltar ao seu estado inicial. Essas alterações de mudança de fase são responsáveis pelo resultado termodinâmico da refrigeração. O ciclo de compressão mecânica de vapor (Figura 1) é o processo mais frequentemente utilizado, e envolve os processos de vaporização e condensação de um fluido refrigerante.

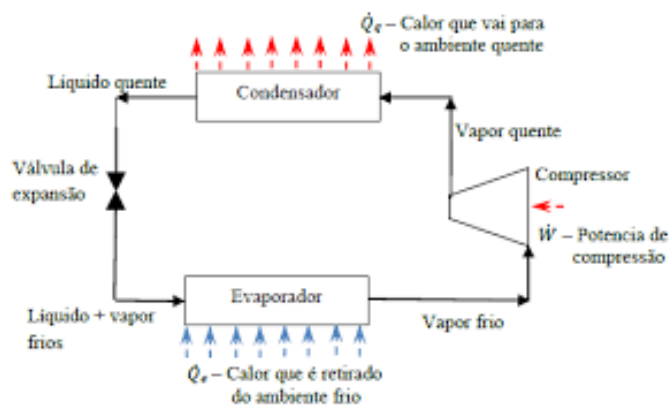


Figura 1 - Representação esquemática do ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

Fonte: Adaptador Stoecker e Jones 1985

Da Figura (1), apresenta quatro processos:

- **Estagio 1 – 2 (Processo de compressão - W):** O compressor comprime o vapor superaquecido derivado do evaporador, elevando a sua pressão e, logo a sua temperatura.
- **Estagio 2 – 3 (Processo de condensação – Qc):** O vapor é direcionado para o condensador, onde irá liberar calor para o ambiente. Neste procedimento, o fluido é condensado e descarregado no estado líquido. É importante que o líquido fique sub-resfriado, para prevenir que entre uma parcela de fluido no estado gasoso na válvula de expansão.

- **Estagio 3 – 4 (Processo de expansão):** O líquido sub-resfriado flui por meio da válvula de expansão e é descarregado na forma de uma mistura saturada, contendo líquido e vapor. Este elemento trabalha como um lembrete na tubulação, que causa uma queda na pressão do fluido.
- **Estagio 4 – 1 (Processo de evaporação – Q_e):** Esta mistura de líquido mais vapor saturados, entra no evaporador aonde vai receber o calor originário da câmara frigorífica. Ao absorver este calor, o fluido no estado líquido evapora até a condição de vapor saturado ou superaquecido. É importante que este vapor seja superaquecido para impedir o risco de introduzir-se fluido no compressor.

O sistema de um estágio de compressão mecânica a vapor apresentado até o momento, é apropriado para operar quando as relações entre as temperaturas do condensador e do evaporador são pequenas, entre 50 e 60 °C. Bem como a contestação entre as temperaturas de condensação e evaporação é muito alta o sistema virar ineficiente, conforme pode ser visto na Figura 2.

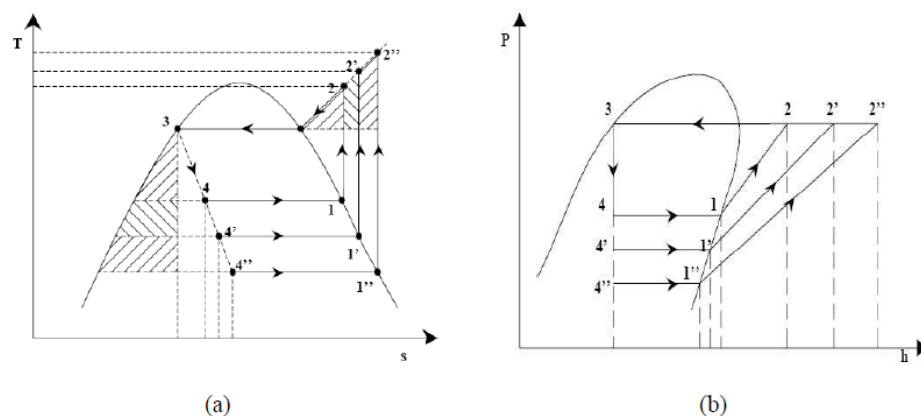


Figura 2 - Efeito da diminuição da temperatura do evaporador no desempenho do ciclo de refrigeração: (a) representação no diagrama $T_x s$ e (b) no diagrama $P_x h$.

Fonte: Adaptado do Stoecker 2002

O acréscimo no processo de compressão não só diminui o rendimento volumétrico do compressor como eleva a temperatura de descarga, responsável pela queima do óleo e corrosão das válvulas, suavizando a vida útil do compressor. Como decorrência da análise anterior, o efeito de refrigeração enfraquece e o

trabalho de compressão acresce. O efeito de refrigeração volumétrica diminui ligeiramente à medida que o volume específico do refrigerante aumenta com a abatimento da temperatura no evaporador. A saída para esses problemas é a utilização de sistemas de compressão com múltiplos estágios.

2.2 Ciclo de Compressão Mecânica a Vapor de múltiplos estágios

Quando as temperaturas de evaporação são muito baixas, normalmente se usar sistemas de compressão mecânica a vapor de múltiplos estágios de compressão a vapor. As baixas temperaturas de evaporação geram a relação entre a pressão de condensação e pressão de evaporação, aumentando a taxa de compressão. Os estágios de compressão elevadas, não são esperadas nos aspectos construtivos e termodinâmicos nos sistemas de refrigeração. Nos aspectos construtivos, as pressões e temperaturas se elevam a um coeficiente alto prejudicando os sistemas de lubrificação do compressor, e por consequência, causando um alto desgaste nas peças internas, gerando quebra e aumentando o custo da manutenção. Nos aspectos termodinâmicos, a expansão do fluido armazenado no espaço morto do cilindro que diminui o volume real de gás admitido, o trabalho do compressor aumentará muito para se chegar a um valor de temperatura almejado, provocando assim um aumento no consumo de energia e potência frigorífica reduzida, acarretando uma queda no COP. Uma instalação de múltiplos estágios de compressão a vapor, o investimento inicial será muito maior que uma instalação de simples estágio de compressão a vapor, para a mesma potência frigorífica, porém em muitos casos ele se torna indispensável, pois a temperatura desejada é muito baixa. É sempre importante avaliar os melhoramentos alcançados em relação ao custo inicial, em função das benfeitorias obtidas. O sistema de múltiplos estágio de compressão mecânica a vapor mais utilizada em refrigeração industrial é o duplo estágio, que utilizam amônia como fluido refrigerante para baixas temperaturas, normalmente as relações de pressões de condensação e evaporação são superiores a 7 e como a amônia absorve um elevado valor de calor latente, se faz necessário o uso do sistema de múltiplos estágios.

O sistema pode ser descrito por meio do diagrama P-H nas seguintes passos, conforme ilustrado na Figura 3:

- **Estagio 1-2 (Processo de Compressão):** O vapor é comprimido no 1º estágio do compressor até a pressão inter-estágios;
- **Estagio 2+6 (Processo de Mistura):** Mistura da corrente proveniente do vaso economizador com a de saída do primeiro estágio de compressão, levando a um resfriamento da corrente;
- **Estagio 2+6-4 (Processo de Vapor Superaquecido):** O vapor produzido é comprimido desde o estado de vapor saturado até a pressão do condensador, na forma de vapor superaquecido;
- **Estagio 4-5 (Processo de Condensação):** Rejeição de calor do fluido refrigerante para a vizinhança a pressão constante no condensador, até o fluido de refrigeração atingir o estado de líquido saturado;
- **Estagio 5-6 (Processo de Expansão 1):** Na válvula de expansão ocorre a expansão irreversível isentálpica levando o fluido refrigerante até a pressão inter-estágios;
- **Estagio 6-2 (Câmara Flash):** A saída da válvula de expansão alimenta o evaporador onde ocorre a evaporação do fluido refrigerante a pressão constante até o estado de vapor saturado;
- **Estagio 6-2-7 (Processo de Separação):** O vapor que sai do evaporador é separado no vaso economizador;
- **Estagio 7-8 (Processo de Expansão 2):** O líquido sofre uma nova redução de pressão ao passar por uma válvula de expansão alimentando o evaporador 2;
- **Estagio 8-1 (Processo de Evaporação):** Evaporação do fluido refrigerante a pressão constante até o estado de vapor saturado. Esta fase é onde ocorre a absorção de calor do espaço refrigerado.

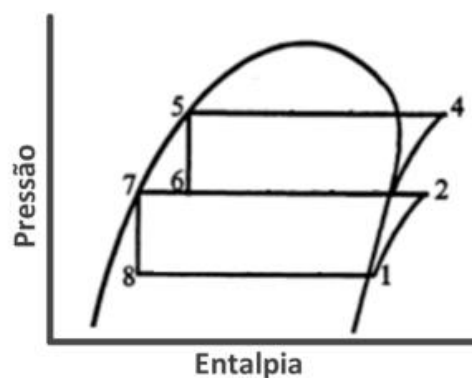


Figura 3 - Diagrama Pressão X Entalpia de um ciclo de refrigeração com múltiplos estágios.

Fonte: Adaptação do Stoecker 2004

No gráfico PxH da Figura 3 nota-se que a evaporação é isobárica e isotérmica e a condensação é isobárica. Não são analisadas perdas e trocas de calor com o ambiente.

É possível perceber da análise do volume de controle no compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador que existe fluxo de massa cruzando as fronteiras de cada um dos componentes, onde a massa que entra é igual a massa que sai ($\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$). Considerando o ciclo como ideal, ou seja, desprezando-se as irreversibilidades e tomando como base a Equação (1) da energia para o volume de controle podemos descobrir os fluxos de energia do ciclo. Definida pela equação (1).

$$\dot{Q} - \dot{W}_{\text{útil}} = \frac{dE_{cv}}{dt} + \left(h + \frac{1}{2}V^2 + g \cdot \Delta e \right)_s \dot{m}_s - \left(h + \frac{1}{2}V^2 + g \cdot \Delta e \right)_e \dot{m}_e \quad (1)$$

2.2.1 Compressor

Componente mecânico que fornece trabalho para o fluido refrigerante comprimindo-o. Definida pela equação (2).

$$\text{Compressor} - W_c = (1 - x_6)(h_1 - h_2) + (h_9 - h_4) \quad (2)$$

2.2.3 Condensador

Retira calor do fluido comprimido, trocando energia com outro fluido. Nessa etapa o fluido refrigerante está com temperatura e pressão elevadas, passando da fase gasosa para líquida. Definida pela equação (3).

$$\text{Condensador} - q_H = \dot{m}(h_4 - h_5) \quad (3)$$

2.2.4 Válvula de Expansão

O fluido chega com a pressão elevada e a válvula é responsável por reduzi-la. Nessa etapa o fluido torna-se uma mistura de fluido e gás. Definida pelas equações (4) e (5)

$$\text{Válvula de Expansão 1} - (h_5 = h_6) \quad (4)$$

$$\text{Válvula de Expansão 2} - (h_7 = h_8) \quad (5)$$

2.2.5 Evaporador

Dispositivo mecânico responsável pela troca de calor do fluido refrigerante com outro fluido que precisa ser resfriado. Nessa fase o fluido absorve calor.

$$\text{Evaporador} - q_L = (1 - x_6)(h_1 - h_8) \quad (6)$$

2.2.6 Câmara de Flash

Uma câmara flash ou separador líquido-vapor é um vaso vertical utilizado em diversas aplicações para separar uma mistura de líquido-vapor.

2.2.7 Coeficiente de Desempenho

O ciclo de refrigeração é um sistema térmico que transfere energia térmica de uma região de baixa temperatura para outra de alta, e por isso, é necessário utilizar trabalho externo para realiza-lo, conforme afirma a segunda lei da termodinâmica.

De acordo com a primeira lei da termodinâmica, a energia é transformada. No caso de um sistema térmico em regime permanente, somatório das energias que entram é igual ao das que saem, e o balanço energético está indicado na equação (7).

$$q_L + W_c = q_H \quad (7)$$

A performance dos ciclos de refrigeração pode ser apresentada como a razão entre a quantidade de energia recebida do corpo frio e a transferência líquida de energia sob a forma de trabalho para dentro do sistema para conseguir esse efeito.

A eficiência pode passar de 100% é chamada de coeficiente de desempenho (COP). Definido pela equação (8).

$$COP = \frac{q_L}{W_c} \quad (8)$$

Os fluxos de energia podem ser evidenciados no diagrama da Figura 4.

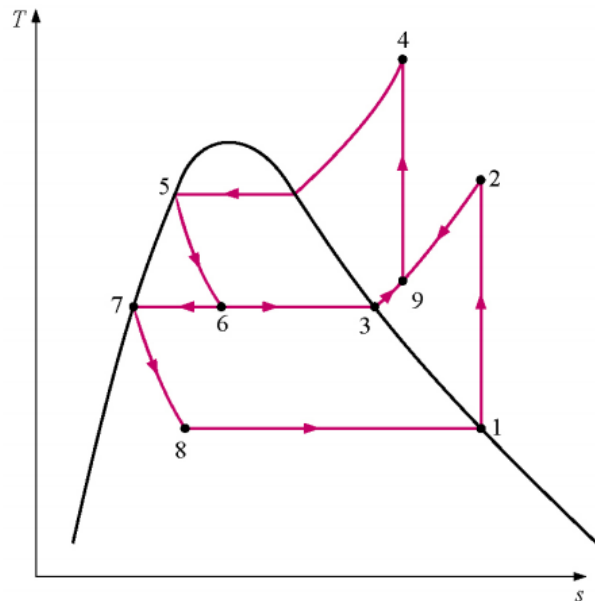


Figura 4 – Diagrama Ts

Fonte: Adaptado do Cengel 2017

2.3 Fluido Refrigerante

Os fluidos refrigerantes são substâncias químicas responsáveis pelo transporte de energia no ciclo de refrigeração, onde o calor de um local é absorvido pelo refrigerante e rejeitado em outro ambiente.

Os fluidos refrigerantes, mas comuns em ciclos de refrigeração de compressão mecânica a vapor são do tipo “cloro-fluor-carbono - CFC” (exempl., R-11, R-12 e R-13), “hidro-cloro-fluor-carbono - HCFC” (exemplo., R-22, R-123), “hidro-fluor-carbono - HFC” (exemplo., R-134a, R-152a, R-23) e amônia (R-717), conforme Stoeker (2002) e ASHRAE (1997). Os “CFCs” colaboram para a destruição da camada de ozônio e sua oferta foi praticamente eliminada do mercado. Estes fluidos refrigerantes apresentam os mais elevados índices de destruição da camada de ozônio “ODP” (Ozone Depleting Potential) e também possuem os mais elevadas potenciais para a causa do aquecimento global “GWP” (Global Warming Potential).

Os fluidos refrigerantes “HCFCs” (R-22) e o “HFC” (R-134a), são livres de cloro e isto lhes confere baixos índices “ODP”, entretanto, esses refrigerantes apresentam índices elevados de “GWP”. Diferentes fluidos refrigerantes que estão sendo utilizados hoje em dia são as misturas de refrigerantes chamadas de “misturas azeotrópicas” e misturas “não-azeotrópicas”. As “misturas azeotrópicas” exibem comportamento similar à das substâncias puras durante a variação de fase de líquido para vapor e vice-versa. As misturas “não-azeotrópicas” apresentam comportamento anormal, pois suas temperaturas de evaporação e de condensação alteram durante o processo de mudança de fase, ainda que mantida as pressões constantes. Essas misturas na maioria das vezes apresentam boas características termodinâmicas e baixos índices “ODP”, embora tenham elevados índices “GWP”.

Segundo KOTCH e NETO (2009), algumas características desejáveis para um refrigerante estão listadas abaixo:

- Baixos níveis de pressão de vaporização não muito baixa, para um evitar vácuo elevado no evaporador e assim sendo não baixando a eficiência volumétrica no compressor;
- Pressão de condensação não muito elevada, assim favorece uma eficiência volumétrica no compressor, garantindo mais segurança;
- Alto índices de calor latente de vaporização, reduzindo a vazão de refrigerante para uma maior capacidade de refrigeração;
- Baixo índices de volume específico na fase de vapor, aceitando uma baixa vazão volumétrica para uma taxa menor de capacidade de refrigeração;
- Está estável e inerte, não sofrendo alteração química evitando misturas com outros materiais;
- Não ser tóxico, inflamável e explosivo, sendo assim, seguro para as pessoas e animais em caso de vazamentos;
- Não ser prejudicial ao meio ambiente, conservando a camada de ozônio e ajudando a diminuir o aquecimento global.

É praticamente impossível que exista um único fluido refrigerante que apresente características de todos os quesitos citados acima, então, diferentes fluidos refrigerantes são considerados.

3 Revisão Bibliográfica

A refrigeração é definida como uma ciência relacionada à transferência de energia térmica, cujo objetivo é reduzir a temperatura do sistema de refrigeração a uma temperatura que pode ser alcançada em um determinado local e tempo (GOSNEY, 1982). Em 1755, Willian Cullen reduziu a pressão do éter, para evaporar e para acelerar e simplificar o processo de remoção de calor de uma pequena quantidade de água. Existe uma desvantagem porque o éter deve ser constantemente substituído. Desta forma, uma solução é criada: um sistema fechado no qual o éter é evaporado e comprimido para condensar novamente. Jacob Perkins obteve a patente do primeiro equipamento de fabricação de gelo em 1834. Entre 1856 e 1857, James Harrison criou o primeiro sistema de refrigeração real (CLUBE DAREFRIGERAÇÃO, 2016).

Dentre os sistemas de refrigeração conhecidos, os mais comumente utilizados são: refrigeração mecânica por compressão de vapor, refrigeração a ar, refrigeração por absorção, refrigeração termoelétrica e refrigeração termomagnética. (HERMES, 2006; MARTINHO, 2003; NUNES, 2015). Hoje, a maioria dos sistemas usa refrigeração por compressão mecânica a vapor, como refrigeradores domésticos ou grandes sistemas industriais. Outros sistemas de refrigeração são usados em ambientes específicos. Por exemplo, no ciclo de absorção, o calor é utilizado como fonte de energia, muito semelhante ao resfriamento a vapor (GENIER, 2013).

Quando evaporadores com temperaturas diferentes são necessários ou quando a temperatura do evaporador é muito baixa, um ciclo de refrigeração de vários estágios pode ser usado. Este tipo de ciclo aumentará o custo inicial de instalação, mas os pequenos compressores em série são mais eficientes, reduzindo a potência de compressão (STOECKER, 2004). A redução do trabalho deve-se principalmente ao subresfriamento do vapor entre os dois estágios, que também reduz a temperatura de descarga e o deslocamento.

Jabardo e Stoecker (2002, p.44) apontam que grande parte dos equipamentos da zona de refrigeração industrial opera entre a temperatura de evaporação e a temperatura de condensação, e a diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura de condensação varia entre 50 e 80 ° C. A diferença óbvia entre a temperatura de evaporação e a temperatura de condensação pode

causar vários problemas, que podem ser atenuados pela compressão em vários estágios, de modo que a potência de compressão necessária também é reduzida.

No resfriamento termoelétrico, o resfriamento é feito "eletronicamente" e é realizado de acordo com o princípio do efeito Seebeck / Peltier. Neste efeito, a corrente é induzida ou uma diferença de temperatura entre as duas pontas do condutor é induzida, mas o custo é alto. Em comparação com outros sistemas, a eficiência é baixa. No resfriamento a ar, a temperatura é reduzida pelo processo de expansão (COSTA, 1982).

3.1 Fluidos Refrigerantes

Qualquer substância instável e líquido na temperatura exigida no compressor pode ser usado como fluido no sistema de refrigeração. Sua principal função é a transferência de calor. Vários fatores devem ser considerados na escolha de um fluido refrigerante (GOSNEY, 1982; SARBU, 2014).

Compreender as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes é essencial para determinar a eficiência do equipamento de refrigeração. Dependendo da temperatura, a pressão no sistema será diferente, e a pressão de cada fluido também será diferente (NUNES, 2015). De acordo com Marques (2010), os refrigerantes podem geralmente ser classificados da seguinte forma: hidrocarbonetos halogenados, misturas azeotrópicas de hidrocarbonetos hidratados, misturas não azeotrópicas de hidrocarbonetos porosos, compostos orgânicos e compostos inorgânicos.

Inicialmente, substâncias contendo NH₃, CO₂, SO₂, CH₃CL, etc. foram utilizadas como refrigerantes. Com o desenvolvimento de novos equipamentos, a demanda por novos fluidos continua crescendo. A indústria acredita ter descoberto o fluido ideal para sistemas de compressão de vapor: CFC (hidrocarboneto a base de flúor e cloro). Os CFCs têm várias propriedades desejáveis: não são inflamáveis, explosivos ou corrosivos; são muito estáveis e têm pouca toxicidade. Com isso, os refrigerantes R11 e R12 destacam-se por suas propriedades químicas e são amplamente utilizados em processos industriais (SELLENT, 2011).

Na década de 1970, essas substâncias foram descobertas para destruir a camada de gás ozônio. Por serem extremamente voláteis, eles conseguiram atingir a

estratosfera antes de serem destruídos. Em seguida, foram condenados como a principal causa do vazamento da camada de ozônio. (SILVA, 2009).

Em 1986, o Protocolo de Montreal determinou a substituição do CFC, e o uso do CFC deveria ser banido nos países menos desenvolvidos até 2010, o que causou uma revolução nos sistemas de refrigeração (Stoecker e Jabardo). Na década de 1980, surgiram muitas alternativas. Um deles são os compostos parcialmente halogenados para substituir os CFCs. Eles são chamados de hidroclorofluorocarbonos (HCFC) e hidrofluorocarbonos (HFC). No entanto, o HCF também contribui para o efeito estufa e deve ser reduzido gradualmente até 2040 (MMA 2005).

De acordo com a pesquisa de Venturini e Pirani (2005), as características ideais do fluido são: a pressão de vaporização não é muito baixa; a pressão de condensação não pode ser muito alta; o calor latente de vaporização não é muito alto; alto coeficiente de desempenho - um alto coeficiente deve ser gerado porque está basicamente relacionado aos custos operacionais relacionados, é atóxico e inflamável, fácil de detectar vazamentos, barato e livre de poluição.

3.1.2 Fluidos Selecionados

Na década de 1990, o principal substituto dos CFCs eram os HCFCs, com destaque para o R-22, amplamente utilizado em sistemas de refrigeração. Porém, como o vazamento destruiria a camada de ozônio, o uso foi reduzido de acordo com as metas estabelecidas pelo Protocolo de Montreal (MMA, 2005).

De acordo com a EPA (Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos), algumas das alternativas ao R-22 são o R-410A e o R-407C. Os substituintes consistem em átomos de carbono, hidrogênio e flúor. São inofensivos à camada de ozônio, pois sua composição não contém cloro (CORRÊA, 2010).

Ainda de acordo com a visão de CALM e DOMANSKI (2005), não existe substância pura que possa substituir o R-22 em toda a faixa de aplicação. No entanto, existem pelo menos oito misturas de refrigerantes no mercado que podem substituir o R-22 em equipamentos operacionais, e várias outras misturas foram desenvolvidas para novos equipamentos.

Considerando que o R-502 é uma mistura à base de R-22 e é amplamente utilizado na refrigeração de baixa temperatura, existem mais de 20 dispositivos candidatos que podem substituir o R-22 em uso, enquanto o novo sistema tem mais de 10 opções. Essas substâncias estão resumidas na Tabela 1.

	Equipamentos Existentes (podem requerer conversão)				Novos Equipamentos	
R-22	R-407C	R-411A	R-417A	R-419A	R-407C	R-407E
	R-421A	R-421B			R-410A	R-410B
					HCs	
R-502	R-402A	R-402B	R-403A	R-403B	R-404A	R-407A
	R-404A	R-407A	R-407B	R-408A	R-507A	R-509A
	R-411B	R-22A	R-507A		HCs	

Tabela 1. Potenciais substitutos do R-22

Fonte: CALM; DOMANSKI, 2005

Ainda de acordo com CALM e DOMANSKI (2005), as regras para eliminação do R-22 são baseadas apenas no seu potencial de destruição da camada de ozônio (ODP), mas outros dados ambientais devem ser considerados na busca de alternativas ao R-22, conforme mostrado na Tabela 2, como atmosférico Vida útil média (T_{atm}) e potencial de aquecimento global (GWP).

O tempo de vida T_{atm} na atmosfera representa o tempo médio de residência do refrigerante liberado na atmosfera até que ele se decomponha ou reaja com outras substâncias químicas, ou seja, seja completamente removido do meio. Em outras palavras, T_{atm} representa o potencial da substância de se acumular na atmosfera: uma longa vida útil indica uma lenta recuperação do meio ambiente após um determinado problema. Portanto, deseja-se uma vida curta na atmosfera.

Refrigerante	T _{atm}	ODP	GWP (100 anos)
R-22	12	0,034	1780
R-123	1,3	0,012	76
R-134a	14	0	1320
R-407C	a	0	1700
R-407E	a	0	1400
R-410A	a	0	2000
R-32	4,9	0	543
R-32/600 (95,0/5,0)	a	0	520
R-32/600a (09,0/10,0)	a	0	490
R-290 (propano)	b	0	20
R-717 (amônia)	b	0	< 1
R-744 (dióxido de carbono)	> 50	0	1
R-1270 (propileno)	b	0	20

Tabela 2. Propriedades Ambientais do R-22 e de seus possíveis substitutos

Fonte: CALM; DOMANSKI, 2005

Dentre os fluidos alternativos, o R-410A, mistura binária de 50% de HCF 32 e 50% de HCF 125, possui uma capacidade maior de refrigeração e uma menor temperatura de descarga quando comparado ao R-22.

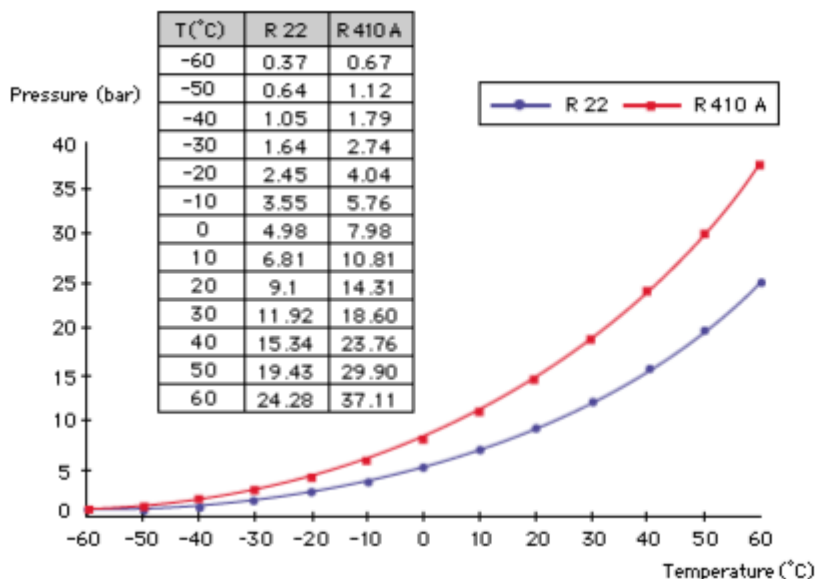


Gráfico comparativo pressão x temperatura R-410A e R-22

Fonte: Ficha Técnica Gás-Servei 2020

O R-407C é composto por 52% HCF 134a, 25% HCF 125 e 23% de HCF 32; não é inflamável, possui baixa toxicidade e sua refrigeração é similar ao R-22.

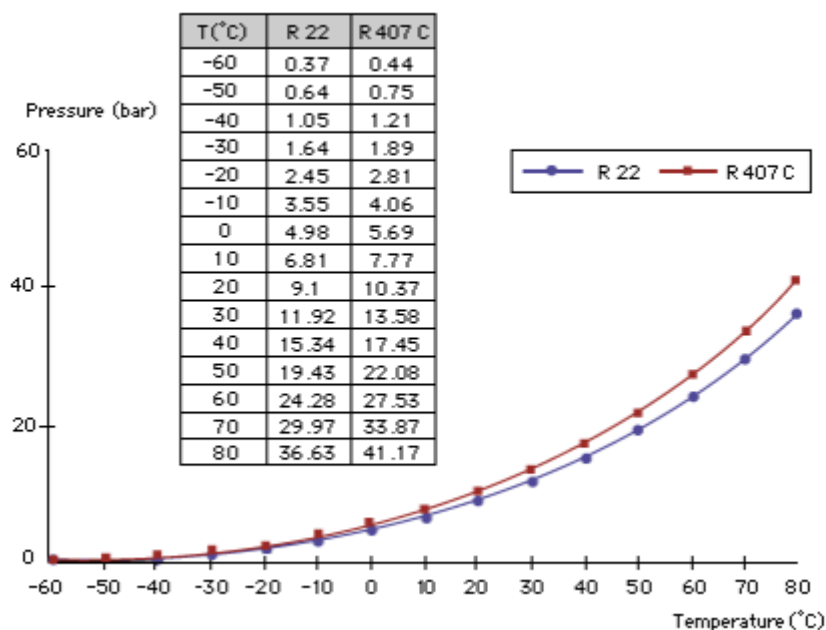


Gráfico comparativo pressão x temperatura R-407C e R-22

Fonte: Ficha Técnica Gás-Servei 2020

4 Metodologia

Nesta pesquisa, foi utilizado o software de simulação de ciclo de refrigeração "Coolpack" baseado na plataforma "EES" (engineering equation solver). O software foi desenvolvido pelo Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Técnica da Dinamarca (DTU).

O objetivo original da simulação termodinâmica era estudar o desempenho de um ciclo de refrigeração de compressão de vapor de múltiplos estágios usando refrigerante difluoroclorometano (R-22), R-407C (mistura não azeotrópica), e R-410A (misturas azeotrópicas). O objetivo deste estudo é também verificar a sensibilidade de uma alternativa viável ao R-22 e as principais variáveis operacionais no coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração (COP).

VARIÁVEIS	VALORES
<i>Temperatura de evaporação (°C)</i>	-10
<i>Temperatura de condensação (°C)</i>	25
<i>Superaquecimento útil (K)</i>	10
<i>Sub-resfriamento (K)</i>	5
<i>Queda de pressão no evaporador (bar)</i>	0,1
<i>Queda de pressão no condensador (bar)</i>	0,5
<i>Queda de pressão na linha de sucção (bar)</i>	0,1
<i>Queda de pressão na linha de líquido (bar)</i>	0,5
<i>Queda de pressão na linha de descarga</i>	0,5
<i>Queda de pressão linha de descarga (bar)</i>	0,1
<i>Eficiência isentrópica (%)</i>	0,7

Tabela 3 – Ciclo de referência e intervalo de simulação das variáveis

Fonte: Proprio Autor

Na simulação de cada ciclo termodinâmico, o valor de cada variável é arbitrado, e os valores dessas variáveis são definidos na Tabela 1. Posteriormente, os dados obtidos da simulação utilizando o software Coolpack são apresentados na forma de gráficos para melhor visualização, comparação e análise do desempenho.

5 Resultados e Discursões

Na simulação do ciclo de refrigeração por compressão de vapor mecânico de múltiplos estágios usando refrigerantes R22 (clorodifluorometano), R-407C (mistura não azeotrópica) e R-410A (mistura quase azeotrópico), com a ajuda do software Coolpack para determinar a sensibilidade do coeficiente de desempenho do ciclo (COP) em relação aos principais parâmetros operacionais.

O coeficiente de desempenho COP é um parâmetro básico na análise de sistemas de refrigeração. Além da energia consumida pelo compressor, a capacidade de eliminar o calor deve ser a maior possível. Quanto maior o COP, menor o custo operacional.

Primeira Simulação – R22

A parti do ciclo padrão foi feita a primeira simulação, com temperatura de evaporação e pressão de -10C^{a} e 0,10 Bar, temperatura de condensação e pressão de 25C^{a} e 0,50 Bar.

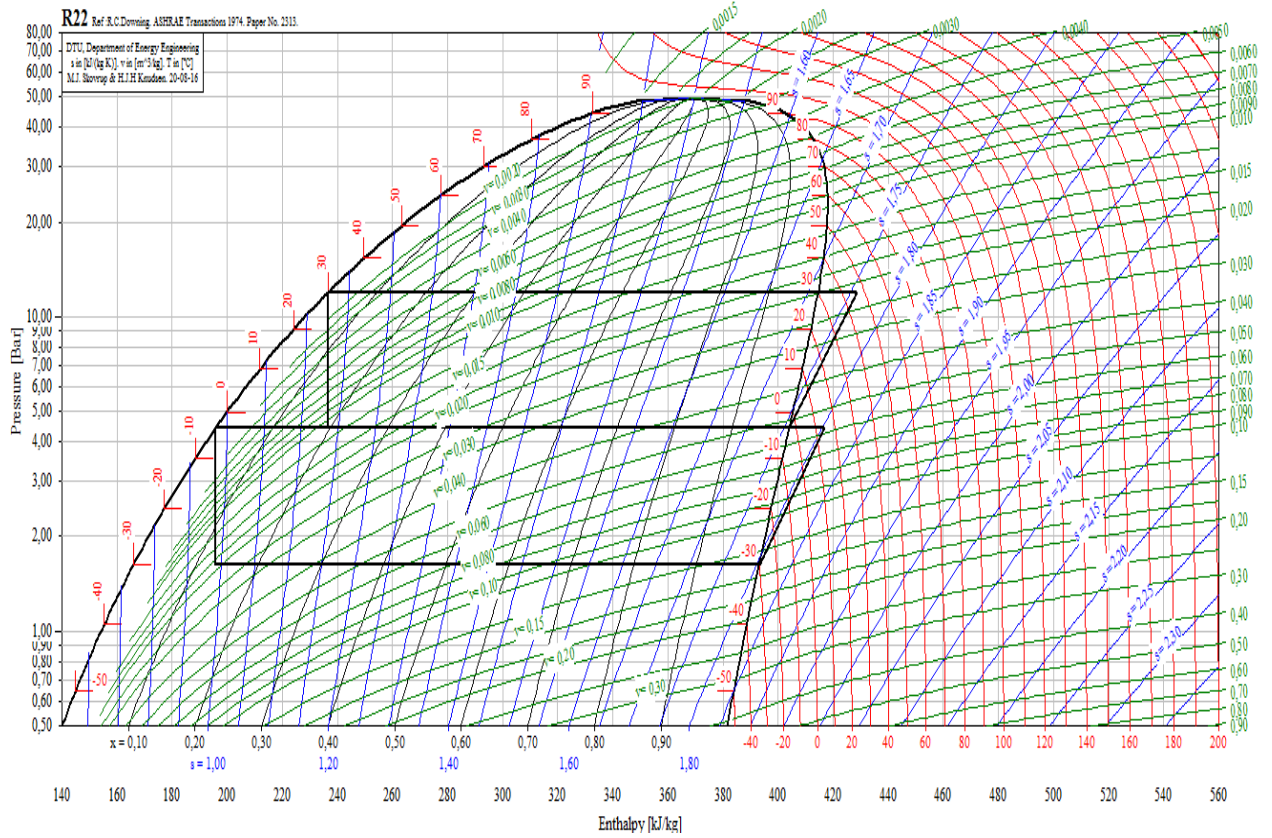


Figura 5 - Ciclo do fluido Refrigerante R22

Fonte: Coolpack

Low stage:		High stage:	
Evaporating temperature [°C]:	-10,00	Condensing temperature [°C]:	25,00
Superheat [K]:	10,00	Subcooling [K]:	5,00
Dp evaporator [bar]:	0,10	Dp condenser [bar]:	0,50
Dp suction line [bar]:	0,10	Dp liquid line [bar]:	0,50
Dp discharge line [bar]:	0,10	Dp suction line [bar]:	0,50
Isentropic efficiency [0-1]:	0,50	Dp discharge line [bar]:	0,50
		Isentropic efficiency [0-1]:	0,70

Figura 6 – Dados R22

Fonte: Coolpack

Calculated:	
Qe [kJ/kg]:	200,957
Qc [kJ/kg]:	209,404
COP:	3,41
W low stage [kJ/kg]:	29,598
W high stage [kJ/kg]:	23,638
(m high)/(m low):	1,2411
Pressure ratio low [-]:	1,795
Pressure ratio high [-]:	1,960

Figura 7 – Valores para Comparação R22

Fonte:Coolpack

Nessa primeira simulação com os valores de temperatura e pressão estabelecidos encontramos o COP= 3,41, o trabalho no compressor de baixa de 29,598 kJ/kg e no compressor de alta de 23,638 kJ/kg.

Segunda Simulação – R407C

Fixando os mesmos valores para temperatura e pressão da primeira simulação obtemos os seguintes resultados.

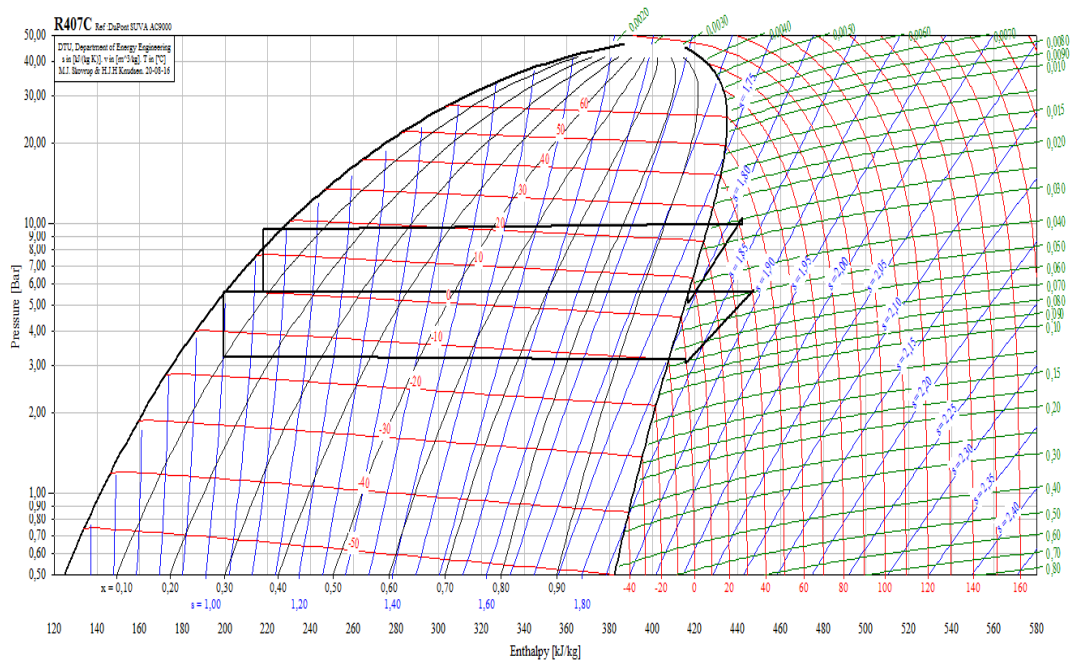


Figura 8 – Ciclo do fluido refrigerante R407C

Fonte:Coolpack

Low stage:		High stage:	
Evaporating temperature [°C]:	-10,00	Condensing temperature [°C]:	25,00
Superheat [K]:	10,00	Subcooling [K]:	5,00
Dp evaporator [bar]:	0,10	Dp condenser [bar]:	0,50
Dp suction line [bar]:	0,10	Dp liquid line [bar]:	0,50
Dp discharge line [bar]:	0,10	Dp suction line [bar]:	0,50
Isentropic efficiency [0-1]:	0,50	Dp discharge line [bar]:	0,50
		Isentropic efficiency [0-1]:	0,70

Figura – 9 Dados R407C

Fonte:Coolpack

Calculated:	
Qe [kJ/kg]:	216,209
Qc [kJ/kg]:	224,379
COP:	3,40
W low stage [kJ/kg]:	31,951
W high stage [kJ/kg]:	25,393
(m high)/(m low):	1,2471
Pressure ratio low [-]:	1,878
Pressure ratio high [-]:	2,059

Figura – 10 Valores para Comparação R407C

Fonte:Coolpack

Na segunda simulação com o fluido refringente R407C utilizando os mesmos valores usados na primeira simulação, foi obtido o COP= 3,40, trabalho do compressor de baixa de 31,951 kJ/kg e o compressor de alta de 25,395 kJ/kg.

Com esses valores já foi possível notar um aumento no COP e no trabalho dos compressores.

Terceira Simulação

Mantendo os mesmos valores da primeira e segunda simulação, usando o fluido refrigerante R410A, obtemos os seguintes resultados.

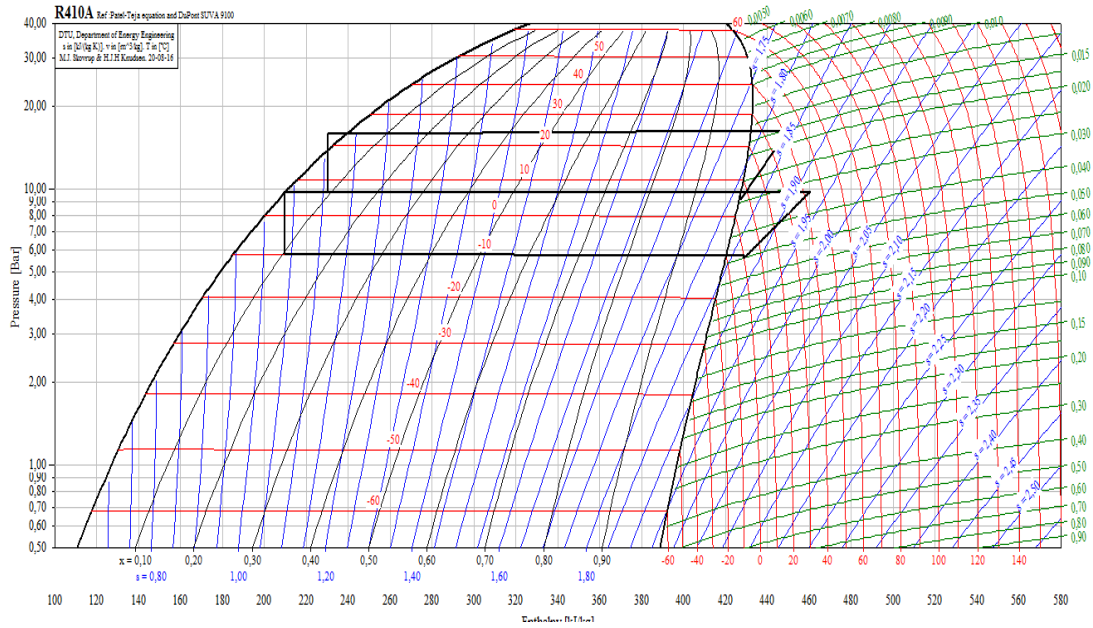


Figura – 11 Ciclo do fluido Refrigerante R410A

Fonte:Coolpack

Low stage:		High stage:	
Evaporating temperature [°C]:	-10,00	Condensing temperature [°C]:	25,00
Superheat [K]:	10,00	Subcooling [K]:	5,00
Dp evaporator [bar]:	0,10	Dp condenser [bar]:	0,50
Dp suction line [bar]:	0,10	Dp liquid line [bar]:	0,50
Dp discharge line [bar]:	0,10	Dp suction line [bar]:	0,50
Isentropic efficiency [0-1]:	0,50	Dp discharge line [bar]:	0,50
		Isentropic efficiency [0-1]:	0,70

Figura – 12 Dados R410A

Fonte:Coolpack

Calculated:	
Qe [kJ/kg]:	218,742
Qc [kJ/kg]:	220,527
COP:	3,52
W low stage [kJ/kg]:	31,948
W high stage [kJ/kg]:	23,722
(m high)/(m low):	1,2738
Pressure ratio low [-]:	1,736
Pressure ratio high [-]:	1,834

Figura – 13 Valores para Comparações R410A

Fonte:Coolpack

Na terceira simulação com o fluido refringente R410A utilizando os mesmos valores usados na primeira e segunda simulação, foi obtido o COP= 3,52, trabalho do compressor de baixa de 31,948 kj/kg e o compressor de alta de 23,722 kj/kg.

Com esses valores mostrado na tabela 4, já foi possível notar um aumento no COP, o trabalho do compressor de baixa foi mais alto em relação ao ciclo do R22 praticamente o mesmo comparando com o ciclo do R407C, trabalho do compressor de alta foi praticamente igual ao do ciclo R22 e menor que o do ciclo R407C.

	R22	R407C	R410A
COP	3,41	3,40	3,52
Qe (kj/kg)	200,957	216,209	218,742
Qc (kj/kg)	209,404	224,379	220,527
Wc de Alta (kj/kg)	23,638	25,393	23,722
Wc de Baixa (kj/kg)	29,598	31,951	31,942

Tabela 4. Resultados

Fonte:Coolpack

Nota-se que os COP são 3,41, 3,40 e 3,52 respectivamente aumentar com o aumento do grau de subresfriamento, e essa alteração é mais sensível para R-410A, que obteve um valor mais alto. Durante este intervalo de tempo, o COP do fluido refrigerante R410 A cresceu mais rápido do que o R-22. Deve-se notar que a relação de pressão e trabalho nos compressores permanecem inalterados.

6 Conclusão

Após as simulações do ciclo de refrigeração mecânica a vapor de múltiplos estágios de compressão funcionando com os refrigerantes R22, R407C e R410A, pode-se concluir que

O R-410A é uma mistura com pequena temperatura glide e apresentou o maior COP do ciclo de refrigeração de dois estágios com câmara de flash, comparativamente ao R22 e R407C.

O R410-A apresenta ainda pressões superiores a 60% do R22 e menor impacto ambiental, com ODP nulo e menor GWP, comparativamente ao R22 e R407C.

O software Coolpack é ferramenta de simulação muito útil e de fácil manuseio, possibilitando a análise de vários ciclos termodinâmicos de refrigeração por compressão de vapor com diversos fluidos refrigerantes halogenados, misturas zeotrópicas e azeotrópicas e refrigerantes naturais.

7 Referencias Bibliograficas

ASHRAE. 1997. Ashrae Handbook: 1997 Fundamentals. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, 1997.

CALM, M. J., DOMANSKI, P. A. Substituição do R-22: Panorama Atual. Revista ABRAVA, 222:40-43, Fevereiro, 2005.

CORRÊA, J. E. *Refrigeração e Climatização*. 2010. UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ. Faculdade de Engenharia Mecânica.

COSTA, E. C. *Refrigeração*. 3 ed. São Paulo: Ed. Edgar Blucher Ltda, 1982. 322p.

Çengel, Y. A. and Boles M. A., 2006, "Termodinâmica", Quinta Edição, Mc Graw Hill.

DIAS T. S., TEIXEIRA P.S, PIMENTA J. M. D, 2004. Uso de hidrocarbonetos como fluido refrigerante em Sistemas de Refrigeração Automotiva, Anais do Congresso de Aquecimento, ventilação e Ar condicionado, Mercofrio 2004, Curitiba.

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

GOSNEY, W.B., *Principles of Refrigeration*, London, Cambridge University Press, 1982.

KOCH, E. G., NETO, O. S. Estudo Sobre Refrigerantes. UDESC, 2009. KUL, I. Coefficient of performance of fluorinated ether and fluorinated ether mixtures. 2004. Paper 4711, ASHARAE Transactions.

MARTINHO, L. C. S. *Modelagem, simulação e otimização de refrigeradores por absorção*. 2013. 141f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Paraná, Curitiba, Paraná. 2013.

NUNES, T. K. Modelagem, simulação e otimização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor. 2015. 94f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba. 2015.

SARBU, I. A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, v. 46, 123 e141, 2014.

SELLENT, J. J. *Refrigerador de bebidas de alto rendimento*. Universidade Tecnológica Federal Do Paraná, Medianeira. 2011.

SILVA, H. D. Protocolos de Montreal e Kyoto: pontos em comum e diferenças fundamentais. *Rev. bras. polít. int.* vol.52 no.2 Brasília July/Dec. 2009.

SILVA H. E., 2006, "Quais são os principais impactos do uso de hidrocarbonos como fluidos no sistema de refrigeração. Bola Preta", No 87, pp. 15-17, Junho de 2006.

STOECKER W. F. & Jones J. W., 2002, "Refrigeração Industrial", 2ed., McGraw Hill, São Paulo.

STOECKER, W.F., *Industrial Refrigeration Handbook*, McGraw-Hill, 2004.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. *Refrigeração Industrial*. 2 ed. São Paulo: Ed. Edgar Blucher Ltda, 2002.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial*. Rio De Janeiro: Eletrobrás, 2005. 316p.

Wylen, G.; Sonntag, R.; Borgnakke, C., 1994. *Fundamentos da Termodinâmica clássica*, Blücher, 4.ed. São Paulo.



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Natal, 16 de outubro de 2020.

Ao(s) **dezesesseis** dia(s) do mês de **outubro** do ano de **dois mil e vinte**, às **16:00 horas**, através da plataforma **google meet**, instalou-se a banca examinadora do Trabalho de Conclusão de Curso do(a) aluno(a) **WANDEMBERGH DIEGO DIAS DOS SANTOS**, matrícula **20180009995**, do curso de Engenharia Mecânica. A banca examinadora foi composta pelos seguintes membros: **CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA**, orientador(a); **ANGELO RONCALLI DE OLIVEIRA GUERRA**, examinador(a) interno(a); **CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA JUNIOR**, examinador externo. Deu-se início à abertura dos trabalhos pelo Professor **CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA JUNIOR**, que após apresentar os membros da banca examinadora, solicitou a (o) candidato (a) que iniciasse a apresentação do trabalho de conclusão de curso, intitulado **“ANÁLISE DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE DUPLO ESTÁGIO FUNCIONANDO COM DIFERENTES REFRIGERANTES HALOGENADOS”**, marcando um tempo de trinta minutos para a apresentação. Concluída a exposição, orientador, passou a palavra aos examinadores para arguirm o(a) candidato(a); após o que fez suas considerações sobre o trabalho em julgamento; tendo sido **APROVADO** , o(a) candidato(a), conforme as normas vigentes na Universidade Federal do Rio Grande do Norte. A versão final do trabalho deverá ser entregue à Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica, no prazo de **68** dias; contendo as modificações sugeridas pela banca examinadora e constante na folha de correção anexa. Conforme o que rege o Projeto Político Pedagógico do Curso de Engenharia Mecânica da UFRN, o(a) candidato(a) não será o aprovado(a) se não cumprir as exigências acima.

CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA
Orientador

ANGELO RONCALLI DE OLIVEIRA GUERRA
Examinador(a) interno(a)

CLEITON RUBENS FORMIGA BARBOSA JUNIOR
Examinador(a) externo(a)