

**SIMULAÇÃO E ANÁLISE DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO MULTIESTÁGIO COM DIFERENTES
REFRIGERANTES NATURAIS**

Cleiton Rubens Formiga Barbosa Júnior– cleitonformiga@gmail.com

Carlos Antônio Cabral dos Santos– carloscabralsantos@yahoo.com.br

Universidade Federal da Paraíba, www.ct.ufpb.br/ppgem

Robson Lima de Souza Reinaldo– rob.mar.mec@gmail.com

Ângelo Roncalli Oliveira Guerra– aroncalli@uol.com.br

Cleiton Rubens Formiga Barbosa– crfb2019@gmail.com

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, www.posgraduacao.ufrn.br/ppgem

F1 – Princípios, Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor

Resumo. *O armazenamento das vacinas de imunização do COVID-19 deve ser realizado em baixas temperaturas ou em temperaturas criogênicas. Na obtenção de temperaturas inferiores a 45 °C, os ciclos de refrigeração de múltiplo estágio de compressão são preferidos, pois apresentam a melhor relação entre os custos do investimento inicial da instalação e os de operação do equipamento durante o ciclo de vida útil. Neste contexto, a busca por maior eficiência energética na indústria de refrigeração tem impulsionado pesquisadores e fabricantes no desenvolvimento de novos fluidos refrigerantes e avanços tecnológicos dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor que promovam economia e maior sustentabilidade. Este artigo investiga a influência dos principais parâmetros operacionais na performance do ciclo termodinâmico de refrigeração de múltiplo estágio funcionando com diferentes refrigerantes naturais. O software Coolpack foi utilizado na simulação termodinâmica do ciclo de refrigeração de dois estágios com intercooler aberto, a fim de verificar a eficiência energética dos fluidos refrigerantes naturais selecionados: amônia (R717); propano (R290); butano (R600) ou isobutano (R600a). Os resultados da pesquisa revelam que a amônia (R717) e o butano (R600) são os refrigerantes naturais mais qualificados quanto ao quesito da eficiência termodinâmica para operação no ciclo de refrigeração de dois estágios com intercooler aberto.*

Palavras-chave: Refrigeração multiestágio, Coeficiente de desempenho, Refrigerante natural, Simulação, Coolpack.

1. INTRODUÇÃO

Existe na atualidade uma variedade muito grande de ciclos termodinâmicos de refrigeração. Em aplicações com temperaturas de evaporação extremamente baixas ou criogênicas, os ciclos de refrigeração de múltiplo estágio de compressão são preferidos pois apresentam a melhor relação entre os custos do investimento inicial da instalação e os de operação do equipamento durante o ciclo de vida útil.

Estes ciclos podem ser de dois, três, quatro ou mais estágios de compressão e ainda conter pequenas variações no arranjo de seus componentes, com intuito de potencializar as características termodinâmicas do fluido refrigerante utilizado.

Neste contexto, a busca por maior eficiência energética na indústria de refrigeração tem impulsionado pesquisadores e fabricantes no desenvolvimento de novos fluidos refrigerantes e avanços tecnológicos dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor que promovam economia e maior sustentabilidade.

A pesquisa teve como propósito a simulação da performance de um ciclo de refrigeração com duplo estágio de compressor aberto, funcionando com diferentes refrigerantes naturais. As simulações foram realizadas com auxílio do software *Coolpack*, com os refrigerantes naturais: amônia (R717), propano (R290), butano (R600) ou iso-butano (R600a).

Os refrigerantes naturais geralmente apresentam custos reduzidos e são abundantes no mundo. Apresentam excelentes características termodinâmicas para utilização em sistemas de refrigeração e ar condicionado e ainda têm baixo impacto ambiental. (CLETO, 2008)

2. CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE MULTIPLO ESTÁGIO

O ciclo de refrigeração com múltiplos estágios de compressão do refrigerante implica necessariamente no aumento do investimento inicial da instalação, se comparado com um sistema de um único estágio. Por sua vez, este sistema requer menor potência (devido à refrigeração intermediária) do que um único compressor e frequentemente a economia do custo operacional compensa o custo do equipamento extra.

Se o fluido refrigerante do sistema de refrigeração de múltiplo estágio é único, o trocador de calor pode ser substituído por uma câmara de mistura, que apresenta uma melhor eficiência de transferência de calor. Essa câmara de mistura também é comumente conhecida como separador de líquido ou intercooler aberto. (BARTHEM, 2015)

A Figura 1 mostra o circuito frigorífico de um sistema de refrigeração com duplo estágio de compressão e intercooler aberto. O fluido refrigerante existe como vapor saturado no ponto “1” e entra no estágio de compressão de baixa pressão sendo comprimido até o ponto “2” assumindo então o estado de vapor superaquecido.

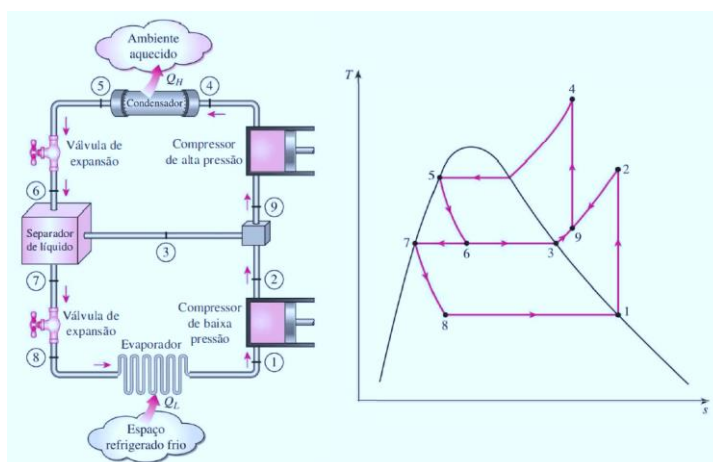


Figura 1 – Sistema de refrigeração de duplo estágio e diagrama (Txs)
 Fonte: Adaptado de ÇENGEL e BOLES, 2013.

Em seguida o refrigerante entra no intercooler aberto e troca calor com o líquido oriundo do ciclo de alta pressão no ponto “3”, e é encaminhado para o compressor de alta pressão. Após ser comprimido até o ponto “4”, o refrigerante superaquecido entra no condensador tornando-se líquido saturado, no ponto “5”, e é encaminhada para a válvula de expansão.

Ao atingir o ponto “6”, na saída da válvula de expansão, o refrigerante é uma mistura saturada (de líquido mais vapor) e entra no intercooler trocando calor novamente com a massa de refrigerante superaquecido, proveniente do estágio de baixa pressão. No ponto “7” o líquido entra na outra válvula de expansão e logo após no ponto “8” no evaporador chegando até o ponto “1”, aonde reinicia o ciclo.

De acordo com ÇENGEL e BOLES (2013), no ciclo de refrigeração de duplo estágio funciona com um compressor de baixa pressão e outro de alta pressão, e também utiliza duas válvulas de expansão.

O refrigerante no estado líquido é expandido na primeira válvula e entra no separador de líquido (com pressão igual à pressão entre os estágios do compressor), onde parte do líquido vaporiza-se durante o processo.

Este vapor saturado é misturado ao vapor superaquecido, e a nova mistura entra no estágio de alta do compressor. O processo descrito consiste essencialmente de um processo de regeneração. As vazões mássicas do refrigerante em cada estágio de compressão são diferentes.

2.1 Refrigerantes naturais

Em razão do impacto ao meio ambiente provocado pelos refrigerantes sintéticos, a indústria de refrigeração tem procurado substitutos para os refrigerantes das famílias CFCs, HFCs e HCFCs. HRNJAK (2008) comenta que os refrigerantes naturais são frequentemente considerados “alternativos”, sugerindo que eles jamais serão considerados como uma proposta de solução definitiva. A amônia, os hidrocarbonetos, o dióxido de carbono e a água pertencem ao grupo dos refrigerantes naturais.

Mesmo sem a interferência humana, os refrigerantes naturais ocorrem em ciclos da natureza. Os refrigerantes naturais são relativamente muito baratos e abundantes no mundo. Apresentam ainda menor impacto ambiental e excelente característica termodinâmica para utilização em sistemas de refrigeração. (CLETO, 2008).

Em razão das características de inflamabilidade, toxicidade etc, os refrigerantes naturais são frequentemente utilizados nos sistemas de refrigeração e ar condicionado com inovações tecnológicas, afim de viabilizar os aspectos de segurança a custos competitivos (MARQUES, 2009) e (COPETTI, 2007).

De acordo com PIMENTA (2006), a utilização dos refrigerantes naturais vem ganhando cada vez mais importância no mercado brasileiro, mediante a adoção de estratégias *drop in* ou *retrofit* para substituição dos fluidos refrigerantes convencionais, principalmente no segmento de refrigeração comercial.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta pesquisa foi utilizado o software de simulação de ciclos de refrigeração “Coolpack” que utiliza como base a plataforma “EES” (*Engineering Equation Solver*). Este software foi desenvolvido pelo departamento de engenharia mecânica da Universidade Técnica da Dinamarca (DTU).

As simulações termodinâmicas realizadas tinham como propósito inicial investigar a performance do ciclo de refrigeração por compressão a vapor de duplo estágio de compressão com intercooler aberto, utilizando os refrigerantes naturais: amônia (R717), propano (R290); butano (R600) e isobutano (R600a).

Foi objeto também da pesquisa verificar a influência das principais variáveis operacionais no coeficiente de performance (COP) do ciclo de refrigeração, para cada refrigerante natural de teste. A Tabela 1 mostra os valores do ciclo de referência (em negrito) e o intervalo das variáveis operacionais que foram considerados nas simulações.

Tabela 1 – Dados de simulação do ciclo de refrigeração multiestágio.

Variável	Valores
Temperatura de condensação [°C]	35/40/ 45 /50/55
Temperatura de evaporação [°C]	-70/-50/ -30 /-10/10
Superaquecimento [k]	0 /5/10/15/20
Subresfriamento [k]	0 /2/4/6/8
Queda de pressão no condensador [bar]	0 /0,4/0,6/0,8/1,0
Queda de pressão no evaporador [bar]	0 /0,4/0,6/0,8/1,0
Queda de pressão na linha de sucção [bar]	0 /0,4/0,6/0,8/1,0
Queda de pressão na linha de líquido [bar]	0 /0,4/0,6/0,8/1,0
Queda de pressão na linha de descarga [bar]	0 /0,4/0,6/0,8/1,0
Eficiência isoentrópica do compressor [---]	0,5/0,6/ 0,7 /0,8/0,9

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nos estudos de simulação do ciclo de múltiplo estágio com intercooler aberto funcionando com diferentes refrigerantes natural, realizados com auxílio do software Coolpack, foi possível averiguar a performance de cada refrigerante e a sensibilidade do coeficiente de performance (COP) do ciclo em relação aos principais parâmetros operacionais. A Figura 2 apresenta o coeficiente de performance (COP) do ciclo refrigeração de múltiplo estágio obtido a partir dos valores de referência da Tabela 1, para os diferentes refrigerantes naturais de teste.

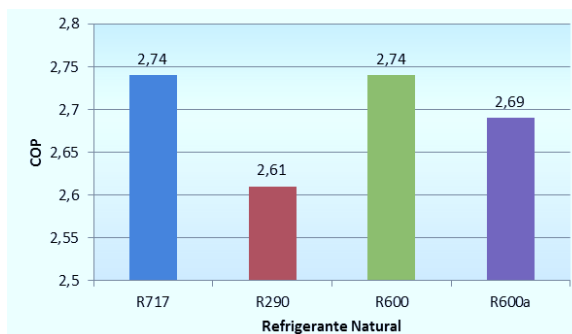


Figura 2 – COP do ciclo de referência

Nesta primeira análise, pode-se observar o valor do COP do ciclo em estudo, funcionando com os valores de referência adotados e apresentados (em negrito) na Tabela 1. Infere-se dos valores COPs mostrados na Figura 2 que a amônia (R717) e o Butano (R600) devem ser os preferidos com relação ao quesito eficiência para o ciclo de refrigeração objeto da pesquisa, dentre os demais refrigerantes naturais de teste. A Figura 3 mostra a variação do coeficiente de performance do ciclo refrigeração de duplo estágio para diferentes temperaturas de condensação.

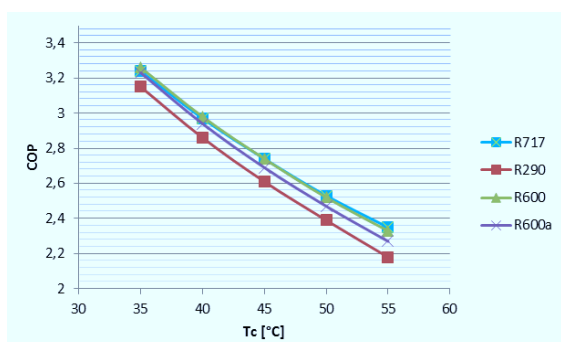


Figura 3 – COP versus temperatura de condensação

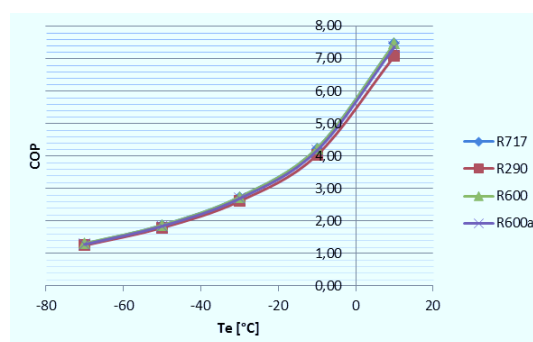


Figura 4 – COP versus temperatura de evaporação

O coeficiente de performance do ciclo em estudo, para todos os fluidos naturais testados, é drasticamente reduzido com o aumento da temperatura de condensação. Portanto, torna-se evidente e cristalino a grande dependência do COP deste ciclo com a temperatura ou pressão de condensação.

A Figura 4 apresenta a variação do coeficiente de performance do ciclo refrigeração de múltiplo estágio, para diferentes temperaturas de evaporação. O coeficiente de performance do ciclo cresce substancialmente, para todos os refrigerantes naturais testados, com o aumento da temperatura de evaporação. Portanto, percebe-se a forte influência deste parâmetro operacional no COP do ciclo de refrigeração em estudo.

A Figura 5 mostra a variação do coeficiente de performance do ciclo refrigeração de duplo estágio para os diferentes níveis de superaquecimento na sucção do compressor. O superaquecimento do fluido refrigerante na sucção do compressor é uma característica desejável para garantir que somente entrará vapor na sucção do compressor.

Entretanto, o excesso de superaquecimento causa efeitos indesejáveis, pois incrementa o consumo de energia do compressor. Observa-se da análise dos gráficos da Figura 5 que a variação do superaquecimento não causa variações consideráveis no COP, muito embora aumente o volume específico do refrigerante na entrada do compressor e, por conseguinte, contribui para menor eficiência volumétrica do compressor. Com o Propano (R290), o COP não sofre qualquer variação durante todo o intervalo de superaquecimento.

Já com os demais refrigerantes, ocorrem pequenas flutuações no valor do COP. O único refrigerante que exhibe uma variação do COP perceptível é a amônia (R717), mesmo assim não é muito grande. Enquanto os COP's com o butano (R600) e com o isobutano (R600a) sofrem leves acréscimos, o COP da amônia (R717) tem decréscimo com o aumento do superaquecimento, com variação de 0,07 em 20 K.

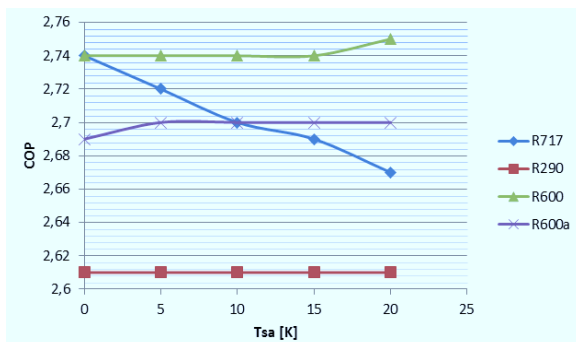


Figura 5 – COP versus superaquecimento

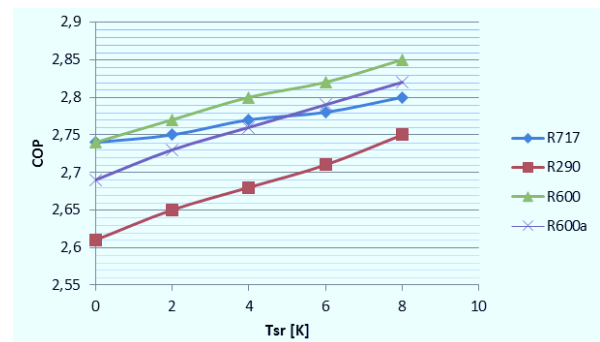


Figura 6 – COP versus subresfriamento

A Figura 6 mostra a variação do coeficiente de performance do ciclo refrigeração de duplo estágio para os diferentes níveis de subresfriamento na linha de líquido. O subresfriamento do refrigerante na linha de líquido é um parâmetro importante que garante a funcionalidade do dispositivo de expansão reduzindo e evitando a perda na capacidade frigorífica do ciclo de refrigeração.

Quando não há subresfriamento do líquido, o refrigerante entra no dispositivo de expansão como uma mistura (líquido + vapor) saturada, colapsando o circuito frigorífico. As boas práticas de refrigeração recomendam o subresfriamento do líquido variando de 3 a 5 K, para evitar perdas de rendimento do sistema frigorífico com a indesejável formação do “flash gás” (evaporação instantânea do líquido) ainda na linha de líquido.

Os gráficos esboçados na Figura 6 mostram que há elevação do COP com o aumento do subresfriamento, para todos os fluidos analisados. Percebe-se que o COP com o butano (R600) que inicialmente tem valor igual ao da amônia (R717), apresenta um gradiente maior com a variação do subresfriamento. O COP com o isobutano (R600a) ultrapassa o da amônia a partir de mais ou menos 5 K, enquanto o COP com o propano permanece sendo os menores valores dentre todos os fluidos refrigerantes.

A Figura 7 apresenta a variação do coeficiente de performance do ciclo refrigeração de duplo estágio em função da queda de pressão no condensador. Neste processo, há inicialmente a transferência de calor de calor sensível do fluido refrigerante (dessuperaquecimento) e posteriormente de calor latente para o meio externo, a fim de condensar refrigerante superaquecido proveniente do compressor. Apesar de ser uma irreversibilidade do sistema, o que causa um maior trabalho do compressor, a queda de pressão no condensador é necessária também para se promover a queda de temperatura de saturação.

Com relação à queda de pressão no condensador para todos os refrigerantes analisados, os maiores valores do COP ocorrem com o butano (R600) o qual também apresenta o maior gradiente. Inicialmente o COP da amônia (R717) possui o mesmo valor do butano (R600), todavia com o aumento da queda de pressão no condensador o COP da amônia quase não varia. Novamente, o propano (R290) possui os menores valores do COP, variando menos do que o butano e o isobutano (R600a), porém mais do que a amônia.

A Figura 8 apresenta a variação do coeficiente de performance do ciclo refrigeração de duplo estágio em função da queda de pressão no evaporador. A pressão do refrigerante diminui à medida que flui pelo evaporador. Essa perda de carga no evaporador aumenta o trabalho do compressor que tem de bombear de uma pressão de sucção ainda mais baixa, no que resulta num aumento de potência requisitada. Por outro lado, uma maior velocidade de refrigerante pode ser atingida se uma maior queda de pressão for permitida, o que melhora o coeficiente de transferência de calor.

Da análise dos gráficos da Figura 8, percebe-se que para este tipo de ciclo de refrigeração não há qualquer variação nos COP's dos fluidos refrigerantes naturais com o aumento da queda de pressão no evaporador, de alguma forma a perda de rendimento através da queda de pressão está sendo compensada garantindo os COP's constantes. O butano (R600) e a amônia (R717) seguem com os maiores valores do COP e, nesse caso, são mantidos rigorosamente iguais e constantes. O COP do isobutano (R600a) e do propano (R290) também são constantes, onde o (R600a) apresenta valores intermediários e o (R290) os menores valores de COP, dentre todos os refrigerantes naturais testados.

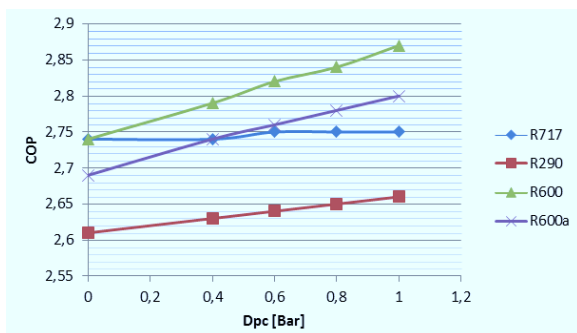


Figura 7 – COP versus queda pressão condensador

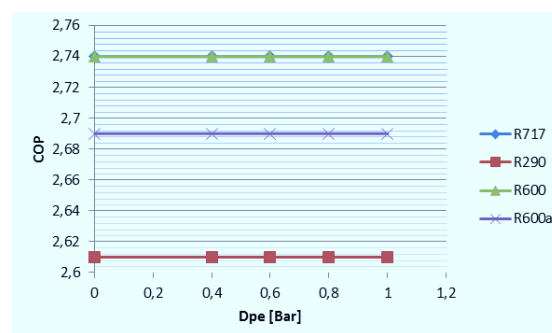


Figura 8 – COP versus queda pressão no evaporador

A Figura 9 apresenta a variação do coeficiente de performance do ciclo refrigeração de duplo estágio com a queda de pressão na linha de sucção. Em geral, a temperatura do refrigerante na sucção do compressor é inferior à temperatura do meio externo e, conseqüentemente, se estabelece um fluxo de calor nessa direção. Tanto a transferência de calor quanto a perda de pressão nessa linha afetam o desempenho do compressor.

Ao aumentar a temperatura do refrigerante, o seu volume específico também aumenta e, conseqüentemente, deve aumentar o deslocamento volumétrico do compressor para uma mesma capacidade de refrigeração ou, para um mesmo compressor, há uma redução de sua capacidade. A queda de pressão na tubulação de sucção é sempre prejudicial. Ao reduzir a pressão, o volume específico do refrigerante aumenta, assim como a razão de compressão, aumentando o trabalho necessário.

Os gráficos da Figura 9 mostram que os COP's de todos os refrigerantes diminuem com o aumento da queda de pressão nas linhas de sucção. Inicialmente os valores dos COP's de todos os fluidos estão bem próximos. Com o aumento da queda de pressão os COP's da amônia (R717) e do propano (R290) diminuem, mas não chegam à zero, já o butano (R600) admite valor zero do seu COP a partir de uma Dps de 0,29 bar e o mínimo valor que o COP assume é 0,84 com uma Dps de 0,28 bar. Caso semelhante ocorre com o isobutano (R600a), este admite valor zero a partir de uma Dps de 0,47 bar e o mínimo valor que o COP assume é 0,83 com uma Dps de 0,46 bar.

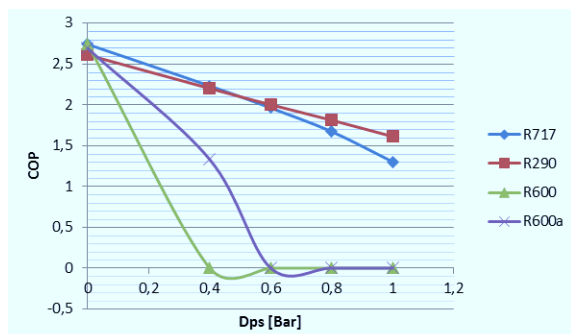


Figura 9 – COP versus queda pressão na sucção

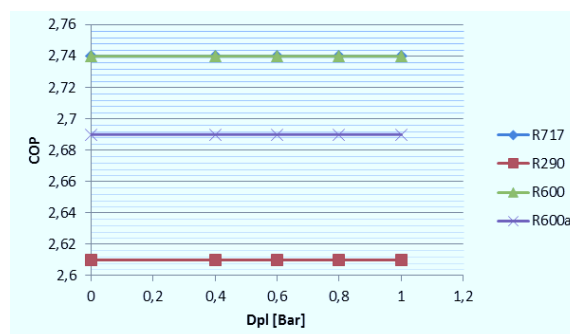


Figura 10 – COP versus queda pressão linha líquido

A Figura 10 apresenta a variação do coeficiente de performance do ciclo refrigeração de duplo estágio com a queda de pressão na linha de líquido. Na região de alta pressão, entre o condensador e o dispositivo de expansão (linha de líquido), qualquer transferência de calor nessa linha, do refrigerante para o meio, reduz sua temperatura, aumentando o subresfriamento e, conseqüentemente, o efeito de refrigeração específico com o aumento do COP.

Todavia, com a redução da pressão nessa linha devido ao atrito ou por diferença de alturas, também acontece a vaporização parcial do líquido refrigerante com diminuição da capacidade de refrigeração e reduzindo a capacidade do dispositivo de expansão.

Ao analisar o gráfico percebe-se que para os fluidos refrigerantes naturais abordados, estes dois efeitos se equilibram ao ponto de não haver variação no COP mesmo com o aumento da queda de pressão da linha de líquido. Os COP's de todos os refrigerantes permanecem constantes durante todo o aumento da Dpl, os COP's da amônia (R717) e do butano, permanecem os maiores dentre os quatro. O COP do propano (R290) permanece sendo o menor deles e o do isobutano com o valor intermediário como foi visto nas análises anteriores.

A Figura 11 apresenta o coeficiente de performance do ciclo refrigeração de duplo estágio em função da queda de pressão na linha de descarga do compressor. A temperatura do refrigerante na tubulação de descarga (na saída do

compressor) geralmente é superior à temperatura do meio. Nesse caso, a transferência de calor não afeta o desempenho do ciclo, apenas diminuindo o superaquecimento necessário na entrada do condensador.

A queda de pressão nessa linha aumenta o trabalho específico de compressão, reduzindo o rendimento volumétrico do compressor e como o efeito específico de refrigeração permanece o mesmo, o COP diminui. Percebe-se pelo gráfico que o COP de todos os refrigerantes realmente diminui com o aumento da queda de pressão nas linhas de descarga, destacando-se a amônia pela menor variação do COP.

Observa-se, mais uma vez, que o butano (R600) e a amônia (R717), inicialmente, permanecem com os maiores valores do COP, mas logo após, o propano se comporta de forma adversa ao que foi visto até então, reduzindo seu COP abaixo dos outros refrigerantes a partir de uma Dpd de 0,2 até 1 bar.

O isobutano (R600a), que figurava sempre nos valores intermediários assume a segunda maior variação do COP, já o propano (R290) que sempre estava na posição inferior dentre os quatro refrigerantes, passa a ter a segunda menor variação do COP.

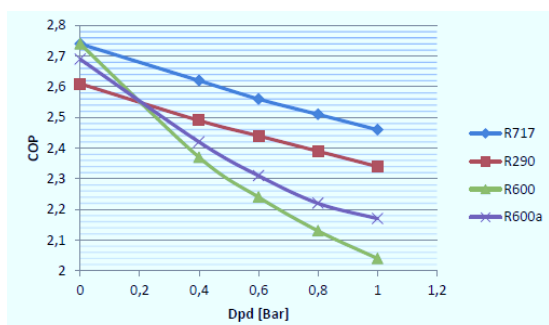


Figura 11 – COP versus queda pressão linha de descarga

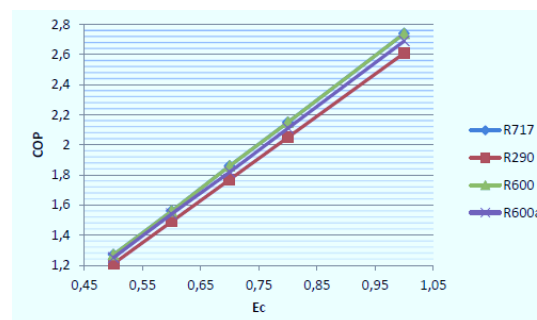


Figura 12 – COP versus eficiência isoentrópica

A Figura 12 apresenta o coeficiente de performance do ciclo refrigeração de duplo estágio em função da eficiência isoentrópica do compressor. A eficiência isoentrópica é a razão entre o trabalho específico requerido pela compressão isoentrópica do gás e o trabalho específico realizado sobre o eixo do compressor.

Entre os diferentes fatores que contribuem para uma redução da eficiência isoentrópica podem ser citados o atrito entre componentes móveis do compressor e a perda de carga do refrigerante através das válvulas e outros canais de escoamento (STOECKER e JABARDO, 2002).

Percebe-se dos gráficos da Figura 12 que os COP's de todos os fluidos diminuem linearmente com a redução da eficiência isoentrópica do compressor e que o butano (R600) e a amônia (R717) possuem COP's iguais e levemente superiores aos demais refrigerantes. Este comportamento é consoante com a vasta literatura técnica, relativa à dependência do COP em função da eficiência isoentrópica do processo de compressão.

5 CONCLUSÕES

Após análise da simulação do ciclo de refrigeração de múltiplo estágio de compressão com intercooler aberto funcionando com diferentes refrigerantes naturais, pode-se concluir que:

- 1) A amônia (R717) e o butano (R600) apresentam os COPs mais elevados para o ciclo de refrigeração em estudo, devendo ser os refrigerantes preferidos quanto ao quesito de eficiência energética;
- 2) Na medida em que as questões ambientais e de sustentabilidade são cada vez mais exigidas, aumenta-se a taxa de atratividade dos refrigerantes naturais nos sistemas de refrigeração e ar condicionado.
- 3) O COP do ciclo em estudo é fortemente influenciado pelas temperaturas de condensação, de evaporação e eficiência isoentrópica do compressor;
- 4) A queda de pressão nas linhas de líquido e/ou do evaporador não modifica o COP do ciclo de refrigeração;
- 5) O COP do ciclo em estudo é menos sensível à variação do superaquecimento e subresfriamento;
- 6) Nas linhas de descarga ou de sucção, a queda de pressão reduz sensivelmente o COP do ciclo de refrigeração;

Agradecimentos

Aos Programas de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFPB e UFRN.

6 REFERÊNCIAS

- Barthem, G. S. “Análise exergética de um sistema de refrigeração por compressão de vapor para um supermercado”. Trabalho de graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro – Escola Politécnica, Rio de Janeiro, 2015.
- Çengel, Y. A. e Boles, M.A., Termodinâmica. McGraw-Hill, 2013.

- Cleto, L. T. “Aplicações de amônia como fluido refrigerante no setor de ar condicionado e refrigeração industrial” *Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado*. MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA), p.17-33, 2008.
- Copetti, J. B. Estudo experimental com propano (R290) em um sistema de ar condicionado. Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Rio Grande do Sul, 2007.
- Hrnjak, P. “Pesquisa e desenvolvimento para uso de refrigerantes naturais” *Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado*. MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA), p.166-173, 2008.
- Marques, J. C. B. et al “Estudo experimental de um refrigerador doméstico com retrofit de R600a”. 9º congresso iberoamericano de ingeniería mecánica, Las Palmas de Gran Canaria, Espanha, 2009.
- Pimenta, W. J. et al. “Avaliação da degradação do desempenho de um compressor operando com hidrocarbonetos”. Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica. 16º POSMEC, Uberlândia-MG, 2006.

Abstract. *In the last decades, the market of refrigerators and air conditioning of the industrial, commercial and residential segments has had a very expressive growth. For applications with extremely low or cryogenic evaporation temperatures, multiple-stage refrigeration compression cycles are deprecated because they have the best relationship between the initial investment costs of the facility and those of operating the equipment during the life cycle. In this context, the quest for greater energy efficiency in the refrigeration industry has driven researchers and manufacturers in the development of new refrigerant fluids and technological advances in steam compression refrigeration cycles that promote economy and greater sustainability. This article investigates the influence of the main operational parameters on the performance of the multi-stage refrigeration thermodynamic cycle operating with different natural refrigerants. The Coolpack software was used in the thermodynamic simulation of the two-stage refrigeration cycle with open intercooler. Coolpack software was used in the thermodynamic simulation of the two-stage refrigeration cycle with open intercooler to verify the energy efficiency of selected natural refrigerants: ammonia (R717); Propane (R290); Butane (R600) or isobutane (R600a). The results of the research show that ammonia (R717) and butane (R600) are the most qualified natural refrigerants in terms of thermodynamic efficiency for operation in the two stage refrigeration cycle with open intercooler.*

Keywords: Multi-stage refrigeration, Coefficient of performance, Natural refrigerant, Simulation, Coolpack