

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA CONDENSAÇÃO NA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA CÂMARA FRIGORÍFICA FUNCIONANDO COM REFRIGERANTE R22

Cleiton Rubens Formiga Barbosa Junior – cleitonformiga@gmail.com

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica, www.dem.ufrn.br

Felipe Augusto Freitas Câmara – felipeaugustocamara@bct.ect.ufrn.br

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica, www.dem.ufrn.br

Vitor Ramalho de Brito – vitor.ramalho@bct.ect.ufrn.br

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica, www.dem.ufrn.br

Cleiton Rubens Formiga Barbosa – cleiton@ufrnet.br

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica, www.dem.ufrn.br

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

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica, www.dem.ufrn.br

Francisco de Assis Oliveira Fontes – franciscofontes@uol.com.br

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica, www.dem.ufrn.br

F1 – Princípios

Resumo. No Brasil, as câmaras frigoríficas representam um consumo de energia elétrica considerável nos segmentos comercial e industrial. A eficiência energética depende da densidade tecnológica dos equipamentos e da interação dos componentes básicos do ciclo de refrigeração. A condensação desempenha um papel muito importante na performance do refrigerador uma vez que afeta a vazão mássica de refrigerante e o equilíbrio das pressões de funcionamento. O objetivo deste estudo foi avaliar a influência da condensação na eficiência energética de uma câmara frigorífica de teste funcionando com R22. O experimento consistiu na obstrução progressiva da área de troca térmica do condensador de 10% até 70%. Pressões e temperaturas ao longo do circuito frigorífico foram monitoradas durante os testes. Os resultados mostram uma correlação inversamente proporcional entre a área de restrição do condensador e o coeficiente de performance do ciclo de refrigeração da câmara frigorífica.

Palavras-chave: ciclo de refrigeração, condensador, coeficiente de performance, refrigerante R22, Coolpack.

1. INTRODUÇÃO

As câmaras frigoríficas são máquinas térmicas que operam segundo o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, onde o fluido de trabalho remove calor de um determinado meio a partir da mudança de fase. Para produção do efeito frigorífico, além do fluido de trabalho (o refrigerante), são necessários 04 componentes principais: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Para estimativa da eficiência do ciclo de refrigeração destas máquinas, o Coeficiente de Performance (COP) que por definição representa a razão entre o efeito desejado (frio) e a energia fornecida é normalmente utilizado. A temperatura ou pressão de condensação é um dos principais parâmetros operacionais que influencia a eficiência energética do ciclo de refrigeração e será objeto do presente estudo. A Figura 1 mostra a câmara frigorífica do laboratório de Energia da UFRN, objeto do presente estudo.



Figura 1 – Câmara Frigorífica do Laboratório de Energia/UFRN.

Fonte: Foto do Autor

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 O Ciclo Ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor

A Figura 2 mostra a representação esquemática do refrigerador e o diagrama termodinâmico de temperatura *versus* entropia específica (Txs) do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor. Ele consiste em quatro processos:

- 1-2 Compressão isentrópica em um compressor
- 2-3 Rejeição de calor a pressão constante em um condensador
- 3-4 Estrangulamento em um dispositivo de expansão
- 4-1 Absorção de calor a pressão constante em um evaporador

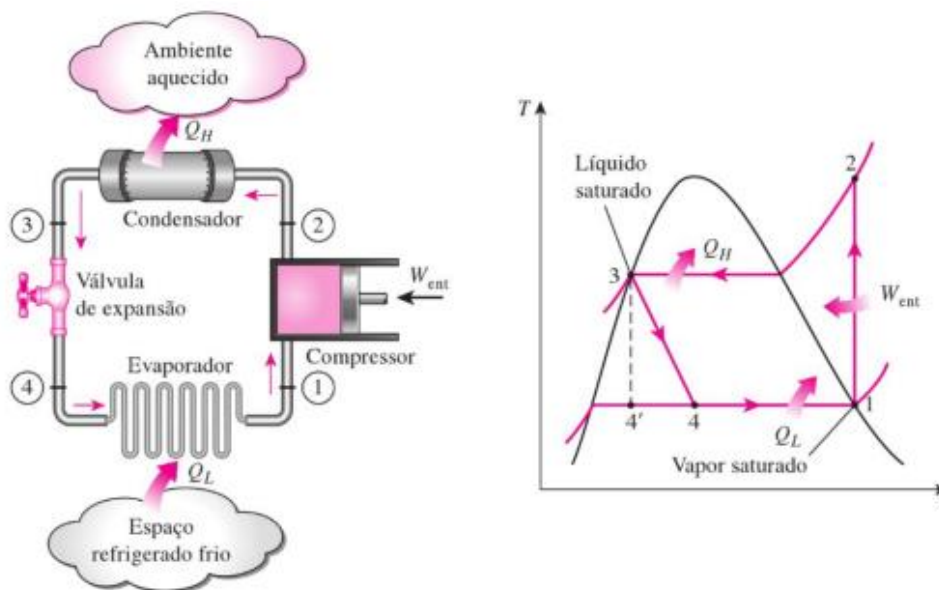


Figura 2 - Circuito frigorífico do refrigerador e diagrama (T-s) do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

Todos os quatro processos podem ser analisados em regime permanente. As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis. Dessa forma, a equação de energia, em unidade de massa, do escoamento em regime permanente reduz-se a Eq. (1):

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = h_{sai} - h_{ent} \quad (1)$$

Onde q , w e h são, respectivamente, calor, trabalho e entalpia no volume de controle. O condensador e o evaporador não envolvem trabalho e o compressor pode ser aproximado como adiabático. Assim, o COP dos refrigeradores que operam no ciclo por compressão de vapor pode ser expresso através da Eq. (2):

$$COP = \frac{q_L}{w_{liq,ent}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

A área abaixo da curva de um processo no diagrama (Txs) representa a transferência de calor para os processos internamente reversíveis. Assim, a área abaixo do (Processo 4-1) e do (Processo 2-3) representa, respectivamente, o calor absorvido pelo evaporador e o calor absorvido no condensador. Uma regra prática diz que “O COP melhora de 2% a 4%

para cada °C de elevação da temperatura de evaporação ou para cada °C de diminuição da temperatura de condensação”.

Outro diagrama termodinâmico muito usado na análise dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor é o diagrama pressão *versus* entalpia específica (P-h). Nesse diagrama, três dos quatro processos aparecem como linhas retas e a transferência de calor no condensador e no evaporador é proporcional aos comprimentos das curvas dos processos correspondentes.

2.2 O Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de Vapor

O ciclo real de refrigeração por compressão de vapor da Figura 3 difere do ciclo ideal principalmente devido às irreversibilidades que ocorrem nos diversos componentes do sistema. Duas fontes comuns de irreversibilidades são o atrito do fluido, que causa quedas de pressão, e a transferência de calor de ou para a vizinhança.

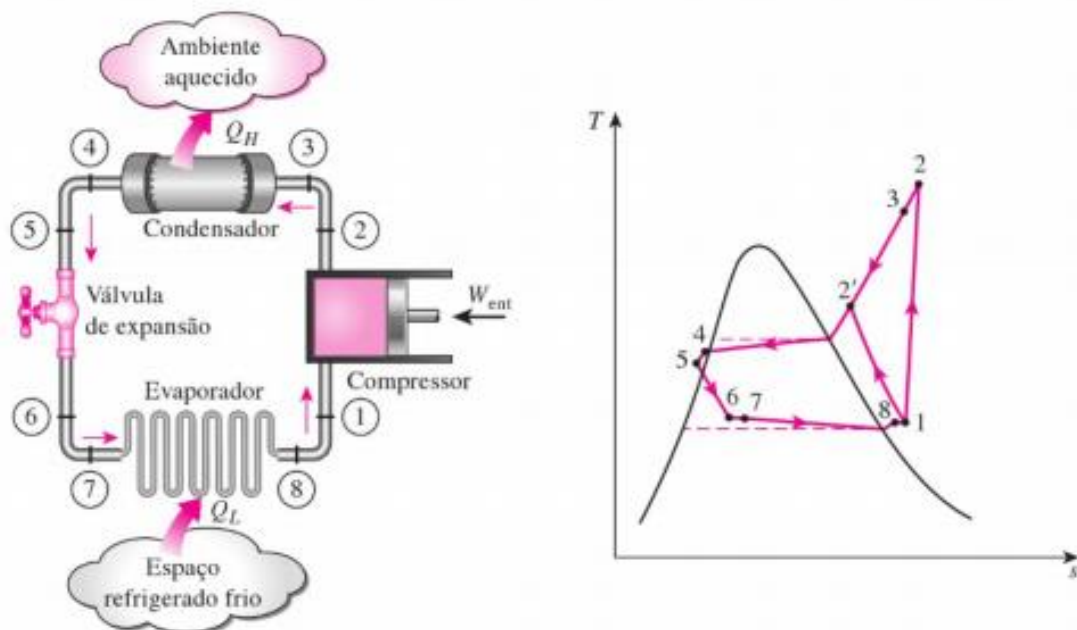


Figura 3 – Circuito frigorífico do refrigerador e diagrama (T-s) do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

No ciclo ideal, o refrigerante sai do evaporador e entra no compressor como vapor saturado. Na prática, porém, não é possível controlar com precisão o estado do refrigerante. Como medida de segurança de projeto, ele é ligeiramente superaquecido antes da entrada do compressor. Assim, o refrigerante entra completamente vaporizado no compressor eliminando avarias por calço hidráulico, devido à compressão de mistura saturada. O superaquecimento útil e o superaquecimento total do vapor de refrigerante na saída do evaporador do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor são definidos pelas eq. (3) e (4), respectivamente:

$$T_1 - T_6 \quad (03)$$

$$T_7 - T_6 \quad (04)$$

A linha que conecta o evaporador ao compressor em geral não é muito longa, assim a queda de pressão causada pelo atrito do fluido e pela transferência de calor da vizinhança para o refrigerante pode ser significativa. O resultado do superaquecimento (o ganho de calor na linha de sucção do compressor) e das quedas de pressão no evaporador e na linha de sucção é um aumento do volume específico e, conseqüentemente aumento da potência específica necessária para bombeamento do refrigerante, uma vez que o trabalho com escoamento permanente é proporcional ao volume específico.

O processo de compressão do ciclo real envolve efeitos de atrito, que pode aumentar (processo 1-2) ou diminuir (processo 1-2') a entropia, dependendo da direção. Assim, o processo 1-2' pode se tornar mais desejável que o processo de compressão isentrópica, uma vez que o volume específico na sucção é menor. Assim, sempre que possível, o refrigerante deve ser resfriado durante a compressão.

Durante a condensação e a passagem do fluido pelas linhas que vão do condensador ao dispositivo de expansão e ao evaporador, uma certa queda de pressão é inevitável. O que dificulta que o refrigerante saia do condensador na forma de líquido saturado.

Dessa forma, o refrigerante é subresfriado de modo a garantir que entre na válvula de expansão completamente condensado. A válvula de expansão e o evaporador em geral se localizam muito próximos entre si e a queda de pressão na linha de conexão é muito pequena. O subresfriamento do líquido na saída do condensador do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor é definido pela Eq. (5):

$$T_4 - T_5 \quad (05)$$

3. METODOLOGIA

A câmara frigorífica didática do Laboratório de Energia/UFRN utilizada no presente estudo foi projetada e desenvolvida para fins educacionais e de estudos de refrigeração em baixas temperaturas.

Ela possui os principais componentes do ciclo frigorífico de um sistema industrial de refrigeração, incluindo uma câmara fria apropriadamente isolada e um quadro de comando elétrico com controlador lógico programável (CLP) para monitoramento e controle dos parâmetros operacionais.

O procedimento experimental para aquisição de dados para estimativa do Coeficiente de performance (COP) do refrigerador de testes funcionando com R22 e em regime transiente compreende:

- Procedimento de partida da planta de refrigeração
- Aquisição de dados para análise termodinâmica do equipamento
- Verificação da intervenção dos dispositivos de controle, operação e de segurança
- Análise do refrigerador ante as variações da área de troca térmica do condensador
- Procedimento de parada da planta de refrigeração

Na câmara frigorífica disponível no laboratório de Energia/UFRN, foram instalados 07 (sete) termopares do tipo “k” ao longo do circuito frigorífico, além de 02 (dois) outros termopares para monitoramento da temperatura da câmara fria e do ambiente, de modo a possibilitar o mapeamento térmico e a estimativa de performance dos ciclos ideal e real do refrigerador. A Figura 4 apresenta os principais componentes do refrigerador de teste.

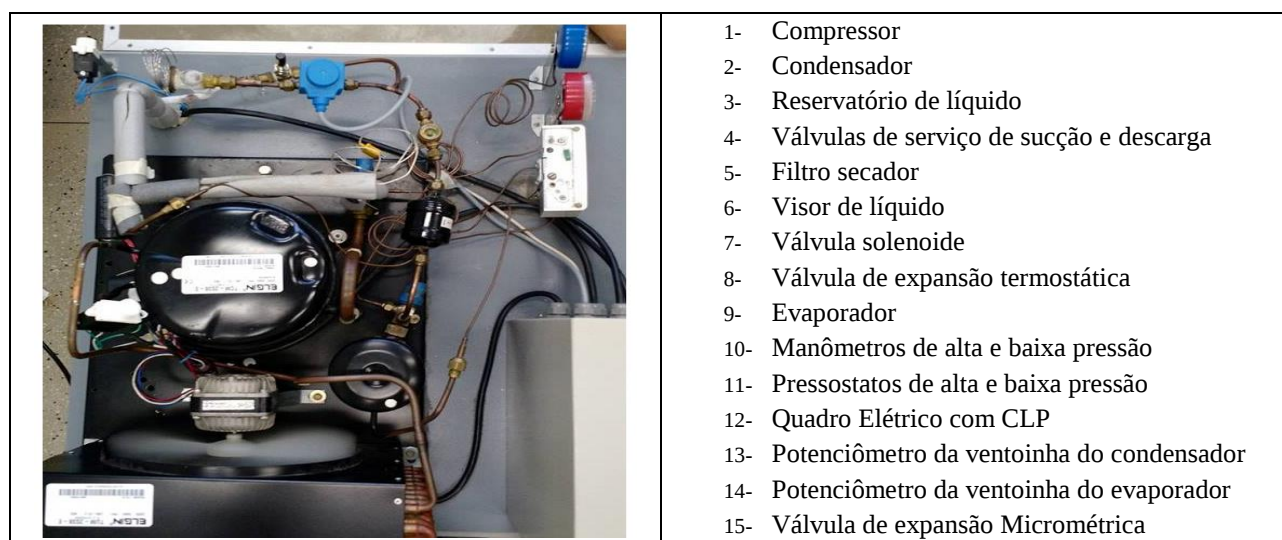


Figura 4 – Câmara frigorífica de teste com principais componentes.

A Tabela 01 mostra o mapeamento de temperatura do refrigerador de testes em função da redução percentual (%) de área útil do condensador. As temperaturas são: (1) sucção (2) descarga (3) entrada do condensador (4) condensador (5) saída do condensador (6) evaporador (7) saída do condensador (8) câmara frigorífica (9) ambiente, que foram coletados durante a realização do experimento, para diferentes condições de operação da câmara frigorífica.

Tabela 1 – Dados de temperatura medidos durante o experimento.

Ciclo	Tempo (min.)	Área livre (%)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	T7 (°C)	T8 (°C)	T9 (°C)
01	3	100	21.6	49.0	54.7	33.6	30.2	8.1	16.8	15.1	26.5
02	6	90	20.8	52.3	57.1	33.8	30.2	6.1	13.8	12.6	26.5
03	9	70	18.3	62.4	58.2	34.7	30.9	3.5	11.3	10.3	26.0
04	12	50	16.2	70.7	62.2	36.7	32.2	1.2	9.6	8.6	25.4
05	15	30	15.7	74.4	61.7	37.0	33.3	0.2	8.4	7.5	25.3

4. RESULTADOS E ANÁLISE

A Tabela 2 apresenta a estimativa do coeficiente de performance do refrigerador para diferentes condições de condensação, obtidos com auxílio do software *Coolpack*.

Tabela 2 – Dados de desempenho do refrigerador.

Ciclo	Tempo (min.)	Área livre (%)	COP IDEAL	COP REAL	(T ₇ - T ₆) ⁽¹⁾ (°C)	(T ₁ - T ₆) ⁽²⁾ (°C)	(T ₄ - T ₅) ⁽³⁾ (°C)	W (kJ/kg)	Q _c (kJ/kg)	Q _e (kJ/kg)
01	3	100	9.60	6.34	8.7	13.5	3.4	28.066	205.923	177.858
02	6	90	8.70	5.76	7.8	14.7	3.6	30.632	207.069	176.437
03	9	70	7.54	5.00	8.8	14.8	3.8	35.064	210.349	175.285
04	12	50	6.44	4.30	8.4	15.0	4.5	40.100	212.524	172.425
05	15	30	6.15	4.12	8.2	15.5	4.7	41.708	213.465	171.757

⁽¹⁾ *superaquecimento útil*

⁽²⁾ *superaquecimento total*

⁽³⁾ *subresfriamento*

Como se pode observar na Tabela 2 e nos gráficos da Figura 5, o coeficiente de performance (COP) do ciclo ideal e também do ciclo real diminui com a redução da área livre do condensador. O decréscimo do COP ocorre em razão da redução das trocas térmicas no condensador (Q_c) promovida principalmente pela redução da área útil para rejeição de calor do ciclo de refrigeração.

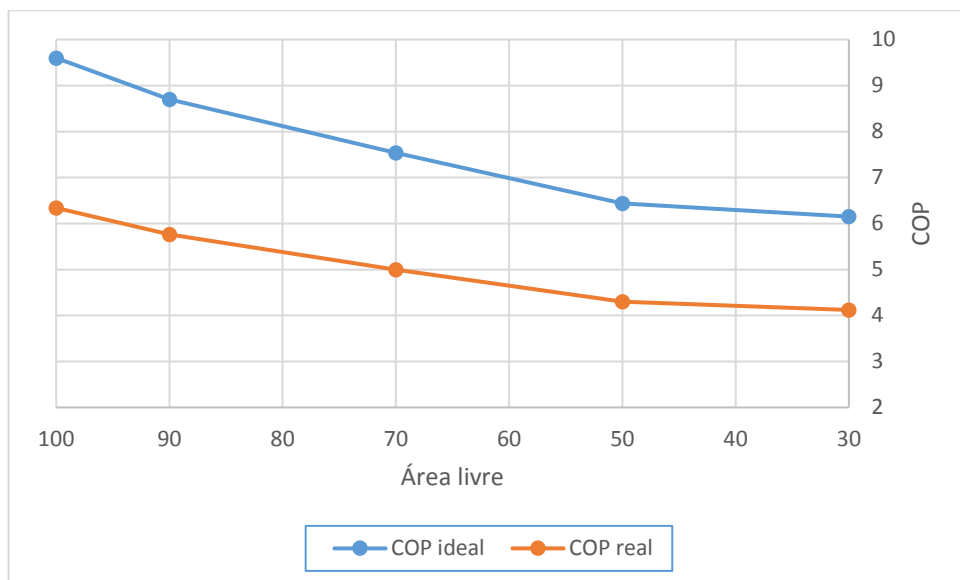


Figura 5 – Coeficiente de performance em função da área livre do condensador.

A Figura 6 apresenta os diagramas P_xh do ciclo ideal (a) e do ciclo real (b) do refrigerador funcionando com R22, para diferentes condições de condensação.

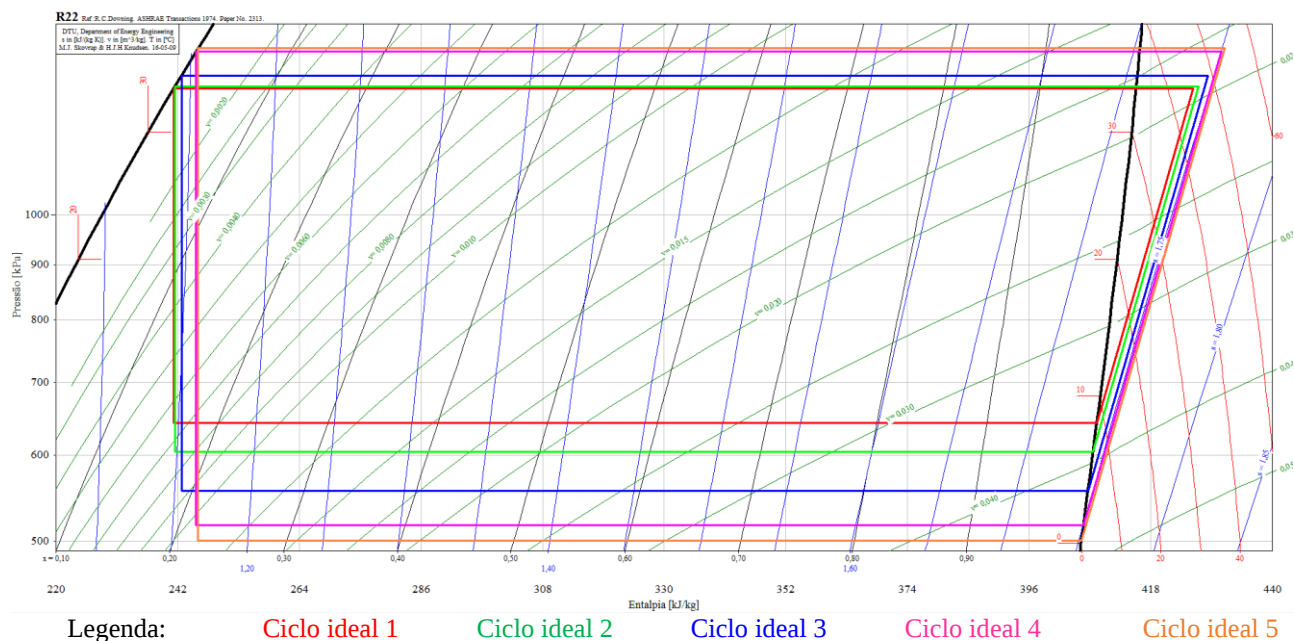


Figura 6 (a) – Diagramas (P_xh) do ciclo ideal do refrigerador em diferentes condições de operação.

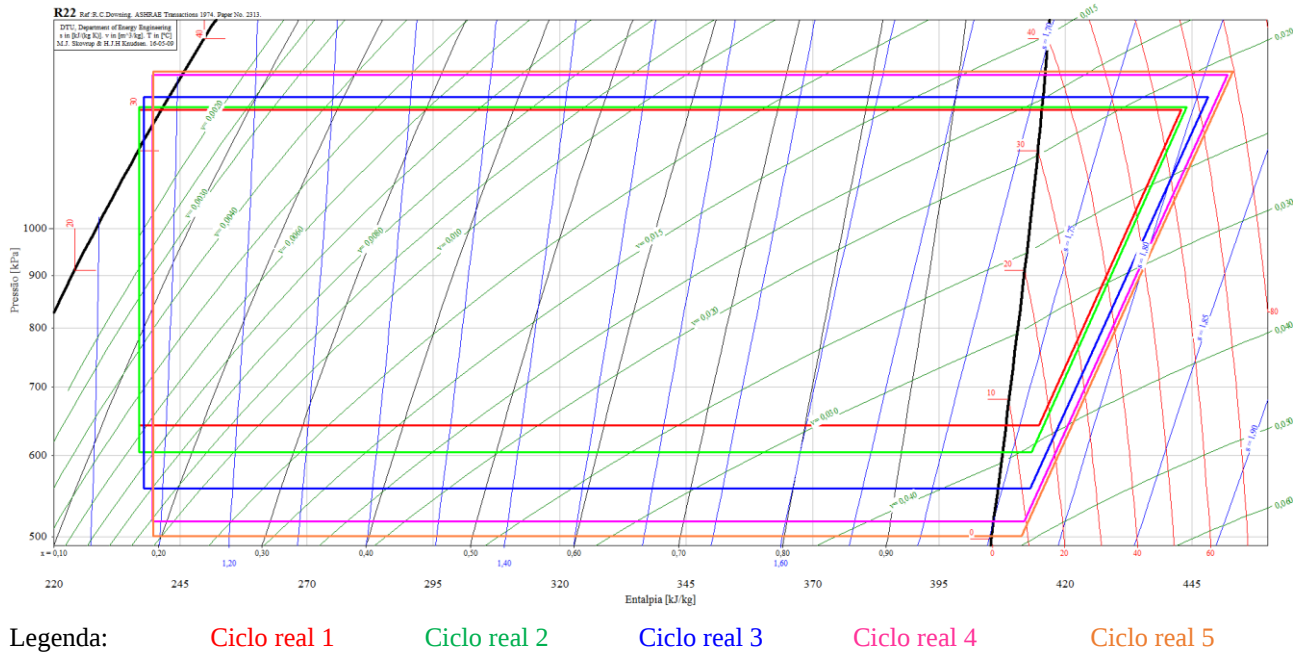


Figura 6 (b) – Diagrama (P-h) do ciclo real do refrigerador em diferentes condições de operação.

Nos diagramas (P-h) da Figura 6(a) observa-se nitidamente que se trata do ciclo ideal de refrigeração, uma vez em todos os ciclos (1, 2, 3, 4 e 5) não existe subresfriamento do R22 na saída do condensador pois o estado termodinâmico correspondente coincide com a linha de líquido saturado.

De forma análoga, também não existe superaquecimento do R22 na saída do evaporador pois o estado termodinâmico correspondente coincide com a linha de vapor saturado. Além disso, verifica-se na Figura 6 (a) que o processo de compressão de todos os ciclos (1, 2, 3, 4 e 5) é isoentrópico (adiabático e reversível), uma vez que a inclinação da reta que representa este processo é paralela as linhas de iso-entropia do diagrama.

Nos diagramas (P-h) da Figura 6(b) observa-se nitidamente que se trata do ciclo real de refrigeração, uma vez em todos os ciclos (1, 2, 3, 4 e 5) existe subresfriamento do R22 na saída do condensador pois o estado termodinâmico correspondente está na região de líquido subresfriado ou comprimido. De forma análoga, também existe superaquecimento do R22 na saída do evaporador pois o estado termodinâmico correspondente encontra-se na região de vapor superaquecido.

Além disso, verifica-se na Figura 6(b) que o processo de compressão de todos os ciclos (1, 2, 3, 4 e 5) não é isoentrópico (adiabático e reversível), uma vez que a inclinação da reta que representa este processo não é paralela as linhas de isoentropia do diagrama.

5. CONCLUSÕES

Após a realização do experimento para estimativa da performance do refrigerador de teste e a análise termodinâmica através do software *Coolpack*, pode-se concluir que:

1. O coeficiente de performance (COP) do ciclo de refrigeração é fortemente influenciado pela temperatura ou pressão de condensação.
2. O COP diminui substancialmente com a redução da área disponível de troca térmica do condensador.
3. O experimento foi muito útil e revela a importância da manutenção preventiva dos componentes da unidade de condensação, para melhor eficiência energética do refrigerador.
4. O software *Coolpack* é uma ferramenta muito bastante útil e de fácil utilização que permite estimar com muita rapidez os parâmetros de desempenho e diagramas termodinâmicos de ciclos de refrigeração.

6. REFERÊNCIAS

Çengel, Y. A. e Boles, M.A. , 2011, Termodinâmica. 7ª edição. São Paulo: McGraw-Hill, 963p.

DTU, “Tutorial Coolpack - A Collection of Simulation Tools for Refrigeration” DTU, version 1.46, 2011.

Shapiro, H. N., 2006, “Fundamentals of Engineering Thermodynamics”, 5th edition, John Wiley and Sons, 847p

Salvador, F., 1999. “Projeto de um sistema de refrigeração industrial com "set-point" variável”. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Sistemas, Universidade de São Paulo, São Paulo.

Verdério, S. A. J., “Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor”. Universidade Estadual Paulista Faculdade de Engenharia, Bauru.

Ferreira, V. P., Alves, L. G., 2010” Determinação do COP em Tempo Real Utilizando Sistema Microprocessado”. in: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, campina grande. Campina Grande, Brasil.

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

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.