

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

AValiação EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO DO CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR AO SE ALTERAR AS TEMPERATURAS DAS FONTES QUENTES E FRIA

Fernando Neves Quintino dos Santos, fernandonquintino@gmail.com¹
Hélio Augusto Goulart Diniz, helioufmg@gmail.com¹
Willian Moreira Duarte, willianmoreiraduarte@gmail.com¹
Ricardo Nicolau Nassar Koury, koury@demec.ufmg.br¹

¹Universidade Federal de Minas Gerais – Av. Antônio Carlos 6627 – Pampulha – Belo Horizonte – MG – Brasil
CEP 31.270-901 - Fone +55 (31) 3409-3511

Resumo: A compressão de vapor é a principal maneira de se obter efeito refrigerante. Embora sua eficiência seja alta, o uso dos fluidos refrigerantes (CFC e HFC) contribuem para o aquecimento global e o custo da energia para o acionamento de compressores é crescente. As dificuldades mencionadas mostram que é necessário o conhecimento mais apurado do ciclo de compressão de vapor para se projetar uma máquina que tenha eficiência otimizada. Esse entendimento requer domínio da dependência dos parâmetros vazão mássica do fluido, coeficiente de desempenho (COP) e trocas de calor no evaporador e condensador, com a variação das temperaturas de condensação e evaporação. Neste trabalho realizou-se um estudo sobre o desempenho térmico de uma máquina de refrigeração água – água utilizando refrigerante R134-a. Onze ensaios foram realizados, onde foram variados a temperatura de condensação e a temperatura de evaporação, e avaliados as variações correspondentes nos parâmetros supracitados do sistema. Ao se aumentar a temperatura de evaporação verificou-se um aumento no COP e na vazão mássica de fluido. Ao se reduzir a temperatura de condensação os resultados obtidos foram redução do trabalho específico e aumento no COP.

Palavras-Chave: compressão de vapor, COP, trabalho específico, vazão mássica
Código: CON-2016-0958

1. INTRODUÇÃO

A compressão de vapor é a principal forma de se obter efeito refrigerante adotada na indústria da refrigeração. Suas muitas aplicações vão desde o setor residencial com geladeiras e freezers, até grandes processos industriais onde o controle de temperatura deve ser muito preciso, passando por aplicações comerciais, marítimas e de transporte.

Em termos de eficiência energética e facilidade de aplicação, sistemas que operam por compressão de vapor apresentam vantagens em uma análise puramente energética. Entretanto, devido as restrições de emissão de clorofluorcarbonetos (CFC) e hidrofluorcarbonetos (HFC) impostas pelos protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (1997), além do elevado custo da energia elétrica, o uso de sistemas de compressão de vapor deve ser condicionado a uma escolha consciente do fluido refrigerante e uma compreensão adequada entre as variáveis térmicas: vazão de fluido, entalpia, pressão, temperaturas de evaporação e condensação.

Neste trabalho, 11 ensaios foram realizados utilizando uma máquina de refrigeração, com o objetivo de determinar quais são as variáveis mais significativas na capacidade de refrigeração e trabalho do compressor, quando as temperaturas de condensação e evaporação são variadas.

2. INSTRUMENTAÇÃO

A bancada de ensaios é uma máquina frigorífica, instrumentada e dotada de controladores de temperaturas, que opera segundo o ciclo de compressão de vapor com o refrigerante R-134a. A Fig. 1 apresenta a vista geral da máquina.



Figura 1. Vista geral da máquina de refrigeração (Duarte, 2014)

Para este estudo, foi utilizada uma máquina de refrigeração com capacidade de refrigeração máxima de 3 kW, operando com fluido refrigerante R-134a (esquematzada na Fig. 2). Água foi usada como fluido secundário tanto no circuito de alta pressão, como no de baixa pressão.

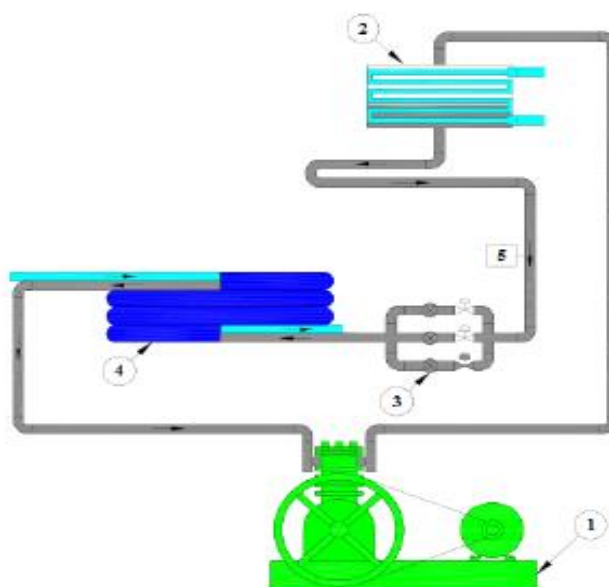


Figura 2. Circuito de compressão de vapor e principais componentes. 1-compressor, 2-condensador, 3-válvulas de expansão, 4-evaporador e 5-medidor de vazão (Maia, 2005)

O condensador é do tipo casco e tubo (refrigerante do lado do casco) e tem capacidade para dissipar até 6 kW de calor. O circuito de água do condensador contém dois reservatórios, sendo um de água quente com retorno e o outro de água fria. A temperatura é ajustada através de abertura de válvulas na saída de cada reservatório. A Fig. 3 mostra o circuito da água do condensador.

Existem três dispositivos de expansão no sistema, são eles: uma válvula de expansão manual do tipo agulha, uma válvula termostática e uma válvula eletrônica.

O evaporador consiste em um tubo envelope com três tubos de cobre internos. O fluido refrigerante flui pelos três tubos, enquanto uma mistura de 20 % em volume de etilenoglicol e água flui contracorrente no espaço anular. Este circuito possui uma resistência de aquecimento de 6 kW. O controle da temperatura da água é feito por um controlador Proporcional Integral Derivativo (PID), que atua na resistência, através do disparo de tiristores. A temperatura é medida por uma termoresistência. A Fig. 4 ilustra o circuito da água do evaporador.

A bancada possui um compressor do tipo alternativo aberto, dotado de duas câmaras de compressão. O diâmetro dos pistões é de 50 mm e o curso do cilindro é de 40 mm, correspondendo uma cilindrada de 157 cm³. A capacidade máxima de refrigeração é de 7,56 kW. O compressor é acionado através de um sistema de correias e polias por um motor elétrico assíncrono, trifásico de 1720 rpm e 3 cv. O motor é acionado por um inversor de frequência que

possibilita a variação de velocidade de rotação. Um sistema de medição de velocidade fotoelétrico, montado junto à polia do compressor, fornece, com uma precisão de 5 rpm, a velocidade de rotação do compressor. (Duarte, 2014).

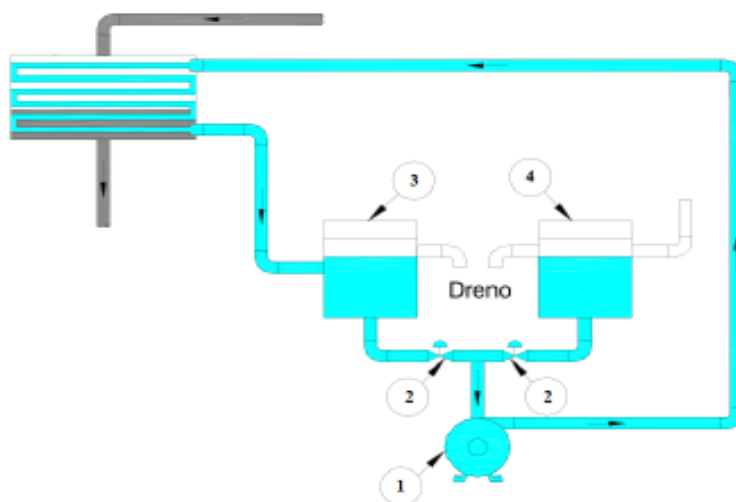


Figura 3. Circuito da água do condensador. 1-Bomba, 2-Válvulas, 3-Reservatório de água quente e 4-Reservatório de água fria (Maia, 2005)

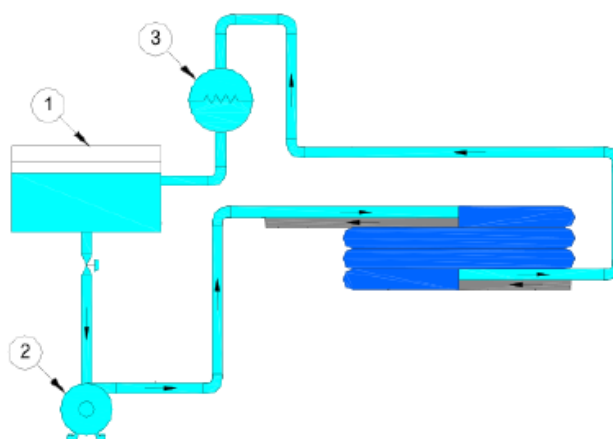


Figura 4. Circuito de água do evaporador. 1-Reservatório de água, 2-Bomba, e 3-Resistência elétrica. (Maia, 2005)

Para realização dos ensaios experimentais, termopares e manômetros do tipo Bourdon foram instalados na entrada e na saída do compressor. A lista de instrumentos utilizado durante os ensaios, bem como as suas principais características metrológicas, estão apresentadas na Tab. 1.

Tabela 1. Instrumentação utilizada

Descrição	Unidade	Faixa	Incerteza
Medidor de vazão tipo Coriolis	Kg/h	15 a 200	0,675
Termopar tipo T	°C	-	0,5
Manômetro tipo Bourdon (saída)	psi	0 a 500	2,5
Manômetro tipo Bourdon (entrada)	psi	-30 a 350	1

3. CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR

Um dos diagramas mais utilizados em análise do ciclo de compressão de vapor é o diagrama de pressão por entalpia. A Fig. 5 ilustra este diagrama para o ciclo de compressão de vapor. O ponto 1 representa a aspiração do compressor, o ponto 2 a descarga do compressor, o ponto 3 a entrada do dispositivo de expansão, e o ponto 4 representa a saída do dispositivo de expansão. É importante reparar que no ciclo real existem quedas de pressão entres os

trocadores de calor e quantidades denominadas sub-resfriamento e superaquecimento, que embora representem perdas de energia, são implementadas para segurança e controle do processo.

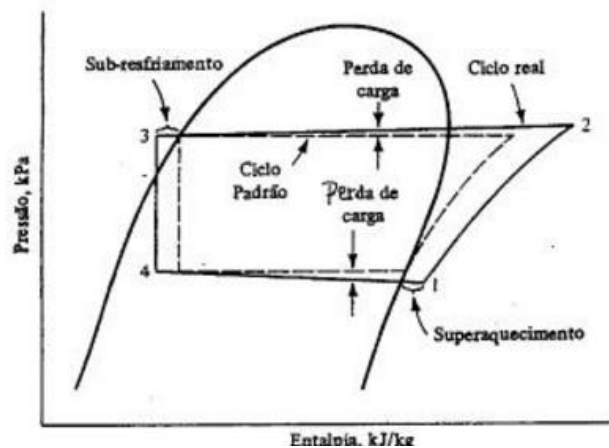


Figura 5. Diagrama P x h do ciclo de compressão a vapor

Através de relações entre variáveis, três importantes parâmetros podem ser encontrados. São eles: o trabalho do compressor, a capacidade de refrigeração e o COP, que estão representados nas Eq. (1), (3) e (5) respectivamente. As versões em que símbolo de trabalho do compressor ou capacidade de refrigeração aparecem em letras minúsculas, representam as respectivas quantidades específicas e estão representados nas Eq. (2) e (4).

$$W_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1)$$

$$w_{comp} = (h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3)$$

$$q = (h_1 - h_4) \quad (4)$$

$$COP = \dot{Q}/W_{comp} = (h_1 - h_4)/(h_2 - h_1) \quad (5)$$

4. METODOLOGIA

O objetivo deste trabalho foi estabelecer quais são as variáveis dominantes no trabalho do compressor, capacidade de refrigeração e COP. Foram realizados 11 ensaios, sendo 4 ensaios a temperatura de condensação de 55 °C, 4 a temperatura de condensação de 50 °C e 3 a temperatura de condensação de 44 °C. A temperatura da água fria na entrada do evaporador foi variada nos grupos de ensaios de temperatura de condensação constante, adotando os valores 5 °C, 10 °C, 15 °C e 20 °C. A Tab. 2 mostra os valores medidos, enquanto a Tab. 3 mostra os valores calculados. A temperatura de evaporação na entrada do evaporador foi adotada como sendo 10°C menor do que a temperatura da água fria. Essa aproximação se mostrou válida em outros ensaios na máquina.

Tabela 2. Variáveis medidas

$T_{evaporação} (°C)$	$T_{condensação} (°C)$	$T_{aspiração} (°C)$	$T_{descarga} (°C)$	$P_{aspiração} (kPa)$	$P_{descarga} (kPa)$
-5	55	8,7	90,9	198	1480
0	54	13,5	91,4	226	1470
5	54	17,3	91,3	254	1470
10	54	20,8	91,3	281	1480
-5	50	9,0	87,8	195	1290
0	50	12,9	87,7	219	1330
5	50	17,4	87,3	247	1330
10	50	21,9	98,4	275	1330
-5	44	9,5	84,4	192	1160
0	44	13,5	85,3	212	1160
5	44	17,1	84,8	240	1160

Tabela 3. Variáveis calculadas

$T_{\text{evaporação}}$ (°C)	$T_{\text{condensação}}$ (°C)	x	$\dot{m}$ (kg/h)	w_{comp} (kJ/kg)	$\dot{W}_{\text{comp}}$ (kW)	q (kJ/kg)	$\dot{Q}$ (kW)	COP
-5	55	0,364	43,5	59	0,71	142	1,7	2,4
0	54	0,329	52,5	56	0,82	147	2,1	2,6
5	54	0,301	60,5	53	0,89	150	2,5	2,8
10	54	0,272	70,0	50	0,98	152	2,9	3,0
-5	50	0,327	44,3	58	0,71	150	1,8	2,6
0	50	0,299	52,0	54	0,78	152	2,2	2,8
5	50	0,270	59,5	51	0,83	156	2,6	3,1
10	50	0,240	68,5	49	0,94	159	3,0	3,2
-5	44	0,282	43,5	55	0,67	159	1,9	2,8
0	44	0,254	50,5	53	0,75	162	2,3	3,0
5	44	0,225	58,5	50	0,82	165	2,7	3,2

Através destes pontos de teste, foram levantadas as curvas de trabalho do compressor em função da vazão mássica e trabalho específico, e curvas para capacidade de refrigeração em função da vazão mássica e capacidade de refrigeração específica.

Curvas de trabalho específico por vazão mássica foram montadas para avaliar qual é a variável determinante no trabalho do compressor. Similarmente, curvas de capacidade de refrigeração específica por vazão mássica foram montadas para avaliar qual variável define a capacidade de refrigeração.

Nas curvas avaliando trabalho do compressor, pontos de cor diferente indicam que a temperatura da água de resfriamento mudou, o que altera a entalpia de aspiração do compressor. Nas curvas de capacidade de refrigeração, pontos de cor diferente indicam que a temperatura de condensação mudou, o que altera a entalpia de descarga do compressor.

5. RESULTADOS

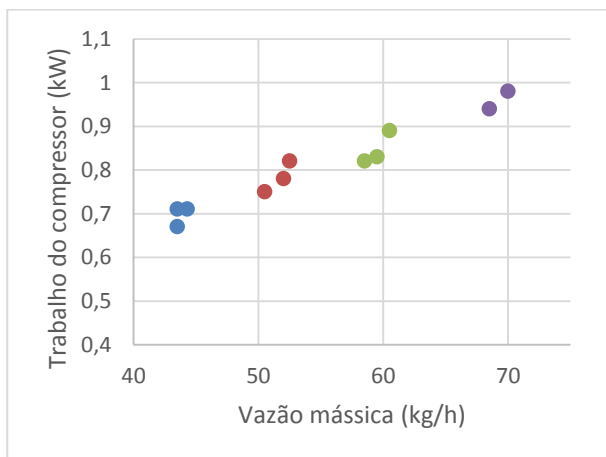
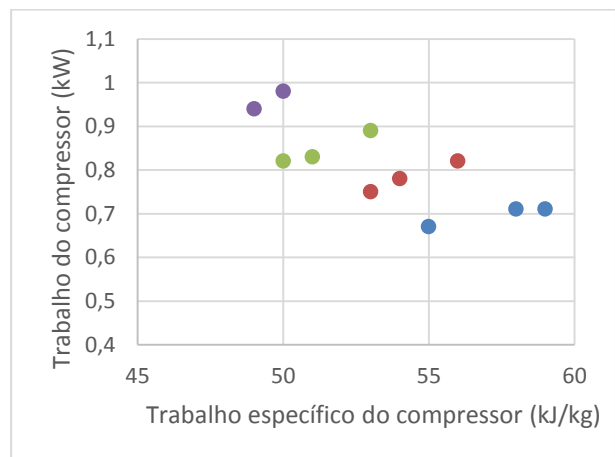
A seção de resultados foi dividida em três partes, a primeira para análise do trabalho compressor, a segunda para análise da capacidade de refrigeração e a terceira para análise do COP.

5.1. Curvas de Trabalho do Compressor

A Eq. (1) afirma que o trabalho do compressor é dado pelo produto da vazão mássica pelo trabalho específico. A Fig. 6 é a legenda para todos os diagramas de trabalho do compressor. A Fig. 7 ilustra um diagrama $\dot{W} \times \dot{m}$, enquanto a Fig. 8 ilustra um diagrama $\dot{W} \times w$.



Figura 6. Legenda para os diagramas de curva do compressor

Figura 7. Diagrama $\dot{W} \times \dot{m}$ Figura 8. Diagrama $\dot{W} \times w$

A análise das Fig. 7 e 8 mostra que o aumento da temperatura de evaporação aumenta o trabalho do compressor. A Fig. 7 mostra uma relação direta da vazão mássica com o trabalho do compressor. A Fig. 8 mostra apresenta uma relação indireta entre o trabalho específico do compressor e o trabalho do compressor. É interessante observar que muito embora ocorra um aumento no trabalho do compressor com a redução do trabalho específico, que ocorre quando se aumenta a temperatura de evaporação, isso significa que o compressor está operando de maneira mais eficiente e tem o COP aumentado.

Para avaliar a dependência das variáveis com a temperatura de condensação, diagramas $\dot{m} \times T_{cond}$, $w \times T_{cond}$ e $\dot{W} \times T_{cond}$ foram traçados. Eles estão representados respectivamente nas Fig. 9, 10 e 11.

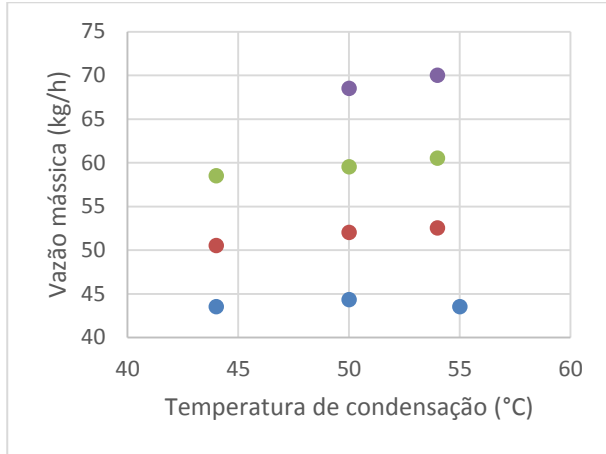


Figura 9. Diagrama $\dot{m} \times T_{cond}$

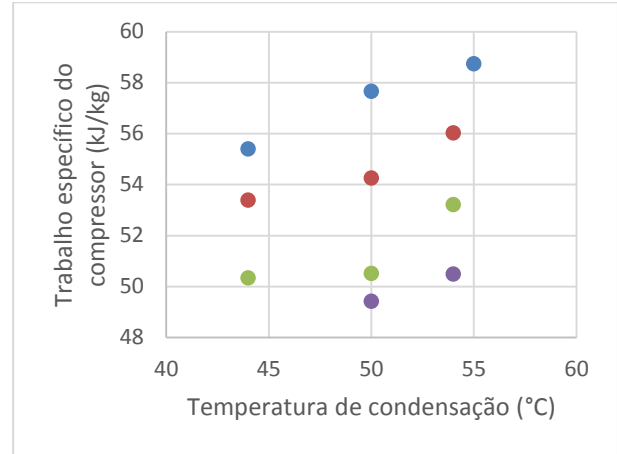


Figura 10. Diagrama $w \times T_{cond}$

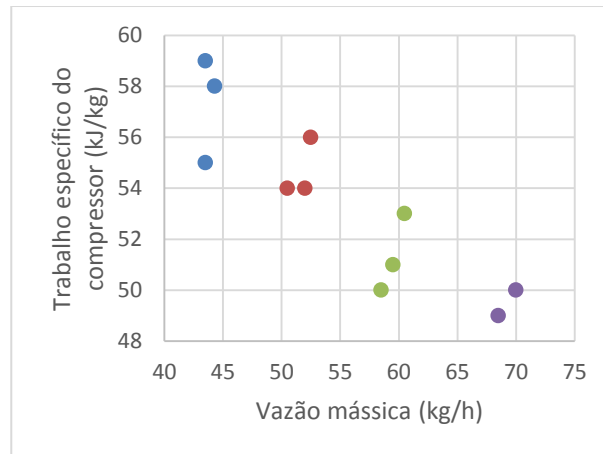


Figura 11. Diagrama $w \times \dot{m}$

A Fig. 9 permite concluir que a vazão mássica é independente da temperatura de condensação, sendo fortemente dependente da temperatura de evaporação. A Fig. 10 mostra uma relação direta entre o trabalho específico do compressor e a temperatura de condensação, ela mostra que para uma mesma temperatura de condensação, o trabalho específico é fortemente influenciado pela temperatura de evaporação, que por sua vez influi na temperatura de aspiração. Para temperaturas de condensação variando com a temperatura de evaporação fixa, há um aumento linear do trabalho específico do compressor, isso se deve a influência que a temperatura de condensação têm na temperatura de descarga do compressor.

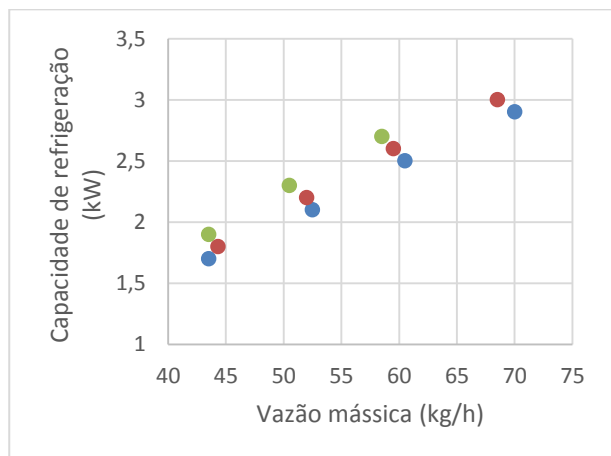
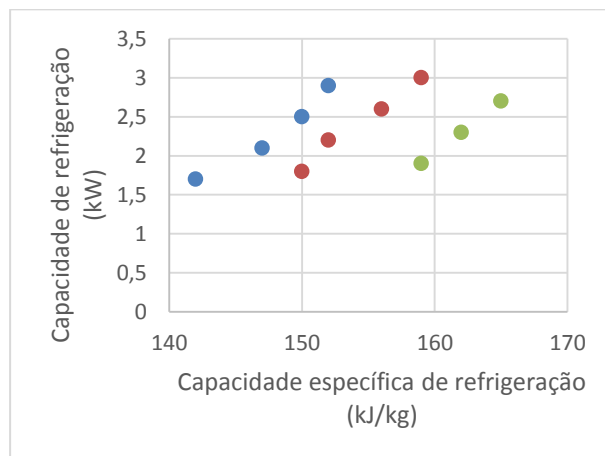
A Fig. 11 é um diagrama $w \times \dot{m}$, ele mostra como essas variáveis se comportam com mudanças de temperatura de evaporação. Neste diagrama, é importante observar que a temperatura de condensação aumenta conforme o trabalho do compressor aumenta, para uma mesma temperatura de evaporação, o que fica evidenciado com auxílio da Tab. 3. Pode-se observar que existe uma relação indireta entre a vazão mássica e o trabalho específico.

5.2. Curvas de Capacidade de Refrigeração

A Eq. (3) afirma que a capacidade de refrigeração é dada pelo produto da vazão mássica pela capacidade de refrigeração específica. A Fig. 12 é a legenda para todos os diagramas de capacidade de refrigeração. A Fig. 13 ilustra um diagrama $\dot{Q} \times \dot{m}$, enquanto a Fig. 14 ilustra um diagrama $\dot{Q} \times q$.

- Temperatura de condensação = 55°C
- Temperatura de condensação = 50°C
- Temperatura de condensação = 45°C

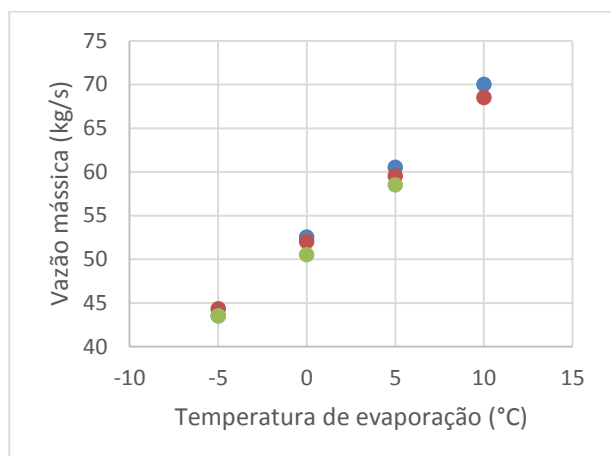
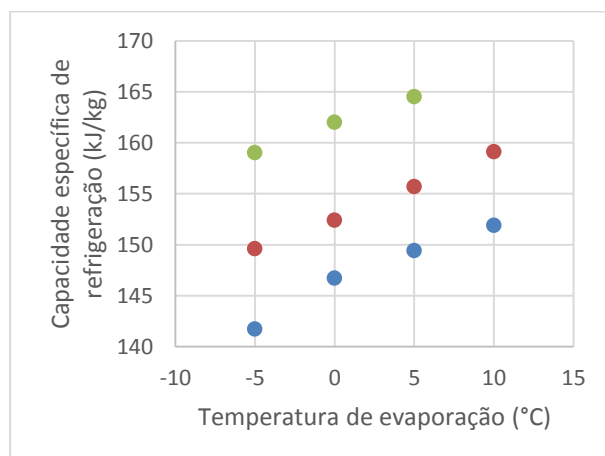
Figura 12. Legenda para os diagramas de curva de capacidade de refrigeração

Figura 13. Diagrama $\dot{Q} \times \dot{m}$ Figura 14. Diagrama $\dot{Q} \times q$

A Fig. 13 mostra que a capacidade de refrigeração aumenta linearmente com o aumento da vazão mássica. É importante observar que a vazão mássica cresce com o aumento da temperatura de evaporação, tendo pouca influência da temperatura de condensação.

A Fig. 14 mostra que existe uma relação linear entre a capacidade de refrigeração e a capacidade de refrigeração específica quando a temperatura de condensação é mantida constante. Os pontos com menor capacidade de refrigeração correspondem aos pontos de menor temperatura de evaporação. Esse efeito ocorre pois reduções na temperatura de evaporação acarretam um menor calor latente de vaporização para troca de calor, principalmente quando se é mantido o título de entrada no evaporador constante. Quando a temperatura de evaporação é mantida fixa mas a temperatura de condensação varia, observa-se que capacidade de refrigeração específica aumenta com a redução da temperatura de condensação, isso acontece pois o título na entrada do evaporador reduz com a redução da temperatura de condensação, o que aumenta o calor latente disponível para trocas de calor no evaporador.

Para avaliar a dependência das variáveis com a temperatura de evaporação, diagramas $\dot{m} \times T_{evap}$, $q \times T_{evap}$ e $q \times \dot{m}$ foram traçados. Eles estão representados respectivamente nas Fig. 15, 16 e 17.

Figura 15. Diagrama $\dot{m} \times T_{evap}$ Figura 16. Diagrama $q \times T_{evap}$

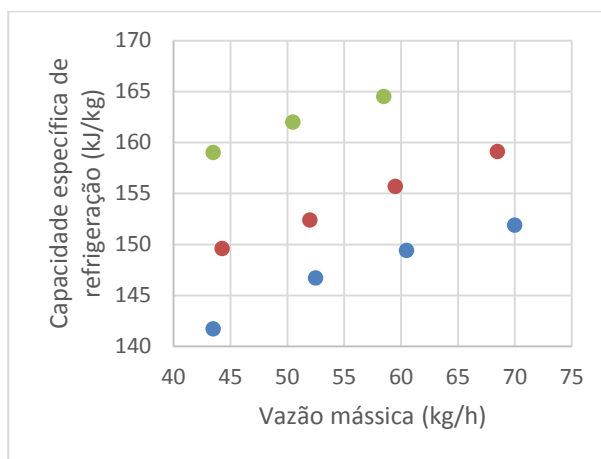


Figura 17. Diagrama $q \times \dot{m}$

A Fig. 15 permite concluir que a vazão mássica é independente da temperatura de condensação, tendo uma relação linear com a temperatura de evaporação. A Fig. 16 mostra a relação da capacidade de refrigeração específica pela temperatura de evaporação. Este diagrama confirma a relação linear com a temperatura de evaporação e também a importância da temperatura de condensação, mostrando que a capacidade de refrigeração específica reduz com o aumento da temperatura de condensação, pois o título do vapor na entrada do evaporador aumenta. A Fig. 17 é um diagrama $q \times \dot{m}$, este diagrama mostra, com auxílio da Tab. 3, que existe uma relação linear entre si, uma vez que o aumento da temperatura de evaporação aumenta tem um efeito linear em ambas variáveis.

5.3. Curvas de COP

As Fig. 18 e 19 apresentam o comportamento do COP quando as temperaturas de condensação e evaporação são modificadas. A Fig. 18 apresenta um diagrama do COP em função da temperatura de condensação, enquanto a Fig. 19 apresenta um diagrama do COP em função da temperatura de evaporação. Para a Fig. 18 é válida a legenda da Fig. 6 enquanto para a Fig. 19 é válida a legenda da Fig. 12.

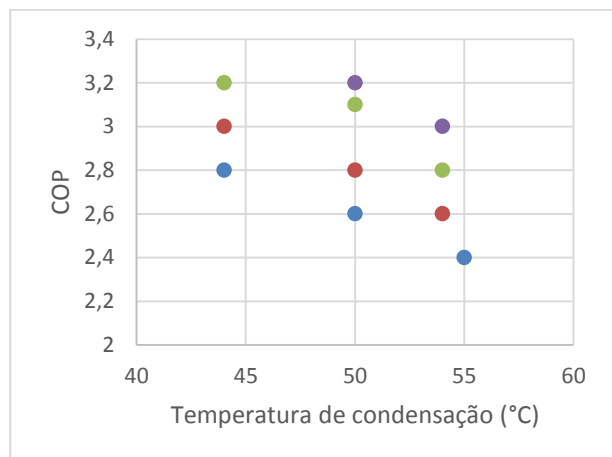


Figura 18. Diagrama $COP \times T_{cond}$

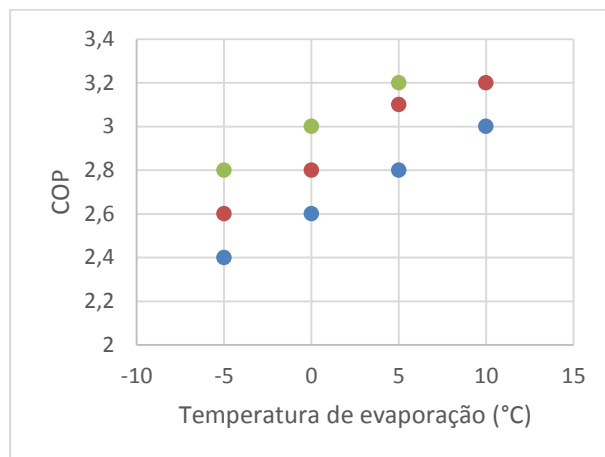


Figura 19. Diagrama $COP \times T_{evaporação}$

Ao se analisar ambos diagramas, percebe-se que o COP cresce com uma redução na temperatura de condensação ou um aumento na temperatura de evaporação. Este resultado é coerente, pois em máquinas térmicas o COP aumenta proporcionalmente com a redução da diferença das temperaturas de condensação e evaporação.

6. DISCUSSÃO

Um sistema de refrigeração é projetado para fornecer uma determinada quantidade de capacidade de refrigeração. Conforme verificado nas Fig. 14 e 15, o sistema trabalha de forma mais eficiente em temperaturas de evaporação mais alta, no entanto, existem situações em que é necessário trabalhar com temperaturas de evaporação muito baixas, como ar condicionados veiculares ($\sim -25^{\circ}\text{C}$) ou operações para congelamento de alimentos (-30 a -40°C). Em condições de temperatura de evaporação baixa, o sistema atua com baixa capacidade de refrigeração. Assim como a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação desempenha papel fundamental no sistema. Quanto menor a temperatura de

condensação, menor são as perdas devido ao superaquecimento, o que significa que o compressor trabalha de forma mais eficiente, com COP maior. Deve-se notar também, que com temperaturas de condensação mais baixas, o título de entrada do vapor no evaporador é menor, o que significa uma maior capacidade de refrigeração específica. Em casos em que a temperatura de evaporação é excessivamente baixa, ou a temperatura de condensação é excessivamente alta, sistemas de múltiplo estágio devem ser considerados.

A análise do trabalho do compressor é mais complexa, pois envolve duas variáveis significativas. A vazão mássica e o trabalho específico. Como mostram as Fig. 5 e 10, o trabalho específico aumenta com o aumento da temperatura de condensação devido a um grande aumento na entalpia na descarga do compressor. De acordo com Fonseca Júnior (2012), o compressor é o responsável por manter a vazão mássica, dessa forma, a vazão mássica se torna atrelada ao compressor.

O COP tem uma relação direta com o inverso da diferença de temperaturas de condensação e evaporação, no entanto, é importante ter em mente que embora seja ideal trabalhar com a menor diferença de temperaturas possível, várias aplicações exigem diferenças de temperatura grandes, o que exige análise caso a caso para tornar o sistema viável.

7. CONCLUSÕES

A operação de máquinas frigoríficas envolve análises de diferentes variáveis físicas e termodinâmicas que estão relacionadas entre si, como por exemplo, temperatura e pressão de descarga do compressor, vazão mássica do fluido frigorífico e temperaturas de condensação e evaporação. Tais variáveis influenciam diretamente em parâmetros técnicos que são de grande importância para o engenheiro, como por exemplo, consumo do compressor, capacidade de refrigeração e coeficiente de desempenho.

Conhecer a influência de cada uma das variáveis físicas e termodinâmicas nos parâmetros técnicos no funcionamento do equipamento é tarefa do engenheiro e o estudo apropriado na área permite projetar apropriadamente um equipamento para se otimizar a tarefa ao qual foi destinado.

Com a realização deste trabalho foi possível identificar que a vazão mássica e capacidade de refrigeração específica são dependentes quase que exclusivamente da temperatura de evaporação e possuem relação linear entre si e com a temperatura de evaporação, e podem facilmente ser determinadas em uma primeira etapa de projeto, uma vez que a capacidade de refrigeração é a primeira variável a ser determinada.

O trabalho do compressor é dependente da vazão mássica e trabalho específico do compressor, e apresenta pequenas variações para diferentes temperaturas de evaporação, no entanto como a temperatura de evaporação é determinada primeiro, o trabalho do compressor depende apenas da temperatura de condensação.

É importante notar que embora a escolha da vazão mássica seja feita mediante uma análise da capacidade de refrigeração, uma vez instalado o compressor, é este componente o responsável por manter esta variável.

O COP tem uma relação direta com o inverso da diferença de temperaturas entre as temperaturas de condensação e evaporação.

8. REFERÊNCIAS

- Duarte, W. M., 2014, “Modelo fenomenológico para compressores alternativos”, Dissertação de mestrado do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas, Belo Horizonte, Brasil, 95 p.
- Fonseca Júnior, J. N., “Análise do efeito do superaquecimento em sobre o desempenho de compressores alternativos aplicados a bombas de calor”, Dissertação de mestrado do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 146 p.
- Maia, A. A. T., 2005, “Metodologia de desenvolvimento de um algoritmo para o controle simultâneo da carga térmica e do grau de superaquecimento de um sistema de refrigeração” Tese de doutorado do programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas, Belo Horizonte, Brasil, 95 p.

9. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE THERMAL PERFORMANCE OF VAPOR COMPRESSION CYCLE WHEN VARYING HOT AND COLD SOURCE TEMPERATURES

Fernando Neves Quintino dos Santos, fernandonquintino@gmail.com¹

Hélio Augusto Goulart Diniz, heliougmg@gmail.com¹

Willian Moreira Duarte, willianmoreiraduarte@gmail.com¹

Ricardo Nicolau Nassar Koury, koury@demec.ufmg.br¹

¹Universidade Federal de Minas Gerais – Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha – Belo Horizonte – MG – Brazil
ZIP Code 31.270-901 - Phone +55 (31) 3409-3511

Abstract: Vapor compression is the principal way to obtain cooling effect. Although its efficiency is high, the use of greenhouse effect refrigerants (CFC and HFC) contributes to global warming and the energy cost to drive the compressor is growing. The difficulties mentioned shows that a most accurate comprehension of the vapor compression cycle is needed to design a machine that has optimized efficiency. This understanding requires mastery of dependence of the parameters refrigerant mass flow, coefficient of performance (COP) and heat exchanges within the evaporator and condenser, along the variation of the condensing and boiling temperatures. In this work, it was made a study of the thermal performance of a water – water refrigeration machine using refrigerant R134-a. Eleven tests were performed in which were varied the condensing and boiling temperatures, and evaluated corresponding variations in the above parameters of the system. By reducing the boiling temperature, there was a reduction in COP and an increase in the mass flow of the fluid. When decreasing the condensing temperature, the results obtained were a decrease of the specific work of the compressor and an increase in the COP.

Keywords: vapor compression, COP, specific work, mass flow

Code: CON-2016-0958