ANÁLISE TÉRMICA DE BOMBAS DE CALOR COM EXPANSÃO DIRETA

Hélio Augusto Goulart Diniz[1,2] (heliomecanica@ufmg.br), Sara Isabel de Melo Resende[2] (sara_sidmr@yahoo.com.br), Arthur Pacheco Luz[2] (arthur_pacheco.luz@hotmail.com), Raphael Nunes de Oliveira[1,2] (rphnunes@demec.ufmg.br), Luiz Machado[1,2] (luizm@demec.ufmg.br)

[1]Universidade Federal de Minas Gerais; Departamento de Engenharia Mecânica
[2]Universidade Federal de Minas Gerais; Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

RESUMO: *No Brasil, o sistema predominante de aquecimento de água residencial para banho é por meio do chuveiro elétrico, sujeitos a substituição por formas energeticamente mais eficientes e sustentáveis. A bomba de calor para aquecimento de água residencial apresenta-se como uma alternativa aos chuveiros elétricos para redução dos impactos ambientais. O presente trabalho tem como objetivo estudar o funcionamento de bombas de calor para aquecimento de água operadas a R134a e CO_2 (R744). Para isso, apresenta-se os ciclos termodinâmicos das bombas de calor, as taxas de transferência de calor no evaporador e no condensador, os coeficientes de performance e os rendimentos do compressor para o sistema funcionando em 5 pontos de operação para ambos os fluidos. Além disso, realizou-se uma análise de incerteza das variáveis do sistema. Apesar da análise das incertezas ter retornado resultados satisfatórios, observou-se que os instrumentos de medição de temperatura e vazão mássica da água podem ser aprimorados para obtenção de resultados mais precisos. Encontrou-se COP em torno de 2,5, em média, para os dois fluidos e eficiência global do compressor de aproximadamente 50%.*

PALAVRAS-CHAVE: *BOMBA DE CALOR, COP, R134a, R744.*

THERMAL ANALYSIS OF DIRECT EXPANSION HEAT PUMPS

ABSTRACT: *In Brazil, the predominant residential water heating system for bathing is through the electric shower, which can be replaced by more energy-efficient and sustainable ways. The heat pump for heating residential water is an alternative to electric showers to reduce environmental impacts. This work aims to study the operation of heat pumps for heating water operated at R134a and CO_2 (R744). For this, the thermodynamic cycles of the heat pumps, the heat transfer rates in the evaporator and in the condenser, the coefficients of performance and the compressor efficiency for the system working at 5 operating points for both fluids are presented. In addition, an uncertainty analysis of the system variables was performed. Despite the analysis of uncertainties having returned satisfactory results, it was observed that the instruments for measuring temperature and water mass flow can be improved to obtain more accurate results. It was found COP values around 2.5, on average, for the two fluids and overall compressor efficiency of approximately 50%.*

KEYWORDS: *HEAT PUMP, COP, R134a, R744.*

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis por este trabalho.

1. INTRODUÇÃO

A forma predominante de aquecimento de água residencial para banho no Brasil é por meio do chuveiro elétrico. Em vista do custo de produção de energia elétrica ascendente e consumo crescente devido ao aumento da população, além da busca por melhor padrão de vida, é importante que pesquisas na área de eficiência energética sejam desenvolvidas em busca de alternativas por equipamentos mais eficientes (EPE, 2016). Uma das mais promissoras soluções para este problema é a utilização da bomba de calor (BDC) de aquecimento de água residencial como substituta do chuveiro elétrico. Este tipo de sistema opera segundo o ciclo de refrigeração por compressor de vapor.

Assim, uma BDC pode trabalhar sozinha proporcionando economia no consumo de energia elétrica em relação ao chuveiro ou pode trabalhar como equipamento auxiliar em um sistema de coletor solar térmico em situações com tempo nublado ou chuvoso (Silva et al., 2007; Rodríguez et al., 2015). Resultados para o Coeficiente de Performance (COP) médio anual de 1,88 foram encontrados por Rodríguez et al. (2015). Resultados para o COP médio de 2,01 foram encontrados por Silva et al. (2007).

Uma estratégia atual que se mostra vantajosa ao ser implementada no sistema em questão é a utilização de um evaporador do tipo solar que pode operar sob qualquer condição ambiental (Omojaro and Breitkopf, 2013; Buker and Riffat, 2016). Este sistema também é conhecido como DX-SAHP (Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump - bomba de calor assistida por energia solar com expansão direta). O evaporador, também chamado de coletor, quando exposto à irradiação solar (condição de dia ensolarado), dispõe de um aporte térmico ambiental superior em relação a um ambiente fechado (condição de um dia nublado ou chuvoso). Por conseguinte, o COP da BDC se torna maior, até mesmo em relação a outros tipos de evaporadores que operam normalmente fora da exposição solar.

Desta maneira, uma BDC com evaporador solar pode exercer a função de um coletor solar independentemente das condições temporais dos dias, pois possui boa eficiência se não estiver exposta a irradiação solar e eficiência ótima se exposta à irradiação (Li et al., 2007a; Li et al., 2007b; Willem et al., 2017). Resultados de COP variando entre 4 a 4,9 no inverno e 7 a 9 no verão para uma BDC de aquecimento de água operando com CO_2 foram encontrados em Willem et al. (2017). Resultado de COP médio sazonal de 5,25 foram encontrados em Li et al. (2007a) e Li et al. (2007b). Além disso, a eficiência do evaporador solar, razão entre a taxa de energia absorvida pelo refrigerante e a taxa de energia solar incidida no coletor, é um parâmetro muito importante do sistema, pois

mostra o quão bem dimensionado e otimizado está o equipamento. Kong et al. (2011) obtiveram valores entre 0,88 a 0,91 em um sistema do tipo deste tipo.

O objetivo deste trabalho é estudar o funcionamento de bombas de calor com expansão direta para aquecimento de água operadas a R134a e CO_2 (R744). Medir temperaturas, pressões e vazões para a construção dos ciclos termodinâmicos das bombas de calor, determinar os seus coeficientes de performance e os rendimentos dos compressores.

2. METODOLOGIA

2.1 Bancadas experimentais

Os testes englobam a aplicação de duas bombas de calor, a primeira operada com o fluido R134a e a segunda operada com o fluido R744. Ambos os equipamentos possuem como fonte fria o ar ambiente e como fonte quente a água que é armazenada em reservatório térmico isolado. A aplicação do fluido R134a proporciona o aquecimento da água, desde a temperatura ambiente, até aproximadamente 45 ºC. Já a aplicação do fluido CO_2 proporciona maior aquecimento da água, desde a condição ambiente até aproximadamente 60 ºC. A Figura 1 apresenta as bombas de calor em questão.

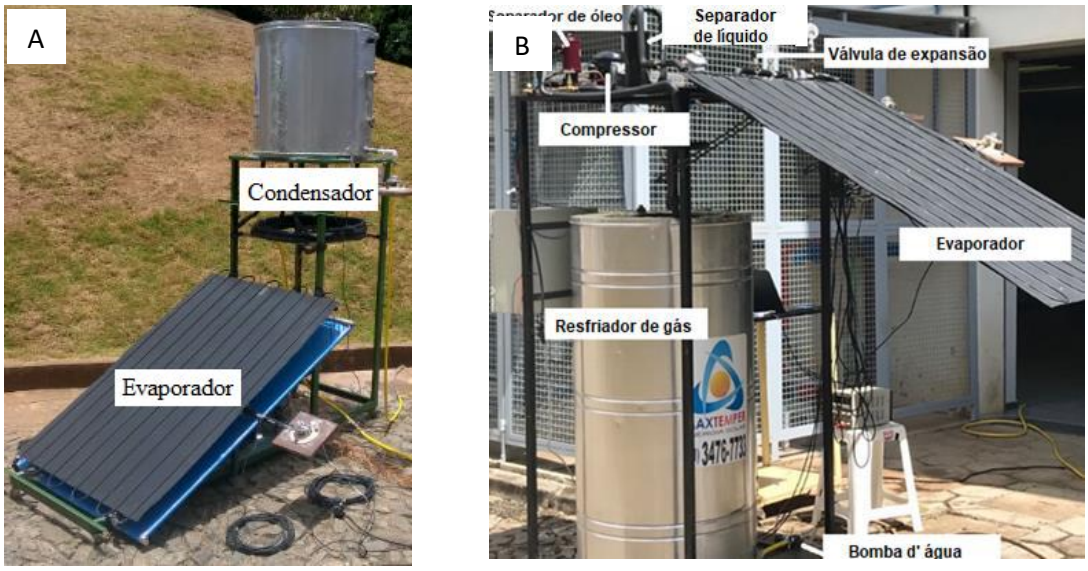


FIGURA 1. (A) BDC a R134a. (B) BDC a R744 (Ruas, 2019).

Ambas as bombas de calor possuem compressor do tipo hermético (BDC a R134a com 1/3 HP e BDC a R744 com 3/4 HP), evaporador do tipo solar e condensador (chamado de resfriador de gás

no caso do CO_2) do tipo coaxial com fluxo em contracorrente. A BDC a R134a possui como dispositivo de expansão uma válvula termostática, enquanto a BDC a CO_2 possui uma válvula agulha (permite o funcionamento equivalente a mudança operacional de vários tubos capilares). A BDC a R134a possui como sistema de proteção, uma garrafa de líquido e um filtro secador, enquanto a BDC a R744 possui um separador de óleo e um filtro secador.

Os sistemas apresentam-se instrumentados com manômetros de Bourdon (BDC a R134a) ou transdutores de pressão (BDC a R744), além de termopares tipo K. Para a medição da vazão de fluido frigorífico adota-se o balanço de energia no condensador/resfriador de gás entre a água e o refrigerante, desprezando-se perdas térmicas nestes trocadores. Para isso, a vazão de água que passa pelo condensador/resfriador de gás é medida de forma direta. No caso da BDC a R134a, essa vazão é medida manualmente, por meio de um becker, pelo volume de água que passa a cada minuto. No caso da BDC a R744, essa vazão é medida automaticamente por uma bomba d'agua de pequeno porte. Ambas as bombas de calor possuem um piranômetro que mede a irradiância (parcelas de irradiação solar direta, difusa e albedo) e um wattímetro para medição da potência do compressor. Aplica-se um termo-higroanemômetro para medição da umidade relativa do ar e temperatura ambiente quando de interesse.

2.2 Procedimentos experimentais

Com os sistemas operando em regime estacionário, mede-se as temperaturas (T) em ºC e pressões absolutas (P) em bar do refrigerante na entrada e saída dos compressores e dos dispositivos de expansão. Mede-se as temperaturas em ºC da água na entrada (T_{a_1}) e saída (T_{a_2}) do condensador/resfriador de gás e a vazão volumétrica de água ($\dot{\forall}_a$) em L/min. Por fim, mede-se a potência real consumida pelo compressor ($\dot{W}_{comp}$) em W. As Tabelas 1 e 2 apresentam as medições realizadas, além disso, reitera-se que as pressões são absolutas. A irradiância solar (I_{solar}), em W/m², também é apresentada nas tabelas supracitadas. Ressalta-se que os pontos de operação da BDC a R744 foi retirado do banco de ensaios disponível em Ruas (2019).

TABELA 1. Medições realizadas na bomba de calor a R134a.

Pontos	T_1	T_2	T_3	T_4	T_{a_1}	T_{a_2}	P_1	P_2	P_3	P_4	$\dot{\forall}_a$	$\dot{W}_{comp}$	I_{solar}
1	15,0	73,8	47,0	16,2	27,6	46,7	3,8	15,5	13,7	4,8	0,7031	356	517
2	12,3	73,3	46,3	15,6	27,5	46,3	3,8	15,5	13,7	4,8	0,7031	376	508
3	15,7	75,1	47,9	18,3	28,0	48,5	4,2	16,4	14,3	5,4	0,7031	404	742
4	15,4	76,0	48,9	18,8	28,0	49,4	4,1	16,6	14,6	5,3	0,7031	384	663
5	16,1	73,3	46,6	15,3	27,6	46,9	3,7	15,6	13,7	4,8	0,7031	360	469

TABELA 2. Medições realizadas na bomba de calor a R744.

Pontos	T_1	T_2	T_3	T_{a_1}	T_{a_2}	P_{alta}	P_{baixa}	$\dot{\forall}_a$	$\dot{W}_{comp}$	I_{solar}
1	32,8	99,0	30,0	24,0	61,1	80,6	36,9	0,546	600,5	654
2	33,9	103,5	30,1	24,6	61,2	81,0	37,8	0,576	606,8	699
3	36,3	104,2	30,1	24,9	61,2	81,2	38,2	0,594	609,3	734
4	40,1	104,8	30,2	25,2	61,1	81,4	38,7	0,600	610,4	765
5	40,6	105,5	30,2	25,3	61,1	81,5	38,9	0,612	609,8	792

Os índices 1, 2, 3 e 4 representam, respectivamente, a entrada do compressor, saída do compressor, entrada do dispositivo de expansão e saída do dispositivo de expansão. No caso da BDC a R744, adotou-se as pressões absolutas médias de baixa (P_{baixa}) e de alta (P_{alta}) em bar. O intervalo de tempo entre as medições é de 15 min para as duas bombas de calor.

A Figura 2 apresenta os medidores de temperatura e pressão aplicados. A Figura 3 apresenta os wattímetros aplicados.

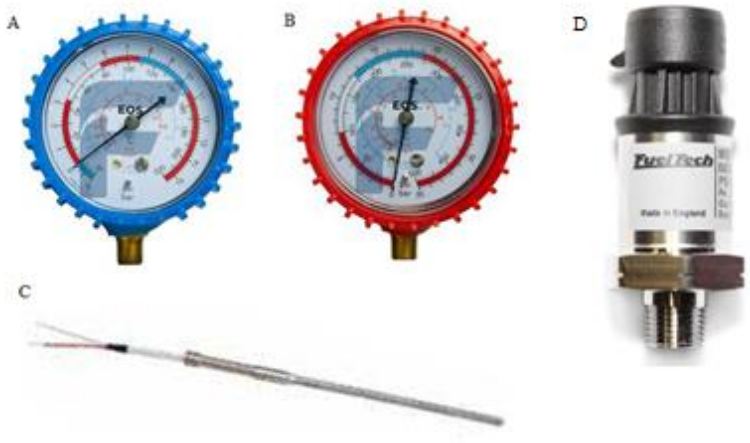


FIGURA 2. Manômetros, termopar e transdutor de pressão. Manômetro de Bourdon de baixa (15 bar), (B) Manômetro de Bourdon de alta (35 bar), (C) Termopar tipo K e (D) Transdutor de pressão (102 bar).



FIGURA 3. Wattímetros. (A) BDC R744 e (B) BDC R134a.

A Tabela 3 apresenta a incerteza de medição dos instrumentos.

TABELA 3. Incerteza dos instrumentos.

Instrumento	Incerteza
Termopar tipo K	± 1,0 ºC
Manômetro tipo Bourdon (pressão de baixa)	± 0,1 bar ou kgf/cm² (1% do fundo de escala)
Manômetro tipo Bourdon (pressão de alta)	± 0,35 bar ou kgf/cm² (1% do fundo de escala)
Transdutor de pressão	± 0,51 bar (0,5% do fundo de escala)
Wattímetros	± 1%
Becker e bombinha d'água	± 2,5% (vazão volumétrica da água)

2.3 Modelagem matemática

O grau de superaquecimento (ΔT_{sa}) é dado pela Equação 1, em que T_{evap} é a temperatura de saturação na pressão do evaporador.

$$\Delta T_{sa} = T_2 - T_{evap} \quad (1)$$

O cálculo da taxa de transferência de calor real no condensador ($\dot{Q}_{cond}$) é dado pela Equação 2, enquanto a taxa de transferência de calor da água é determinada pela Equação 3.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_f (h_{f_2} - h_{f_3}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{p_a} (T_{a_2} - T_{a_1}) \quad (3)$$

Em que $\dot{m}_f$ e $\dot{m}_a$ são as vazões mássicas do fluido refrigerante e da água respectivamente, c_{p_a} é o calor específico da água a pressão constante, h_{f_2} e h_{f_3} são as entalpias de entrada e saída do trocador de calor e T_{a_1} e T_{a_2} são as temperaturas inicial e final da água. Considerando que todo calor cedido pelo fluido ao passar pelo condensador é absorvido pela água, é possível determinar a vazão mássica do refrigerante.

Assim, a taxa de transferência de calor no evaporador ($\dot{Q}_{evap}$) é determinada pela Equação 4.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_f(h_{f_1} - h_{f_4}) \tag{4}$$

Em que h_{f_1} e h_{f_4} são as entalpias na saída e na entrada do evaporador, respectivamente.

Para determinar a potência de ciclo termodinâmico de acionamento do compressor ($\dot{W}_{comp_{ciclo}}$) utiliza-se a Equação 5.

$$\dot{W}_{comp_{ciclo}} = \dot{m}_f(h_{f_2} - h_{f_1}) \tag{5}$$

Em que h_{f_1} e h_{f_2} são as entalpias na entrada do compressor e na saída do compressor, respectivamente. Assim, o COP real e o COP do ciclo são dados pelas Equação 6 e 7.

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} \tag{6}$$

$$COP_{ciclo} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp_{ciclo}}} \tag{7}$$

O rendimento do compressor é dado pela Equação 8.

$$\eta_{comp} = \frac{\dot{W}_{comp_{ciclo}}}{\dot{W}_{comp}} \tag{8}$$

A metodologia proposta por Taylor e Kuyatt (1994) é considera para a determinação da propagação da incerteza nos resultados calculados dos parâmetros apresentados ao longo do trabalho. Admitindo a não correlação e aleatoriedade entre as incertezas das variáveis, a incerteza do parâmetro calculado pode ser dada pela Equação 9.

$$u_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 u_{X_i}^2} \quad (9)$$

Em que u_Y representa a incerteza padrão combinada do parâmetro Y calculado em função da incerteza padrão u_{X_i} da variável X_i, sendo que o índice i representa o i-ésimo elemento da variável ou parâmetro analisado. A derivada parcial presente na equação supracitada permite determinar a contribuição percentual da incerteza de uma variável na incerteza total do parâmetro analisado. Sendo assim, é possível identificar qual variável contribui mais ou menos com a incerteza propagada no parâmetro em questão.

O software EES - *Engineering Equation Solver* (Klein e Alranrado, 2015) é aplicado para a realização dos cálculos de diversos parâmetros deste trabalho. Ele possui uma ferramenta de cálculo de incertezas propagadas que segue a metodologia descrita por Taylor e Kuyatt (1994). Além disso, o software também é aplicado para obtenção das propriedades termofísicas dos fluidos envolvidos nos experimentos.

3. RESULTADOS

3.1 Diagrama P-h

As Figuras 4 e 5 apresentam os diagramas P-h para a bomba de calor a R134a e R744, respectivamente, para os 5 pontos de operação. Ressalta-se que a irradiância solar é apresentada nas Tabelas 1 e 2. Os valores dessa irradiação solar são relativamente próximos, característicos de um dia parcialmente nublado na cidade em que foi realizado os ensaios.

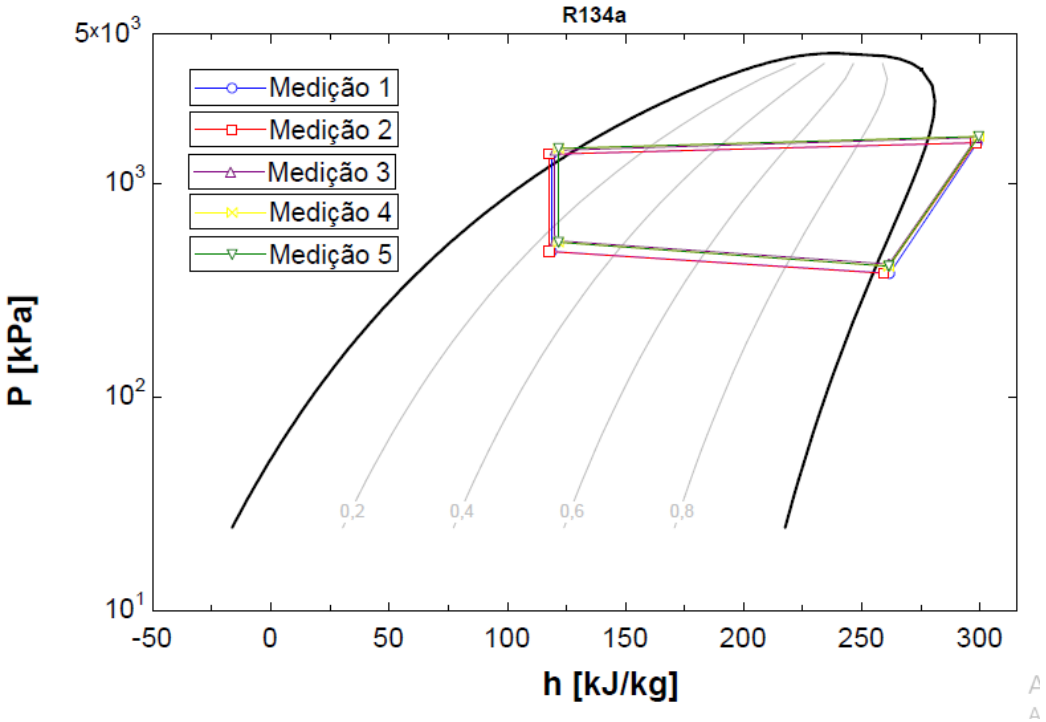


FIGURA 4. Diagrama P-h para a bomba de calor a R134a.

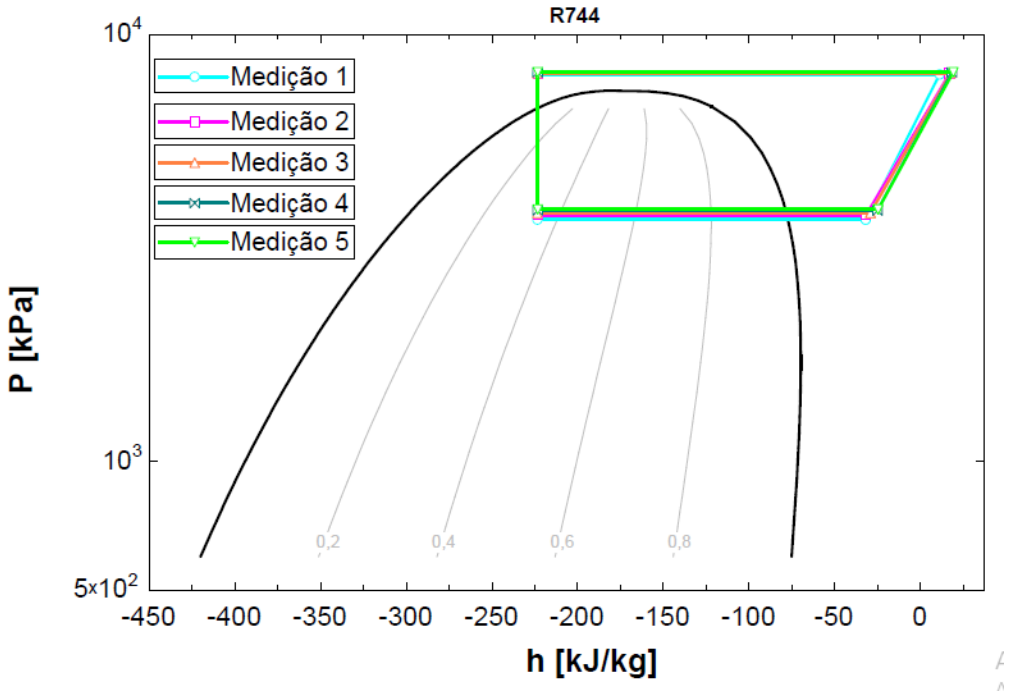


FIGURA 5. Diagrama P-h para a bomba de calor a R744.

Observa-se que as temperaturas de evaporação e condensação, bem como as pressões de alta e baixa, para o R744 são superiores às do R134a. Na Figura 5 é possível observar que o resfriamento do R744 acontece em um ciclo transcrítico, pois o fluido é comprimido até uma pressão acima do ponto crítico. Neste ciclo não existe condensador, apenas um trocador de calor conhecido como resfriador de gás, já que não ocorre condensação do gás, apenas diminuição da temperatura.

3.2 Grau de superaquecimento

A Tabela 4 apresenta o grau de superaquecimento para a bomba operando a R134a e R744 com as respectivas incertezas.

TABELA 4. Grau de superaquecimento para o R134a e R744

Ciclo	R134a	R744
	ΔT_{sa} [ºC]	ΔT_{sa} [ºC]
1	7,6 ± 1,3	30,6 ± 1,1
2	4,9 ± 1,3	30,8 ± 1,1
3	5,3 ± 1,2	32,8 ± 1,1
4	5,8 ± 1,2	36,1 ± 1,1
5	9,5 ± 1,3	36,4 ± 1,1
Média	6,6 ± 1,3	33,3 ± 1,1

Considerando que o grau de superaquecimento adequado não deve exceder 10 ºC, pode-se observar que este valor está elevado para a bomba de calor operando a R744. O alto grau de superaquecimento, além de diminuir o desempenho do sistema, reduz a vida útil do compressor.

3.3 Taxa de evaporação e condensação

As Tabelas 5 e 6 apresentam as taxas de transferência de calor e as incertezas para os refrigerantes R134a e R744.

TABELA 5. Taxas de condensação e evaporação para o R134a.

Ciclo	$\dot{Q}_{cond}$ [kW]	$\dot{Q}_{evap}$[kW]
1	0,9298 ± 0,0727	0,7386 ± 0,0582
2	0,9153 ± 0,0726	0,7180 ± 0,0573
3	0,9976 ± 0,0732	0,7895 ± 0,0585
4	1,0410 ± 0,0736	0,8187 ± 0,0584
5	0,9395 ± 0,0727	0,7567 ± 0,0590
Média	0,9646 ± 0,0730	0,7643 ± 0,0583

TABELA 6. Taxa de condensação e evaporação para o R744.

Ciclo	$\dot{Q}_{cond}$[kW]	$\dot{Q}_{evap}$[kW]
1	1,399 ± 0,064	1,142 ± 0,053
2	1,456 ± 0,067	1,162 ± 0,055
3	1,489 ± 0,069	1,200 ± 0,057
4	1,488 ± 0,069	1,220 ± 0,058
5	1,513 ± 0,071	1,239 ± 0,059
Média	1,469 ± 0,068	1,1926 ± 0,056

Pode-se observar que a taxa de calor rejeitada pelo condensador ($\dot{Q}_{cond}$) da bomba de calor operando com R744 é superior em relação ao R134a. A capacidade de refrigeração da bomba funcionando com R744 ($\dot{Q}_{evap}$) também é maior, concluindo que o sistema é mais potente que o sistema a R134a.

As incertezas das taxas de transferência de calor estão relacionadas, sobretudo, à medição da temperatura. Para diminuir estas incertezas, sugere-se a utilização de termopares mais precisos.

3.4 COP_{ciclo} e COP_{real} do sistema

As Tabelas 7 e 8 apresentam o COP_{real} e o COP_{ciclo} para os refrigerantes R134a e R744, respectivamente. Pode-se observar que, conforme o esperado, o COP_{ciclo} para ambos os refrigerantes é maior do que o COP_{real}. Observa-se que os valores dos COP_{real} para o R134a são um pouco maiores que os do R744 desconsiderando-se as incertezas, podendo-se afirmar que a BDC a R134a apresenta performance superior para as condições de operação adotadas. Isto se justifica, em partes, pelo elevado grau de superaquecimento no sistema operando à R744. Entretanto, considerando-se as incertezas, não se pode concluir qual sistema possui melhor desempenho térmico.

TABELA 7. COP_{real} e COP_{ciclo} para o refrigerante R134a.

Ciclo	COP_{real}	COP_{ciclo}
1	2,612 ± 0,206	4,863 ± 0,181
2	2,434 ± 0,195	4,638 ± 0,164
3	2,469 ± 0,183	4,795 ± 0,180
4	2,711 ± 0,194	4,681 ± 0,172
5	2,610 ± 0,204	5,140 ± 0,203
Média	2,567 ± 0,196	4,823 ± 0,180

TABELA 8. COP_{real} e o COP_{ciclo} para o refrigerante R744.

Ciclo	COP_{real}	COP_{ciclo}
1	2,330 ± 0,109	5,440 ± 0,258
2	2,400 ± 0,113	4,942 ± 0,210
3	2,444 ± 0,116	5,144 ± 0,223
4	2,437 ± 0,116	5,561 ± 0,255
5	2,482 ± 0,119	5,523 ± 0,250
Média	2,418 ± 0,115	5,322 ± 0,239

Ressalta-se que pelo fato dos valores de irradiação solar nos períodos em que os ensaios foram realizados serem próximos para ambos os sistemas, o efeito de irradiância solar não ficou evidente, tendo como base os valores de desempenho térmico das bombas de calor.

3.5 Rendimento global do compressor

O rendimento global do compressor para ambos os fluidos estudados é apresentado na Tabela 9.

TABELA 9. Rendimentos globais do compressor

Ciclo	R134a	R744
	η_{comp} [%]	η_{comp} [%]
1	53,71 ± 4,68	42,84 ± 2,85
2	52,49 ± 4,59	48,56 ± 3,08
3	51,49 ± 4,28	47,52 ± 3,05
4	57,92 ± 4,65	43,83 ± 2,90
5	50,72 ± 4,44	44,93 ± 2,96
Média	53,27 ± 4,53	45,54 ± 2,97

Apesar de pequenas, as incertezas relacionadas à eficiência do compressor estão diretamente ligadas às incertezas de medição da vazão mássica da água e das temperaturas. Recomenda-se aperfeiçoar estes instrumentos de medição para obter resultados ainda mais precisos.

4. CONCLUSÕES

O presente trabalho realizou o estudo do desempenho termodinâmico de bombas de calor para aquecimento de água operadas a dois refrigerantes, R134a e CO_2 (R744).

A BDC a R744 apresentou maiores taxas de troca térmica nos trocadores de calor. Entretanto, desconsiderando-se as incertezas propagadas, a BDC a R134a apresentou maior eficiência energética (2,567 contra 2,482 do R744), sobretudo pelo melhor desempenho do compressor deste sistema (53,27% contra 45,54% do R744). O superaquecimento dentro da faixa comum em sistemas de refrigeração e aquecimento contribuiu diretamente para o ocorrido.

As incertezas de medição propagadas não permitem afirmar qual sistema é, de fato, mais eficiente. Necessita-se da aplicação de medidores de vazão de água (ou de vazão mássica de refrigerante) e de temperatura com menores incertezas relacionadas.

REFERÊNCIAS

BUKER, M.S. e RIFFAT, S.B. “Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review”. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 55, p. 399-413, 2016.

EPE - Empresa de Pesquisa Energética, BEM: Balanço Energético Nacional de 2016. Rio de Janeiro, Brasil, 2016.

KONG, X. Q.; ZHANG, D.; LI, Y. e YANG, Q. M. Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater. Energy, Vol. 36, p. 6830-6838, 2011.

LI, Y.W.; WANG, R.Z.; WU, J.Y. e XU, Y.X. Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater. Applied Thermal Engineering, Vol. 27, p. 2858-2868, 2007a.

LI, Y.W.; WANG, R.Z.; WU, J.Y. e XU, Y.X. Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater. Energy, Vol. 32, p. 1361-1374, 2007b.

OMOJARO, P. e BREITKOPF, C. Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 22, p. 33-45, 2013.

RODRÍGUEZ, O.R.S.; KOURY, R.N.N. e MAIA, A.A.T., "Socio-economic performance of a solar flat plate collector based in a heat pump water heating system in the brazilian southeast region. International Congress of Mechanical Engineering – COBEM, Rio de Janeiro, Brasil, 2015.

Ruas, S. N. R. Estudo experimental sobre o desempenho de uma bomba de calor a CO_2 assistida por energia solar de expansão direta para aquecimento de água para uso residencial. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2019.

SILVA, I.C.; OLIVEIRA, R.N.; KOURY, R.N.N. e MACHADO, L. Análise da viabilidade econômica e estudo do desempenho de uma bomba de calor ar-água como apoio ao sistema de coletor solar. Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica, Cusco, 2007.

WILLEM, H.; LIN, Y. e LEKOV, A. Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters. Energy and Buildings, Vol. 143, p. 191-201, 2017.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio das seguintes instituições brasileiras de fomento à pesquisa: CNPq, CAPES e FAPEMIG.