

**ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO PARA DETERMINAÇÃO DA MASSA DE UMA BOMBA DE CALOR ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR DE EXPANSÃO DIRETA CARREGADA COM CO<sub>2</sub> E O EFEITO DA IRRADIAÇÃO SOBRE O COP E O TEWI DO SISTEMA**

Gleberon Marques Humia<sup>(1)</sup> ([ghumia@ufmg.br](mailto:ghumia@ufmg.br)), Willian Moreira Duarte<sup>(1,2)</sup> ([willianmoreiraduarte@gmail.com](mailto:willianmoreiraduarte@gmail.com)), Juan Jose Garcia Pabon<sup>(3)</sup> ([langa\\_27@hotmail.com](mailto:langa_27@hotmail.com)), Tiago de Freitas Paulino<sup>(4)</sup> ([tfpaulinoeng@gmail.com](mailto:tfpaulinoeng@gmail.com)), Luiz Machado<sup>(1)</sup> ([luizm@ufmg.br](mailto:luizm@ufmg.br))

<sup>(1)</sup> Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGMEC) - Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG).

<sup>(2)</sup> Centro Universitário de Belo Horizonte (UniBH).

<sup>(3)</sup> Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

<sup>(4)</sup> Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG).

**RESUMO:** *O presente trabalho é um estudo sobre o efeito da irradiação solar no inventário de massa, coeficiente de performance (COP) e impacto equivalente total sobre o aquecimento global (TEWI), em uma bomba de calor (BDC) de expansão direta assistida por energia solar (DX-SAHP). O equipamento opera no ciclo transcrito, tendo CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante. O conhecimento de sua massa sob variadas condições de insolação é fundamental para que a BDC atinja uma eficiência energética elevada. Dessa forma, foram avaliados 48 pontos de operação experimentais, sendo elaborado um modelo matemático para estimar a quantidade de massa em cada parte da BDC. Foram considerados os fenômenos de transferência de calor, perda de carga, fluido bifásico no evaporador e fluido supercrítico no resfriador de gás. O modelo obteve um erro médio de 6,32% no cálculo da massa, com os resultados concentrados dentro de uma faixa de tolerância de ± 18%. De forma geral, verificou-se que o aumento da irradiação maximiza o valor do COP, minimizando o TEWI, e dentre as condições analisadas, o melhor ponto de operação ocorreu com um COP de 6,5. Nessa situação, o TEWI foi de 1047 kg CO<sub>2</sub>-eq e a massa de 609g, com um erro de 5,6 %.*

**PALAVRAS-CHAVE:** Bomba de Calor; CO<sub>2</sub>; Inventário; Modelo de Simulação; COP; TEWI.

**EXPERIMENTAL STUDY AND SIMULATION MODEL FOR DETERMINING THE MASS OF A HEAT PUMP ASSISTED BY DIRECT EXPANSION SOLAR ENERGY CHARGED WITH CO<sub>2</sub> AND THE EFFECT OF IRRADIATION ON THE COP AND THE SYSTEM TEWI**

**ABSTRACT:** *The present work is a study on the effect of solar irradiation on the mass inventory, coefficient of performance (COP) and total equivalent impact on global warming (TEWI), in a heat pump (BDC) of direct expansion assisted by solar energy (DX-SAHP). The equipment operates in the transcritical cycle, with CO<sub>2</sub> as the refrigerant. The knowledge of its mass under different insolation conditions is essential for BCD to achieve high-energy efficiency. Thus, 48 experimental operation points were evaluated, and a mathematical model was developed to estimate the amount of mass in each part of the BDC. The phenomena of heat transfer, head loss, biphasic fluid in the evaporator and supercritical fluid in the gas cooler were considered. The model obtained an average error of 6.32% in the mass calculation, with the results concentrated within a tolerance range of ± 18%. In general, it was found that the increase in irradiation maximizes the value of the COP, minimizing the TEWI, and among the conditions analyzed, the best point of operation occurred with a COP of 6.5. For this situation, the TEWI was 1047 kg CO<sub>2</sub>-eq and the mass 609g, with an error of 5.6%.*

**KEYWORDS:** Heat Pump; CO<sub>2</sub>; Inventory; Simulation Model; COP; TEWI.



## 1. INTRODUÇÃO

O dióxido de carbono CO<sub>2</sub> (R-744), é um fluido natural de baixo impacto ambiental, possuindo ODP nulo e GWP igual a 1. Foi um dos primeiros fluidos refrigerantes aplicados em sistemas de refrigeração e muito utilizado no início do século XX. Com o surgimento dos fluidos CFCs e HCFCs o CO<sub>2</sub> foi perdendo mercado até não ser praticamente mais usado no início dos anos 60. Entretanto, com os problemas ambientais e o estabelecimento dos Protocolos de Montreal e de Quioto, o CO<sub>2</sub> ressurgiu como uma alternativa promissora a ser utilizada em muitas aplicações nos vários setores de refrigeração.

Dentre suas principais características, destaca-se por não ser tóxico, inflamável ou corrosivo, compatível com diversos óleos lubrificantes, e dispor de uma capacidade volumétrica de refrigeração elevada, uma baixa razão de pressão e elevados coeficientes de troca térmica. Trabalha próximo ao ponto crítico, com temperatura de 31,04°C e pressão de 73,82 bars, o que junto à elevada pressão de vapor, acaba por afetar sua massa específica, sendo fator importante a ser considerado em modelos de previsão de massa. Segundo Islam et al. (2012), o CO<sub>2</sub> operando em um ciclo transcrito é o fluido refrigerante que apresenta uma das melhores perspectivas em relação ao TEWI (Total Equivalent Warming Impact), índice que considera tanto o efeito direto da emissão do fluido sobre o aquecimento global, quanto seu efeito indireto, relacionado ao consumo de energia do sistema.

O efeito da quantidade de fluido frigorífico em uma máquina de refrigeração é destacado por Revellin (2009), existindo uma quantidade ideal de massa que proporcionará um menor consumo de energia. Aprea (2015) cita que a performance do sistema transcrito é ainda mais sensível à quantidade de carga de refrigerante do que o de um ar-condicionado convencional, sendo o seu desempenho vinculado a uma carga de massa apropriada. Ademais, para uma bomba de calor assistida por energia solar, essa massa considerada ideal tende a mudar conforme o nível de irradiação se altera ao longo do tempo, uma vez que essa alteração provoca fortes mudanças na temperatura de evaporação e conseqüentemente na massa específica do fluido refrigerante.

Assim, o objetivo principal deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo matemático para estimar a quantidade de massa de refrigerante de uma Bomba de Calor de Expansão Direta Assistida por Energia Solar (DX-SAHP – Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump), em função do nível de irradiação. Também será realizado um estudo sobre o efeito das variações da irradiação solar e da massa sobre o COP (Coeficiente de Performance) e o TEWI da BDC, determinando-se as

condições mais adequadas para a operação do equipamento. Para a validação do modelo, testes experimentais foram realizados com o intuito de medir o valor real da massa de fluido refrigerante.

## 2. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

O dispositivo experimental utilizado nesse trabalho é uma DX-SAHP usada para o Aquecimento de Água Doméstica - DHW (Domestic Water Heating), mostrada na Figura 1. Trata-se de um sistema onde o próprio evaporador funciona como coletor solar, sendo desenvolvido para captar a radiação solar direta e/ou difusa, a energia fornecida pela convecção natural ou forçada do ar, bem como pela condensação do vapor d'água atmosférico.



**FIGURA 1.** Bomba de Calor Assistida por Energia Solar de Expansão Direta (DX-SAHP).

### 2.1. Descrição dos principais componentes

O evaporador solar da bomba de calor é constituído por um tubo cobre disposto na forma de serpentina, acoplado a uma placa plana também de cobre e montado a um ângulo de inclinação de 21°. Já o resfriador de gás é um trocador de calor de tubos concêntricos em contracorrente, em que o fluido primário ( $\text{CO}_2$ ) circula no tubo interno e o fluido secundário ( $\text{H}_2\text{O}$ ) circula na região anular. O tubo está enrolado na forma de espiral em torno de um tanque de PVC isolado com espuma de poliuretano.

O equipamento também é dotado de um compressor hermético, alternativo, com velocidade constante e de uma válvula de expansão do tipo agulha. Possui ainda um separador de líquido, um

separador de óleo, além de uma bomba para circulação de água. A Tabela 1 apresenta um resumo das características dimensionais da bomba de calor e seus componentes.

**TABELA 1.** Características dimensionais da bomba de calor.

Item	Descrição	Identificação	Comprimento [m]	Diâmetro [mm]	Volume [m <sup>3</sup> ]
1	Evaporador solar	Tubulação	16,3	4,66	$2,78 \times 10^{-4}$
2	Compressor	Volume interno	-	-	$1,75 \times 10^{-6}$
3	Resfriador de gás	Tubulação interna	24,3	6	$6,87 \times 10^{-4}$
4	Separador de óleo	Volume interno – dados do fabricante	0,165	73	$6,91 \times 10^{-4}$
5	Separador de líquido	Volume interno – dados do fabricante	0,215	90	$1,37 \times 10^{-3}$
6	Tubulação	Ligação entre o compressor e o separador de óleo	0,620	4,66	$1,06 \times 10^{-5}$
7	Tubulação	Ligação entre o separador de óleo e o resfriador de gás	2,01	4,66	$3,43 \times 10^{-5}$
8	Tubulação	Ligação entre o resfriador de gás e a válvula termostática	2,85	4,66	$4,85 \times 10^{-5}$
9	Tubulação	Ligação entre a válvula termostática e o evaporador	0,180	4,66	$3,07 \times 10^{-6}$
10	Tubulação	Ligação entre o evaporador e o separador de líquido	1,00	4,66	$1,71 \times 10^{-5}$
11	Tubulação	Ligação entre o separador de líquido e o compressor	1,115	4,66	$1,90 \times 10^{-5}$

## 2.2. Instrumentação

A bomba de calor possui um aparelho de instrumentação composto por sete termopares (T), quatro transdutores de pressão (P), dois piranômetros (I) e um medidor de potência ativa (J). Todos os sensores estão acoplados a um sistema de aquisição de dados e interligados a uma interface programada em LabView<sup>®</sup>.

A distribuição dos sensores segue a configuração apresentada no diagrama esquemático da BDC, mostrada na Figura 2. As incertezas associadas às grandezas físicas e aos seus respectivos instrumentos de medição estão destacadas na Tabela 2.

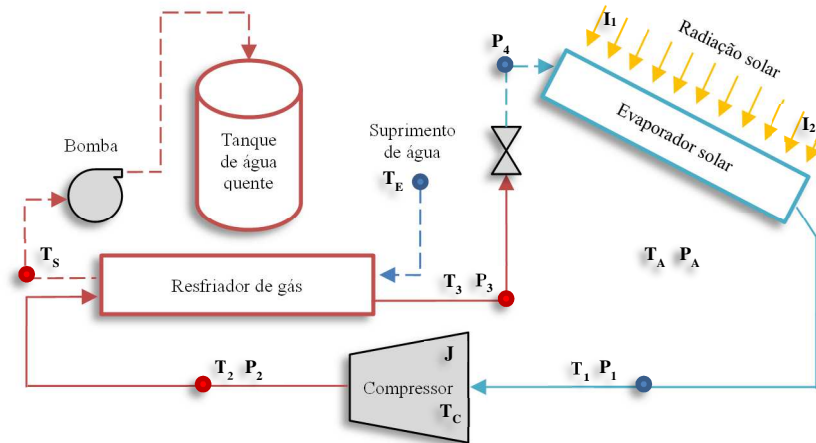


FIGURA 2. Desenho esquemático da DX-SAHP com o posicionamento dos sensores.

TABELA 2. Incertezas de Medição.

Grandeza	Instrumento	Incerteza	Unidade	Observação
Pressão	Transmissor Zurich	$\pm 0,2$	bar	1% fundo de escala - faixa de 10 a 40°C
Pressão	Transmissor FuelTech	$\pm 0,2$	bar	0,5% do fundo de escala
Temperatura	Termopar tipo T	$\pm 0,8$	°C	Faixa de - 59 a 93°C
Irradiação solar	Piranômetro	2%	$W m^{-2}$	
Massa	Balança	$\pm 5$	g	
Comprimento	Paquímetro digital	$\pm 0,02$	mm	Resolução de 1/50 mm
Comprimento	Trena	$\pm 1$	mm	Resolução de 1/2 mm
Volume	Béquer	$\pm 0,2$	ml	Resolução 0,2 ml
Potência elétrica	Med. de Potência Ativa	5%	W	

### 3. MODELO MATEMÁTICO DE SIMULAÇÃO

A massa de fluido em cada parte do equipamento é calculada através de um modelo matemático de simulação implementado por meio do software EES - Engineering Equation Solver. O programa recebe os dados geométricos de cada trecho da bomba de calor, incluindo as dimensões da tubulação em cada seção correspondente, conforme a Tabela 2. São também informados ao modelo as temperaturas de entrada ( $T_E$ ) e saída ( $T_S$ ) da água no resfriador, a pressão do fluido nas

entradas do resfriador ( $P_2$ ) e do compressor ( $P_1$ ), a temperatura do fluido nas entradas do compressor ( $T_1$ ), do resfriador ( $T_2$ ) e da válvula termostática ( $T_3$ ), a vazão volumétrica da bomba de água e os parâmetros ambientais como a temperatura ambiente ( $T_A$ ), a pressão atmosférica local ( $P_A$ ) e a irradiação solar ( $I$ ).

Com base nos parâmetros de entrada e considerando-se o efeito da perda de carga ao longo das tubulações do evaporador solar e do resfriador de gás, as propriedades termodinâmicas do fluido podem ser obtidas, estabelecendo-se dessa forma o ciclo termodinâmico da BDC bem como seu coeficiente de performance.

A vazão mássica do fluido refrigerante  $\dot{m}_{CO_2}$  é determinada por meio de um balanço de energia entre os fluidos primário e secundário, de acordo com a Equação 1.

$$\dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_3) = \dot{m}_a c_{p,a}(T_{a,s} - T_{a,e}) \quad (1)$$

Para calcular o comprimento da região monofásica do evaporador o modelo considera um balanço entre a energia entregue ao fluido refrigerante e a energia total coletada pelo evaporador, seja por meio da irradiação solar, da convecção, da radiação local e da condensação, conforme a Equação 2. O evaporador é dividido em volumes de controle de forma a se determinar a fração de energia trocada em cada volume, bem como o seu comprimento. Um teste de malha foi realizado para determinar o número de volumes a ser utilizado na discretização da região monofásica do evaporador.

$$\dot{m}(h_s - h_e) = H_i \pi d_i Z_o (T_{p,i} - T_m) \quad (2)$$

Como as temperaturas da parede da tubulação também são desconhecidas, realiza-se um processo iterativo para encontrar o comprimento do volume  $Z_o$ . A temperatura média da parede externa no volume de controle  $T_{p,e}$  pode ser obtida pela Lei de Fourier, segundo a Equação 3, através da condução de calor na parede da tubulação do volume de controle.

$$\dot{Q}_n = \frac{2\pi Z_o k (T_{p,e} - T_{p,i})}{\ln d_i/d_e} \quad (3)$$

O coeficiente de transferência de calor externo por convecção natural  $H_{conv}$  é calculado com o uso da Correlação de Churchill e Chu (1975) e o coeficiente de transferência de calor por

condensação  $H_{cond}$  é determinado pelo modelo de Nusselt (1916), considerando a condensação em filme, em regime laminar, e incluindo a alteração proposta por Rohsenow (1956) no cálculo do calor latente da água saturada.

Pelo fato do evaporador ser montado sobre uma superfície metálica, a transferência de calor pode ser modelada com base em uma superfície aletada, seguindo a metodologia proposta por Duffie e Beckman (2013). Assim, pode-se determinar a área total de troca de calor da aleta  $A_t$ , bem como sua eficiência  $\eta$ .

A taxa de transferência de calor total no volume de controle  $\dot{Q}_n$  é então calculada pela composição entre as taxas de convecção  $\dot{Q}_{conv}$ , condensação  $\dot{Q}_{cond}$ , e radiação  $\dot{Q}_{rad}$ , além do efeito da irradiação solar na Equação 5, onde  $S$  representa a radiação líquida absorvida pelo coletor.

$$\dot{Q}_n = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{rad} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{conv} = \alpha_{conv} \eta A_t (T_\infty - T_{p,e}) + S A_t \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \alpha_{cond} A_t (T_\infty - T_{p,e}) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{rad} = A_t \sigma \varepsilon (T_\infty^4 - T_{p,e}^4) \quad (7)$$

Como a área  $A_t$  está dada em função do comprimento  $Z_o$ , este pode ser então calculado e usado novamente no processo iterativo, até que ocorra sua convergência. O comprimento total é dado pelo somatório dos volumes de controle.

Conhecendo-se o comprimento do evaporador, e tendo-se obtido o comprimento da região monofásica, calcula-se o comprimento da região bifásica. Um teste de malha foi realizado para determinar a discretização da região bifásica do evaporador.

A perda de carga ao longo do trecho bifásico é encontrada com base na Equação de Collier (1972), utilizando-se também o modelo de Fases Separadas de Lockhart-Martinelli (1949). O coeficiente de transferência de calor do fluido é calculado pela Correlação de Shah (2017).

Uma vez que na região bifásica a temperatura da parede externa é uniforme e praticamente constante ao longo do evaporador, a transferência de calor (seja por radiação, convecção, condensação ou irradiação), pode também ser considerada uniforme e constante, desde que estabelecida a operação em regime permanente. Rice (1987) cita que nesse caso, o comprimento do volume de controle pode ser encontrado considerando a Lei do Resfriamento de Newton, caracterizada pela Equação 8. Assumindo que a potência seja distribuída em parcelas iguais em cada

volume de controle, o comprimento de cada volume será necessariamente diferente, gerando uma distribuição não linear do título ao longo do evaporador.

$$\dot{Q}_n = \alpha_n \pi D_i Z_n (T_{p,i} - T_m) \quad (8)$$

É então calculado o valor da fração de vazio por meio da correlação de Filimonov (1957), que considera o ângulo de inclinação do sistema no evaporador. A massa correspondente de cada volume de controle é determinada e ao final, realiza-se o seu somatório para obtenção da massa total no trecho bifásico. A massa da região de vapor superaquecido é calculada pela massa específica média do fluido nessa região.

No resfriador de gás, o modelo determina a taxa de transferência de calor na região de fluido superdenso. Então, por meio de um balanço de energia local com o fluido secundário (H<sub>2</sub>O), consonante com a Equação 9, obtêm-se a temperatura da água  $T_{a,Tc}$  no ponto que coincide com o início da região de fluido superdenso.

$$\dot{m}(h_{Tc} - h_3) = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,Tc} - T_{a,1}) \quad (9)$$

Na região supercrítica, o coeficiente global de transferência de calor  $U$  pode ser encontrado a partir do coeficiente de transferência de calor da água, calculado com a correlação de Gnielinski (1976), e do coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante no estado supercrítico, em processo de resfriamento, calculado pela correlação de Yoon (2003) que considera o efeito da temperatura pseudocrítica no calor específico do fluido. Assim, por meio da Equação 10, é possível determinar a área de transferência de calor bem como o comprimento da região supercrítica.

$$\dot{Q}_{sd} = UA\Delta T_m \quad (10)$$

Encontrado o comprimento da região supercrítica e sabendo-se o comprimento total do resfriador, calcula-se o comprimento da região de fluido superdenso. Como a região superdensa é relativamente pequena, o modelo avalia sua massa diretamente por meio da massa específica média do fluido nessa região. Um teste de malha foi realizado para promover a discretização da região supercrítica do resfriador de gás, determinando-se a massa específica média de cada volume de controle e calculando-se a massa total de fluido.

Na Tabela 3 são apresentadas as correlações matemáticas utilizadas nesse trabalho.



TABELA 3. Correlações matemáticas aplicadas no modelo.

<p><b>Gnielinski (1976)</b> Coeficiente transferência de calor - fluido monofásico.</p>	$\alpha = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{(1/2)} \cdot (Pr^{(2/3)} - 1)} \cdot \frac{K}{d_h}$	(11)
<p><b>Yoon (2003)</b> Coeficiente transferência de calor - fluido supercrítico.</p>	$Nu = aRe_a^b Pr_b^c \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho}\right)^{y_n}$ <p><math>a = 0,14; b = 0,69; c = 0,66</math> e <math>y_n = 0</math> se <math>T &gt; T_{pc}</math>  <math>a = 0,013; b = 1; c = -0,05</math> e <math>y_n = 1,6</math> se <math>T_{pc} \leq T</math></p>	(12)
<p><b>Correlação de Shah (2017)</b> Coeficiente transferência de calor do fluido na ebulição.</p>	$\alpha = MAX \begin{cases} 1,8B_1^{-0,8} B_3 \alpha_l \\ 230B_o^{0,5} B_3 \alpha_l \\ B_2 B_o^{0,5} \exp(2,74B_1^{-0,1}) B_3 \alpha_l \\ B_2 B_o^{0,5} \exp(2,74B_1^{-0,15}) B_3 \alpha_l \end{cases}$ $C_o = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \quad B_1 = \begin{cases} C_o \text{ se horizontal com } Fr_l \geq 0,04 \text{ ou vertical} \\ 0,38C_o Fr_l^{-0,3} \text{ se horizontal com } Fr_l < 0,04 \end{cases}$ $B_2 = \begin{cases} 14,7 & B_o \geq 0,0011 \\ 15,4 & B_o < 0,0011 \end{cases} \quad B_3 = \begin{cases} 2,1 - 0,008We_v - 110B_o & B_3 \geq 1 \\ 1 & B_3 < 1 \text{ ou } Fr_l < 0,01 \end{cases}$	(13)
<p><b>Churchill e Chu (1975)</b> Coeficiente transferência de calor - convecção natural / placas inclinadas.</p>	$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\} \alpha_{conv} = \frac{(Nu \cdot k_{ar})}{L_c}$ $Ra_L = \frac{g \cos(\theta) \beta (T_{we} - T_{\infty}) L_c}{\nu \theta}$	(14)
<p><b>Nusselt (1916) e Rohsenow (1956)</b> Coeficiente transferência de calor - condensação.</p>	$\alpha_{cond} = \alpha_v [\cos \theta]^{1/4}$ $\alpha_v = 0,943 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{lv} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_m) L_c} \right]^{1/4} \quad h_{lv} = h_{lv} + 0,68c_{pl} (T_{sat} - T_m)$	(15)
<p><b>Collier (1972)</b> Perda de carga escoamento bifásico</p>	$\frac{\partial P}{\partial z} = -G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2 v_v}{\varepsilon} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\varepsilon} \right] - g \sin \theta [\alpha \rho_v + (1-\varepsilon) \rho_l] + \left( \frac{\partial P}{\partial z} F \right)$	(16)
<p><b>Lockhart-Martinelli (1949)</b> Modelo de fases separadas.</p>	$\left( \frac{\partial P}{\partial z} F \right) = \left( \frac{\partial P}{\partial z} F \right)_{lo} \cdot \phi_{lo}^2 = \frac{f_{lo} v_l G^2 (1-x)^2}{2d} \phi_{lo}^2 \quad \phi_{lo}^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2}$	(17)
<p><b>Correlação de Filimonov (1957)</b> Fração de vazio</p>	$\varepsilon = S_v / [(S_l + S_v) + S_d] \quad S_d = (0,65 - 0,0385P) \left( \frac{d_h}{0,063} \right)^{0,25} \quad P < 12,7Mpa$ $S_d = (0,33 - 0,00133P) \left( \frac{d_h}{0,063} \right)^{0,25} \quad P \geq 12,7Mpa$	(18)
<p><b>AIRAH (2012)</b> TEWI</p>	$TEWI = (GWP \cdot m \cdot T_a \cdot n) + [GWP \cdot m \cdot (1 - f_{rec})] + (E_a \cdot \beta \cdot n)$	(19)

O cálculo da massa nas tubulações e demais acessórios da bomba de calor são feitos com base na massa específica média do fluido em cada trecho, ou acessório, e no seu volume interno, conforme a Tabela 1. A massa total pode ser então determinada pelo somatório das massas de cada parte da BDC.

O TEWI é encontrado para cada ponto de operação pela Equação 19, proposta por AIRAH (2012). Nessa equação, as duas primeiras parcelas se referem ao efeito direto da massa de fluido no aquecimento global, causado por sua emissão na atmosfera, e a terceira parcela se refere ao efeito indireto, vinculado ao consumo de energia do equipamento que pode ser obtido com base no ciclo termodinâmico e nas curvas de potência e rendimento do compressor.

#### 4. RESULTADOS

Foram analisados 48 pontos experimentais, nos quais o equipamento foi submetido à operação sob condições de luz solar e sombra. As Figuras 3 e 4 apresentam respectivamente as taxas de transferência de calor e o COP do sistema em função da irradiação solar. Em decorrência do aumento de energia recebida no evaporador, percebe-se que quanto maior o nível de irradiação solar, maiores são as taxas de transferência de calor (capacidades de refrigeração e de aquecimento), menor o trabalho de compressão e maior o COP da BDC. O aumento de energia no evaporador requer uma vazão mássica maior de refrigerante, visto que a massa específica do fluido aumenta e, destarte, sua eficiência volumétrica também, o que conseqüentemente resulta na elevação do COP da bomba de calor.

A Figura 5 apresenta os resultados da massa total obtidos pelo modelo de simulação para cada ponto de operação experimental em função da irradiação solar. Inicialmente, os resultados podem ser separados pela presença ou ausência de irradiação solar, assim, os pontos de 12 a 18 e de 32 a 35 foram obtidos à sombra e os demais sob efeito da radiação solar. Nota-se que para uma mesma massa de referência, as massas calculadas com a DX-SAHP ao sol apresentam resultados superiores aos obtidos com o equipamento à sombra. Isso ocorre em virtude do aumento da pressão verificado no evaporador, que gera um aumento na massa específica do fluido na linha de baixa pressão e, conseqüentemente, o aumento da massa total do sistema. Embora um aumento da temperatura no evaporador resulte na diminuição da massa específica do refrigerante, o aumento da pressão de baixa provoca um efeito oposto, sendo então, mais significativo o aumento de sua massa específica.

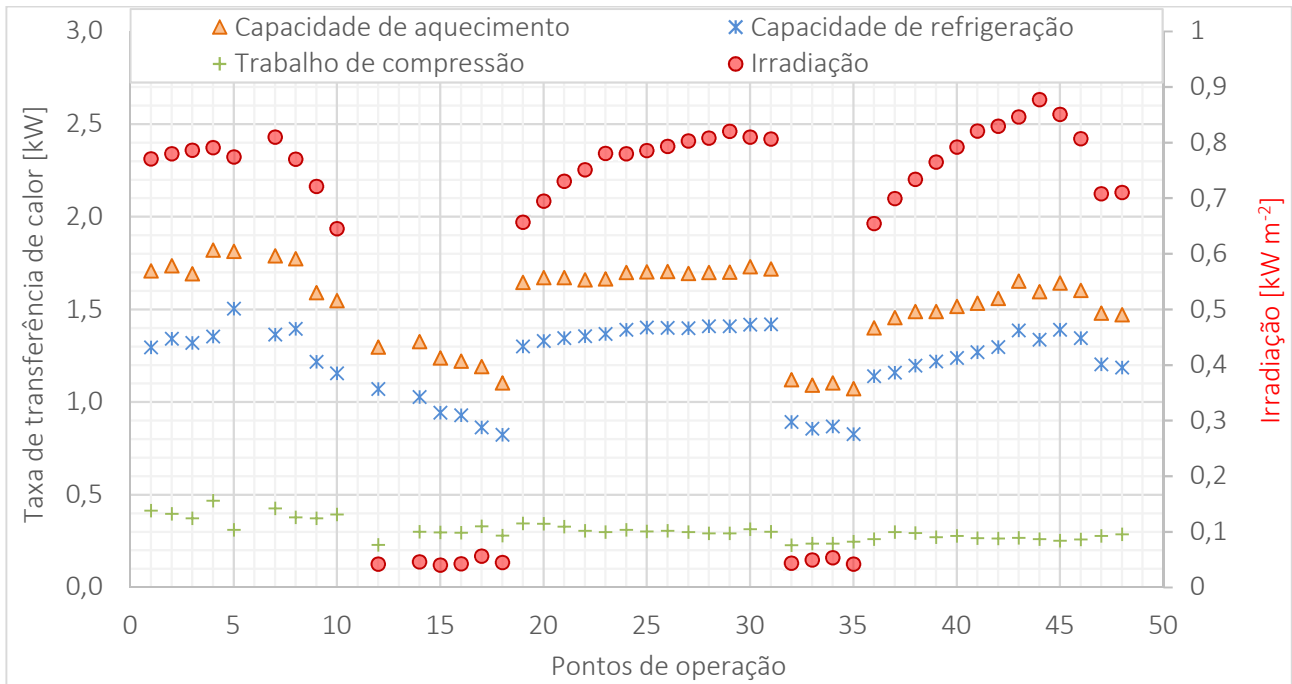


FIGURA 3. Taxas de transferência de calor para cada ponto de operação em função da irradiação solar.

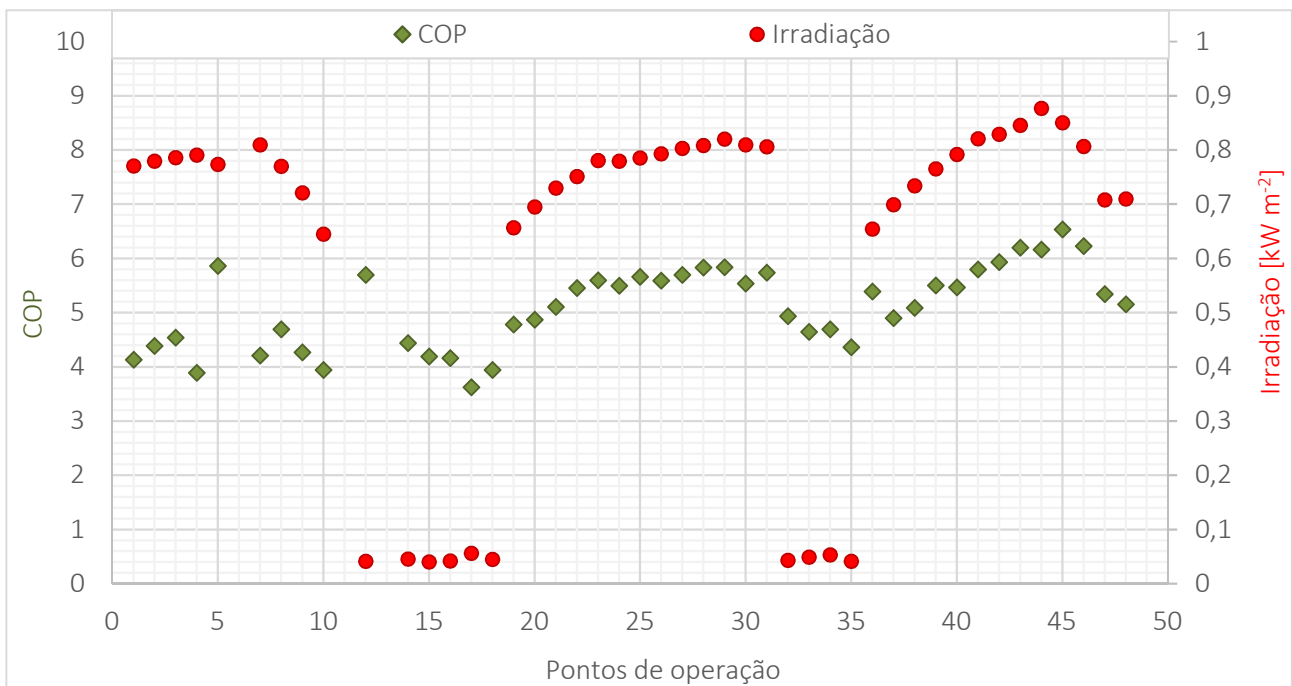
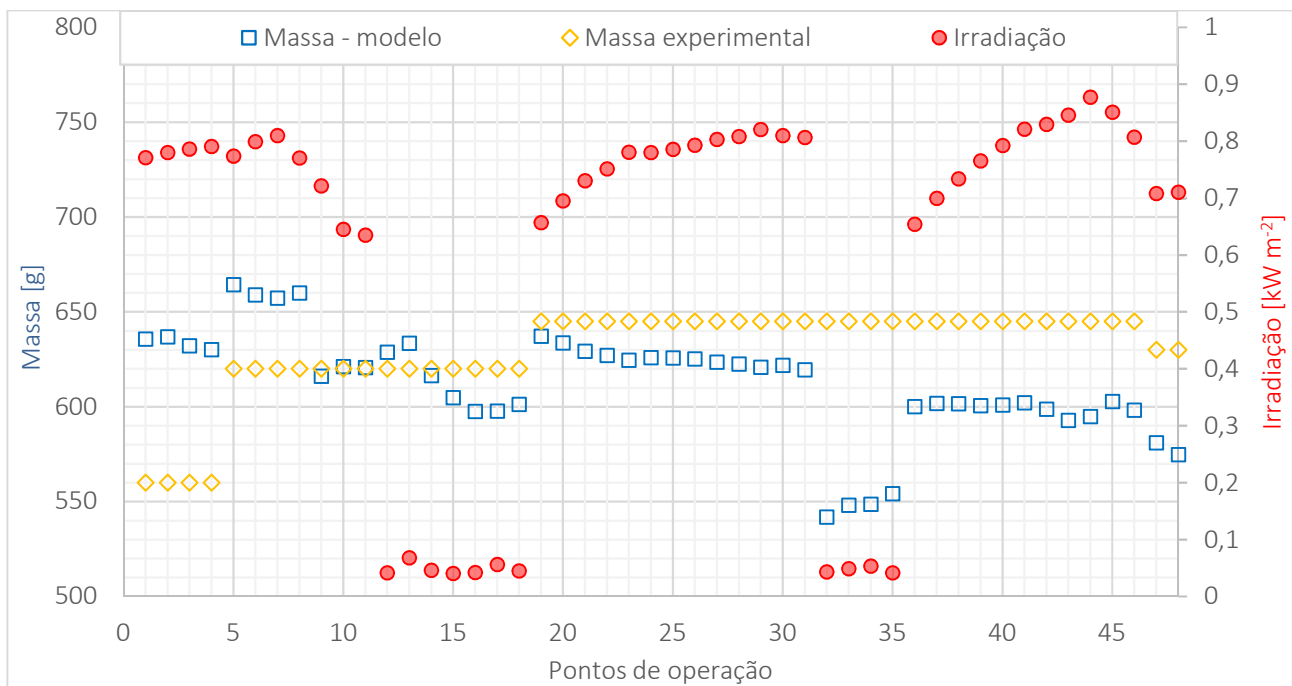


FIGURA 4. COP para cada ponto de operação em função da irradiação solar.

Percebe-se também na Figura 5, que quando o equipamento é exposto ao sol - para um mesmo valor de massa experimental - um aumento da irradiação solar provoca a diminuição da massa total calculada pelo modelo. Este resultado pode ser explicado pelo comportamento da massa específica do CO<sub>2</sub> na entrada do resfriador de gás, região supercrítica, que reduz seu valor em virtude do aumento da temperatura na saída do compressor (T<sub>2</sub>).



**FIGURA 5.** Massa obtida pelo modelo para cada ponto de operação em função da irradiação solar.

Nas Figura 6-a e 6-b é feita uma análise qualitativa da massa obtida pelo modelo. Em termos absolutos, o erro médio foi de 6,03%, sendo que os maiores erros foram registrados para o equipamento operando à sombra. Para uma faixa de tolerância de  $\pm 2\%$ , o modelo alcançou um índice de acerto de 15% (7 pontos). Em  $\pm 5\%$  a taxa de acerto foi de 48% (23 pontos) e para  $\pm 10\%$  esse índice foi de 83% (40 pontos). Expandindo essa faixa para  $\pm 15\%$ , 46 pontos ficaram dentro da margem com cerca de 96% de acerto. Acima de 18% de tolerância o modelo acertou 100% dos resultados.

A Figura 7 apresenta o TEWI do sistema para cada ponto de operação em função da irradiação solar. Segundo observado na Figura 3, o aumento na irradiação proporciona o aumento das capacidades de refrigeração e de aquecimento da BDC, bem como a redução do trabalho de compressão. Com isso, verifica-se a redução da parcela do TEWI referente ao efeito indireto. Também

foi observado na Figura 5, que o aumento da irradiação provoca a redução da massa da BDC. Esse efeito promove igualmente a redução da parcela do TEWI referente ao efeito direto, contudo, como o GWP do CO<sub>2</sub> é unitário, essa parcela, que representa algo em torno de 0,03% do TEWI total, acaba por não ser significativa na sua composição.

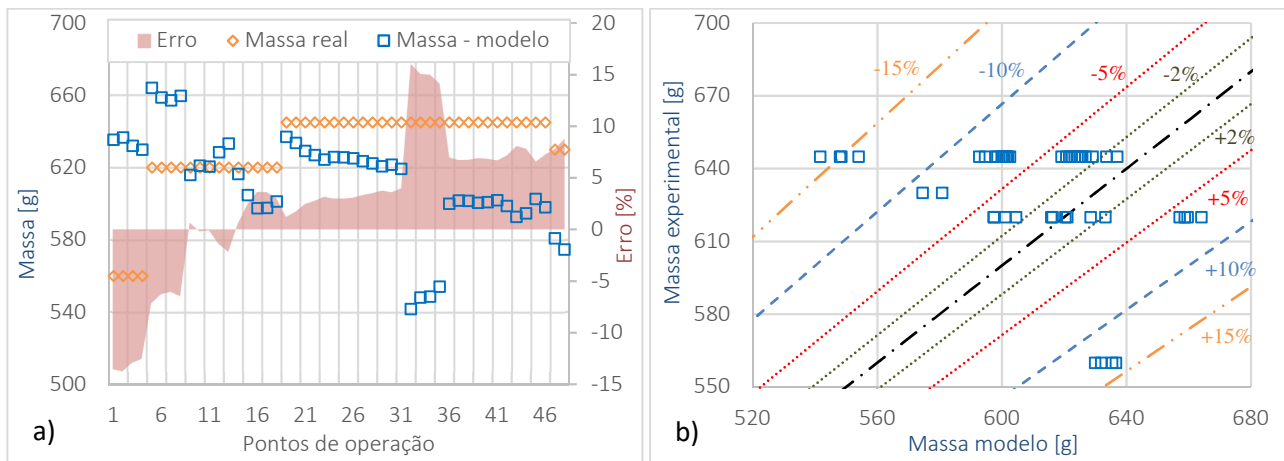


FIGURA 6. Análise qualitativa das massas obtidas pelo modelo.

(a) Erro percentual (b) Faixas de tolerância.

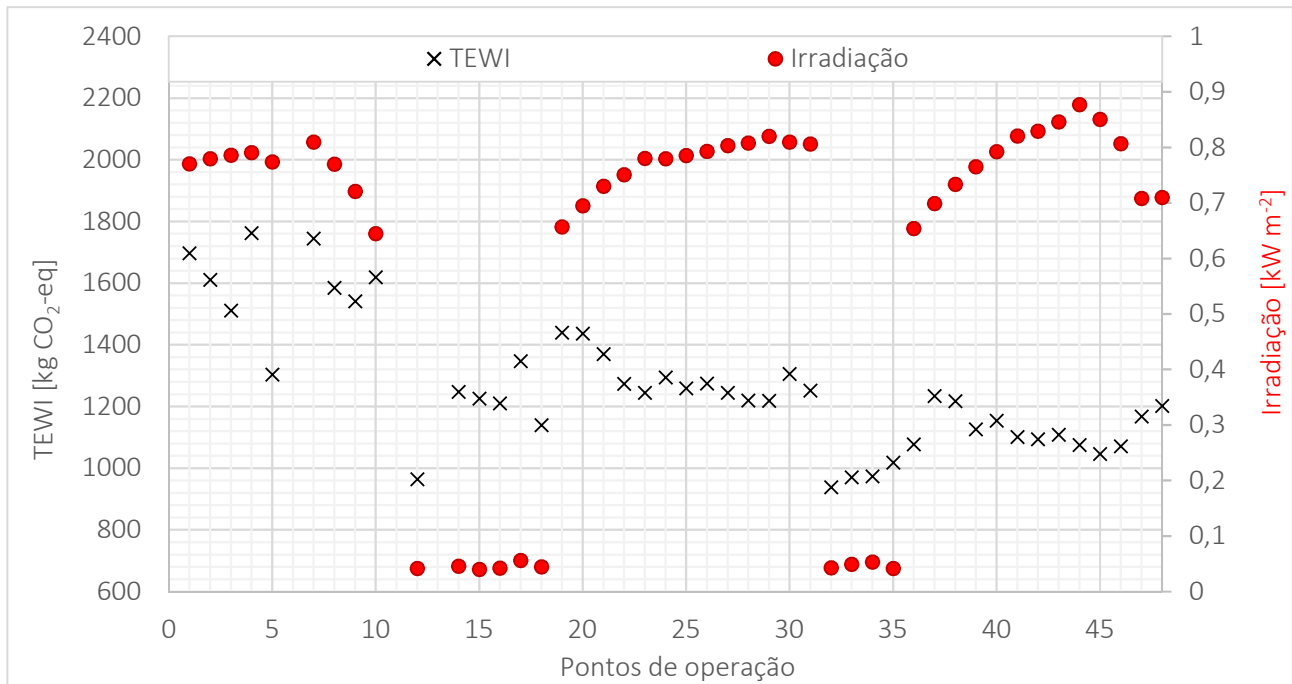


FIGURA 7. TEWI para cada ponto de operação em função da irradiação solar.

Na Figura 8 é possível estabelecer uma relação entre o TEWI, o COP, a massa obtida pelo modelo e o nível de irradiação solar. De maneira geral, os menores valores para o TEWI ocorreram com o equipamento operando à sombra, todavia, nessa situação, os valores do COP também tendem a ser mais baixos.

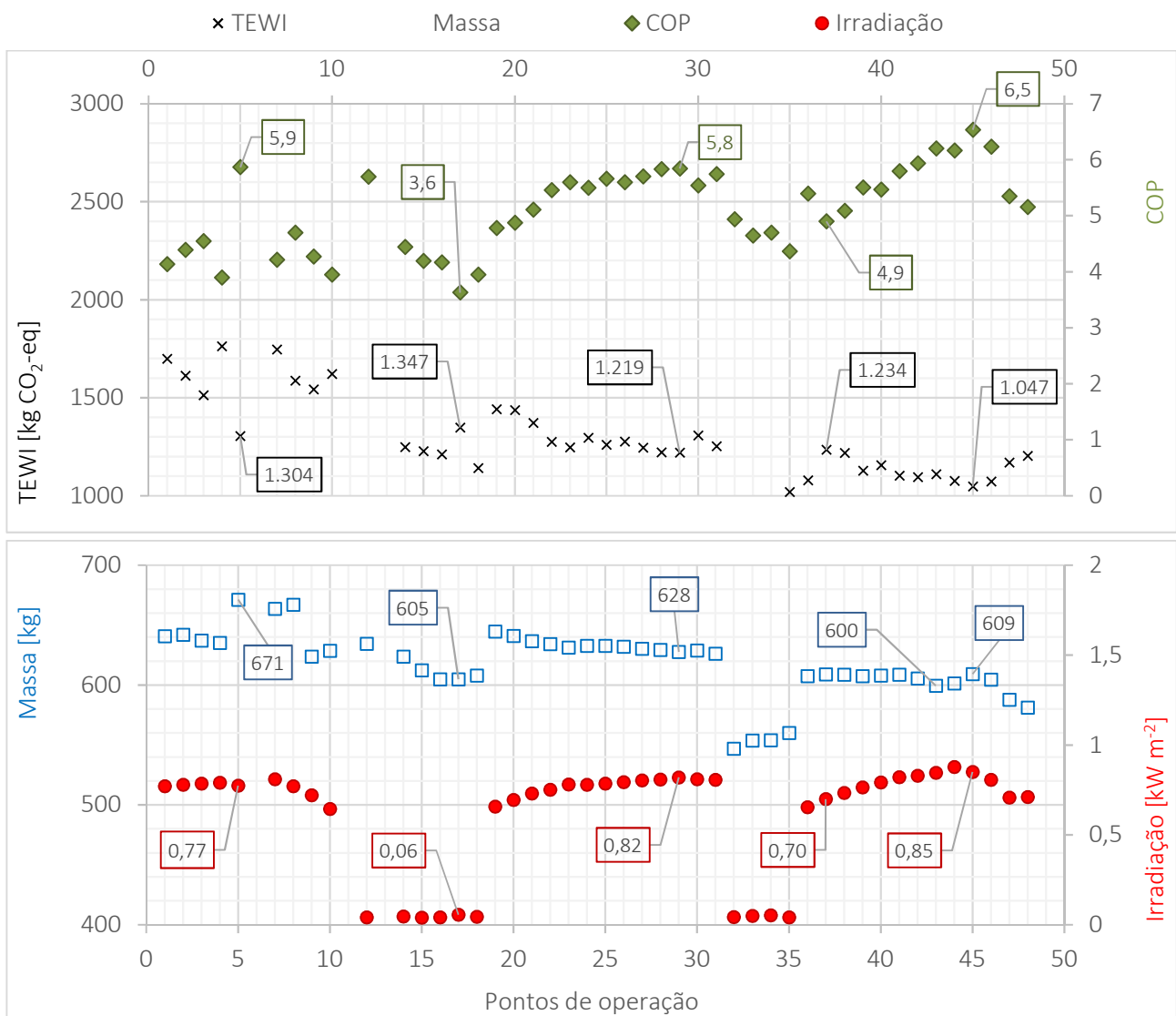


FIGURA 8. TEWI, COP e massa para cada ponto de operação em função da irradiação solar.

Com o equipamento ao sol, maiores valores de irradiação aumentam o COP do sistema e tendem a diminuir o TEWI, com picos ocorrendo nos pontos 5 (COP = 5,9 / TEWI = 1304 kg CO<sub>2</sub>-eq / m = 671 g), 29 (COP = 5,8 / TEWI = 1219 kg CO<sub>2</sub>-eq / m = 628 g) e 45 (COP = 6,5 / TEWI = 1047 kg CO<sub>2</sub>-

eq / m = 609 g). Já os menores valores de irradiação reduzem o COP e tendem a aumentar os valores do TEWI, conforme pode ser visto, por exemplo, com o equipamento à sombra, no ponto 17 (COP = 3,6 / TEWI = 1347 kg CO<sub>2</sub>-eq / m = 605 g), ou mesmo ao sol, no ponto 37 (COP = 4,9 / TEWI = 1234 kg CO<sub>2</sub>-eq / m = 600g).

Dessa forma, dentre as condições analisadas e sob uma irradiação solar de 0,805 kW m<sup>-2</sup>, o ponto 45 pode ser considerado o melhor ponto de operação do sistema, com um COP máximo de 6,5 e um dos menores TEWI registrados, cerca de 1047 kg CO<sub>2</sub>-eq. Para essa situação, a massa calculada foi de 609 g, e considerando a massa real de 645 g, o erro obtido foi de 5,6%.

## 5. CONCLUSÕES

O nível de irradiação influencia a quantidade de massa estimada pelo modelo de simulação. Na sua ausência, o modelo prevê menores quantidades de massa devido à diminuição da massa específica do fluido refrigerante no evaporador solar, ocasionada pela redução da pressão de baixa. Porém, na presença de luz solar, a massa total calculada pelo modelo tende a diminuir com o aumento da irradiação. Isso se deve ao efeito de redução da massa específica na saída do compressor em virtude do aumento da temperatura do fluido.

O erro médio para o cálculo da massa foi de 6,03%, sendo que os maiores erros se deram com o equipamento operando à sombra. Todos os resultados ficaram concentrados dentro de uma margem de tolerância de ± 18%.

O aumento do nível da irradiação solar melhora as taxas de transferência de calor do evaporador, proporcionando o aumento das capacidades de refrigeração e de aquecimento da BDC, bem como a redução do trabalho de compressão, o que leva a maximização do COP global e a redução da parcela do TEWI referente ao efeito indireto. A parcela referente ao efeito direto mostrou-se pouco significativa, uma vez que o GWP do CO<sub>2</sub> é unitário.

Dentre as condições analisadas, o melhor ponto de operação do sistema foi verificado para um dos maiores níveis de irradiação medido, de 0,85 kW m<sup>-2</sup>. Nessa situação o COP atingiu o valor máximo de 6,5 e o TEWI foi estimado em 1047 kg CO<sub>2</sub>-eq, um dos menores valores alcançados. A massa calculada foi de 609 g, com um erro de 5,6%.



## REFERÊNCIAS

ASHRAE, 2009, Handbook-Fundamentals. American society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

AIRAH, 2012. Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012. The Australian Institute of Refrigeration, Air conditioning and Heating.

BUKER, M. S.; Riffat, S. Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, v. 55, p. 399–413, 2016.

CAVALLINI, C., 1996, Working fluids for mechanical refrigeration, *Int. J. Refrig.*, 8: 485-496.

CENGEL, Y.A. and GHAJAR, A.J. (2015) *Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications*. 5th. New York: McGraw-Hill Education, 2015.

CHENG, L.; RIBATSKI, G.; THOME, J. R. A Two-phase flow patterns and flow-pattern maps: fundamentals and applications. *Applied Mechanics Reviews*, v. 61, n. 5, p. 050802, 2008. ISSN 0003-6900.

CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 18, n. 11, p. 1323–1329, 1975.

COLEBROOK, C. F. "Turbulent Flow in Pipes, with Particular Reference to the Transition between the Smooth and Rough Pipe Laws." *Journal of the Institute of Civil Engineers London*. 11 (1939), pp. 133–156.

CODDINGTON, P., MACIAN, R., 2002. A study of the performance of void fraction correlations used in the context of drift-flux two-phase flow models. *Nucl. Eng. Design* 215, 199–216

COLLIER, JOHN G. *Convective boiling and condensation*. Londres: Mc-Graw-Hill, 1972.

DITTUS, F. W.; BOLTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California Publications in Engineering, Berkeley*, v. 2, n. 8, p. 443-461, 1930.

DUFFIE, J; BECKMAN, W. *Solar Engineering of Thermal Process*. 4. ed. Canada: Wiley, 2013.

Fang X., Zhou Z., Li D.: Review of correlations of flow boiling heat transfer coefficients for carbon dioxide. *Int. J. Refrig.* 36 (2013), 8, 2017-2039.

FILIMONOV, A.I., PRZHIZHALOVSKI, M.M., DIK, E.P., PETROVA, J.N., 1957. The driving head in pipes with a free interface in the pressure range from 17 to 180 atm. *Teploenergetika* 4, 22–26.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T., PRITCHARD, P. J., "Introduction to fluid mechanics." 8th Edition. John Wiley & Sons. 2011.





GEARY, D. F. Return bend pressure drop in refrigeration systems. *Ashrae Trans*, v. 81, n. 1, p. 250-264, 1975.

GIROTTO, S., MINETTO, S., NEKS, P. Commercial refrigeration system using CO<sub>2</sub> as the refrigerant. *Int. J. Refrig*, v.27, p.717–723. 2004.

GNIELINSKI, V., “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow”, *International Chemical Engineering*, vol. 16, pp. 359-368, 1976.

GUNGOR, K.E. and R.H.S. WINTERTON. 1987. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparison of correlations with data. *Chemical Engineering Research and Design* 65:148-156.

HUGHMARK, G.A. (1965), Holdup and heat transfer in horizontal slug gas-liquid flow, *Chemical Engineering Science*, Vol. 20, pp. 1007-1010.

INCROPERA, F. P., et al. *Fundamentals of heat and Heat Mass Transfer*, 7th Edition. John Wiley & Sons. 2011.

KANIZAWA, F. T; RIBATSKI, G. Void fraction predictive method based on the minimum kinetic energy. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 38, n. 1, p. 209-225, 2016.

LOCKHART, R.; MARTINELLI, R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. *Chemical Engineering Progress*, v. 45, n. 1, p. 39-48, 1949.

MACHADO, L., “Modèle de Simulation et Étude Expérimentale d'un Évaporateur de Machine Frigorifique en Régime Transitoire”, *Institut National Des Sciences Appliquées de Lyon, INSA, França*, 1996 (Tese de doutorado).

MELKAMU A., M. Woldesemayat and A.J. Ghajar (2007). Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes, *International Journal of Multiphase Flow*. Vol. 33, pp. 347–370.

MONTAGNER, G. P. Um estudo da aplicação de ciclos transcíticos de CO<sub>2</sub> em sistemas comerciais de refrigeração. Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 2013.

MÜLLER-STEINHAGEN, H. and K. HECK. 1986. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. *Chemical Engineering Progress* 20:297-308.

PITLA, S.S., ECKHARD, A.G., RAMADHYANI, S., 2002. New correlation for the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical carbon dioxide. *International Journal of Refrigeration* 25, 887–895.



PREMOLI, A., FRANCESCO, D. & PRINA, A. (1971). A dimensionless correlation for determining the density of two-phase mixtures. *Lo Termotecnica*, (25) 17-26.

RABELO, SABRINA N., et al. Economic analysis and design optimization of a direct expansion solar assisted heat pump. *Solar Energy*, 2019, 188: 164-174.

RICE, C. K., The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions, *ASHRAE Transactions: Technical And Symposium Papers Presented at the 1987 Winter Meeting*. New York, NY, ASHRAE, Atlanta, GA, 341-367, 1987.

ROHSENOW, W. M. Heat Transfer and Temperature Distribution in Laminar Film Condensation, *Trans. ASME*, 78, pp. 1645-1648, 1956.

ROUHANI, S. Z. AND AXELSSON, E. (1970), Calculation of void volume fraction in the sub cooled and quality boiling regions, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol.13, pp. 383-393.

SHAH, M. M. 2017, Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels. *International Journal of Refrigeration*, Elsevier, v. 74, p. 604–624.

STEINER, D., 1993, "Heat Transfer to Boiling Saturated Liquids," *VDI -Warmeatlas (VDI Heat Atlas)*, Editor: Ingenieure, V. D., VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemie-in-genieurwesen (GCV), Translator: Fullarton, J. W., Dusseldorf, Germany.

UNIDO (2009), "Greening of industry under the Montreal Protocol", background paper prepared for presentation in Manila, 11 September.

YOON, S. H, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region. *International Journal of Refrigeration*, Elsevier, v. 26, p. 857–864, 2003.

ZIVI, S. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. *Journal of Heat Transfer*, v. 86, n. 2, p. 247-251, 1964. ISSN 0022-1481.

## Agradecimentos

Este estudo é apoiado pelo CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico), Capes (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) e Fapemig (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais).