

SIMULAÇÃO DE UMA BOMBA DE CALOR A CO₂ COM EVAPORADOR TIPO COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA

Bruna de Noni - bdenoni@gmail.com

Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Araranguá

Samuel Luna de Abreu - abreu@ifsc.edu.br

Joaquim Manoel Gonçalves - joaquimm@ifsc.edu.br

Instituto Federal de Santa Catarina, Campus São José

Resumo. Bombas de calor são sistemas de refrigeração cujo objetivo não é produzir resfriamento, mas sim aquecimento. Tais sistemas têm o desafio de se adaptar às novas exigências relativas aos impactos ambientais de seus fluidos de trabalho. Diversos países já adotam legislações que restringem o comércio e impõem um prazo definido para a extinção do uso de fluidos com alto impacto ambiental. O dióxido de carbono, um dos primeiros fluidos utilizados na refrigeração, tem sido reconsiderado por ser uma substância natural, possuir baixo potencial de efeito estufa e impacto nulo na camada de ozônio. Inserido neste contexto são apresentadas simulações com um modelo matemático global em regime permanente de uma bomba de calor utilizando dióxido de carbono como fluido de trabalho em ciclo transcrito. O sistema conta com um trocador de calor (gas cooler) de passagem em contracorrente com a finalidade de aquecer água e com um coletor solar de placa plana como evaporador. No gas cooler é empregado um modelo discretizado na direção do escoamento e a pressão de alta para ótimo desempenho energético é obtida diretamente por equação algébrica. São apresentados resultados dos efeitos de variações de parâmetros operacionais do sistema como temperatura de evaporação e grau de superaquecimento sobre parâmetros de controle como rotação do compressor, abertura da expansão, carga de fluido e pressão de alta. A bomba de calor também é analisada quando submetida a fortes variações das demandas externas comumente encontradas em campo, como irradiância solar e temperatura da água na entrada do gas cooler. Os resultados obtidos são apresentados na forma de gráficos das tendências das principais variáveis operacionais do sistema.

Palavras-chave: Dióxido de carbono, Aquecimento Solar, Bomba de calor

1. INTRODUÇÃO

A crescente preocupação com os impactos ambientais causados pela atividade humana tem levado à reconsideração da aplicação de certos materiais e processos. Na área de refrigeração, a utilização de determinados fluidos vem sendo restrita desde a descoberta do efeito destrutivo dos clorofluorcarbonos (CFCs) na camada de ozônio, na década de 70, e da relação entre o aquecimento global e o aumento da concentração de gases do efeito estufa na atmosfera, na década de 90. Acordos internacionais e legislações passaram a demandar a substituição desses refrigerantes por outros, de baixo potencial de destruição da camada de ozônio, menor impacto sobre o agravamento do efeito estufa e vida média curta na atmosfera (CALM, 2008; EUROPEAN COMMISSION, 2007; IPCC, 1990). O dióxido de carbono (CO₂ ou R744) é particularmente visto como uma alternativa promissora. O CO₂ tem propriedades compatíveis com aplicações na engenharia, como não ser tóxico ou inflamável e ser de baixo custo, ter alta capacidade volumétrica, boas propriedades de transferência de calor, compatibilidade com lubrificantes comuns e não necessitar ser reciclado (LORENTZEN, 1995). Pesquisas recentes na área incluem a otimização do desempenho do fluido em ciclos de potência (BATTISTI; CARDEMIL; SILVA, 2016) e a investigação do sistema a CO₂ em sistemas de refrigeração industrial em cascata (PEREIRA, 2010; GUERESI, 2015). O estudo da integração desses com sistemas solares também vem ganhando espaço em ambos os campos, podendo-se citar os trabalhos de Passos, Abreu e Silva (2017) e Chen, Dai e Wang (2016), respectivamente. Ressalta-se que uma das aplicações mais compatíveis do ciclo de bomba de calor transcrito, mais usado devido ao baixo ponto crítico do fluido, é o aquecimento de água. Bombas de calor a CO₂ residenciais para essa finalidade são comerciais no Japão desde 2001 (ZHANG, QIN e WANG, 2015).

Ao mesmo tempo, sabe-se que o consumo de energia elétrica para aquecimento de água no Brasil corresponde a aproximadamente 20% da demanda do setor residencial. O chuveiro elétrico, presente em cerca de 73% dos domicílios brasileiros, é o principal equipamento utilizado para essa finalidade. Associado aos hábitos da população, o uso do chuveiro elétrico agrava o consumo no horário de ponta, o que por sua vez requer medidas onerosas por parte do setor elétrico (MME, 2012). Alternativas mais econômicas e eficientes fazem-se importantes nesse contexto.

Assim, o presente trabalho visou avaliar a operação de uma bomba de calor de pequeno porte para aquecimento de água que utiliza o dióxido de carbono como fluido de trabalho. A utilização direta do coletor solar plano como evaporador é bastante singular em sistemas a CO₂, não sendo encontrada na literatura na revisão realizada. A análise foi feita por meio de modelo computacional utilizando o software Engineering Equation Solver (EES) e sua biblioteca própria de propriedades termodinâmicas.

2. METODOLOGIA DA SIMULAÇÃO

O sistema modelado foi baseado no trabalho de Rocha, Gonçalves e Abreu (2010) e é ilustrado na Fig. 1 (a). A fim de facilitar posteriores referências, as respectivas condições operacionais de pressão e entalpia do fluido refrigerante são enumeradas nos quatro pontos principais do ciclo, como mostra o gráfico da Fig. 1 (b). O conjunto consiste em uma bomba de calor a CO₂ com um evaporador tipo coletor solar de placa plana e um trocador de calor tipo contracorrente para aquecer a água (gas cooler). Iniciando o ciclo proposto no ponto 1, o dióxido de carbono deixa o coletor solar no estado superaquecido. Após a elevação de pressão isentrópica no compressor, o fluido entra na região supercrítica (ponto 2). Em seguida, no gas cooler, ocorre a troca de calor com a água a ser aquecida. O CO₂ deixa então o componente (ponto 3) e passa pelo processo de expansão isentálpica, retornando ao evaporador (ponto 4). A ideia de usar um coletor de placa plana em vez de um evaporador convencional é permitir o ganho térmico por radiação em paralelo à convecção e, dessa forma, fazer com que o sistema possa trabalhar com temperaturas de evaporação acima ou abaixo da ambiente e com o tamanho do evaporador reduzido.

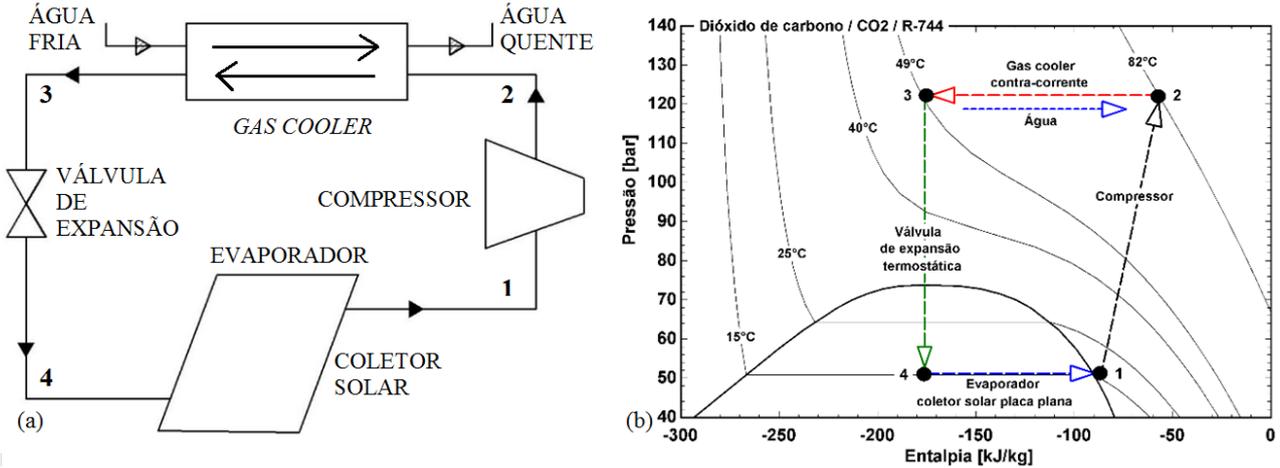


Figura 1 - Configuração da bomba de calor (a) e diagrama p-h do ciclo (b).

2.1 Modelagem matemática do sistema

As considerações iniciais de operação do sistema incluem operação em regime permanente, queda de pressão e perdas térmicas desprezíveis ao longo da tubulação e trocadores de calor. A modelagem matemática segue conforme o descrito em Rocha, Gonçalves e Abreu (2010), adaptando um modelo discretizado para o *gas cooler* devido à grande variação de propriedades termodinâmicas do CO₂ na região supercrítica.

O coletor solar é modelado considerando os parâmetros de eficiência ótica ($F_R(\tau\alpha)$ adimensional) e trocas térmicas ($F_R U_L$ [W/m²K]), obtidos experimentalmente e disponíveis nos catálogos de equipamentos. Considera-se que a curva de eficiência do coletor é válida para a faixa de temperaturas de evaporação acima e abaixo da temperatura ambiente. A taxa de transferência de calor no evaporador (\dot{Q}_{EVAP}) é dada pelas Eq. (1) e (2). Tal consideração acerca do uso da curva de eficiência do coletor no formato linear é uma primeira aproximação e visa poder usar dados de desempenho de coletores solares planos disponíveis em catálogo.

$$\dot{Q}_{EVAP} = G_{t,tilt} * A_{col} * \eta_{col} \quad (1)$$

$$\eta_{col} = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L * (T_{EVAP} - T_{AMB}) / G_{t,tilt} \quad (2)$$

Onde $G_{t,tilt}$ corresponde à irradiância total no plano inclinado [W/m²], A_{col} à área do coletor [m²] e η_{col} , à eficiência do componente. As temperaturas de evaporação e ambiente são representadas por T_{EVAP} e T_{AMB} , respectivamente.

Para o presente sistema, considera-se o uso de um coletor solar convencional, cujas especificações técnicas são apresentadas na Tab. 1. A área do componente é definida considerando a viabilidade da operação do sistema na faixa de irradiância de 200 a 1100 W/m². O grau de superaquecimento na saída do evaporador é definido de forma a garantir que o fluido entre no compressor no estado gasoso, sendo também uma variável de análise do sistema. A diferença entre T_{EVAP} e T_{AMB} é estabelecida como variável de entrada, com o objetivo de estabelecer relação direta entre a irradiância e a rotação do compressor.

A vazão mássica do CO₂ (\dot{m}_{CO_2} [kg/s]) e o trabalho de compressão (\dot{W}_{COMP} [W]) e são dados pelas Eq. (3) e (4).

$$\dot{m}_{CO_2} = ROT * V_{DESL} * \eta_v / v_1 \quad (3)$$

$$\dot{W}_{COMP} = \dot{m}_{CO_2} * (h_{2s} - h_1) / \eta_g \quad (4)$$

Onde ROT representa a rotação do compressor [Hz], η_v é a eficiência volumétrica do compressor, v_1 é o volume específico do refrigerante no estado 1 [m^3/kg], η_g é a eficiência global do compressor e h_1 e h_{2s} são as entalpias do CO_2 no estado 1 e no estado 2 respectivamente. Considerando a ampla variação do calor específico do CO_2 e a necessidade de caracterização experimental do compressor, a definição do estado 2 é feita assumindo uma compressão isentrópica. Do mesmo modo, atribuiu-se valores constantes às eficiências volumétrica e global.

O *gas cooler* é caracterizado por meio da atribuição, como dado de entrada, da sua condutância térmica global que é o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e sua área de troca (UA_{GC}). A temperatura de entrada da água no trocador de calor é uma variável independente do sistema. Define-se um incremento de temperatura de 10°C entre a entrada e a saída da água no *gas cooler* e então a vazão mássica da água é a variável de saída calculada nessa parte do modelo. A solução é obtida por meio da discretização na direção do escoamento em pequenos volumes de controle onde se aplicam balanços de energia como ilustrados na Fig. 2. As temperaturas do fluido quente e do fluido frio são então calculadas em cada subdivisão ao longo de todo o trocador de calor e a solução para a vazão mássica de água é obtida por um processo iterativo externo ao cálculo da malha discretizada do *gas cooler*.

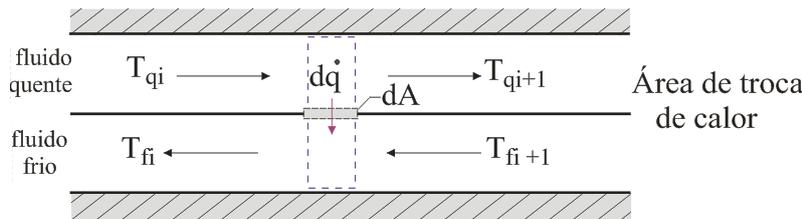


Figura 2 - Discretização do trocador de calor (Fonte: Adaptado de Bergman et al., 2014).

A taxa de calor transferida (\dot{Q}_{GC}), a vazão mássica de água ($\dot{m}_{\text{ÁGUA}}$) e o estado 3 do refrigerante são definidos a partir do modelo do *gas cooler*, conforme as Eq. (5) na forma global e (6) na forma discretizada.

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}_{\text{ÁGUA}} * c_{p,\text{ÁGUA}} * \Delta T_{\text{ÁGUA}} = \dot{m}_{\text{CO}_2} * (h_{2s} - h_3) = UA * DTML \quad (5)$$

$$d\dot{Q} = \dot{m}_{\text{ÁGUA}} * c_{p,\text{ÁGUA}} * dT_{\text{ÁGUA}} = \dot{m}_{\text{CO}_2} * dh_{\text{CO}_2} = d(UA_{GC}) * (T_{\text{CO}_2} - T_{\text{ÁGUA}}) \quad (6)$$

Onde $c_{p,\text{ÁGUA}}$ corresponde ao calor específico da água, $\Delta T_{\text{ÁGUA}}$ é o aumento da temperatura da água no trocador de calor e h_3 é a entalpia no estado 3 (saída de CO_2 do *gas cooler*).

Liao, Zhao e Jakobsen (2000) apresentam um estudo de otimização da pressão de alta (em [bar]) em função das temperaturas (em [$^\circ\text{C}$]) de saturação no evaporador (T_{EVAP}) e de saída do *gas cooler* (T_3) para o ciclo transcrito. A correlação resultante (Eq. (7)) é utilizada para definir a pressão de alta da bomba de calor neste trabalho. Observa-se que tal parâmetro pode ser ajustado em campo por processo de tentativas de erros e de acertos da massa de fluido refrigerante carregada no sistema durante sua fabricação ou partida. A avaliação via modelagem da carga de fluido refrigerante nesses sistemas exige um trabalhoso inventário de massa no sistema cujas complexidades e incertezas estão fora dos objetivos desse trabalho. Dessa forma, reconhece-se que a carga de fluido está relacionada à pressão de alta de operação do sistema, mas seus valores não são de fato estimados. Na prática, o ajuste de um único valor de carga para uma pressão de alta levemente acima (5 a 10 bar) do ponto de ótimo COP permite operação adequada do sistema sem significativo prejuízo em seu desempenho para uma ampla faixa de operação.

$$P_{\text{ALTA},\text{ótima}} = -9,34 + 0,381 * T_{\text{EVAP}} + 2,778 * T_3 - 0,0157 * T_{\text{EVAP}} * T_3 \quad (7)$$

O modelo matemático para o dispositivo de expansão do sistema é representado por um processo isoentálpico (ou seja, $h_3=h_4$), enquanto o grau de superaquecimento imposto na saída do evaporador na forma de dado de entrada do modelo pode ser entendido como a representação do uso de uma válvula expansão termostática para controlar a restrição do fluxo de fluido refrigerante, como de fato ocorre em muitos sistemas reais desse tipo em campo. Porém neste trabalho valores reais de abertura da válvula de expansão também não são estimados mesmo sendo reconhecido que tal relação entre estes parâmetros existe, uma vez que tal esforço fugiria ao escopo da análise em questão.

O coeficiente de desempenho energético do sistema (COP) é um parâmetro utilizado para avaliar a operação de uma bomba de calor e é definido como a razão entre o efeito de aquecimento e a entrada de trabalho no sistema, conforme descrito na Eq. (8).

$$\text{COP} = \dot{Q}_{GC} / \dot{W}_{\text{COMP}} \quad (8)$$

2.2 Atribuição dos dados de entrada e resolução do modelo para o caso de referência

Na Tab. 1 são apresentadas as características construtivas dos principais componentes e também alguns parâmetros operacionais que definem o sistema de referência estudado na análise que segue. Tais parâmetros são os dados de entrada da modelagem matemática proposta e correspondem às variáveis independentes do problema. As simulações foram realizadas usando o *software* EES. A base de dados termodinâmicos do dióxido de carbono apresenta valores do comportamento real do fluido e é válida para a faixa de temperatura e pressão de trabalho do sistema, além de ser amplamente utilizada em modelos similares (F-Chart Software, 2018).

Tabela 1 – Parâmetros de entrada do modelo para o caso de referência.

Componente	Parâmetro	Símbolo [Unidade]	Valor
Compressor	deslocamento volumétrico	$V_{DES L}$ [cm ³]	3,3
	rendimento isentrópico global	η_g [-]	0,65
	rendimento volumétrico	η_v [-]	0,75
<i>Gas-cooler</i>	condutância térmica global	UA_{GC} [W/K]	150
	ΔT de aquecimento da água	$\Delta T_{\acute{A}GUA}$ [K]	10
	temperatura de entrada da água	$T_{\acute{A}GUA,in}$ [°C]	40
Coletor solar	área do coletor	A_{COL} [m ²]	2
	eficiência ótica	$F_R(\tau\alpha)$ [-]	0,8
	coeficiente global de trocas térmicas	$F_R U_L$ [W/m ² K]	10
	irradiância solar	$G_{t,tilt}$ [W/m ²]	1000
	diferença de temperatura no evaporador	ΔT_{EVAP} [K]	10
	superaquecimento no evaporador	ΔT_{SUP} [K]	1
	temperatura ambiente	T_{AMB} [°C]	25
Fluido	dióxido de carbono		

O conjunto de valores representativos do sistema de referência apresentados na Tab. 1 foi escolhido pela aferição preliminar do modelo de modo a satisfazer um balanceamento aproximado entre os componentes do sistema e permitir a realização satisfatória de simulações partindo-se de uma irradiância solar de 1000 W/m² e um coletor solar com área de 2 m². Dessa forma, o deslocamento volumétrico do compressor (3,3 cm³) e a condutância térmica global do *gas cooler* (150 W/K) foram estimados e fixados. Os demais parâmetros impostos seguiram valores adequados para representar uma condição típica de operação de uma bomba de calor para aquecimento de água. Especificamente, os valores fixos de rendimentos global (0,65) e de rendimento volumétrico (0,75), escolhidos para o compressor, não pretendem representar algum compressor de CO₂ em particular existente no mercado, são somente valores plausíveis na operação real desse tipo de compressor. Os mesmos argumentos valem para os valores de eficiência ótica (0,8) e de coeficiente de trocas térmicas com o ambiente (10 W/m²K) impostos ao coletor solar. A arbitragem dessas características globais via valores fixos, ao invés de curvas características reais para tais componentes, serve razoavelmente ao objetivo principal do presente trabalho, qual seja: levantar as tendências básicas do comportamento operacional do referido sistema ao operar com o fluido refrigerante dióxido de carbono.

A partir dos dados do caso de referência, obtém-se a resolução do modelo pela solução praticamente sequencial de suas equações, cujos principais resultados são apresentados na Tab. 2. Pela modelagem realizada verifica-se que o sistema proposto emprega compressor de capacidade variável, cuja rotação é ajustada em função da temperatura de evaporação imposta visando satisfazer a taxa de transferência de calor no coletor solar. Dessa forma, o sistema pode se adaptar a uma ampla faixa de variação de irradiância solar. Caso o compressor fosse de rotação fixa, ocorreria uma grande variação da pressão de evaporação, fato difícil de ser acomodado tanto na simulação, quanto na operação real do sistema. Assim, é a variação da rotação do compressor que permite manter a pressão de evaporação adequada mesmo que haja grande variação da irradiância solar ao longo do dia.

A sequência de cálculo inicia fixando o grau de superaquecimento na saída do coletor solar e a temperatura de evaporação que, ao serem impostos no modelo, definem o estado termodinâmico na linha de sucção do compressor. A sequência de solução termina com a determinação de uma nova temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler* (T_3) e, conseqüentemente, uma nova entalpia, que é comparada com a determinada anteriormente a partir pressão de alta ótima. O processo é então repetido atualizando o valor de T_3 na Eq. (7) até que a convergência da entalpia nesse ponto seja atingida.

Tabela 2 – Resultados obtidos para o caso de referência.

Parâmetro	Símbolo	Valor calculado
Rotação do compressor	ROT	3150 rpm
Pressão de alta (ótima no gas cooler)	P_{GC}	121,2 bar
Pressão de evaporação	P_{EVAP}	50,9 bar
Temperatura do CO ₂ na descarga do compressor	T_{2s}	82,2 °C
Temperatura do CO ₂ na saída do <i>gas-cooler</i>	T_3	49,1 °C
Vazão mássica de CO ₂	\dot{m}_{CO_2}	0,0203 kg/s
Vazão mássica de água	$\dot{m}_{ÁGUA}$	0,0583 kg/s
Taxa de calor no coletor solar	\dot{Q}_{EVAP}	1800 W
Taxa de calor no <i>gas-cooler</i>	\dot{Q}_{GC}	2439 W
Potência de compressão	\dot{W}_{COMP}	984 W
COP da bomba de calor	COP	2,48

3. ANÁLISE DAS SIMULAÇÕES REALIZADAS

Utilizando como base o caso de referência, cujas variáveis são listadas na Tab. 1, foram feitas simulações para análise do funcionamento do sistema. Os parâmetros escolhidos nas simulações e respectivos intervalos de variação estão listados na Tab. 3. A diferença de temperatura no evaporador ($\Delta T_{EVAP} = T_{AMB} - T_{EVAP}$) e o superaquecimento (ΔT_{SUP}) equivalem a variáveis de controle do sistema: rotação do compressor e restrição (ou abertura) da válvula de expansão termostática, respectivamente. Enquanto que a irradiância solar e a temperatura de entrada da água no *gas cooler* representam demandas operacionais externas com fortes faixas de variação impostas diariamente aos sistemas de aquecimento de água assistidos por coletor solar.

Tabela 3 – Parâmetros e faixas de variação empregados nas simulações.

Tipo	Parâmetro	Intervalo [unidade]
Controle: pela rotação	$\Delta T_{EVAP} = T_{AMB} - T_{EVAP}$ (ou T_{EVAP})	-5 a 10 [K] (ou de 30 a 15 [°C])
Controle: pela abertura da expansão	superaquecimento	1 a 10 [°C]
Demanda externa: taxa de calor disponível no evaporador	irradiância solar	200 a 1100 [W/m ²]
Demanda externa: ambiente/consumo	temperatura de entrada da água	30 a 50 [°C]

Os resultados para cada um dos parâmetros variados são apresentados de forma análoga nas figuras 3 a 6. Nas figuras com subíndice (a), (b) e (c) são apresentados os comportamentos de variáveis operacionais do sistema e na figura com subíndice (d) apresenta-se perfis de temperatura ao longo do *gas cooler* para a água e o CO₂. Verifica-se nas figuras de 3 a 6 que nas simulações realizadas as variáveis apresentaram de forma geral comportamentos razoavelmente lineares com exceção em relação à ΔT_{EVAP} (Fig. 3). Esses comportamentos serão descritos nas análises a seguir em termos das variações percentuais aproximadas destas tendências.

3.1 Análise dos efeitos de controle da rotação (ΔT_{EVAP}) e da abertura da expansão (ΔT_{SUP})

Na Fig. 3 são mostrados os resultados da simulação com variação da diferença de temperatura no evaporador ($\Delta T_{EVAP} = T_{AMB} - T_{EVAP}$). Este parâmetro foi variado entre -5 K ($T_{EVAP}=30^{\circ}C$) e +10 K ($T_{EVAP}=15^{\circ}C$ =referência) contemplando evaporações acima e abaixo da temperatura ambiente. Deve-se também observar que para os valores negativos desse parâmetro (entre 0 e -5 K) ocorre aproximação entre a temperatura de evaporação do sistema e a temperatura de ponto crítico do referido fluido (31°C), portanto as análises conduzidas nessa região devem ser entendidas com devido cuidado e ressalvas. O gráfico (a) mostra como o comportamento da pressão de alta é afetado, sendo que a mesma cresce nos dois sentidos, devido ao aumento da pressão de evaporação ou devido a maior quantidade de calor a ser rejeitado no *gas cooler*. Verifica-se pelo gráfico (b) que à medida que a diferença vai se aproximando de zero, a rotação cai rapidamente até chegar a um valor mínimo, para em seguida voltar a crescer com o aumento da diferença. O COP observado no gráfico (c) apresenta um ótimo que corresponde ao ponto em que a temperatura do evaporador se iguala à temperatura ambiente. O comportamento da temperatura do CO₂ ao longo do *gas cooler* apesar de sofrer uma inversão, indica uma entrada de fluido mais quente para valores mais altos da diferença, novamente reproduzindo a maior quantidade de calor trocada nessa situação (gráfico (d)). As tendências de aumento da rotação e diminuição do COP são confirmadas na literatura de maneira teórica e experimental (LIAO, ZHAO e JAKOBSEN, 2000; NEKSA, 1998). Conforme descrito anteriormente, A diferença $\Delta T_{EVAP} = (T_{AMB} - T_{EVAP})$ é utilizada como variável de controle da rotação para que a operação seja viável em toda a amplitude de irradiância solar.

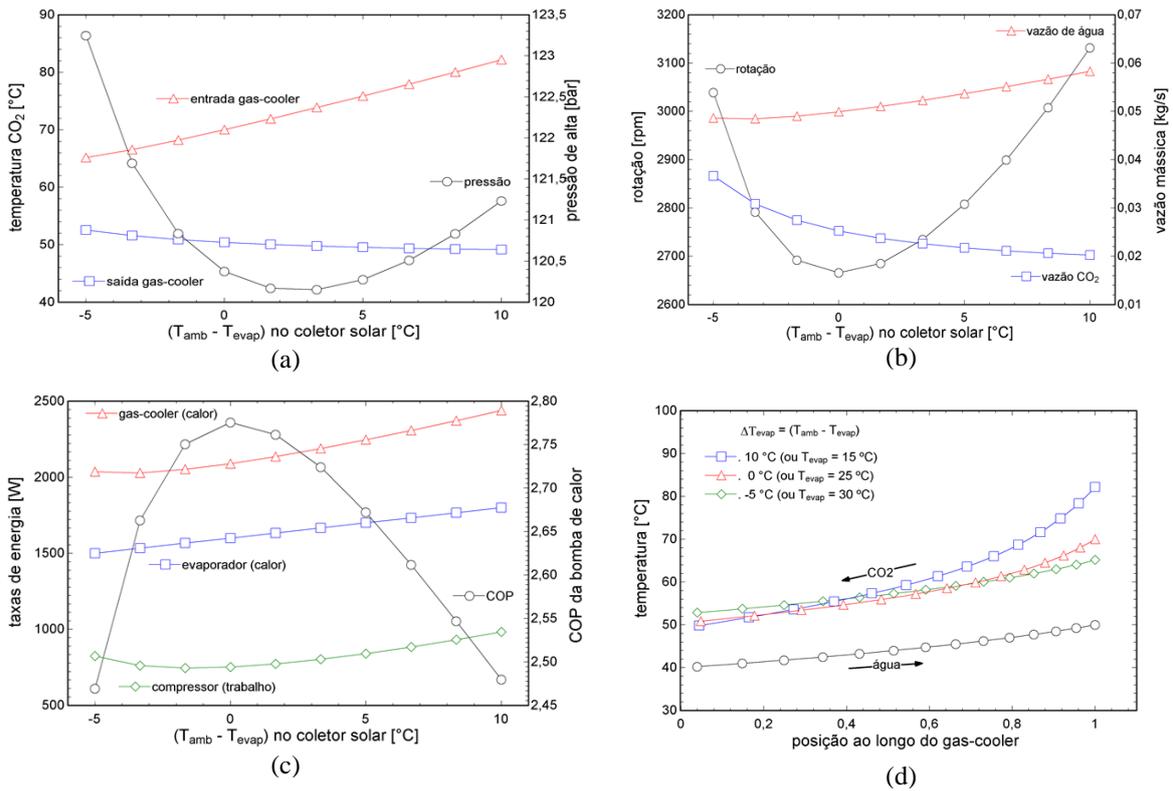


Figura 3 – Resultados para variação da diferença de temperatura no evaporador ($\Delta T_{EVAP} = T_{AMB} - T_{EVAP}$).

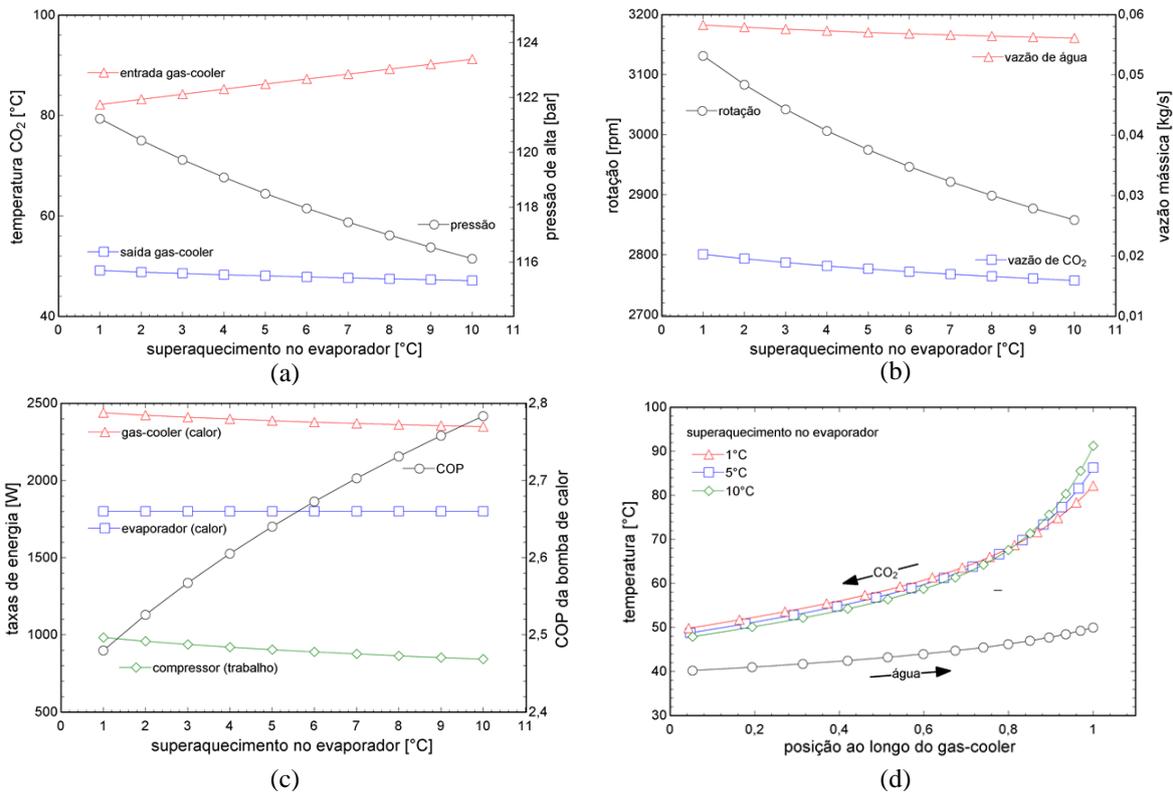


Figura 4 – Resultados para variação do grau de superaquecimento na saída do evaporador.

A Fig. 4 apresenta os resultados para a simulação com variação do grau de superaquecimento. Verifica-se nesses resultados que o aumento do superaquecimento provoca redução da rotação do compressor (gráfico (b)), aumento do COP do sistema (gráfico (c)) e redução da pressão de alta (gráfico (a)). Os perfis de temperatura do CO₂ no gas cooler apresentam inversão com cruzamento (gráfico (d)) devido ao aumento da temperatura na entrada ser seguido de redução conjunta da pressão de alta ótima e da própria temperatura na saída do gas cooler. Entenda-se que a possibilidade de

reprodução de tal comportamento em sistemas reais está relacionada à atuação na carga de fluido como ajustes da pressão de alta ótima conforme já indicado.

3.2 Análise dos efeitos de demandas operacionais externas sobre o sistema (irradiância solar e temperatura da água na entrada do gas cooler)

Na Fig. 5 são apresentados os resultados para a simulação com variação da irradiância solar entre 200 e 1100 W/m^2 , intervalo escolhido na tentativa de verificar o funcionamento dentro dos limites operacionais possíveis. Verifica-se no gráfico (b) um forte aumento da rotação do compressor de 800 rpm para 3500 rpm como forma do sistema se ajustar à disponibilidade de energia solar. Equivalentes aumentos são encontrados nas taxas de energia (gráfico (c)), nas vazões (gráfico (b)) e na pressão e temperatura do CO_2 no *gas cooler* (gráfico (a)). Em particular, essa relação entre trabalho de compressão e disponibilidade de irradiação pode ser posteriormente aproveitada utilizando geração fotovoltaica para suprir a potência necessária no compressor da bomba de calor. O COP do sistema sofre considerável redução conforme observa-se no gráfico (c), o que indica que o dimensionamento da área do coletor é um parâmetro de projeto a ser melhor estudado no futuro. A diferença de temperatura entre o CO_2 e a água no *gas cooler* aumenta sensivelmente como pode ser contemplado no gráfico (d).

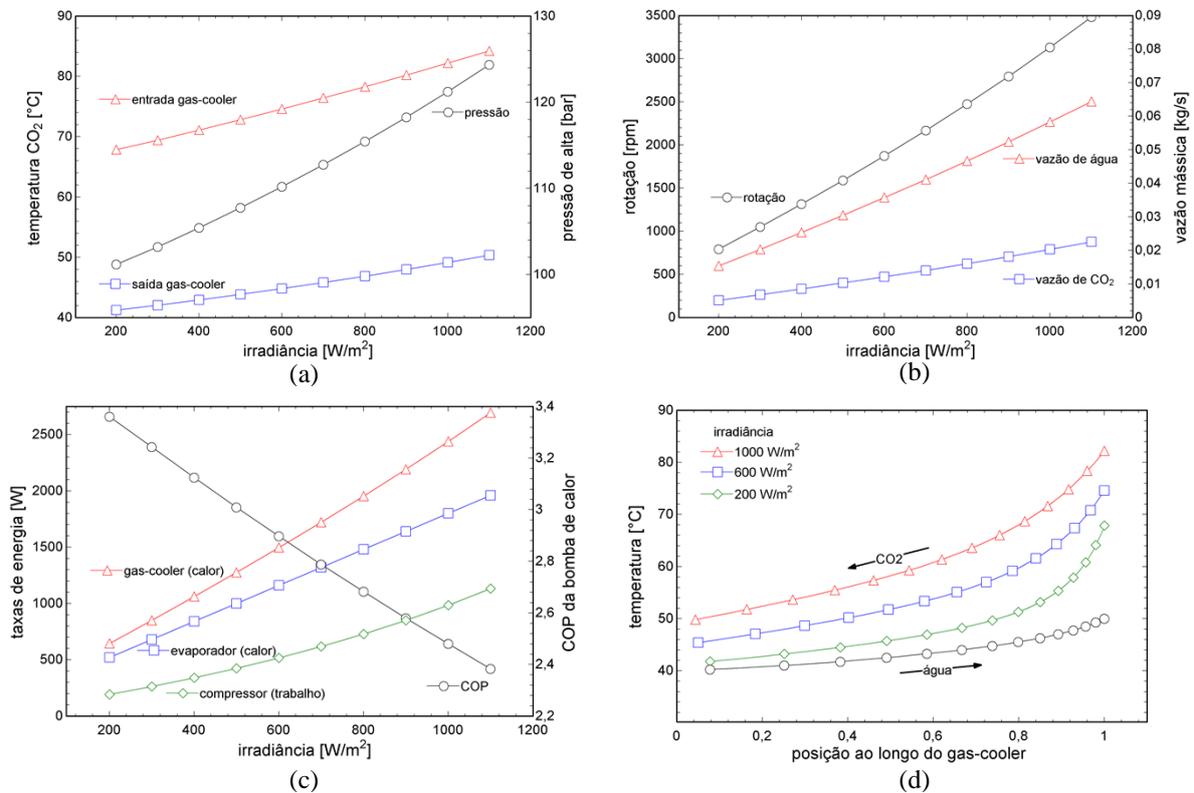


Figura 5 – Resultados para variação da irradiância solar.

Os resultados das simulações para a variação de temperatura da água (fria) na entrada do *gas-cooler* contracorrente são apresentadas na Fig. 6. Observa-se que os resultados são semelhantes aos obtidos variando-se a irradiância solar, porém em menor intensidade de seus efeitos. Sarkar et al. (2005) verifica esse mesmo comportamento no sistema simulado, pelo aumento da potência de compressão e da pressão ótima de descarga. A grande sensibilidade da bomba de calor a essa variável também é provada experimentalmente por Stene (2005). Dentre as variáveis apresentadas, essa é a que mais interfere na performance do sistema.

4. CONCLUSÃO

No presente trabalho, realizou-se a modelagem e análise paramétrica de um ciclo de bomba de calor a CO_2 transcrito. Foi considerado como referência um ciclo de refrigeração padrão sem a implementação de trocador de calor interno, entre a linha de sucção e saída do gas cooler. A inclusão deste componente deve ser a primeira melhoria a ser promovida nas análises. O modelo desenvolvido convergiu para a faixa de operação planejada e apresentou resultados coerentes com os da literatura.

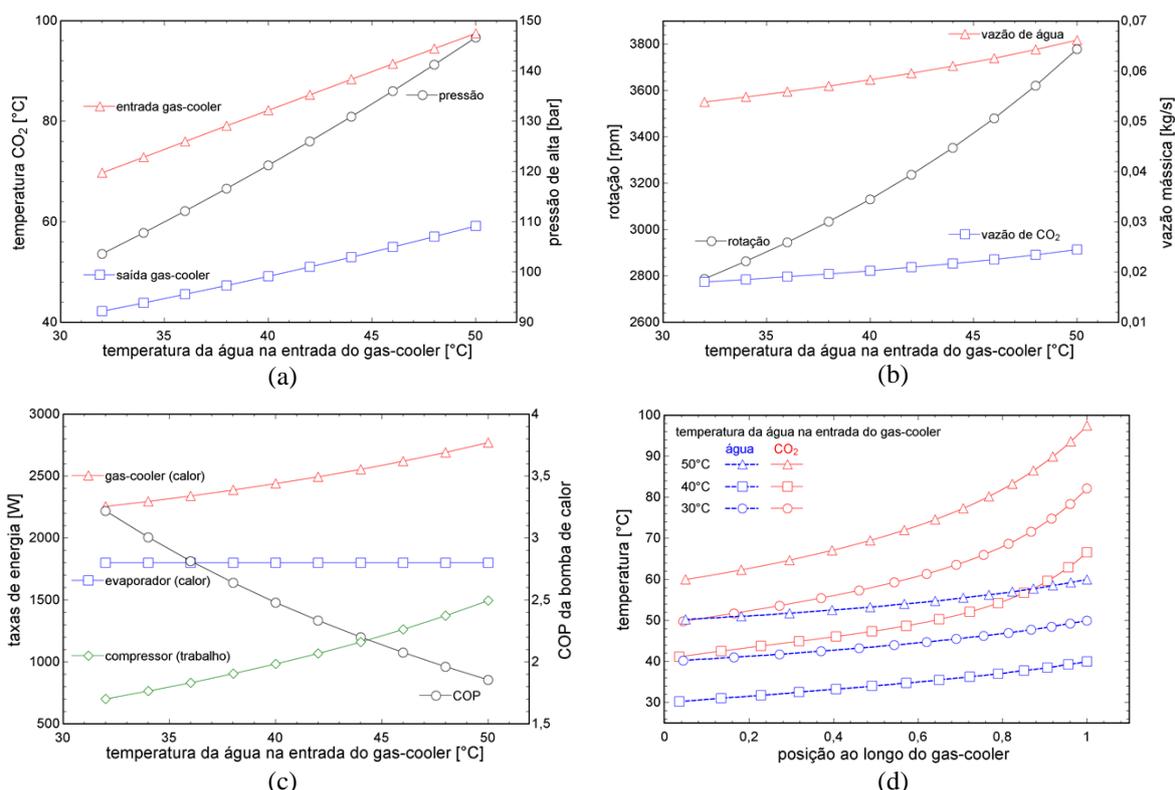


Figura 6 – Resultados para variação da temperatura de entrada da água (fria) no *gas-cooler*.

Nas análises desenvolvidas foram considerados quatro graus de liberdade ou parâmetros de controle do sistema: 1) restrição na válvula de expansão termostática (representada pelo grau de superaquecimento na saída do evaporador); 2) pressão de alta ótima (equivalente ao controle da carga de fluido refrigerante no sistema); 3) temperatura da água na saída do gas cooler (relacionada diretamente vazão de água); e 4) diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura ambiente no coletor solar (ajustada pela rotação do compressor). O aumento do superaquecimento aumentou o COP, enquanto que variações na diferença de temperatura do evaporador fizeram aparecer um ponto de máximo COP com a temperatura de evaporação próxima da temperatura ambiente.

Os parâmetros de funcionamento temperatura da água a ser aquecida e irradiância solar também foram analisados, indicando que o sistema possui grande dependência em relação à temperatura de entrada da água no *gas cooler* e há uma redução do COP com o aumento da irradiância embora a quantidade de calor transportado pela bomba de calor aumente, isso indica a necessidade de um melhor dimensionamento do coletor solar e demonstra a possibilidade de uso do modelo como ferramenta de projeto. Verifica-se também que a restrição da operação em níveis muito baixos de irradiância é uma alternativa a ser considerada para evitar a necessidade de redução excessiva da rotação do compressor.

As tendências de comportamento do sistema mostraram viabilidade de utilização do CO₂ como fluido trabalho em bombas de calor. A melhor adaptação do ciclo às particularidades do fluido torna-se essencial para o sistema ser mais competitivo. A partir do modelo global produzido, é possível realizar aprimoramentos e descrições mais específicas dos componentes, principalmente do *gas cooler*. A modelagem proposta ainda não foi validada experimentalmente, o que é bastante recomendável, pois o uso de curvas características convencionais para os coletores solares e compressores, por exemplo, pode não ser o mais realista, visto que as condições operacionais são bastante diferentes das utilizadas para testar tais componentes.

REFERÊNCIAS

- Battisti, F.G.; Cardemil, J.M.; Silva, A.K., 2016. A multivariable optimization of a Brayton power cycle operating with CO₂ as working fluid. **Energy**, v. 112, p.908-916.
- Bergman, T. L. et al., 2014. **Fundamentos da transferência de calor e massa**, LTC. 672 p. Tradução: Eduardo Mach Queiroz, Fernando Luiz Pellegrini Pessoa.
- Calm, J. M., 2008. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 7, p.1123-1133.
- Chen, J.F.; Dai, Y.J.; Wang, R.Z., 2016. Experimental and theoretical study on a solar assisted CO₂ heat pump for space heating. **Renewable Energy**, v. 89, p.295-304.
- European Commission, 2007. **The Montreal Protocol**. Luxemburgo: Office of Official Publications of the European Communities. 24 p.
- F-Chart Software. Fluid Property Information: Carbon Dioxide or R744. Disponível em: <http://fchart.com/ees/eeshelp/carb_ondioxide_or_r744.htm>. Acesso em: 10 jan. 2018.

- Gueresi, A., 2015. **Análise de uma máquina de refrigeração industrial utilizando dois fluidos refrigerantes diferentes**. 2015. 17 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.
- Intergovernmental Panel On Climate Change (IPCC), 1990. **Climate Change: Overview**. Cambridge: Cambridge University Press.
- Liao, S.M.; Zhao, T.S.; Jakobsen, A., 2000. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, n. 9, p.831-841.
- Lorentzen, G., 1995. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, n. 3, p.190-197.
- Ministério de Minas e Energia (MME), 2012. Empresa de Pesquisa Energética. Nota técnica DEA 16/12: Avaliação da Eficiência Energética para os próximos 10 anos (2012-2021). Rio de Janeiro.
- Passos, L.A.; Abreu, S.L.; Silva, A.K., 2017. Optimal scale of solar-trough powered plants operating with carbon dioxide. **Applied Thermal Engineering**, v. 124, p.1203-1212.
- Pereira, G.S., 2010. **Análise de sistemas de refrigeração a CO₂ em supermercados**. 2010. 149 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Recife.
- Rocha, S. P.; Gonçalves, J. M.; Abreu, S. L., 2010. Mini-bomba de calor acoplada a coletores solares. III Congresso Brasileiro De Energia Solar, Belém.
- Sarkar, J.; Bhattacharyya, S.; Gopal, R. M., 2005. Transcritical CO₂ heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects. **Energy Conversion and Management**, v. 46, p. 2053-2067.
- Stene, J., 2005. Residential CO₂ heat pump system for combined space heating and hot water heating. *International Journal of Refrigeration*, v. 28, p. 1259-1265.
- Zhang, J.; Qin, Y.; Wang, C., 2015. Review on CO₂ heat pump water heater for residential use in Japan. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 50, p.1383-1391.

MODELING AND EVALUATION OF A SOLAR ASSISTED TRANSCRITICAL CO₂ HEAT PUMP

Abstract. Heat pumps are refrigeration systems that make use of the heating instead the cooling effect. The refrigeration sector has the challenge of adapting itself to the new requirements related to the environmental impacts of the working fluids. Many countries already have laws to restrict the commerce and imposes a deadline for the extinction of high environmental impact fluids. Carbon dioxide, one of the first gases used in refrigeration, has been reconsidered lately because it has low global warming potential and no ozone depletion potential. Within this context, this paper presents a global mathematical model for steady state simulations of a heat pump that uses carbon dioxide in a transcritical cycle as working fluid. The system consists of a countercurrent heat exchanger (gas cooler) used to heat water and a flat-plate solar collector as evaporator. In the gas cooler, a discretized model in the flow direction is used and the optimum high pressure for the cycle energetic performance is achieved directly from an algebraic equation. Effects of system operation parameters (evaporating temperature and overheating degree) on control parameters (compressor rotation, expansion opening, fluid load and high pressure) are discussed. The heat pump is also analyzed when it is running under different working conditions usually achieved with large variations in inlet water temperature of the gas cooler and solar irradiance. The obtained results are shown as trends charts of the main operational parameter of the system.

Keywords: Carbon Dioxide, Solar heating, Heat Pump.